

## ФИЗИЧКА СВОЈСТВА ФЛУИДА ✓

Стање неког флуида одређено је низом физичких величина. Неке од њих припадају флуиду као материји и одређују његова физичка својства. То су, на пример, густина, стишљивост, вискозност итд. На понашање флуида за време струјања не утичу само вредности појединих његових физичких величина већ и облици закона који повезују те физичке величине и који одређују брзину њихове промене дуж струјног тока. Тако, на пример, иста промена температуре код разних течности и гасова при неизотермном струјању доводиће до различитог утицаја коефицијента трења на губитке енергије за време транспорта цевоводима. Промена притиска и температуре флуида за време струјања може да доведе и до двофазног тока за који не важе класични закони механике флуида. Проучавање кретања флуида у цевоводима је могућно, заправо, тек пошто се претходно упознају закони промене њихових физичких величина које представљају својства транспортованог флуида. Због тога је неколико следећих страна ове књиге и посвећено основним физичким величинама, чије вредности и промене дуж струјног тока имају велики утицај на понашање флуида у цевоводима за време транспорта.

### 1.1. ГУСТИНА И СТИШЉИВОСТ

Течности се за време хидрауличног прорачуна цевовода сматрају нестишљивим флуидом, осим кад се проверава издржљивост цевовода на хидраулични удар, а гасови и паре стишљивим или нестишљивим флуидом зависно од величине промене њихове густине, притиска и брзине дуж струјног тока. Примери хидрауличног прорачуна нестишљивог струјања су магистрални водоводи и нафтоводи, аспирациони цевоводи у хемијској и прехранбеној индустрији, струјање водене паре или топлог ваздуха у инсталацијама централног грејања итд. Међутим, струјање гасова или паре већим брзинама у дугим цевоводима, у које спадају магистрални гасоводи и пароводи, или великим брзинама кроз кратке цеви, увек је стишљиво и промена густине дуж струјног тока мора да се узме у обзир за време хидрауличног прорачуна таквих цевовода. Исто тако, густина гаса или паре мења се осетно кад ови флуиди истичу великом брзином кроз отворе и млазнике, или се њихово струјање пригушује ради смањења притиска.

Густина неке течности углавном зависи од њене температуре у области нормалних притисака и према Менделејеву (Менделеев) може да се одреди из обрасца:

$$\rho_t = \frac{\rho_{20}}{1 + \beta(t - 20)},$$

у коме је  $\rho_{20}$  њена густина на  $20^\circ\text{C}$ , а  $\beta$  коефицијент запреминског ширења. У табели 1.1 наведене су, као пример, вредности за густину  $\rho_{20}$  и коефицијент  $\beta$  за просечне сирове нафте. Слика 1.1 показује да и мале промене температуре

Табела 1.1

| $\rho_{20}$ (kg/m <sup>3</sup> ) | 700—750 | 750—800 | 800—850 | 850—900 | 900—950 | 950—1000 |
|----------------------------------|---------|---------|---------|---------|---------|----------|
| $10^6\beta$ (°C <sup>-1</sup> )  | 1201    | 1039    | 896     | 770     | 657     | 555      |

изазивају осетну промену густине код неких течности. Ово треба имати у виду приликом одређивања густине на средњој температури за време неизотермног струјања тих течности. Густина гаса зависи од притиска и температуре и за идеалан гас је:

$$p = \rho RT. \quad (1.1)$$

Овде је  $p$  (Pa) апсолутни притисак гаса,  $\rho$  (kg/m<sup>3</sup>) његова густина,  $R$  (J/kgK) гасна константа и  $T$  (K) апсолутна температура. Кад је у питању мешавина гасова, тада густина мешавине износи:

$$\rho_m = \frac{\sum_{i=1}^n r_i \rho_i}{\sum_{i=1}^n r_i},$$

где су  $r_i$  и  $\rho_i$  ( $i=1, 2, \dots, n$ ) запреминска учешћа и густине појединих компонената у мешавини.

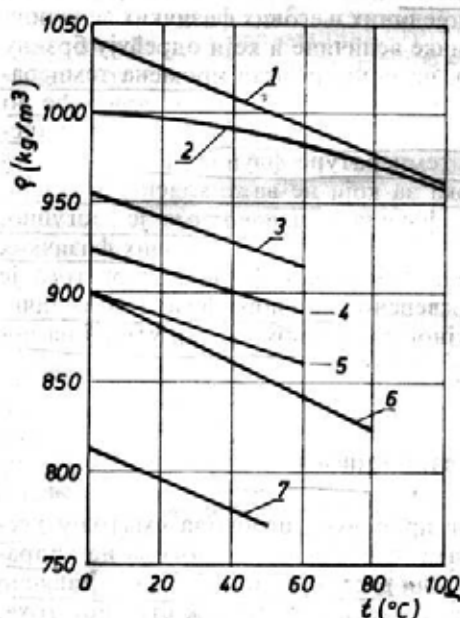
Реални гасови не покоравају се у потпуности закону који важи за идеалан гас и за њих је:

$$p = Z(p, T) \rho RT, \quad (1.2)$$

где је  $Z(p, T)$  функција која показује одступање реалних гасова од идеалног гаса на посматраном притиску и температури. Ово одступање је све

веће што је притисак гаса виши а температура нижа. На слици 1.2 приказана је промена функције  $Z(p, T)$  код неких гасова у зависности од редукованог притиска и редуковане температуре;

$$p_r = p/p_c, \quad T_r = T/T_c.$$



Слика 1.1. [1]

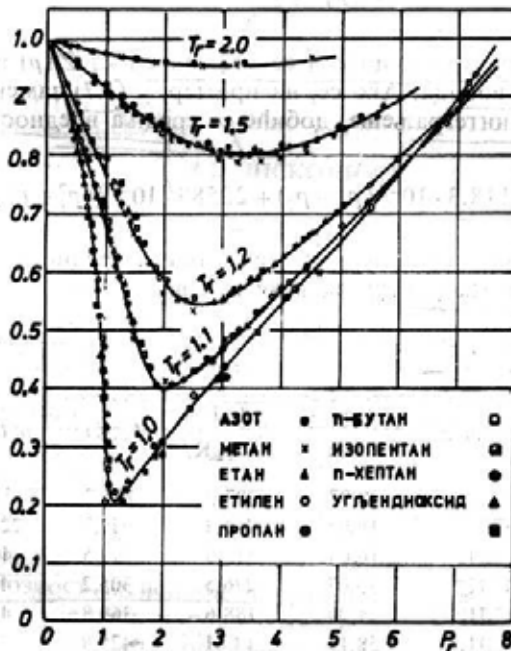
Промена густине са температуром код:  
1 — катранског уља, 2 — воде, 3 — мексиканске нафте, 4 — тексанске нафте, 5 — персијске нафте, 6 — бензола и 7 — етил-алкохола 96%

Са  $p_c$  (Pa) и  $T_c$  (K) означени су критични притисак и критична температура. Постоје и аналитички изрази за одређивање вредности функције  $Z(p, T)$ . Најчешће се користе обрасци Бертелoa (Berthelot) [3],

$$Z(p, T) = 1 + \frac{9}{128} \frac{p_r}{T_r} (1 - 6 T_r^{-2}), \quad (1.3)$$

и Адамова (Adams) који, прилагођен Међународном систему јединица, гласи:

$$Z(p, t) = \frac{1}{1 + (245 - 2,75 t) 10^{-5} p} \quad (1.4)$$



Слика 1.2 [2]

Зависност између коефицијента  $Z(p, T)$ , редукованог притиска и редуковане температуре

У овом последњем обрасцу се притисак  $p$  замењује у барима, а температура  $t$  у степенима Целзијуса (Celsius). За израчунавање вредности коефицијента  $Z(p, T)$  може да се користи и зависност

$$Z(p, T) = p_r \varphi(1/T_r), \quad (1.5)$$

у којој је вредност функције  $\varphi(1/T_r)$  дата у табели 1.2.

Табела 1.2

| $1/T_r$          | 0,1   | 0,2   | 0,4    | 0,6    | 0,8    |
|------------------|-------|-------|--------|--------|--------|
| $\varphi(1/T_r)$ | 0,009 | 0,015 | -0,005 | -0,067 | -0,180 |

Специјално за транспорт метана при константној температури од 18 °C Квалнис (Kvalnes) и Кади (Caddy) предлажу следећу зависност [4]:

$$Z(p) = 1 - 236,6 \cdot 10^{-5} p + 67588 \cdot 10^{-10} p^2, \quad (1.6)$$

у којој се притисак  $p$ , такође, замењује у барима. Приликом хидрауличног прорачуна магистралних гасовода или паровода при изотермном струјању узима се средња вредност ове функције:

$$Z_m = \frac{1}{p_1 - p_2} \int_{p_2}^{p_1} Z(p) dp, \quad (1.7)$$

која може да се израчуна само кад се зна зависност  $Z(p)$  и притисак на почетку и на крају цевовода. Ако се, на пример, у (1.7) замени зависност (1.6) и обави назначено интегралчење, добиће се средња вредност ове функције за метан:

$$Z_m = 1 - 118,3 \cdot 10^{-5} (p_1 + p_2) + 22589 \cdot 10^{-10} (p_1^2 + p_1 p_2 + p_2^2). \quad (1.8)$$

У табели 1.6 дате су, поред осталих величина, и вредности за критични притисак и критичну температуру за неке гасове.

Табела 1.3

| гас            | ознака                         | $M \left( \frac{\text{g}}{\text{mol}} \right)$ | $R \left( \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \right)$ | $T_c \text{ (K)}$ | $p_c \text{ (bar)}$ | $\rho_0 \text{ (kg/m}^3\text{)}$ |
|----------------|--------------------------------|--|--|-------------------|---------------------|----------------------------------|
| Ваздух         | —                              | 28,97  | 287,0  | 132,2             | 37,7                | 1,293                            |
| Водена пара    | —                              | 18,02  | 461,4  | 472,2             | 221,3               | 0,804                            |
| Метан          | CH <sub>4</sub>                | 16,04  | 518,3  | 199,5             | 46,3                | 0,716                            |
| Етан           | C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>  | 30,07  | 276,5  | 305,2             | 49,6                | 1,342                            |
| Пропан         | C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>  | 44,09  | 188,6  | 369,8             | 42,6                | 1,968                            |
| n-Бутан        | C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> | 58,12  | 143,1  | 425,8             | 34,9                | 2,594                            |
| n-Пентан       | C <sub>5</sub> H <sub>12</sub> | 72,15  | 115,2  | 470,0             | 33,5                | 3,221                            |
| i-Бутан        | C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> | 58,12  | 143,1  | 406,9             | 37,0                | 2,594                            |
| i-Пентан       | C <sub>5</sub> H <sub>12</sub> | 72,15  | 115,2  | 461,0             | 33,4                | 3,221                            |
| Кисеоник       | O <sub>2</sub>                 | 32,00  | 259,8  | 154,6             | 50,7                | 1,428                            |
| Азот           | N <sub>2</sub>                 | 28,02  | 296,7  | 126,0             | 32,9                | 1,251                            |
| Угљен-моноксид | CO                             | 28,01  | 296,8  | 133,0             | 34,9                | 1,250                            |
| Угљен-диоксид  | CO <sub>2</sub>                | 44,01  | 188,9  | 304,1             | 73,9                | 1,965                            |
| Водоњик        | H <sub>2</sub>                 | 2,02   | 4115,8   | 33,1              | 12,9                | 0,090                            |
| Амонјак        | NH <sub>3</sub>                | 17,03  | 488,2  | 405,3             | 152,0               | 0,760                            |

Транспорт и испорука гаса потрошачима обављају се на разним притисцима и температурама. Зато је приликом обрачуна количина и цене гаса неопходно извршити свођење тих величина на исте услове. То су „нормални услови“ ( $p_0 = 101325 \text{ Pa}$ ,  $T_0 = 273 \text{ K}$ ), „стандардни услови“ ( $p_0 = 101325 \text{ Pa}$ ,  $T_0 = 293 \text{ K}$ ) и услови који одговарају „нормалној атмосфери“ ( $p_0 = 101325 \text{ Pa}$ ,

$T_n = 288 \text{ K}$ ). На пример, при наведеним условима сув ваздух би имао следеће вредности за густину:

$$\rho_0 = \frac{p_0}{R T_0} = \frac{101325}{286,98 \cdot 273} = 1,293 \text{ kg/m}^3,$$

$$\rho'_0 = \frac{p_0}{R T'_0} = \frac{101325}{286,98 \cdot 293} = 1,205 \text{ kg/m}^3,$$

$$\rho_n = \frac{p_0}{R T_n} = \frac{101325}{286,98 \cdot 288} = 1,225 \text{ kg/m}^3.$$

У литератури се користе све три врсте услова. Често се наводе још и „стандардни технички услови“ ( $p_0 = 98066,5 \text{ Pa}$ ,  $T_0 = 293 \text{ K}$ ) при којима би за сув ваздух било  $\rho_0 = 1,166 \text{ kg/m}^3$ .

## 1.2. ВИСКОЗНОСТ

Свакодневно коришћење течности и гасова показује да ове материје имају посебна својства. Њихови делићи су веома покретљиви. Довољна је мала сила да би се обавило померање једних делића у односу на друге. Међутим, нису делићи свих флуида једнако покретљиви. Трење између делића није исто код свих флуида због различите вискозности. Мерило вискозности неког флуида је коефицијент динамичке вискозности  $\mu$  ( $\text{Ns/m}^2$ ), или кинематичке вискозности  $\nu$  ( $\text{m}^2/\text{s}$ ), између којих постоји веза:  $\mu = \rho \nu$ . Динамичку вискозност дефинисао је Њутн (*Newton*) као коефицијент сразмерности између тангентног напона и промене брзине у правцу нормале у односу на правац струјања:

$$\tau = \mu \frac{\partial v}{\partial n}.$$

Динамичка вискозност зависи од притиска и температуре флуида. Утицај температуре далеко је јачи, нарочито кад притисци нису изузетно високи. У табели 1.4 дате су вредности динамичке вискозности неких гасова на разним температурама и нормалном притиску  $p_0 = 101325 \text{ Pa}$ .

Из табеле се види да се динамичка вискозност код гасова повећава са порастом температуре. Код течности је обрнут случај. Код њих динамичка вискозност расте кад температура опада. Зато се изразито вискозне течности и загревају пре транспорта цевоводима да би им се смањила вискозност. Иначе, динамичка вискозност гасова на одговарајућој температури може да се израчуна из обрасца Садерленда (*Sutherland*) ако се зна њена вредност на температури  $T_0$ . Тај образац гласи:

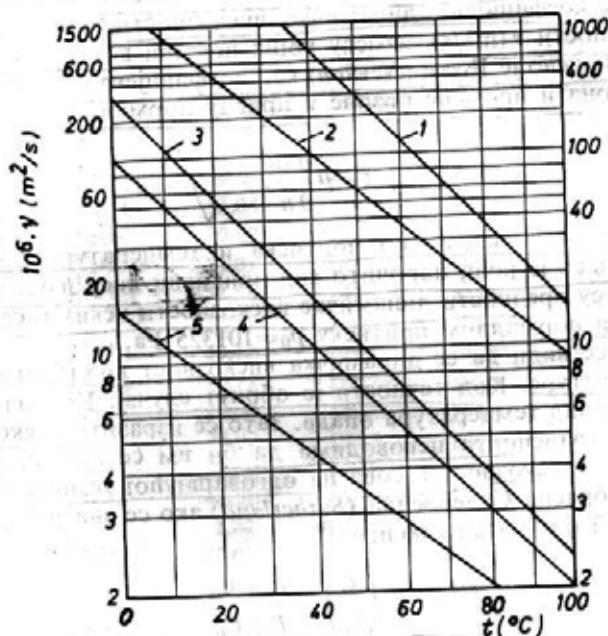
$$\mu_T = \mu_0 \left( \frac{T}{T_0} \right)^{3/2} \frac{T_0 + C_0}{T + C_0}. \quad (1.9)$$

У њему  $C_0$  означава константу Садерленда чија се вредност налази у последњој колони табеле 1.4. За температурне разлике  $-20 \text{ }^\circ\text{C}$  до  $500 \text{ }^\circ\text{C}$  може да се користи приближан образац

$$\mu_T \approx \mu_0 \left( \frac{T}{T_0} \right)^m,$$

Табела 1.4

| Гас                 | Динамичка вискозност $10^6 \mu$ (Ns/m <sup>2</sup> ) |       |       |       |       |       |       | Константа<br>Сатерленда |
|---------------------|--|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------------------------|
|                     | $t$ (°C)   |       |       |       |       |       |       |                         |
|                     | -10  | 0     | 20    | 40    | 60    | 80    | 100   |                         |
| Ваздух              | 16,68  | 17,07 | 18,15 | 19,13 | 20,01 | 20,90 | 21,78 | 112                     |
| Метан               | 10,00  | 10,20 | 10,99 | 11,58 | 12,26 | 12,85 | 13,34 | 164                     |
| Кисеоник            | 18,54  | 19,23 | 20,31 | 21,39 | 22,46 | 23,45 | 24,43 | 125                     |
| Азот                | 16,17  | 16,58 | 17,66 | 18,54 | 19,33 | 20,21 | 20,99 | 102                     |
| Угљен-<br>-моноксид | 16,17  | 16,58 | 17,66 | 18,54 | 19,33 | 20,21 | 20,99 | 102                     |
| Угљен-диоксид       | 13,34  | 13,83 | 14,81 | 15,79 | 16,78 | 17,76 | 18,64 | 273                     |
| Водоник             | 8,14   | 8,44  | 8,73  | 9,22  | 9,61  | 10,01 | 10,30 | 72                      |
| Амонијак            | 8,93   | 9,32  | 10,10 | 10,89 | 11,67 | 12,46 | 12,85 | 503                     |
| Коксни гас          | 12,07  | 12,46 | 13,15 | 13,83 | 14,52 | 15,21 | 15,79 | 120                     |
| Генерат. гас        | 15,79  | 16,19 | 17,17 | 18,05 | 18,93 | 19,82 | 20,60 | 120                     |
| Гас вис. пећи       | 15,99  | 16,48 | 17,46 | 18,34 | 19,33 | 20,11 | 20,99 | 120                     |
| Водени гас          | 14,62  | 15,01 | 15,89 | 16,78 | 17,56 | 18,34 | 19,13 | 120                     |



Слика 1.3 [1]

Промена кинематичке вискозности са температуром код: тешког катранског уља из мрког угља (1) и каменог угља (2), лаког катранског уља из мрког угља (3) и каменог угља (4) и лаког лож-уља из сирове нафте (5)

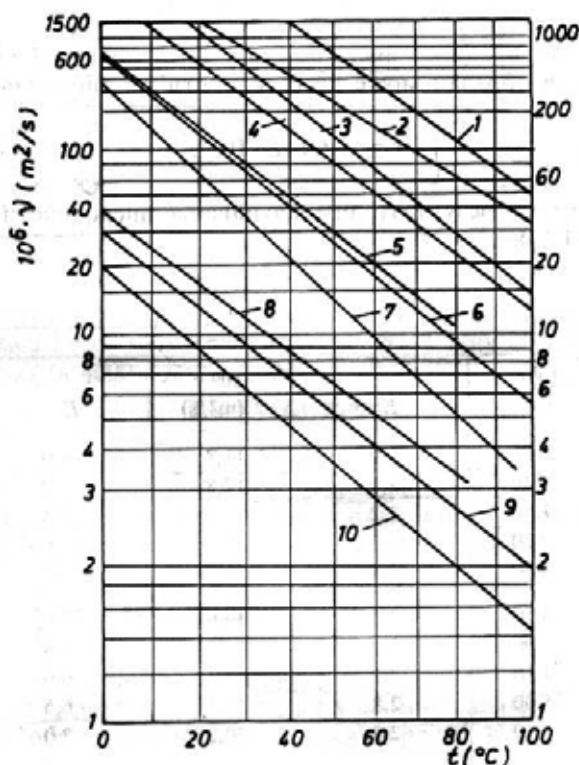
где је  $m=0,76$  за ваздух,  $m=0,874$  за метан,  $m=0,866$  за угљен-диоксид,  $m=1,05$  за амонијак итд. За одређивање динамичке вискозности мешавине гасова Хернинг-Циперер (Herning-Zipferer) [1] предлажу образац

$$\mu = \frac{\sum_{i=1}^n r_i \mu_i \sqrt{M_i T_{ci}}}{\sum_{i=1}^n r_i \sqrt{M_i T_{ci}}}, \quad (1.10)$$

у коме  $r_i$ ,  $\mu_i$ ,  $M_i$ ,  $T_{ci}$  означавају редом запреминско учешће, динамичку вискозност, молекулску масу и критичну температуру појединих компонената у мешавини.

Зависност између вискозности и температуре код течности даје се обично у виду дијаграма (као, на пример, на сликама 1.3 и 1.4), или у облику једног од следећих образаца:

$$\log \log \nu = a + bt, \quad \frac{1}{\nu} = a + bt + ct^2, \quad \nu = B_0 e^{b_0/T}, \quad \nu = C/t^m. \quad (1.11)$$



Слика 1.4 [1]

Промена кинематичке вискозности са температуром код сирове нафте из 1 — Аргентине, 2 — Мексика, 3 — Немачке, 4 — СССР-а, 5 — Тексаса, 6 — Румуније, 7 — Ирана, 8 — Кувајта, 9 — Борнеа, 10 — Галиције.

Уместо температуре  $t$  ( $^{\circ}\text{C}$ ) може да се стави  $T$  (K), при чему ће константе  $a, b, c, C, B_0, b_0$  имати тада друге вредности. Ове константе се одређују из наведених једначина мерењем вискозности на онолико температура колико има изабрани израз констаната. Треба настојати да те температуре буду између почетне и крајње температуре у цевоводу, које се очекују за време транспорта. Ако се очекује велики пад температуре у цевоводу за време транспорта, тада треба температурни интервал делити на више делова и одредити закон промене вискозности са температуром за сваки део подељеног температурног интервала. Најчешће се вискозност течности мери Енглеровим (Engler) вискозиметром па је, ради примене измерене вредности, потребно извршити прерачунавање у СИ јединице. У ту сврху може да послужи образац Убелодеа (Ubbelohde) [5],

$$\nu = \left( 7,31 \cdot E - \frac{6,31}{E} \right) 10^{-6} \quad \checkmark \quad (1.12)$$

или Фогела (Vogel) [1],

$$\nu = 7,60^{(1-E^{-2})} E \cdot 10^{-6}, \quad \checkmark \quad (1.13)$$

у којима  $E$  означава вредност вискозности у Енглеровим (Engler) степенима. За  $\nu > 10 E$  Фогелов образац може да се користи у приближном облику:

$$\nu \cong 7,60 \cdot E \cdot 10^{-6}. \quad \checkmark \quad (1.14)$$

У табели 1.5 дати су резултати прерачунавања вискозности од 1 до 10 E према обрасцу (1.13).

Табела 1.5

| $E$  | $10^6 \nu$<br>( $\text{m}^2/\text{s}$ ) | $E$ | $10^6 \nu$<br>( $\text{m}^2/\text{s}$ ) | $E$  | $10^6 \nu$<br>( $\text{m}^2/\text{s}$ ) |
|------|---|-----|---|------|---|
| 1,00 | 1,00                                    | 2,0 | 11,8                                    | 4,0  | 29,3                                    |
| 1,05 | 1,40                                    | 2,1 | 12,8                                    | 4,2  | 30,9                                    |
| 1,10 | 1,80                                    | 2,2 | 13,8                                    | 4,4  | 32,5                                    |
| 1,15 | 2,30                                    | 2,3 | 14,8                                    | 4,6  | 34,1                                    |
| 1,20 | 2,80                                    | 2,4 | 15,7                                    | 4,8  | 35,7                                    |
| 1,25 | 3,30                                    | 2,5 | 16,6                                    | 5,0  | 37,4                                    |
| 1,30 | 3,90                                    | 2,6 | 17,5                                    | 5,5  | 41,2                                    |
| 1,35 | 4,50                                    | 2,7 | 18,4                                    | 6,0  | 45,1                                    |
| 1,40 | 5,00                                    | 2,8 | 19,3                                    | 6,5  | 49,0                                    |
| 1,45 | 5,60                                    | 2,9 | 20,2                                    | 7,0  | 52,9                                    |
| 1,50 | 6,25                                    | 3,0 | 21,1                                    | 7,5  | 57,0                                    |
| 1,60 | 7,45                                    | 3,2 | 22,8                                    | 8,0  | 60,8                                    |
| 1,70 | 8,50                                    | 3,4 | 24,5                                    | 8,5  | 64,6                                    |
| 1,80 | 99,60                                   | 3,6 | 26,1                                    | 9,0  | 68,4                                    |
| 1,99 | 10,70                                   | 3,8 | 27,7                                    | 10,0 | 76,0                                    |



## 1.3. КОЕФИЦИЈЕНТ ТРЕЊА

Димензијска анализа показује да коефицијент трења у општем случају зависи од  $Re$  броја и релативне храпавости  $\delta/D$  оквашене површине цевовода. У једном одређеном подручју  $Re$  броја релативна храпавост оквашене површине не утиче на коефицијент трења. Наиме, дељина граничног слоја обрнуто је сразмерна квадратном корену из  $Re$  броја и при малим вредностима  $Re$  броја гранични слој је довољно дебео да прекрива све неравнине па се цев понаша као да је глатка. То је област ламинарног струјања (коефицијент трења мења се дуж праве  $a-a$  на слици 1.5) за коју Навје-Стоксове (Navier-Stokes) једначине за цеви кружног пресека доводе до зависности:

$$\lambda = 64/Re. \quad (1.15)$$

Непосредно иза ламинарне области простире се прелазна зона (део између правих  $a-a$  и  $b-b$ ) коју у примени треба избегавати. Ако и при даљем повећању  $Re$  броја дељина граничног слоја буде већа од неравнина, што треба проверити израчунавањем дељине граничног слоја помоћу једног од приближних образаца, на пример помоћу Прантловог (Prandtl) образаца

$$\delta_{gs} = 62,7 D/Re^{0,875}, \quad (1.16)$$

цев ће се понашати као да је глатка (каже се да је цев хидраулички глатка) и коефицијент трења ће се мењати дуж праве,  $b-b$  коју апроксимира образац Блазијуса (Blasius) за  $4000 < Re < 100000$ ,

$$\lambda = 0,3164/Re^{0,25}. \quad (1.17)$$

У струјној области између правих  $b-b$  и  $c-c$  на коефицијент трења утиче и  $Re$  број и релативна храпавост  $\delta/D$  цевовода.

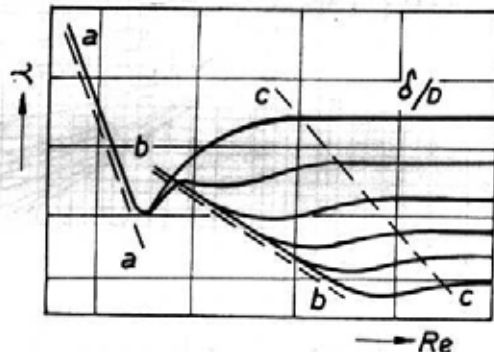
Према Алтшулу (Алтшула) положај ових линија одређен је граничним вредностима  $Re$  броја, које се израчунавају посредством израза:

$$Re' = \frac{59,5}{\Delta^{8/7}}, \quad Re'' = \frac{665 - 765 \log(\Delta)}{\Delta},$$

где је  $\Delta = 2\delta/D$ . За одређивање коефицијента трења у овој области литература нуди највише образаца који често дају веома различите вредности. Ипак из мноштва тих образаца треба издвојити образце Колбрука (Colebrook) и Алтшула (Алтшула):

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left( \frac{2,51}{Re\sqrt{\lambda}} + \frac{\delta}{3,71 D} \right), \quad (1.18)$$

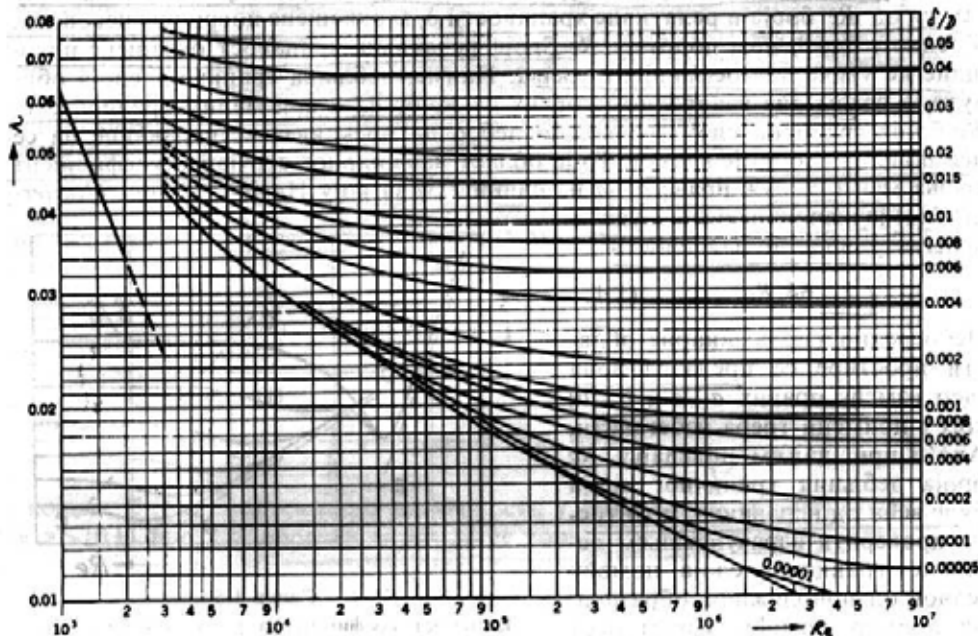
$$\lambda = 0,1 \left( \frac{1,46 \delta}{D} + \frac{100}{Re} \right)^{0,25} = 0,11 \left( \frac{\delta}{D} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}. \quad (1.19)$$



Слика 1.5

Зависност коефицијента трења од Рејнолдсовог броја и релативне храпавости.

Због важности области између правих  $b-b$  и  $c-c$  за техничку праксу, срачу-  
нат је према обрасцу (1.18) и дијаграм који је приказан на слици 1.6.



Слика 1.6 [6]

Зависност коефицијента трења од  $Re$  броја и релативне храпавости код тех-  
ничких цевн

Обрасци Колбука (*Colebrook*) и Алтшула добро се слажу и дају вред-  
ности за коефицијент трења које се заиста и остварују у техничким цевима.  
Осим тога, оба обрасца дају употребљиве вредности за коефицијент трења  
и за област десно од праве  $c-c$ , за коју се иначе препоручује Шифринсонов  
(*Schifrinson*) образац:

$$\lambda = 0,111 (\delta/D)^{0,25} \quad (1.20)$$

Он не представља ништа друго него образац Алтшула за велике вредности  
 $Re$  броја, у ком случају се други члан у изразу (1.19) може занемарити према  
првом члану. Примећује се да се Алтшулов образац своди на Блазијусов об-  
разац за цевоводе изразито мале храпавости, јер се тада први члан у изразу  
(1.19) може занемарити према другом члану.

Поред наведених образаца и дијаграма, за одређивање коефицијента  
трења могу да послуже и други извори. Тако се, на пример, за одређивање  
коефицијента трења приликом изотермног струјања сирове нафте препоручује  
Лангеов (*Lange*) образац:

$$\lambda = 0,02 + 1,7/Re^{0,5} \quad (1.21)$$

или, за време прорачуна гасовода, Женероова (*Genereaux*) формула [4]:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1,6 \log \frac{Re \sqrt{\lambda}}{2} + 0,6 \quad (1.22)$$

Код гасовода је обично  $5 \cdot 10^4 < Re < 5 \cdot 10^7$  те се најчешће користи још процитији образац:

$$\lambda = 0,1206 / Re^{0,1505} \quad (1.23)$$

У току прорачуна је обично  $Re$  број непознат, што је у пракси и најчешћи случај, па се његова вредност мора усвајати или одређивати коришћењем приближних образаца. Врло често се користе образци Вејмута (*Weymouth*) и Блеса (*Bless*):

$$\lambda = \frac{0,00941}{D^{0,33}}, \quad \lambda = 0,0125 + \frac{0,0011}{D} \quad (1.24)$$

После израчунавања осталих хидрауличних величина као и  $Re$  броја, мора се наћи тачнија вредност коефицијента трења према одговарајућим образцима и рачун понављати све док се не оствари захтевана тачност.

Одређивању коефицијента трења за време хидрауличног прорачуна цевовода треба посветити посебну пажњу. Нарочито кад је реч о магистралним цевоводима, који су често толико дуги да се при одређивању пада притиска услед трења може веома много погрешити уколико се коефицијент трења не одреди добро. Мора да се води рачуна и о томе да се коефицијент трења при неизотермном струјању мења дуж цевовода због промене вискозности флуида услед размене топлоте са околином. При изотермном струјању коефицијент трења је константан без обзира да ли је струјање флуида стишљиво или нестишљиво, јер се дуж цевовода не мења ни  $Re$  број ни релативна храпавост цевовода.

У табели 1.6 дате су вредности за апсолутну храпавост техничких цеви које се најчешће користе у пракси.

#### 1.4. ВЛАЖНОСТ ГАСОВА

За гас се каже да је влажан кад у себи садржи водену пару. Разуме се, о влажности неког гаса има смисла говорити ако тај гас не реагује са воденом паром. Гас је сув кад у себи не садржи нимало водене паре. Овде ће се даље говорити само о влажности ваздуха јер је то један од најважнијих техничких гасова а водена пара, од свих компонената које чине ваздух, највише утиче на његова својства. Количина водене паре коју ваздух може да прими зависи од његове температуре. Што је температура ваздуха виша то он може да прими већу количину водене паре. Кад ваздух на одређеној температури не може више да прима водену пару тада је он засићен. Ако код засићеног ваздуха дође до пада температуре, тада ће се одређена количина водене паре кондензовати и у облику капљица издвојити из ваздуха. О овоме се мора водити рачуна кад се ваздух користи за пнеуматски транспорт хигроскопних материјала, јер се може десити да се транспорт потпуно онемогући лепљењем материјала на унутрашњим површинама цевовода које се оросе кондензованом воденом паром. Као мерило влажности ваздуха у пракси се најчешће користи специфична и релативна влажност.

Специфична влажност ваздуха дефинисана је као однос масе водене паре и масе сувог ваздуха у посматраној запремини мешавине ваздух-водена пара:

$$\omega = \frac{m_{vp}}{m_{sv}} = \frac{\rho_{vp}}{\rho_{sv}}$$

Табела 1.6

| Врста цеви, материјал и стање                                 | $\delta$ (mm) |
|---|---------------|
| <b>1. ВУЧЕНЕ—БЕШАВНЕ ЦЕВИ</b>                                 |               |
| Цеви од бакра, месинга, стакла, технички глатке цеви          | 0,0015        |
| Нове челичне цеви   | 0,002—0,10    |
| Челичне цеви чишћене после употребе                           | 0,15—0,40     |
| Челичне битуминизиранице цеви                                 | 0,40          |
| Зарђале челичне цеви  | 0,40          |
| Јако зарђале челичне цеви                                     | до 3,00       |
| Челичне цеви за нафтоводе                                     | 0,20          |
| Челичне цеви за водоводе                                      | 1,20—1,50     |
| <b>2. ВАРЕНЕ—ШАВНЕ ЦЕВИ</b>                                   |               |
| Нове челичне цеви, или старе челичне цеви у врло добром стању | 0,04—0,10     |
| Нове битуминизиранице челичне цеви                            | 0,05          |
| Употребљаване битуминизиранице челичне цеви у добром стању    | 0,10—0,15     |
| Дуго употребљаване челичне цеви                               | 0,50          |
| Јако зарђале челичне цеви                                     | 1,00—1,50     |
| Изразито јако зарђале челичне цеви                            | 2,00—4,00     |
| <b>3. ПОЦИНКОВАНЕ ЧЕЛИЧНЕ ЦЕВИ</b>                            |               |
| Равномерно поцинковане нове челичне цеви за гасоводе          | 0,05—0,10     |
| Обично поцинковане нове челичне цеви за гасоводе              | 0,10—0,15     |
| Грубо поцинковане челичне цеви за водоводе и остало           | 0,50          |
| <b>4. ЦЕВИ ОД ЛИВЕНОГ ГВОЖЂА</b>                              |               |
| Нове цеви од ливеног гвожђа                                   | 0,25—1,00     |
| Нове битуминизиранице цеви од ливеног гвожђа                  | 0,10—0,15     |
| Водоводне употребљаване цеви                                  | 1,00—1,50     |
| Очишћене зарђале цеви   | 0,30—1,50     |
| Јако зарђале цеви од ливеног гвожђа                           | 2,00—4,00     |
| <b>5. ОСТАЛЕ ВРСТЕ ЦЕВИ</b>                                   |               |
| Глачане бетонске цеви   | 0,30—0,80     |
| Неглачане бетонске цеви                                       | 1,30—3,00     |
| Бетонске цеви са грубом површином, ливене у дрвеној оплати    | 3,00—9,00     |
| Нове азбестно-цементне цеви                                   | 0,05—1,00     |
| Употребљаване азбестно-цементне цеви                          | 0,60          |
| Дрвене фино обрађене цеви                                     | 0,15          |
| Дрвене средње обрађене цеви                                   | 0,30          |
| Керамичке дренажне цеви                                       | 0,45—6,00     |
| Канализацијске глазиране цеви                                 | 0,25—6,00     |

Коришћењем једначине стања идеалног гаса, специфична влажност може да се напише као:

$$\omega = 0,622 \frac{p_{vp}}{p_{sv}} \quad (1.25)$$

Овде су  $p_{vp}$  и  $p_{sv}$  парцијални притисци водене паре и сувог ваздуха у мешавини ваздух — водена пара.

Релативна влажност дефинисана је као однос масе водене паре у мешавини ваздух — водена пара и масе водене паре у тој истој мешавини кад би она била засићена на тој температури:

$$\varphi = \frac{m_{vp}}{m_{vp}''} = \frac{\rho_{vp}}{\rho_{vp}''} = \frac{p_{vp}}{p_{vp}''}$$

Посредством једначине стања за идеалан гас и израза за специфичну влажност, може да се дође до обрасца за релативну влажност који се често користи у облику:

$$\varphi = \frac{\omega}{0,622} \frac{p_{sv}}{p_{vp}''} \quad (1.26)$$

где је  $p_{vp}''$  парцијални притисак водене паре засићене мешавине ваздух — водена пара.

Према Далтоновом (*Dalton*) закону притисак мешавине ваздух — водена пара износи:

$$p = p_{vp} + p_{sv}$$

одакле је, после коришћења израза (1.25),

$$p_{vp} = \frac{p}{\frac{0,622}{\omega} + 1} \quad (1.27)$$

Парцијални притисак водене паре у мешавини ваздух — водена пара мења се променом притиска мешавине, а тиме се мења и релативна влажност ваздуха што се мора имати у виду када се ради о струјању влажног ваздуха или мешавине влажног ваздуха и чврстог материјала. Кад је у питању примена сабијеног ваздуха за пневматски транспорт хигроскопних материјала, онда се он мора хладити како би му се смањила влажност. Кондензована водена пара се том приликом одваја у апсорберима. Густина мешавине ваздух — водена пара износи:

$$\rho = \rho_{sv} + \rho_{vp} \quad (1.28)$$

где су  $\rho_{sv}$  и  $\rho_{vp}$  густине сувог ваздуха и водене паре у мешавини. Њихова вредност је:

$$\rho_{sv} = \frac{p - \varphi p_{vp}''}{R_{sv} T}, \quad \rho_{vp} = \varphi \rho_{vp}'' \quad (1.29)$$

Дакле заменом израза (1.29) у (1.28) добија се

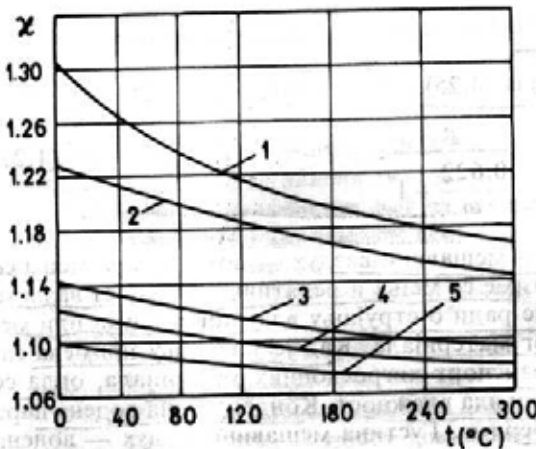
$$\rho = \frac{p - \varphi p_{\text{вр}}^*}{R_{\text{sv}} T} + \varphi \rho_{\text{вр}}^* \quad (1.30)$$

где је  $\rho_{\text{вр}}^*$  густина водене паре засићене мешавине ваздух — водена пара, чије се вредности, као и вредности за  $p_{\text{вр}}^*$ , узимају из табела или дијаграма за водену пару на температури мешавине.

### 1.5. СПЕЦИФИЧНА ТОПЛОТА И ТОПЛОТНА ПРОВОДЉИВОСТ ФЛУИДА

Ове две величине и закон њихове промене дуж ценовода потребно је познавати за време хидрауличног прорачуна ценовода при неизотермном струјању течности и гасова. То су, углавном, парафинске сирове нафте и њихове тешке фракције, разне меласе и остале сировине које се за време транспорта морају загревати јер су веома вискозне на температури околине, затим гасови и паре који се због остваривања разних технолошких процеса морају транспортовати у топлом стању, или кад им температура опада низводно због велике експанзије или пригушења у мерним и регулационим органима.

Овде ће се под специфичном топлотом подразумевати количина топлоте коју је потребно уложити у 1 kg неког флуида ради повишења његове температуре за 1(°C) или 1(K). Специфична топлота сирове нафте креће се између 1700 и 2500 J/kgK кад јој се температура мења од 0 до 110 °C. За израчунавање специфичне топлоте ових сировина користи се образац [8]



Слика 1.7 [7]

Промена односа  $c_p/c_v$  са температуром код неких гасова: 1—метан, 2—етан, 3—пропан, 4—бутан, 5—пентан.

$$c_n = \frac{1}{\sqrt{e_{15}}} (1687 + 3,39 t)$$

у коме  $t$  (°C) представља средњу прорачунску температуру за време транспорта. Разуме се, могу да се користе и други обраци за одређивање специфичне топлоте ових сировина и других течности које морају да се транспортују у топлом стању.

Специфична топлота гасова зависи од температуре и природе процеса по коме се мења њихово стање у току транспорта. У пракси се користе две специфичне топлоте гасова:  $c_p$  (J/kgK) која одговара сталном притиску и  $c_v$  (J/kgK) која одговара сталној

запремини гаса. Њих повезује Мајерова (Mayer) једначина:

$$c_p - c_v = R$$

у којој је  $R(\text{J/kgK})$  гасна константа. При адијабатској промени стања њихов однос одређује експонент адијабате  $\kappa = c_p/c_v$ . За једноатомне гасове је  $\kappa = 1,667$ , за двоатомне  $\kappa = 1,41$  и за вишеатомне  $\kappa = 1,34$ . На слици 1.7 дата је промена овог експонента са температуром за неке гасове. Дакле, са порастом температуре ових гасова експонент адијабате опада. За одређивање топлотне проводљивости  $\lambda_n(\text{J/msK})$  сирове нафте и њених фракција користи се формула [8]

$$\lambda_n = \frac{137}{\rho_{15}} (1 - 0,00054 t),$$

у којој  $\rho_{15}$  означава густину на  $15^\circ\text{C}$ . Примена ове формуле у температурном интервалу од  $0$  до  $200^\circ\text{C}$  не даје већу грешку од  $10\%$  у односу на измерене вредности. За израчунавање топлотне проводљивости гасова на одговарајућој температури препоручује се следећи образац [7]:

$$\lambda = \lambda_{g0} \left( \frac{T}{T_0} \right)^n,$$

где је  $\lambda_{g0}(\text{J/msK})$  топлотна проводљивост гаса при нормалним условима ( $p_0 = 101325 \text{ Pa}$ ,  $T_0 = 273 \text{ K}$ ) и  $n$  експонент који се одређује експериментално, чије се вредности за неке гасове наводе у табели 1.7.

Табела 1.7

| Гас               | $\lambda_{g0}$ | $n$  | Гас              | $\lambda_{g0}$ | $n$  |
|-------------------|----------------|------|------------------|----------------|------|
| Метан             | 0,03           | 1,40 | <i>i</i> -Пентан | 0,0128         | 1,85 |
| Ацетилен          | 0,0184         | 1,63 | <i>n</i> -Пентан | 0,0124         | 1,85 |
| Етилен            | 0,0164         | 1,65 | Водоник          | 0,1630         | 0,78 |
| Етан              | 0,0180         | 1,67 | Азот             | 0,0228         | 0,80 |
| Пропилен          | —              | 1,76 | Кисеоник         | 0,0240         | 0,87 |
| Пропан            | 0,0148         | 1,77 | Ваздух           | 0,0245         | 0,82 |
| <i>i</i> -Бутилен | —              | 1,83 | Угљен-моноксид   | 0,0226         | 0,80 |
| <i>i</i> -Бутан   | 0,0139         | 1,84 | Угљен-диоксид    | 0,0137         | 1,23 |
| <i>n</i> -Бутан   | 0,0135         | 1,84 | Водена пара      | —              | 1,48 |

Треба напоменути да се топлотна проводљивост гасова повећава са порастом притиска. То повећање је осетније у области виших притисака. До десет бара топлотна проводљивост гасова повећава се за  $1\%$  по једном бару пораста притиска.

Г Л А В А 2

ВОДОВОДИ

Под водоводима се не подразумевају само цевоводи за транспорт и дистрибуцију воде потрошачима већ и уређаји за захватање воде на извориштима, њено пречишћавање и припрему за употребу, пумпне станице и уређаји за заштиту од хидрауличног удара, резервоари, водоторњевии итд. Водоводне инсталације се обично граде од цеви кружног пресека и у њима се вода налази под притиском да би се обезбедила планирана расподела потрошачима који се налазе на разним геодезијским висинама и захтевају различите количине воде.

Водоводне цеви се израђују од ливеног гвожђа, челика, мешавине азбеста и цемента, армираног бетона и пластичних маса (полиетилен и поливинилхлорид). Избор врсте цеви врши се на основу хидрауличног и механичког прорачуна, економске рачунице и санитарних услова, корозивне агресивности терена и транспортоване воде, услова за експлоатацију водовода итд.

Цеви од ливеног гвожђа користе се за водоводе у којима притисак не прелази десет бара. Због слабе еластичности осетљиве су на променљиве притиске и често пуцају за време хидрауличних удара. Веома су дуговечне и лако се заптивају на местима спајања. Подложне су корозији ако нису добро заштићене одговарајућим премазима који се наносе на њихове површине још за време израде у фабрикама.

Челичне цеви имају велику механичку чврстоћу и еластичност и због тога се користе за магистралне водоводе и уопште за водоводе високог притиска. Челичне цеви се користе и онда кад водовод мора да прође испод железничке пруге или пута, или кад се полаже у порозном терену и сеизмолошки осетљивим подручјима. Велики недостатак челичних цеви је њихова осетљивост на корозију. Обично се заштићују премазима на бази битумена и то за време полагања у земљу. Данас се много ради на усавршавању разних поступака за облагање челичних цеви пластичним масама споља и изнутра, чиме се спајају добре стране челичних и пластичних цеви а одстрањују њихове лоше стране. Постоје и прописи о заштити металних цевовода који се полажу у земљу и који узимају у обзир не само агресивност терена већ и важност линије у односу на последице које би наступиле оштећењем цевовода. За време пуцања водоводних цеви долази до великих губитака воде уз осетно смањење притиска у мрежи. У последње време се дуж магистралних водовода поставља и катодна заштита. Водоводи који се пружају дуж трамвајских линија заштићују се и од лутајућих струја. Врло често се метални цевоводи уопште који би били угрожени јаком корозијом заштићују и на тај начин што се они постав-

stc  
2000-4-10/101

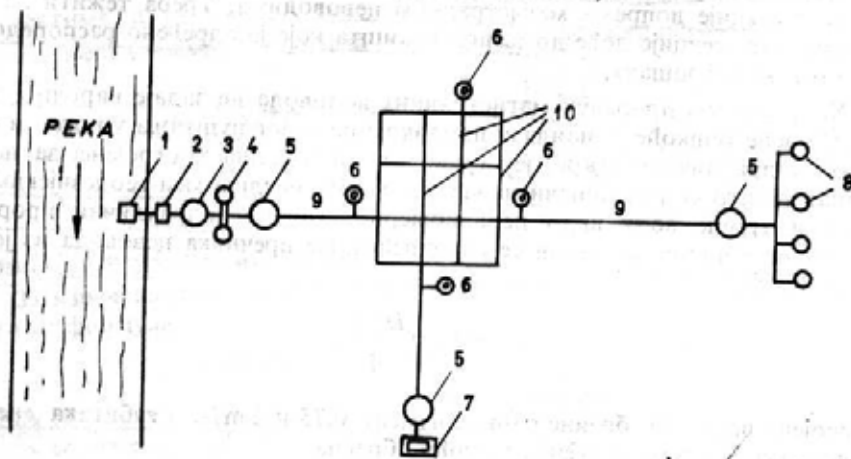


љају у посебне цеви од неметала и тако полажу у земљу. За транспорт воде са ниском вредношћу  $pH$  фактора, као и воде са великим садржајем кисеоника, угљен-диоксида, сулфата и хлорида, користе се цеви чија је унутрашњост обложена цементном кошуљицом дебљине 3—6 mm.

**Пластичне цеви** су много лакше од металних, слабије проводе топлоту, не кородирају и неосетљиве су на лутајуће струје, отпорне су на киселине и базе, врло су глатке и имају мали коефицијент трења тако да се ова врста отпора може скоро занемарити за време хидрауличног прорачуна. Недостатак им је што имају већи коефицијент линеарног ширења и малу отпорност на кидање. Зато се ове цеви користе за водоводе на сеоским теренима у којима притисак не прелази пет бара. Израђују се са пречницима до 300 mm.

**Армирано бетонске цеви** практично не кородирају и због тога се користе за транспорт агресивне воде. Недостатак им је што имају велику масу због дебелих зидова. Полажу се на дубинама и до 4 m. Зависно од начина и квалитета израде могу да издрже притиске и до осамнаест бара. Теже се транспортују јер су осетљиве на потресе и механичке ударе.

**Азбестно-цементне цеви** такође не кородирају, имају глатке површине и танке зидове, слабо проводе топлоту. Осетљиве су на механичке ударе и због тога захтевају посебно руковање за време транспорта и чувања у складиштима. Израђују се у дужинама од 3—4 m од масе коју чини 75—80% портланд-цемент и 25—20% азбестно влакно. Спајају се помоћу муфова направљених од исте масе као и цев, или од ливеног гвожђа.



Слика 2.1

Слика једног класичног водовода

У литератури о водоводима могу се срести разне њихове поделе. Једна од њих је, на пример, да се водоводи према намени деле на градске и индустријске, у односу на величину протока и дужину цевовода на магистралне и дистрибуционе итд. Кад је висинска разлика између потрошача велика и кад су велике разлике у захтеваним притисцима, тада се водовод дели на зоне или секције. На тај начин се избегава претерано висок притисак у целој мрежи и енергија за дизање воде на велике висине. Свака секција има своју независну мрежу, магистрални водовод за напајање мреже, пумпну станицу и резервоаре.

На слици 2.1 приказан је класичан градски водовод са три различита изворишта сирове воде. На тој слици бројеви означавају: 1—уређаје за узимање сирове воде из реке; 2—помоћну пумпну станицу; 3—уређаје за пречишћавање и обраду сирове воде; 4—резервоаре за чисту воду; 5—главне пумпне станице; 6—резервоаре за одржавање сталног притиска у мрежи и за обезбеђење равномерно потрошње воде; 7—уређаје за узимање сирове воде из језера; 8—бунаре са пумпном станицом; 9—магистралне водоводе за напајање мреже; 10—магистралну водоводну мрежу.

### 2.1. ХИДРАУЛИЧНИ ПРОРАЧУН МАГИСТРАЛНИХ ВОДОВОДА

Савремена постројења за снабдевање разних потрошача водом представљају у хидрауличном смислу веома сложене системе и за пројектовање и за експлоатацију. Особље које се бави пројектовањем водоводних инсталација мора добро да познаје не само технологију и уређаје за обраду сирове воде, законе хидраулике сложених система већ и санитарно-техничке прописе за све категорије потрошача. Велики градски водоводи се приликом пројектовања деле на секције чији се капацитети одређују према нормама појединих потрошача. Тако се, на пример, по глави становника у градовима предвиђа најмање 150 литара воде на дан, за хидранте од 600 до 800 литара на минут итд. Ова специфична потрошња воде зависи од величине насеља и животног стандарда људи у њима, климатских услова, комуналне опремљености итд. Вода се у секције допрема магистралним цевоводима. Треба тежити да магистрала сваке секције дође до њеног тежишта које је одређено распоредом и капацитетом потрошача.

Хидраулични прорачун магистралних водовода не задаје нарочите тешкоће. На веће тешкоће се наилази приликом њиховог пуштања у погон и заштите од хидрауличног удара, јер су водоводи идеална постројења за њихов настајак пошто се потрошачи налазе на веома различитим геодезијским висинама и троше воду врло неравномерно. Иначе, хидраулични прорачун магистралних водовода своди се на одређивање пречника цевовода из једначине протока,

$$q = vA = v \frac{D^2 \pi}{4}, \quad (2.1)$$

за усвојену вредност брзине  $v$  (m/s) између 0,75 и 2 m/s, и губитака енергије услед трења за време струјања помоћу обрасца

$$\Delta p = \lambda \frac{L}{D} \frac{1}{2} \rho v^2 = S q^2, \quad S = \frac{8 \lambda L \rho}{D^5 \pi^2}, \quad (2.2)$$

у коме  $S$  означава хидраулични отпор цевовода. Локални отпори у магистралним водоводима занемарују се у односу на отпоре услед трења, јер не износе више од 3% од укупног отпора. Последња једначина се обично пише у виду хидрауличног нагиба цевовода,

$$i = \frac{\Delta p}{\rho g L} = \frac{\lambda v^2}{2 g D} = \frac{8 \lambda}{g D^5 \pi^2} q^2, \quad (2.3)$$

који се (за челичне магистралне водоводе и за водоводе од ливеног гвожђа, с обзиром на њихову хрупавост и режим струјања воде у њима, своди на следеће обрасце [9]):

$$i = 0,00107 v^2 D^{-1,3} = 0,001735 q^2 D^{-5,3}, \quad (2.4)$$

за  $v \geq 1,2 \text{ m/s}$  (изразито турбулентно струјање), и

$$\begin{aligned} i &= 0,000912 v^2 D^{-1,3} \left(1 + \frac{0,867}{v}\right)^{0,3} = \\ &= 0,001482 q^2 D^{-5,3} \left(1 + \frac{0,681 D^2}{q}\right)^{0,3}, \end{aligned} \quad (2.5)$$

за  $v < 1,2 \text{ m/s}$  (прелазна област турбулентног струјања).

За армирано-бетонске водоводне цеви користи се образац

$$i = C v^{1,2} D^{-1,25} = 1,34 C q^{1,2} D^{-3,65}, \quad (2.6)$$

у коме коефицијент  $C$  узима у обзир финоћу израде унутрашње површине цеви. Тако је  $C=0,00114$  за цеви са најгрубљом унутрашњом површином (ливене у обичној дрвеној оплати);  $C=0,000917$  за цеви са унутрашњом површином средњег квалитета (ливене у металним калупима и глачаном унутрашњом површином);  $C=0,000797$  за цеви са најфинијом израдом унутрашње површине (ливене у металним калупима који се изнутра премазују специјалним мастима, а унутрашња површина цеви се fino глача после ливења).

За азбестно-цементне цеви за водоводе предлаже се образац

$$\begin{aligned} i &= 0,000561 v^2 D^{-1,19} \left(1 + \frac{3,51}{v}\right)^{0,19} = \\ &= 0,00091 q^2 D^{-5,19} \left(1 + \frac{2,76 D^2}{q}\right)^{0,19}, \end{aligned} \quad (2.7)$$

и брзине воде у њима до  $1 \text{ m/s}$ .

За израчунавање хидрауличног нагиба водовода од пластичних цеви користи се формула

$$i = 0,00068 v^{1,774} D^{-1,226} = 0,00105 q^{1,774} D^{-4,774}. \quad (2.8)$$

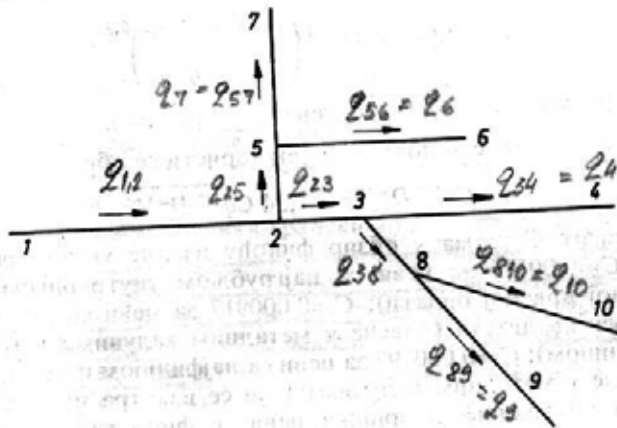
У свим наведеним обрасцима за израчунавање хидрауличног нагиба водовода проток се замењује у  $(\text{m}^3/\text{s})$  а пречник цевовода у  $(\text{m})$ .

## 2.2. ХИДРАУЛИЧНИ ПРОРАЧУН МАГИСТРАЛНИХ ВОДОВОДНИХ МРЕЖА

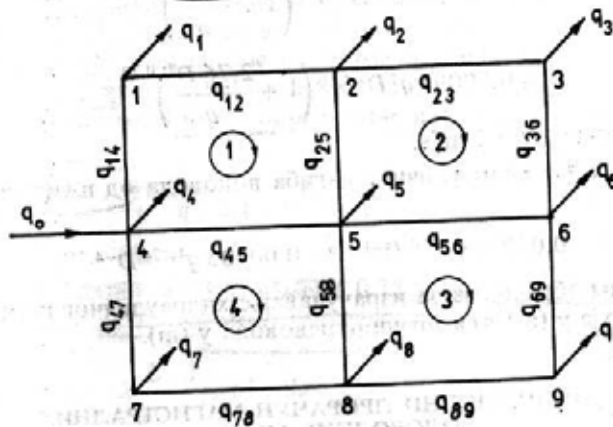
Постоје два типа магистралних водоводних мрежа: *разгранате* и *ирсијенасне*. Места спајања и гранања цеви у мрежи називају се *чворовима*.

Разграната водоводна мрежа (слика 2.2) састоји се из магистрала, грана и огранака. Магистрала 1—2—3—4 је заједничка за обе гране мреже, док је 2—5 магистрала горње, а 3—8 доње гране. Разграната мрежа користи се за снабдевање водом мањег броја међусобно удгаљених потрошача који дозвољавају и краткотрајне прекиде у снабдевању, који могу настати због пуцања

цевовода или неког другог квара. Прстенаста мрежа (слика 2.3) састоји се из низа затворених кола — прстенова који опасују потрошаче снабдевајући их водом преко грана и огранака. Градске водоводне мреже се данас изводе, углавном као прстенасте јер обезбеђују двосмерно снабдевање потрошача водом и не захтевају прекид рада целе мреже за време искључивања њених појединих делова. Водоводне мреже противпожарне заштите изводе се искључиво као прстенасте. Напајање прстенастих мрежа водом обавља се на једном или на више места преко магистралних водовода што зависи од величине мреже,



Слика 2.2  
Разграната водоводна мрежа



Слика 2.3  
Прстенаста водоводна мрежа

распореда потрошача и њихове потрошње. Разуме се, овде се под потрошњом подразумева средња вредност у току једног дужег временског периода. Хидраулични прорачун магистралних водоводних мрежа своди се најчешће на одређивање пречника цеви у деоницама и притиска на местима напајања мреже из услова да кроз њене деонице протичу одређене количине воде потребног

притиска. Овај случај се обично јавља приликом пројектовања нових водоводних мрежа. Може да се наиђе и на другу врсту задатака. На пример, да се одреде пречници цеви у деоницама и протоци воде у њима према расположивом притиску на местима напајања мреже. Код магистралних водоводних мрежа локални отпори износе 5—10% од отпора услед трења и морају да се узму у обзир приликом тачнијих прорачуна. Без обзира на то која се врста задатка појавила за време решавања проблема у водоводним мрежама, биле оне разгранате или прстенасте, морају да буду задовољена следећа два закона хидраулике:

— први који захтева да алгебарски збир протока у чвору мора да буде једнак нули (протоци који „долазе“ у чвор позитивни су, а они који „одлазе“ из њега негативни су),

— други који показује да се при устаљеном струјању разлика притисака између било која два проточна пресека у мрежи троши на савладавање отпора и висинске разлике између та два пресека. Висинска разлика не мора да постоји, а може да буде позитивна и негативна већ према томе да ли се посматрани проточни пресеци налазе изнад или испод упоредне равни.

Примена ових закона показана је на магистралним водоводним мрежама нацртаним на сликама 2.2 и 2.3.

### 2.2.1. Хидраулични прорачун разгранатих мрежа

Нека су, на пример, код разгранате водоводне мреже нацртане на слици 2.2 задане следеће величине:

а) протоци на крајевима мреже:  $q_4, q_6, q_7, q_9, q_{10}$ ,

б) дужина свих деоница:  $L_{12}, L_{23}, L_{34}, L_{25}, \dots$

в) геодезијске висине  $H_j$  ( $j=1, 2, 3, \dots, 10$ ) чворова, односно висинске разлике:  $(H_2-H_1), (H_3-H_2), \dots$

г) притисци на местима потрошача:  $p_4, p_6, p_7, p_9, p_{10}$ .

Хидраулични прорачун разгранате водоводне мреже обавља се овим редом:

— најпре се одреде протоци  $q_{ij}$  у деоницама мреже на основу првог закона хидраулике:

$$\begin{aligned} q_{56} &= q_6, \quad q_{57} = q_7, \quad q_{25} = q_6 + q_7, \\ q_{89} &= q_9, \quad q_{810} = q_{10}, \quad q_{38} = q_9 + q_{10}, \end{aligned} \quad (2.9)$$

$$q_{34} = q_4, \quad q_{23} = q_{34} + q_{38} = q_4 + q_9 + q_{10},$$

$$q_{12} = q_{23} + q_{25} = q_4 + q_9 + q_{10} + q_6 + q_7;$$

— затим се, на основу усвојених брзина  $v_{ij}$  воде у деоницама, израчунају њихови пречници помоћу једначине

$$D_{ij} = \sqrt{\frac{4 q_{ij}}{\pi v_{ij}}}. \quad (2.10)$$

У односу на губитке струјне енергије у водоводима, инвестиције и појаву хидрауличног удара препоручује се брзина воде између 0,75 и 2 m/s.

— пошто се сад знају пречници и дужине појединих деоница, могу се израчунати хидраулични отпори  $S_{ij}$  њима, на пример по Манинговом (Manning) обрасцу за водове нормалне хравости ( $n=0,012$ ):

$$\left[ C = \frac{1}{n} R_h^{0,167} = \frac{1}{n} \left( \frac{D}{4} \right)^{0,167}, \quad \left[ \lambda = \frac{8g}{C^2} = \frac{12,6 gn^2}{D^{0,33}}, \right. \right. \\ \left. \left[ S_{ij} = \frac{8 \lambda L \varrho}{D^5 \pi^2} = \frac{8 L \varrho}{D^5 \pi^2} \frac{12,6 gn^2}{D^{0,33}} = 14,4 L_{ij} D_{ij}^{-5,33}; \right. \right. \quad (2.11)$$

— губици енергије услед трења у деоницама одређују се помоћу обрасца:

$$\left[ \Delta p_{ij} = S_{ij} q_{ij}^2, \right. \quad (2.12)$$

јер је струјање у магистралним мрежама по правилу изразито турбулентно;

— најзад, израчунава се притисак на почетку мреже, идући дуж струјног тока сваког потрошача:

$$\left[ \begin{aligned} P_{1234} &= \Delta p_{12} + \varrho g (H_2 - H_1) + \Delta p_{23} + \varrho g (H_3 - H_2) + \\ &+ \Delta p_{34} + \varrho g (H_4 - H_3) + p_4, \\ P_{1256} &= \Delta p_{12} + \varrho g (H_2 - H_1) + \Delta p_{25} + \varrho g (H_5 - H_2) + \\ &+ \Delta p_{56} + \varrho g (H_6 - H_5) + p_6, \\ P_{1257} &= \Delta p_{12} + \varrho g (H_2 - H_1) + \Delta p_{25} + \varrho g (H_5 - H_2) + \\ &+ \Delta p_{57} + \varrho g (H_7 - H_5) + p_7, \\ P_{12389} &= \Delta p_{12} + \varrho g (H_2 - H_1) + \Delta p_{23} + \varrho g (H_3 - H_2) + \\ &+ \Delta p_{38} + \varrho g (H_8 - H_3) + \Delta p_{89} + \varrho g (H_9 - H_8) + p_9, \\ P_{123810} &= \Delta p_{12} + \varrho g (H_2 - H_1) + \Delta p_{23} + \varrho g (H_3 - H_2) + \\ &+ \Delta p_{38} + \varrho g (H_8 - H_3) + \Delta p_{810} + \varrho g (H_{10} - H_8) + p_{10}. \end{aligned} \right. \quad (2.13)$$

Други закон хидраулике захтева следећу једнакост:

$$P_{1234} = P_{1256} = P_{1257} = P_{12389} = P_{123810}.$$

У овом случају би сваки потрошач добио захтевану количину воде предвиђеног притиска. Међутим, по правилу се претходна једнакост досадашњим прорачуном никад не постиже. Један од струјних праваца сигурно да пружа највећи отпор и он је „меродаван“ за остваривање једнакости (2.14) ако се остане на вредностима раније израчунатих пречника дуж тог струјног правца. То значи, да се отпори дуж осталих струјних праваца морају повећати до вредности коју има „меродавни“ струјни правац. Тек кад се ово постигне, биће задовољена оба закона хидраулике и сваки потрошач ће, заиста, добити захтевану количину воде предвиђеног притиска.

Како се то практично постиже показано је на приказаној мрежи за коју су познате величине убележене у табели 2.1 (то су величине без звездице које су убележене у првих пет колона). Користећи дато упутство, најпре су одређени протоци према једначинама (2.9) и њихове вредности убележене су звездицама у колону 2. Усвајањем брзина  $v_{ij}$  у деоницама, одређени су њихови

Табела 2.1

| Деоница | Претходни прорачун            |               |                  |                        |               |   |                               |               |   |                               | Вредности после I поправке |  |  |
|---------|-------------------------------|---------------|------------------|------------------------|---------------|---|-------------------------------|---------------|---|-------------------------------|----------------------------|--|--|
|         | $q_{ij}$<br>m <sup>3</sup> /s | $L_{ij}$<br>m | $H_f - H_i$<br>m | $10^{-5} p_{ij}$<br>Pa | $D_{ij}$<br>m | $10^{-5} S_{ij}$<br>Pa/(m <sup>3</sup> /s) <sup>2</sup> | $10^{-5} \Delta p_{ij}$<br>Pa | $D_{ij}$<br>m | $10^{-5} S_{ij}$<br>Pa/(m <sup>3</sup> /s) <sup>2</sup> | $10^{-5} \Delta p_{ij}$<br>Pa |                            |  |  |
| 5-6     | 0,040                         | 2800          | 0                | 4,0                    | 0,200         | 2143  | 3,43                          | 0,200         | 2143  | 3,43                          |                            |  |  |
| 5-7     | 0,060                         | 2000          | +6               | 4,5                    | 0,250         | 466   | 1,68                          | 0,235         | 648   | 2,34                          |                            |  |  |
| 2-5     | 0,100*                        | 1500          | -2               | 7,43*                  | 0,300         | 132   | 1,32                          | 0,300         | 132   | 1,32                          |                            |  |  |
| 3-4     | 0,025                         | 1000          | 0                | 4,5                    | 0,150         | 3546  | 2,22                          | 0,140         | 5099  | 3,19                          |                            |  |  |
| 8-9     | 0,100                         | 1200          | +7               | 4,0                    | 0,300         | 106   | 1,06                          | 0,256         | 246,4   | 2,46                          |                            |  |  |
| 8-10    | 0,075                         | 1800          | -2               | 5,0                    | 0,250         | 419,4   | 2,36                          | 0,250         | 419,4   | 2,36                          |                            |  |  |
| 3-8     | 0,175*                        | 900           | 0                | 7,16*                  | 0,400         | 17,4  | 0,53                          | 0,400         | 17,4  | 0,53                          |                            |  |  |
| 2-3     | 0,200*                        | 500           | +4               | 7,69*                  | 0,400         | 9,5   | 0,38                          | 0,385         | 11,7  | 0,47                          |                            |  |  |
| 1-2     | 0,300*                        | 5800          | +8               | 8,55*                  | 0,500         | 33,6  | 3,02                          | 0,500         | 33,6  | 3,02                          |                            |  |  |

пречници помоћу обрасца (2.10) и, затим, хидраулични отпори  $S_{ij}$  и губици енергије  $\Delta p_{ij}$  услед трења коришћењем израза (2.11) и (2.12). Најзад, помоћу једначина (2.13) израчунате су следеће вредности притиска на почетку цевовода:

$$P_{1234} = 3,20 + 0,785 + 0,38 + 0,392 + 2,22 + 0 + 4,5 = 11,5 \text{ bar},$$

$$P_{1256} = 3,02 + 0,785 + 1,32 - 0,196 + 3,43 + 0 + 4,0 = 12,4 \text{ bar},$$

$$P_{1257} = 3,02 + 0,785 + 1,32 - 0,196 + 1,68 + 0,589 + 4,5 = 11,7 \text{ bar},$$

$$P_{12389} = 3,02 + 0,785 + 0,38 + 0,392 + 0,53 + 0 + 1,06 + 0,687 + 4 = 10,8 \text{ bar},$$

$$P_{123910} = 3,02 + 0,785 + 0,38 + 0,392 + 0,53 + 0 + 2,36 - 0,196 + 5 = 12,3 \text{ bar}.$$

Дакле, једнакост (2.14) није задовољена и меродаван је струјни ток 1—2—5—6 јер је дуж овог правца пад притиска највећи. Остваривање једнакости (2.14) повећањем губитка дуж осталих праваца до губитка од 12,4 bar може да се постигне на следећи начин:

— може да се пође од деонице 5—7 и за њу најпре да се одреди нови пречник из једначине:

$$S_{57} q_{57}^2 + 58860 + 4,5 \cdot 10^5 = 3,43 \cdot 10^5 + 0 + 4 \cdot 10^5.$$

Коришћењем обрасца за  $S_{ij}$  добија се

$$D_{57}^{5,33} = \frac{14,4 L_{57} q_{57}^2}{234140},$$

односно, за дате бројне податке  $D_{57} = 235 \text{ mm}$ . Сад се у последње три рубрике табеле уносе новоодређене вредности за деоницу 5—7 и за деонице 5—6 и 2—5 њихове раније израчунате вредности. Овим су и притисци у чворовима 5 и 2 једнозначно одређени као:

$$P_5 = \Delta p_{56} + \rho g (H_6 - H_5) + p_6 = 3,43 + 0 + 4,0 = 7,43 \text{ bar},$$

$$= \Delta p_{57} + \rho g (H_7 - H_5) + p_7 = 2,34 + 0,589 + 4,5 = 7,43 \text{ bar},$$

$$P_2 = \Delta p_{25} + \rho g (H_5 - H_2) + p_5 = 1,32 - 0,196 + 7,43 = 8,55 \text{ bar},$$

и те вредности уписане су са звездицама у колону 5.

— за деоницу 8—9 мора да буде задовољена једначина

$$S_{89} q_{89}^2 + 68670 + 4 \cdot 10^5 = 2,36 \cdot 10^5 - 19620 + 5 \cdot 10^5,$$

из које се добија

$$D_{89}^{5,33} = \frac{14,4 L_{89} q_{89}^2}{247710},$$

односно, за дате бројне вредности  $D_{89} = 256 \text{ mm}$ . Новоодређене вредности за деоницу 8—9 уносе се у последње три колоне табеле. Сада је притисак у чвору 8 једнозначно одређен и он износи:

$$P_8 = \Delta p_{89} + \rho g (H_9 - H_8) + p_9 = 2,46 + 0,6867 + 4 = 7,16 \text{ bar},$$



ИЛИ

$$p_8 = \Delta p_{810} + \rho g (H_{10} - H_8) + p_{10} = 2,36 - 0,196 + 5 = 7,16 \text{ bar.}$$

И ова вредност је убележена са звездицом у колону 5. Међутим, за притисак у чвору 3 добијају се две вредности: једна за струјни ток 3—4,

$$p_3 = \Delta p_{34} + \rho g (H_4 - H_3) + p_4 = 2,22 + 0 + 4,5 = 6,72 \text{ bar,}$$

и друга, за струјни ток 3—8—9 или 3—8—10 што је исто,

$$p_3 = \Delta p_{38} + \rho g (H_8 - H_3) + p_8 = 0,53 + 0 + 7,16 = 7,69 \text{ bar.}$$

Меродавна је већа вредност и она је убележена са звездицом у колону 5. Према овој вредности притиска  $p_3$  ће се одредити нови пречник деонице 3—4, из једначине

$$S_{34} q_{34}^2 + 0 + 4,5 \cdot 10^5 = 7,69 \cdot 10^5,$$

односно,

$$D_{34}^{5,33} = \frac{14,4 L_{34} q_{34}^2}{319000}.$$

Бројна вредност је  $D_{34} = 140 \text{ mm}$ . Одговарајуће вредности за  $S_{34}$  и  $\Delta p_{34}$  у овој деоници поново су израчунате и убележене у последње две колоне табеле, као и вредности за све три деонице доње гране мреже. Дуж струјног тока 3—4 се за притисак у чвору 2 добија:

$$p_2 = \Delta p_{23} + \rho g (H_3 - H_2) + p_3 = 0,38 + 0,392 + 7,69 = 8,46 \text{ bar,}$$

што је мање од вредности  $p_2 = 8,55 \text{ bar}$  добијене приликом прорачунавања горње гране мреже. Да би се и овде добила једнозначна вредност за притисак у чвору 2, одредиће се нови пречник  $D_{23}$  у деоници 2—3 тако да буде

$$S_{23} q_{23}^2 + 39240 + 7,69 \cdot 10^5 = 8,55 \cdot 10^5,$$

односно,

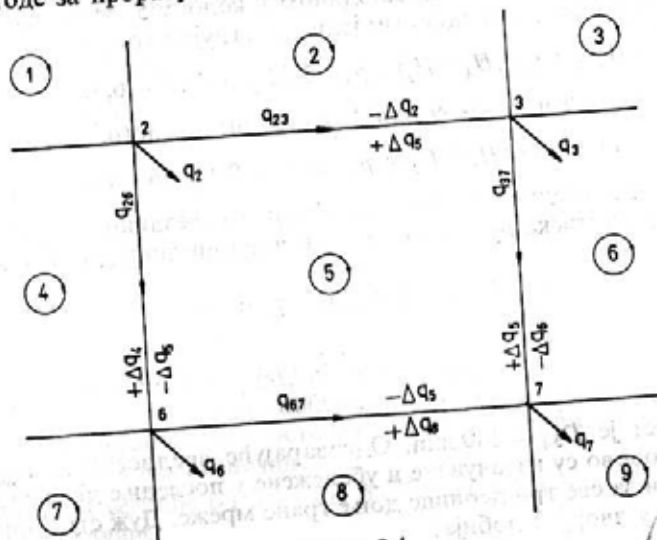
$$D_{23}^{5,33} = \frac{14,4 L_{23} q_{23}^2}{46760}.$$

За дате бројне податке је  $D_{23} = 385 \text{ mm}$ . У колонама 9, 10, 11 убележене су вредности одговарајућих величина после извршене поправке за деоницу 2—3, као и вредности за деоницу 1—2 без промене. Лако је проверити да се за притисак на почетку било ког струјног тока добија иста вредност од 12,4 bar. Тиме је прорачун разгранате мреже завршен.

### 2.2.2. Хидраулични прорачун прстенастих мрежа

Посматра се прстенаста мреже чији је један део нацртан на слици 2.4 и случај када су познати протоци  $q_i$  ( $i = 1, 2, 3, \dots, n$ ) у чворовима из којих се шаље вода потрошачима, укупни проток  $q_0$  за напајање мреже на једном или на више места, дужине  $L_{ij}$  свих деоница и висинске разлике ( $H_j - H_i$ ) између чворова. Овде једино треба још да се пропише и најмањи радни притисак у мрежи, јер се и он мора узети у обзир приликом одређивања притиска на местима напајања мреже. Поред осталог, његова вредност и место у мрежи где он треба да се одржава одређују да ли ће се мрежа напајати на једном или

на више места. Напоменимо да се прстенаста мрежа не може прорачуавати по деловима већ истовремено као целина. То ће се најбоље видети приликом излагања методе за прорачун ове врсте мрежа.



Слика 2.4  
Прстенаста водоводна мрежа

Хидраулични прорачун једне прстенасте мреже, дефинисане у претходном смислу, обавља се овим редом:

— најпре се проток  $q_0$  расподели по деоницама мреже тако да сваки чвор добије захтевану количину  $q_i$  воде и да при томе буде задовољен први закон хидраулике:

$$\sum_i (q_i + q_{ij}) = 0. \quad (2.15)$$

Дакле, у ову суму написану за  $i$ -ти чвор улази и проток  $q_i$  тог чвора и протоци  $q_{ij}$  свих деоница које улазе и излазе из посматраног чвора. Разуме се, овом приликом ће бити задовољена и једначина

$$q_0 = \sum_{i=1}^n q_{i0}$$

где је  $n$  број чворова из којих се одводе протоци  $q_i$  до потрошача. Последња једначина, у ствари, представља идентитет, па број једначина облика (2.15) које могу да се поставе за једну одређену мрежу износи  $(n-1)$ ;

— и овде морају да се усвоје брзине  $v_{ij}$  у деоницама мреже ради одређивања њиховог пречника из једначине (2.10);

— после израчунавања хидрауличног отпора  $S_{ij}$  и губитака енергије  $\Delta p_{ij}$  услед трења у свим деоницама помоћу једначина (2.11) и (2.12), проверава се да ли је задовољен и други закон хидраулике за сваки прстен. На пример, за прстен број 5, узимајући да су отпори у деоницама са смером струјања у правцу

казалке на сату позитивни, а они други негативни, овај закон доводи до једначине:

$$S_{23} q_{23}^2 + S_{37} q_{37}^2 - S_{67} q_{67}^2 - S_{26} q_{26}^2 = 0, \quad (2.16)$$

односно,

$$\sum_5 \Delta p_{ij} = \sum_5 S_{ij} q_{ij}^2 = 0.$$

Једначина (2.16) следује из очигледне једнакости:

$$\begin{aligned} p_2 &= S_{23} q_{23}^2 + \rho g (H_3 - H_2) + S_{37} q_{37}^2 + \rho g (H_7 - H_3) + p_7 = \\ &= S_{26} q_{26}^2 + \rho g (H_6 - H_2) + S_{67} q_{67}^2 + \rho g (H_7 - H_6) + p_7, \end{aligned}$$

јер притисци у чворовима морају да буду једнозначно одређени. Кад би за сваки прстен била задовољена једначина облика (2.16), којих има онолико колико и прстенова у мрежи, хидраулични прорачун прстенасте мреже био би завршен. Притисак воде на месту нападања мреже протоком  $q_0$  био би тада одређен најмањим радним притиском и губицима од места нападања до чвора у коме се најнижи радни притисак прописује. Ако  $s$  означава број прстенова у мрежи а  $r$  број деоница, тада се између те две величине и броја чворова у мрежи може поставити једначина:  $s + n = r + 1$ , која следује из Ојлерове теореме о броју страна, рогљева и ивица код полиедра. Укупан број једначина облика (2.15) и (2.16), које могу да се поставе за једну одређену мрежу, дакле износи:  $(n-1) + s = r$ . Међутим, број непознатих је  $2r$  (протоци  $q_{ij}$  и падови притиска  $\Delta p_{ij}$ ) и зато се морају овом систему придодати још и допунске једначине.

Са друге стране, једначине облика (2.16) по правилу неће бити задовољене овим претходним прорачуном. Алгебарски збир на левој страни неће бити једнак нули већ неком износу  $\delta(\sum_k \Delta p_{ij})$ , ( $k=1, 2, 3, \dots, s$ ), који ће за разне прстенове имати различите вредности. На пример, за прстен број 5 биће:

$$S_{23} q_{23}^2 + S_{37} q_{37}^2 - S_{67} q_{67}^2 - S_{26} q_{26}^2 = \delta(\sum_5 \Delta p_{ij}), \quad (2.17)$$

где израз на десној страни означава одступање једначине (2.16) од нуле. Потребно је, дакле, одредити нове протоке  $q'_{ij} = q_{ij} \pm \Delta q'_k$  ( $k=1, 2, 3, \dots, s$ ) у деоницама мреже тако да буде задовољен први закон хидраулике и да алгебарски збир на левој страни свих једначина облика (2.17) буде испод унапред договорене вредности која је „блиска“ нули. Знак прим говори да се ради о првом приближењу. Кад су у питању нормални водоводи, рачун се обично прекида кад се постигне  $\delta(\sum_k \Delta p_{ij}) < |5000|$  Ра. За одређивање поправних протока  $\Delta q_k$

у прстеновима користе се разне методе. Овде је наведена метода Харди Кроса (*Hardy Cross*) [10] која се састоји у следећем. Замислимо да смо на горе описани начин одредили поправне протоке  $\Delta q_k$  у свим прстеновима и да смо, држећи се раније договореног смера, израчунали одговарајуће протоке  $q'_{ij}$  у свим деоницама (види слику 2.4). Тада би, на пример, за прстен број 5 после  $N$ -тог приближења требало да буде:

$$\begin{aligned} &S_{23} (q_{23} + \Delta q_5 - \Delta q_2)^2 + S_{37} (q_{37} + \Delta q_5 - \Delta q_6)^2 - \\ &- S_{26} (q_{26} + \Delta q_4 - \Delta q_5)^2 - S_{67} (q_{67} + \Delta q_8 - \Delta q_5)^2 = 0. \end{aligned} \quad (2.18)$$

У ствари, на десној страни једначине (2.18) неће бити нула већ нека вредност за коју смо се договорили да је довољно мала и да је можемо занемарити.

Једначина облика (2.18) може да се постави онолико колико има прстенова у мрежи, тј. онолико колико има поправних протока  $\Delta q_k$ . Дакле, могућно је у принципу одредити поправне протоке  $\Delta q_k$  решавањем система једначина облика (2.18) којих има  $s$  на броју. Кад је у питању мали број прстенова, то и не задаје неке нарочите тешкоће, али код мрежа са великим бројем прстенова то је практично могућно само употребом рачунских машина. Зато се приступа упрошћењу система једначина облика (2.18). Наиме, оне могу да се напишу у развијеном облику као:

$$\begin{aligned} & S_{23} q_{23}^2 + S_{37} q_{37}^2 - S_{67} q_{67}^2 - S_{26} q_{26}^2 + \\ & + 2 (S_{23} q_{23} + S_{37} q_{37} + S_{67} q_{67} + S_{26} q_{26}) \Delta q_5 - \\ & - 2 (S_{23} q_{23} \Delta q_2 + S_{37} q_{37} \Delta q_6 + S_{67} q_{67} \Delta q_8 + S_{26} q_{26} \Delta q_4) + \\ & + S_{23} (\Delta q_5 - \Delta q_2)^2 + S_{37} (\Delta q_5 - \Delta q_6)^2 - \\ & - S_{67} (\Delta q_8 - \Delta q_5)^2 - S_{26} (\Delta q_4 - \Delta q_5)^2 = 0. \end{aligned}$$

Овде под  $\Delta q_2, \Delta q_4, \Delta q_5, \dots$  треба подразумевати поправне протоке одговарајућих прстенова после  $N$ -тог приближења, који су омогућили задовољење претходне једначине. Замислимо сада да смо после  $N$ -тог приближења добили тако мале поправне протоке  $\Delta q_2, \Delta q_4, \Delta q_5, \dots$  да се сви чланови у претходној једначини, који представљају квадрате и међусобне производе поправних протока, могу занемарити и, према томе, остатак једначине написати као:

$$\delta \left( \sum_5 \Delta p_{ij} \right) + 2 \Delta q_5 \sum_5 S_{ij} q_{ij} - 2 \sum_5 S_{ij} q_{ij} \Delta q_k (5) = 0, \quad (2.19)$$

при чему је искоришћена и једначина (2.17). Систем једначина облика (2.19), написан за  $s$  прстенова, линеаран је у односу на поправне протоке и лакше се решава од система једначина облика (2.18). Међутим, Харди Крос предлаже да се и трећи члан у једначинама облика (2.19) занемари. Он, заправо, представља утицај поправних протока околних прстенова на онај прстен у коме се тражи поправни проток. Према томе, за прстен број 5 је

$$\Delta q_5 = - \frac{\delta \left( \sum_5 \Delta p_{ij} \right)}{2 \sum_5 S_{ij} q_{ij}}, \quad (2.20)$$

односно, за  $k$ -ти прстен:

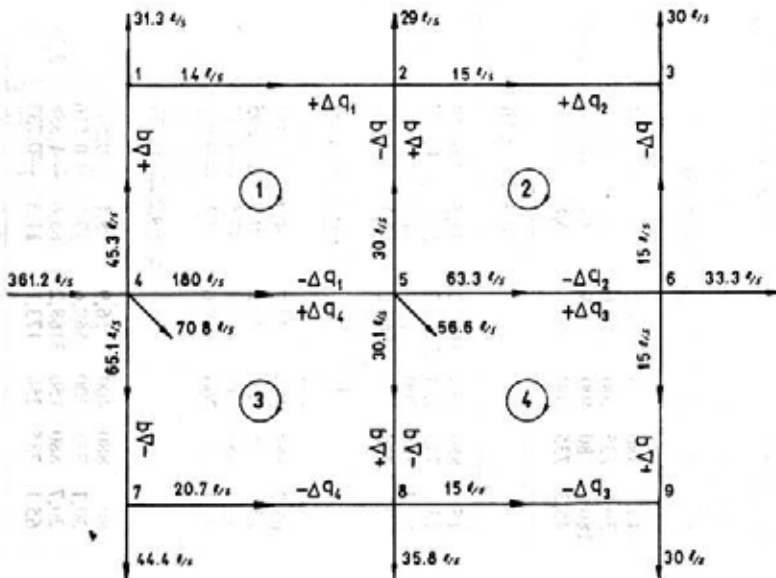
$$\Delta q_k = - \frac{\delta \left( \sum_k \Delta p_{ij} \right)}{2 \sum_k S_{ij} q_{ij}}. \quad (2.21)$$

Андријашев (Андријашев) [11] предлаже следећи образац за израчунавање поправних протока у прстеновима:

$$\Delta q_k = \frac{q_k \delta \left( \sum_k \Delta p_{ij} \right)}{2 \sum_k \Delta p_{ij}}, \quad (2.22)$$

где  $q_k$  представља средњи проток у деоницама  $k$ -тог прстена и  $\sum_k \Delta p_{ij}$  аритметички збир разлике притисака у деоницама прстена за који се тражи поправни проток.

Како се и којим редом прорачунава једна прстенаста мрежа показано је на оној која је приказана на слици 2.3. Задани протоци у чворовима  $q_i$ , проток  $q_0$  за напајање мреже, дужине  $L_i$ , појединих деоница и расподела протока  $q_{ij}$  у њима приказани су на слици 2.5. Сви ти подаци убележени су у прве четири колоне табеле 2.2. Пречници деоница рачунати су помоћу обрасца (2.10) после усвајања брзина у деоницама и убележени су у следећој колони табеле. Отпор и пад притиска услед трења одређиван је коришћењем једначина (2.11) и (2.12). Пошто се добило за сваки прстен  $\delta(\sum_k \Delta p_{ij}) > |5000| \text{ Pa}$ , морало се приступити тражењу поправних протока  $\Delta q_k$ . То је обављено помоћу обрасца (2.21). Вредности поправних протока убележене су у колону 9 табеле 2.2 и на слици 2.5, водећи рачуна о смеру струјања воде у одговарајућим деоницама. Нови протоци  $q'_{ij}$  и одговарајући губици енергије услед трења убележени су у прве три колоне табеле испод назива „I поправка“. Како је и после прве поправке добијено  $\delta(\sum_k \Delta p_{ij}) > |5000| \text{ Pa}$  у свим прстеновима, морало се приступити и другој поправци. Она је добијена на исти начин као и I поправка. Добијене вредности убележене су у последње три колоне табеле испод назива „II поправка“. Трећу поправку није било потребно вршити, јер се после друге поправке добило  $\delta(\sum_k \Delta p_{ij}) < |5000| \text{ Pa}$  у свим прстеновима мреже. Тиме је хидраулични прорачун прстенасте мреже завршен.



Слика 2.5

Прстенаста водоводна мрежа

Табела 2.2

| Прстен | Леонница | $10^{+3}q_{\text{в}}$ |     | $D_{\text{в}}$ | $10^{-5}S_{\text{в}}$ | $10^{-5}S_{\text{в}}q_{\text{в}}$ | $10^{-5}\Delta p_{\text{в}}$ | $10^2\Delta q_{\text{к}}$ | I поправка            |                                   |                              | II поправка    |                       |                                   |
|--------|----------|-----------------------|-----|----------------|-----------------------|-----------------------------------|------------------------------|---------------------------|-----------------------|-----------------------------------|------------------------------|----------------|-----------------------|-----------------------------------|
|        |          | $m^3/s$               | $m$ | $mm$           | $Pa(m^3/s)^2$         | $Pa(m^3/s)$                       | $Pa$                         | $m^3/s$                   | $10^{-3}q_{\text{в}}$ | $10^{-5}S_{\text{в}}q_{\text{в}}$ | $10^{-5}\Delta p_{\text{в}}$ | $m^3/s$        | $10^{-3}q_{\text{в}}$ | $10^{-5}S_{\text{в}}q_{\text{в}}$ |
| 1      | 12       | 14                    | 880 | 150            | 3168,2                | 44,4                              | +0,621                       |                           | 9,96                  | 31,6                              | +0,315                       | 9,47           | 31,1                  | +0,295                            |
|        | 25       | 30                    | 735 | 200            | 569,6                 | 17,1                              | -0,513                       |                           | 32,57                 | 18,5                              | -0,603                       | 32,50          | 18,5                  | -0,601                            |
|        | 54       | 180                   | 880 | 400            | 16,9                  | 3,1                               | -0,547                       | -4,04                     | 189,33                | 3,2                               | -0,606                       | 190,48         | 3,2                   | -0,609                            |
|        | 41       | 45,3                  | 735 | 200            | 569,6                 | 25,8                              | +1,169                       |                           | 41,26                 | 23,5                              | +0,970                       | 40,77          | 23,2                  | +0,946                            |
|        |          |                       |     |                |                       | $\Sigma 90,4$                     | $\Sigma +0,730$              |                           | $\Sigma 76,8$         | $\Sigma +0,076$                   |                              | $\Sigma 76$    | $\Sigma +0,0309$      |                                   |
| 2      | 23       | 15                    | 880 | 150            | 3168,2                | 47,5                              | +0,713                       |                           | 13,53                 | 42,9                              | +0,580                       | 12,97          | 41,1                  | +0,533                            |
|        | 36       | 15                    | 735 | 150            | 2646,2                | 39,7                              | -0,595                       |                           | 16,47                 | 43,5                              | -0,716                       | 17,03          | 45,1                  | -0,768                            |
|        | 65       | 63,3                  | 880 | 300            | 77,7                  | 4,9                               | -0,310                       | -1,47                     | 66,25                 | 5,2                               | -0,344                       | 67,58          | 5,2                   | -0,351                            |
|        | 52       | 30                    | 735 | 200            | 569,6                 | 17,1                              | +0,513                       |                           | 32,57                 | 18,5                              | +0,604                       | 31,52          | 18,5                  | +0,583                            |
|        |          |                       |     |                |                       | $\Sigma 109,2$                    | $\Sigma +0,321$              |                           | $\Sigma 110,1$        | $\Sigma +0,124$                   |                              | $\Sigma 109,9$ | $\Sigma +0,0030$      |                                   |
| 3      | 56       | 63,3                  | 880 | 300            | 77,7                  | 4,9                               | +0,311                       |                           | 66,25                 | 5,2                               | +0,344                       | 67,58          | 5,3                   | +0,355                            |
|        | 69       | 15                    | 735 | 150            | 2646,2                | 39,7                              | +0,595                       |                           | 16,48                 | 43,6                              | +0,718                       | 17,25          | 45,7                  | +0,788                            |
|        | 98       | 15                    | 880 | 150            | 3168,2                | 47,5                              | -0,713                       | +1,48                     | 13,52                 | 42,8                              | -0,579                       | 12,75          | 40,3                  | -0,514                            |
|        | 85       | 30,1                  | 735 | 200            | 569,6                 | 17,1                              | -0,516                       |                           | 33,91                 | 19,3                              | -0,654                       | 33,80          | 19,2                  | -0,651                            |
|        |          |                       |     |                |                       | $\Sigma 109,2$                    | $\Sigma -0,323$              |                           | $\Sigma 110,9$        | $\Sigma -0,171$                   |                              | $\Sigma 110,5$ | $\Sigma -0,0220$      |                                   |
| 4      | 45       | 180                   | 880 | 400            | 16,9                  | 3,1                               | +0,548                       |                           | 189,33                | 3,2                               | +0,606                       | 190,48         | 3,2                   | +0,613                            |
|        | 58       | 30,1                  | 735 | 200            | 569,6                 | 17,1                              | +0,516                       |                           | 33,91                 | 19,3                              | +0,654                       | 33,80          | 19,2                  | +0,650                            |
|        | 87       | 20,7                  | 880 | 150            | 3168,2                | 65,6                              | -1,358                       | +5,29                     | 15,41                 | 48,8                              | -0,752                       | 14,75          | 46,7                  | -0,689                            |
|        | 74       | 65,1                  | 735 | 250            | 173,1                 | 11,3                              | -0,733                       |                           | 59,81                 | 10,3                              | -0,616                       | 59,15          | 10,2                  | -0,605                            |
|        |          |                       |     |                |                       | $\Sigma 97,1$                     | $\Sigma -1,027$              |                           | $\Sigma 81,6$         | $\Sigma -0,108$                   |                              | $\Sigma 79,3$  | $\Sigma -0,0312$      |                                   |

## 2.3. СПЕЦИЈАЛНИ ВОДОВОДИ

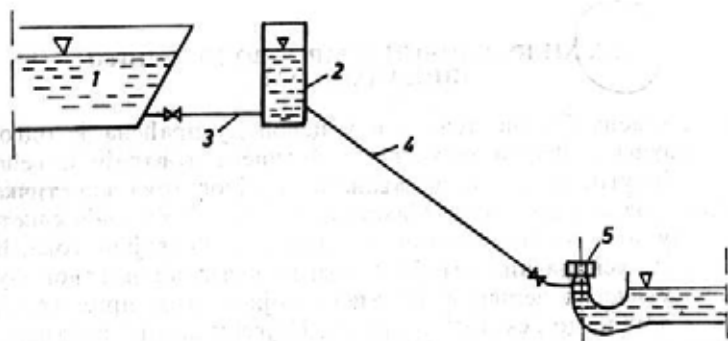
Под специјалним водоводима подразумевају се цевоводи који морају да испуњавају посебне услове. То су, углавном, водоводи у рударству, цевоводи за транспорт великих количина воде од акумулационог језера до хидротурбина, противпожарни водоводи итд. На пример, често се на месту копања руде појављује и вода која мора да се избацује на површину земље да би се руда могла експлоатисати. Та се вода користи за хидраулични транспорт руде на површину земље и даље до флотације. Ако је количина воде која се појављује у копу недовољна за хидраулични транспорт, онда се један њен део враћа у окно рудника кроз посебан цевовод од челичних бешавних цеви облужених јутом натопљеној асфалтом, или вуненим филцом натопљеним битулитом да би се спречило евентуално замрзавање цевовода при ниским температурама. Спајање ових цеви изводи се скоро по правилу заваривањем, а прирубницама само на местима где се предвиђају вентили, мерачи протока и притиска, повратне клапне итд. Брзина струјања воде у рударским водоводима креће се од 1—1,5 m/s. Притисци достижу и до неколико десетина бара. Дебљина зида цеви повећава се сваких 75—100 m и одређује се према максималном притиску у одговарајућој деоници.

Пад притиска по деоницама цевовода рачуна се из обрасца:

$$\Delta p = \left( \lambda \frac{L}{D} + \Sigma \zeta \right) \frac{1}{2} \rho v^2 \pm \rho g H_p,$$

у коме се коефицијент трења узима из дијаграма приказаног на слици 1.6 или се израчунава коришћењем одговарајућих образаца који важе за одређену вредност  $Re$  броја и релативну храпавост цевовода. Локални отпори се најчешће занемарују и тада хидраулични прорачун ових цевовода постаје простији. Разуме се, поред једначине за пад притиска користи се и једначина протока која повезује количину воде са брзином струјања и пречником цевовода.

Цевоводи који служе за снабдевање хидротурбина водом из акумулационог језера спадају, такође, у групу специјалних водовода. Њихови пречници достижу и 9 m, а висинска разлика између улазног и излазног пресека и до 2000 m. То значи да су ти цевоводи изложени врло високим притисцима. На слици 2.6 приказана је скица једног таквог водовода и начин снабдевања хид-



Слика 2.6

Скица хидропостројења класичне хидроцентрале

ротурбина водом из акумулационог језера. Брзина воде у водоводима за хидроцентралне креће се обично у овим границама: 1—3 m/s за водоводе са малим нагибом, 3—7 m/s за водоводе са великим нагибом и 2—4 m/s за водоводе мањег пречника. Због термичких дилатација, нарочито код водовода који се полажу изнад земље, уграђују се на сваких 150—200 m одговарајући елементи, а у ослонцима клизна лежишта. Тунели који повезују акумулациона језера са водостаном облажу се челичним лимом да би се спречио губитак воде кроз терен у коме је тунел направљен. Пре облагања лимом, на зидове тунела набацује се слој малтера под притиском да не би дошло до деформације лима и стварања једне врсте храпавости која би повећала губитке услед трења воде о зидове тунела.

Оптимални пречници водовода за хидроцентралне одређују се из сбразаца Будшеа (*Budsche*) [4]:

$$D = (0,052 q^3)^{0,14} \quad \text{за} \quad H_{\max} < 100 \text{ m},$$

$$D = \left(0,052 q^3 \frac{100}{H_{\max}}\right)^{0,14} \quad \text{за} \quad H_{\max} \geq 100 \text{ m},$$

при чему се пречник  $D$  добија у (m) кад се проток  $q$  узме у ( $\text{m}^3/\text{s}$ ). У овим обрасцима је

$$H_{\max} = H_g + \Delta H,$$

где је  $H_g$  (m) геодезијска висина, а  $\Delta H$  висина која одговара повећању притиска за време регулисања рада хидротурбина. Ова величина се усваја у следећим границама:

$$\Delta H = 15 - 20 \text{ m} \quad \text{за} \quad H_g < 100 \text{ m},$$

$$\Delta H = 20 + 0,1 \cdot H_g \quad \text{за} \quad H_g \geq 100 \text{ m}.$$

Пад притиска у водоводима за хидроцентралне рачуна се по обрасцима који важе и за остале магистралне цевоводе само што се коефицијент трења може одређивати и помоћу образаца Никурадзе (*Nikuradse*) за цеви са једноликом храпавошћу због изразито великог пречника тих цевовода. За време нормалног погона губитак енергије услед трења у водоводима за хидроцентралне увек је мањи од  $\Delta H$  и зато се у обрасцу за  $H_{\max}$  појављује  $\Delta H$  уместо губитка услед трења.

#### 2.4. КИДРАУЛИЧНИ УДАР У ВОДОВОДНИМ ИНСТАЛАЦИЈАМА

Свака промена брзине течности у цевоводу праћена је одговарајућом променом притиска. Већим променама брзине одговарају и веће промене притиска и обрнуто. Дакле, успоравањем струјног тока кинетичка енергија течности претвара се у притисну. Максимална трансформација кинетичке енергије у притисну постиже се потпуним заустављањем струјног тока. Време које прође од почетка успоравања струјног тока до потпуног његовог заустављања веома много утиче на величину притиска који се том приликом појављује. Каже се да је дошло до „скока“ притиска. Највећи „скок“ притиска добио би се тренутним заустављањем струјног тока (на пример, тренутним затварањем вентила у цевоводу кад би то било могуће). Течност би у том случају „уда-



рала“ о границе струјног простора (о зидове цеви, површине затварача итд.) све док се не би умирила. Каже се да се у инсталацији појавио хидраулични удар. И то потпуни (максимални) хидраулични удар за разлику од непотпуног (ублаженог) који настаје за време постепеног заустављања струјног тока (на пример, споријим затварањем вентила у цевоводу). Удари течности о границе струјног простора су праћени појавом звука и треперењем целе инсталације. Хидраулични удар може да буде изазван и наглим смањењем притиска (на пример, у потисном цевоводу пумпе приликом њеног наглог искључења из погона).

Без обзира да ли је хидраулични удар почео наглим смањењем или повећањем притиска у инсталацији, на хидродинамичко стање течности од тог тренутка па надаље највише утичу притисне и инерцијске силе. Код изразито дугих цевовода и силе трења морају да се узму у обзир јер оне током времена амортизују хидраулични удар. Спољашње силе могу да се занемаре у односу на инерцијске и притисне силе. Њихово узимање у обзир не компликује проблем уопште. Уместо притиска  $p$  појавио би се тада генерализовани притисак  $P = p - \rho U$ , где је  $U$  потенцијал спољашњих сила.

Наиме, из Ојлерове (*Euler*) хидрауличне једначине за случај занемаривања спољашњих сила,

$$\frac{dv}{dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx},$$

може да се одреди свака промена притиска изазвана променом брзине. Потребно је поред тога знати и брзину којом се та промена притиска шири у струјном простору. Међутим, зна се да се ова врста поремећаја у некој флуидној средини шири брзином звука било да флуид мирује или да се креће довољно малом брзином у односу на брзину поремећаја. Дакле, ако се прихвати да се неким спољњим утицајем брзина  $v(x, t)$  променила за  $dv$  и притисак  $p(x, t)$  за  $dp$  за време  $dt$ , и да је за то исто време поремећај притиска „прешао“ пут  $dx$  брзином звука  $a$  (m/s) при датим условима, онда је очигледно да постоји веза

$$dx = a dt.$$

Из ове две једначине добија се вредност промене притиска

$$dp = -\rho a dv,$$

одакле се интеграљењем налази коначна промена притиска

$$\Delta p = p - p_0 = \rho a (v_0 - v). \quad (2.23)$$

Овде  $p_0$  и  $v_0$  означавају притисак и брзину у оном делу струјног простора у коме поремећај још није доспео. Потпуном заустављању струјног тока одговара  $v=0$  и највећа промена притиска:

$$\Delta p_{\max} = \rho a v_0. \quad (2.24)$$

Према томе, кад се зна брзина звука у условима који владају за време ширења поремећаја, може да се одреди и одговарајући максимални „скок“ притиска који би настао тренутним заустављањем струјног тока који се претходно кретао брзином  $v_0$ .

Међутим, струјни ток не може тренутно да се заустави. Увек прође неко време  $t_z$  од почетка његовог успоравања до потпуног заустављања, јер не може ни затварач тренутно да „пресече“ струјни ток, а ни течност није потпуно нестишљива. Осим тога, ни границе струјног простора нису круте већ су еластичне. Постоји још једно време које утиче на остваривање величине „скока“ притиска. То је време које прође док поремећајни талас пређе пут од затварача на коме је створен до површине за рефлексију и назад до затварача. Кад се са  $L$  обележи пут поремећајног таласа од затварача до површине за рефлексију, тада поменуто време износи  $t=2L/a$ . Ако се оствари  $t_z < t$ , тј. ако се препреком потпуно „пресече“ струјни ток пре него што се повратни талас врати назад до препреке, изазваће се потпуни хидраулични удар и произвешће се максимални „скок“ притиска одређен једначином (2.24). У сваком другом случају стварни „скок“ притиска износиће:

$$\Delta p_s = \rho a v_0 \frac{t}{t_z} \quad (2.25)$$

Дакле, што је год  $t_z > t$  биће мањи и „скок“ притиска. Хидраулични удар постаје све слабији. Прописивањем услова  $t_z > t$  постиже се, у ствари, то да препрека не стигне да „пресече“ струјни ток пре него што се повратни талас врати назад до ње и на тај начин омогући једном делу течности да напусти инсталацију и тако спречи стварање веома високог притиска. Услов  $t_z < t$  доводи до неједначине  $2L > at_z$ , из које се види да ће хидраулични удар бити све јачи што је ценовод дужи и време заустављања струјног тока краће. Како се тренутним заустављањем струјног тока ( $t_z=0$ ) производи максимални „скок“ притиска, то се из претходне неједначине види да потпуни хидраулични удар није везан само за дугачке ценоводе. Наиме, потпуни хидраулични удар може да настане и у врло кратким ценоводима тренутним заустављањем струјног тока.

#### 2.4.1. Фазе развоја хидрауличног удара

Кретање течности за време хидрауличног удара је осцилаторно. Захваљујући силама трења, осцилације се пригушују и временом ишчезавају. Истовремено, хидраулични удар као појава има своје фазе развоја и крај. Читав овај феномен може да се прикаже помоћу неколико скица (види слику 2.7). Прве три скице објашњавају „фазу порасиа притиска“ у ценоводу после тренутног заустављања струјног тока помоћу затварача који се налази на његовом крају. Од тога тренутка почиње мерење времена. Нека је у тренутку „стицања затварача“  $t=0$  (скица 1). У ценоводу је непромењено стање осим на оквашеној страни затварача на којој је  $v=0$  и  $p=p_0+\Delta p$ . Време тече и талас повишеног притиска шири се од затварача улево брзином звука. У произвољном тренутку  $t < \frac{L}{a}$  талас стиже до пресека 1—1 (скица 2). Десно од пресека 1—1 течност се зауставила, притисак је порастао за  $\Delta p$ , густина за  $\Delta \rho$  (не за  $\Delta \rho$  јер је течност слабо стишљива) и пресек цеви за  $dA$  (не за  $\Delta A$  јер то не дозвољава отпорност материјала). Лево од пресека 1—1 је непромењено стање и течност струји удесно брзином  $v_0$  повећавајући масу течности у пределу повишеног притиска. У тренутку  $t = \frac{L}{a}$  поремећајни талас стиже до површине за рефлексију (на пример, до слободне површине течности у резер-

## ГАСОВОДИ ✓

## 4.1. ВРСТЕ И ПРОИЗВОДЊА ГАСА

Гасови се обично деле на природне и вештачке. Природни гасови добијају се на један од следећа три начина:

— из бушотина гасних лежишта; гас се састоји, углавном, од метана (82—98%) и мањег дела тежих угљоводоника,

— из бушотина кондензатних лежишта; гас се, такође, састоји од метана (80—95%) и кондензата бензина и керозина, и

— из бушотина лежишта сирове нафте; гас се јавља у виду мешавине метана (30—70%), пропана и бутана.

У вештачке гасове убрајају се гасови који се добијају гасификацијом чврстих горива и гасови који настају као успутни производ одређених технолошких процеса. Гасификација чврстих горива је интересантна и за нашу земљу јер ми, претежно, располажемо лигнитима и мрким угљем. Кад се томе дода да је калорична вредност тог угља релативно ниска и да имају велики проценат пепела, тада се може сагледати оправданост њихове гасификације и са гледишта транспортних трошкова.

Главни потрошачи природног и вештачког гаса су индустријске котларнице, градске топлане, металуршка и цементна индустрија, домаћинства итд.

Гасови се налазе у гасовитом или течном стању. Метан, етан и етилен су у гасовитом стању на обичним температурама (20—30 °C) и на атмосферском притиску. Пропан, пропилен, бутан и бутилен у виду паре на обичним температурама и атмосферском притиску, односно у течном стању на повишеним притисцима. Угљоводоници од изопентана па надаље налазе се у течном стању и спадају у групу бензинских фракција.

Према неким изворима, светске геолошке резерве природног гаса износе су 1966. године  $860 \cdot 10^{12} \text{ m}_n^3$ . Од тога је било економично за производњу  $540 \cdot 10^{12} \text{ m}_n^3$ , индустријске резерве око  $400 \cdot 10^{12} \text{ m}_n^3$ , а произведено је свега  $0,6 \cdot 10^{12} \text{ m}_n^3$ . Највеће резерве природног гаса налазе се у СССР-у и цене се на око 60 трилиона  $\text{m}_n^3$ . Ова земља се по производњи природног гаса налази на другом месту у свету. Ради упоређења, наводе се геолошке резерве природног гаса у СР Немачкој ( $25 \cdot 10^9 \text{ m}_n^3$ ), Италији ( $130 \cdot 10^9 \text{ m}_n^3$ ) и Југославији

( $41,7 \cdot 10^9 \text{ m}_n^3$ ). Производња природног гаса стално расте. Она је 1960. године износила  $460 \cdot 10^9 \text{ m}_n^3$  да би 1970. године достигла  $1000 \cdot 10^9 \text{ m}_n^3$ . Табела 4.1 приказује производњу природног гаса у милијардама  $\text{m}_n^3$  у СССР-у и Југославији.

Табела 4.1

| Година | 1955. | 1960. | 1965. | 1970. | 1975. |
|--------|-------|-------|-------|-------|-------|
| СССР   | 10    | 26    | 129   | 200   | 289   |
| СФРЈ   | 0,02  | 0,065 | 0,33  | 0,977 | 1,44  |

#### 4.2. КЛАСИФИКАЦИЈА И ЕЛЕМЕНТИ ГАСОВОДА

Гасоводи се деле на магистралне, сабирне и разводне. Сабирни гасоводи граде се на гасним пољима и служе за транспорт гаса од бушотина до сабирних станица у којима се врши обрада и припрема гаса за транспорт до потрошачких центара. Ови гасоводи су мањег пречника и дужине и премештају се чим се издашност бушотине смањи до оне вредности при којој експлоатација гаса није више економична.

Под магистралним гасоводима подразумевају се цевоводи кроз које се транспортује припремљени гас од сабирних станица или гасогенератора, ако је у питању вештачки гас, до великих потрошачких центара. Зависно од вредности радног притиска гаса, магистрални гасоводи деле се на:

- гасоводе високог притиска (радни притисак гаса у њима је изнад  $2,5 \text{ MPa}$ ),
- гасоводе средњег притиска (радни притисак гаса у њима је од  $1,2$  до  $2,5 \text{ MPa}$ ), и
- гасоводе ниског притиска (радни притисак гаса у њима је до  $1,2 \text{ MPa}$ ).

Дужина магистралних гасовода креће се од десетак километара па до неколико хиљада километара. Пречник им је од  $150$  до  $1420 \text{ mm}$  и више. Годиншњи капацитет им је обично од десет до тридесет милијарди  $\text{m}_n^3$ .

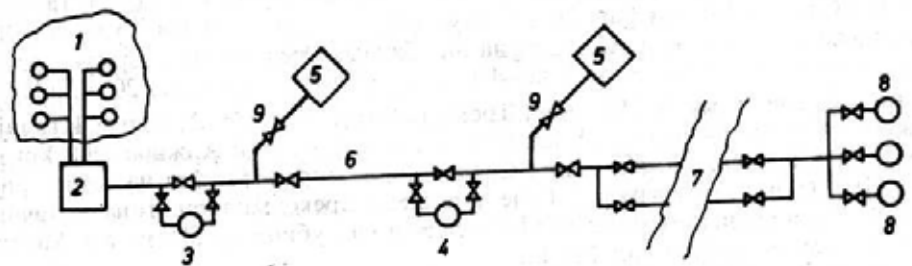
Разводни гасоводи служе за дистрибуцију гаса директним потрошачима. То су, у ствари, сложене мреже цевовода са изразито неусталеним режимом рада јер је потрошња гаса од стране потрошача веома неравномерна. И разводни гасоводи се у односу на радни притисак деле на:

- гасоводе високог притиска (са радним притиском гаса од  $3$ — $6 \text{ bara}$ ),
- гасоводе средњег притиска (са радним притиском гаса од  $0,05$ — $6 \text{ bara}$ ),
- гасоводе ниског притиска (са радним притиском гаса до  $0,05 \text{ bara}$ ).

У разводне гасоводе високог притиска спадају и цевоводи за транспорт гаса од магистралних гасовода до прве станице за редукацију притиска. У овим гасоводима притисак обично износи од  $6$ — $12 \text{ bara}$ .

Елементи једног комплетног магистралног гасовода приказани су на слици 4.1. Бројеви означавају следеће: 1 — гасно поље са сабирним цевоводима, 2 — сабирну станицу, 3 — главну компресорску станицу, 4 — помоћну

компресорску станицу, 5 — станицу за дистрибуцију гаса, 6 — цевовод са арматуром, 7 — прелаз преко реке, 8 — резервоаре за гас и 9 — одводне цевоводе. Дуж трасе магистралног гасовода постављају се на сваких 20—25 km станице за одржавање и ремонт објеката који се налазе у саставу гасовода. Ради заштите од корозије и гасоводи се премазују средствима која зависе од геолошког састава терена у које је цевовод положен. Све оно што је речено о заштити од корозије у одељку о нафтоводима важи и за цевоводе кроз које се транспортује природни или вештачки гас.



Слика 4.1 [8]  
Магистрални гасовод

### 4.3. ИЗГРАДЊА ГАСОВОДА

Природни гас се први пут транспортовао цевоводом у Кини пре хиљаду година. Цевовод је био изграђен од бамбусове трске. Први метални цевовод (од олова) за транспорт гаса изграђен је у Северној Америци 1825. године. Тек 1891. године положен је први магистрални гасовод од челичних цеви, пречника 200 mm и дужине 195 km, кроз који се транспортовао природни гас са гасних поља у Индијани до потрошача у Чикагу. У СССР-у је први гасовод изграђен 1880. године и служио је за транспорт природног гаса у Бакуу после његовог издвајања из сирове нафте. Гас је коришћен за ложење котловских постројења. У периоду од 1928—1935. године изграђена су у Северној Америци још два магистрална гасовода: један од Панхендла до Чикага, дужине 1570 km, и други од Панхендла до Детроита, дужине 1375 km. Непосредно после ова два гасовода изграђен је и трећи од Тенесија до Западне Вирџиније, дужине 2000 km. Према неким изворима, данас САД располажу са око 1000000 km магистралних и разводних гасовода.

У СССР-у [8] је први магистрални гасовод у данашњем смислу речи изграђен 1940—1941. године, пречника 300 mm и дужине 69 km (гасовод Дашава—Љвов). Затим је 1946. године изграђен гасовод Бугуруслан—Кујбишев, пречника 350 mm и дужине 160 km, и 1947. године гасовод Саратов—Москва, пречника 320 mm и дужине 843 km. Којом је брзином расла изградња магистралних гасовода у СССР-у може да се оцени и по томе што је њихова дужина у овој земљи већ 1960. године износила око 21000 km, са годишњим капацитетом од 26 милијарди  $m^3$  гаса, односно 1970. године 67000 km и годишњим капацитетом 170 милијарди  $m^3$  гаса. Према неким изворима, у СССР-у је до 1975. године изграђено око 110000 km магистралних гасовода. Крајем 1974. године пуштен је у погон циновски гасовод Сибир—Москва (Медвешје—Пунга—

Казан—Горки—Москва) дужине 3000 km са годишњим капацитетом од 15 милијарди  $m^3$  гаса. Рачуна се да је укупна дужина магистралних гасовода у СССР-у била око 145000 km 1980. године. Наведимо још и то да се укупна дужина магистралних гасовода у свету данас цени на 1200000 km.

У последње време граде се три веома велика и важна магистрална гасовода. Један граде земље СЕВ-а и његова дужина треба да буде око 10000 km, пречника 1420 mm. Пружа се од Оренбурга па до сваке земље СЕВ-а. Поред тога грана се према СР Немачкој, Аустрији и Италији. Њиме треба да се испоручи за 20 година око 120 милијарди  $m^3$  гаса само СР Немачкој. Други гасовод повезује Средњи исток и Западну Европу. Већ је готова деоница дужине 1900 km од Кангана у Ирану до Искедеруна на обалама Средоземног мора у Турској. Укупна дужина овог гасовода биће 4400 km, а годишњи капацитет 20 милијарди  $m^3$  гаса. Пречник му је 1020 mm. Трећи гасовод повезује Алжир и Италију. Дужина овог гасовода је 2600 km (600 km на територији Алжира, 300 km на територији Туниса, 180 km испод Средоземног мора, 1515 km на територији Италије). За његову изградњу биће утрошено преко милион тона челичних цеви. У Сицилијанском канали биће положен на дубини од 500 m, а у Месинском заливу на дубини од 350 m.

У Југославији се изградњом гасовода, као и са експлоатацијом гаса уопште, почело релативно касно. До сада је изграђено око 1000 km магистралних гасовода и преко 600 km сабирних гасовода. Ево података само за неке од њих. Гасовод Јања Липа—Загреб—Сисак дуг је 125 km и пречник му је 150 mm; гасовод Мокрин—Жикинда—Панчево—Смедерево дуг је 208,6 km а пречник му износи 250 mm и 300 mm; гасовод Обилић—Скопље дужине 85 km кроз који се транспортује гас добијен гасификацијом угља у Обилићу. Сада се у источном делу наше земље гради око 1700 km магистралних гасовода. Главна магистрала пружа се од Хоргоша па преко Новог Сада, Београда и Ниша све до Обилића, где ће се спојити са постојећим гасоводом Обилић—Скопље. Уз пут ће се од ове магистрале одвајати гасоводи за Сомбор, Лозницу—Зворник—Сарајево, Краљево и Неготин. До данас су завршене све деонице кроз Војводину до Батајнице и гасовод Батајница—Лозница—Зворник—Сарајево, која је дуга око 300 km и пуштена у погон крајем 1979. године.

#### 4.4. ХИДРАУЛИЧНИ ПРОРАЧУН ГАСОВОДА ПРИ ИЗОТЕРМНОМ СТРУЈАЊУ

Свака подела гасовода за време хидрауличног прорачуна може се сматрати условном. Може се поћи од поделе на гасоводе са устаљеним и неустаљеним струјањем гаса у њима, од величине радног притиска гаса (гасоводи високог, средњег и ниског притиска), или, на пример, од величине протока гаса (гасоводи са константним протоком гаса и гасоводи са успутном потрошњом гаса). Овде је та подела направљена у односу на температуру гаса за време струјања: на гасоводе са изотермним и неизотермним струјањем гаса. Биће проучавана само устаљена струјања гаса. Изотермно струјање гаса може да се оствари у условима када је количина топлоте коју гас прима од околине за време струјања довољна да надокнади пад његове температуре услед експанзије, Џул-Томсоновог (*Joule-Thomson*) ефекта, ако се јавља, и због промене геодезијске висине проточних пресека цевовода. Успон цевовода у смеру струјања гаса смањује његову температуру. Хидрауличне једначине које опи-

сују *усплаћено турбулентно изотермно струјање* гаса при константном протоку кроз цевовод са нагибом гласе:

$$-\frac{dp}{\rho} = v dv + \frac{\lambda v^2}{2D} + g dH. \quad (4.1)$$

$$\dot{m} = \rho v A, \quad p = Z(p) \rho RT.$$

У овим једначинама је  $p$  — притисак гаса,  $\rho$  — његова густина,  $v$  — брзина струјања,  $\lambda$  — коефицијент трења,  $D$  — унутрашњи пречник цевовода,  $dH$  — геодезијска висина између посматраних проточних пресека цевовода ( $dH > 0$  одговара успону,  $dH < 0$  паду гасовода),  $A$  — проточни пресек цевовода,  $\dot{m}$  — масени проток гаса и  $Z$  — коефицијент стишљивости који овом приликом зависи само од притиска јер је температура гаса константна. Прва једначина система (4.1) представља динамичку једначину, у којој члан на левој страни означава потенцијални рад који се троши на убрзавање гаса дуж цевовода, на савладавање трења за време струјања и геодезијске висине између посматраних проточних пресека цевовода.

#### 4.4.1. Гасоводи високог и средњег притиска са константним протоком гаса

У ове гасоводе првенствено спадају магистрални гасоводи у којима је радни притисак гаса изнад 1,2 МПа, сабирни цевоводи на гасним пољима код којих је притисак гаса на глави бушотине изразито велик и разводни гасоводи у којима је радни притисак гаса изнад три бага. Приликом хидрауличног прорачуна гасовода високог и средњег притиска нема разлике, осим што се код гасовода средњег притиска занемарује експанзија гаса дуж цевовода. Разуме се, вредности струјних параметара код једних и других гасовода осетно се разликују.

Најпростији случај хидрауличног прорачуна гасовода средњег притиска јавља се код хоризонталних струјних токова. Тада се из друге и треће једначине система (4.1) налазе изрази

$$\frac{dp}{\rho} = ZRT \frac{dp}{p}, \quad v = \frac{\dot{m}}{A} \frac{ZRT}{p},$$

чијом се заменом у прву једначину система (4.1), која у овом случају има само други члан на десној страни, добија њен следећи облик:

$$-p dp = \lambda ZRT \left( \frac{\dot{m}}{A} \right)^2 \frac{dx}{2D}.$$

Рачунајући са средњом вредношћу коефицијента стишљивости, решење ове диференцијалне једначине гласи:

$$p_1^2 - p_2^2 = 2 \lambda Z_m RT \left( \frac{\dot{m}}{A} \right)^2 \frac{l}{2D}, \quad (4.2)$$

Јер је  $\lambda = \text{const.}$  при изотермном струјању гаса због  $Re = \text{const.}$  Средња вредност коефицијента стишљивости рачуна се по обрасцу

$$Z_m = \frac{1}{2} (Z_1 + Z_2).$$

Кад се искористе везе

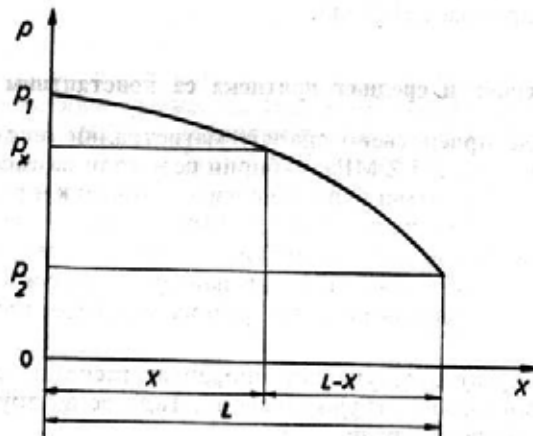
$$\frac{\dot{m}}{A} = \rho_1 v_1 = \rho_2 v_2, \quad RT = \frac{p_1}{Z_1 \rho_1} = \frac{p_2}{Z_2 \rho_2},$$

добијају се из решења (4.2) његови следећи облици

$$\frac{p_1^2 - p_x^2}{2 p_1} = \lambda \frac{l}{D} \frac{1}{2} \rho_1 v_1^2 \frac{Z_m}{Z_1}, \quad (4.3)$$

$$\frac{p_1^2 - p_x^2}{2 p_2} = \lambda \frac{l}{D} \frac{1}{2} \rho_2 v_2^2 \frac{Z_m}{Z_2}. \quad (4.4)$$

Образац (4.3) користи се за одређивање притиска  $p_2$  на крају цеговода кад је стање гаса на почетку цеговода познато, а образац (4.4) за одређивање притиска  $p_1$  на почетку цеговода кад је стање гаса на његовом крају познато.



Слика 4.2  
Промена притиска дуж цеговода

Из њих се види да је промена притиска дуж цеговода за време стишљивог струјања неравномерна. Наиме, пад притиска по јединици дужине цеговода расте низводно (слика 4.2). На почетку цеговода притисак гаса је највећи, његова густина такође, па му је брзина најмања. Низводно притисак опада, густина такође, а брзина струјања расте. Често се за време хидрауличног прорачуна цеговода користи средња вредност притиска:

$$p_m = \frac{1}{L} \int_0^L p_x dx.$$

На основу једначине (4.2) може се написати:

$$\frac{p_1^2 - p_x^2}{x} = \frac{p_x^2 - p_2^2}{L-x},$$



одакле је

$$p_x = \sqrt{p_1^2 - (p_1^2 - p_2^2) \frac{x}{L}}.$$

Заменом ове вредности у израз за  $p_m$  добија се после интегралнења да је

$$p_m = \frac{2}{3} \frac{p_1^3 - p_2^3}{p_1^2 - p_2^2} = \frac{2}{3} \left( p_1 + \frac{p_2^2}{p_1 + p_2} \right).$$

Када су притисци  $p_1$  и  $p_2$  одређени, тада је и капацитет гасовода познат. Стављајући  $\dot{m} = \rho_n q_n$  у једначину (4.2), из ње се добија вредност протока при условима који одговарају нормалној атмосфери:

$$q_n (m_n^3/s) = \frac{\pi}{4 \rho_n} \sqrt{\frac{D^5 (p_1^2 - p_2^2)}{\lambda Z_m RT}}. \quad (4.5)$$

Гасоводи спадају у веома скупе објекте и њихово пројектовање своди се, у ствари, на одређивање вредности скупа параметара везаних за транспорт гаса у конкретном случају, који треба да обезбеде оптимални транспорт у односу на унапред дефинисан критеријум оптималности. За време једне такве рачунице капацитет гасовода изражава се у виду запреминског протока при нормалним условима или условима који одговарају нормалној атмосфери  $T_n = 288 \text{ K}$ ,  $p_0 = 101325 \text{ Pa}$ . Тада се и коефицијент трења даје у зависности од одговарајућих величина. На пример, често се за његово израчунавање користи образац

$$\lambda = \frac{0,1206}{Re^{0,1505}} = 0,1206 \left( \frac{D \pi \mu_n}{4 \rho_n q_n} \right)^{0,1505}.$$

Када се ова вредност за  $\lambda$  замени у израз (4.5), добија се

$$q_n (m_n^3/s) = \frac{2,47 D^{2,622}}{\rho_n \mu_n^{0,0814}} \left( \frac{p_1^2 - p_2^2}{Z_m RT} \right)^{0,541}. \quad (4.6)$$

Код магистралних гасовода дужина  $l$  деонице или дужина укупног цевовода изражава се у километрима, а капацитет транспорта рачуна се за 1 дан = 24 часа, тако да израз (4.6) тада постаје:

$$q'_n (m_n^3/24 h) = k'_n D^{2,622} \left( \frac{p_1^2 - p_2^2}{Z_m l} \right)^{0,541}, \quad (4.7)$$

где је

$$k'_n = \frac{5080}{\rho_n \mu_n^{0,0814} (RT)^{0,541}}.$$

Ако би се узела у обзир и експанзија гаса дуж хоризонталног цевовода, диференцијална једначина би тада гласила;

$$-p dp - ZRT \left( \frac{\dot{m}}{A} \right)^2 \left( \lambda \frac{dx}{2D} - \frac{dp}{p} \right),$$

а њено решење је

$$p_1^2 - p_2^2 = Z_m RT \left( \frac{\dot{m}}{A} \right)^2 \left( \lambda \frac{l}{D} + 2 \ln \frac{p_1}{p_2} \right). \quad (4.8)$$

Решење (4.8) треба увек примењивати кад су у питању гасоводи високог притиска.

Кад су у питању коси гасоводи, проблем се може решити само ако се узме да је промена геодезијске висине њихових проточних пресека равномерна, тј.

$$dH = \frac{H_2 - H_1}{l} dx = \frac{\Delta H}{l} dx.$$

Тада се из последње две једначине система (4.1) елиминисањем густине  $\rho$  добија притисак

$$p = \frac{\dot{m}}{A} Z_m RT \frac{1}{v},$$

одакле је

$$dp = - \frac{\dot{m}}{A} Z_m RT \frac{dv}{v^2},$$

при чему је ради коректности у извођењу већ на самом почетку узета у једначини стања средња вредност коефицијента стишљивости уместо стварне вредности, чија је промена дуж ценовода непозната. Кад се сад последњи израз напише у облику

$$-\frac{dp}{\rho} = \frac{\dot{m}}{A} Z_m RT \frac{vA}{\dot{m}} \frac{dv}{v^2} = \frac{Z_m RT}{2} \frac{d(v^2)}{v^2},$$

и затим, заједно са изразом за  $dH$  замени у прву једначину система (4.1), добија се после раздвајања променљивих њен следећи облик:

$$-\frac{Z_m RT d(v^2)}{v^2 \left( 2g \frac{\Delta H}{l} + \frac{\lambda}{D} v^2 \right)} + \frac{d(v^2)}{2g \frac{\Delta H}{l} + \frac{\lambda}{D} v^2} + dx = 0.$$

Решење ове диференцијалне једначине гласи:

$$\frac{Z_m RT}{2g \frac{\Delta H}{l}} \ln \frac{\left( 2g \frac{\Delta H}{l} + \frac{\lambda}{D} v_1^2 \right) v_1^2}{\left( 2g \frac{\Delta H}{l} + \frac{\lambda}{D} v_2^2 \right) v_2^2} + \frac{D}{\lambda} \ln \frac{2g \frac{\Delta H}{l} + \frac{\lambda}{D} v_2^2}{2g \frac{\Delta H}{l} + \frac{\lambda}{D} v_1^2} + l = 0, \quad (4.9)$$

Један од облика решења (4.9) који се наводи у литератури [46] је:

$$\frac{e^{-bc}}{v_1^2} - \frac{1}{v_2^2} = \frac{\lambda l}{Z_m RT D} \frac{1 - e^{-bc}}{b}, \quad (4.10)$$

где су:

$$b = \frac{2g \Delta H}{Z_m RT},$$

$$c = 1 + \frac{D}{\lambda l} \ln \frac{2g \frac{\Delta H}{l} + \frac{\lambda}{D} v_2^2}{2g \frac{\Delta H}{l} + \frac{\lambda}{D} v_1^2}. \quad (4.11)$$

Кад се брзине  $v_1$  и  $v_2$  замене вредностима

$$v_1 = \frac{\dot{m}}{\rho_1 A} = \frac{\dot{m}}{A} \frac{Z_m RT}{p_1},$$

$$v_2 = \frac{\dot{m}}{\rho_2 A} = \frac{\dot{m}}{A} \frac{Z_m RT}{p_2},$$
(4.12)

решење (4.10) постаје:

$$p_1^2 e^{-bc} - p_2^2 = \lambda \frac{l}{D} \left( \frac{\dot{m}}{A} \right)^2 Z_m RT \frac{1 - e^{-bc}}{b}. \quad (4.13)$$

Код хоризонталних гасовода је  $\Delta H = 0$  па је

$$b = 0, \quad \lim_{b \rightarrow 0} \frac{1 - e^{-bc}}{b} = c,$$

$$c = 1 + \frac{2D}{\lambda l} \ln \frac{v_2}{v_1} = 1 + \frac{2D}{\lambda l} \ln \frac{p_1}{p_2},$$

и решење (4.13) може да се напише као

$$p_1^2 - p_2^2 = \lambda \frac{l}{D} \left( \frac{\dot{m}}{A} \right)^2 c Z_m RT. \quad (4.14)$$

Ово решење је идентично са раније добијеним решењем (4.8). Лако се може приметити да занемаривању експанзије гаса дуж ценовода одговара вредност  $c=1$ .

Често се у току хидрауличног прорачуна косих гасовода занемарује промена геодезијске висине њихових проточних пресека и на тај начин, у ствари, коси гасоводи замењују хоризонталним. То може да доведе до велике грешке, нарочито кад су у питању гасоводи са нижим притисцима. Да бисмо то и показали, посматраћемо, на пример, једначине (4.13) и (4.14) за  $c=1$ , које, дакле, важе за косе и хоризонталне гасоводе. Упоређење ће се обавити при истим вредностима свих осталих параметара. Кад се поделе леве и десне стране наведених једначина, добија се

$$\frac{p_{1k}^2 e^{-b} - p_{2k}^2}{p_{1h}^2 - p_{2h}^2} = \frac{1 - e^{-b}}{b}.$$

где се притисци  $p_{1k}$  и  $p_{2k}$  односе на коси, а  $p_{1h}$  и  $p_{2h}$  на хоризонтални гасовод. Једнакост осталих параметара у оба случаја подразумева  $p_{2k} = p_{2h}$ . Узмимо сада, на пример, да је  $\Delta H = 250$  m и метан за који је  $T = 288$  K,  $Z_m = 0,95$  и  $R = 518,3$  J/kgK. Тим вредностима одговара  $b = 0,0346$ . Нека је даље реч о косом гасоводу за који смо израчунали, на пример,  $p_{1k} = 11$  бага и  $p_{2k} = 10$  бага, у том случају би се из претходне једначине за хоризонтални гасовод добило:

$$p_{1h}^2 = p_{2h}^2 + \frac{(p_{1k}^2 e^{-b} - p_{2k}^2) b}{1 - e^{-b}} = 117,2$$

одакле је  $p_{1k}=10,83$  бара. Дакле, апсолутна грешка, кад би коси гасовод заменили у прорачуну хоризонталним, била би  $11-10,83=0,17$  бара. Релативна грешка у односу на пад притиска у косом гасоводу износила би:

$$\frac{p_{1k}-p_{2k}}{p_{1k}-p_{1k}} 100 = \frac{11-10,83}{11-10,00} 100 = 17\%$$

При већим висинским разликама грешка је још већа.

#### 4.4.2. Гасоводи високог и средњег притиска са уснутном потрошњом гаса

На такав случај се у пракси наилази код цеговода за дистрибуцију гаса потрошачима. Хидраулични прорачун тих гасовода зависи првенствено од тога да ли је потрошња гаса равномерна или није. Ако је потрошња гаса равномерна, тада је вредност масеног протока на произвољном растојању  $x$  (m) од почетка цеговода

$$\dot{m} = \dot{m}_1 - (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) \frac{x}{l} = \dot{m}_1 - \Delta \dot{m} \frac{x}{l},$$

где је  $\dot{m}_1$  његова вредност на почетку, а  $\dot{m}_2$  на крају цеговода. Прва једначина система (4.1) за случај хоризонталног цеговода и кад се експанзија гаса у смеру струјања може занемарити, има следећи облик:

$$-p dp = \frac{8 \lambda ZRT}{D^5 \pi^2} \left( \dot{m}_1 - \Delta \dot{m} \frac{x}{l} \right)^2 dx.$$

Решење те диференцијалне једначине је

$$p_1^2 - p_2^2 = \frac{16 \lambda \dot{m}_1^2 Z_m RTl}{D^5 \pi^2} \left[ 1 - \frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}_1} + \frac{1}{3} \left( \frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}_1} \right)^2 \right]. \quad (4.15)$$

Очигледно је да се ово решење своди на решење (4.14) за  $c=1$ , кад се у (4.15) стави  $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$ . Иначе, решење (4.15) користи се за израчунавање притиска  $p_1$  на почетку гасовода кад су потрошња гаса дуж цеговода и његов проток на улазу у цеговод познати.

Може да се пође и од једначине за проток гаса

$$\dot{m} = \dot{m}_2 + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) \frac{l-x}{l} = \dot{m}_2 + \Delta \dot{m} \frac{l-x}{l},$$

и да се добије диференцијална једначина

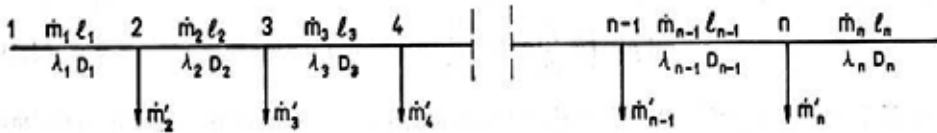
$$-p dp = \frac{8 \lambda ZRT}{D^5 \pi^2} \left( \dot{m}_2 + \Delta \dot{m} \frac{l-x}{l} \right)^2 dx$$

чије је решење

$$p_1^2 - p_2^2 = \frac{16 \lambda \dot{m}_2^2 Z_m RTl}{D^5 \pi^2} \left[ 1 + \frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}_2} + \frac{1}{3} \left( \frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}_2} \right)^2 \right]. \quad (4.16)$$

То решење користи се за израчунавање притиска  $p_1$  на почетку гасовода кад су потрошња гаса дуж цеговода и транзитни проток гаса на крају посматране деонице цеговода познати.

Ако је потрошња гаса дуж цевовода неравномерна, онда се такав гасовод може посматрати као низ редно повезаних цевовода разних дужина и пречника. На пример, за гасовод приказан на слици 4.3



Слика 4.3  
Гасовод са успутном потрошњом гаса

могу да се поставе изрази за поједине деонице према обрасцу (4.2):

$$p_1^2 - p_2^2 = \frac{16 \lambda_1 \dot{m}_1^2 Z_{m_1} RT l_1}{D_1^5 \pi^2}$$

$$p_2^2 - p_3^2 = \frac{16 \lambda_2 \dot{m}_2^2 Z_{m_2} RT l_2}{D_2^5 \pi^2}$$

.....

$$p_{n-1}^2 - p_n^2 = \frac{16 \lambda_{n-1} \dot{m}_{n-1}^2 Z_{m,n-1} RT l_{n-1}}{D_{n-1}^5 \pi^2}$$

Сабирањем левих и десних страна претходних израза добија се:

$$p_1^2 - p_n^2 = \frac{16 RT}{\pi^2} \sum_{i=1}^{n-1} \frac{\lambda_i \dot{m}_i^2 Z_{m_i} l_i}{D_i^5} \quad (4.17)$$

Овај образац служи за израчунавање притиска  $p_n$  на месту  $n$ -тог потрошача кад су остали услови транспорта гаса дефинисани. Проток  $\dot{m}_n$  назива се транзитним протоком. Поред те једначине постоји још и веза између транзитног протока  $\dot{m}_n$  и укупно потрошене количине гаса дуж цевовода:

$$\dot{m}_1 = \sum_{i=2}^n \dot{m}_i' + \dot{m}_n$$

#### 4.4.3. Гасоводи ниског притиска са константним протоком гаса

У гасоводе ниског притиска спадају разводни цевоводи у којима је притисак низак а пад притиска не прелази 5000—6000 Ра. Тада се може узети да је густина гаса константна па из једначине за проток следује да је и брзина гаса константна. Задатак се, дакле, своди на интегралње прве једначине система (4.1), која у овом случају гласи:

$$-dp = \lambda \frac{\rho v^2}{2D} dx + \rho g \frac{\Delta H}{l} dx.$$

Њено решење је

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{D} \frac{1}{2} \rho v^2 + \rho g \Delta H. \quad (4.18)$$

Код хоризонталних гасовода је  $\Delta H=0$ , па други члан у последњем изразу отпада. Међутим, код ове врсте цеговода обично су локални отпори знатни и не могу да се занемаре. Решење (4.18) у том случају треба да се користи у облику:

$$\Delta p = \left( \lambda \frac{l}{D} + \Sigma \zeta \right) \frac{1}{2} \rho v^2 + \rho g \Delta H, \quad (4.19)$$

где  $\Sigma \zeta$  означава збир коефицијената свих локалних отпора дуж посматране трасе цеговода. Није на одмет напоменути да густину  $\rho$  у последњим изразима треба рачунати на средњем притиску. Кад нису позната оба притиска, онда се густина гаса као прво приближење може одредити на оном притиску који је познат. После израчунавања притиска који је био непознат рачун поновити са густином одређеној на средњем притиску. Понекад се изразима (4.18) и (4.19) дају и други облици. На пример, из (4.18) се елиминисањем брзине  $v$  посредством протока добија

$$\Delta p = \frac{8 \lambda q^2 l}{D^5 \pi^2} + \rho g \Delta H. \quad (4.20)$$

Коефицијент трења у изразима за  $\Delta p$  израчунава се према вредностима  $Re$  броја и релативне храпавости цеговода. Код гасовода ниског притиска узима се да је апсолутна храпавост цеговода у просеку  $\delta=1 \text{ mm}$ .

#### 4.4.4. Гасоводи ниског притиска са успутном потрошњом гаса

Код ових гасовода може да се рачуна са запреминским протоком гаса због његове приближно константне густине. На пример, ако је потрошња гаса равномерна, тада је

$$q = q_2 + (q_1 - q_2) \frac{l-x}{l} = q_2 + \Delta q \frac{l-x}{l},$$

где су  $q_1$  и  $q_2$  запремински протоци гаса на почетку и на крају гасовода. Брзина гаса при константном пречнику цеговода износи

$$v = \frac{q}{A} = \frac{4}{D^2 \pi} \left( q_2 + \Delta q \frac{l-x}{l} \right),$$

а одговарајући Рејнолдсов (*Reynolds*) број је

$$Re = \frac{4}{D \pi \nu} \left( q_2 + \Delta q \frac{l-x}{l} \right).$$

Кад се претходни израз за брзину убаци у диференцијалну једначину за пад притиска услед трења,

$$-dp = \frac{\lambda \rho v^2}{2D} dx,$$

која важи за хоризонталне цеговоде, добија се њен следећи облик:

$$\Delta p = \frac{8 \rho}{D^5 \pi^2} \int_0^l \lambda \left[ q_2 + \Delta q \frac{l-x}{l} \right]^2 dx. \quad (4.21)$$

Пошто при успутној потрошњи гаса у гасоводима ниског притиска, због смањивања протока дуж цевовода, могу да наступе оба режима струјања у једном истом цевоводу, то је корисно обавити интегрирање ове диференцијалне једначине за одговарајуће зависности коефицијента трења:

(а) за *ламинарно* струјање ( $Re < 2300$ ) коефицијент трења је

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{16 D \pi \nu}{q_2 + \Delta q \frac{l-x}{l}},$$

па се из једначине (4.21) после интегрирања добија вредност пада притиска услед трења:

$$\Delta p = \frac{128 \rho \nu l}{D^4 \pi} \left( q_2 + \frac{1}{2} \Delta q \right). \quad (4.22)$$

(б) за *шурбулентно* струјање у хидраулички глатким цевима ( $4000 < Re < 100000$ ), када се коефицијент трења израчунава из Блазијусовог обрасца,

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} = 0,298 \left( \frac{D \nu}{q_2 + \Delta q \frac{l-x}{l}} \right)^{0,25},$$

пад притиска услед трења према диференцијалној једначини (4.21) износи

$$\Delta p = \frac{0,0876 \rho \nu^{0,25} l}{D^{4,75} \Delta q} \left[ (q_2 + \Delta q)^{2,75} - q_2^{2,75} \right]. \quad (4.24)$$

(в) за *шурбулентно* струјање када коефицијент трења зависи и од  $Re$  броја и од релативне храпавости  $\delta/D$ , и када се одређује по обрасцу Алтшула,

$$\lambda = 0,1 \left( \frac{1,46 \delta}{D} + \frac{100}{Re} \right)^{0,25} = 0,1 \left( \frac{1,46 \delta}{D} + \frac{25 D \pi \nu}{q_2 + \Delta q \frac{l-x}{l}} \right)^{0,25},$$

који важи за

$$\frac{59,5}{(2 \delta/D)^{1,143}} < Re < \frac{665 - 765 \log(2 \delta/D)}{2 \delta/D}.$$

Пад притиска услед трења добија се интегрирањем диференцијалне једначине (4.21), која у овом случају гласи:

$$\Delta p = \frac{0,8 \rho}{D^5 \pi^2} \int_0^l \left( \frac{1,46 \delta}{D} + \frac{25 D \pi \nu}{q_2 + \Delta q \frac{l-x}{l}} \right)^{0,25} \left( q_2 + \Delta q \frac{l-x}{l} \right)^2 dx. \quad (4.25)$$

За њено интегрирање се користи нумерички поступак.

(г) најзад, кад је струјање *изразито шурбулентно*, тј. кад је

$$Re > \frac{665 - 765 \log(2 \delta/D)}{2 \delta/D},$$

коэффицијент трења не зависи више од  $Re$  броја већ само од релативне хрупавости цевовода, Узме ли се Шифринсонов (*Shifrinson*) образац за коэффициент трења, тада ће према једначини (4.21) пад притиска износити:

$$\Delta p = \frac{0,888 \rho \delta^{0,25} l}{3 D^{5,25} \pi^2 \Delta q} [(q_2 + \Delta q)^3 - q_1^3]. \quad (4.26)$$

Разуме се, овим губицима услед трења треба додати губитке услед локалних отпора ако они не могу да се занемаре у односу на губитке услед трења. Исто тако, мора да се узме у обзир и промена притиска услед нагиба цевовода ако постоји. Вредност овог члана је  $\pm \rho g H$ , при чему се позитиван знак узима код цевовода са услоном, а негативан код цевовода са падом у смеру струјања.

#### 4.5. ХИДРАУЛИЧНИ ПРОРАЧУН ГАСОВОДА ПРИ НЕИЗОТЕРМНОМ СТРУЈАЊУ

Неизотермно струјање гаса јавља се кад је његова температура знатно виша или нижа од температуре околине, или кад добијена топлота од околине није довољна да одржи константност његове температуре која се смањује услед експанзије гаса, промене геодезијске висине проточних пресека цевовода и појаве Џул-Томсоновог ефекта. Температура гаса у магистралним гасоводима приближно је константна јер је утицај Џул-Томсоновог ефекта незнатан, а добијена топлота од околине скоро је довољна да надокнади пад његове температуре услед експанзије и промене геодезијске висине проточних пресека цевовода. Код градских гасовода који служе за дистрибуцију гаса потрошачима, у којима долази до наглих падова притиска због великих пригушења, температура гаса не мора да буде константна и обично долази до њеног смањења у смеру струјања. Посебно кад су у питању струјања загрејаног или охлађеног гаса струјање је изразито неизотермно и промена температуре гаса изводно има велики утицај на пад притиска услед трења. На овом месту треба дати напомену да је неизотермно струјање гаса уопште недовољно проучено и да се овом приликом износе искључиво сопствени резултати постигнути у овој области.

##### 4.5.1. Промена температуре гаса дуж цевовода

За гас у току струјања важи следећа једначина [46]:

$$\delta Q^* + \delta Q^{**} = dI - V dp$$

где су:

$$\delta Q^* = kD \pi (T_a - T) dx$$

топлота коју гас прима од околине температуре  $T_a$  за време струјања на дужини  $dx$  цевовода,  $\delta Q^{**}$  топлота створена трењем,

$$dI = \dot{m} c_p dT - \dot{m} c_p C_t dp$$

енталпија гаса у којој је  $C_t$  Џул-Томсонова (*Joule-Thomson*) константа, и

$$-V dp = \delta L^* + \dot{m} v dv + g \dot{m} dH + \delta L^{**}$$



на пример, да од Маховог броја  $M_1=0,1$  постигнемо брзину струјања бројно једнаку брзини звука ( $M_2=1$ ), имали бисмо следеће вредности:

$$\lambda \frac{l_*}{D} = \frac{2}{1,4} (-0,391 + 47,236) = 66,9 = A,$$

$$\lambda_1 \frac{l_*}{D} = \frac{2}{1,4} (0,489 + 46,674) = 67,4 = B,$$

$$\lambda_1 \frac{l_*}{D} = \frac{2}{1,4} (3,526 + 43,389) = 67,0 = C,$$

$$\lambda_2 \frac{l_*}{D} = \frac{2}{1,4} (0,374 + 43,079) = 62,1 = D$$

Табела 4.6 [52]

| M    | F(M)      |           |           |           |
|------|-----------|-----------|-----------|-----------|
|      | (4.74)    | (4.81)    | (4.82)    | (4.83)    |
| 0,01 | -4994,474 | -4994,315 | -4990,727 | -4620,923 |
| 0,02 | -1245,306 | -1245,025 | -1241,522 | -1153,375 |
| 0,03 | -551,348  | -550,995  | -547,549  | -510,180  |
| 0,04 | -308,637  | -308,235  | -304,827  | -285,338  |
| 0,05 | -196,405  | -195,963  | -192,586  | -181,317  |
| 0,06 | -135,512  | -135,039  | -131,686  | -124,875  |
| 0,07 | -98,849   | -98,349   | -95,016   | -90,904   |
| 0,08 | -75,093   | -74,570   | -71,255   | -68,896   |
| 0,09 | -58,838   | -58,294   | -54,995   | -53,828   |
| 0,10 | -47,236   | -46,674   | -43,389   | -43,079   |
| 0,20 | -10,564   | -9,883    | -9,690    | -9,091    |
| 0,30 | -4,100    | -3,353    | -3,211    | -3,097    |
| 0,40 | -2,006    | -1,216    | 1,892     | -1,152    |
| 0,50 | -1,139    | -0,317    | 2,766     | -0,344    |
| 0,60 | -0,734    | 0,109     | 3,176     | 0,036     |
| 0,70 | -0,536    | 0,323     | 3,377     | 0,224     |
| 0,80 | -0,441    | 0,429     | 3,474     | 0,317     |
| 0,90 | -0,401    | 0,476     | 3,515     | 0,359     |
| 1,00 | -0,391    | 0,489     | 3,526     | 0,374     |
| 1,10 | -0,397    | 0,483     | 3,519     | 0,372     |
| 1,20 | -0,414    | 0,465     | 3,501     | 0,362     |
| 1,30 | -0,436    | 0,439     | 3,478     | 0,346     |
| 1,40 | -0,460    | 0,410     | 3,452     | 0,328     |
| 1,50 | -0,486    | 0,378     | 3,425     | 0,309     |
| 1,60 | -0,511    | 0,345     | 3,397     | 0,290     |
| 1,70 | -0,536    | 0,311     | 3,370     | 0,272     |
| 1,80 | -0,560    | 0,278     | 3,344     | 0,254     |
| 1,90 | -0,583    | 0,245     | 3,319     | 0,237     |

Између стварних вредности за наведене режиме струјања и оне вредности која је добијена уз претпоставку да је коефицијент трња константен разлике износе:

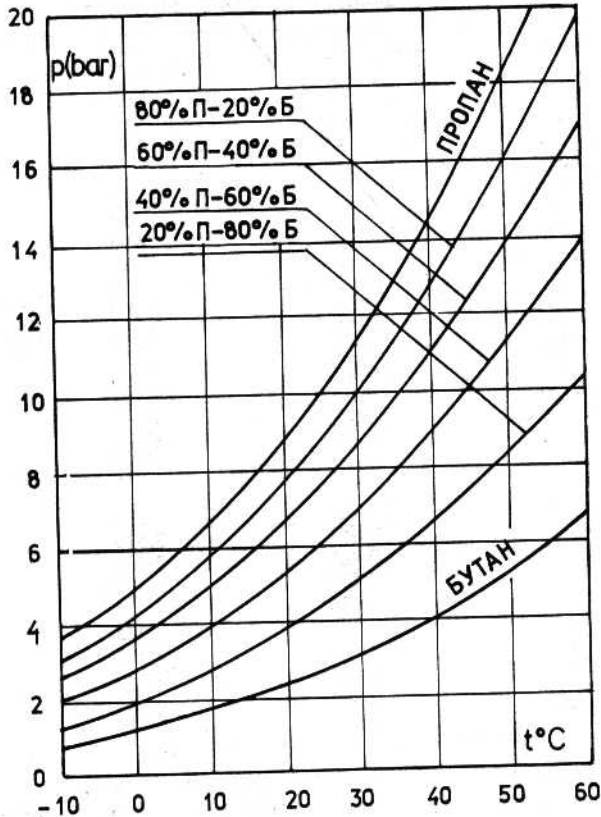
$$d(BA) = 0,74 \%, \quad d(CA) = 0,15 \%, \quad d(AD) = 7,2 \%$$

Дакле, при већим експанзијама гаса за време струјања разлике су веће. За друге вредности Маховог броја  $M_1$  и  $M_2$  и одступања су друга. Разуме се, добијена решења и срачуната табела 4.6 према њима важе све док се температура гаса за време струјања налази у границама:  $-20\text{ }^\circ\text{C} \leq t \leq 500\text{ }^\circ\text{C}$ , јер за овај интервал температура важи образац за вискозност:

$$\mu = \mu_0 (T/T_0)^m.$$

#### 4.6. СТРУЈАЊЕ ТЕЧНОГ ГАСА

Сваки гас може да се преведе у течно стање на одговарајућој температури и притиску. Овде ће бити речи само о неким гасовима који се користе као гориво у индустрији и домаћинствима а складиште се у течно стању. То су, углавном, пропан и бутан и мешавине пропана и бутана у одређеном односу. Као полазна сировина за добијање течног гаса служи сировина нафта, природни гас и минерално уље. Око 70% светске производње пропана и бутана добија се из природног гаса [5]. У њему се поред метана у гасовитом стању појављује пропан и етан у виду магле, одакле се кондензовањем издвајају као течни

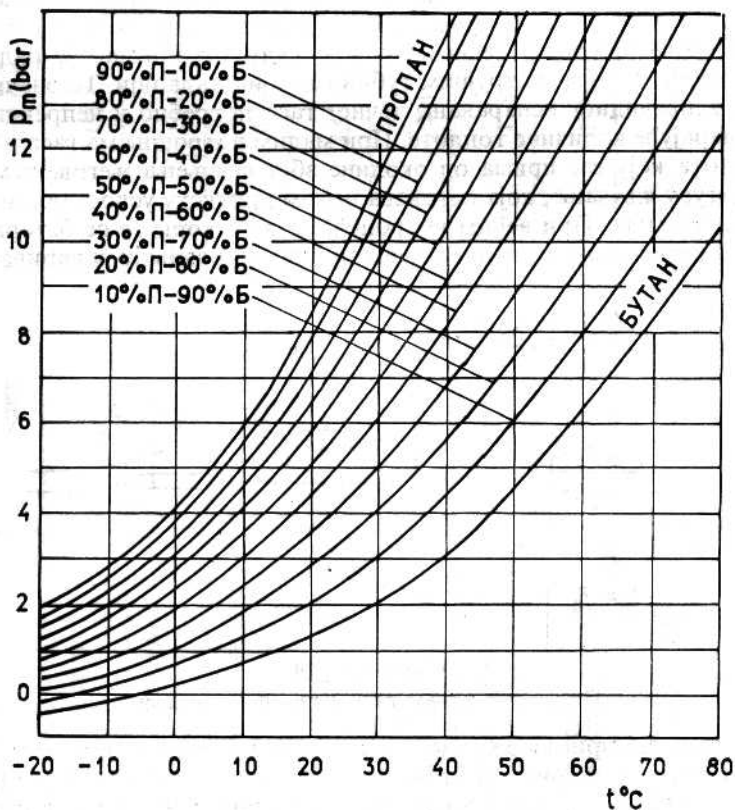


Слика 4.4 [50]

Зависност између притиска и температуре пропана и бутана и њихових мешавина

гасови. Зато се овакав природни гас назива и влажним гасом. Постоји и суви природни гас. То је гас који се добија из гасних лежишта и такође се састоји претежно од метана као и влажни гас, само што се суви гас добија из нафтних лежишта. Из сирове нафте се углавном добија бутан дестилацијом на повишеном притиску. Минерална уља имају у себи доста бутана у раствореном стању јер су она у лежиштима изложена високом притиску. Чим се такво минерално уље избаци на површину земље и смести у прихватне резервоаре, један део бутана одмах испари због смањеног притиска. Тај се део бутана компримовањем преводи у течно стање и касније користи као гориво. Пропан и бутан добијени из природног гаса чистији су од пропана и бутана добијених из сирове нафте. Ови последњи имају у себи још пропилена и бутилена.

Пропан је на атмосферском притиску у течном стању на температурама испод  $-42,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а бутан на температурама испод  $-0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ . То су у ствари, температуре кључања ових гасова на атмосферском притиску. Сваком притиску одговара једна одређена температура кључања. Изнад криве која спаја температуре кључања на одговарајућим притисцима у систему притисак-температура, посматрани гас се налази у течном, а испод криве у гасовитом стању (сл. 4.4).



Слика 4.5

Зависност између температуре кључања и натпритиска течног гаса.

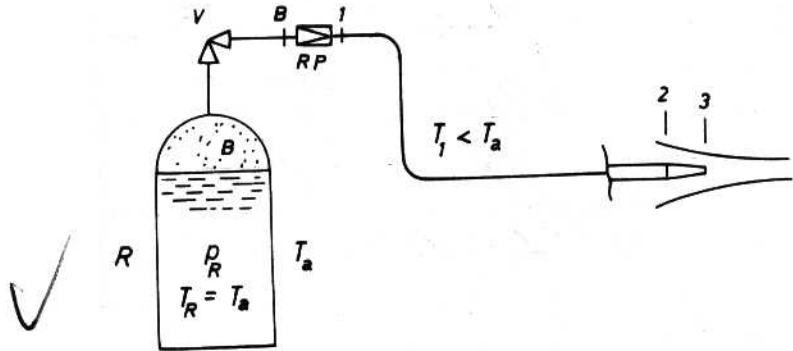
Познато је да се гасови због одређених својстава морају чувати у затвореним судовима. Притисак гаса у суду се тада мери манометром који показује разлику између апсолутног и атмосферског притиска. Манометарски притисак је меродаван за низ техничких прорачуна кад су у питању флуиди уопште. Зато се овом приликом наводи и дијаграм зависности температуре кључања и одговарајућег натпритиска под којим се течни гас налази у суду за време кључања (слика 4.5). За непрекидно превозиће течног гаса у гасовито стање потребно је непрекидно довођење одређене количине топлоте. Та топлота се назива топлотом испаравања. Њена вредност зависи од температуре кључања и за пропан и бутан дата је у табели 4.6. У табели 4.7 наводе се вредности и осталих величина за пропан и бутан, као и за њихове најчешће коришћене мешавине, које је неопходно познавати за време пројектовања одговарајућих инсталација. Ако се суд са течним гасом потпуно изолује па се гасу затим смањи притисак, на пример отварањем вентила, течни гас ће прелазити у гасовито стање све док његова температура не опадне до температуре кључања која одговара смањеном притиску. Испаравање течног гаса ће тада престати уколико се поново не смањи притисак у суду даљим отварањем вентила. Међутим, смањивање притиска течном гасу у суду ограничено је радним притиском потрошача гаса и струјним губицима у инсталацији. То значи да је за остварење непрекидног испаравања течног гаса потребно и непрекидно довођење одговарајуће количине топлоте. При малим потрошњама гаса довољна је и она топлота коју гас прима од околине због смањења његове температуре на температуру кључања, која одговара новом притиску успостављеном у суду отварањем вентила. При већим потрошњама гаса користе се батерије судова или размењивачи топлоте који се овом приликом називају испаривачима течног гаса.

Табела 4.6

| $t(^{\circ}\text{C})$ | $r(\text{kJ/kg})$ |       |
|-----------------------|-------------------|-------|
|                       | Пропан            | Бутан |
| -20                   | 403,6             | 404,2 |
| 0                     | 378,8             | 384,1 |
| 20                    | 348,7             | 361,9 |

Међутим, смањивање притиска течном гасу у суду ограничено је радним притиском потрошача гаса и струјним губицима у инсталацији. То значи да је за остварење непрекидног испаравања течног гаса потребно и непрекидно довођење одговарајуће количине топлоте. При малим потрошњама гаса довољна је и она топлота коју гас прима од околине због смањења његове температуре на температуру кључања, која одговара новом притиску успостављеном у суду отварањем вентила. При већим потрошњама гаса користе се батерије судова или размењивачи топлоте који се овом приликом називају испаривачима течног гаса.

При малим потрошњама гаса довољна је и она топлота коју гас прима од околине због смањења његове температуре на температуру кључања, која одговара новом притиску успостављеном у суду отварањем вентила. При већим потрошњама гаса користе се батерије судова или размењивачи топлоте који се овом приликом називају испаривачима течног гаса.



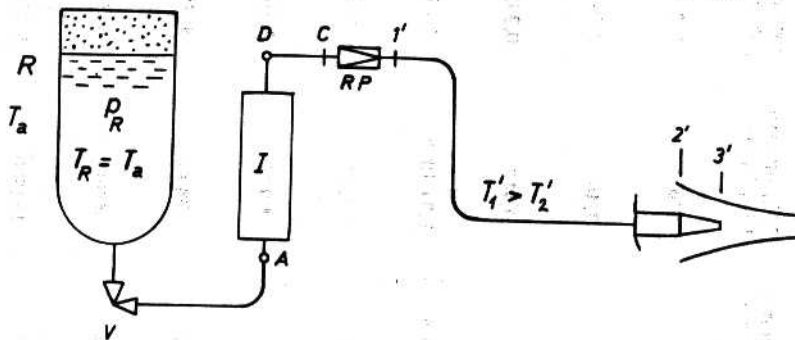
Слика 4.6 [50]  
Потрошња течног гаса у гасовитом стању

На слици 4.6 приказана је инсталација за потрошњу течног гаса кад се он из суда узима у гасовитом стању, а на слици 4.7 кад се течни гас из суда узима у течном стању. Идеализована промена стања течног гаса почев од суда па до горнионика приказана је за оба случаја на дијаграму  $i-p$  (слика 4.8). Гас се у суду налази на температури околине  $T_R = T_a = \text{const}$ .

Табела 4.7

| Величина   | Температура 273 К, притисак 101325 Pa |                        |                         |                         |                         |                         |
|--|---------------------------------------|------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|
|  | пропан                                | бутан                  | 50% пропан<br>50% бутан | 40% пропан<br>60% бутан | 35% пропан<br>65% бутан | 20% пропан<br>80% бутан |
| Густина у течном стању (kg/m <sup>3</sup> )                  | 515                                   | 600                    | 557                     | 566                     | 570                     | 583                     |
| Густина у гасовитом стању (kg/m <sup>3</sup> )               | 2,02                                  | 2,70                   | 2,36                    | 2,42                    | 2,46                    | 2,56                    |
| Специфична запремина у гасовитом стању (m <sup>3</sup> /kg)  | 0,50                                  | 0,37                   | 0,425                   | 0,421                   | 0,415                   | 0,395                   |
| Кинематичка вискозност у гасовитом стању (m <sup>2</sup> /s) | 3,7 · 10 <sup>-6</sup>                | 2,5 · 10 <sup>-6</sup> | 3,1 · 10 <sup>-6</sup>  | 2,9 · 10 <sup>-6</sup>  | 2,8 · 10 <sup>-6</sup>  | 2,7 · 10 <sup>-6</sup>  |
| Специфична топлота у течном стању (kJ/kgK)                   | 2,5                                   | 2,3                    | 2,4                     | 2,38                    | 2,37                    | 2,34                    |
| Специфична топлота у гасовитом стању (kJ/kgK)                | 1,8                                   | 1,76                   | 1,78                    | 1,778                   | 1,774                   | 1,768                   |
| Горња топлотна моћ у течном стању (kJ/kg)                    | 50433                                 | 49595                  | 50014                   | 49930                   | 50060                   | 49763                   |
| Доња топлотна моћ у течном стању (kJ/kg)                     | 46370                                 | 45742                  | 46055                   | 45990                   | 45960                   | 45867                   |
| Горња топлотна моћ у гасовитом стању (kJ/m <sup>3</sup> )    | 101075                                | 134040                 | 113915                  | 120847                  | 122500                  | 127448                  |
| Доња топлотна моћ у гасовитом стању (kJ/m <sup>3</sup> )     | 92907                                 | 123655                 | 104996                  | 111355                  | 112890                  | 113315                  |

У првом случају кад се гас из суда узима у гасовитом стању, претпоставља се да је стање гаса испред регулатора притиска исто као и у суду, притиска  $p_B = p_R$  и температуре  $T_a$  (тачка  $B$ ). У регулатору притиска наступа пригушивање гаса при константној енталпији ( $B-1$ ) тако да тачка 1 одређује стање гаса



Слик 4.7 [50]

Потрошња течног гаса у течном стању

на улазу у цевовод. За време струјања у цевоводу гас прима топлоту од околине јер је његова температура услед пригушења у регулатору притиска опала на  $T_1 < T_a$ . Температура гаса на крају цевовода износи  $T_2 > T_1$ . Промена температуре и пад притиска у цевоводу одређује се коришћењем образаца (4.27) и (4.33) или (4.39) зависно од величине промене температуре и режима струјања. Стање гаса на крају цевовода одређено је тачком 2 и то је истовремено и стање гаса на улазу у млазник горионика. Претпоставља се да се у млазнику одиграва адијабатска експанзија гаса (2—3), тако да је његово стање на крају млазника одређено тачком 3. Притисак  $p_3$  је приближно једнак притиску средине у којој се налази горионик.

У другом случају кад се гас узима у течном стању, претпоставља се да је стање гаса испред испаривача исто као и у суду:  $p_A = p_R$ ,  $T_A = T_R$  (тачка А). За време проласка кроз први део испаривача течни гас прима топлоту од грејног флуида и испарава на температури  $T_A = T_B = T_a = \text{const}$ . Затим се у другом делу испаривача загрева од температуре  $T_B$  до температуре  $T_D$  коју гас има на излазу из испаривача. У цевоводу од испаривача до регулатора притиска гас се хлади за време струјања и та промена стања је на дијаграму означена са DC. Том приликом је занемарен пад притиска у овом делу цевовода јер је он релативно кратак. У регулатору притиска наступа пригушивање гаса при константној енталпији до стања одређеног тачком 1' на почетку цевовода. За време струјања у цевоводу гас се хлади до температуре  $T_2' < T_1'$  јер је  $T_1' > T_a$ . На крају цевовода, тј. на улазу у млазник стање гаса одређено је тачком 2'. У млазнику се одиграва адијабатска експанзија до стања одређеног тачком 3' у којој је притисак, такође, приближно једнак притиску средине у којој се налази горионик.

Разуме се, инсталације се геометријски разликују јер под истим струјним условима не би могло да буде  $p_1 - p_2 = p_1' - p_2'$ , пошто се гас у првом свучају загрева, а у другом случају хлади за време струјања. Наиме, у првом случају због пораста температуре вискозност гаса расте и отпори услед трења такође. Они су већи од отпора услед трења у другом случају кад вискозност гаса опада због његовог хлађења за време струјања.

#### 4.7. ОДРЕЂИВАЊЕ ПОГОНСКИХ КАРАКТЕРИСТИКА КОМПРЕСОРА

За транспорт гаса цевоводима користе се и клипни и турбокомпресори. Клипни компресори користе се кад је потребно остварити веће притиске гаса на почетку цевовода, а турбокомпресори за мање притиске и веће протоке гаса. Углавном се користе вишецилиндрични клипни компресори чија снага достиже и до 500 kW. Компресори се обично погоне електромоторима или гасним моторима. Испоручују се од стране произвођача комплетно са хладњацима и осталом потребном арматуром и инструментима.

Снага за погон турбокомпресора одређује се из обрасца:

$$P \text{ (kW)} = \frac{\dot{m} Y}{1000 \eta_k},$$

где је  $\dot{m}$  (kg/s) масени проток гаса, а  $Y$  (J/kg) јединични струјни рад компресора који износи;

$$Y = Z_m Y_{id}.$$

Овде је  $Z_m$  средња вредност коефицијента стишљивости и  $Y_{id}$  јединични рад компресора кад би он радио са идеалним гасом. Средња вредност коефицијента стишљивости износи:

$$Z_m = \frac{1}{2} (Z_u + Z_l),$$

где су  $Z_u$  и  $Z_l$  његове вредности на улазу и на излазу из компресора. Јединични рад компресора при сабијању идеалног гаса је

$$Y_{id} = RT \ln \frac{p_l}{p_u},$$

за изотермну промену стања, и

$$Y_{id} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} RT_u \left[ \left( \frac{p_l}{p_u} \right)^{(\kappa-1)/\kappa} - 1 \right],$$

за адијабатску промену стања. Овде су  $p_l$  (Pa) и  $p_u$  (Pa) притисци гаса на излазу и на улазу у компресор, а  $T_u$  (K) температура на улазу у компресор. За случај рекомпресије је  $p_l = p_1$  и  $p_u = p_2$ , где су  $p_1$  и  $p_2$  притисци гаса на почетку и на крају деонице гасовода.

Коефицијент корисности компресора зависи од више фактора и за Кларкове (Clark) компресоре, на пример, у функцији степена компресије  $\psi_k = p_l/p_u$  или рекомпресије  $\psi_k = p_1/p_2$  износи:

Табела 4.8

|          |      |      |      |      |      |      |       |
|----------|------|------|------|------|------|------|-------|
| $\psi_k$ | 1,20 | 1,50 | 2,00 | 3,00 | 5,00 | 7,00 | 10,00 |
| $\eta_k$ | 0,52 | 0,64 | 0,74 | 0,81 | 0,82 | 0,79 | 0,72  |

За случај да се компресор погони гасним мотором, специфична потрошња гаса треба да буде:

$$b \left( \frac{m^3/h}{kW} \right) = \frac{3570}{\eta_m H_d} = \frac{14280}{H_d}$$

где је  $H_d$  (kJ/m<sup>3</sup>) доња топлотна моћ гаса, а  $\eta_m \approx 0,25$  коефицијент корисности гасног мотора.



## ФИЗИЧКА СВОЈСТВА МЕШАВИНА ✓

За проучавање кретања мешавина флуид — чврсте честице потребно је познавати и одређена својства тих мешавина. Јасно је да физичка својства мешавина зависе од физичких својстава флуида и сипкавих материјала који чине мешавину. Физичка својства флуида су наведена и описана у првом делу ове књиге, док ће физичка својства сипкавих материјала као и физичка својства мешавина флуид — чврсте честице, бити описана у делу књиге који непосредно следи. При томе ће све величине које се односе на флуид имати у индексу слово  $f$  (*fluid*), величине које се односе на сипкаве материјале слово  $s$  (*solidus*) и величине које се односе на мешавине слово  $m$  (*mixtura*).

### 7.1. КРУПНОЋА И ОБЛИК ЧЕСТИЦА И ХРАПАВОСТ ЊИХОВЕ ПОВРШИНЕ

Крупноћа и облик честица и храпавост њихове површине искључиво зависе од начина формирања честица. Тако, на пример, честице формиране природним путем имају углавном једнолику крупноћу, скоро исти облик и глатку површину (житарице, пиринач, семена разних биљака, песак), док честице настале уситњавањем (дробљењем, крупљењем, млевењем) имају неједнолику крупноћу, различитог су облика и храпаве површине. Крупноћа и облик честица и храпавост њихове површине веома много утичу на понашање сипкавих материјала како у насутом стању тако исто и за време њиховог контакта са флуидом. Број геометријских величина које могу да уђу у једначине за описивање разних хидромеханичких стања мешавине флуид — чврсте честице је ограничен. Међутим, свака честица има своју „геометрију“. Потребно је, дакле, дефинисати једну „еквивалентну честицу“, чији ће просторни облик представљати све честице у мешавини. То је веома тежак задатак и свакако један од разлога што се изведене једначине морају у великој мери поправљати експериментима. Најпростија „еквивалентна честица“ је куглица. Зато се, у ствари, у току прорачуна свака честица „претвара“ у куглицу одговарајућег пречника (на пример, на основу једнаких запремина) и, затим, тако добијене куглице „заменеју“ куглицама истог пречника, који се назива средњим еквивалентним пречником честица. Само тај средњи еквивалентни пречник честица улази у једначине које описују одговарајуће хидромеханичко стање мешавине флуид-чврсте честице. Разуме се, у ове једначине увешће се и фактор облика честица који узима у обзир њихово одступање од куглица.

Практично постоји више начина за одређивање средњег еквивалентног пречника честица. Који ће се начин користити у конкретном случају зависи и од распона величине честица у укупној маси материјала, као и од третмана коме ће систем флуид-чврсте честице бити подвргнут. Кад је реч о материјалу једнолике крупноће и приближно истог облика честица, тада се средњи еквивалентни пречник може одредити и аналитичким путем. Међутим, кад је у питању материјал неједнолике крупноће и честица различитог облика, као што је то најчешће случај са материјалима који се хидраулично или пнеуматски транспортују, онда се средњи еквивалентни пречник скоро по правилу одређује ситовном анализом. У ту сврху користе се стандардна сита одређене дебљине нити и броја окаца по дужном цолу (*Tylerova* сита) или по 1 cm<sup>2</sup> (ГОСТ, DIN 4188). Сита се праве од жичаних или свилених нити, квадратних окаца, или перфорацијом лимених плоча разне дебљине и разног облика рупица. Ситовна анализа обавља се у лабораторијама помоћу лабораторијског сита које чини низ вертикално поређаних и спојених рамова са разапетим мрежама од жичаних или свилених нити. Сваки рам сита има одређену величину окаца и на тај начин задржава на себи само једну одређену количину материјала одговарајуће крупноће. Величина окаца на мрежама појединих рамова смањује се у смеру кретања материјала кроз лабораторијске сито. На тај начин се од укупно насуте количине неког материјала неједнолике крупноће добија онолико фракција колико има рамова у сито, при чему свака фракције има распон величине својих честица.

Ситовна анализа, у ствари, даје вредност масених учешћа  $\Delta R_i'$  (g) појединих фракција у укупној маси  $m$  (g) материјала, која је усута у сито ради разврставања. Пошто се после заустављања сита измери масено учешће  $\Delta R_i'$  (g) сваке фракције, може се израчунати и процентуално учешће сваке фракције у укупној маси материјала:

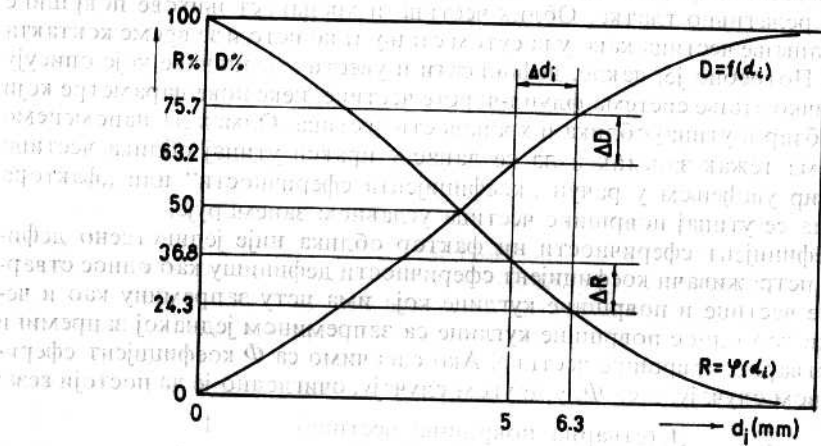
$$\Delta R_i = \frac{\Delta R_i'}{m} 100. \quad (7.1)$$

Сабирањем тих процентуалних учешћа појединих фракција до неке одређене величине, честица добијају се *кумулятивна масена учешћа*  $R$  (%), односно  $D$  (%) =  $100 - R$ , при чему  $R$ , у ствари, представља масено учешће честица које су веће од оних честица чија је величина диктирана бројем сабирака процентуалних учешћа, док  $D$  представља масено учешће честица које су мање од оних честица чија је величина, такође, одређена поменути бројем сабирака процентуалних учешћа. Обично се резултати ситовне анализе приказују табеларно (табела 7.1) или графички (слика 7.1). Крива  $R$  се још назива и кривом остатка, а  $D$  кривом пропада. Као што се из слике 7.1 види, ове две криве су симетричне у односу на праву која је паралелна апсциси и прави одсечак на ординати  $R = D = 50\%$ .

Кад је реч о флуидизацији материјала због његовог истицања из бункера или силоса, или због транспорта на бази флуидизације, или, најзад, кад је у питању хидраулични или пнеуматски транспорт, онда се средњи еквивалентни пречник честица одређује кривом пропада  $D$ . То се врши тако што се као полазни параметар узима величина окаца оне мреже сита које пропушта између 30% и 40% од укупно усугог материјала у сито. Ако се величина окаца те мре-

же означи са  $\delta$ , тада се средњи еквивалентни пречник честица израчунава коришћењем обрасца

$$d = \delta \sqrt[3]{k}, \quad (7.2)$$



Слика 7.1 [57]  
Криве остатка и пропада

Табела 7.1 [57]

| Редни број фракције | Величина честица | Распон величине честица | Масено учешће фракције | Процент. учешће фракције | Кумулативна масена учешћа |                  |
|---------------------|------------------|-------------------------|------------------------|--------------------------|---------------------------|------------------|
|                     | $d_i (mm)$       |                         |                        |                          | $\Delta d_i (mm)$         | $\Delta R_i (g)$ |
| 1                   | +16              | —                       | 6,3                    | 0,5                      | 0,5                       | 100              |
| 2                   | 16,0—12,5        | 3,5                     | 20,0                   | 1,6                      | 2,1                       | 99,5             |
| 3                   | 12,5—10          | 2,5                     | 63,7                   | 5,1                      | 7,2                       | 97,9             |
| 4                   | 10,0—8           | 2,0                     | 86,2                   | 6,9                      | 14,1                      | 92,8             |
| 5                   | 8,0—6,3          | 1,7                     | 127,5                  | 10,2                     | 24,3                      | 85,9             |
| 6                   | 6,3—5            | 1,3                     | 156,3                  | 12,5                     | 36,8                      | 75,7             |
| 7                   | 5,0—4            | 1,0                     | 163,8                  | 13,1                     | 49,9                      | 63,2             |
| 8                   | 4,0—3,15         | 0,85                    | 148,8                  | 11,9                     | 61,8                      | 50,1             |
| 9                   | 3,15—2,5         | 0,65                    | 115,0                  | 9,2                      | 71,0                      | 38,2             |
| 10                  | 2,5—2            | 0,5                     | 88,7                   | 7,1                      | 78,1                      | 29,0             |
| 11                  | 2,0—1,6          | 0,4                     | 63,7                   | 5,1                      | 83,2                      | 21,9             |
| 12                  | 1,6—1            | 0,6                     | 82,5                   | 6,6                      | 89,8                      | 16,8             |
| 13                  | 1,0—0,5          | 0,5                     | 67,5                   | 5,4                      | 95,2                      | 10,2             |
| 14                  | 0,5—0,25         | 0,25                    | 26,3                   | 2,1                      | 97,3                      | 4,8              |
| 15                  | — 0,25           | —                       | 33,7                   | 2,7                      | 100,0                     | 2,7              |
|                     |                  |                         | 1250,0                 | 100,0                    |                           |                  |

где је, на пример, за песак разне крупноће  $0,15 < k < 0,6$ . Контрола мерења обављена на изведеним постројењима за хидраулични и пнеуматски транспорт показују да тако одређен средњи еквивалентни пречник честица за време пројектовања обезбеђује све техничке захтеве пројектованог постројења.

Већ је раније речено да честице сипкавих материјала, нарочито кад су добијене уситњавањем, више или мање одступају по облику од куглица. Само честице формиране природним путем (семе конопље, мака, детелине, бибера, кукоља и, донекле, зрна песка), или грануле добијене помоћу гранулатора (грануле минералних ђубрива итд.) имају приближно кугличаст облик. Њихова површина је релативно глатка. Облик честица и храпавост њихове површине утичу на понашање честица како у насутом стању тако исто и за време контакта са флуидом. Потребно је, дакле, дефинисати и увести у једначине које описују хидромеханичко стање система флуид-чврсте честице, неке нове параметре који ће узети у обзир и утицај облика и храпавости честица. Одмах да напоменемо да је то веома тежак задатак и да се данас у пракси утицај облика честица узима у обзир увођењем у рачун „коэффициента сферичности“ или „фактора облика“, а да се утицај површине честица углавном занемарује.

Ни коэффициент сферичности ни фактор облика није јединствено дефинисан. Неки истраживачи коэффициент сферичности дефинишу као однос стварне површине честице и површине куглице која има исту запремину као и честица, а неки као однос површине куглице са запремином једнакој запремини честице и стварне површине честице. Ако означимо са  $\Phi$  коэффициент сферичности у првом случају, а са  $\Phi_s$  у другом случају, очигледно је да постоји веза:

$$\Phi = \frac{A_s (\text{стварна површина честице})}{A_k (\text{површина еквивалентне куглице})} = \frac{1}{\Phi_s}$$

Приметимо још и то да је  $\Phi > 1$ , односно  $\Phi_s < 1$ , јер је стварна површина честице увек већа од површине куглице која има исту запремину као и честица.

Фактор облика је први дефинисао Мекноун (*McNown*) [58] као

$$f = \frac{a}{\sqrt{bc}},$$

где је  $b$  најдужа оса честице ( $a$  и  $c$  су остале две осе), и, затим, Хејвуд (*Heuwood*) као

$$f_H = \frac{V_s}{d^3},$$

где је  $V_s$  запремина честице, а  $d$  пречник круга чија је површина једнака чеоној површини честице (чеона површина честице добија се пројектовањем честице у положају најмањег отпора на равн на којој брзина флуида за време опструјавања честице стоји управно). У табели 7.2 наводе се вредности коефицијента сферичности и фактора облика према Хејвуду за честице правилног геометријског облика.

Табела 7.2 [58]

| Облик честице      | $\Phi_s$ | $f_H$ |
|--------------------|----------|-------|
| Куглица            | 1,000    | 0,52  |
| Равностранни ваљак | 0,872    | 0,52  |
| Октаедар           | 0,846    | 0,41  |
| Коцка              | 0,806    | 0,68  |
| Тетраедар          | 0,670    | 0,29  |

7.2. ПОРОЗНОСТ И ГУСТИНА СИПКАВИХ МАТЕРИЈАЛА

Честице сипкавих материјала у насутом стању не налазе једна на другу целом својом површином већ се оне додирују у тачкама, линијама или деловима површине. Зато оне формирају „празнине“ између себе, које попуњава околна флуидна средина. Најчешће је то ваздух, јер се ти материјали складиште и чувају, углавном, у слободној атмосфери. Ако  $V$  ( $m^3$ ) означава укупну запремину сипкавог материјала у насутом стању, а  $V_s$  ( $m^3$ ) запремину свих његових честица, онда се под порозношћу подразумева величина:

$$\varepsilon = \frac{V - V_s}{V} = \frac{V_f}{V}, \quad (7.3)$$

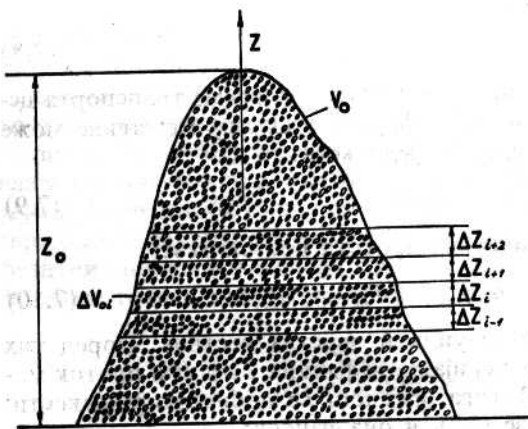
где је  $V_f$  ( $m^3$ ) запремина свих пора у посматраној запремини  $V$ , која је испуњена оном флуидном средином у којој се налази насути материјал и зато она има индекс  $f$ . Треба приметити да овако дефинисана порозност, у ствари, одређује њену средњу вредност у запремини  $V$ . Стварна порозност материјала није иста у свим деловима те запремене. Порозност материјала у насутом стању мања је у доњим слојевима посматране запремене због притиска горњих слојева на доње слојеве. Зато коришћење тако дефинисане порозности у техничким прорачунима задовољава само кад су у питању насипања материјала у виду слојева. Под слојем се овде подразумева запремина материјала много мање висине него што је површина коју насути материјал притискује. Поред тога, порозност материјала зависи и од облика честица, хrapавости њихове површине и релативне крупноће честица (односа њихових димензија и димензија запремене  $V$ ). На пример, у једном цилиндричном суду насути материјал има већу порозност у близини зидова суда него у његовој средини. Кад је у питању већа висина сипкавог материјала, укупну запремину треба

поделити хоризонталним равнима на слојеве и израчунати порозност сваког слоја. На тај начин ће се добити зависност [59]

$$\varepsilon = \varepsilon(z)$$

чија ће примена у техничким прорачунима дати тачније резултате. Ради представе о величини порозности напоменимо да она, на пример, код слободно насутих куглица мале релативне крупноће износи:  $\varepsilon = 0,38 - 0,42$ . Мање вредности одговарају мањим куглицама и обрнуто.

Поред густине која је дефинисана као однос масе и запремине која садржи ту масу,



Слика 7.2  
Стварна порозност сипкавог материјала

$$\rho_s = \frac{m_s}{V_s}, \quad (7.4)$$

код сипкавих материјала дефинише се и насипна или запреминска густина:

$$\rho_s = \frac{m_s}{V}, \quad (7.5)$$

кад су поре између честица испуњене слободном атмосфером (тада се маса ваздуха у порима занемарује у односу на масу материјала). Користећи претходна два израза, порозност сипкавих материјала у слободној атмосфери може да се напише као

$$\varepsilon = 1 - \frac{\rho_s}{\rho_s}, \quad (7.6)$$

одакле је

$$\rho_s = \rho_s (1 - \varepsilon). \quad (7.7)$$

Дакле, увек је  $\rho_s < \rho_s$ . Тако је, на пример, код пшенице, зависно од крупноће и квалитета зрна,  $\rho_s = (780-860) \text{ kg/m}^3$  и  $\rho_s = 1400 \text{ kg/m}^3$ .

### 7.3. ПРОТОЦИ И КОНЦЕНТРАЦИЈА МАТЕРИЈАЛА У СТРУЈИ ФЛУИДА

За време проучавања хидрауличног и пнеуматског транспорта сипкавих материјала користеће се следеће врсте протока:

—  $\dot{m}_f$  (kg/s) и  $q_f$  (m<sup>3</sup>/s) масени и запремински проток носећег флуида у мешавини флуид-чврсте честице,

—  $\dot{m}_s$  (kg/s) и  $q_s$  (m<sup>3</sup>/s) масени и запремински протоци честица материјала ношених флуидом, и

—  $\dot{m}_m$  (kg/s) и  $q_m$  (m<sup>3</sup>/s) масени и запремински протоци мешавине флуид-чврсте честице.

Очигледно је да постоји једнакост:

$$\dot{m}_m = \dot{m}_f + \dot{m}_s = \text{const.}, \quad (7.8)$$

што представља једначину континуитета мешавине за време транспорта цевоводом. Посебно, кад се струјање носећег флуида у склопу мешавине може сматрати нестишљивим, постоји и следећа једнакост:

$$q_m = q_f + q_s = \text{const.}, \quad (7.9)$$

Разуме се, између масених и запреминских протока постоје везе:

$$\dot{m}_f = \rho_f q_f, \quad \dot{m}_s = \rho_s q_s, \quad \dot{m}_m = \rho_m q_m, \quad (7.10)$$

где је  $\rho_m$  (kg/m<sup>3</sup>) густина мешавине флуида и чврстих честица. Поред тих протока, кад су у питању сипкави материјали, дефинише се још и проток материјала сведен на насуту стању. Његова вредност се добија из једнакости:  $\dot{m}_s = \rho_s q_s = \rho_s q_s$  после коришћења везе (7.7), и она износи:

$$q_s = q_s / (1 - \varepsilon). \quad (7.11)$$

Из те једначине се види да је  $q_s > q_s$ . Израчунавање протока у насутом стању нарочито је корисно приликом хидрауличног транспорта песка ради насипања приобалних терена.

## ФЛУИДИЗАЦИЈА СИПКАВИХ МАТЕРИЈАЛА

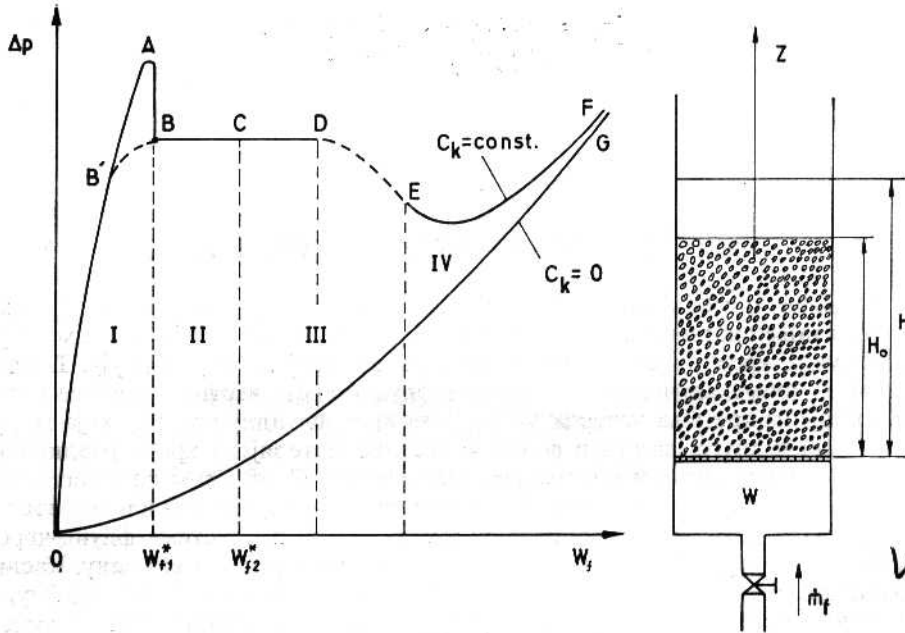
Под флуидизацијом сипкавих материјала подразумева се оно хидромеханичко стање система флуид-чврсте честице које се остварује за време струјања флуида кроз простор између честица материјала које мирују. Постоје још два хидромеханичка стања система флуид-чврсте честице: прво се остварује приликом кретања честица материјала кроз флуидну средину која мирује (*шаложење*) и друго, кад се и флуид и честице материјала крећу различитим брзинама (*хидраулични и пнеуматски транспорт*). С обзиром на задатак ове књиге, даље ће бити речи само о флуидизацији и хидрауличном и пнеуматском транспорту. У литератури се та хидромеханичка стања система флуид-чврсте честице проучавају независно мада је, у ствари, реч о истом феномену. Касније ће бити показано да је могућно коришћењем стварне релативне брзине флуида у односу на честице материјала, коефицијента проточности проточног пресека дефинисаног изразом (7.16) и одговарајућег Рејнолдсовог броја, сва хидромеханичка стања система флуид-чврсте честице описати истим једначинама у којима ће само одређени струјни параметри имати друге бројне вредности.

Флуидизацију је као поступак први патентирао Д. Робинзон (*Robinson*) 1879. године (*Patent USA 212508*). Примењена је за време пржења руде. Затим су је И. Кард (*Card*) и Ј. Деин (*Dain*) 1884. године патентирали као поступак за оплемењивање руде злата (*Patent USA 300042*). За потребе транспорта, и то у хоризонталном правцу, флуидизацију је патентирао Ј. Доџ (*Dodge*) 1895. године (*DRP 88402*). Уређај којим се то остварило и којим се и данас остварује назван је пнеуматским коритом (*Pneumatische Förderrinne, Fluidized Bed Conveying*, Аэрожелоб). Данас се флуидизација користи и за пнеуматски транспорт вертикално навише (*флуид-лифт*), као и за интензификацију термичких и дифузионих процеса у разним гранама индустрије. Најчешће се обавља у пољу Земљине теже и у пољу центрифугалних сила.

### 8.1 ФИЗИЧКИ ПРИКАЗ ХИДРОМЕХАНИЧКИХ СТАЊА СИСТЕМА ФЛУИД — ЧВРСТЕ ЧЕСТИЦЕ

Нека се, на пример, у једном цилиндричном суду, или у вертикалној цеви константног пречника, изнад порозног дна налази сипкави материјал познатих физичких својстава (слика 8.1). Порозно дно задржава материјал у суду и обавља равномерну расподелу флуида по попречном пресеку суда. Флуид се доводи испод порозног дна, чији се притисак и количина могу подешавати помоћу вентила и на тај начин остваривати различити интензитети контакта

флуида и честица материјала. При малим протоцима флуида, до којих долази у почетку његовог довођења испод порозног дна, биће мале и брзине флуида између честица материјала. Зависност између пада притиска дуж струјног тока



Слика 8.1 [63]  
Фазни дијаграм

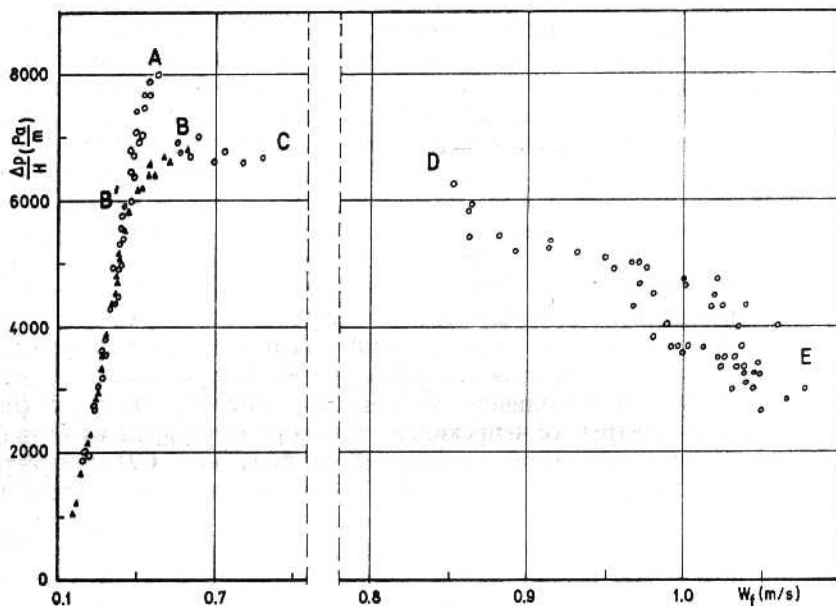
и стварне средње брзине флуида између честица материјала приказана је линијом  $OA$  на датом дијаграму. Да ли ће  $OA$  бити права или крива линија зависи од режима струјања флуида између честица материјала. Ако је то струјање ламинарно, линија  $OA$  биће права, односно параболична крива ако је струјање флуида између честица материјала турбулентно. Очигледно је да ће режим струјања флуида између честица материјала зависити не само од вредности стварне брзине већ и од крупноће честица, јер од њихове крупноће зависи величина проточних пресека „*струјних цев*“ формираних порама између честица материјала. Међутим, сигурно је да је почетак линије  $OA$  увек права линија без обзира на крупноћу и облик честица, јер се при веома малим почетним протоцима флуида не може постићи његово турбулентно струјање. Линија  $OA$  остварује се за време флуидизације материјала у насутом стању при константној средњој порозности  $\varepsilon_0 = (V_0 - V_s) / V_0$ . Сила трења флуида о честице материјала није довољна ад изазове промену положаја честица и да на тај начин доведе до промене порозности ни по величини ни по облику у односу на порозност која одговара насутом стању материјала. Тек кад се отварањем вентила достигне брзина  $w_{f1}^*$  (названа првом критичном брзином флуидизације) порозност материјала ће се променити, и то само по „облику“, јер материјал све до тачке  $A$  заузима исту запремину и зато се порозност неће променити по величини. Постизањем прве критичне брзине флуидизације порозност добија повољнији „облик“ у хидромеханичком смислу, јер се у том тренутку пре-



кида механичка веза између честица због њиховог „постављања“ у правцу најмањег отпора. У овом се тренутку пад притиска дуж струјног тока нагло смањује за вредност  $AB$ , што у пракси износи 10—15% зависно од физичких својстава материјала који се излаже флуидизацији. Повећавањем брзине  $w_f$  изнад  $w_{f1}$  повећава се и порозност материјала у суду јер његова висина сада расте. Повећање брзине флуида изазива пораст пада притиска дуж струјног тока, док повећање порозности материјала изазива његово смањење. Изгледа да је повећање пада притиска дуж струјног тока услед повећања брзине флуида једнако његовом смањењу због повећања порозности. Због тога је зависност  $BC$  права линија паралелна апсциси  $w_f$ . Остварена је, дакле, флуидизација материјала при повећаној порозности  $\epsilon > \epsilon_0$  и она се у пракси постиже, на пример, за време транспорта пнеуматским коритом. То стање траје све до друге критичне брзине флуидизације  $w_{f2}$  при којој најситније честице почињу да напуштају суд одлазећи са флуидом вертикално навише. У тренутку остваривања брзине  $w_{f2}$  постиже се највећа висина материјала у суду, а тиме и највећа порозност. Каже се да је материјал потпуно флуидизован. Ако се у том тренутку оствари одређен натпритисак изнад материјала и на тај начин спречи изнешење из суда најситнијих честица, доћи ће до кретања материјала у виду флуидизованог „стуба“. Сталним довођењем нове количине материјала изнад порозног дна (што је технички решено) остварује се непрекидан транспорт материјала на бази флуидизације, који се у примени назива флуид-лифтс (зависност  $CD$  на дијаграму). Повећањем брзине изнад оне која одговара тачки  $D$  долази се до једног новог вида кретања флуидизованог материјала. Наиме, има се утисак да материјал кључа и да се креће на принципу „два корака напред, један корак назад“ (крива  $DE$ ). Даљим повећањем брзине  $w_f$  изнад оне која одговара тачки  $E$  долази се до класичног пнеуматског транспорта у виду једне ретке мешавине флуида и чврстих честица (крива  $EF$ ). Разуме се, уместо суда овом приликом била би вертикална цев. Што је брзина флуида већа, то је и крива  $EF$  ближа параболу која одговара турбулентном струјању чистог флуида (крива  $OG$ ). Постепеним затварањем вентила може се остварити повратни процес. Наиме, од једне релативно ретке мешавине флуида и чврстих честица (крива  $EF$ ) добила би се најпре крива  $FE'E$  па, затим, крива  $EDCBB'O$ . Запажа се да ова повратна флуидизација не иде увек по кривој која одговара постепеној флуидизацији. Одступања се јављају приликом преласка са ретког пнеуматског транспорта на транспорт на бази флуидизације и приликом преласка из једног потпуно флуидизованог стања у насуту стање. То неподударање кривих директног и повратног флуидизације последица је промене структуре струјног простора између честица, који од једног спољашњег опструјавања честица прелази у струјни простор карактеристичан за унутрашњу хидраулику. До пораста пада притиска за  $BA$  у тренутку остваривања прве критичне брзине при повратној флуидизацији не може да дође јер су честице већ постављене у правцу најмањег отпора. Ова појава је и експериментално потврђена у радovima [64] и [65] приликом флуидизације више прашинастих и зрнастих материјала. Овим приликом се наводе дијаграми само за натријум-триполифосфат (као прашинасти материјал) и за песак (као зрнасти материјал).

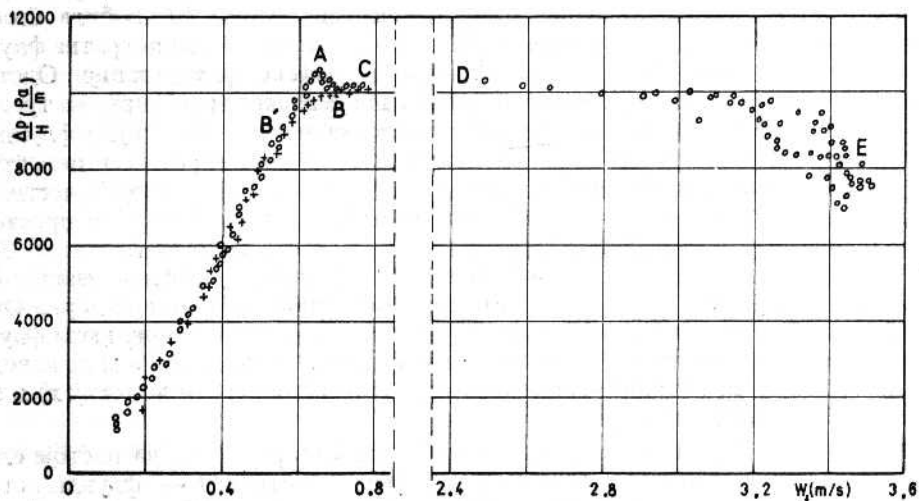
Са дијаграма 8.1 може се видети неколико ствари. Прво, да постоје следећа хидромеханичка стања система флуид-чврсте честице: I — флуидизација материјала у насутом стању при константној порозности  $\epsilon_0$ ; II — потпуна флуидизација материјала којој одговара  $\epsilon_{II} > \epsilon_f = \epsilon_0$ ; III — пнеуматски транспорт на бази флуидизације при  $\epsilon_{III} > \epsilon_{II}$  и IV — летећи пнеуматски транспорт разређеног

материјала. Друго, да крива отпора за време струјања флуида кроз порозни материјал лежи изнад криве која одговара струјању флуида кроз исти простор кад у њему не би било ниједне честице. Треће, да је разлика између падова



Слика 8.2 [64]

Зависност  $\Delta p - w_f$  за натријум-триполифосфат



Слика 8.3 [65]

Зависност  $\Delta p - w_f$  за песак

притиска при истој брзини, који одговарају струјању флуида кроз порозни материјал и кроз исти простор без честица, највећа у тренутку постизања прве критичне брзине флуидизације, односно да је најмања за случај летећег пнеуматског транспорта разређеног материјала. И четврто, да са опадањем концентрације крива отпора која одговара струјању мешавине тежи кривој отпора чистог флуида кроз тај исти струјни простор.

## 8.2. ОДРЕЂИВАЊЕ ПАДА ПРИТИСКА ЗА ВРЕМЕ ФЛУИДИЗАЦИЈЕ

Раније је речено да притисак и количина флуида у систему флуид-чврсте честице одређују интензитет флуидизације. Притисак флуида испод порозног дна, на пример, може да се израчуна кад се претходно нађе пад притиска флуида за време струјања кроз слој материјала и пад притиска флуида приликом његовог проласка кроз порозно дно. Порозно дно заправо представља ални отпор, а одређивање пада притиска у њему своди се на израчунавање производа

$$\Delta p_{pd} = \zeta w, \quad (8.1)$$

у коме је  $\zeta$  коефицијент отпора порозног дна, а  $w$  (m/s) брзина флуида у односу на његову површину. Вредности коефицијента отпора  $\zeta$  дате су у табели 8.1 [66] за најчешће примењивана порозна дна приликом флуидизације прашинастих и зрнастих материјала.

Табела 8.1 [66]

| Врста порозног дна  | Дебљина (mm) | $\zeta$ |
|---|--------------|---------|
| Импрегнирано ланено платно                                | 0,7          | 2650    |
| Синтеровани материјал                                     | 6,3          | 3430    |
| Памучна филтерска тканина                                 | 2,0          | 3830    |
| Пресована вуна од грубих влакана                          | 13,0         | 5100    |
| Порозна плоча од керамике                                 | 20,0         | 6770    |
| Специјална жичана мрежа                                   | —            | 8830    |
| Јутано грубо воштано платно                               | 0,9          | 10400   |
| Шестослојна памучна трака                                 | 6,8          | 14100   |
| Шестослојна памучна трака са једним слојем ланеног платна | 7,4          | 18640   |
| Обична техничка тканина са једним слојем ланеног платна   | 13,8         | 22000   |
| Осмослојни погонски памучни каиш                          | 10,6         | 29000   |
| Порозна плоча од ливеног алуминијума                      | 19,0         | 33000   |
| Пресована вуна премазана минијумом са једне стране        | 13,5         | 34140   |

Међутим, пад притиска флуида за време струјања кроз простор између честица зависи од режима струјања. У литератури се наводи велики број формула за његово израчунавање (погледати, на пример, [67]) које су добијене на разне начине. Козени (*Kozeny*) [68] је међу првима, користећи Хаген-Поазејев (*Hagen-Poiseuille*) образац за пад притиска у цевима при ламинарном струјању,

дошао до формуле за израчунавање пада притиска за време прстигања флуида кроз простор између честица:

$$\frac{\Delta p}{H_0} = 36 k \frac{(1 - \varepsilon_0)^2}{\varepsilon_0^3 d^2} \mu_f w. \quad (8.2)$$

Овде је:  $H_0$  (m) висина слоја куглица,  $\varepsilon_0$  порозност слоја,  $d$  (m) пречник куглица,  $\mu_f$  (Ns/m<sup>2</sup>) динамичка вискозност флуида и  $w$  (m/s) брзина флуида сведена на цео попречни пресек суда за флуидизацију. Доста касније је Карман (*Carman*) [69] нашао да је вредност константе  $k=5$  ( $36k=180$ ), да би Лева (*Leva*) [70] ту вредност кориговао на  $k=5,5$  ( $36k \approx 200$ ). Тако је настала позната Козени-Карманова формула;

$$\frac{\Delta p}{H_0} = 200 \frac{(1 - \varepsilon_0)^2}{\varepsilon_0^3 d^2} \mu_f w. \quad (8.3)$$

Затим је Карман [71] уопштио ову формулу и за прелазно и турбулентно струјање флуида кроз простор између честица, дошавши до једначине

$$\frac{\Delta p}{H_0} = 180 \frac{(1 - \varepsilon_0)^2}{\varepsilon_0^3 d^2} \mu_f w + 4 \frac{1 - \varepsilon_0}{\varepsilon_0^3 d} \frac{\rho_f w^2}{2}. \quad (8.4)$$

Сличну једначину су извели и експериментално потврдили Ергун (*Ergun*) и Орнинг (*Orning*) [72], и она гласи:

$$\frac{\Delta p}{H} = 150 \frac{(1 - \varepsilon)^2}{\varepsilon^3 d^2} \mu_f w + 3,5 \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon^3 d} \frac{\rho_f w^2}{2}. \quad (8.5)$$

Овде је изостављен индекс  $o$  код  $H$  и  $\varepsilon$ , јер се њихова формула може применити за све вредности брзине између 0 и  $w_{f2}$ . Први члан у једначинама (8.4) и (8.5) одређује пад притиска услед вискозног трења, док је други члан последица турбуленције. Зато се код ламинарних струјања други члан у овим једначинама може занемарити у односу на први члан, односно код турбулентних струјања њихов први члан у односу на други члан. Веза између пријидне брзине  $w$  у претходним формулама и стварне средње брзине  $w_f$  у односу на стварни проточни пресек  $A_f$  следи из једначине за проток:

$$\dot{m}_f = \rho_f w_f A_f = \rho_f w A.$$

Коришћењем израза (7.16) добија се тражена веза у облику:

$$w_f = \frac{w}{\varphi} \approx \frac{w}{\varepsilon}. \quad (8.6)$$

Битно је овде напоменути да се приликом коришћења наведених једначина режим струјања флуида кроз простор између честица материјала одређује према вредности Рејнолдсовог броја дефинисаног као:

$$Re = \frac{w d}{\nu_f}. \quad (8.7)$$

Струјање је ламинарно ако је  $Re < 10$ , прелазно ако је  $10 < Re < 500$  и турбулентно за  $Re > 500$ . Међутим,  $Re$  број дефинисан изразом (8.7) нема физички смисао

у односу на појаву која се проучава па је, према томе, начин примене наведених једначина у најмању руку дискутабилан. Исто тако треба приметити да ни у једној претходној формули за пад притиска не учествује виједна величина која одређује обим струјног простора (на пример, пречник цеви или суда за флуидизацију). То је лако доказати коришћењем димензијске анализе. Наиме, размишљајући од чега све може да зависи пад притиска флуида за време струјања кроз простор између честица материјала, можемо написати следећу зависност:

$$F(\Delta p, H, \rho_f, \nu_f, \varphi, d, D, w_f) = 0,$$

у којој се први пут појављује  $D$  као величина која одређује границу струјног простора.

Та једначина може да се упрости кад се у разматрање уведе хидраулични радијус проточног пресека [60]:

$$R_h = \frac{A_f}{D\pi + n_s d\pi},$$

где је  $n_s$  број затечених („пресечених“) честица у посматраном проточном пресеку. Дакле, из једнакости

$$A = A_f + n_s \frac{d^2 \pi}{4}, \quad A = \frac{D^2 \pi}{4},$$

коришћењем (7.16), добија се

$$n_s = [1 - \varphi(z)] \left(\frac{D}{d}\right)^2,$$

па је

$$R_h = \frac{d}{4} \frac{\varphi(z)}{\frac{d}{D} + [1 - \varphi(z)]}, \quad (8.8)$$

уз напомену да је  $\varphi(z) \approx \varepsilon(z)$  кад се висина слоја подели на велики број делова. Види се да  $R_h \rightarrow D/4$  кад  $\varphi(z) \rightarrow 1$ , тј. кад из струјног простора ишчезне и последња честица. Према томе, Рејнолдсов број треба да гласи:

$$Re = \frac{4 R_h w_f}{\nu_f} = \frac{\varphi(z)}{\frac{d}{D} + [1 - \varphi(z)]} \frac{w_f d}{\nu_f}. \quad (8.9)$$

Такође се види да је

$$\lim_{\varphi \rightarrow 1} Re = \frac{wD}{\nu_f},$$

јер тада и  $w_f \rightarrow w$ , према (8.6), а  $\varphi \rightarrow 1$  кад и последња честица напушта проточни пресек цеви или суда за флуидизацију. Последњи израз, заправо представља  $Re$  број у проточном пресеку струјног простора, који је једнозначно одређен пречником  $D$  и у коме је средња брзина флуида једнака  $w$ .

Према томе, уместо функције којом смо започели димензијску анализу можемо да посматрамо зависност

$$F\left(\frac{\Delta p}{H}, \rho_f, \nu_f, R_h, w_f\right) = 0,$$

при чему је, ради даљег смањења броја променљивих, узет јединични пад притиска уместо његове укупне вредности. Последња једначина може да се напише и као

$$\frac{\Delta p}{H} = C \varrho_f^x \nu_f^y R_h^z w_f^n, \quad (8.10)$$

у којој је  $C$  за сада неодређена константа, а  $x, y, z, n$ , изложници који су, у ствари, одређени димензијом леве стране једначине (8.10). Наиме, из једнакости димензија леве и десне стране ове једначине следи:  $x=1, y=2-n, z=n-3$ . Заменом нађених вредности за  $x, y, z$  заједно са  $R_h$  из (8.8) у последњу једначину добија се:

$$\frac{\Delta p}{H} = C \varrho_f \nu_f^{2-n} \left[ \frac{4}{d} \frac{d}{D} + [1 - \varphi(z)] \right]^{3-n} w_f^n. \quad (8.11)$$

Зна се да је у *ламинарном* подручју  $\Delta p \sim w$ , на основу чега се закључује да је тада  $n=1$ , па једначина (8.11) гласи

$$\frac{\Delta p}{H} = C \left[ \frac{d}{D} + [1 - \varphi(z)] \right]^2 \mu_f w_f. \quad (8.12)$$

Ова једначина би се формално поклопила са Козенијевом формулом (8.2) кад би било  $d \ll D, \varphi \approx \varepsilon_0$  и  $C=2,25 k$ . Међутим, услов  $d \ll D$  не мора бити увек испуњен. У *шурбулентном* подручју је  $\Delta p \sim w^2$ , на основу чега се закључује да је у том случају  $n=2$ , па једначина (8.11) постаје:

$$\frac{\Delta p}{H} = 8 C \frac{d}{\varphi(z) d} + [1 - \varphi(z)] \frac{\varrho_f w_f^2}{2}. \quad (8.13)$$

За  $d \ll D, \varphi \approx \varepsilon_0$  (слој веома ситног материјала) ова једначина се формално поклапа са другим чланом на десној страни Козени-Карманове једначине (8.4), или Ергун-Орнингове једначине (8.5). Међутим, између једначина (8.4) и (8.5), с једне стране, и једначине (8.11), с друге стране, постоји суштинска разлика. У константи  $C$  једначине (8.11) садржан је коефицијент трења флуида о све површине које он оквашује у струјном простору, док је у константи  $k$  у Козенијевој формули садржан само коефицијент трења флуида о честице материјала (куглице) које представљају „испуну“ струјног простора. Друго, из формула Козени-Кармана и Ергун-Орнинга се добија да  $\Delta p \rightarrow 0$  кад  $\varepsilon_0 \rightarrow 1$ , док из формуле (8.13) следи:

$$\lim_{\varphi \rightarrow 1} \Delta p = 8 C \frac{H}{D} \frac{\varrho_f w^2}{2} = \lambda \frac{H}{D} \frac{\varrho_f w^2}{2}.$$

Дакле, добили смо познату Дарсијеву (*Darcy*) формулу за пад притиска услед трења у цеви пречника  $D$ , дужине  $L=H$ , кроз коју протиче флуид средњом брзином  $w$ . Заиста је, после ишчезавања и последње честице из струјног простора остала само унутрашња површина струјног простора о коју се флуид таре.

## ПНЕУМАТСКИ ТРАНСПОРТ

Под пнеуматским транспортом подразумева се транспорт прашинастих и зрнастих материјала ваздухом или неким другим гасом. Идеја да се ваздух искористи за транспорт сипкавих материјала појавила се крајем XIX века. У монографији Хадсона (Hudson) и Бутса (Boots) пише да су већ 1866. године постојали уређаји за пнеуматски транспорт прашинастих материјала. И Дакем (Duckham) у својој књизи наводи да су 1892. године у лондонским доковима монтирани пнеуматски уређаји за истовар пшенице из великих прекоокеанских бродова. Капацитет им је износио од 200—600 t/h, а радили су на принципу вакуума. Први рад о пнеуматском транспорту појавио се 1916. године (Bentham) у коме је, у ствари, учињен покушај да се створе неке формуле из којих би се могли израчунати бар неки параметри транспорта. Ипак се као први научни рад из области пнеуматског транспорта сматра докторска дисертација Гастерштета (Gasterstädt) [79] из 1923. године. Затим следи рад Девиса (Davis) 1935. године, у коме се износе резултати мерења за време пнеуматског транспорта пшенице и закључак да је пнеуматски транспорт у хоризонталним цевима много сложенији од пнеуматског транспорта у вертикалним цевима. Да је тај закључак био исправан, потврђује чињеница да се и данас ова два транспорта засебно изучавају и развијају. До другог светског рата појављује се још неколико радова о пнеуматском транспорту, од којих нарочито вреди поменути рад Бегнолда (Bagnold) из 1936. године, у коме он проучава транспорт песка ваздухом и утицај јачине ветра на стварање пешчаних дина у пустињама, затим, радове Зеглера (Segler), Кљачка (Кљачко), Калинушкина (Калинушкин), Спиваковског (Спиваковский) и осталих. Ипак се може рећи да теорија о пнеуматском транспорту доживљава прави развој тек после другог светског рата. Радови Њувита (Newitt) Барта (Barth), Румпфа (Rumpf), Мушелкнауца (Muschelknautz), Велшофа (Welschhof) и других са Запада, и радови Успенског (Успенский), Гончаревича (Гончаревич), Смолдурева (Смолдырев) и осталих са Истока и данас служе као основа за истраживања у области пнеуматског транспорта прашинастих и зрнастих материјала.

### 9.1. ОБЛАСТ ПРИМЕНЕ ПНЕУМАТСКОГ ТРАНСПОРТА

На укупну цену неког производа утичу и његови транспортни трошкови. Зато је у конкретном случају веома важно изабрати прави начин транспорта и, затим, израчунати његове оптималне параметре. Кад су у питању прашинасти и зрнасти материјали, онда поред осталих начина транспорта долази у обзир

и пнеуматски транспорт. Због тога је од интереса познавање области његове примене.

Пнеуматски транспорт се користи за:

- истовар и претовар прашинастих и зрнастих материјала (цемент, концентрат сточне хране, житарице и остало биљно семе) из превозних средстава помоћу којих се обавља њихов транспорт у расутом стању (теретни бродови, шлепови, вагон-цистерне, ауто-цистерне),
- све врсте житарица и осталог биљног семена на великим пољопривредним добрима и прихватним магацинима,
- житарице и њихове прерађевине у млиновима и силсима,
- угаљ у праху у термоелектранама и великим котларницама ради ложења парних котлова,
- песак у ливницама,
- пилевине, пушке и ситније отпатке у индустрији дрвета и фабрикама намештаја,
- електрофилтарски пепео у термоелектранама и индустријским котларницама, од места сакупљања до сабирних бункера,
- детерџенте у праху, калцинисану соду и друге прашинасте и зрнасте материјале у хемијској и процесној индустрији,
- шећер у кристалу, сиров и пржен лешник, како и остале компоненте у кондиторској индустрији и у индустрији чоколаде и бомбона,
- вунена влакна, резани дуван, памук и остале влакнасте материјале (отпаци коже у кожарској индустрији, отпаци хартије у индустрији трака и кеса),
- све врсте прашине сакупљене усисавањем загађених просторија, хала и разних машина које обрадом неких предмета стварају прашину, и
- административне пошиљке унутар великих надлештава, унутар фабрика и лабораторија, у градовима између општина, у поштама, новинским агенцијама, сервисима аутомобила итд. (пнеуматска пошта).

## 9.2. ПРЕДНОСТИ И МАНЕ ПНЕУМАТСКОГ ТРАНСПОРТА

Предности пнеуматског транспорта у односу на механички транспорт су следеће:

- пнеуматски транспорт прашинастих и зрнастих материјала може да се обавља лако у свим правцима, прилагођавајући се расположивом простору и осталим условима,
- пнеуматски транспорт захтева далеко мањи простор, чиме се много уштеђује у грађевинском погледу будући да он припада првенствено унутрашњем транспорту по локацији,
- пнеуматски транспорт пружа могућност повезивања разних захтева у оквиру технолошког процеса, као што су: истовремено сушење или влажење материјала ваздухом за време транспорта, истовремено загревање или хлађење материјала ваздухом за време транспорта, разврставање материјала по крупноћи на основу брзине таложења итд.,
- пнеуматски транспорт доводи до најмањег расипања материјала за време транспорта и на тај начин најмање загађује околину, нарочито ако је реч о пнеуматском транспорту на принципу вакуума,
- пнеуматски транспорт обезбеђује најбоље хигијенске услове како за особље које га опслужује тако и за транспортовани материјал,



— пнеуматски транспорт обезбеђује висок степен аутоматизације технолошког процеса у коме учествује,

— пнеуматски транспорт омогућује истовремени транспорт материјала са више места на једно место и обрнуто, са једног места на више места, и

— пнеуматски транспорт омогућује остваривање великих капацитета по једној линији, који иду и до 300 t/h, а цена уређаја је много нижа од цене механичких транспортера.

Пнеуматски транспорт има следеће мане:

— не може се применити на све материјале, већ само на прашинасте и зрнасте,

— за време транспорта материјал се донекле уситњава, нарочито кад систем пнеуматског транспорта није добро одабран и кад струјни параметри нису добро одређени,

— дужина транспорта не прелази 2 km, и зато је он ограничен на примену унутар фабричких кругова и хала, за утовар и претовар материјала који се транспортују у ринфузи,

— захтева бољу стручну обученост радног особља које рукује са уређајима пнеуматског транспорта, и

— потрошња погонске енергије је при истом капацитету и осталим условима виша него код механичког транспорта.

### 9.3. СИСТЕМИ ПНЕУМАТског ТРАНСПОРТА

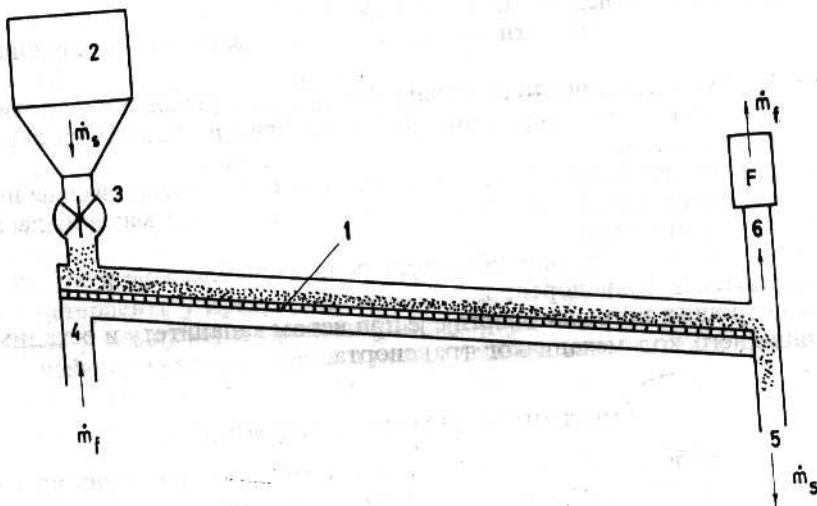
Основна подела пнеуматског транспорта може да се изврши према природи кретања материјала за време транспорта: то је пнеуматски транспорт на бази флуидизације и летећи пнеуматски транспорт. Први се остварује на тај начин што се од материјала најпре створи једна „флуидизована маса“ која је течна попут флуида и, затим, нагибом струјног тока или разликом притисака између проточних пресека цевовода остварује њено непрекидно кретање. За време летећег пнеуматског транспорта разређене честице материјала „лете“ са ваздушном струјом образујући „облаке“ мешавине у струјном простору. У односу на врсту притиска, летећи пнеуматски транспорт се дели на *усисни* (вакуумски) и *пнотисни* (натпритисни). У односу на величину притиска, летећи пнеуматски транспорт се дели на транспорт *ниског* (до 10000 Pa), *средњег* (до 3 бара) и *високог* (преко 3 бара) притиска. Разуме се, усисни пнеуматски транспорт припада категорији ниског притиска, при чему је вакуум увек испод једног бара.

У односу на концентрацију материјала у струји ваздуха, летећи пнеуматски транспорт се дели на транспорт *ниске* ( $c_k < 1$ ), *средње* ( $1 < c_k < 10$ ) и *високе* ( $10 < c_k < 80$ ) концентрације. Пнеуматски транспорт на бази флуидизације спада у категорију транспорта високе концентрације, чија вредност иде и до  $c_k = 600$ . У односу на притисак пнеуматски транспорт на основу флуидизације спада у групу потисног транспорта.

### 9.4. ХОРИЗОНТАЛНИ ПНЕУМАТски ТРАНСПОРТ НА ОСНОВУ ФЛУИДИЗАЦИЈЕ

Раније је речено да је сипкав материјал потпуно флуидизован при свакој брзини ваздуха:  $w_{f1}^* < w < w_{f2}^*$ . Материјал је тада „течљив“ као флуид, па је довољно само мало нагнути струјни ток и он ће почети да тече низ порозно

дно. Примера ради, наведимо да је насипни угао обичног цемента око  $70^\circ$ , али ће флуидизован цемент почети да тече чим се порозно дно нагне за  $2-3^\circ$ . То својство лаке покретљивости честица флуидизованих материјала искоришћено је за њихов транспорт са малим нагибом струјног тока, тј. транспорт се обавља скоро у хоризонталном правцу. Уређај помоћу кога се то остварује назван је пнеуматским коритом.



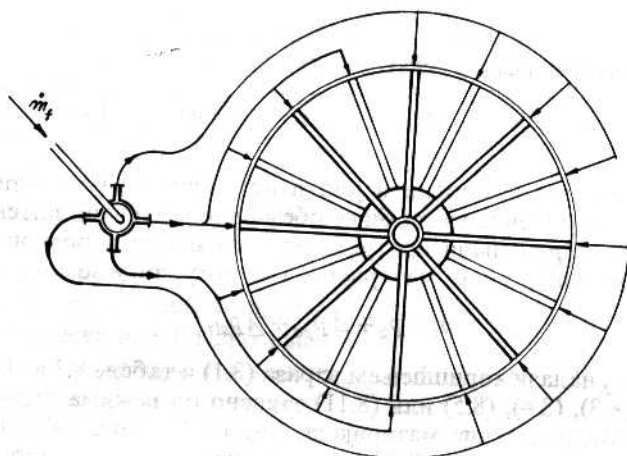
Слика 9.1

Пнеуматско корито

То је најобичнија дводелна лимена цев правоугаоног попречног пресека (слика 9.1), унутар које је постављено порозно дно 1. Сипкав материјал долази из силоса 2 преко дозатора 3 у горњи део пнеуматског корита, док се ваздух из силоса под повишеним притиском уводи испод порозног дна на месту 4. Простор испод порозног дна, у ствари, представља један резервоар из кога ваздух извире кроз порозно дно и даље струји кроз простор између честица материјала обављајући његову флуидизацију. Флуидизовани материјал због нагиба порозног дна почиње да тече ка излазу 5, а ваздух, напуштајући слој материјала после флуидизације, скупља се у горњем делу пнеуматског корита, одакле се кроз отвор 6 одсисава и потискује кроз филтар да би се из њега издвојиле и најситније честице материјала и на тај начин спречило загађивање околине и избегао финансијски губитак. Напоменимо да се кретање флуидизованог материјала у пнеуматском кориту обавља искључиво због његовог нагиба. Дакле, сила Земљине теже је та сила која врши рад, а не разлика притисака услед које ваздух протиче кроз простор између честица материјала и кроз порозно дно.

Пнеуматско корито се нарочито користи за транспорт прашинастих материјала, као што су: електрофилтарски пепео у термоелектранама и великим индустријским котларницама, глинаца у фабрикама алуминијума, цемент у цементарама и приликом утовара превозних средстава која транспортују цемент у ринфузи, пшенично брашно и остали прашинасти материјали који се лако флуидизују.

Пнеуматско корито може да буде и отворено, тј. без горњег дела. Таква пнеуматска корита се уграђују у дна цилиндричних силоса, помћу којих се обавља расподела ваздуха за флуидизацију по читавом попречном пресеку силоса (слика 9.2). Зидови дна силоса су тада под малом нагибем ( $2-4^\circ$ ) чиме се смањује укупна висина силоса у односу на силос који нема дно за флуидизацију. Разуме се, флуидизација материјала у силосу обавља се ради спречавања агломерисања његових честица и да би се олакшало или, уопште, омогућило истицање материјала из силоса. Нарочито „меких“ сипкавих материјала, као што је цемент, гипс, талк, меко пшенично брашно за кондиторску индустрију итд.



Слика 9.2

Порозно дно силоса

Прорачун пнеуматског корита почиње одређивањем прве критичне брзине флуидизације материјала који се њиме транспортује и, затим, усвајањем брзине ваздуха за флуидизацију у границама:

$$1,10 w_1^* < w < 1,50 w_1^* \quad (9.1)$$

Ниже вредности брзине  $w$  одговарају материјалима који се лакше флуидизују и обрнуто. После тога усваја се брзина  $c$  (m/s) флуидизованог материјала низ порозно дно (табела 9.1), или се израчунава коришћењем Шезијевог (Chezy) обрасца:

$$c = K \sqrt{R_h i} \quad (9.2)$$

где су:

$$K = 21,2 - 26,5$$

константа која зависи од својстава материјала,

$$i = 0,02 - 0,06$$

хидраулични нагиб пнеуматског корита, и

$$R_h = \frac{bH}{b + 2H}$$

хидраулични радијус проточног пресека. У тим формулама ширина пнеуматског корита  $b$  (m) и висина материјала у њему  $H$  (m) морају да задовоље једначину која одређује капацитет корита:

$$\dot{m}_s = b H c \rho_s \varphi. \quad (9.3)$$

У њој је  $\rho_s$  запреминска густина материјала која одговара брзини  $w$  из (9.1), а  $\varphi \approx 0,9$  је коефицијент који узима у обзир заталасаност горње површине слоја материјала. Оријентационо, те две величине износе:  $b = (100-500)$  mm,  $H = (50-400)$  mm.

Табела 9.1

| Нагиб порозног дна | 2°   | 3°   | 4°   | 5°   | 6°   |
|--------------------|------|------|------|------|------|
| $c$ (m/s)          | 0,26 | 0,60 | 1,00 | 1,15 | 1,30 |

Најзад, потребно је одредити још и притисак ваздуха испод порозног дна корита и његову количину да би се обезбедио захтевани интензитет флуидизације. Ако се са  $p_1$  означи притисак ваздуха испод порозног дна, а са  $p_2$  притисак ваздуха изнад слоја материјала у кориту, тада је

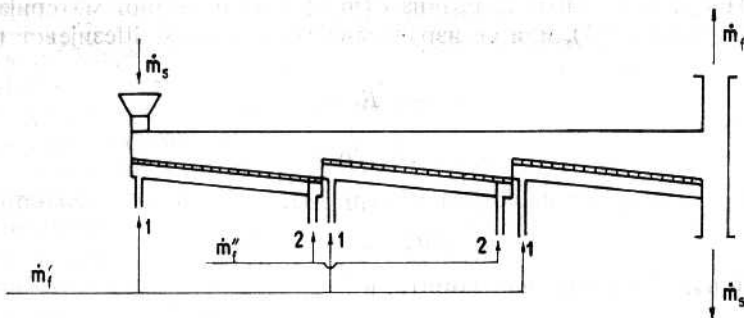
$$p_1 = p_2 + \Delta p_{pd} + \Delta p_{sl}, \quad (9.4)$$

при чему се  $\Delta p_{pd}$  налази коришћењем израза (8.1) и табеле 8.1 а  $\Delta p_{sl}$  коришћењем формула (8.3), (8.4), (8.5) или (8.11) зависно од режима струјања ваздуха кроз простор између честица материјала. Кад се флуидизација обавља првом критичном брзином, може се користити и формула (8.16) за одређивање пада притиска кроз слој материјала.

Количина ваздуха која је потребна за флуидизацију материјала предвиђеног интензитета износи:

$$q_f = w b L, \quad (9.5)$$

где је  $L$  дужина порозног дна, односно дужина пнеуматског корита. Напоменимо да су данас у погону пнеуматска корита дужине и до 90 m. Велике дужине транспорта се, у ствари, постижу применом вишестепених пнеуматских корита (слика 9.3). Њихов простор испод порозног дна напаја се ваздухом за



Слика 9.3

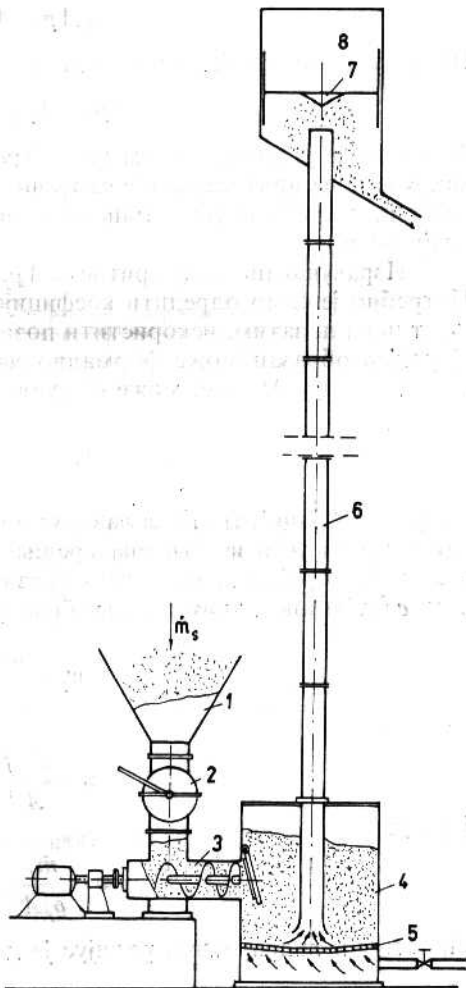
Степеносто пнеуматско корито

флуидизацију кроз улазе 1, док се ваздух за „пребацавање“ флуидизованог материјала на следеће порозно дно доводи кроз отворе 2. Овај ваздух има нешто виши притисак од оног који служи за флуидизацију.

Пнеуматска корита су веома економични уређаји за транспорт сипкавих материјала. Њима се постижу велики капацитети уз мали утрошак погонске енергије. Као струјне машине за снабдевање пнеуматског корита ваздухом служе вентилатори ниског притиска, чија величина не прелази 2000—3000 Ра.

### 9.5. ВЕРТИКАЛНИ ПНЕУМАТСКИ ТРАНСПОРТ НА ОСНОВУ ФЛУИДИЗАЦИЈЕ

Овај транспорт се у пракси назива флуид-лифтом. У делу 8.1 објашњено је како до њега долази. Да подсетимо. Потребно је да се транспортовани материјал флуидизује интензитетом који одговара брзини ваздуха  $w_f > w_{f2}^*$  и да се на крају струјног тока оствари један одређен противпритисак, како се флуидизовани стуб материјала не би распао услед експанзије ваздуха. Ако не би било противпритиска на крају цеви, транспорт на основу флуидизације би се у другом делу цеви преобразио у летећи пнеуматски транспорт. На слици 9.4 приказано је техничко решење флуид-лифта. Сипкав материјал долази из силоса 1 и преко секторског дозатора 2 доспева у корито пужа 3, који га потискује у комору за флуидизацију 4. У доњем делу ове коморе налази се порозно дно 5 које расподељује ваздух по целом попречном пресеку коморе. Ваздух даље струји кроз простор између честица материјала и флуидизује их интензитетом који одговара брзини ваздуха  $w_f > w_{f2}^*$ . Флуидизовани материјал се сад креће вертикално навише кроз цев 6 на чијем се крају налази „пригушник“ 7 који ствара потребан противпритисак на крају струјног тока. Услед наглог проширења проточног пресека у горњој комори, транспортовани материјал „испада“ из ваздушне струје и одлази на даљи поступак, а ваздух са делом најситнијих честица пролази кроз филтар 8, оставља честице у њему и, затим, чист излази у слободну атмосферу.



Слика 9.4  
Флуид-лифт

## 9.5.1. Одређивање пада притиска при нестишљивом струјању

Укупан пад притиска при нестишљивом струјању ваздуха између честица материјала за време њиховог кретања троши се на дизање материјала ( $\Delta p_g$ ), на трење флуидизованих честица ( $\Delta p_{tr}$ ) и ваздуха о унутрашњост цеви ( $\Delta p_f$ ), и на савладавање противпритиска на крају цеви ( $\Delta p_e$ ), тако да се може написати [80]:

$$\Delta p = \Delta p_g + \Delta p_{tr} + \Delta p_f + \Delta p_e.$$

Губитак услед судара честица за време транспорта занемарен је. Са друге стране, може се написати да се ова укупна разлика притисака при нестишљивом струјању троши на савладавање трења ваздуха о честице материјала ( $\Delta p_s$ ) и на трење ваздуха о унутрашњост цеви ( $\Delta p_f$ ), тј.

$$\Delta p = \Delta p_s + \Delta p_f. \quad (9.6)$$

Из претходне две једначине следи:

$$\Delta p_s = \Delta p_g + \Delta p_{tr} + \Delta p_e. \quad (9.7)$$

То значи да је пад притиска услед трења ваздуха о честице материјала једнак збиру падова притисака који се троше на дизање материјала, на трење флуидизованих честица о унутрашњост цеви и на савладавање противпритиска на крају цеви.

Израчунавање пада притиска  $\Delta p_f$  у једначини (9.6) не представља тешкоће. Потребно је само одредити коефицијент трења  $\lambda_f$  чистог ваздуха о унутрашњост цеви и, затим, искористити познати Дарсијев (*Darcy*) образац. Међутим, Дарсијев образац може формално да се искористи и за израчунавање пада притиска  $\Delta p_s$ . Наиме, може се ставити да је

$$\Delta p_s = \lambda_s \frac{l}{D_h} \frac{\rho_f w_f^2}{2}, \quad (9.8)$$

где је  $\lambda_s$  коефицијент трења ваздуха о честице материјала,  $D_h$  просторни хидраулични радијус и  $w_f$  стварна средња релативна брзина ваздуха у односу на честице материјала. Ако са  $v$  (m/s) означимо апсолутну средњу брзину ваздуха, а са  $c$  (m/s) апсолутну средњу брзину честица материјала, тада је

$$w_f = \frac{w}{\varepsilon} = \frac{v - c}{\varepsilon},$$

односно

$$w = \frac{\dot{m}_f}{A} \left( \frac{1}{\rho_f} - \frac{c}{\rho_s} \right), \quad (9.9)$$

јер су:

$$v = \frac{\dot{m}_f}{\rho_f A}, \quad c = \frac{\dot{m}_s}{\rho_s A}.$$

Просторни хидраулични радијус је дефинисан као:

$$D_h = 6 \frac{V - V_s}{O_s} = \frac{\varepsilon d}{\Phi (1 - \varepsilon)}, \quad (9.10)$$

јер је оквашени обим  $N$  честица у запремини  $V$ :

$$O_s = N \phi d^2 \pi, \quad V_s = N \frac{d^3 \pi}{6}$$

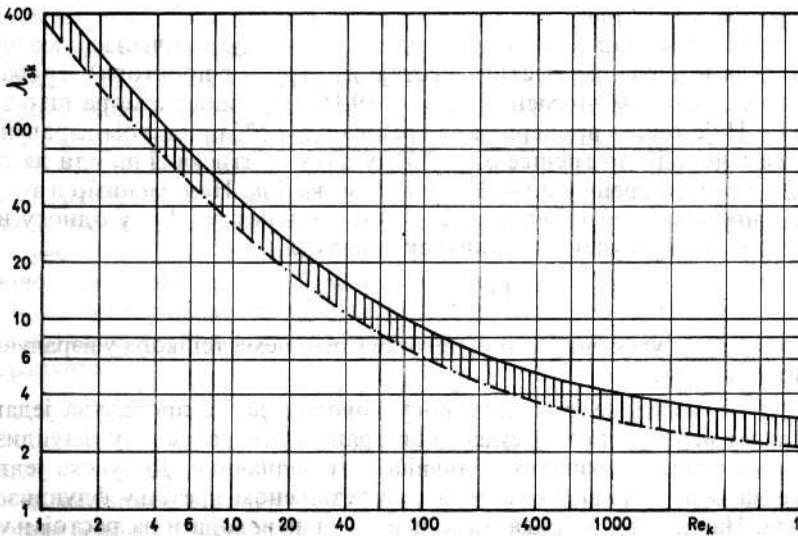
Дакле, заменом вредности за  $w_f$  и  $D_h$  у (9.8) добија се да је

$$\Delta p_s = \lambda_s \frac{\phi (1 - \varepsilon)}{\varepsilon^3} \frac{l}{d} \frac{\rho_f w^2}{2} \quad (9.11)$$

Коефицијент трења  $\lambda_s$  ваздуха о честице материјала зависи од  $Re$  броја, облика честица и хрававости њихове површине. Ако се честице замене глатким еквивалентним куглицама ( $\phi=1$ ), тада ће  $\lambda_s$  зависити само од  $Re$  броја који, сагласно томе прилазу, мора да буде дефинисан као:

$$Re = \frac{D_h w_f}{\nu_f} = \frac{1}{\phi (1 - \varepsilon)} \frac{w d}{\nu_f} \quad (9.12)$$

И заиста, обављени експерименти показују да је  $\lambda_{sk} = f(Re_k)$ , без обзира на величину куглица и остала њихова физичка својства (слика 9.5).



Слика 9.5  
Зависност  $\lambda_{sk} - Re_k$

Ова зависност може и аналитички да се прикаже као:

$$\lambda_{sk} = \frac{340}{Re_k}, \quad Re_k < 1$$

$$\lambda_{sk} = \frac{325}{Re_k} + \frac{9}{Re_k^{0.12}}, \quad 1 < Re_k < 10^4$$

(9.13)

Према томе, увек се може израчунати вредност

$$\Delta p_{sk} = \lambda_{sk} \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon^3} \frac{l}{d} \frac{\rho_f w^2}{2}, \quad (9.14)$$

кад су позната физичка својства флуида и материјала који се транспортује. Међутим, јасно је да је пад притиска за време струјања ваздуха кроз простор између стварних честица већи од пада притиска који би се добио кад би уместо стварних честица биле куглице. То значи да се може ставити да је

$$\Delta p_s = \psi_s \Delta p_{sk}, \quad (9.15)$$

где је  $\psi_s > 1$  ( $\psi_s = 1,22$  за житарице), па израз (9.11) постаје

$$\Delta p_s = \psi_s \lambda_{sk} \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon^3} \frac{l}{d} \frac{\rho_f w^2}{2} = \zeta_s \frac{l}{d} \frac{\rho_f w^2}{2}. \quad (9.16)$$

Треба, дакле, познавати  $\psi_s$  за сваки материјал. То се лабораторијски може лако одредити мерењем пада притиска  $\Delta p_s$  за време флуидизације стварних честица и израчунавањем вредности  $\Delta p_{sk}$  која одговара еквивалентним куглицама. Разуме се, морали бисмо при томе употребити и израз (9.15).

Из формуле (9.16) види се да  $\Delta p_s \rightarrow 0$  кад  $\varepsilon \rightarrow 1$ , што је физички исправно, јер  $\Delta p_s$  представља пад притиска услед трења ваздуха о честице материјала (кад  $\varepsilon \rightarrow 1$  тада и последња честица нестаје из струјног простора). Треба напоменути да се приликом примене формуле (9.16) порозност  $\varepsilon$  мора што тачније израчунати. Није тешко проверити да грешка од  $\pm 5\%$  приликом израчунавања порозности  $\varepsilon$  доводи до грешке од  $\pm 20\%$  у паду притиска  $\Delta p_s$ , или да грешка од  $\pm 10\%$  у  $\varepsilon$  ствара грешку од  $\pm 43\%$  у изразу за  $\Delta p_s$ . Напоменимо и то да се у техничким прорачунима обично занемарује вредност за  $\Delta p_f$  у односу на  $\Delta p_s$  и да се узима да је укупан пад притиска ваздуха

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \Delta p_s. \quad (9.17)$$

То не мора да буде увек оправдано, поготову што нема тешкоћа у израчунавању пада притиска  $\Delta p_f$ .

Међутим, изведене једначине нису довољне да се прорачуна један конкретан случај вертикалног пнеуматског транспорта на основу флуидизације. Заправо, има више непознатих величина него једначина. Допунска једначина изводи се на основу равнотеже сила при устаљеном кретању флуидизованог материјала. На слици 9.6 приказан је део косог цевовода и на растојању  $x$  (m) од његовог почетка убележене су све силе које делују на елементарну масу флуидизованог материјала. Као нове величине у изразима за силе појављују се притисци  $p_{ex}$  и  $p_r$  и коефицијент трења  $\mu_r$  флуидизованог материјала о унутрашњост цеви. Први притисак потиче од пригушника на крају цеви, а други је последица свих аксијалних притисака који владају у посматраним попречним пресецима цеви.

Равнотежа сила у правцу кретања материјала доводи до следеће диференцијалне једначине:

$$-\frac{dp_s}{dx} = \frac{dp_{ex}}{dx} + \frac{4 p_r \mu_r}{D} + g \rho_s (\sin \alpha + \mu_r \cos \alpha), \quad (9.18)$$



### УРЕЂАЈИ ПНЕУМАТСКОГ ТРАНСПОРТА

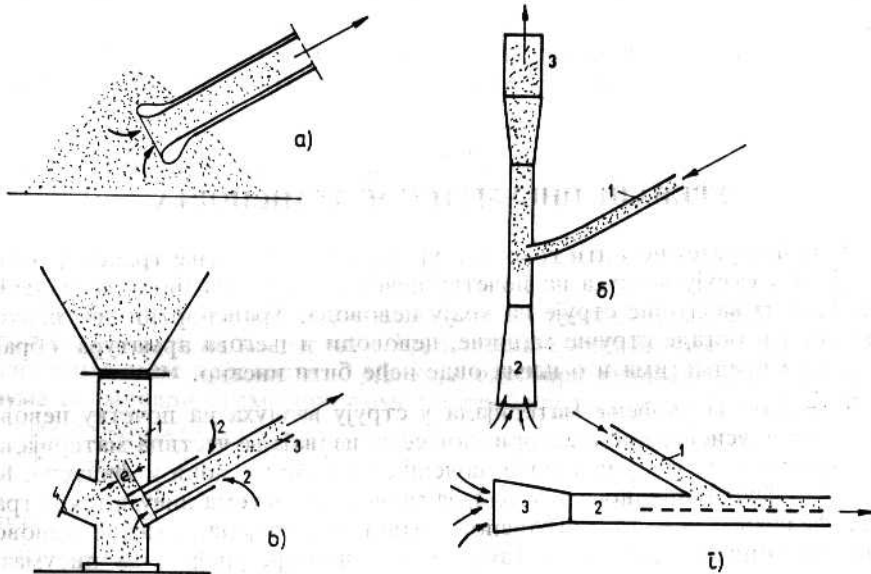
Овде ће претежно бити говора о уређајима за увођење транспортованог материјала у струју ваздуха на почетку цевовода и о уређајима за издвајање материјала из ваздушне струје на крају цевовода. Транспортни вентилатори, компресори и остале струјне машине, цевоводи и његова арматура обрађују се у другим предметима и о њима овде неће бити писано.

У уређаје за увођење материјала у струју ваздуха на почетку цевовода спадају разни усисници и дозатори, док се за издвајање честица материјала из ваздушне струје на крају цевовода најчешће користе циклони и филтери. Конструкција и функционалност тих уређаја зависи од система пнеуматског транспорта, физичких својстава транспортованог материјала, дужине цевовода, вредности концентрације итд. Тако су, на пример, уређаји за пнеуматски транспорт зрнастих материјала, у принципу, простији по конструкцији и функционалности од уређаја за пнеуматски транспорт прашинастих материјала. Потпуно издвајање прашинастих материјала из ваздушне струје на крају цевовода не може да се обави без филтера, док је, на пример, за одвајање зрнастих материјала од ваздушне струје довољно предвидети циклон или неки други сепаратор. Свакако да обе врсте уређаја подлежу строгим техничким прорачунима.

#### 10.1. УСИСНИЦИ

Усисници се уграђују на почетку цевовода свих усисних система пнеуматског транспорта. Задатак им је да са што мањим падом притиска обезбеде улаз мешавине ваздуха и честица материјала у цевовод у оној количини која је предвиђена концентрацијом  $c_k$  у току прорачуна. Облик и конструкција усисника зависе од физичких својстава транспортованог материјала и стања у коме се тај материјал налази пре транспорта. Сасвим је други облик и конструкција усисника ако се њиме усисава слободно насути материјал од усисника којим се тај исти материјал, на пример, прихвата после изласка из неке машине у којој је био на обради. И обичан цевовод проширен и заобљен на улазу представља један облик усисника. На слици 10.1 приказани су неки облици усисника за разне намене. Усисник а) је остварен најобичнијим проширењем и заобљењем цевовода на почетку, који се урсава у слободно насути материјал ради транспорта. Услед потпритиска који се ствара у цевоводу помоћу струјне машине, спољњи ваздух бива усисаван кроз поре материјала повлачећи његове

честице за собом у цевовод. Жељена концентрација материјала у струји ваздуха остварује се променом дубине уроњавања усисника у материјал који се налази на хоризонталној подлози или у неком отвореном суду. Усисници под б) и в) функционишу на тај начин што у њих материјал долази из силоса гравитацијом кроз цевоводе 1, ваздух улази кроз отворе 2 повлачећи за собом материјал у



Слика 10.1

Усисници за пнеуматски транспорт

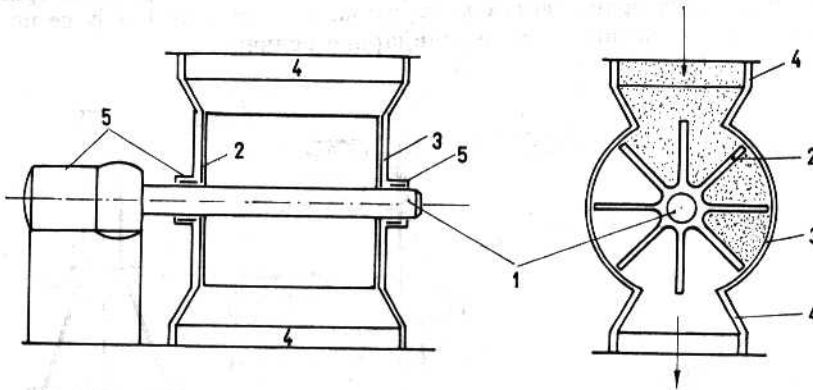
цевоводе 3. Отвор 4 служи за контролу и чишћење усисника в). Очигледно је да се ова два усисника разликују по конструкцији и принципу рада. Наиме, усисник в) изведен је у виду телескопске цеви и захваљујући томе растојање  $e$  између почетка коаксијалних цеви може да се мења и тиме регулише концентрација  $c_k$ . Мање вредности за  $e$  обезбеђују већу концентрацију материјала у струји ваздуха и обрнуто. Најзад, слика г) приказује један хоризонтални усисник у који материјал долази из силоса гравитацијски кроз цев 1, пада на перфорирану лимену плочу 2 изнад и испод које струји ваздух усисан кроз отвор 3, односећи честице материјала у транспортни цевовод.

## 10.2. ДОЗАТОРИ

Сам назив показује да се ради о уређајима који дозирају транспортовани материјал у струју ваздуха за време пнеуматског транспорта. Зависно од конструкције и начина рада, дозатори се деле на секторске, пужасте и коморне. Док се пужасти и коморни дозатори искључиво користе код потисних система пнеуматског транспорта да на почетку цевовода обезбеде прорачунску концентрацију  $c_k$  материјала у ваздушној струји, докле секторски дозатори могу имати и друге намене. Ове намене ће бити наведене и списане у делу књиге који непосредно следи.

### 10.2.1. Секторски дозатори

Спадају у групу запреминских дозатора, а име су добили по секторима који чине њихову радну запремину. Главни делови секторског дозатора су: осовина 1 са радијалним лопатицама 2, кућиште 3, улазно и излазно грло 4, лежишта и погонски мотор са редуктором 5 (слика 10.2).



Слика 10.2  
Секторски дозатор

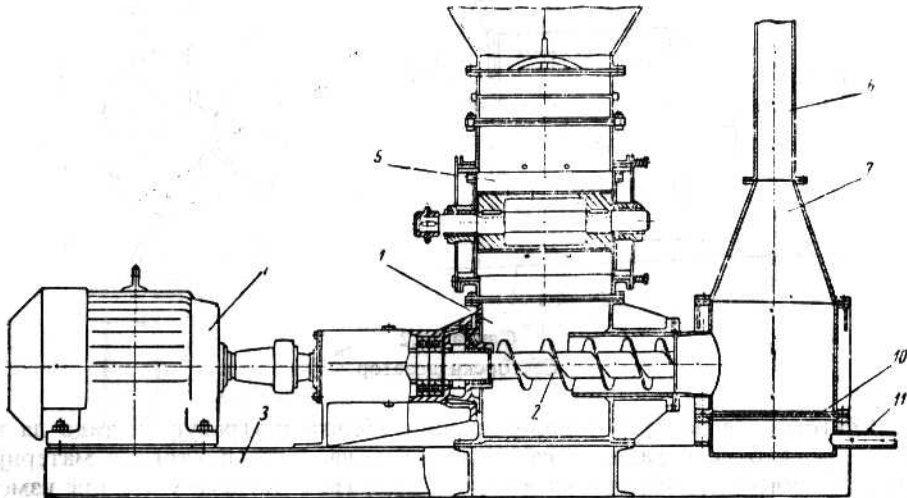
Секторски дозатори су цилиндричног облика и уграђују се тако да им осовина увек буде паралелна са осом ценовода. Транспортвани материјал долази из силоса гравитацијски и кроз улазно грло доспева у секторе између лопатица које ротирају и на тај начин „пребацују“ материјал у ценовод кроз излазно грло. Број обрта ротора секторског дозатора је  $n=20-60$  о/min. Простор у корену лопатица мора да буде заобљен да се материјал у оштрим угловима не би задржавао за време пребацивања из улазног у излазно грло дозатора. Лежишта морају бити под сталним притиском товатне масти да не би у њих продирао материјал. Нарочито је опасан прашинасти материјал. С обзиром на величину главчине ротора и дебљину цилиндра чији је пречник једнак спољашњем пречнику лопатица, а висина дужине лопатица. Узима се да је коефицијент пуњења сектора између лопатица око 0,75 тако да капацитет дозатора износи:

$$q_e = \frac{n}{60} \frac{3}{4} \frac{1}{2} \frac{D^2 \pi}{4} L. \quad (10.1)$$

Поред задатка да на почетку ценовода потисних система пнеуматског транспорта остваре жељену концентрацију материјала у струји ваздуха, секторски дозатори се постављају и испод циклона и филтера код усисних система пнеуматског транспорта, само су они тада много прецизније израде. Њихов задатак је у овом случају да раздвоје потпритисни простор у инсталацији од слободне атмосфере. Често их због тога називају и уставма или секторским затварачима. С обзиром на раздвајање потпритисног простора од слободне атмосфере, кућиште дозатора и чеона површина лопатица морају бити фино обрађени са врло фином толеранцијом. Што је год већи потпритисак у инсталацији, то је овај захтев оштрији.

## 10.2.2. Пужасти дозатори

Једна врста пужастиг дозатора приказана је раније на слици 9.4 у склопу флуид-лифта. Његов задатак је да непрекидно дотура материјал у комору за флуидизацију. Овде се на слици 10.3 приказује још једна конструкција пужастиг дозатора за потребе флуид-лифта, који се нарочито користи за транспорт цемента и сличних прашинастих материјала. У табели 10.1 дају се подаци о овом дозатору за четири његове стандардне величине.



Слика 10.3 [84]

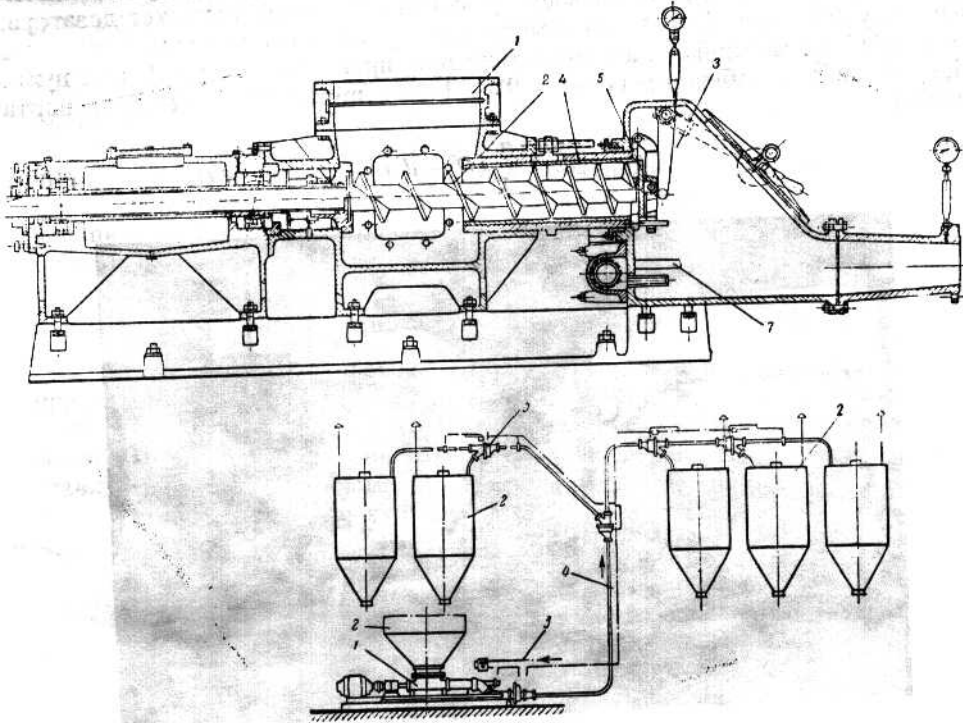
Пужасти дозатор флуид-лифта

Табела 10.1. [84]

| Тип дозатора                                    | С—670 | С—671   | С—672 | С—558 |
|---|-------|---------|-------|-------|
| Пречник пужа (mm)                               | 140   | 170     | 170   | 200   |
| Број обрта пужа (o/min)                         | 980   | 980     | 1450  | 980   |
| Погонска снага пужа (kW)                        | 14    | 20      | 28    | 40    |
| Капацитет транспорта (t/h)                      | 20    | 40      | 60    | 100   |
| Висина дизања (m)                               | 25    | 25      | 25    | 25    |
| Хоризонтални трансп. (m)                        | 20    | 20      | 20    | 20    |
| Притисак ваздуха у комори за флуидизацију (bar) | 2,2   | 2,2     | 2,2   | 2,2   |
| Пречник цеви флуид-лифта (mm)                   | 100   | 125     | 130   | 150   |
| Потрошња ваздуха (m <sup>3</sup> /min)          | 1,5—2 | 2,8—3,3 | 4—6   | 6,5—7 |

Конструкција пужастиг дозатора, који служи за убацивање транспортваног материјала у комору за стварање мешавине жељене концентрације за време летећег пнеуматског транспорта, приказана је на слици 10.4. Транспортвани материјал улази у дозатор кроз левак 1 да би помсћу пужа 2 био убачен у комору 3 за стварање мешавине, у коју истиче ваздух великом брзином кроз један или више цилиндричних млазника 4. Створена мешавина иде у потиски

цевовод 5 којим се транспортује на захтевано растојање. На крају куишита пужа постављена је клапна са противтегом, чији је задатак да спречава продор



Слика 10.4 [85]

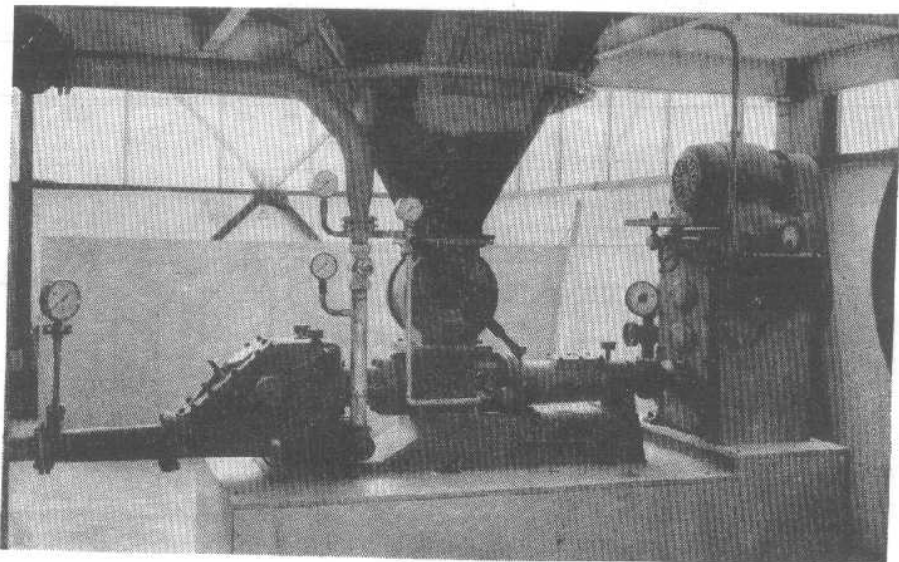
Пужаста дозатор за летећи пнеуматски транспорт

Табела 10.2 [85]

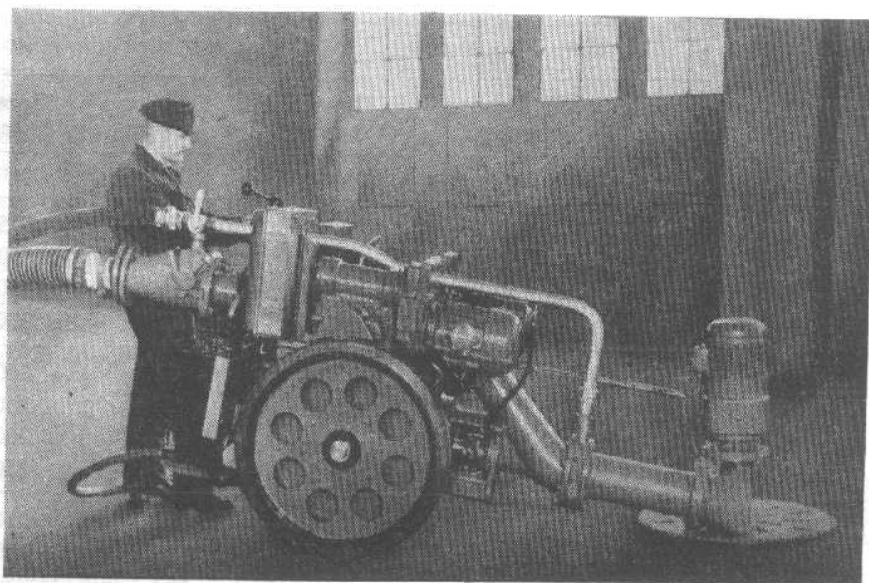
| Пречник<br>пужа<br>m | Капацитет<br>трансп.<br>t/h | Дужина<br>трансп.<br>m | Притисак<br>ваздуха<br>bar | Погонска<br>снага<br>kW | Пречник<br>цеви |
|----------------------|-----------------------------|------------------------|----------------------------|-------------------------|-----------------|
|                      |                             |                        |                            |                         | mm              |
| 150                  | 42,5                        | 100                    | 1,40                       | 26                      | 125             |
|                      |                             | 200                    | 1,95                       | 45                      | 150             |
|                      |                             | 300                    | 2,10                       | 64                      | 150             |
|                      |                             | 600                    | 2,45                       | 72                      | 200             |
| 200                  | 100,0                       | 100                    | 1,40                       | 62                      | 200             |
|                      |                             | 200                    | 1,95                       | 92                      | 200             |
|                      |                             | 300                    | 2,10                       | 125                     | 200             |
|                      |                             | 600                    | 2,45                       | 135                     | 250             |
| 250                  | 170,0                       | 100                    | 1,40                       | 88                      | 250             |
|                      |                             | 200                    | 1,95                       | 125                     | 250             |
|                      |                             | 300                    | 2,10                       | 162                     | 250             |
|                      |                             | 600                    | 2,45                       | 177                     | 300             |

ваздуха из коморе за стварање мешавине у кућиште пужа. Између левка и улаза у кућиште пужа монтиран је пљоснати затварач којим се прекида истицање материјала из силоса за време ремонта и поправке пужастиг дозатора. Корак пужа се смањује идући ка комори за стварање мешавине, чиме се постиже веће сабијање материјала, а тиме и теже продирање ваздуха у кућиште пужа. Број обрта пужа обично износи  $n=980-1450$  о/min, а капацитет транспорта дозатора

$$\dot{m}_s = \rho_s \frac{\pi n}{60} \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2), \quad (10.2)$$



Слика 10.5  
Непокретни пужасти дозатор



Слика 10.5'  
Покретни пужасти дозатор

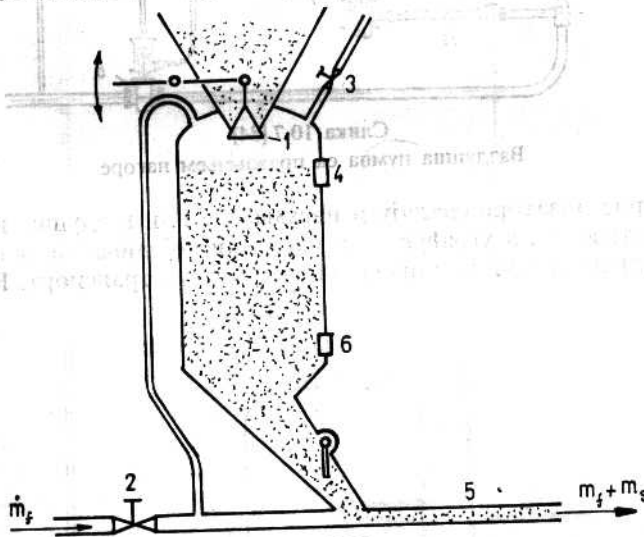
где је  $s(m)$  средњи корак пужа,  $D(m)$  његов спољашњи пречник и  $d(m)$  пречник осовине пужа. У табели 10.2 наводе се оријентациони технички подаци о пужастим дозаторима за транспорт прашинастих материјала насипне густине  $0,6-1,2 \text{ t/m}^3$ .

На сликама 10.5 и 10.5' приказани су непокретни и покретни пужасти дозатори у погонском стању. Покретни пужасти дозатор користи се за истовар прашинастих материјала из шлепова, који се транспортују у ринфузи.

Ипак треба напоменути да су пужасти дозатори поуздани у раду све док притисак ваздуха у комори за стварање мешавине не пређе  $2,5 \text{ бара}$ . При већим притисцима настају тешкоће са заптивањем и остваривањем предвиђеног капацитета. Често испоручиоци опреме о томе не воде рачуна и на тај начин оштећују инвеститоре.

### 10.2.3. Коморни дозатори

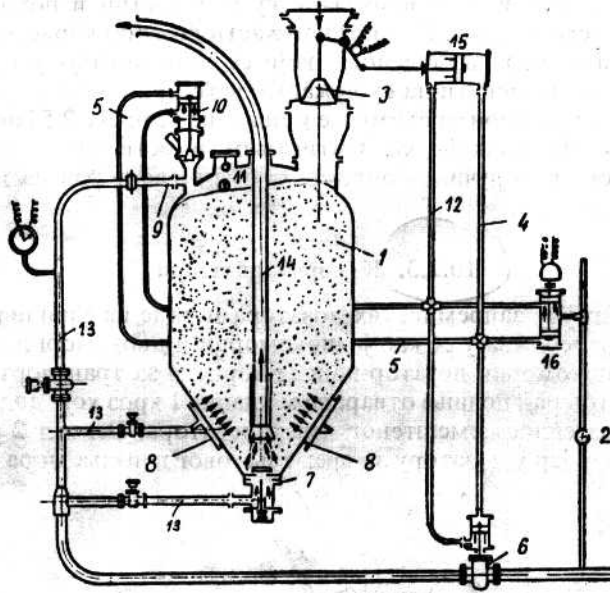
Спадају у групу запреминских дозатора и раде на принципу судова под притиском. Употребљавају се као једнокоморни и двокоморни. На слици 10.6 приказан је једнокоморни дозатор који се користи за транспорт прашинастих материјала. Његов рад почиње отварањем клапне 1 кроз коју долази материјал гравитацијски из силоса смештеног изнад дозатора. Вентил 2 је затворен, а вентил 3 отворен, јер у дозатору за време његовог пуњења мора да буде атмо-



Слика 10.6  
Једнокоморни дозатор

сферски притисак. Кад се материјал у дозатору погне до горњег показивача нивоа 4, клапна 1 и вентил 3 се затварају, вентил 2 се отвара и секундарни ваздух улази у дозатор, пролази кроз поре између честица, повлачи их за собом и увлачи у цевовод 5 кроз који протиче примарни ваздух. Дозатор се празни све док се материјал не спусти до доњег показивача нивоа 6, који сада иницира затварање вентила 2 и отварање клапне 1 и вентила 3 ради основног пуњења дозатора материјалом. Дакле, једнокоморним дозатором се постиже прекидни

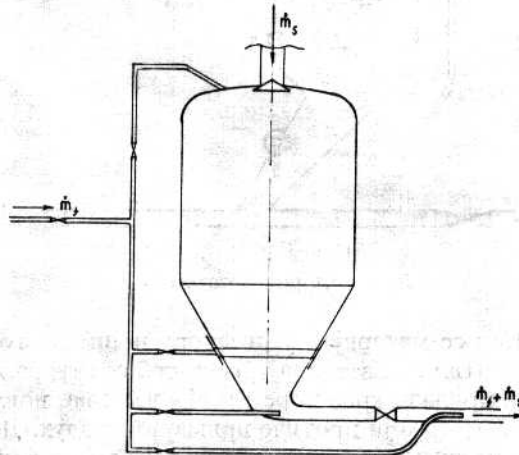
транспорт. За време пуњења дозатора нема транспорта материјала кроз цевовод. Уградњом два једнокоморна дозатора и њиховом синхронизацијом да раде наизменично, постиже се непрекидни транспорт. Док се један дозатор пуни материјалом, други се празни.



Слика 10.7 [84]

Ваздушна пумпа са пражњењем нагоре

У коморне дозаторе спадају и пнеуматске или ваздушне пумпе. Њихов рад је аутоматизован, а уграђују се у пару или појединачно, зависно од тога да ли се жели непрекидни или прекидни пнеуматски транспорт. Њихово праж-

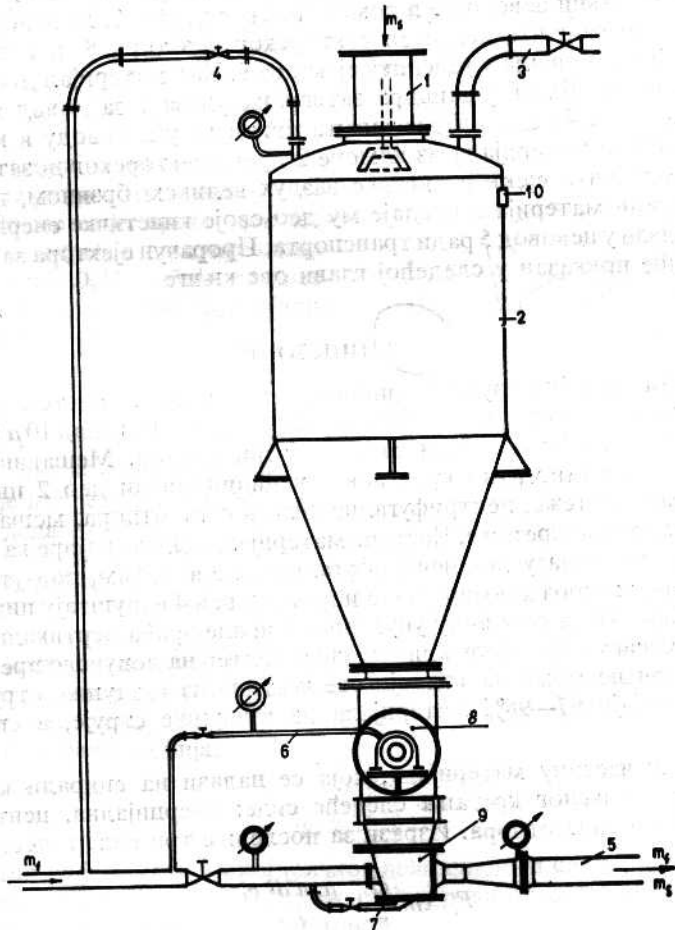


Слика 10.8 [86]

Ваздушна пумпа са пражњењем надоле



њење се обавља кроз цевовод који иде одмах вертикално навише (слика 10.7), или кроз цевовод који хоризонтално излази из доњег дела дозатора (слика 10.8). Овде ће бити детаљно описан рад ваздушне пумпе са пражњењем материјала кроз цевовод који иде вертикално навише, јер је она на цртежу приказана са свим помоћним уређајима. Принцип рада је следећи. Комора 1 ваздушне пумпе је празна, вентил 6 за довод сабијеног ваздуха у њу је затворен. Вентил 2 је отворен и сабијени ваздух улази у цилиндар 16, пролази кроз цевовод 5 у цилиндар 10 који отвара клапну за улаз атмосферског ваздуха у комору 1. Истовремено, сабијени ваздух из цилиндра 16 одлази цевоводом 12 у цилиндар 15, који отвара клапну 3 кроз коју улази материјал у комору 1 из силоса смештеног изнад коморе. Кад се материјал у комори 1 погне до показивача нивиса 11, овај укључује одговарајуће струјно коло које преко електростатског покретача помера клип у цилиндру 16 у други крајњи положај, прекидајући тако довод материјала у комору затварањем клапне 3. Истовремено се прекида и веза коморе са слободном атмосфером затварањем вентила на осовини



Слика 10.9 [4]

Коморни дозатор у спреси са секторским дозатором и ејектором

клипа цилиндра 10 и, најзад, отвара се вентил 6 ради упуштања сабијеног ваздуха у комору 1 кроз цевоводе 13. Флуидизован материјал бива увучен млазом ваздуха у транспортни цевовод 14 на чији је улаз усмерен млаз ваздуха који истиче кроз отвор 7. Тај ваздух, у ствари, обавља транспорт материјала за разлику од осталог ваздуха који само омогућава лакше истицање материјала из коморе ваздушне пумпе.

Ваздушне пумпе представљају веома поуздане уређаје за пнеуматски транспорт прашинастих материјала на велике даљине, јер у погледу величине притиска сабијеног ваздуха нема ограничења.

Коморни дозатори користе се и у комбинацији са другом врстом уводника материјала у цевовод. Слика 10.9 приказује један такав случај, при чему је коморни дозатор комбинован са секторским дозатором.

Принцип рада овог уређаја је очигледан. Материјал из силоса гравитацијски доспева кроз отвор 1 у комору 2, која је у вези са атмосфером или филтером за аспирацију преко одушне цеви 3. Вентил 4 је затворен и радни ваздух протиче кроз главни цевовод 5 и помоћне цевоводе 6 и 7. Цевоводом 6 доводи се ваздух ради заштите лежишта секторског дозатора 8, а цевоводом 7 за флуидизацију материјала у усиснику ејектора 9. Кад материјал доспе до горњег показивача нивоа 10, овај иницира затварање улаза 1 за довод материјала и отварање вентила 4 ради изједначавања притиска у цевоводу и комори. Тада почиње истицање материјала из коморе 2 преко секторског дозатора 8 у ејектор 9. Из млазника ејектора истиче ваздух великом брзином, повлачећи за собом дозирани материјал, предаје му део своје кинетичке енергије и у виду мешавине улази у цевовод 5 ради транспорта. Прорачун ејектора за нестишљиво струјање биће приказан у следећој глави ове књиге.

### 10.3 ЦИКЛОНИ

Циклони спадају у групу инерционих сепаратора. Користе се за издвајање честица материјала из ваздушне струје, чија је кружноћа изнад  $10 \mu m$ . На слици 10.10 приказан је обичан цилиндричноконусни циклон. Мешавина ваздуха и материјала улази тангентно кроз цев 1 у цилиндрични део 2 циклona. Под дејством Земљине теже, центрифугалне силе и силе отпора, мешавина добија просторно спирално кретање. Честице материјала одлазе најпре ка зиду цилиндричног дела циклona услед центрифугалне силе а, затим, под утицајем Земљине теже наниже кроз конусни део 3 и излазну цев 4 напуштају циклон. Очишћена ваздушна струја се у виду унутарње спирале враћа вертикално навише и кроз цев 5 излази у атмосферу или одлази у филтер на допунско пречишћавање. Наиме, циклон не може да издвоји све честице из ваздушне струје. Обични циклони издвајају 97—98% материјала из ваздушне струје, а специјални и до 99,5%.

На сваку честицу материјала, која се налази на спирали као путањи, делују за време њеног кретања следеће силе: инерцијална, центрифугална, Земљина тежа и сила отпора. Изрази за последње три силе гласе:

$$F_c = m \frac{c_t^2}{r_s} = \frac{\rho_s \pi d^3 c_t^2}{6 r_s}$$

$$F_g = \rho_s \frac{d^3 \pi}{6} g, \quad F_w = 3 \pi d \mu v_s$$

при чему је узето да је опструјавање честице за време њеног кретања у циклону ламинарно. Оно је по правилу турбулентно, али се усваја наведена претпоставка јер се не зна стварни коефицијент отпора честице. У претходним једначинама је  $c_t$  (m/s) брзина честице која лежи у правцу тангенте на спирали, а  $r_s$  (m) полупречник кривине спирале у тачки у којој се налази честица. Обично је  $c_t = (0,7 - 0,8) v_u$ , где је  $v_u = (12 - 18)$  m/s брзина ваздуха на улазу у циклон.

Стварна путања честице у циклону не може аналитички да се одреди јер се не знају углови које би те силе градиле са осама неког усвојеног координатног система. Због тога се и конструктивни параметри циклона одређују коришћењем приближних метода. На пример, ако би се честица кретала само под дејством центрифугалне силе и силе отпора, њиховим изједначењем би се добило [87]:

$$c_r = \frac{dr_s}{dt} = \frac{\rho_s d^2 c_t^2}{18 \mu r_s},$$

јер је у овом случају брзина  $v$  у изразу за силу отпора једнака радијалној компоненти  $c_r$ . Време које прође док честица пређе пут одређен полупречницима  $r_s = D_u/2$  и  $r_s = D_s/2$  добија се интеграљењем претходне диференцијалне једначине и оно износи:

$$t = \frac{18 \mu (D_s^2 - D_u^2)}{8 \rho_s d^2 c_t^2}.$$

Са друге стране, време које прође док честица пређе пут једнак висини  $H_c$  цилиндричног дела циклона је:

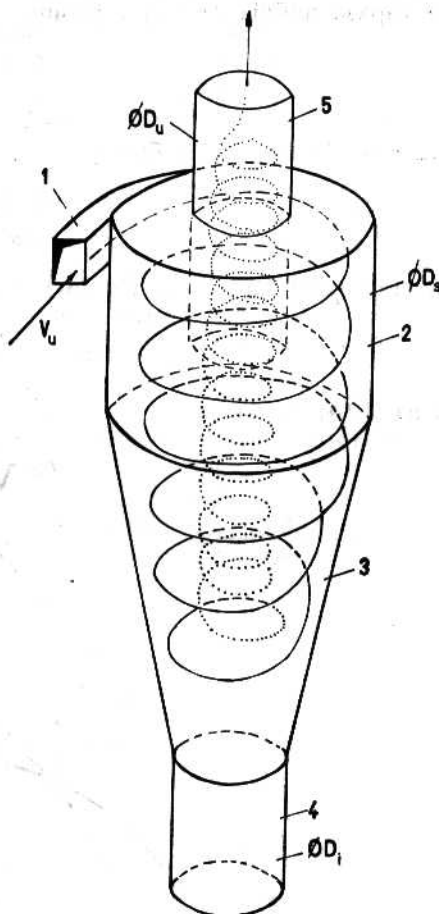
$$t_c = \frac{H_c}{v_a} = \frac{H_c \pi (D_s^2 - D_u^2)}{4 q_f},$$

где је  $v_a$  (m/s) брзина ваздуха у правцу осе циклона. Исправан рад циклона захтева  $t_c > t$  тако да се, коришћењем последња два израза, добија:

$$H_c > \frac{9 \mu q_f}{\rho_s \pi d^2 c_t^2}. \quad (10.3)$$

Одавде се види да је висина цилиндричног дела циклона све већа што је транспортовани материјал ситнији. Међутим, случај равнотеже центрифугалне силе и силе отпора може и овако да се напише:

$$3 \pi \mu d = \frac{\rho_s \pi d^3 c_t^2}{6 r_s c_r}.$$



Слика 10.10  
Изглед циклона

Ако би се, пак, честица кретала само вертикално наниже, тада би се из равнотеже силе отпора и Земљине теже добило:

$$3 \pi \mu d = g \frac{\rho_s}{v_s} \frac{d^3 \pi}{6},$$

јер је у том случају  $v = v_s$  у изразу за  $F_w$ . Према томе, изједначењем последња два израза добија се однос брзина:

$$\frac{c_r}{c_t} = \frac{v_s c_t}{r_s g}.$$

Кад  $r_s \rightarrow r$  (слика 10.11) биће:

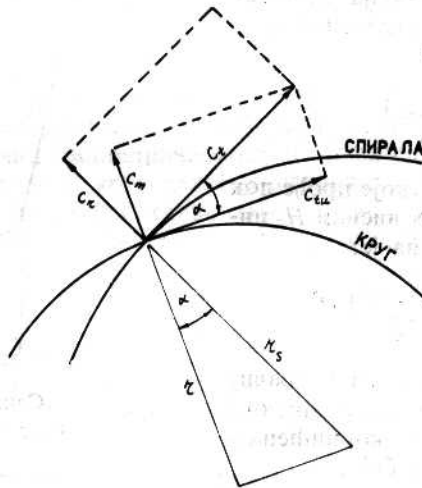
$$\frac{v_s c_{tu}}{r g} = \operatorname{tg} \alpha, \quad (10.4)$$

јер тада  $c_t \rightarrow c_{tu}$  и  $c_r \rightarrow c_m$ . Са друге стране, за осамљени вртлог је

$$c_{tu} = \frac{\operatorname{const.}}{r} = \frac{C}{r},$$

па из (10.4) следи:

$$r = \sqrt{\frac{v_s C}{g \operatorname{tg} \alpha}}.$$



Слика 10.11

Најзад, кад се овде замени брзина  $v_s$  дата једначином (7.30), уз напомену да је  $\rho \ll \rho_s$ , добиће се:

$$d = r \sqrt{\frac{18 \mu \operatorname{tg} \alpha}{\rho_s C}}.$$

У граничном случају је  $r = D_s/2$  и  $d = d_{gr}$ , где  $d_{gr}$  одређује крупноћу честица које ће још доспети до зида цилиндричног дела циклона, те је коначно

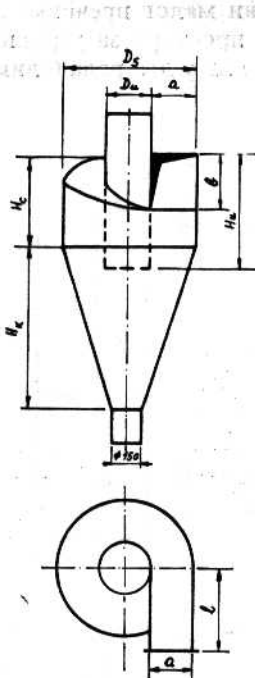
$$d_{gr} = \frac{1}{2} D_s \sqrt{\frac{18 \mu \operatorname{tg} \alpha}{\rho_s C}} \quad (10.5)$$

Овде је  $\operatorname{tg} \alpha = 0,03 - 0,05$ . Према томе, циклон пречника  $D_s$  издвојиће све честице крупноће  $d > d_{gr}$ , односно честице крупноће  $d < d_{gr}$  циклон неће издвојити већ ће га оне напустити кроз цев 5 (слика 10.10). За издвајање честица крупноће  $d < d_{gr}$  мора да се угради ефикаснији пречистач ваздуха и о томе ће касније бити писано. Напоменимо да се константа  $C$  у изразу (10.5) одређује експериментално за сваки тип циклона. Њена приближна вредност може да се израчуна применом формуле

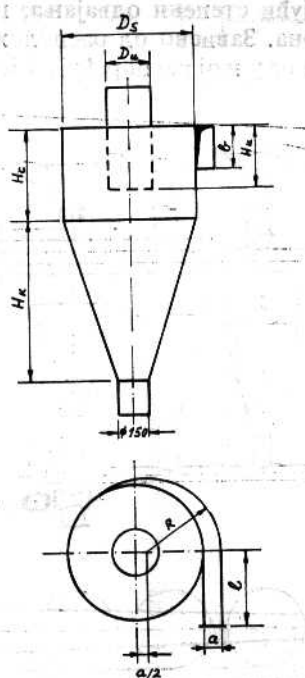
$$C = \frac{1}{2} (D_s \pm a) v_u \quad (10.6)$$

што не представља ништа друго него вредност  $rc_{in}$  на улазу у циклон. Знак „—“ узима се за циклоне типа ОТИ (слика 10.12), а знак „+“ за циклоне типа УЦ—38 (слика 10.13).

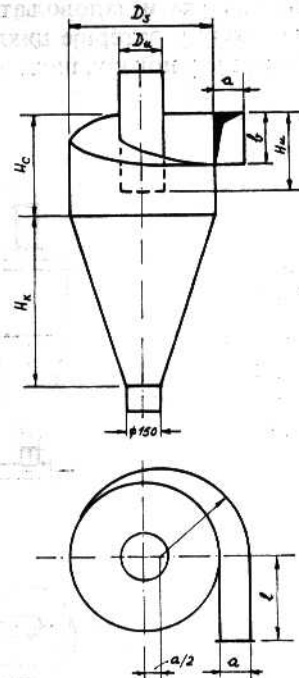
У последње време све више се примењују циклони који су настали сједињавањем добрих страна циклона ОТИ и УЦ—38. То су циклони БЦМ, чији је изглед приказан на слици 10.14.



Слика 10.12 [66]  
Циклон ОТИ



Слика 10.13 [87]  
Циклон УЦ-38



Слика 10.14 [87]  
Циклон БЦМ

Прорачунске формуле за та три типа циклона дате су у табели 10.3. Оне су, углавном, добијене експериментално. Раније изведене формуле служе само зато да се помоћу њих израчуна пречник честице коју ће циклон још издвојити, као и коефицијент сепарације циклона, будући да је гранулометријски састав транспортованог материјала познат.

Пад притиска ваздуха за време његовог проласка кроз циклон одређује се помоћу формуле:

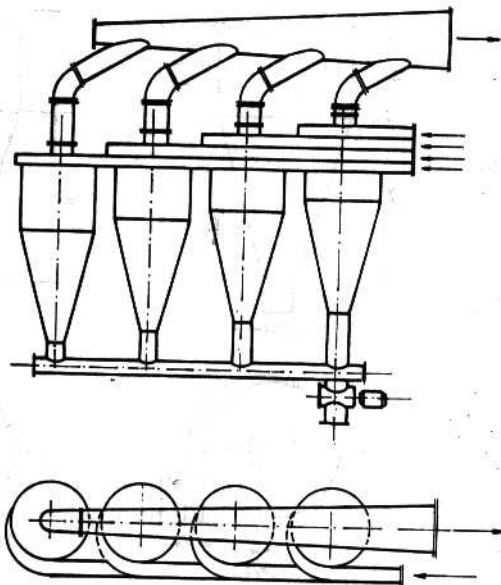
$$\Delta p_c = \zeta_c \frac{1}{2} \rho_f v_u^2 = m q_f^2, \quad (10.7)$$

у којој је  $\zeta_c$  коефицијент отпора циклона, а  $v_u = (12-18)$  m/s брзина ваздуха на улазу у циклон и  $m$  карактеристика циклона, чија се вредност може одредити само за циклоне типа ОТИ [66].

Брзина ваздуха у излазној цеви 5 циклона с биче о износи  $v_i = (4-8,5)$  m/s. Према тој брзини и количини ваздуха  $q_f$  израчунат је пречник  $D_u$  излазне цеви циклона.

У табелама 10.4 и 10.5 дати су подаци о стандардним циклонима УЦ—38 и ОТИ, које су добијене применом наведених прорачунских формула у табели 10.3.

Раније смо констатовали да циклони мањег пречника имају бољи коефицијент одвајања, јер издвајају и врло ситне честице из ваздушне струје. Међутим, циклони малог пречника имају и малу пропусну моћ уз истовремени пораст коефицијента отпора. Да би се остварили и већи капацитети пречишћавања ваздуха и задовољатајући степени одвајања, циклони малог пречника се удружују у батерије циклона. Зависно од расположивог простора за уградњу батерије у погону, циклони се у њој распоређују у једном или у два реда (слика



Слика 10.15 [87]  
Батерија са једним редом циклона

Табела 10.3

| Тип<br>циклона | $q_f$     | Димензије у mm    |            |            |           |            |                           |                         |                         | $\zeta_c$ | $m$ |
|----------------|-----------|-------------------|------------|------------|-----------|------------|---------------------------|-------------------------|-------------------------|-----------|-----|
|                |           | $D_s$             | $D_u$      | $H_c$      | $H_k$     | $H_u$      | $a$                       | $b$                     |                         |           |     |
|                |           | $117 \sqrt{q_s}$  | $0,55 D_s$ | $0,60 D_s$ | $2,0 D_s$ | $0,70 D_s$ | $\frac{1}{2} (D_s - D_u)$ | $0,45 D_s$              | $0,019 \frac{m}{D_s^3}$ |           |     |
| ОТИ [66]       | $m^3/min$ | $13,8 \sqrt{q_f}$ | $0,55 D_s$ | $0,60 D_s$ | $2,0 D_s$ | $0,70 D_s$ | $0,45 D_s$                | $0,019 \frac{m}{D_s^3}$ | —                       | —         |     |
| ОТИ [87]       | $m^3/h$   | $19,5 \sqrt{q_f}$ | $0,38 D_s$ | $0,80 D_s$ | $2,3 D_s$ | $0,50 D_s$ | $0,25 D_s$                | —                       | $12 D_s$                | —         |     |
| УЦ—38          | $m^3/h$   | $13,0 \sqrt{q_f}$ | $0,40 D_s$ | $2,20 D_s$ | $2,0 D_s$ | $1,40 D_s$ | $0,58 D_s$                | —                       | $20 D_s$                | —         |     |
| БЦМ [87]       | $m^3/h$   |                   |            |            |           |            |                           |                         | $6,5$                   | —         |     |

Табела 10.4 [87] Циклон УЦ-38

| Тип циклона | $q_f$<br>( $m^3/h$ ) | Димензије у mm |       |       |       |       |       |     |  |
|-------------|----------------------|----------------|-------|-------|-------|-------|-------|-----|--|
|             |                      | $D_s$          | $D_u$ | $H_c$ | $H_k$ | $H_u$ | $a=b$ | $l$ |  |
| УЦ—250      | 170                  | 250            | 95    | 200   | 575   | 125   | 63    | 225 |  |
| УЦ—300      | 240                  | 300            | 115   | 240   | 690   | 150   | 75    | 250 |  |
| УЦ—350      | 330                  | 350            | 135   | 280   | 805   | 175   | 88    | 276 |  |
| УЦ—400      | 430                  | 400            | 150   | 320   | 920   | 200   | 100   | 300 |  |
| УЦ—450      | 545                  | 450            | 170   | 360   | 1035  | 225   | 110   | 325 |  |
| УЦ—500      | 670                  | 500            | 190   | 400   | 1150  | 250   | 125   | 350 |  |
| УЦ—550      | 815                  | 550            | 210   | 440   | 1265  | 275   | 137   | 375 |  |
| УЦ—600      | 965                  | 600            | 230   | 480   | 1380  | 300   | 150   | 400 |  |
| УЦ—650      | 1135                 | 650            | 245   | 520   | 1495  | 325   | 162   | 425 |  |
| УЦ—700      | 1320                 | 700            | 265   | 560   | 1610  | 350   | 175   | 450 |  |
| УЦ—750      | 1525                 | 750            | 285   | 600   | 1725  | 375   | 187   | 475 |  |
| УЦ—800      | 1725                 | 800            | 300   | 640   | 1840  | 400   | 200   | 500 |  |
| УЦ—850      | 1950                 | 850            | 320   | 680   | 1955  | 425   | 212   | 525 |  |

Напомена: Табела је направљена за  $v_u = 12 m/s$ .

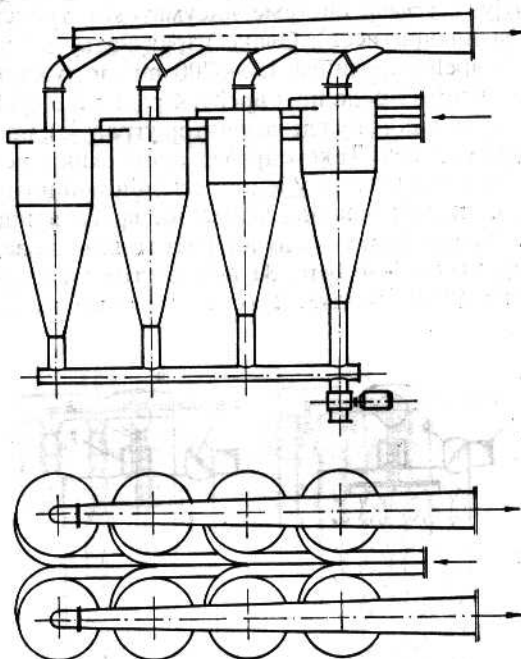
Табела 10.5 [66] Циклон ОТИ

| $q_f$<br>m <sup>3</sup> /min | Димензије у mm |       |       |       |       |     |     |       | $m$ |
|------------------------------|----------------|-------|-------|-------|-------|-----|-----|-------|-----|
|                              | $D_s$          | $D_c$ | $H_c$ | $H_k$ | $H_u$ | $a$ | $b$ |       |     |
| 2,5                          | 185            | 105   | 110   | 370   | 130   | 40  | 85  | 3,025 |     |
| 5,0                          | 265            | 145   | 160   | 530   | 185   | 60  | 115 | 1,050 |     |
| 7,5                          | 320            | 180   | 195   | 640   | 225   | 70  | 150 | 0,550 |     |
| 10,0                         | 370            | 210   | 220   | 740   | 260   | 80  | 175 | 0,335 |     |
| 12,5                         | 420            | 240   | 250   | 840   | 295   | 90  | 195 | 0,255 |     |
| 15,0                         | 460            | 260   | 275   | 920   | 320   | 100 | 210 | 0,200 |     |
| 17,5                         | 490            | 270   | 295   | 980   | 345   | 110 | 220 | 0,160 |     |
| 20,0                         | 530            | 290   | 320   | 1060  | 370   | 120 | 230 | 0,130 |     |
| 22,5                         | 560            | 310   | 335   | 1120  | 390   | 125 | 250 | 0,110 |     |
| 25,0                         | 590            | 330   | 355   | 1180  | 410   | 130 | 270 | 0,095 |     |
| 27,5                         | 620            | 350   | 370   | 1240  | 435   | 135 | 285 | 0,085 |     |
| 30,0                         | 640            | 360   | 384   | 1280  | 450   | 140 | 300 | 0,072 |     |
| 35,0                         | 690            | 380   | 415   | 1380  | 485   | 155 | 315 | 0,055 |     |

Напомена: Табела је направљена за  $v_u = 12$  m/s.



10.15 и 10.16). Разуме се, може у једном погону бити уграђено и више батерија циклона ако то проток мешавине ваздуха и честица материјала захтева. Излазне цеви појединих циклона у батерији повезују се пужним транспортером испод чије се излазне цеви поставља секторски дозатор (устава) кад год се ради о усисном систему пнеуматског транспорта. Кад је у питању мањи број циклона, онда се уместо заједничког пужног транспортера могу поставити и уставе испод сваког циклона, а њихов излаз може се повезати на заједнички одвод издвојеног материјала.



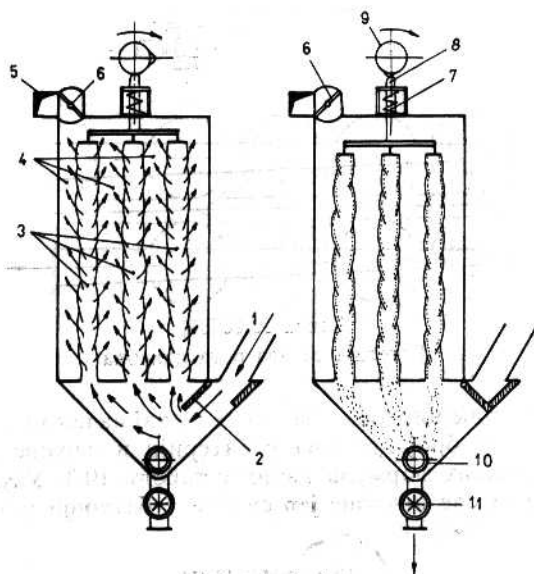
Слика 10.16 [87]  
Батерија са два реда циклона

Прорачун батерије циклона обавља се на тај начин што се укупни проток ваздуха  $q_f$  подели на број циклона у батерији и њихове димензије одреде применом прорачунских формула датих у табели 10.3. Укупан пад притиска батерије једнак је за све циклоне јер су они у батерији повезани паралелно.

#### 10.4. ФИЛТЕРИ

У одељку о циклонима речено је да они не могу да издвоје све честице транспортованог материјала из ваздушне струје. Ма колико мали био пречник циклона, увек ће у ваздуху бити честица крупније  $d < d_{gr}$  које ће с њим напустити циклон и отићи у слободну атмосферу. Ради спречавања загађивања човекове околине и ради избегавања финансијских губитака, тај ваздух мора да се пропусти кроз неки ефикаснији филтер пре одласка у слободну атмосферу. Један од тих филтера је и филтер са врећама од ткавине кроз коју се прспушта прашина из ваздуха. Ти филтери се једноставно називају врећастим филтерима.

Њихов степен одвајања иде и до 99,9%. Најпростији вид врећастог филтера примењен је код усисивача за прашину у домаћинствима. Индустијски филтери имају само већи број великих врећа и више секција. Данас се израђују филтери са 2, 3, 4, 5 и 6 секција. Увек се у једној секцији врши отресање врећа тако да је број активних секција мањи за један од укупног њиховог броја. Наиме, прорачун филтера почиње израчунавањем укупне филтерске површине. Дозвољава се 1—1,5 m<sup>3</sup>/min ваздуха по 1 m<sup>2</sup> филтерске површине кад се филтери уграђују у *војшисне* системе пнеуматског транспорта (у њиховим врећама тада влада натпритисак), односно 2—3 m<sup>3</sup>/min ваздуха по 1 m<sup>2</sup> филтерске површине кад се филтери уграђују у *усисне* системе пнеуматског транспорта (у њиховим врећама тада влада потпритисак). Овако израчуната укупна филтерска површина дели се на *N* врећа пречника 150—200 mm и дужине 1,5—2 m. Тих *N* врећа смешта се у секције (3 реда по 4 вреће, 4 реда по 6 врећа итд., зависно од расположивог простора у погону где се филтер уграђује), при чему број секција не треба да буде већи од пет. Тако одређен број секција повећава се за једну, јер за време рада филтера увек се у једној секцији врши отресање врећа ради одстрањивања наталожене прашине. Отресање врећа врши се механички помоћу посебног механизма, или помоћу вибратора или, најзад, помоћу компримованог ваздуха притиска 3—6 бага. За време отресања врећа у секцији, кроз њу не пролази запрашени ваздух, што се постиже затварањем одређених клапни.

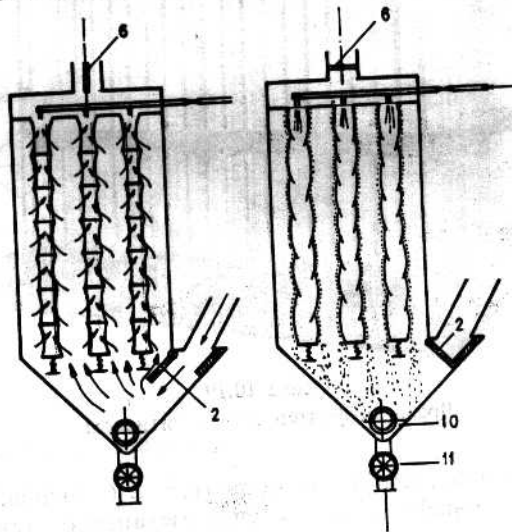


Слика 10.17

Лево — радно стање, десно — отресање врећа

Принцип рада врећастих филтера објаснићемо најлакше помоћу слике 10.17 на којој су приказане две секције једног истог филтера. Кроз једну секцију пролази запрашени ваздух, а у другој се истовремено врши отресање врећа. Дакле, делимично пречишћен ваздух у циклону улази кроз цев 1 у доњи део филтера, јер је клапна 2 у отвореном положају, а затим сдлази у вертикалне

вреће од тканине израђене специјално за сву ситну (тканина је длакава-фланеласта на страни која је у додиру са запрашеним ваздухом). Очишћен ваздух излази из врећа у горњи део филтера 4, па онда кроз излазну цев 5 одлази у атмосферу, јер је клапна 6 у отвореном положају. Прашина се талжи на унутрашњој (длакавој) страни врећа и кад њен слој нарасте до одређене дебљине, укључује се механизам за отресање врећа, који се у овом случају састоји од опруге 7, заобљене осовине 8 и котура 9 са бреггом. Док траје отресање врећа, наиласком котура и по неколико пута на заобљену осовину 8, клапне 2 и 6 налазе се у затвореном положају. Из доњег дела филтера се сакупљена прашина транспортује пужем 10 ка излазној цеви у којој је уграђена устава 11. Ако се отресање врећа врши помоћу компримованог ваздуха (импулсно), онда се запрашени ваздух уводи у простор око врећа у којима се налазе цилиндричне решетке направљене од округлих шипки, да се не би вреће спљоштиле за време рада филтера (слика 10.18). Чист ваздух продире у вреће и, затим, кроз отвор на врху филтера одлази у атмосферу. У другој секцији филтера се истовремено врши отресање врећа. Компримовани ваздух (3—6 бара) импулсно улази у вреће те секције, напуње их, слој прашине на спољној страни врећа пуца и пада у доњи део филтера. Клапне 2 и 6 су сада у затвореном положају. Из доњег дела филтера сакупљена прашина се избацује помоћу пужа 10 и уставе 11.

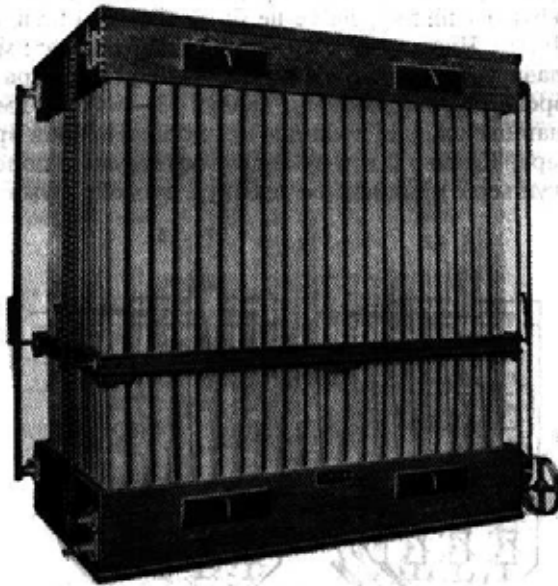


Слика 10.18

Лево — радно стање, десно — отресање врећа

Врећасте филтери су обично призматичног или цилиндричног облика. На слици 10.19 приказан је врећасте филтер, који се уграђује у потисним линијама пнеуматског транспорта. Филтер се састоји од доње и горње коморе, врећа и обичне жичане решетке са механизмом за вертикално кретање решетке. Запрашени ваздух улази у доњу комору и, затим, из ње у вреће остављајући на њиховој унутарњој (длакавој) страни праšину. Чист ваздух излази из врећа у околни простор, јер та врста филтера нема заштитни оклоп. Ивице окаца жичане решетке су нешто мање од пречника врећа тако да решетка за време

кретања вертикално навише и наниже „ломи“ платно врећа, слој прашине пуца и пада у доњу комору из које се пужним транспортерсм извлачи напоље. Та врста филтера има неколико слабих страна. Прво, филтерска површина им је двоструко већа од филтерске површине усисних филтера. Друго, ваздух избачен из филтера остаје у просторији стварајући натпритисак у њој тако да просторија мора имати сталан контакт са слободном атмосфером. Осим тога, и температура ваздуха и његова влажност стално расту уколико је његов задатак био да хлади радне површине разних машина и да аспирира створену прашину (млинска и пекарска индустрија). Најзад, ти филтери су гломазнији од усисних филтера и захтевају већи простор за уградњу у погонима. Међутим, они пружају мањи струјни отпор ваздуху приликом рада.

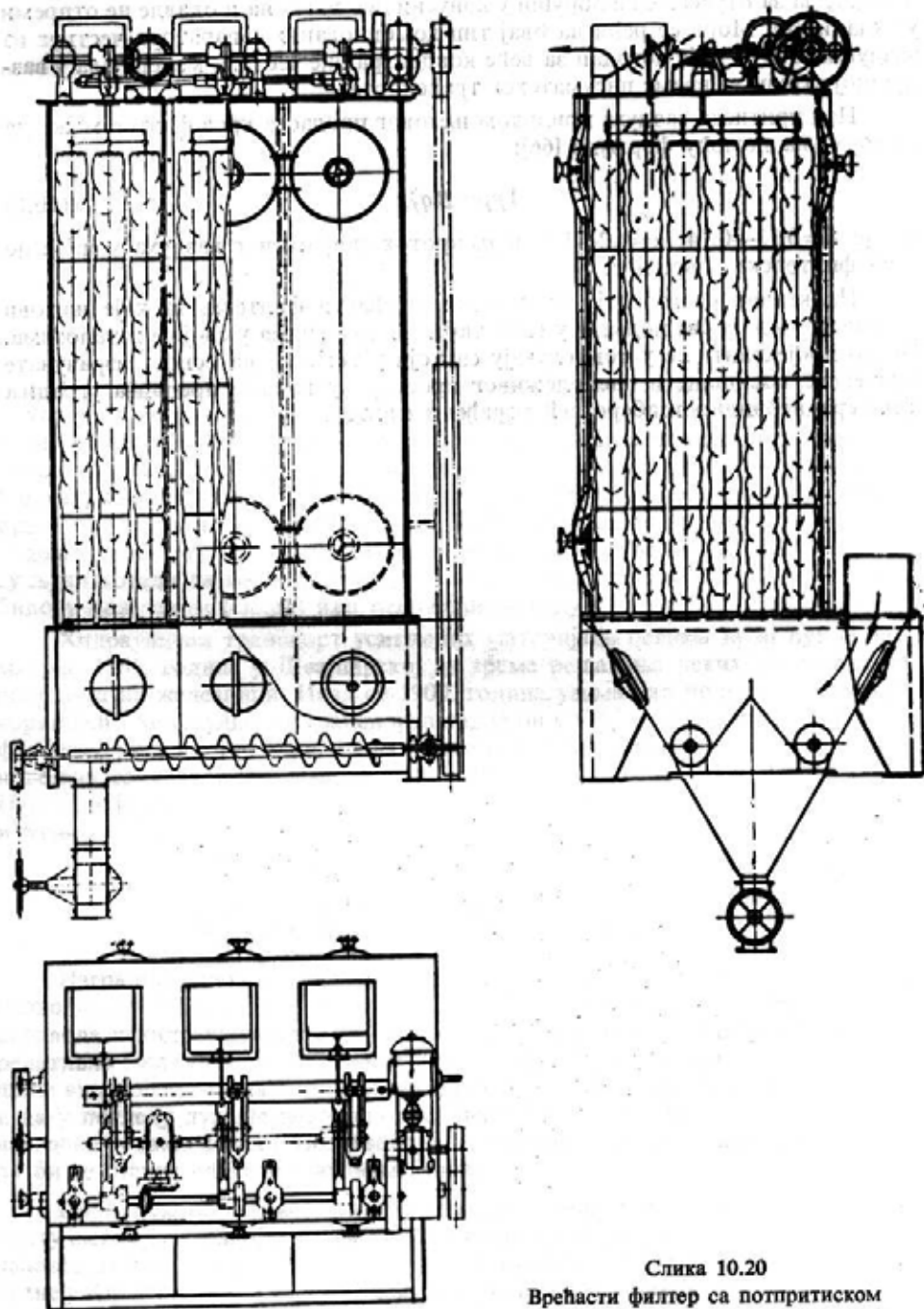


Слика 10.19.  
Врећаст филтер са натпритиском

На слици 10.20 приказан је усисни филтер са 6 секција. У једној од њих увек се врши отресање врећа (у овом случају механичко), тако да осталих пет секција прихвата запрашени ваздух.

То значи да је укупна филтерска површина расподељена у пет секција. Код ове врсте филтера се ваздух може избацити напоље помоћу аспирационих вентилатора. Ови филтери уграђују се и у потисне система пнеуматског транспорта, само тада транспортна струјна машина савлађује све отпоре до филтера, а аспирациони вентилатор савлађује отпор у филтеру и у сопственом цевоводу.

У последње време граде се филтери и циклони у заједничком оклету. Циклон је испод филтера и у њему се најпре одвоји главнина транспортованог материјала из ваздушне струје. Ваздух са најситнијим честицама продужава горе у филтер, пролази кроз његове вреће и одлази чист у атмосферу. Издвојена прашина остаје на унутрашњој (длакавој) страни врећа све док се једном



Слика 10.20  
Врећасти филтер са потпритиском

од система за отресање не обруши у конусни део циклона и одавде не отпреми у складиште. Мора се рећи да овај тип комбинованих сепаратора честица из ваздушне струје није погодан за веће концентрације честица материјала у ваздушној струји за време пнеуматског транспорта.

Пад притиска ваздуха приликом његовог проласка кроз филтер може да се израчуна помоћу формуле [66]:

$$\Delta p_F = B q_f^n, \quad (10.8)$$

где је  $B=0,13-0,14$ ,  $n=1,2-1,3$  и  $q_f$  проток запрашеног ваздуха у  $\text{m}^3/\text{h}$  по  $1 \text{ m}^2$  филтерске површине.

Практично се израђују стандардни врећасти филтери, за које њихови произвођачи дају све податке у виду табела и дијаграма у својим каталозима. Посао пројектанта се у том случају састоји у томе да на основу израчунате филтерске површине и расположивог простора у који се предвиђа уградња филтера правилно изабере већ израђени филтер.



## ХИДРАУЛИЧНИ ТРАНСПОРТ

Под хидрауличним транспортом подразумева се транспорт уситњених материјала водом или неком другом течношћу, ако то транспортовани материјал захтева. Разуме се, хидраулично има смисла транспортовати материјале који не мењају своја физичка својства нити хемијски реагују у додиру с водом. Данас се углавном хидраулично транспортује песак, шљунак, кречњак, пепео, шљака, угљь и све врсте руда, њихових јаловина и друго. Идеја да се водом транспортују уситњени материјали појавила се веома давно, у доба кад су људи почели да користе речне токове за транспорт стабала разног дрвећа, било у повезаном (сплав) или неповезаном виду.

Хидраулични транспорт уситњених материјала цевима први пут је разматран 1865. године у Швајцарској за време решавања неких транспортних проблема на железници. Ипак се 1900. година узима као почетак озбиљнијег коришћења хидрауличног транспорта кад је он у САД примењен за транспорт фосфатне руде на Флориди. Даља примена хидрауличног транспорта тесно је повезана са развојем рударства, металургије, грађевинарства и енергетике. Нарочито је у последњих тридесетак година учињен велики напредак у примени и развоју хидрауличног транспорта и опреме којом се тај транспорт обавља.

### 11.1. ПРЕГЛЕД ИЗГРАЂЕНИХ ЦЕВОВОДА ЗА ХИДРАУЛИЧНИ ТРАНСПОРТ

Изградња цевовода за хидраулични транспорт може се поделити на два периода: до 1950. године и после. До 1950. године изграђен је велики број цевовода за хидраулични транспорт уситњених материјала, али су сви они били релативно мале дужине. Тек после 1950. године, кад су створене и струјне машине високог притиска, могао је и хидраулични транспорт брже да се развија и да у погледу дужине цевовода практично буде неограничен. У табели 11.1 наведени су само неки од тих цевовода, са главним транспортним параметрима да би се стекла слика о њиховим величинама.

Ипак се скоро у свакој монографији или уџбенику о хидрауличном транспорту његов пун развој повезује са 1957. годином кад је у САД пуштен у погон цевовод за транспорт млевеног угља од рудника у *Kadizu (Cadis)* до термоелектране у *Кливленду (Cleveland)*. Због његове важности овај цевовод биће детаљније описан. Дужине је 172 km, пречника 254 mm, има укупно три пумпне станице. Прва је на почетку, а друге две на растојању од по 48 km једна од друге. Последња

106

Транспорт флуида и чврстих материјала цевима

Табела 11.1 [4]

| Земља или континент | Трансп. материјал                | $\rho_s$<br>t/m <sup>3</sup> | d<br>mm              | n <sub>s</sub><br>t/h | q <sub>m</sub><br>m <sup>3</sup> /h | c <sub>i</sub><br>% | c <sub>k</sub><br>% | D<br>mm | L<br>km | q <sub>m</sub><br>t/m <sup>3</sup> | $\Delta p$<br>bar | v <sub>m</sub><br>m/s |
|---------------------|----------------------------------|------------------------------|----------------------|-----------------------|-------------------------------------|---------------------|---------------------|---------|---------|------------------------------------|-------------------|-----------------------|
|                     |                                  |                              |                      |                       |                                     |                     |                     |         |         |                                    |                   |                       |
| Југозападна Африка  | руда уран + злато                | 2,7                          | 0,07—0,6<br>0,07—0,6 | 52                    |                                     | 27                  | 27                  | 150     | 18,7    | 1,46                               | 15,8              | 1,13                  |
|                     |                                  | 2,7                          |                      | 135                   |                                     |                     |                     | 225     | 15,0    | 1,46                               | 21,3              | 1,29                  |
| Африка              | руда урана                       | 2,7                          |                      | 40                    |                                     | 32                  | 32                  | 150     | 10,0    | 1,54                               | 9,7               | 0,74                  |
|                     |                                  | 2,7                          |                      | 245                   |                                     |                     |                     | 300     | 8,0     | 1,54                               | 11,4              | 1,13                  |
|                     |                                  | 2,7                          |                      | 340                   |                                     |                     |                     | 400     | 11,0    | 1,54                               | 14,0              | 1,20                  |
| Родезија            | руда урана                       | 2,7                          |                      |                       |                                     | 28                  |                     | 225     | 7,5     | 1,48                               | 11,0              |                       |
| Јужна Африка        | уран + гвожђе уран               | 3,0                          | 0—0,7<br>0—0,5       |                       |                                     | 20                  | 28                  | 125     | 4,8     | 1,40                               | 14,0              | 1,35                  |
|                     |                                  | 2,7                          |                      | 212                   |                                     |                     |                     | 10,5    | 1,47    | 0,90                               |                   |                       |
| Канада              | концентрат никла, јаловина никла | 2,7                          |                      |                       | 195                                 | 35                  | 35                  | 203     | 12,0    | 1,28                               |                   | 1,65                  |
|                     |                                  |                              |                      |                       | 600                                 |                     |                     | 330     | 6,4     | 1,35                               | 1,95              |                       |
| Тенеси (САД)        | фосфорит                         | 2,7                          |                      | 100                   |                                     | 25                  |                     | 200     | 4,8     | 1,2                                | 12,0              | 2,60                  |
| Куба                | руда никла                       | 3,6                          |                      |                       | 2600                                |                     | 45                  | 610     | 4,6     |                                    |                   | 2,50                  |
|                     |                                  |                              |                      |                       |                                     |                     |                     |         |         |                                    |                   |                       |
| Чиле                | руда бабра                       |                              |                      |                       | 150                                 |                     |                     | 152     | 21,0    |                                    |                   |                       |
| Данска              | песак                            | 2,65                         |                      |                       | 600                                 |                     |                     | 650     | 13,0    |                                    | 9,0               |                       |
| СССР                | руда бабра                       | 3,9                          | 0,2                  |                       |                                     | 15                  |                     | 150     | 7,0     |                                    |                   |                       |
| Кина                | руда гвожђа                      |                              |                      |                       |                                     |                     |                     | 400     | 29,0    |                                    | 18,0              |                       |



деоница цевовода дуга је 76 km, јер је њен пад нешто већи од прве две деонице. Снага термоелектране је 660 MW и за њу се поменути цевоводом транспортује 1,5 милиона тона угља годишње, што чини 80% од укупне годишње потрошње. Осталих 20% од годишње потрошње угља транспортује се железницом. Цена транспорта угља у време пројектовања била је 3,24 USD/t железницом, односно (1,5—2) USD/t цевоводом. Свака пумпна станица има по три клипне пумпе, капацитета 125 m<sup>3</sup>/h мешавине угља и воде и натпритиска 70 bari свака. По две пумпе у свакој станици везане су паралелно и обављају транспорт, а трећа је резервна. Угаљ се после копања и одстрањивања евентуалне јаловине меље на круноћу од 0,07—0,14 mm и, затим, транспортује механички до три резервоара у којима се прави мешавина. Два резервоара су пречника 107 m, а трећи 53 m. Висина резервоара је 6 m. Овако велика запремина резервоара предвиђена је због тога што рудник угља ради у две смене, а транспорт угља цевоводом је непрекидан. Цевовод је укопан у земљу на дубини од 1,2—1,5 m, а дебљина његовог зида износи 12—18 mm зависно од притиска који трпи. Разуме се, цевовод је споља заштићен против корозије.

Још један важан цевовод, такође, за хидраулични транспорт пуштен је у погон 1957. године. Тим цевоводом се и данас транспортује гилсонит (угљоводонични минерал из кога се рафинисањем добија бензин, мазут и кокс) од рудника у држави Јутах до рафинерије у држави Колорадо. Дужина цевовода је 116 km, а пречник 152,4 mm. Има само једну пумпну станицу са три клипне пумпе од којих две раде истовремено, а трећа је резервна. Инсталисана снага сваке пумпе је 375 kW, а развијају натпритисак од 150 bari. Овај цевовод је још карактеристичан и због тога што он полази са коте 1750 m, прелази врх планине на коти 2565 m и крај му је на коти 1370 m.

У табели 11.2 наводе се цевоводи веће дужине и већег пречника, који су изграђени и пуштени у погон последњих неколико година. Пада у очи да се

Табела 11.2

| Земља<br>Локација | Трансп.<br>материјал | <i>L</i> | <i>D</i> | <i>m<sub>a</sub></i>  |
|-------------------|----------------------|----------|----------|-----------------------|
|                   |                      | km       | mm       | 10 <sup>6</sup> t/god |
| Канада            | руда гвожђа          | 645      | 252      | 1                     |
| Канада — САД      | руда гвожђа          | 805      | 458      | 10                    |
| СССР<br>СССР      | угаљ                 | 430      | 400      | 4                     |
|                   | угаљ                 | 430      | 500      | 4                     |
| Аризона           | угаљ                 | 440      | 457      | 4,4                   |
| Иллиноис — Чикаго | угаљ                 | 550      | —        | —                     |
| Јутах — Сан Диего | угаљ                 | 1560     | —        | —                     |
| Аризона           | угаљ                 | 435      | 460      |                       |
| Пољска            | угаљ                 | 210      | 250      |                       |

108  
238

кроз већину тих цеговода транспортује млевени угаљ за потребе термослектрана. Данас је само у САД у изградњи око 15000 km цеговода за транспорт млевеног угља, од којих је најдужи ETSI (2400 km,  $\varnothing$  1080 mm) и чији је годишњи капацитет раван композицији воза од 375000 вагона. При хидрауличном транспорту млевеног угља највеће тешкоће се налази на крају кад млевени угаљ треба одвојити од воде и осушити га. Постројења за дехидрацију и сушење угља су скупа и износе око 20% од укупних инвестиција. Зато се дошло на идеју да се конструишу и израде таква котловска ложишта у којима би се мешавина воде и угљене прашине директно или после незнатне дехидрације сагоревала. У томе се делимично и успело. Произведена су циклонска ложишта у којима се мешавина угљене прашине и воде сагорева кад се дехидрацијом постигне однос 70 : 30. Честице млевеног угља не прелазе 30  $\mu$  m. У литератури се наводи да се таква мешавина, уз додатак адитива за смањење отпора струјању, врло економично транспортује на удаљења и до 500 km.

### 11.2. КЛАСИФИКАЦИЈА ХИДРАУЛИЧНОГ ТРАНСПОРТА

Реч је о класификацији хидрауличног транспорта у односу на распоред концентрације и величину честица транспортованог материјала воденом струјом.

Ако су честице материјала равномерно распоређене у воденој струји за време транспорта, онда се таква мешавина назива хомогеном. У противесом, мешавина је нехомогена. Строго узев, немогуће је остварити хомогену мешавину, нарочито у хоризонталном цеговоду. Наиме, за време струјања чистог флуида максимална брзина се у свим проточним пресецима поклапа са осом цеговода. Међутим, кад је реч о струјању мешавине, максимална брзина лежи на линији која је изнад осе хоризонталног цеговода. Растојање између тих двеју линија је све већа што је мешавина нехомогенија. А мешавина ће бити све мање хомогена што су честице веће, неправилнијег облика и различитије по крупноћи, а брзина струјања мања. За време струјања нехомогене мешавине концентрација честица је највећа у близини дна хоризонталног цеговода и све је мања што је посматрано место у струјном простору удаљеније од дна. Кад су у питању вертикални цеговоди, концентрација честица материјала је највећа у осци цеговода, тамо где је брзина највећа, а притисак најмањи. Честица, у ствари, и нема у близини зида вертикалног цеговода. Разуме се, изузетак чине честице испод 1  $\mu$  m, које се поковавају законима брауновског кретања.

У одређеним условима хомогена мешавина, коју углавном чине честице испод 50  $\mu$  m, може да постане суспензија. Потребно је да се оствари и одређена концентрација тих ситних честица у течности која гради суспензију. О суспензијама и њиховом струјању биће касније писано. Нехомогене мешавине граде честице крупноће изнад 50  $\mu$  m.

Кретање честица у оквиру нехомогене мешавине може да се обавља на један од следећа три начина:

а) лебдењем у струји воде чија је брзина нешто већа од брзине честица (уопште је брзина воде у односу на брзину честица за време хидрауличног транспорта мала и увек је испод брзине таложења честица). Честице су крупноће испод 2 mm, а брзина струјања мешавине довољна да њене тренутне попречне компоненте одржавају честице у хоризонталним равнима за време кретања,

109  
239

б) скакутањем које се састоји у томе да се честице у краћим или дужим скоковима крећу у воденој струји, зависно од тога какав је тренутни однос сила које на њих делују (*Земљина тежа, сила њојинска, хидродинамичка сила*). Честице су крупноће изнад 2 mm, а брзина струјања мешавине нешто већа од оне при којој би дошло до таложења честица на дну цевовода, и

в) котрљањем и клизањем по дну цевовода. Честице су знатно веће од 2 mm, а брзина струјања мешавине незнатно већа од брзине при којој настаје таложење.

Овде се под брзином мешавине подразумева њена средња вредност која, помножена проточним пресеком цевовода, даје онај проток мешавине који би се добио интегралњем по том истом проточном пресеку уз коришћење стварне брзине.

Разуме се, могу се и веома крупне честице кретати лебдењем ако је брзина струјања мешавине велика и, обрнуто, могу се и веома ситне честице кретати котрљањем и клизањем по дну цевовода ако је брзина струјања мешавине изразито мала. Начин кретања честица је, у ствари, одређен величином брзине чија је вредност, међутим, ограничена економичношћу хидрауличног транспорта. Наиме, отпори струјању расту са квадратом брзине, а инсталисана снага струјне машине са трећим степеном брзине.

На слици 11.1 приказана је зависност између брзине струјања мешавине и средњег еквивалентног пречника честица за претходно описане начине кретања за време хидрауличног транспорта. Три карактеристичне брзине граде четири области на овом дијаграму: брзина  $v_H$  (која представља граничну брзину између струјања *хомогене* и *нехомогене* мешавине), брзина  $v_B$  (која представља граничну брзину између струјања *нехомогене* мешавине и струјања са *покретним слојем*) и брзина  $v_{kr}$  (*критична брзина* мешавине при којој почиње таложење честица материјала на дну хоризонталног цевовода). Прве две брзине одређују се помоћу формула:

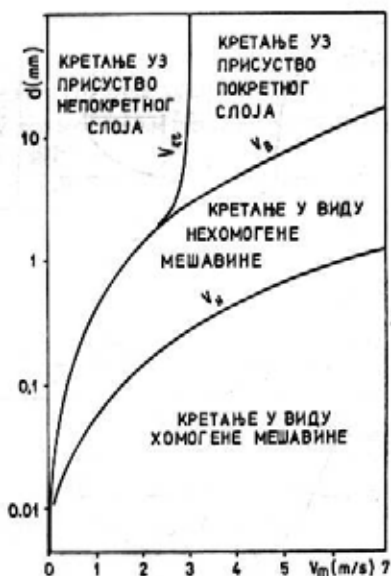
$$v_H = \sqrt[3]{1800 g D v_{ss}}, \quad v_B = 17 v_{ss}$$

које је поставио Њувит (*Newitt*), а трећа из

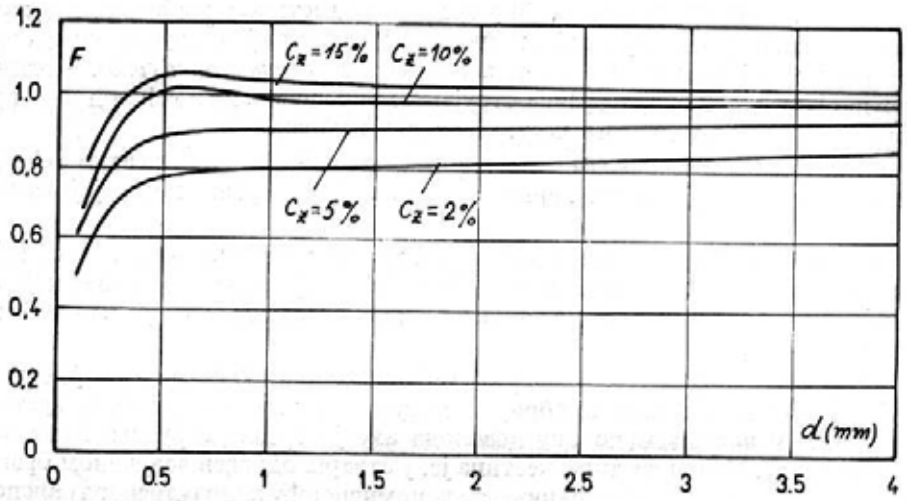
$$v_{kr} = F(c_p, d) \sqrt{2 g D (s - 1)},$$

коју су поставили Диран (*Durand*) и Кондолио (*Condolios*). У формули за  $v_{kr}$  функција  $F(c_p, d)$  је иста за све материјале и зависи само од концентрације материјала у струји воде и од крупноће честица. На слици 11.2 приказан је график ове зависности. Иначе, о критичној брзини биће касније још говора.

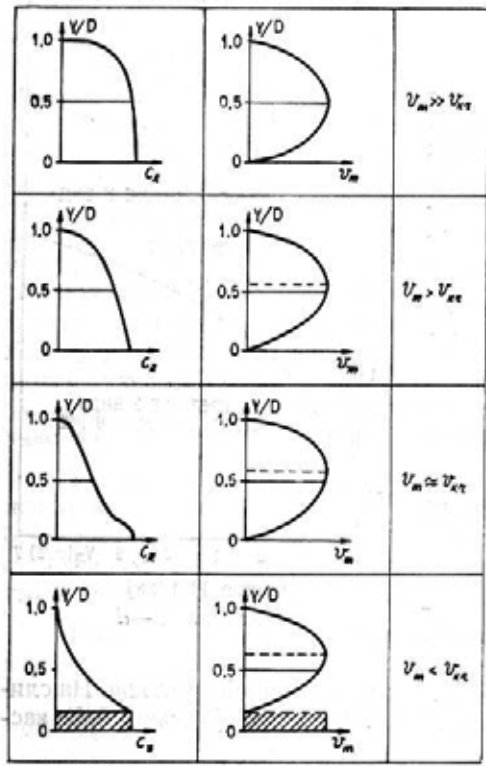
На слици 11.3 приказана је промена концентрације и брзине мешавине у проточном пресеку хоризонталног цевовода за разне режиме струјања мешавине. Ради лакшег објашњења те слике, замислимо да је реч о хидрауличном



Слика 11.1 [88]  
Зависност  $v_m - d$



Слика 11.2 [88]  
Зависност  $F(c_z, d)$



Слика 11.3 [88]

Промена концентрације и брзине мешавине у хоризонталном цевоводу

транспорту једног одређеног уситњеног материјала познатих физичких својстава. Сигурно је да се може постићи брзина мешавине  $v_m \gg v_{kr}$  при којој ће се остварити струјање хомогене мешавине (слика 11.3 а). Концентрација честица је скоро иста у проточном пресеку, а оса максималне брзине се налази незнатно изнад осе цевовода. Смањем брзине мешавине на  $v_m > v_{kr}$  концентрација честица материјала се смањује у горњој а повећава у доњој половини проточног пресека. Растојање између оса максималне брзине и цевовода се повећава. Мешавина, дакле, постаје нехомогена (слика 11.3 б). Она је нехомогена још и по томе што се честице у овом случају разврставају и по крупноћи и по облику. У доњој половини цевовода биће крупније честице и неправилнијег облика. Ако се брзина мешавине смањи на  $v_m \approx v_{kr}$ , појавиће се на дну цевовода покретни слој транспортваног материјала. Мешавина постаје још нехомогенија, а оса максималне брзине се све више удаљава од осе цевовода (слика 11.3 в). Најзад, ако

се брзина цевовода смањи на  $v_m < v_{kr}$ , створиће се непокретни слој на дну цевовода од најкрупнијих честица које су и најнеправилнијег облика. Концентрација честица је у горњој половини цевовода незнатна, а оса максималне брзине се померила осетно изнад осе цевовода. У ствари, сбагла се транспорт само оних честица које су изнад непокретног слоја. То је режим транспорта са таложењем који треба избегавати, јер је од почетка таласења до престанка хидрауличног транспорта мали корак (слика 11.3 г).

### 11.3. СТРУЈАЊЕ ХОМОГЕНЕ МЕШАВИНЕ

Без обзира што се струјање хомогене мешавине може остварити одговарајућом комбинацијом брзине струјања, величине честица и њиховог облика, практично код свих уситњених материјала ипак, с обзиром на економичност транспорта, величина честица не прелази  $50 \mu m$ . У избору средње брзине мешавине иде се до оне вредности чије ће попречне компоненте бити у стању да одрже честице у лебдећем режиму транспорта. То практично значи да ће свака мешавина течности и чврстих честица бити хомогена и да ће струјати хомогено ако је, према Њувиту, испуњен услов:

$$\frac{1800 g D v_{ss}}{v_m^3} < 1. \quad (11.1)$$

Треба запазити да и пречник цевовода утиче на структуру мешавине. Практично се у цевима великог пречника не може остварити струјање хомогене мешавине.

Пад притиска услед трења при струјању хомогене мешавине може да се израчуна помоћу Дарсијеве (*Darcy*) формуле [89]:

$$\Delta p_m = \lambda_m \frac{L}{D} \frac{\rho_m v_m^2}{2}, \quad (11.2)$$

уколико се зна њен коефицијент трења у функцији *Re* броја за мешавину. Ако се, међутим, не располаже овим податком, могу се користити и зависности  $\lambda(Re, \delta/D)$  за чист флуид, с тим да се у *Re* броју уместо вискозности и густине течности узме привидна „вискозност“ и густина мешавине. Привидна „вискозност“ мешавине може да се израчуна помоћу обрасца:

$$\mu_m = \mu_f (1 + 2,5 c_s), \quad (11.3)$$

где је  $\mu_f$  динамичка вискозност течности која са честицама гради мешавину. Разуме се, претходним једначинама додаје се још и једначина протока.

#### 11.3.1. Струјање суспензије

Под суспензијом се подразумева хомогена мешавина која, поред критеријума да честице материјала буду испод  $50 \mu m$ , може бити остварена само при одређеним концентрацијама чија величина зависи и од физичких својстава течности и од величине честица које граде суспензију. Обично је код суспензија  $c_s > 20\%$ . Веома су добро проучене суспензије угљене прашице и воде, глине и воде, магнетита и воде. До идеје да се чврсти материјали преносе у виду суспензије није се дошло само због тога да се суспензија угљене прашице и воде директно сагорева у ложиштима парних котлова већ и због тога да се суспен-

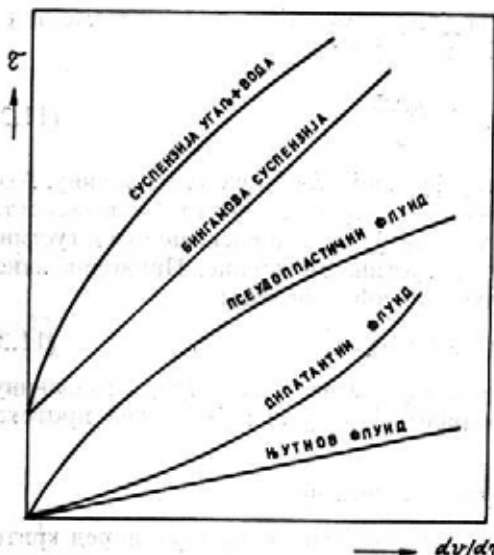
зијама, уместо водом, транспортују крупни комади овог материјала који је употребљен и за градњу суспензије. Суспензија је у овом случају „течност“ којом се обавља транспорт. Због веће густине него што је густина употребљене течности за прављење суспензије, она ствара већу силу потиска на тела која су у њој уроњена, тако да се транспортне брзине у цевоводу могу знатно смањити, а тиме и губици струјне енергије.

Суспензије имају мрежасто-еластичну структуру, која је веома постојана у дужем временском интервалу. То је њихов модул еластичности који им не дозвољава да се оне понашају по законима њутновских флуида. Бингам (*Bingham*) је први 1922. године предложио следећу зависност за тангентни напон суспензија за време ламинарног струјања:

$$\tau = \tau_0 + \mu_s \frac{dv}{dN} \quad (11.4)$$

Овде је  $\tau_0$  део тангентног напона који се мора савладати да би се суспензија покренула (суспензије не следе закон спојених судова),  $\mu_s$  „вискозности“ суспензије и  $N$  нормала на правац струјања. Код њутновских флуида је  $\tau_0 = 0$  јер су њихови делови веома покретљиви. Хоппе (*Hoppe*) је, међутим, 1966. године предложио другу зависност за тангентни напон суспензије у случају ламинарног струјања [90]:

$$\tau = \tau_0 + \mu_s \left( \frac{dv}{dN} \right)^n, \quad (11.5)$$



Слика 11.4 [90]  
Зависност  $\tau-dv/dr$

где је  $n$  коефицијент који одређује облик криве  $\tau-dv/dN$ . Очигледно је да зависност (11.5) садржи и њутновски флуид за  $\tau_0=0$  и  $n=1$ . За  $\tau_0=0$  зависност (11.5) одређује промену  $\tau-dv/dN$  код псевдопластичних и дилатантних вискозних средина. На слици 11.4 приказана је промена тангентног напона од брзине деформисања за њутновски флуид и за наведене нењутновске вискозне средине. Види се да је Хоппе направио комбинацију Бингамове суспензије и псевдопластичне или дилатантне вискозне средине (што зависи од вредности експонента  $n$ ). Кад се посматра струјање суспензије кроз цевовод пречника  $D=2R$ , биће према (11.5)

$$\tau = \tau_0 + \mu_s \left( -\frac{dv}{dr} \right)^n, \quad (11.6)$$

сер спољашња нормала  $\vec{N}$  на оквашеној површини цевовода има супрстан смер од потега  $r$ . Оса  $z$  се поклапа са осом цевовода. Из једначице (11.6) види је да се максимална брзина суспензије не поклапа са осом цевовода, већ је од

ње удаљена за растојање  $r=r_0$ . Пошто је на месту максималне брзине  $dv/dr=0$ , то се из (11.6) добија да је тамо  $\tau=\tau_0$ .

Са друге стране, при устаљеном струјању суспензије задовољена је једначина

$$\Delta p_{ms} r^2 \pi = \tau \cdot 2 r \pi \cdot \Delta l,$$

у којој  $\Delta p_{ms}$  представља пад притиска суспензије услед трења на дужини  $\Delta l$  цевовода. На укупној дужини  $l$  цевовода пад притиска услед трења износи  $\Delta p_{ms}=p_1-p_2$ , где су  $p_1$  и  $p_2$  притисци на његовом почетку и на крају.

Из последње једначине добија се зависност

$$\tau = \frac{\Delta p_{ms} r}{2 \Delta l}, \quad (11.7)$$

а одавде вредност тангентног напона на зиду ( $r=R$ ) и на удаљењу  $r=r_0$  од осе цевовода:

$$\tau_z = \frac{\Delta p_{ms} R}{2 \Delta l}, \quad \tau_0 = \frac{\Delta p_{ms} r_0}{2 \Delta l}. \quad (11.8)$$

Управо, види се да је вредност тангентног напона  $\tau_0$  на цилиндру полупречника  $r_0$ , тј. тамо где је и максимална брзина суспензије. Из последњих једначина следи однос

$$\frac{\tau_0}{\tau_z} = \frac{r_0}{R}, \quad (11.9)$$

који је веома карактеристичан за сваку суспензију и у односу на који се приказују промене струјних параметара суспензије за време транспорта.

Профил брзине у проточном пресеку цевовода добија се интеграљењем диференцијалне једначине

$$-\frac{dv}{dr} = \left( \frac{\Delta p_{ms} r}{2 \mu_s \Delta l} - \frac{\tau_0}{\mu_s} \right)^{\frac{1}{n}},$$

која је добијена заменом напона  $\tau$  из (11.7) у (11.6). Решење те диференцијалне једначине је:

$$v(r) = \frac{n}{n+1} \left( \frac{\Delta p_{ms} R^{n+1}}{2 \mu_s \Delta l} \right)^{\frac{1}{n}} \left[ \left( 1 - \frac{\tau_0}{\tau_z} \right)^{\frac{n+1}{n}} - \left( \frac{r}{R} - \frac{\tau_0}{\tau_z} \right)^{\frac{n+1}{n}} \right], \quad (11.10)$$

при чему је интегралска константа одређена из граничног услова да је  $v=0$  за  $r=R$ , а коришћена је и веза (11.9). Очигледно је да се из (11.10), за  $\tau_0=0$  и  $n=1$ , добија познати профил брзине при ламинарном струјању Њутновског флуида:

$$v(r) = \frac{\Delta p}{4 \mu \Delta l} (R^2 - r^2),$$

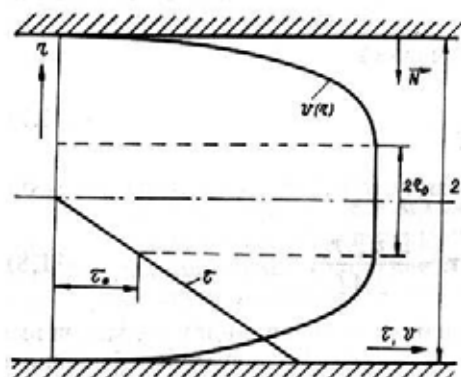
јер тада  $\Delta p_{ms}$  и  $\mu_s$  прелазе у  $\Delta p$  и  $\mu$  флуида. За  $\tau_0 \neq 0$  и  $n=1$  добија се профил брзине Бингамове суспензије:

$$v(r) = \frac{\Delta p_{ms}}{4 \mu_s \Delta l} [(R - r_0)^2 - (r - r_0)^2].$$

Из (11.10) следи вредност максималне брзине:

$$v_{\max} = v(r_0) = \frac{n}{n+1} \left( \frac{\Delta p_{ms} R^{n+1}}{2 \mu_s \Delta l} \right)^{\frac{1}{n}} \left( 1 - \frac{\tau_0}{\tau_z} \right)^{\frac{n+1}{n}}. \quad (11.11)$$

Логично је сад поставити питање: како се мења брзина суспензије између потага  $r=0$  и  $r=r_0$ . У том домену брзина не може имати већу вредност од



Слика 11.5

Профил брзине код суспензије

$v_{\max}$ . Не може имати ни мању вредност од  $v_{\max}$ , јер би иначе линија  $r=r_0$  пред стављала превојне тачке профила брзине. Једини исправан закључак је да је у овом подручју  $v=v_{\max}=\text{const.}$ , што се не противи ни изразима (11.10) и (11.11). На слици 11.5 приказан је профил брзине у проточном пресеку цевовода при устаљеном ламинарном струјању суспензије. Запремински проток суспензије кроз цевовод износи:

$$q_{ms} = v(r_0) r_0^2 \pi + \int_{r_0}^R v(r) 2r \pi dr.$$

Са друге стране, тај исти проток се добија као производ средње брзине суспензије и проточног пресека:

$$q_{ms} = v_{ms} A = v_{ms} R^2 \pi,$$

где је са  $v_{ms}$  означена средња брзина суспензије. Дакле, биће:

$$v(r_0) r_0^2 \pi + \int_{r_0}^R v(r) 2r \pi dr = v_{ms} R^2 \pi.$$

Кад се овде замене  $v(r_0)$  и  $v(r)$  изразима (11.10) и (11.11) и, затим, обави назначено интегралчење, добија се после сређивања да је:

$$\Delta p_{ms} = \frac{4 \Delta l \mu_s v_{ms}^n}{C_H D^{n+1}}, \quad (11.12)$$

где је

$$C_H = \left( 1 - \frac{\tau_0}{\tau_z} \right)^{n+1} \left[ n \frac{(n+1)(2n+1) + 2n \frac{\tau_0}{\tau_z} \left( n+1 + n \frac{\tau_0}{\tau_z} \right)}{2(n+1)(2n+1)(3n+1)} \right]^n. \quad (11.13)$$

Такође је очигледно да се из (11.12), за  $\tau_0=0$  и  $n=1$ , добија Поазејева (*Poiseuille*) формула за пад притиска при ламинарном струјању њутновског флуида:

$$\Delta p = \frac{32 \mu v \Delta l}{D^2},$$



односно, за  $\tau_0 \neq 0$  и  $n=1$  израз за пад притиска који је добио Бингам за своју суспензију:

$$\Delta p_{ms} = \frac{32 \mu_s v_{ms} \Delta l}{D^2 \left[ 1 - \frac{4 \tau_0}{3 \tau_s} + \frac{1}{3} \left( \frac{\tau_0}{\tau_s} \right)^4 \right]}$$

Јасно је да би се иста вредност за  $\Delta p_{ms}$  добила и коришћењем Дарсијевог обрасца

$$\Delta p_{ms} = \lambda_{ms} \frac{L}{D} \frac{\rho_{ms} v_{ms}^2}{2}, \quad (11.14)$$

кад би се познавао коефицијент трења одговарајуће суспензије у функцији  $Re$  броја за суспензију. Међутим, изједначењем израза (11.12) и (11.14) добија се зависност

$$\lambda_{ms} = \frac{8}{Re_s}, \quad (11.15)$$

где је

$$Re_s = \frac{C_H v_{ms}^{2-n} D^n \rho_{ms}}{\mu_s}, \quad (11.16)$$

Рејнолдсов број за суспензије. Овде је  $\rho_{ms}$  густина суспензије, која се израчунава помоћу формуле

$$\rho_{ms} = \rho_s c_{zs} + \rho_f (1 - c_{zs}), \quad (11.17)$$

у којој је  $c_{zs}$  запреминска концентрација честица испод  $50 \mu m$  у течности, коју је потребно остварити да би се створила суспензија.

За  $\tau_0 = 0$  и  $n = 1$  је  $C_H = \frac{1}{8}$  па из (11.16) следи:

$$Re_s = \frac{v D \rho}{8 \mu} = \frac{Re}{8},$$

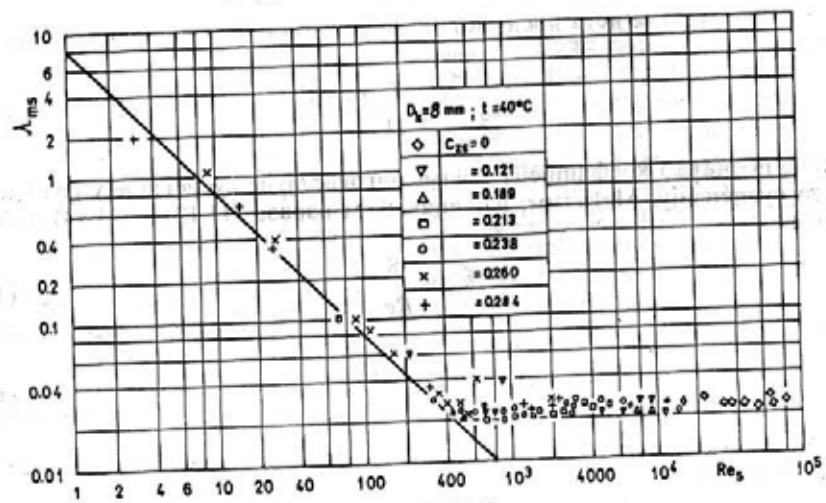
јер  $v_{ms}$ ,  $\rho_{ms}$  и  $\mu_s$  постају редом  $v$ ,  $\rho$ ,  $\mu$  флуида који гради суспензију. Према томе, ако је  $Re = 2320$  критеријум за режим струјања њутновског флуида у цевоводу пречника  $D$ , биће и  $Re_s = 290$  критеријум за режим струјања суспензије у том истом цевоводу. Дакле, изведени обрасци за струјање суспензије важе све док је  $Re_s < 290$ , јер је тада струјање суспензије ламинарно. Обављени експерименти Хопса са суспензијом угљене прашине и воде то потврђују (слика 11.6). Међутим, у примени ове теорије nailази се на неколико тешкоћа. Прво, потребно је познавати параметре  $\tau_0$ ,  $\mu_s$ ,  $n$  за све врсте суспензија које су од интереса за техничку праксу. Интересантно је да су експерименти показали да ти параметри не зависе од температуре суспензије (слика 11.7). Друго, мора се познавати тангентни напон ( $\tau_s$ ) на зиду цеви, односно, извод  $\left( \frac{dv}{dr} \right)_{r=R}$  да би се могла

израчунати константа  $C_H$ , чија је вредност потребна за одређивање  $Re_s$  броја. Тек после овога, може се израчунати пад притиска  $\Delta p_{ms}$  приликом струјања суспензије. Кад се ради о турбулентном струјању суспензије, у литератури се не могу наћи поуздани начини за одређивање коефицијента трења  $\lambda_{ms}$ . Дси (Dodge)

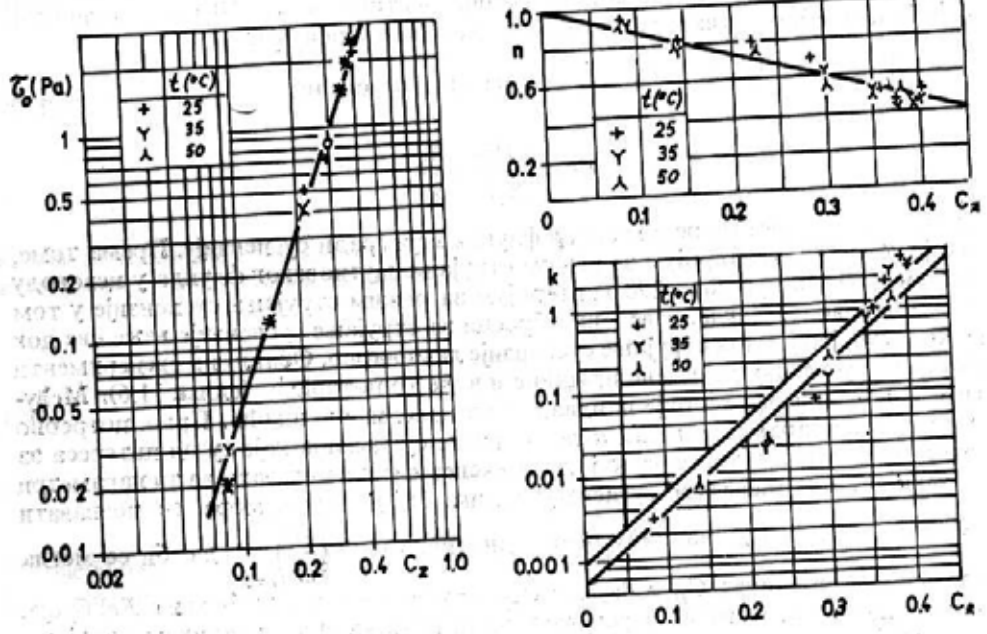
116

и Мецнер (Metzner) [91] су понудили следећи образац за израчунавање коефицијента  $\lambda_{ms}$  у случају турбулентног струјања суспензије у хидраулички глатким цевима ( $500 < Re_s < 12500$ ):

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_{ms}}} = [C_1 \log Re_s \lambda_{ms}^{(2-n)/2}] + C_2, \quad (11.18)$$



Слика 11.6 [90]  
Зависност  $\lambda_{ms} - Re_s$



Слика 11.7 [90]  
Зависност  $\tau_0, n, \mu_s - C_s$

при чему је, као што се види, потребно познавати константе  $C_1$  и  $C_2$  за разне суспензије. Очигледно је да се зависност (11.18) своди на облик који у себи садржи елементе Колбрукове (Colebrook) формуле за  $n=1$ . Закључак је јасан: изучавање понашања и струјања суспензија је тек почело.

### 11.3.2. Транспорт суспензијама

С обзиром да се суспензије за време струјања понашају као „течности“ веће густине и „вискозности“ него што их има вода, то оне стварају и већу силу потиска па су погодне за транспорт „тешких“ материјала релативно малим брзинама. На тај начин се, у ствари, знатно смањују отпори струјању за време транспорта, а тиме и инсталисана снага пумпне станице.

Позната је суспензија магнетита и воде, којом се транспортује пречишћена и иситњена руда магнетита од рудника до места за прераду. Густина те суспензије је око  $2500 \text{ kg/m}^3$ . Мешавина суспензије и пречишћене руде која се њоме транспортује је нехомогена и прорачун те врсте хидрауличног транспорта може да се обави по методама које важе за нехомогене мешавине [92]. Те методе ће бити изложене у наставку овог дела књиге, а овде се само напомиње да се густина мешавине суспензије и руде која се њоме транспортује одређује, такође, по формули (7.20), само што се уместо густине воде  $\rho_f$  узима густина  $\rho_m$  суспензије која се израчунава помоћу формуле (11.17).

### 11.4. СТРУЈАЊЕ НЕХОМОГЕНЕ МЕШАВИНЕ

Свака мешавина чврстих честица и воде кретаће се у хоризонталном цевоводу, према Њувиту, као нехомогена ако је

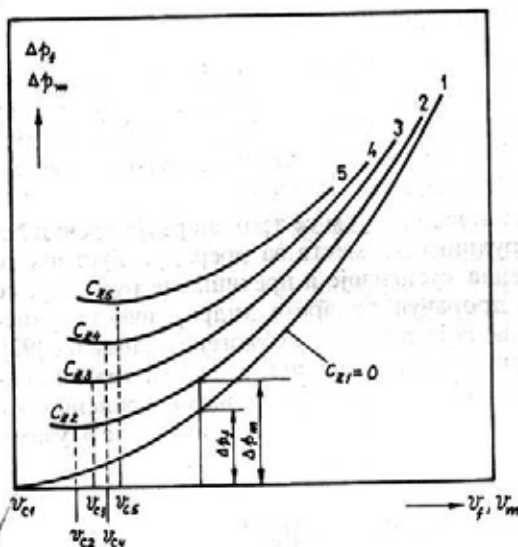
$$v_m < \sqrt[3]{1800 g D v_{ss}}$$

где је  $v_m$  (m/s) њена средња брзина. Присуство чврстих честица у води у том случају неће мењати њена реолошка својства. С обзиром на економичне брзине транспорта и одговарајуће пречнике цевовода, честице изнад  $50 \mu\text{m}$  кретаће се по правилу у виду нехомогене мешавине. Средња брзина нехомогене мешавине је у пракси толика да се честице између  $50 \mu\text{m}$  и  $2 \text{ mm}$  крећу, углавном, лебдењем јер су попречне компоненте брзине турбулентне водене струје довољне да их одржавају у том стању. Честице изнад  $2 \text{ mm}$  кретаће се скакутањем или клизањем и котрљањем по дну цевовода у виду искретног слоја. То практично значи да ће се за време кретања нехомогене мешавине, у којој учествују честице неједнолике крупноће, појавити сви облици кретања честица: лебдење, скакутање, клизање и котрљање по дну цевовода. Најситније честице ће се кретати лебдењем у горњем делу хоризонталног цевовода, а најкрупније клизањем и котрљањем по његовом дну.

#### 11.4.1. Пад притиска услед трења нехомогене мешавине у хоризонталном цевоводу

Познато је да се пад притиска услед трења за време турбулентног струјања њутновског флуида мења са квадратом средње брзине тока. Нема разлога да то не буде и за време кретања мешавине чврстих честица и њутновског

флуида. Исто тако, логично је да пад притиска услед трења за време кретања мешавине буде већи од пада притиска услед трења приликом струјања њутновског флуида при истом протоку, ако због ничег другог а оно због тога што је густина мешавине већа од густине носећег флуида. Наиме, сасвим је свеједно у погледу протока да ли кроз цевовод струји чиста вода или мешавина која



Слика 11.8

Зависност пада притиска од средње брзине

је настала убацивањем чврстих честица материјала уместо једног дела воде. Ни вода ни честице не мењају запремину за време струјања, па је такав прилаз могућан и целисходан. Кретање нехомогене мешавине приказано је на слици 8.1 под ознаком IV. За један одређен материјал ( $\rho_s, d$ ), у цевоводу пречника  $D$ , пад притиска услед трења ће при кретању мешавине зависити само од концентрације  $c_x$  и средње брзине мешавине  $v_m$ . На слици 11.8 приказана је зависност  $\Delta p_f = f(v_f)$  за чисту воду (крива 1) и три зависности  $\Delta p_m = F(v_m)$  за мешавину при константним концентрацијама  $c_{x2} < c_{x3} < c_{x4}$  (криве 2, 3, 4). И криве са мешавину су параболе другог реда, јер се и  $\Delta p_m$  мења са квадратом брзине мешавине. Због тога је на апсциси нанета и средња брзина, воде и средња брзина мешавине, а на ординати и пад притиска услед трења чисте воде и пад притиска услед трења мешавине у истом цевоводу пречника  $D$ . Сад је могуће упоређивати пад притиска  $\Delta p_m$  и пад притиска  $\Delta p_f$  у истом цевоводу и при истом протоку мешавине и воде. То практично значи да су брзине воде  $v_f$  и мешавине  $v_m$  бројно једнаке. Другим речима, брзина  $v_f$  не представља брзину воде унутар мешавине, већ средњу брзину воде која би се остварила кад би кроз цевовод протицала само вода протоксм мешавине. Са слике 11.8 се види да је, при једној одређеној концентрацији чврстих честица у води, пад притиска услед трења мешавине већи од пада притиска услед трења који би се остварио кад би кроз тај исти цевовод струјала чиста вода истим запреминским протоксм. Што је год концентрација честица материјала у воденој струји већа, то је и разлика падова притисака ( $\Delta p_m - \Delta p_f$ ) већа за исти материјал у истом цевоводу. То значи да разлика падова притисака ( $\Delta p_m - \Delta p_f$ ) при истој концентрацији не зависи само од физичких својстава материјала већ и од пречника цевовода и средње брзине мешавине  $v_m$ . Са повећањем средње брзине мешавине поменута разлика падова притисака се смањује. Теоријски,  $\Delta p_m \rightarrow \Delta p_f$  кад  $v_m \rightarrow \infty$ , исто као и кад  $c_x \rightarrow 0$ . Најмањи пад притиска услед трења при кретању мешавине остварио би се при оној брзини мешавине која би се добила као решење једначине

$$\frac{d(\Delta p_m)}{dv_m} = 0. \quad (11.19)$$

Ту брзину ћемо обележити са  $v_c$  (m/s), и она се налази на апсиси дијаграма 11.8 кад се из темена парабола  $\Delta p_m = F(v_m)$  спусте нормале на осу  $v_m$ . За сада ћемо напоменути само то да велики број истраживача брзину  $v_c$  поистовећује са критичном брзином  $v_{kr}$  при којој настаје таложње честица материјала на дну хоризонталног ценовода. Међутим, то није тачно јер се при брзини  $v_c$  не може појавити таложње материјала у виду непокретног слоја на дну хоризонталног ценовода. Таложње честица материјала на дну хоризонталног ценовода у виду непокретног слоја појављује се при брзинама кретања мешавине које су по вредности блиске критичној брзини ( $v_m \approx v_{kr}$ ). То даље значи да је увек  $v_{kr} < v_c$ . Међутим, као што ће се касније видети, то није увек испуњено. Изрази за критичне брзине које су поставили разни истраживачи не могу да се добију као решење једначине (11.19), што је доказ да се брзине  $v_c$  и  $v_{kr}$  не могу поистовећити.

У наставку овог поглавља биће показано како се, према писцу ове књиге, долази до разлике падова притиска ( $\Delta p_m - \Delta p_f$ ) која настаје због присуства чврстих честица у воденој струји за време хидрауличног транспорта. Тај прилаз је заједнички за све методе које се, захваљујући њему, могу свести на универзалну формулу ради упоређивања бројних вредности добијених коришћењем разних метода прорачуна.

#### 11.4.2. Метода Диран-Кондолиноа

Уместо падова притиска  $\Delta p_m$  и  $\Delta p_f$  за време хидрауличног транспорта обично се користе одговарајући хидраулични нагиби ценовода  $i_m$  и  $i_f$  при истом протоку, који су дефинисани изразима:

$$i_m = \frac{\Delta p_m}{\rho_m g L}, \quad i_f = \frac{\Delta p_f}{\rho_f g L}. \quad (11.20)$$

Пошто  $i_m \rightarrow i_f$  кад  $c_z \rightarrow 0$ , то се може написати једначина

$$i_m = i_f + \Delta i_m, \quad (11.21)$$

у којој је  $\Delta i_m$  допунски хидраулични нагиб ценовода због присуства честица материјала у воденој струји. Он зависи од физичких својстава транспортованог материјала, пречника ценовода, брзине мешавине и концентрације честица материјала у води за време транспорта. Ако би се обавила мерења за време хидрауличног транспорта једног конкретног материјала, у ценоводу одређеног пречника, при разним концентрацијама и брзинама мешавине добила би се фамилија кривих линија која повезује поменуте параметре при  $c_z = \text{const}$ . (слика 11.9). Међутим, све те криве стапају се у једну кад се на ординату нанесу вредност  $(i_m - i_f)/c_z$  (слика 11.10). То показује да је допунски хидраулични нагиб ценовода  $\Delta i_m$  целисходно приказати у облику:

$$\Delta i_m = i_f \varphi_D c_z,$$

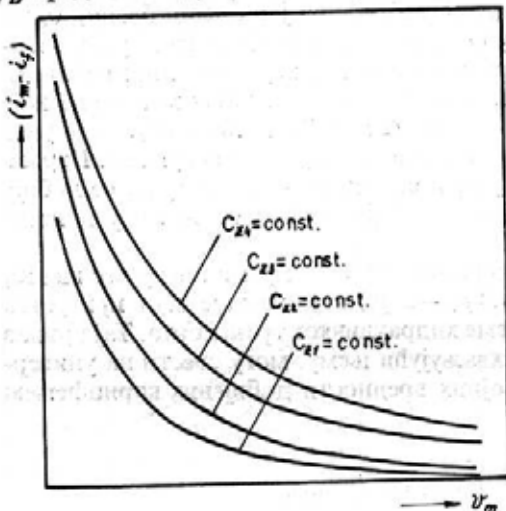
и да се тада једначина (11.21) може написати као:

$$i_m = i_f (1 + \varphi_D c_z), \quad (11.22)$$

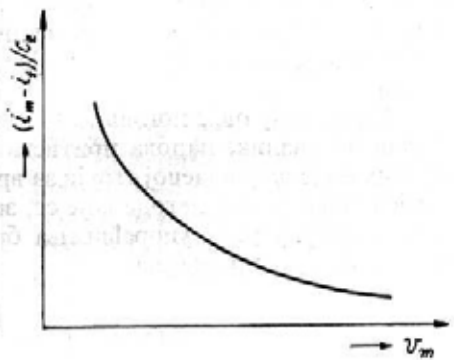
или

$$\varphi_D = \frac{i_m - i_f}{i_f c_z}. \quad (11.23)$$

На тај начин су Диран-Кондолио (*Durand-Condolios*) [94] дефинисали параметар  $\varphi_D$  приликом стварања једне од најквалитетнијих метода за прорачун хидрауличног транспорта уситњених материјала цевоводима. Дакле, параметар  $\varphi_D$  представља допунски хидраулични нагиб цевовода због присуства честица



Слика 11.9 [93]



Слика 11.10 [93]

материјала у води у односу на хидраулични нагиб цевовода који би он требало да има кад би кроз њега струјала чиста вода протоком мешавине, и у односу на концентрацију честица у води за време транспорта. Питање је сад: како доћи до јединствене зависности (11.23) која ће важити за све материјале и за све услове струјања. Да би дали одговор на то питање, Диран и Кондолио су обавили велики број мерења за време хидрауличног транспорта песка разне крупноће ( $d=0,2-25$  mm) у хоризонталним цевоводима разног пречника ( $D=40-580$  mm). Најпре су за неколико крупноћа песка и пречнике цевовода потврдили теоријску зависност између релевантних параметара транспорта, која је раније проучена и приказана на слици 11.8. На пример, та зависност је за песак  $L 8$  ( $d=2,04$  mm) и цевовод пречника  $D=150$  mm, приказана на слици 11.11. Затим су показали да свакој крупноћи песка и сваком пречнику цевовода одговара само једна крива  $\varphi_D(v_m)$  без обзира на концентрацију  $c_2$  песка у води (слика 11.12). Сви ти дијаграми могу да се прикажу једним дијаграмом, без обзира на пречник цевовода, кад се на апсиси уместо брзине мешавине  $v_m$  нанесе Фраудов број (слика 11.13). Најзад, кад се на апсиси уместо Фроудовог броја нанесе параметар,  $\frac{v_m^2}{gD} \sqrt{c_w}$  добиће се јединствена крива која важи за све пречнике цевовода, за све крупноће песка и за све концентрације које се у пракси остварују (слика 11.14). Та крива је у *log-log* систему приказана на слици 11.15.

Диран и Кондолио су дали и аналитички израз за  $\varphi_D$  који гласи:

$$\varphi_D = K_D \left( \frac{v_m^2}{gD} \sqrt{c_w} \right)^{-1,5} = K_D \left( \frac{gD}{v_m^2} \frac{1}{\sqrt{c_w}} \right)^{1,5} \quad (11.24)$$

### 11.4.7. Пад притиска нехомогене мешавине за време транспорта косим цевоводом

У техничкој пракси се често јавља потреба за постављање косог цевовода ради хидрауличног транспорта. Струјна слика у косом цевоводу садржи елементе струјања у хоризонталном и у вертикалном цевоводу. Несиметричност профила брзине и концентрације честица у воденој струји јавља се као и код хоризонталног цевовода, а дејство хидродинамичких сила слично је онм дејству у вертикалном цевоводу.

За одређивање пада притиска нехомогене мешавине за време струјања у косом цевоводу, који настаје услед трења и промене геодезијске висине проточних пресека цевовода, може да се израчуна помћу формуле [101]:

$$i_{mk} = i_f + \Delta i_m \cos^2 \alpha \pm \left( \frac{\rho_m}{\rho_f} - 1 \right) \left( 1 + \frac{v_{ss}}{v_m} \right) \sin \alpha. \quad (11.45)$$

Ту је  $\alpha$  угао нагиба цевовода а  $\Delta i_m$  хидраулични нагиб цевовода који би било потребно остварити кад би он био хоризонталан. Дакле  $\Delta i_m$  се израчунава коришћењем изложених метода за прорачун хидрауличног транспорта у хоризонталном цевоводу. Знак „+“ узима се код цевовода са успоном, а знак „-“ код цевовода са падом.

У монографији [93] наведена је следећа формула за израчунавање пада притиска нехомогене мешавине у косом цевоводу:

$$i_{mk} = i_f + \Delta i_m \cos \alpha \pm c_z (s - 1) \sin \alpha, \quad (11.46)$$

при чему знак „+“ важи за цевоводе са успоном, а знак „-“ за цевоводе са падом.

## УРЕЂАЈИ ХИДРАУЛИЧНОГ ТРАНСПОРТА

У уређаје хидрауличног транспорта, поред цевовода, убаја се још и опрема за прављење мешавине честица материјала и воде, уводници уситњеног материјала у водену струју, опрема за одвајање материјала од воде на крају транспорта и струјне машине које одговарајући вид енергије претварају у струјну енергију транспортоване мешавине. Коју ће опрему у свом саставу имати једна инсталација за хидраулични транспорт зависи од примењеног система транспорта у конкретном случају, струјне машине којом ће се обављати транспорт и физичких и струјних својстава транспортованог материјала. Овом приликом ће се поменути опрема описати у оквиру поглавља у којима ће бити проучаван одговарајући начин хидрауличног транспорта.

### 12.1. ПУМПЕ ЗА МЕШАВИНУ

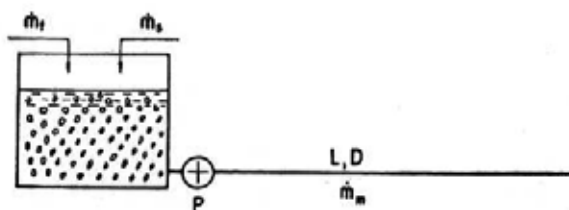
За хидраулични транспорт уситњених материјала користе се и центрифугалне и клипне пумпе. Разуме се, њихов прорачун и конструкција припадају другим предметима који се предају на Машинском факултету. Овом приликом оне ће бити обрађене у оном обиму у коме је то потребно учинити због њихове специјалне намене.

Клипне пумпе се примењују за хидраулични транспорт суспензија и ситнијих материјала у виду нехомогене мешавине. Користе се за транспорт на већа растојања, јер се њима може остварити већи притисак који је потребан за савлађивање отпора струјању за време транспорта. Добра страна клипних пумпа је и та што оне дају константан проток без обзира на промену притиска у цевоводу, уколико је инсталисана снага довољна. Оне имају већи степен корисности од центрифугалних пумпа. Лоше стране клипних пумпа су јако хабање клипа, цилиндра и вентила, осетљивост на хидраулични удар и, најзад, њихова цена и већи погонски трошкови код краћих цевовода.

Центрифугалне пумпе се примењују за транспорт крупнијих материјала у већим количинама и за мања растојања. Пројектују се и израђују као пумпе за мешавину и као пумпе за чисту воду. У првом случају, оне из резервоара усисавају припремљену мешавину коју, затим, потискују кроз цевовод до одредног места (слика 11.30). Дакле, мешавина уситњеног материјала и воде пролази кроз пумпу, хаба њене оквашене површине и отежава заштитивање простора између покретних делова. Хабање се донеке смањује израдом одговарајућих делова од врло тврдог материјала или се потпуно избегава облагањем тврдом

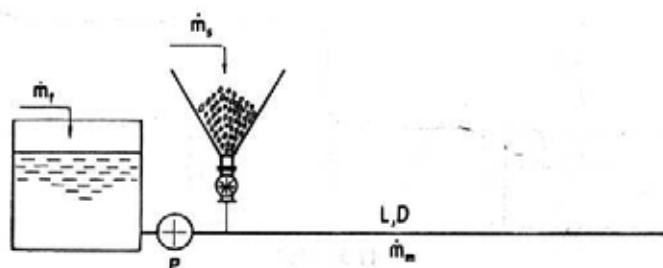


гумом свих оквашених површина пумпе. Заптиваче се обавља убацивањем чисте воде посебном пумпом у заптивна места. Све то повећава цену пумпа за



Слика 11.30

мешавину, због чега се све више иде на решење транспорта пумпама за чисту воду, увођењем уситњеног материјала у цевовод иза пумпе (сл. 11.31). Међутим, увођење уситњеног материјала у цевовод иза пумпе није лако, нарочито кад у њему влада високи притисак диктиран транспортом. Напоменимо да се

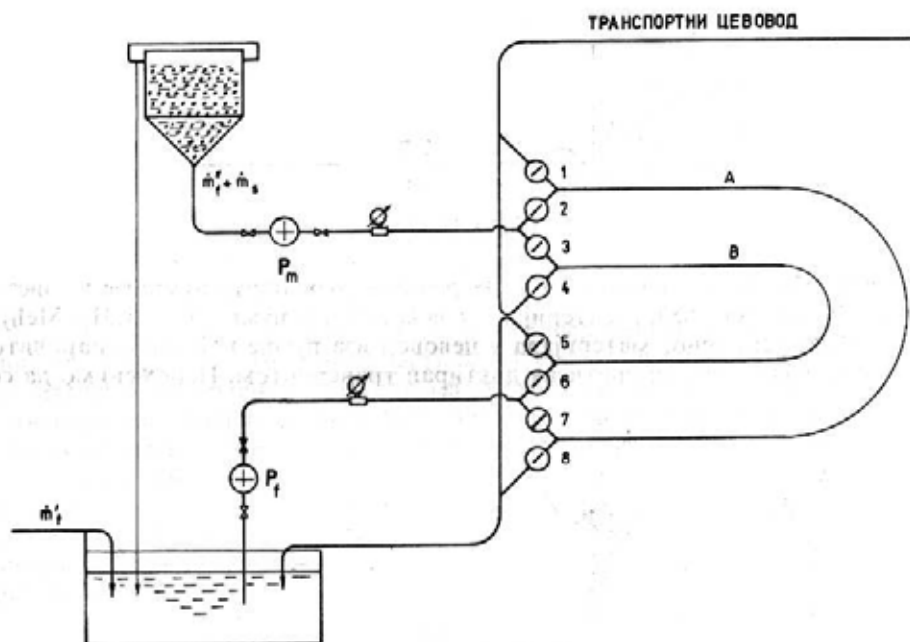


Слика 11.31

увођење уситњеног материјала у цевовод под притиском обавља помоћу секторских и коморних дозатора и помоћу ејектора. Прва два уређаја проучена су у одељку о пнеуматском транспорту, док ће ејекторима бити посвећено посебно поглавље.

Да би се избегло хабање и смањиле тешкоће око заптивања код пумпа за мешавине и искористиле добре стране пумпа за чисту воду (већи степен корисности, лакше заптивање) у последње време се све више примењује комбиновани систем транспорта коришћењем обе пумпе (слика 11.32). У том случају пумпа за мешавину убацује исту у савијене цевоводе *A* и *B* (ради, дакле, са ниским притиском), коју потом пумпа за чисту воду потискује из савијених цевовода *A* и *B* у потисни цевовод ради транспорта (ова пумпа, дакле, ради са високим притиском). То решење се врло често користи за хидраулични транспорт пепела и шљаке из топлана и електрана до депоније, јер су пепео и шљака веома абразивни материјали. Иначе, приказана инсталација ради на следећи начин. За време транспорта се у сваком тренутку у једном од савијених цевовода *A* и *B* налази мешавина, а у другом тренутку у једном од савијених цевовода *A* и *B* налази чиста вода, а у другом тренутку у једном од савијених цевовода *A* и *B* налази чиста вода и да се он пуни мешавином помоћу пумпе за мешавину (јер су вентили 2 и 8 отворени, а вентили 3 и 7 затворени), односно да се у савијеном цевоводу *B* налази мешавина која се

124  
 помоћу пумпе за чисту воду потискује у транспортни цевовод (јер су вентили 6 и 4 отворени, а вентили 7 и 3 затворени). Кад се тај циклус заврши, затварају се вентили 2 и 6, а отварају се вентили 7 и 1. Из савијеног цевовода *A* чиста

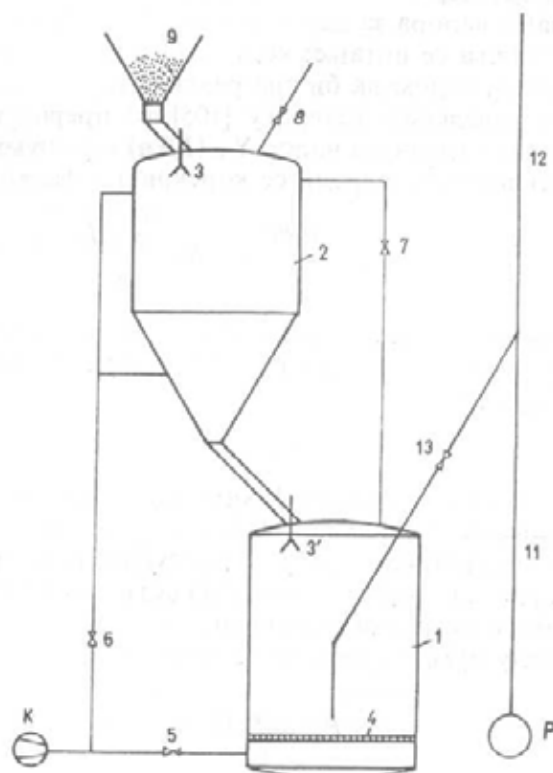


Слика 11.32 [104]

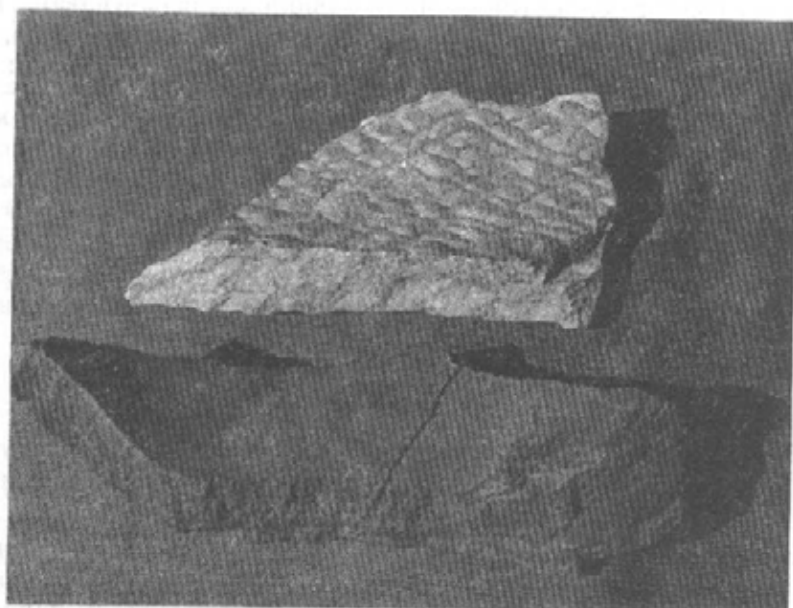
вода потискује мешавину у транспортни цевовод, док се савијени цевовод *B* истовремено пуни мешавином јер су вентили 3 и 5 отворени. На тај начин се добија непрекидан транспорт мешавине пепела, шљаке и воде кроз транспортни цевовод.

Кад је реч о хидрауличном транспорту пепела и шљаке, наведимо још једно успешно решење које је развијено у Мађарској. Инсталација је приказана на слици 11.33, и она ради на следећем принципу. У почетку рада бункер 9 је пун пепела. Вентил 8 и клапна 3 су затворени. Бункери 1 и 2 су празни. Вентили 6, 7 и 13 су затворени, пумпа *P* транспортује мешавину шљаке и воде кроз цевовод 11 (која је припремљена у посебном резервоару и њена концентрација је мала). Рад инсталације почиње отварањем вентила 8 и клапне 3 (клапна 3' је затворена). Пуни се резервоар 2 из 9. Кад се резервоар 2 напуни, вентил 8 и клапна 3 се затварају (пепео и даље долази у резервоар 9), отварају се вентили 6 и 7 да би се изједначили притисци ваздуха у резервоарима 1 и 2, јер је и вентил 5 отворен. Чим се притисци ваздуха у резервоарима 1 и 2 изједначе, отвара се клапна 3' и вентил 13. Пепео долази из резервоара 2 у резервоар 1, флуидизује се и кроз цевовод 11 улази у транспортни цевовод заједно са шљаком и водом. Дакле, у транспортном цевоводу имамо струјање трокомпонентне мешавине: пепео+шљака, вода и ваздух. Рад постројења је аутоматизован. Овај систем транспорта је нарочито погодан за транспорт пепела и шљаке кад они садрже велики проценат калцијум или алуминијум оксида, који се, иначе, лако и брзо

таложје у унутрашњости цевовода смањујући његов прсточни пресек (сл. 11.34). Отпори струјању расту, проток и брзина мешавине се све више смањују, долази до механичког таложења у цевоводу и до прекида транспорта.



Слика 11.33



Слика 11.34

Зна се да при истом протоку центрифугалне пумпе развијају мањи напор кад раде са мешавином него кад раде са чистом водом. Пошто се те пумпе прорачунавају као да ће радити са чистом водом и њихова карактеристика  $Q-Y$  се добија, такође, мерењима за време рада са чистом водом, намеће се потреба прорачунавања напора за мешавину на напор за рад са чистом водом. Другим речима, поставља се питање: колики би напор морала да има пумпа за време рада са чистом водом да би она развила израчунати напор за рад са мешавином? Према наведеном каталогу [105] то прорачунавање обавља се на следећи начин. Чим се израчуна напор  $Y_m$  (J/kg) који пумпа мора да развија за време рада са мешавином, одреди се корекциони фактор:

$$k = 1 - 0,05 \frac{c_s Re^{0,33}}{\eta}, \quad Re = \frac{v_{ss} d}{\nu}$$

у коме  $\eta$  представља њен степен корисности (ксни се у овоме тренутку мсра претпоставити). Затим се налази напор  $Y$  (J/kg) који би пумпа развијала кад би радила са чистом водом:

$$Y = Y_m / k.$$

Пошто се располаже са топографским дијаграмима већег броја пумпа, сад је могуће коришћењем величина  $Y$  (J/kg) и  $Q = q_m$  (m<sup>3</sup>/s) изабрати пумпу која ће одговарати конкретном случају, одређујући њен број обрта и степен корисности  $\eta$ . Уколико се овај степен корисности много разликује од раније претпостављеног, мора се рачун поновити.

Снага на вратилу пумпе треба да износи:

$$P_m = \frac{q_m}{q} P,$$

где је  $P$  (kW) снага на вратилу пумпе коју би она захтевала за време рада са чистом водом. Разуме се, постоје и други начини за прорачунавање наведених величина кад пумпа треба да ради са мешавином. Тако, на пример, совјетски истраживачи предлажу следећу формулу за прорачунавање напора:

$$Y_m = Y \left[ 1 - 0,25 \frac{\frac{q_s}{q} - \frac{q_s}{q_m}}{\frac{q_s}{q} - 1} \right]$$

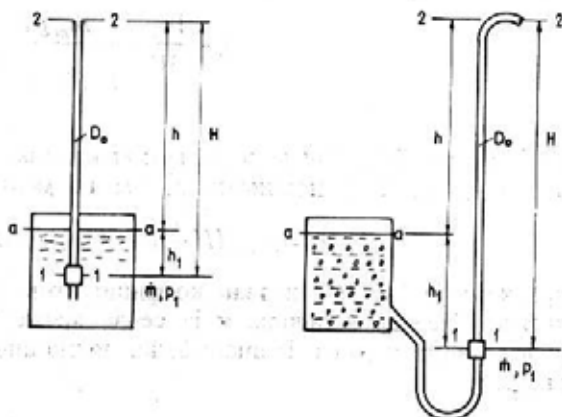
Овде су  $Y$  (J/kg) и  $q$  (kg/m<sup>3</sup>) напор и густина чисте воде.

### 12.2. ПНЕУМОХИДРАУЛИЧНИ ЛИФТ

То је најобичнија цев константног пречника, која је уроњена у резервоар са течносту или са мешавином течности и уситњеног материјала и у коју се на одређеној дубини убризгава гас под притиском  $p_1$  (Pa) у што већем броју мехурића (сл. 12.1).

Мехурићи гаса крећу се вертикално навише (изроњавају) под дејством Архимедове силе, повлачећи за собом течност силом трења, а ова, опет силом трења, честице уситњеног материјала ка излазном пресеку 2—2. Дакле, сабијени

гас је овом приликом обавио вертикални транспорт течности или мешавине течности и уситњеног материјала. Тај уређај у литератури често називају и мамут-пумпом. Пнеумохидраулични лифт се користи за црпење воде из бунара и сирове нафте из бушотинских лежишта са недовљним притиском, за транспорт пепела и шљакe од котлова до депоније, за подизање песка и шљунка са дна река приликом багерисања, за транспорт шећерне репе у фабрикама шећера за време прања итд. У највеће подухвате у вези са применом пнеумохидрауличног лифта спада подизање руде мангана са дна Атлантског и Тихог океана са дубине од 3000—5000 m, и са дна Црвеног мора са дубине од 2000 m. Густина мангана је око  $2500 \text{ kg/m}^3$  и он се, поред осталог, користи и приликом производње порتلанд-цемента. У



Слика 12.1

СССР-у се у једном руднику пнеумохидрауличним лифтом избацује на површину земље 600—700 t/h угља са дубине од 470 m. Пречник пнеумохидрауличног лифта износи 200 mm. Иако му је степен корисности релативно низак (0,15—0,45), често се употребљава јер је прости израде, нема покретних делова, није осетљив на хабање, јефтин је итд. Највише се примењује за подизање мешавине пепела, шљакe и воде до улаза у цевовод ради транспорта до депоније.

### 12.2.1. Прорачун пнеумохидрауличног лифта

Очигледно је да у овом случају имамо струјање течности или мешавине течности и уситњеног материјала од пресека  $a-a$  до  $1-1$ , а да од пресека  $1-1$  до излазног пресека  $2-2$  имамо струјање мешавине течности и гаса, или мешавине течности, уситњеног материјала и гаса. Ми ћемо надаље посматрати овај други случај као општији.

Дакле, сабијени гас убризган у цев пнеумохидрауличног лифта у пресеку  $1-1$  изотермно се шири крећући се вертикално навише у област нижих притисака, вршећи при томе рад [85]:

$$W = m \frac{p_1}{\rho_1} \ln \frac{p_1}{p_2} \quad (12.1)$$

Тај рад једнак је раду који компресор утроши на сабијање гаса од улазног до излазног притиска који је већи од притиска  $p_1$  за губитке у доводном цевоводу од компресора до пресека  $1-1$ . Пошто ће надаље бити говора само о пнеумохидрауличном лифту који служи за подизање мешавине уситњеног материјала и воде на висину  $h$  (m), то ће коришћени гас бити ваздух, а течност вода.

Како је користан рад пнеумохиdraуличног лифта одређен изразом

$$W_k = \dot{m}_m g h,$$

то његов степен корисности износи:

$$\eta = \frac{W_k}{W} = \frac{\dot{m}_m g h}{\dot{m} RT_1 \ln \frac{p_1}{p_2}}, \quad (12.2)$$

јер је  $p_1 = \rho_1 RT_1$ . Узима се да је притисак на крају цеви пнеумохиdraуличног лифта  $p_2 = p_a$ , па је притисак ваздуха на месту убризгавања:

$$p_1 = g \rho_m (H - h) + p_a = g \rho_m (k_0 - 1) h + p_a, \quad (12.3)$$

при чему је  $k_0 = H/h$  назван коефицијентом уроњавања пнеумохиdraуличног лифта. Следећа величина која се за време прорачуна пнеумохиdraуличног лифта уводи у рачун је специфична потрошња ваздуха у  $\text{m}^3/\text{t}$  подигнуте мешавине:

$$q_n^* = \frac{q_n}{10^{-3} \dot{m}_m} = \frac{\dot{m}}{\rho_n 10^{-3} \dot{m}_m}. \quad (12.4)$$

Кад се сад из (12.2)  $\dot{m}$  замени у (12.4), добиће се да је

$$q_n^* = \frac{10^3 g h}{\eta \rho_n RT_1 \ln \frac{p_1}{p_a}}. \quad (12.5)$$

За време техничких прорачуна узима се да је  $T_1 = T_n$ ,  $\rho_n RT_n = p_n = p_a = 1 \text{ bar}$  и  $g = 10 \text{ m/s}^2$ , па је коначно:

$$q_n^* = \frac{h}{23 \eta \log \frac{\rho_m (k_0 - 1) h + 10^4}{10^4}}.$$

Пошто је густина мешавине течности и уситњеног материјала релативно мала кад се предвиђа транспорт пнеумохиdraуличним лифтом ( $\rho_m = 1020 - 1060 \text{ kg/m}^3$ ), то се за израчунавање специфичне потрошње ваздуха најчешће користи овај образац:

$$q_n^* = \frac{h}{23 \eta \log \frac{h(k_0 - 1) + 10}{10}}. \quad (12.6)$$

Овде су  $\eta$  и  $k_0$  непознате величине, чија је веза са средњом брзином трансмпонентне мешавине у пнеумохиdraуличном лифту,

$$v_0 = \frac{1}{2} (v_1 + v_2), \quad v_1 = \frac{1}{A_0} (q_m + q_1), \quad v_2 = \frac{1}{A_0} (q_m + q_2),$$

експериментално одређена и она гласи:

$$\frac{1}{\eta} = 1,2 + 0,8 \frac{v_o}{k_o} \quad \text{за} \quad \frac{v_o}{k_o} < 1,$$

$$\frac{1}{\eta} = 0,7 + 1,3 \frac{v_o}{k_o} \quad \text{за} \quad \frac{v_o}{k_o} > 1.$$
(12.7)

У оба случаја мора да буде  $v_o > 1,5$  m/s (обично је  $v_o = 2-5$  m/s).

Најзад, кад се брзине  $v_1$  и  $v_2$  напишу у облику

$$v_1 = \frac{q_m}{A_o} \left( 1 + \frac{p_n}{p_1} \frac{\rho_m}{1000} q_n^* \right),$$

$$v_2 = \frac{q_m}{A_o} \left( 1 + \frac{p_n}{p_2} \frac{\rho_m}{1000} q_n^* \right),$$

и затим врате у израз за брзину  $v_o$  добиће се:

$$v_o = \frac{q_m}{2 A_o} \left[ 2 + \frac{\rho_m}{1000} \left( \frac{p_n}{p_1} + \frac{p_n}{p_2} \right) q_n^* \right].$$
(12.8)

Како је  $p_n = p_a = p_2$  то се коришћењем израза (12.3) из последње једначине добија формула за одређивање попречног пресека пнеумохидрауличног лифта:

$$A_o = \frac{q_m}{2 v_o} \left\{ 2 + \frac{\rho_m}{1000} q_n^* \left[ 1 + \frac{p_a}{g \rho_m (k_o - 1) h + p_a} \right] \right\}$$
(12.9)

која се упрошћава кад се стави  $\rho_m \approx 1000$  kg/m<sup>3</sup>,  $p_a = 100000$  Pa,  $g = 10$  m/s<sup>2</sup> и постаје:

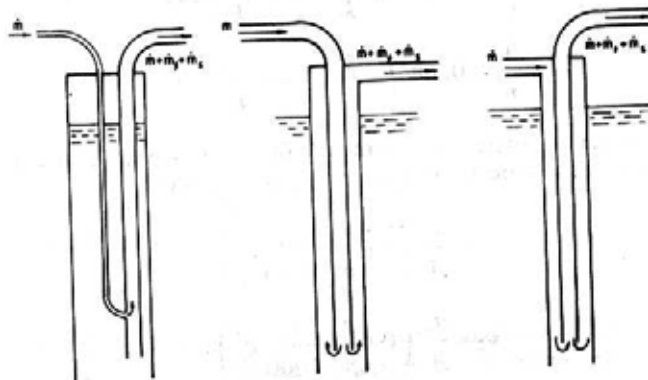
$$A_o \approx \frac{q_m}{2 v_o} \left\{ 2 + q_n^* \left[ 1 + \frac{10}{h (k_o - 1) + 10} \right] \right\}.$$
(12.10)

Кад се познаје попречни пресек  $A_o$  пнеумохидрауличног лифта, може се израчунати његов пречник.

### 12.2.2. Конструкција пнеумохидрауличног лифта

Постоје три основне конструкције пнеумохидрауличног лифта, које су приказане на слици 12.2. Прва конструкција се најчешће користи за дизање мешавине воде и уситњеног материјала ваздухом у коси цевовод ради транспорта. Најважнији део овог пнеумохидрауличног лифта је уводник ваздуха у мешавину воде и уситњеног материјала који се увек налази испод нивса мешавине у резервоару на дубини  $h_1$  (m). На слици 12.3 приказана је конструкција једног уводника. Ваздух улази у муф па, затим, кроз перфорирану конусну цев у мешавину воде и уситњеног материјала која са дње стране улази у уводник пнеумохидрауличног лифта. Конусна цев је избушена рупама

пречника 2—4 mm тако да усмерава струјање ваздуха вертикално навише. Број тих рупица одређује се тако што брзина ваздуха кроз рупицу треба да износи око 15 m/s. Ако  $q_1$  (m<sup>3</sup>/s) означава запремински проток ваздуха у

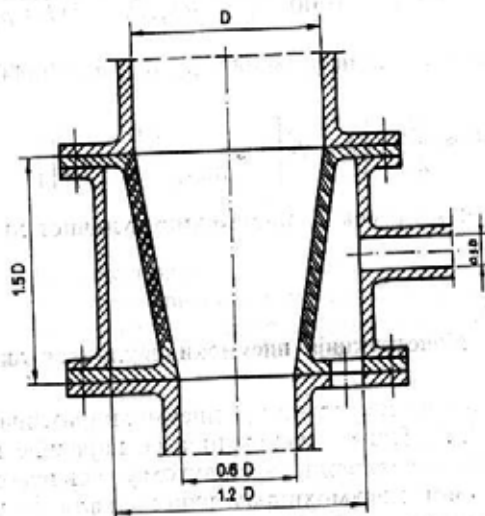


Слика 12.2

пресеку 1—1, који се израчунава помоћу специфичне његове потрошње  $q_n^*$  (m<sup>3</sup>/t), а  $d$  (m) пречник рупица, тада је њихов укупан број:

$$n = \frac{4 q_1}{15 d^2 \pi}$$

Рупице треба распоредити по шах систему на кривој цеви уводника. Треба тежити што већем броју мањих рупица да би мехурићи убризганог ваздуха били што мањи. На тај се начин добија велика површина мехурића, а



Слика 12.3

тима и велика сила трења између мехурића и воде.

Остале две конструкције пресумски хидраулически лифта користе се за транспорт крупнијег материјала у виду мешавине са водом.



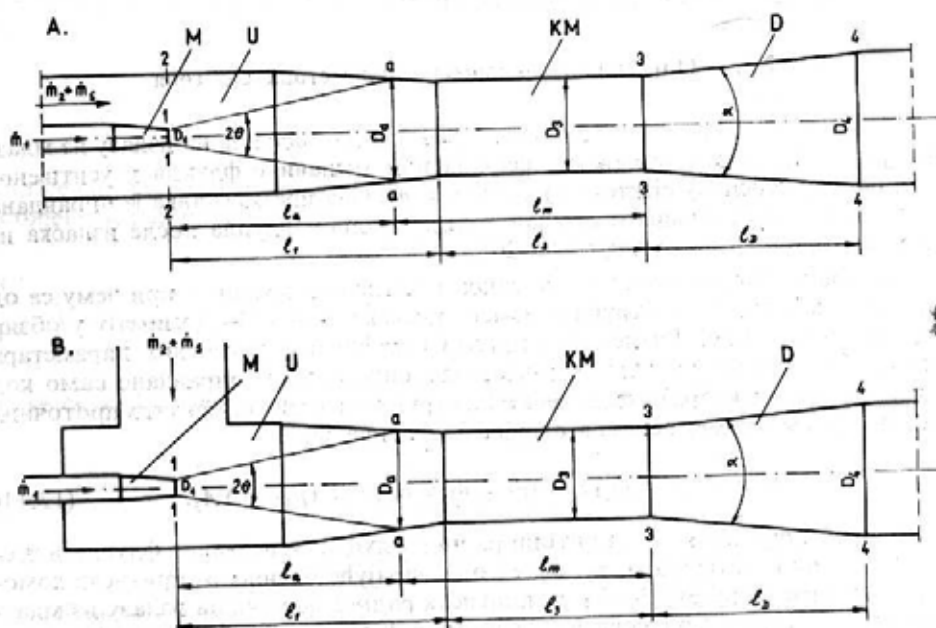
У табели 12.1 наведене су оријентационе вредности концентрације транспортваног материјала помоћу пнеумохидрауличног лифта, као и вредности за коефицијент уроњавања за разне висине дизања мешавине  $h$  (m).

Табела 12.1 [106]

| Материјал   | Крупноћа         | $c_k = m_s / m_f$ |
|---|------------------|-------------------|
| Шљака   | $d = 20-80$ mm   | 1 : 8 до 1 : 10   |
| Пепео   | —                | 1 : 5 до 1 : 8    |
| Песак   | $d \leq 8$ mm    | 1 : 6 до 1 : 10   |
| Шљунак  | $d = 10-80$ mm   | 1 : 15 до 1 : 20  |
| Концентрат руде густине<br>$1,3-1,5$ t/m <sup>3</sup>       | —                | 1 : 6 до 1 : 8    |
| Гранулисани материјали<br>густине до $7,5$ t/m <sup>3</sup> | $d \leq 4$ mm    | 1 : 20 до 1 : 25  |
| Шећерна репа  | дужине до 400 mm | 1 : 6 до 1 : 8    |
| $k_0 = 2-4,5$ за $h < 10$ m                                 |                  |                   |
| $k_0 = 1,7-3,5$ за $h > 10$ m                               |                  |                   |

### 12.3. ЕЈЕКТОРИ

Ејектори су уређаји који, такође, служе за стварање струјне енергије ради транспорта неке течности или мешавине течности и уситњеног материјала. Немају покретних делова и праве се од кружних и конусних цеви спојених по једном одређеном редоследу. На слици 12.4 приказана су два типа ејектора са



Слика 12.4 [85]

потребним ознакама. Састоје се од млазника  $M$ , усисника  $U$ , коморе за мешање  $KM$  и дифузора  $D$ . Кроз млазник  $M$  истиче радни флуид великом брзином, који силом трења на граничној површини млаза повлачи за собом усисавани флуид или мешавину флуида и уситњеног материјала, да би се у комори за мешање  $KM$  обоје и механички и кинематички хомогенизовало. Дакле, у пресеку 3—3 имамо хомогену струју мешавине густине  $\rho_m$ , средње брзине  $v_3$  и притиска  $p_3$ . У дифузору се ова мешавина успорава да би се на крају дифузора остварио онај притисак који је потребан за транспорт мешавине кроз цевовод на који је ејектор прикључен. Разлика између приказана два типа ејектора је та што су код типа  $A$  брзине радног флуида и усисаног флуида или мешавине флуида и уситњеног материјала координатне, док је угао између ових брзина код ејектора типа  $B$   $\pi/2$  или  $3\pi/2$  зависно од улаза усисаване струје у пресеку 2—2 (овај пресек лежи у истој вертикалној равни као и пресек 1—1). Није тешко закључити да је ејектор типа  $A$  бољи у хидрауличном погледу јер је његов степен корисности већи.

Ејектори се, иначе, у техничкој пракси користе у најразличитије сврхе [107]. Ипак, најчешће се користе за пнеуматски и хидраулични транспорт уситњених материјала ваздухом или водом као радним флуидом, за аспирацију индустријских и радних просторија од прашине, отровних и експлозивних гасова, за остваривање одређених хемијских реакција у хемијској и фармацеутској индустрији итд. Ејектори имају низ предности у односу на друге струјне машине. Просте и лаке су конструкције немају покретних делова, израда им је јефтина, имају стабилан рад и лако се опслужују у погону. Највећи недостатак им је релативно мали степен корисности (0,20—0,30), мада је и ово спорно, јер степен корисности код ејектора није једнозначно дефинисан. Напоменимо да ејекторе често називају и млазним пумпама.

### 12.3.1. Одређивање погонских параметара ејектора

Полази се од тога да је притисак млаза радног флуида на излазу из млазника једнак притиску усисаваног флуида или мешавине флуида и уситњеног материјала у усиснику ејектора тј. да је  $p_1 = p_2$ . Ова претпоставка је оправдана јер се ради о нестишљивом струјању. Млаз радног флуида после изласка из млазника шири се под углом  $2\theta = 20^\circ$ .

Основна струјна једначина је закон о количини кретања, при чему се од свих сила које утичу на струјање између пресека 1—1 и 3—3 узимају у обзир само притисне силе. Дакле, овај прилаз одређивања погонских параметара ејектора [85] занемарује утицај спољашњих сила (што је оправдано само код хоризонталних ејектора) и сила трења на струјање између поменутих проточних пресека. Према томе, основна струјна једначина је:

$$\dot{m}_1 v_1 + (\dot{m}_2 + \dot{m}_s) v_2 - (\dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_s) v_3 = (p_3 - p_1) A_3, \quad (12.11)$$

у којој су  $\dot{m}_1$ ,  $\dot{m}_2$ ,  $\dot{m}_s$  масени протоци радног флуида, усисаваног флуида и честица уситњеног материјала,  $v_1$ ,  $v_2$ ,  $v_3$  одговарајуће брзине,  $p_3$  притисак хомогене мешавине у пресеку 3—3 и  $p_1$  притисак радног флуида на излазу из млазника (који је једнак притиску  $p_2$  усисаваног флуида или мешавине флуида и уситњеног материјала у усиснику).

С друге стране, коришћењем енергијске једначине постављене за почетак и крај дифузора,

$$p_3 + \frac{1}{2} \rho_m v_3^2 = p_4 + \frac{1}{2} \rho_m v_4^2 + \zeta_D \frac{1}{2} \rho_m v_3^2 = p_{14} + \zeta_D \frac{1}{2} \rho_m v_3^2,$$

може се формирати разлика притисака

$$p_3 - p_1 = \Delta p_e - \eta_D \frac{1}{2} \rho_m v_3^2, \quad (12.12)$$

где

$$p_{14} - p_1 = \Delta p_e \quad (12.13)$$

означава напор ејектора,  $\eta_D = 1 - \zeta_D$  коефицијент корисности дифузора и  $\rho_m$  густину мешавине у пресеку 3—3 па надаље. Ова се густина израчунава помоћу формуле:

$$\rho_m = \frac{\dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_s}{q_1 + q_2 + q_s} = \frac{1 + \mu_e + \mu_e c_{ku}}{\frac{1}{\rho_1} + \frac{\mu_e}{\rho_2} + \frac{\mu_e c_{ku}}{\rho_s}}, \quad (12.14)$$

где су

$$\mu_e = \dot{m}_2 / \dot{m}_1, \quad c_{ku} = \dot{m}_s / \dot{m}_2, \quad (12.15)$$

коефицијент протока ејектора и концентрација уситњеног материјала у усисаваном флуиду. Према томе, густина усисаване мешавине износи:

$$\rho_{mu} = \frac{\dot{m}_2 + \dot{m}_s}{q_2 + q_s} = \frac{1 + c_{ku}}{\frac{1}{\rho_2} + \frac{c_{ku}}{\rho_s}}. \quad (12.16)$$

Кад се сад разлика притисака ( $p_3 - p_1$ ) из (12.12) замени у једначину (12.11) и добијени израз подели са  $\dot{m}_1 v_1$ , добиће се:

$$1 + (1 + c_{ku}) \mu_e \frac{v_2}{v_1} - (1 + \mu_e + \mu_e c_{ku}) \frac{v_3}{v_1} = \frac{\left( \Delta p_e - \eta_D \frac{1}{2} \rho_m v_3^2 \right) A_3}{\dot{m}_1 v_1} \quad (12.17)$$

Даље се из једначина за протоке појединих струја,

$$\dot{m}_1 = \rho_1 v_1 A_1,$$

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_s = \rho_{mu} v_2 A_2, \quad (12.18)$$

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_s = \rho_m v_3 A_3.$$

коришћењем ознака

$$A_3/A_1 = m_e, \quad A_3/A_2 = n_e. \quad (12.19)$$

добиају следећи односи брзина:

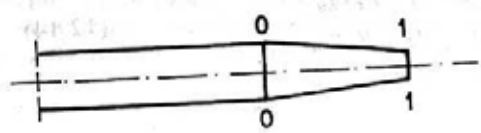
$$\frac{v_2}{v_1} = \mu_e (1 + c_{ku}) \frac{n_e \varrho_1}{m_e \varrho_{m1}} \quad (12.20)$$

$$\frac{v_3}{v_1} = (1 + \mu_e + \mu_e c_{ku}) \frac{\varrho_1}{m_e \varrho_m}$$

Заменом тих односа у једначину (12.17) добија се:

$$1 + \mu_e^2 (1 + c_{ku})^2 \frac{n_e \varrho_1}{m_e \varrho_{m1}} - (1 + \mu_e + \mu_e c_{ku})^2 \frac{\varrho_1}{m_e \varrho_m} = \frac{\left( \Delta P_e - \eta_D \frac{1}{2} \varrho_m v_3^2 \right) A_3}{\dot{m}_1 v_1} \quad (12.21)$$

Дакле, једначина (12.21) може да се сматра основном струјном једначином ејектора јер у себи садржи све струјне једначине хидраулике. Она ће надале бити само трансформисана на други облик. Наиме, из енергијске једначине постављене за почетак и крај млазника (слика 12.5),



Слика 12.5

следи

$$P_{10} = P_1 + (1 + \zeta_m) \frac{1}{2} \varrho_1 v_1^2,$$

$$v_1 = \varphi_1 \sqrt{\frac{2}{\varrho_1} (P_{10} - P_1)} \quad (12.22)$$

Ту је  $\varphi_1 = 1/\sqrt{1 + \zeta_m}$  коефицијент брзине млазника чији је коефицијент локалног отпора  $\zeta_m$ . Коришћењем раније дефинисаних величина и израза (12.22) за брзину, десна страна једначине (12.21) може да се напише као:

$$\frac{\left( \Delta P_e - \eta_D \frac{1}{2} \varrho_m v_3^2 \right) A_3}{\dot{m}_1 v_1} = \frac{\left( \Delta P_e - \eta_D \frac{1}{2} \varrho_m v_3^2 \right) A_3}{\varrho_1 v_1^2 A_1} = \frac{m_e \psi_e}{2 \varphi_1^2} - \frac{1}{2} \eta_D (1 + \mu_e + \mu_e c_{ku})^2 \frac{\varrho_1}{m_e \varrho_m} \quad (12.23)$$

где је

$$\frac{\Delta P_e}{P_{10} - P_1} = \psi_e \quad (12.24)$$

коефицијент притиска ејектора. Дакле, једначина (12.21) дефинитивно гласи:

$$1 + \mu_e^2 (1 + c_{ku})^2 \frac{n_e \varrho_1}{m_e \varrho_{m1}} - (1 + \mu_e + \mu_e c_{ku})^2 \frac{\varrho_1}{m_e \varrho_m} = \frac{m_e \psi_e}{2 \varphi_1^2} - \frac{1}{2} \eta_D (1 + \mu_e + \mu_e c_{ku})^2 \frac{\varrho_1}{m_e \varrho_m} \quad (12.25)$$

То је крајњи облик струјне једначине ејектора, чијом се оптимизацијом добијају одговарајући геометријски параметри ејектора.

Коефицијент корисности ејектора, дефинисан у односу на енергију радног флуида, може се написати на следећи начин:

$$\eta_e = \frac{\Delta p_e \varrho_{m1}}{\frac{1}{2} \varrho_1 v_1^2 \cdot q_1} = \frac{\psi_e \mu_e}{\varphi_1^2} \left( \frac{\varrho_1}{\varrho_2} + \frac{\varrho_1}{\varrho_3} c_{ku} \right). \quad (12.26)$$

Инсталисана снага пумпе, која потискује радни флуид кроз млазник ејектора, је:

$$P_e = \frac{\Delta p_1 q_1}{1000 \eta_p} \text{ (kW)}, \quad (12.27)$$

где је

$$\Delta p_1 = \frac{1}{2} \varrho_1 v_1^2 (1 + \zeta_m) + \Delta p_{C1} \pm \varrho_1 g H_1 + (p_1 - p_a)$$

напор те пумпе, при чему се знак „+“ узима кад је ниво радног флуида у резервоару испод осе ејектора, односно „—“ кад је ниво радног флуида у резервоару изнад осе ејектора. Са  $\Delta p_{C1}$  означени су губици струјне енергије у доводном цевоводу за радни флуид, рачунати од нивоа у резервсару до почетка млазника, док  $H_1$  означава размак између нивоа радног флуида у резервсару и осе ејектора. Коришћењем израза за напор ејектора и брзину  $v_1$  може се ставити да је:

$$\Delta p_1 = \frac{\Delta p_e}{\psi_e} + \Delta p_{C1} \pm \varrho_1 g H_1 + (p_1 - p_a). \quad (12.28)$$

Закључује се да је  $\Delta p_1 \sim \Delta p / \psi_e$ , јер је остатак у формули (12.28) константан и везан за доводну инсталацију радног флуида, а не за ејектор, па је и снага

$$P_e \sim \frac{\Delta p_e \dot{m}_1}{\varrho_1 \psi_e \eta_p 1000} = \frac{\Delta p_e \dot{m}_2}{\varrho_2 \psi_e \eta_p \mu_e 1000}. \quad (12.29)$$

Од једначина (12.25), (12.26) и (12.29) полази се приликом одређивања оптималних струјних и геометријских параметара ејектора. Разуме се, изведеним једначинама придодају се још и једначине које важе за истицање осносиметричног млаза из млазника ејектора. Напоменимо још да ће добијене формуле важити за оба типа ејектора, при чему у њих треба ставити  $n_e = 0$  кад се прорачунава ејектор типа В, јер је тада практично проточни пресек  $A_2$  бесконачно велик (брзине морају бити нормалне на проточне пресеке).

### 12.3.2. Одређивање оптималних струјних и геометријских параметара ејектора

Оптимални струјни и геометријски параметри ејектора одређују се на следећи начин [85]. Најпре се налази онај однос проточних пресека  $A_3/A_1 = m_e$  за који ће ејектор, при заданом коефицијенту протока  $\mu_e$ , имати максимални степен корисности. С обзиром на основну једначину ејектора (12.25), решену по коефицијенту притиска  $\psi_e$ , добија се из

$$\frac{\partial \eta_e}{\partial m_e} = \frac{\mu_e}{\varphi_1^2} \left( \frac{\varrho_1}{\varrho_2} + \frac{\varrho_1}{\varrho_3} c_{ku} \right) \frac{\partial \psi_e}{\partial m_e} = 0$$

136

формула за израчунавање коефицијента  $m_e$ :

$$m_e = (m_{eopt}) = (2 - \eta_D) (1 + \mu_e + \mu_e c_{ku}) \left( 1 + \frac{\varrho_1}{\varrho_2} \mu_e + \frac{\varrho_1}{\varrho_s} \mu_e c_{ku} \right) - 2 \mu_e^2 n_e (1 + c_{ku}) \left( \frac{\varrho_1}{\varrho_2} + \frac{\varrho_1}{\varrho_s} c_{ku} \right). \quad (12.30)$$

Заменом ове вредности за  $m_e$  у једначине (12.25) и (12.26) налазе се следећа два параметра:

$$\psi_e = (\psi_{eopt}) = \frac{\varphi_1^2}{m_e} = \left( \frac{\varphi_1^2}{m_{eopt}} \right), \quad (12.31)$$

$$\eta_e = (\eta_{eopt}) = \frac{\mu_e}{m_e} \left( \frac{\varrho_1}{\varrho_2} + \frac{\varrho_1}{\varrho_s} c_{ku} \right) \quad (12.32)$$

За одређивање оптималног односа  $A_3/A_2 = n_e$  за ејекторе типа  $A$  служи израз (12.29) за снагу, у који претходно треба заменити нађену вредност за  $\psi_{eopt}$  из (12.31) користећи и формулу (12.30) за  $m_{eopt}$ . Дакле, из једначине

$$P_e \sim \frac{\Delta p_e \dot{m}_2}{\varphi_1^2 \varrho_1 \eta_p \mu_e 1000} \left[ (2 - \eta_D) (1 + \mu_e + \mu_e c_{ku}) \left( 1 + \frac{\varrho_1}{\varrho_2} \mu_e + \frac{\varrho_1}{\varrho_s} \mu_e c_{ku} \right) - 2 \mu_e^2 n_e (1 + c_{ku}) \left( \frac{\varrho_1}{\varrho_2} + \frac{\varrho_1}{\varrho_s} c_{ku} \right) \right],$$

налази се најпре

$$\frac{dP_e}{d\mu_e} = 0, \quad \frac{d^2 P_e}{d\mu_e^2} > 0,$$

па, затим, израз за  $\mu_{eopt}$  који решен по  $n_e$  даје:

$$n_e = (n_{eopt}) = \frac{2 - \eta_D}{2} \left[ 1 - \frac{1}{\mu_e^2 (1 + c_{ku}) \left( \frac{\varrho_1}{\varrho_2} + \frac{\varrho_1}{\varrho_s} c_{ku} \right)} \right]. \quad (12.33)$$

Практично, прорачун ејектора иде овим редом. Најпре се одређује напор ејектора израчунавањем укупног пада притиска у цевоводу који, с обзиром на уведене ознаке, износи:

$$\Delta p_u = p_4 - p_{int} = p_4 - p_a = \Delta p_\lambda + \Delta p_\zeta \pm \varrho_m g H_g,$$

где је  $H_g$  (m) висинска разлика између улазног и излазног проточног пресека цевовода. С друге стране је:

$$\Delta p_e = p_{14} - p_1 = p_4 + \frac{1}{2} \varrho_m v_4^2 - p_1 = (p_4 - p_a) \pm \frac{1}{2} \varrho_m v_4^2 + (p_a - p_1).$$

Из последње две једначине добија се веза:

$$\Delta p_e = \Delta p_\lambda + \Delta p_\zeta \pm \rho_m g H_p + \frac{1}{2} \rho_m v_4^2 + (p_a - p_1). \quad (12.34)$$

За време техничких прорачуна често се занемарује динамички притисак мешавине на крају дифузора, што није увек оправдано. Приметимо да напор ејектора зависи и од односа притисака  $p_1$  и  $p_a$ . Затим се, за познате масене протоке  $\dot{m}_2$  и  $\dot{m}_e$  и усвојени коефицијент протока  $\mu_e$ , израчунавају оптимални параметри  $m_e$ ,  $\psi_e$ ,  $\eta_e$  и  $n_e$  коришћењем изведених једначина.

Дужине појединих делова ејектора израчунавају се из формула које важе за осносиметрични млаз, какав је и млаз радног флуида за време истицања из млазника ејектора. Притисак  $p_1$  у усиснику ејектора константан је и једнак притиску  $p_2$  све док млаз не додирне контуре усисника. То се растојање израчунава помоћу формуле:

$$\frac{l_a}{D_1} \approx 6 + \frac{D_a/D_1 - 2,74}{2 \operatorname{tg} \theta}.$$

За део млаза одређен дужином  $l_a$  утврђено је експериментима да су при дозвучном истицању:

$$D_a = D_1 (1 + \mu_e) \sqrt{2} \quad \text{за } \mu_e > 1,$$

$$D_a = D_1 (1 + \mu_e) \sqrt{2,43} \quad \text{за } \mu_e < 1,$$

$$\frac{D_a}{D_3} \approx \sqrt{\frac{2}{2 - \eta_D}}.$$

За коефицијент корисности дифузора узима се вредност  $\eta_D = 1 - \zeta_D = 0,85$ . Остале ознаке у наведеним формулама дате су на слици 12.4.

Дужина пута мешања радног флуида и усисаване мешавине флуида и уситњеног материјала обично износи

$$l_m \approx (2 - 3) D_a,$$

тако да је дужина ејектора без дифузора

$$l = l_1 + l_3 = l_a + l_m = 6 D_1 + \frac{D_a - 2,74 D_1}{2 \operatorname{tg} \theta} + 2,5 D_a.$$

Одавде се за  $\eta_D = 0,85$  и  $\theta = 10^\circ$  коначно налази однос:

$$\frac{l}{D_3} \approx 7 - \frac{1,8}{\sqrt{m_e}}. \quad (12.35)$$

Узима се да је дужина коморе за мешање

$$l_3 = (3 - 4) D_3. \quad (12.36)$$

Међутим, Замарин је експериментално утврдио да је при нестишљивом струјању

$$l_3 = 4,65 D_1^{0,2} D_3^{0,8}.$$

138 Пошто се за хидраулични транспорт, углавном, користи вода и као радни флуид и као флуид за прављење мешавине са уситњеним материјалом, то се из претходних формула у овом случају добијају нешто простији изрази:

$$m_e = (2 - \eta_D) (1 + \mu_e + \mu_e c_{ku}) \left( 1 + \mu_e + \frac{\mu_e c_{ku}}{\rho_s} \right) - \mu_e^2 n_e \left( 1 + c_{ku} \left( 1 + \frac{1}{\rho_s} c_{ku} \right) \right),$$

$$\psi_e = \frac{\varphi_1^2}{m_e}, \quad \varphi_1 \approx 0,98,$$

$$\eta_e = \frac{\mu_e}{m_e} \left( 1 + \frac{1}{\rho_s} c_{ku} \right),$$

$$n_e = \frac{2 - \eta_D}{2} \left[ 1 - \frac{1}{\mu_e^2 (1 + c_{ku}) \left( 1 + \frac{1}{\rho_s} c_{ku} \right)} \right].$$

Разуме се, у тим формулама  $\rho_s$  треба замењивати у  $t/m^3$ , јер су оне добијене из претходних формула стављањем  $\rho_1 = \rho_2 = 1 t/m^3$ .

Најзад, овде треба рећи још нешто у вези са притиском  $p_2$  у усиснику ејектора, јер се помоћу њега, у ствари, за време прорачуна одређује притисак  $p_1$  као  $p_1 = p_2$ . Притисак  $p_2$  се израчунава постављањем енергијске једначине за усисавану мешавину, за њен ниво у резервоару и усисни пресек 2—2. Очигледно је да могу наступити три случаја:  $p_2 = p_a$ ,  $p_2 > p_a$  и  $p_2 < p_a$ . Сва три су могућна, и то треба имати у виду. Израчунати притисак  $p_2$  мора да буде већи од притиска при коме би у пресеку 2—2 радни и усисавани флуид испаравали на погонској температури. На тај се начин спречава појава кавитације, која је вишеструко штетна и кад су у питању ејектори.

#### 12.4. ДРУГИ ПОСТУПАК ЗА ПРОРАЧУН ЕЈЕКТОРА

Раније је приликом успостављања једначине (12.11) речено да је занемарен утицај спољашњих сила и сила трења на струјање између пресека 1—1 и 3—3. Занемарен је и губитак струјне енергије услед мешања радног флуида и мешавине флуида и уситњеног материјала. Ејектори се, углавном, постављају хоризонтално. У том случају Земљина тежа нема утицаја на струјање у њима, јер се оно посматра као једнодимензијско. Међутим, губици струјне енергије услед мешања радног и усисаваног флуида, или радног флуида и мешавине флуида и уситњеног материјала, и губици струјне енергије услед трења не могу да се занемаре. Коришћењем енергијске једначине и закона о количини кретања није тешко показати да ти губици износе [107]:

$$E_x = \frac{1}{2} \dot{m}_1 (v_1^2 - 2 v_1 v_3 \cos \alpha_1) + \frac{1}{2} \dot{m}_2 (v_2^2 - 2 v_2 v_3 \cos \alpha_2) + \frac{1}{2} \dot{m}_3 (1 + \zeta_e) v_3^2, \quad (12.37)$$



где су  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  углови између брзина  $\vec{v}_1$  и  $\vec{v}_3$  и  $\vec{v}_2$  и  $\vec{v}_3$ , а  $\zeta_e = n \lambda$  (јер се дужина између пресека 1—1 и 3—3 може приказати као:  $l_{13} = n \cdot D_3$  где је  $n = 6-8$ ). Напоменимо да је  $\alpha_1 = \alpha_2 = 0$  за ејекторе типа А, односно  $\alpha_1 = 0$  и  $\alpha_2 = \pi/2$  или  $\alpha_2 = 3\pi/2$  за ејекторе типа В.

Овде се неће излагати комплетно тај други поступак за прорачун ејектора (он се може наћи у наведеном раду [107]) већ само онолико колико је то учињено у објављеним радовима [108] и [109]. У првом раду су посматрани ејектори који служе за транспорт флуида флуидом, а у другом ејектори који служе за хидраулични транспорт уситњених материјала.

#### 12.4.1 Прорачун ејектора за транспорт флуида флуидом

Енергијска једначина и једначина континуитета у овом случају гласе:

$$\begin{aligned} p_{14} q_4 &= p_{11} q_1 + p_{12} q_2 - E_e, \\ q_4 &= q_3 = q_1 + q_2, \end{aligned} \quad (12.38)$$

где су:

$$p_{11} = p_1 + \frac{1}{2} \rho_1 v_1^2, \quad p_{12} = p_2 + \frac{1}{2} \rho_2 v_2^2.$$

Из последње две једначине следи веза:

$$p_{11} - p_{12} = \frac{1}{2} (1 - s \varphi_2^2) \rho_1 v_1^2, \quad (12.39)$$

где је  $s = \rho_2 / \rho_1$  и  $\varphi_2 = v_2 / v_1$ . Такође се, због  $p_1 = p_2$ , из прве једначине (12.38) и коришћењем наведених помоћних израза, добија:

$$\begin{aligned} p_{14} - p_{12} &= \frac{1}{2} \left[ 2 \varphi_3 (\cos \alpha_1 + \mu_e \varphi_2 \cos \alpha_2) - (1 + \zeta) (1 + \mu_e) \varphi_3^2 - \right. \\ &\quad \left. - (s + \mu_e) \varphi_2^2 \right] \frac{s}{s + \mu_e} \rho_1 v_1^2, \end{aligned} \quad (12.40)$$

где су:  $\mu_e = \dot{m}_2 / \dot{m}_1$ ,  $\varphi_3 = v_3 / v_1$  и  $\zeta = \zeta_e + \zeta_D$  ( $\zeta_D$ —коэффициент отпора дифузора). Види се да десна страна једначине (12.40) зависи само од брзина  $v_1$ ,  $v_2$ ,  $v_3$ , јер су масени протоци константни при устаљеном струјању. Зато је корисно коришћењем Лагранжевог (*Lagrange*) мултипликатора  $\theta$ , формирати следећу једначину:

$$\begin{aligned} F(v_1, v_2, v_3) &= \frac{1}{2} \left[ 2 \varphi_3 (\cos \alpha_1 + \mu_e \varphi_2 \cos \alpha_2) - (1 + \zeta) (1 + \mu_e) \varphi_3^2 - \right. \\ &\quad \left. - (s + \mu_e) \varphi_2^2 \right] \frac{s}{s + \mu_e} \rho_1 v_1^2 + \theta \left[ \frac{1}{2} (1 - s \varphi_2^2) \rho_1 v_1^2 - (p_{11} - p_{12}) \right]. \end{aligned}$$

Изводи ове функције по брзинама  $v_i$  ( $i=1, 2, 3$ ) изједначени са нулом и једначина (12.39) дају четири једначине са четири непознате:  $v_i$  ( $i=1, 2, 3$ ) и  $\theta$ , за које вредности функција (12.40) има максимум. Кад се назначене операције обаве, добијају се следеће једнакости:

$$\varphi_3 = -\frac{\theta(s + \mu_e)}{s \cos \alpha_1} = \frac{(1 + \theta)(s + \mu_e) \varphi_2}{\mu_e \cos \alpha_2} = \frac{\cos \alpha_1 + \mu_e \varphi_2 \cos \alpha_2}{(1 + \zeta)(1 + \mu_e)}. \quad (12.41)$$

Одавде се најпре налазе параметри:

$$\varphi_3 = -\frac{\theta(s + \mu_e)}{s \cos \alpha_1}, \quad (12.42)$$

$$\varphi_2 = -\frac{\theta}{1 + \theta} \frac{\mu_e \cos \alpha_2}{s \cos \alpha_1}. \quad (12.43)$$

Затим се, изједначењем другог и последњег члана једнакости (12.41) и коришћењем добијеног израза за  $\varphi_2$ , формира квадратна једначина,

$$\theta^2 + (1 + k_1)\theta + k_2 = 0,$$

$$k_1 = \frac{s \cos^2 \alpha_1 - \mu_e^2 \cos^2 \alpha_2}{(1 + \zeta)(1 + \mu_e)(s + \mu_e)}, \quad k_2 = \frac{s \cos^2 \alpha_1}{(1 + \zeta)(1 + \mu_e)(s + \mu_e)},$$

из које се налази Лагранжов мултипликатор,

$$\theta = -\frac{1}{2}(1 + k_1) + \sqrt{\frac{1}{4}(1 + k_1)^2 - k_2}, \quad (12.44)$$

јер су  $\varphi_2 < 1$  и  $\varphi_3 < 1$ . Види се да је увек  $\theta < 0$ , али и  $|\theta| < 1$  због  $\varphi_2 > 0$ .

Према томе, прорачун ејектора према том поступку иде овим редом. Најпре се за дате податке израчунају константе  $k_1$  и  $k_2$  па, затим, Лагранжов мултипликатор  $\theta$  помоћу формуле (12.44). После тога се израчунавају коефицијенти брзине  $\varphi_3$  и  $\varphi_2$  коришћењем формула (12.42) и (12.43), који одређују оптималне вредности односа брзина:  $v_3/v_1$  и  $v_2/v_1$ . Ако су енергије радног и усисаваног флуида познате, тада се из једначине (12.39) може најпре израчунати брзина  $v_1$  радног флуида на излазу из млазника па, затим, и остале брзине, као и енергија мешавине на крају дифузора, односно на почетку транспортног ценовода:

$$p_{t4} = p_4 + \frac{1}{2} \rho_4 v_4^2. \quad (12.45)$$

Напомиње се да овде притисак  $p_4$  означава, у ствари, онај притисак на почетку ценовода који је потребно остварити ради транспорта, а  $v_4$  је брзина мешавине у том случају. Исто тако је

$$\rho_4 = \rho_3 = \frac{s(1 + \mu_e)}{s + \mu_e} \rho_1 = \frac{1 + \mu_e}{s + \mu_e} \rho_2. \quad (12.46)$$

Коефицијент корисности ејектора може да се дефинише на два начина:

$$\eta_1 = \frac{(P_{14} - P_{12}) q_2}{(P_{11} - P_{14}) q_1}, \quad \eta_2 = \frac{(P_{14} - P_{12}) q_2}{(P_{11} - P_{12}) q_1}.$$

Увек је  $\eta_1 > \eta_2$ . Ако се у изразе за коефицијенте корисности убаце нађене вредности за поједине енергије, добиће се њихове максималне вредности:

$$\eta_1 = \frac{2 \varphi_3 (\cos \alpha_1 + \mu_e \varphi_2 \cos \alpha_2) - (1 + \zeta) (1 + \mu_e) \varphi_3^2 - (s + \mu_e) \varphi_2^2}{(s + \mu_e) - 2 s \varphi_3 (\cos \alpha_1 + \mu_e \varphi_2 \cos \alpha_2) + s (1 + \zeta) (1 + \mu_e) \varphi_3^2}, \quad (12.47)$$

$$\mu_2 = \frac{\mu_e}{s + \mu_e} \frac{2 \varphi_3 (\cos \alpha_1 + \mu_e \varphi_2 \cos \alpha_2) - (1 + \zeta) (1 + \mu_e) \varphi_3^2 - (s + \mu_e) \varphi_2^2}{1 - s \varphi_2^2}. \quad (12.48)$$

Најзд, коришћењем једначине за протоке радног и усисаваног флуида и њихове мешавине у пресеку 3—3, добијају се следеће везе између оптималних струјних и геометријских параметара ејектора:

$$\varphi_2 = -\frac{\mu_e}{s} \frac{\theta}{1 + \theta} \frac{\cos \alpha_2}{\cos \alpha_1} = -\frac{\mu_e}{s} \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2,$$

$$\varphi_3 = -\frac{\theta}{s} \frac{s + \mu_e}{\cos \alpha_1} = -\frac{\theta}{s} \left( \frac{D_1}{D_3} \right)^2,$$

$$\psi_1 = \frac{P_{14} - P_{12}}{P_{11} - P_{14}} = -\frac{\theta}{1 + \theta} \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2 \frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_2},$$

$$\psi_2 = \frac{P_{14} - P_{12}}{P_{11} - P_{12}} = -\theta \left( \frac{D_1}{D_3} \right)^2 \cos \alpha_1,$$

$$\eta_1 = -\frac{\mu_e}{s} \frac{\theta}{1 + \theta} = \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2 \frac{\mu_e \cos \alpha_1}{s \cos \alpha_2},$$

$$\eta_2 = -\frac{\mu_e}{s} \theta = \left( \frac{D_1}{D_3} \right)^2 \frac{\mu_e}{s} \cos \alpha_1.$$

(12.49)

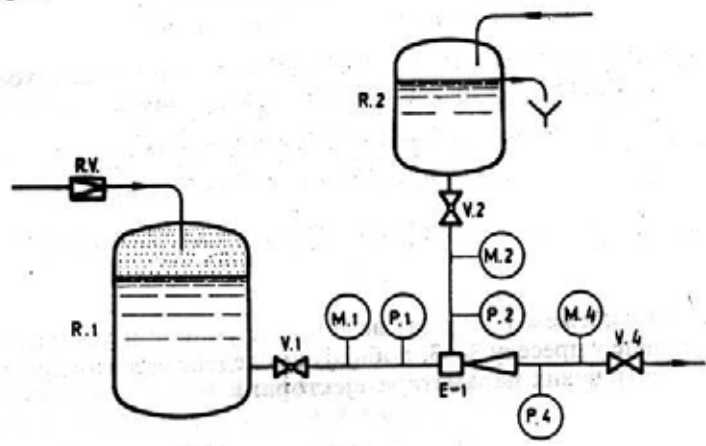
Разуме се, ејектор прорачунат за оптималне параметре може да се користи и при другим вредностима притисака остварених на његовом улазу и излазу, али ће он тада имати нижи степен корисности. Степен корисности се неће променити ни онда кад остану исте вредности за коефицијент протока  $\mu_e$  и релативну густину усисаваног и радног флуида  $s$ .

Напоменуто да у овом поступку прорачуна ејектора површина  $A_2$  представља стварни проточни пресек усисаваног флуида, на коме је брзина  $v_2$  управна.

Овај теоријски прилаз потврђен је и експериментално. Израђено је неколико ејектора прорачунатих помоћу изведених формула и направљена је инсталација на којој су извршена мерења (слика 12.6). Мерења су вршена за

142

време транспорта воде водом, глицерина водом и воде глицерином. Овде су приказани резултати мерења само за два ејектора (Е—1 и Е—2), чије су прорачунске вредности наведене у табели 12.2.

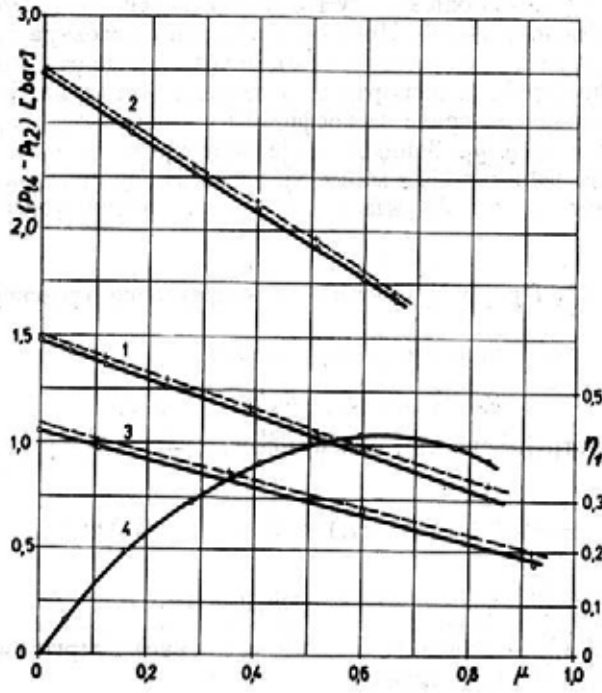


Слика 12.6 [107]

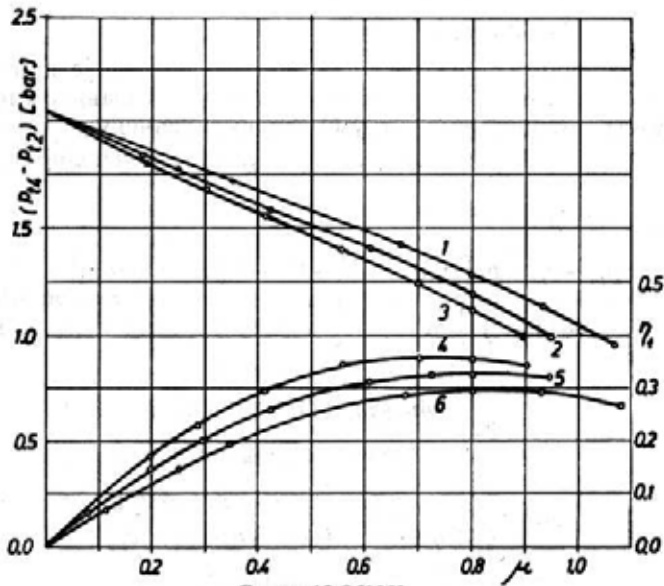
На ејектору Е—1 обављене су три серије мерења, при чему су на слици 12.7 приказани резултати само за случај транспорта воде водом. Пуне линије одговарају прорачунским, а испрекидане измереним вредностима. Крива 1 одговара серији у којој је било  $p_{t1} - p_{t2} = 2,47$  бара, крива 2 за  $p_{t1} - p_{t2} = 4,5$  бара и крива 3 у случају  $p_{t1} - p_{t2} = 1,8$  бара. Најзад, крива 4 приказује промену коефицијента корисности  $\eta_1$  у функцији коефицијента протока  $\eta_e$  и она је иста за све три серије мерења, јер је био исти однос густина  $s = \rho_2 / \rho_1$ .

Табела 12.2 [107]

| Ејектор Е—1  | Ејектор Е—2  |
|--|--|
| <p>а) полазни подаци</p> <p><math>\rho_1 = 1000 \text{ kg/m}^3</math><br/> <math>\rho_2 = 1000 \text{ kg/m}^3</math><br/> <math>\dot{m}_1 = 900 \text{ kg/h}</math><br/> <math>\dot{m}_2 = 540 \text{ kg/h}</math><br/> <math>p_{t2} - p_{t2} = 1 \text{ bar}</math><br/> <math>H_2 = +3 \text{ m}; \zeta = 0,2</math><br/> <math>\alpha_1 = 0, \alpha_2 = 0</math></p>  | <p>а) полазни подаци</p> <p><math>\rho_1 = 1000 \text{ kg/m}^3</math><br/> <math>\rho_2 = 1000 \text{ kg/m}^3</math><br/> <math>\dot{m}_1 = 1200 \text{ kg/h}</math><br/> <math>\dot{m}_2 = 1680 \text{ kg/h}</math><br/> <math>p_{t1} - p_{t2} = 4,8 \text{ bar}</math><br/> <math>H_2 = +5 \text{ m}; \zeta = 0,2</math><br/> <math>\alpha_1 = 0, \alpha_2 = 0</math></p>  |
| <p>б) израчунате вредности</p> <p><math>\theta = -0,4054; \varphi_2 = 0,4091</math><br/> <math>\varphi^3 = 0,6487; \psi_2 = 0,4054</math><br/> <math>A_1/A_2 = 0,6819</math><br/> <math>A_1/A_3 = 0,4054</math><br/> <math>\eta_1 = 0,4091; v_1 = 24,36 \text{ m/s}</math><br/> <math>v_2 = 9,96 \text{ m/s}; v_3 = 15,79 \text{ m/s}</math><br/> <math>D_1 = 3,61 \text{ mm}; D_2 = 5,94 \text{ mm}</math><br/> <math>D_3 = 5,68 \text{ mm}; l_{13} = 40 \text{ mm}</math><br/> <math>p_{t1} - p_{t2} = 2,4665 \text{ bar}</math></p> | <p>б) израчунате вредности</p> <p><math>\theta = -0,2288; \varphi_2 = 0,4154</math><br/> <math>\varphi_3 = 0,5491; \psi_2 = 0,2288</math><br/> <math>A_1/A_2 = 0,2967</math><br/> <math>A_1/A_3 = 0,2288</math><br/> <math>\eta_1 = 0,4154; v_1 = 34,08 \text{ m/s}</math><br/> <math>v_2 = 14,15 \text{ m/s}; v_3 = 18,71 \text{ m/s}</math><br/> <math>D_1 = 3,52 \text{ mm}; D_2 = 7,57 \text{ mm}</math><br/> <math>D_3 = 7,37 \text{ mm}; l_{13} = 51 \text{ mm}</math><br/> <math>p_{t1} - p_{t2} = 1,1 \text{ bar}</math></p> |



Слика 12.7 [108]



Слика 12.8 [108]

И на ејектору Е—2 обављене су три серије мерења за време којих је било  $p_{t1}=4,17$  бара = const. и  $H_2=0$ . Прва серија мерења одговара транспорту глицерина водом (криве 1 и 6 на слици 12.8), друга транспорту воде водом (криве 2 и 5) и трећа серија транспорту воде глицерином (криве 3 и 4). Дакле, у овом случају имамо три криве за коефицијент корисности  $\eta_1$ , јер имамо три различита односа  $s=e_2/e_1$ . Занимљиво је овде приметити да је коефицијент корисности  $\eta_1$  све већи што је  $s$  мање, тј. да коефицијент корисности расте са порастом густине радног флуида у односу на густину усисаног флуида.

#### 12.4.2. Прорачун ејектора за хидраулични транспорт

Кад се и овом приликом уведу ознаке:

$$\mu_e = \dot{m}_2/\dot{m}_1, \quad c_{ku} = \dot{m}_s/\dot{m}_2, \quad s = e_2/e_1,$$

може се губитак струјне енергије између пресека 1—1 и 3—3 у ејектору написати као [109]:

$$E_g = \frac{1}{2} \dot{m}_1 v_1^2 + \frac{1}{2} (1 + c_{ku}) \dot{m}_2 v_2^2 + \frac{1}{2} (1 + \zeta_m) \dot{m}_3 v_3^2 - v_3 [\dot{m}_1 v_1 \cos \alpha_1 + (1 + c_{ku}) \dot{m}_2 v_2 \cos \alpha_2], \quad (12.51)$$

у коме је  $\zeta_m = n \lambda_m$  ( $\lambda_m$ —коефицијент трења мешавине). Енергије струјних токова на улазу и излазу ејектора износе:

$$\begin{aligned} E_1 &= p_{t1} q_1 = \left( \frac{1}{2} e_1 v_1^2 - \frac{1}{2} e_{mu} v_2^2 + p_{t2} \right) q_1, \\ E_2 &= p_{t2} (q_2 + q_s), \\ E_4 &= p_{t4} (q_1 + q_2 + q_s), \end{aligned} \quad (12.52)$$

при чему је искоришћена чињеница да је  $p_1=p_2$  (тј. да је притисак радног флуида на излазу млазника једнак притиску усисане мешавине у пресеку 2—2). Заменом нађених струјних енергија у билансну једначину,

$$E_4 = E_1 + E_2 - E_g,$$

добива се после сређивања:

$$\begin{aligned} p_{t4} - p_{t2} &= v_3 [\dot{m}_1 v_1 \cos \alpha_1 + (1 + c_{ku}) \dot{m}_2 v_2 \cos \alpha_2] - \\ &- (1 + \zeta) \frac{1}{2} e_m v_3^2 - \frac{1}{2} e_{mu} v_2^2, \end{aligned} \quad (12.53)$$

где су:

$$\begin{aligned} e_{mu} &= \frac{\dot{m}_2 + \dot{m}_s}{q_2 + q_s} = \frac{(1 + c_{ku}) e_2 e_s}{e_2 c_{ku} + e_s}, \\ e_m &= \frac{\dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_s}{q_1 + q_2 + q_s} = \frac{(1 + \mu_e + \mu_e c_{ku}) e_2 e_s}{(\mu_e + s) e_s + \mu_e e_2 c_{ku}}, \\ \zeta &= \zeta_m + \zeta_D = n \lambda_m + \zeta_D \end{aligned} \quad (12.54)$$

Коришћењем дефинисаних помоћних израза, једначина (12.53) може да се напише и на овај начин:

$$P_{14} - P_{12} = v_3 \left[ v_1 \cos \alpha_1 + (1 + c_{ku}) \mu_e v_2 \cos \alpha_2 \right] \frac{\varrho_2 \varrho_s}{(s + \mu_e) \varrho_s + \mu_e c_{ku} \varrho_2} - (1 + \zeta) \frac{(1 + \mu_e + \mu_e c_{ku}) \varrho_2 \varrho_s v_3^2}{(s + \mu_e) \varrho_s + \mu_e c_{ku} \varrho_2} - \frac{(1 + c_{ku}) \varrho_2 \varrho_s v_2^2}{2 (\varrho_2 c_{ku} + \varrho_s)} \quad (12.55)$$

Дакле, и у овом случају десна страна једначине (12.55) зависи само од брзина  $v_i$  ( $i=1, 2, 3$ ), па је корисно формирати следећу једначину:

$$F(v_1, v_2, v_3) = (P_{14} - P_{12}) + \theta \left[ \frac{1}{2} \varrho_1 v_1^2 - \frac{1}{2} \varrho_{mu} v_2^2 - (P_{11} - P_{12}) \right],$$

у којој је  $\theta$  Лагранжов мултипликатор. Три једначине облика  $\partial F / \partial v_i = 0$  ( $i=1, 2, 3$ ) и једначина

$$P_{11} - P_{12} = \frac{1}{2} \varrho_1 v_1^2 - \frac{1}{2} \varrho_{mu} v_2^2, \quad (12.56)$$

чине систем од четири једначине које одређују четири непознате:  $v_i$  ( $i=1, 2, 3$ ) и  $\theta$ . То су оптималне вредности ових величина за које функција (12.55) има максимум. Резултат поменутог рачуна су следеће три једнакости:

$$\varphi_3 = \frac{(s + \mu_e) \varrho_s + \mu_e c_{ku} \varrho_2}{s \varrho_s \cos \alpha_1} \theta, \quad (12.57)$$

$$\varphi_3 = \frac{(s + \mu_e) \varrho_s + \mu_e c_{ku} \varrho_2}{(\varrho_s + c_{ku} \varrho_2) \cos \alpha_2} \frac{1 + \theta}{\mu_e} \varphi_2, \quad (12.58)$$

$$\varphi_3 = \frac{\cos \alpha_1 + (1 + c_{ku}) \mu_e \varphi_2 \cos \alpha_2}{(1 + \mu_e + \mu_e c_{ku}) (1 + \zeta)}, \quad (12.59)$$

где су  $\varphi_2 = v_2/v_1$  и  $\varphi_3 = v_3/v_1$ . Једначина (12.57) даје директно вредност  $\varphi_3(\theta)$ , док се  $\varphi_2(\theta)$  добија изједначењем десних страна једначина (12.57) и (12.58) као:

$$\varphi_2 = \frac{\mu_e (\varrho_s + c_{ku} \varrho_2) \cos \alpha_2}{s \varrho_s \cos \alpha_1} \frac{\theta}{1 + \theta}. \quad (12.60)$$

Изједначењем десних страна једначина (12.57) и (12.59) и употребом израза за  $\varphi_2$  добија се квадратна једначина:

$$\theta^2 + (1 + k_1) \theta + k_2 = 0$$

у којој су:

$$k_1 = \frac{s \varrho_s \cos^2 \alpha_1 - \mu_e^2 (1 + c_{ku}) (\varrho_s + \varrho_2 c_{ku}) \cos^2 \alpha_2}{(s + \mu_e) \varrho_s + \mu_e c_{ku} \varrho_2 (1 + \zeta) (1 + \mu_e + \mu_e c_{ku})}$$

$$k_2 = \frac{s \varrho_s \cos^2 \alpha_1}{(s + \mu_e) \varrho_s + \mu_e c_{ku} \varrho_2 (1 + \zeta) (1 + \mu_e + \mu_e c_{ku})}$$

Само једно решење те квадратне једначине физички постоји и оно је:

$$\theta = -\frac{1}{2}(1+k_1) + \sqrt{\frac{1}{2}(1+k_1)^2 - k_2}, \quad (12.61)$$

јер је  $\varphi_2 < 1$ ,  $\varphi_3 < 1$  и  $\theta < 0$ . И овде је  $|\theta| < 1$  јер је  $\varphi_2 > 0$ . Коришћењем изведених формула, једначине (12.55) и (12.56) могу дефинитивно да се напишу у следећем облику:

$$p_{14} - p_{12} = \left\{ 2 [\cos \alpha_1 + (1 + c_{ku}) \mu_e \varphi_2 \cos \alpha_2] \frac{s \varrho_s \varphi_3}{(s + \mu_e) \varrho_s + \mu_e c_{ku} \varrho_2} - \frac{(1 + \zeta)(1 + \mu_e + \mu_e c_{ku}) s \varrho_s \varphi_3^2}{(s + \mu_e) \varrho_s + \mu_e c_{ku} \varrho_2} - \frac{(1 + c_{ku}) s \varrho_s \varphi_2^2}{\varrho_s + c_{ku} \varrho_2} \right\} \frac{1}{2} \varrho_1 v_1^2, \quad (12.62)$$

$$p_{11} - p_{12} = \left[ 1 - \frac{(1 + c_{ku}) s \varrho_s \varphi_2^2}{\varrho_s + c_{ku} \varrho_2} \right] \frac{1}{2} \varrho_1 v_1^2. \quad (12.63)$$

Према томе, одређивање оптималних струјних параметара ејектора за хидраулични транспорт иде овим редом. Најпре се за дате податке израчунају константе  $k_1$  и  $k_2$  па, затим, Лагранжов мултипликатор  $\theta$ . После тога, налазе се параметри  $\varphi_2$  и  $\varphi_3$  из једначина (12.60) и (12.57). Сад могу наступити два случаја. Ако су енергије радног флуида на излазу млазника и усисаване мешавине у пресеку 2—2 задане, тада се из једначине (12.63) налази брзина  $v_1$  и, потом, брзине  $v_2$  и  $v_3$  јер су  $\varphi_2$  и  $\varphi_3$  раније израчунати. На крају се, коришћењем једначине (12.62), добија енергија укупне мешавине на крају дифузора, тј. на улазу у транспортни цевовод. Међутим, ако је енергија укупне мешавине на улазу у транспортни цевовод тј. на крају дифузора задана, тада се брзина  $v_1$  налази из једначине (12.62) па, затим, потребна енергија  $p_{11}$  радног флуида на излазу млазника коришћењем формуле (12.63).

Пошто су коефицијент протока  $\mu_e$  и концентрација усисаване мешавине  $c_{ku}$  познати, то се из једначина за протоке могу наћи карактеристични пресеци ејектора:  $D_1$ ,  $D_2$ ,  $D_3$ . Дужине појединих делова ејектора израчунавају се помоћу раније изведених формула за осносиметрични млаз, полазећи од тога да је параметар  $m_e$  познат јер се сад знају проточни пресеци  $A_1$  и  $A_3$ .

Коефицијенти корисности ејектора за хидраулични транспорт дефинисани су као:

$$\eta_1 = \frac{(p_{14} - p_{12})(q_2 + q_s)}{(p_{11} - p_{14})q_1}, \quad \eta_2 = \frac{(p_{14} - p_{12})(q_2 + q_s)}{(p_{11} - p_{12})q_1}.$$

За њих се добијају максималне вредности, јер су величине које фигуришу у њима оптималне у смислу изложене прилаза.