



UNIVERZA V MARIBORU
Fakulteta za kemijo in kemijsko tehnologijo



PROCESNE NAPRAVE

(Zbrano gradivo pri predmetu Procesne naprave)

Darko Goričanec
Jurij Krope

Maribor, 2006

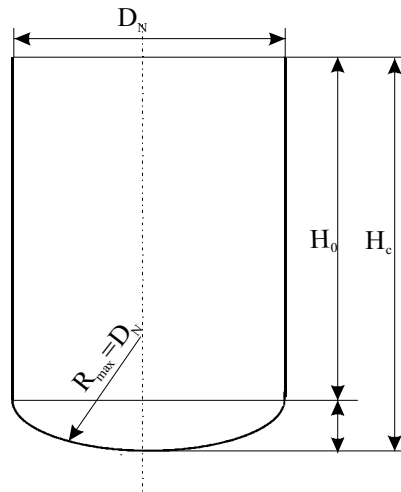
KAZALO

1. Posode
 2. Ločevalniki
 3. Cevovodi
 4. Črpalke
 5. Prenosniki toplote
 6. Kompresorji
 7. Vakuum
 8. Toplotne črpalke
 9. Prezračevanje
-

1 POSODE

1.1 KARAKTERISTIČNE DIMENZIJE POSOD

Posode najpogosteje izdelujemo v obliki cilindrov, tako da je določitev njihovih osnovnih geometrijskih mer vezana na premer in višino posode – slika 1.1. Kot izhodni podatek podajamo prostornino posode:



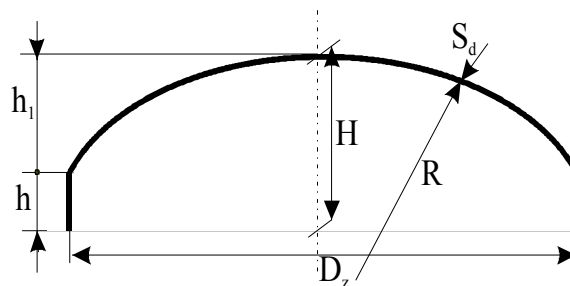
Slika 1.1: Karakteristične dimenzije posode

$$V_c = \frac{\pi \cdot D_N}{4} \cdot H_0 \quad (1.1)$$

Kjer je:

- D_N - notranji premer posode,
- H_c - višina cilindričnega dela posode,
- V_c - volumen cilindričnega dela posode.

V praksi se zelo pogosto izdelujejo posode s poleiptičnim dnom – slika 1.2.



Slika 1.2: Poleiptično dno posode

$$V_d = \frac{\pi \cdot D_N^3}{24} \quad (1.2)$$

$$R=0.8 \cdot D_N \quad (1.3)$$

$$r \sim D_N/6.5 \quad (1.4)$$

Prostornina posode V_p je enaka vsoti prostornin cilindričnega dela V_c in eliptičnega dela V_d .

$$V_p = V_c + V_d \quad (1.5)$$

Teoretično debelino plašča posode S_1 določimo z enačbo, kateri prištejemo empirični vrednosti c_1 in c_2 .

$$S_0 = \frac{D_N \cdot p}{2.3 \cdot \frac{K}{\gamma} - p} \quad (1.6)$$

$$S_1 = S_0 + c_1 + c_2 \quad (1.7)$$

$$S_2 \geq S_1 \quad (1.8)$$

Kjer je_

S_0 - teoretična debelina plašča tlačne posode brez empiričnih dodatkov,

S_1 - teoretična debelina plašča tlačne posode z empiričnimi dodatki c_1 in c_2 ,

S_2 - osvojena debelina plašča tlačne posode,

c_1 - dodatek za korozijo 1mm,

c_2 - dodatek zaradi toleranc debeline pločevine.

Dodatek c_1 odpade pri debelini $S_0 \geq 30$ mm ali kadar so jekla zaščitena s platiniranjem, gumiranjem, ne pa z galvanskimi prevlekami.

Dodatek c_2 se dodaja, da se kompenzira toleranca debeline površine po standardu TGC 8446 (neenakomerna debelina površine). Vrednosti dodatka so podane v tabeli 1.1.

Tabela 1.1: Dodatek c_2

c_2 [mm]	S_0 pločevine [mm]
0.6	≤ 8
0.8	$8 \geq 20$

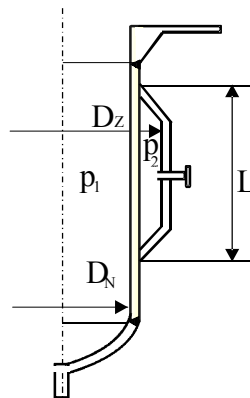
Obstaja tudi konstrukcijski dodatek c_3 , ki pa je odvisen od oblike dna posode. V primeru, da je plašč posode z notranjim nadtlakom zavarjen z vzdolžnim zvarom, moramo imenovalc enačbe pomnožiti s faktorjem odpornosti vzdolžnega zvara φ , ki je odvisen od vrste zvara. Prav tako moramo imenovalc enačbe množiti s faktorjem z , če so na plašču odprtine. Velja:

$$S_0 = \frac{D_N \cdot p}{2.3 \cdot z \cdot \frac{K}{\gamma} \cdot \varphi - p} \quad (1.9)$$

1.2 CILINDRIČNE STENE POD VPLIVOM ZUNANJEGA TLAKA

V primeru cilindričnih sten pod vplivom zunanjšega tlaka – slika 1.3 imamo opravka s stabilnostim problemom, ki ima v cilindrični steni podobne razmere kot nosilec pod tlačno obremenitvijo. Izračun se nanaša na elastično vbočitev in plastično deformacijo za:

- $\frac{D_z}{D_n} \leq 1,2$,
- gladko cilindrično steno,
- posodo s popolnoma simetričnim zunanjim tlakom.



Slika 1.3: Cilindrična stena posode

Oznake na sliki pomenijo:

- p_1 - notranji nadtlak,
- p_2 - notranji nadtlak v medplaščnem prostoru,
- p_z - zunanji tlak (za primere vakuumskih posod).

Debelino stene plašča določimo na osnovi plastične deformacije z enačbo:

$$s_0 = \frac{1 + \sqrt{1 + 0.24 \cdot u \cdot \frac{K}{\gamma \cdot p_2} \cdot \frac{1 + 0.1 \cdot \frac{D_{sr}}{L}}{1 + 5 \cdot \frac{D_{sr}}{L}}}}{\frac{4}{D_{sr}} \cdot \frac{K}{\gamma \cdot p_2} \cdot (1 + 0.1 \cdot \frac{D_{sr}}{L})} \quad (1.10)$$

$$D_{sr} = \frac{D_z + D_n}{2} \quad (1.11)$$

Kjer so:

- D_{sr} - srednji premer,
- u - krožni dodatek ($u = 1.5$ za nove cilindrične stene),
- L - dolžina plašča,
- γ - varnost proti plastični deformaciji.

Pri določitvi potrebne debeline plašča tlačne posode glede na elastične vbočitve je potrebno najprej ugotoviti ali imamo opravka s kratko ali dolgo cilindrično steno – tabela 1.2.

Tabela 1.2: Kratka in dolga cilindrična stena

Izvedba	Pogoj $Y = S_2 - c_1 - c_2$	Izračun S_0 in p_{kr}
Kratka cilindrična stena	$\left(\frac{L}{D_{sr}}\right)^2 < 1.4 \cdot \frac{D_{sr}}{Y}$	$S_0 = 2.7 \cdot D_{sr} \cdot \left(\frac{p_z \cdot L \cdot \gamma}{D_{sr} \cdot E}\right)^{\frac{2}{5}}$ $p_{kr} = 26 \cdot E \cdot \frac{D_{sr}}{L} \cdot \left(\frac{100 \cdot Y}{D_{sr}}\right)^{\frac{5}{2}}$
Dolga cilindrična stena	$\left(\frac{L}{D_{sr}}\right)^2 \geq 1.4 \cdot \frac{D_{sr}}{Y}$	$S_0 = 7.7 \cdot D_{sr} \cdot \left(\frac{p_z \cdot \gamma}{E}\right)^{\frac{1}{3}}$ $p_{kr} = 2.2 \cdot E \cdot \left(\frac{100 \cdot Y}{D_{sr}}\right)^3$

Pri tem mora veljati $p_2 \leq p_{kr}/v$,
 v - varnost proti elastičnim vbočitvam.

1.3 DEBELINA STENE DNA IN POKROVA

Posode so običajno izdelane iz cilindričnega plašča zaprtega z izbočenim (eliptičnim, torisfreičnim), koničnim ali ravnim dnom, ki je na plašč neposredno privarjen ali pritrjen preko prirobnic.

Dimenzije eliptičnih dna in pokrovov so standardizirane. Notranji premer eliptičnega dna izbiramo v mejah 275 do 4000 mm, debelino pa od 5 do 60 mm.

Potrebna debelina se določi z enačbo:

$$S_0 = \frac{p \cdot D_N}{4 \cdot z \cdot \frac{K}{\gamma} \cdot \phi - p} \cdot \frac{D_N}{2 \cdot h_1} \quad (1.12)$$

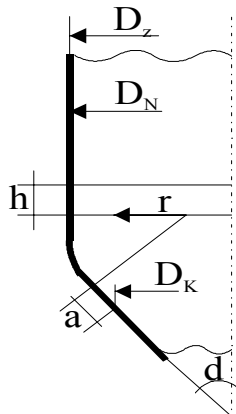
Koeficient z , ki upošteva slabitev odpornosti dna zaradi izvrtin določimo z enačbo:

$$z = 1 - \frac{d_z}{D_N} \quad (1.13)$$

Kjer je:

d_z - premer odprtine.

Konična dna so primerna za praznjenje posod, izpuščanje usedlin in podobne tehnološke operacije. So enostavna za izdelavo in lahko pri majhnem kotu konusa prenesejo velike tlake. Izračun debeline koničnega dna – slika 1.4 se izvede glede na zvoj v prehodnem delu in glede na nateg v cilindričnem delu po enačbah:



Slika 1.4: Posoda s koničnim dnom

$$S_0 = \frac{D_z \cdot p}{z \cdot \sigma_{dop} \cdot \varphi} \cdot Y \quad (1.14)$$

$$S_0 = \frac{D_K \cdot p}{z \cdot \frac{K}{\gamma} \cdot \varphi \cdot \cos \alpha} \quad (1.15)$$

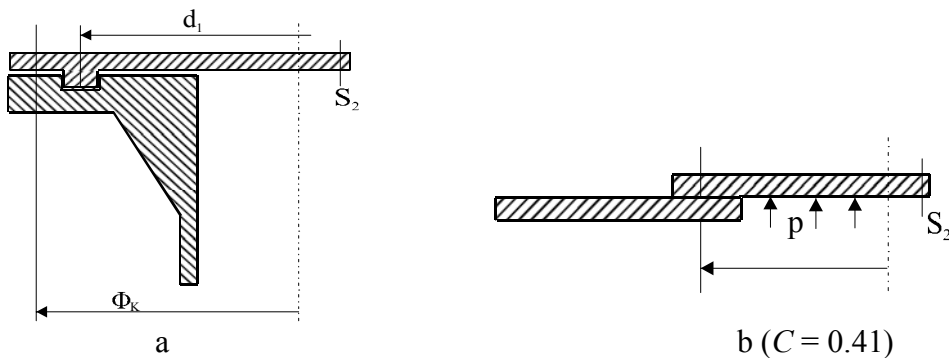
Kjer je :

- D_z - zunanji premer cilindričnega dela dna,
- D_K - premer na oddaljenosti od konca krivine ($a \leq 10 S \alpha$),
- p - delavni tlak,
- α - polovica kota konusa,
- σ_{dop} - dopustna napetost zvoja,
- φ - koeficient odpornosti zvara.

Ravna dna so enostavna, vendar so pri velikih premerih in visokih tlakih zelo debela in težka. Zato jih uporabljamo samo pri posodah majhnih premerov. Debelino določimo z enačbo:

$$S_0 = C \cdot D_N \cdot \sqrt{\frac{p \cdot v}{K}} \quad (1.16)$$

Vrednosti koeficienta C za primer na sliki 1.5 a,b so navedene v tabeli 1.3.



Slika 1.5 a, b: Različne izvedbe posod z ravnim dnom

Tabela 1.3: Vrednosti koeficienta C za primer posod na sliki 1.5 a

Φ_k/d_1	C
1.1	0.53
1.2	0.58
1.3	0.62
1.4	0.66

1.4 TESNJENJE POKROVOV IN PRIROBNIC

Tesnjenje pokrovov in prirobnic izvajamo s tesnili v obliki podložk. Oblika podložk in izvedba tesnjenega sloja sta odvisna od konstrukcijske rešitve in zahtevane izvedbe tesnjenja.

Zaradi notranjega tlaka deluje na pokrov posode sila F_R in sila na čelni strani prirobnice F_P . Sili se določita z enačbama:

$$F_R = p \cdot \frac{\pi \cdot D_N^2}{4} \quad (1.17)$$

$$F_P = p \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_T^2 - D_N^2) \quad (1.18)$$

D_T - srednji premer tesnila.

Na tesnila delujeta še tesnilna sila zaradi obratovanja F_o in tesnilna sila zaradi montaže F_M . Da dosežemo primerno deformacijo tesnila je potrebna Sila F_{DV} , ki med obratovanjem omogoča potrebno tesnenje prirobnične zveze. Silo F_o in F_M določimo z enačbama:

$$F_o = p \cdot \pi \cdot D_T \cdot k_1 \cdot S_B \quad (1.19)$$

$$F_M = \pi \cdot D_T \cdot k_o \cdot k_D \quad (1.20)$$

Kjer je :

k_o - širina delovanja tesnila,

k_1 - tesnilna vrednost,

S_B - 1.5 za mehka in 1.3 za kovinska tesnila,

k_D - deformacijski odpor materiala tesnila.

Skupno silo, ki deluje v vijakih prirobnične zveze določimo z enačbo:

$$F = F_R + F_P + F_o \quad (1.21)$$

1.5 PREMER VIJAKOV PRIROBNIČNE ZVEZE

Silo v vijaku prirobnične zveze določimo z enačbo:

$$F_v = \frac{F}{N} \quad (1.22)$$

Oziroma z enačbo:

$$F_v = \frac{F_M}{N} \quad (1.23)$$

Kjer je:

N - število vijakov.

Premer stebila vijaka brez navoja določimo z enačbo

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_v}{\pi \cdot \frac{\sigma_T}{\nu}}} + c_3 \quad (1.24)$$

Kjer je:

σ_T - meja plastičnosti,

ν - varnost,

c_3 - korozijski dodatek ($c_3=3\text{mm}$ za $d_1 \leq M52$ in $c_3= 1\text{mm}$ za $d_1 \geq M52$).

Za vijake iz legiranega ali nelegiranega jekla je faktor varnosti $\nu = 1.5$ pri obratovanju in $\nu = 1.1$ pri montaži. Izračun d_1 je potrebno izvesti glede na silo ob montaži in silo med obratovanjem.

V tabelah od 1.4 do 1.13 so podani podatki, ki so potrebni za preračun posod.

Tabela 1.4: Trdnostne lastnosti materialov za kotle in tlačne posode

Material	K (N/mm ²) za temperature > 20°C		Trdnostno število K (N/mm ²) pri temperaturah > od						
	16 mm	16 – 40 mm	200°C	250°C	300°C	350°C	400°C	450°C	500°C
Č. 1202	230	220	180	170	140	120	100	70	30
Č. 1204	260	250	210	190	160	140	120	70	30
Č. 1206	280	270	230	210	180	160	135	70	30
Č. 3133	290	280	250	230	210	180	160	105	40
Č. 3105	330	320	270	250	230	210	180	105	40
Č. 7100	280	270	250	230	200	180	170	160	95
Č. 7400	310	300	280	260	240	220	210	200	140

Tabela 1.5: Koefficient varnosti za tlačne posode

Material	A	B	C
Jeklo	1.5	1.8	1.1
Jeklana litina	2	2.5	1.5
Lito železo	3 - 6		1.5 – 2.5
A ... material z a testom B ... material s potrdilom o kvaliteti C ... material preizkušen s tlakom 1.3 p pri 20°C			

Tabela 1.6: Koefficient odpornosti ϕ vzdolžnega zvara plašča tlačne posode

Vrsta zvara	ϕ
Soležni dvostranski zvar, avtomatsko varjenje	1
Soležni dvostranski zvar, ročno varjenje	0.95
Soležni enostranski zvar s trakom	0.9
Soležni enostranski zvar	0.7
Kotni zvar prekrovnega spoja	0.8

Tabela 1.7: Kemijski sestav in mehanske lastnosti jekel pri sobni temperaturi

Oznaka JUS	Kemijski sestav %							Mehanske lastnosti pri sobni temperaturi		
	C	Si	Mn	Cr	Ni	Mo	Dod.	Meja palst. σ_T MPa	Natezna trdnost σ_M MPa	σ_s %
Č.4170	Max 0.08	Max 1.0	Max 1.0	13				400	550 - 700	20 18
Č.4171	0.15	Max 1.0	Max 1.0	13				450	650 - 800	18
Č.4570	0.20	Max 1.0	Max 1.0	17	2			600	800 - -50	14
Č.4172	0.20	Max 1.0	Max 1.0	13				450	650 - 800	18
Č.4173	0.35	Max 1.0	Max 1.0	13.5					Do 800	
Č.4770	0.50	Max 0.5	Max 1.0	14		0.4		550	800 - 1100	11
Č.4571	Max 0.10	Max 1.0	Max 2.0	18	9			210	500 - 750	40
Č.4572	Max 0.10	Max 1.0	Max 2.0	18	10		Ti	210	500 - 750	40
Č.4580	Max 0.07	Max 1.0	Max 2.0	18	9			190	500 - 700	50
Č.4582	Max 0.10	Max 1.0	Max 2.0	18	10		Nb	210	500 - 750	40
Č.4573	Max 0.08	Max 1.0	Max 2.0	17.5	12	2		210	500 - 700	45
Č.4574	Max 0.10	Max 1.0	Max 2.0	17.5	12	2	Ti	230	500 - 750	40
Č.4583	Max 0.10	Max 1.0	Max 2.0	18	12	2	Nb	230	500 - 750	40

Tabela 1.8: Standardne mere za vertikalno zavarjene cilindrične posode z eliptičnim dnom

V m ³	D _N mm	H _c mm	H ₀ mm
0.10	400	825	700
0.16	500	850	
0.25	600	975	800
0.4	700	1100	900
	800	875	650
0.63		900	1325
	1050		800
1	1000	1650	1400
		1375	1100
1.25	1000	1675	1400
		2275	2000
1.6	1200	1575	1250
		1825	1500
2	1400	1475	1100
		2325	2000
2.5	1200	1775	1400
		2175	1800
3,2	1400	1675	1250
		2225	1800
4	1600	1675	1250
		1740	1250

5	1600	2675	2250
	1800	2090	1600
6.3	1600	3125	2700
	1800	2590	2100
	2000	2140	1600
8	1800	3290	2800
	2000	2790	2250
	2200	2290	1700
10	2000	3340	2800
	2200	2840	2250
12.5	2400	3390	2800
		3040	2400
16	2400	3840	3200
		2600	3190
		2800	2840
20	2600	3990	3000
	2800	3540	2800
25	2600	4990	4300
	3000	3790	3000
32	2800	544	4700
	3000	4790	4000

Tabela 1.9: Torisferična plitka dna

d _a mm	R mm	r mm	Nazivna debelina h ₁ mm				
			Nazivna debelina stene s mm				
			6 - 10	12 - 16	18 - 22	24 - 28	30 - 34
400	400	40	74	71	68	66	
500	500	50	93	91	88	85	
600	600	60	113	110	108	104	102
700	700	70	132	129	127	124	121
800	800	80	151	149	146	143	140
900	900	90	171	168	165	163	160
1000	1000	100	190	187	185	182	179
1200	1200	120	229	226	223	221	218
1400	1400	140	267	265	262	259	257
1600	1600	160	306	303	301	298	295
1800	1800	180	345	342	339	337	334
2000	2000	200	383	381	378	375	373
2200	2200	220	422	419	417	414	411
2400	2400	240	461	458	455	453	450
2600	2600	260	500	497	494	492	489
2800	2800	280		536	533	530	528
3000	3000	300		574	572	569	566

Tabela 1.10: Eliptična dna

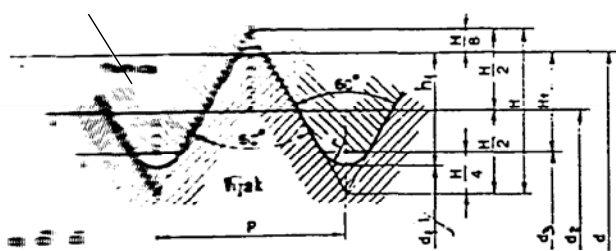
D _N	h ₁	Volumen dna V, dm ³ pri h mm				D _r mm, pri s mm 4 10 20 pri h mm			Debelina stene s _r	Višina cilindričnega dela h _r	D _r
		25	40	50	60	25	40	50			
mm		25	40	50	60	25	40	50		mm	
400	100	11.5				516	546		4	25	D _r '
500	125	21.3				634	664	691	5		D _r '+1
600	150	35.3	39.6			752	782	810	6		D _r '+3
700	175	54.5	60.3			870	900	928	8		D _r '+5
800	200	79.6	87.1	92.2		988	1018	1046	10	40	D _r '
900	225	111	121	127		1106	1136	1164	12		D _r '+3
1000	250	151	162	170		1222	1254	1282	14		D _r '+5
1200	300	255	271	283	294	1458	1490	1518	16		D _r '+7
1400	350	398	421	436	452	1693	1725	1753	18		D _r '+10
1600	400	586	617	637	657	1928	1960	1989	20		D _r '
1800	450		865	891	916	2162	2196	2224	22	50	D _r '+3
2000	500		1173	1204	1236	2398	2430	2459	28		D _r '+9
2200	550		1546	1584	1622		2667	2696	30		D _r '+12
2400	600		1991	2036	2081		2900	2930	32		D _r '+14
2600	650		2513	2566	2619		3139	3165	36		D _r '+19
2800	700		3120	3181	3243		3372	3400	40		D _r '+24 Pri D>2400 D _r '+28
3000	750		3817	3888	3958		3606	3635	50		D _r '+35 Pri D>2400 D _r '+40

Tabela 1.11: Lastnosti tesnil

Oblika tesnila	Oznaka tesnila	Material	Za tekočine			Za pline in pare		
			Prednapetje		Pogon	Prednapetje		Pogon
			k_0 mm	$k_0 \cdot K_B$ N/mm ²	k_1 mm	k_0 mm	$k_0 \cdot K_B$ N/mm ²	k_1 mm
	ploščato	Papir Gumi Teflon It		$20b_T$	b_T			
				$1b_T$	$0.5b_T$		$2b_T$	$0.5b_T$
				$20b_T$	$1.1b_T$		$5b_T$	$1.1b_T$
				$15b_T$	b_T		$20 \sqrt{\frac{b_T}{h_T}}$	$1.3b_T$
	spiralno	Nelegirano jeklo		$15b_T$	b_T		$50b_T$	$1.3b_T$
	valovito	Al		$8b_T$	$0.6b_T$		$30b_T$	$0.6b_T$
		Cu		$9b_T$	$0.6b_T$		$35b_T$	$0.7b_T$
		Mehko jeklo		$10b_T$	$0.6b_T$		$45b_T$	$1b_T$
	Tesnilo s pločevinasti m plaščem	Al		$10b_T$	b_T		$50b_T$	$1.4b_T$
		Cu		$20b_T$	b_T		$60b_T$	$1.6b_T$
		Mehko jeklo		$40b_T$	b_T		$70b_T$	$1.8b_T$
	Membransko	jeklo	$0.8 b_T$		$b_T + 5$	b_T		$b_T + 5$
	Romboidno	jeklo	0.8		5	1		5
	Ovalno	jeklo	1.6		6	2		6
	Okroglo	jeklo	1.2		6	1.5		6
	Pokončno ovalno	jeklo	1.6		6	2		6
	Lečasto	jeklo	1.6		6	2		6
		jeklo	$0.41 x$		$9+0.2x$	$0.51 x$		$9+0.2x$
	Listanato	jeklo	0		0	0		0
	obročasto	jeklo	0		0	0		0

Tabela 1.12: Lastnosti vijakov

Oznaka vijaka		ČVO	ČV2A	ČVIC	ČV2A	ČV2B	ČV3A	ČV3C	ČV4	ČV5	ČV6
Material vijaka	JUS	Č.0250	Č.0305	Č.0245.5	Č.0550	Č.0345.5	Č.0645.5	Č.0545.5	Č.1430	Č.3130	Č.3230
	DIN	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.6	6.8	8.8	10.9	12.9
Natezna trdnost σ_B (N/mm ²)		340	400	400	500	500	600	600	800	1000	1200
Meja plastičnosti σ_T (N/mm ²)		200	240	320	300	400	360	480	640	900	1080
Material matice	JUS		Č.0305		Č.0550	Č.0345.5		Č.0545.5	Č.1430		
	DIN		4		5		6		8	10	12
Preiz. napetost			400		500		600		800	1000	1200



$$H = 0,86603 P$$

$$H_1 = 5/8 H = 0,54127 P$$

$$h = 17/24 H = 0,61343 P$$

$$d_3 = D = d + 2H_1 = d + 1,08253 P$$

$$d_2 = D = d + 3/4 H = d + 0,64952 P$$

$$d_1 = d - 2h = d - 1,22687 P$$

$$r = H/6 = 0,14434 P$$

Slika 1.6: Standardni metrični navoj

Tabela 1.13: Standardni metrični normalni navoj

$d = D$	P	$d_2 = D_2$	d_1	d_3	D_1	h_1	H_1	r	A_k mm ²	A_s mm ²
1.6	0.35	1.373	1.171	1.221	1.221	0.215	0.189	0.051	1.27	1.08
1.8	0.35	1.573	1.371	1.421	1.421	0.215	0.189	0.051	1.70	1.48
2	0.4	1.740	1.509	1.567	1.567	0.245	0.217	0.058	2.07	1.39
2.2	0.45	1.908	1.648	1.713	1.713	0.276	0.244	0.065	2.48	2.13
2.5	0.45	2.208	1.948	2.013	2.013	0.276	0.244	0.065	3.39	2.98
3	0.5	2.675	2.387	2.459	2.459	0.307	0.271	0.072	5.03	4.47
3.5	0.6	3.110	2.764	2.850	2.850	0.368	0.325	0.087	6.78	6.00
4	0.7	3.545	3.141	3.242	3.242	0.429	0.379	0.101	8.78	7.75
4.5	0.75	4.013	3.580	3.688	3.688	0.460	0.406	0.108	11.3	10.1
5	0.8	4.480	4.019	4.134	4.134	0.491	0.433	0.115	14.2	12.7
6	1	5.350	4.773	4.917	4.917	0.613	0.541	0.144	20.1	17.9
7	1	6.350	5.773	5.917	5.917	0.613	0.541	0.144	28.9	26.2
8	1.25	7.188	6.466	6.647	6.647	0.767	0.677	0.180	36.6	32.8
10	1.5	9.036	8.160	8.376	8.376	0.920	0.812	0.217	58.0	52.3
12	1.75	10.863	9.853	10.106	10.106	1.074	0.947	0.253	84.3	76.2
14	2	12.701	11.546	11.835	11.835	1.227	1.083	0.289	115	105
16	2	14.701	13.546	13.835	13.835	1.227	1.083	0.289	157	144
18	2.5	16.376	14.933	15.294	15.294	1.534	1.353	0.361	192	175
20	2.5	18.376	16.933	17.294	17.294	1.534	1.353	0.361	245	225
22	2.5	20.376	18.933	19.294	19.294	1.537	1.353	0.361	303	282
24	3	22.051	20.319	20.752	20.752	1.840	1.624	0.433	353	324
27	3	25.051	23.319	23.752	23.752	1.840	1.624	0.433	459	427
30	3.5	27.727	25.706	24.211	24.211	2.147	1.894	0.505	561	519
33	3.5	30.727	28.706	29.211	29.211	2.147	1.894	0.505	694	647
36	4	33.402	31.093	31.670	31.670	2.454	2.165	0.577	817	759
39	4	36.402	34.093	34.670	34.670	2.454	2.165	0.577	976	913

2 LOČEVALNIKI IN ZBIRNE POSODE

V skoraj vsakem kemijskem procesu se izvajajo tehnološke operacije ločevanja faz procesnih tokov. Kombinacije faz, katere je potrebno ločevati so lahko sledeče:

- tekočina - plin,
- tekočina - tekočina (ki se ne mešata),
- trdi delci - plin,
- trdi delci - tekočina in
- trdi delci različnih granulacij.

Običajno se pri tehnološkem postopku ločevanja faz ena od faz zadržuje v posodi določen čas, da lahko poteče postopek ločevanja. V teh primerih se lahko ločevalnik in zbirna posoda izdelajo kot samostojna posoda.

2.1 ZBIRNE POSODE

Zbirne posode se dimenzionirajo na podlagi minimalnega potrebnega volumna ali minimalnega časa zadrževanja tekočine v posodi, tako da se omogoči odgovarjajoča regulacija procesa, umirjanje procesa pri regulaciji, varno obratovanje procesa itd.

Čas zadrževanja se navadno definira kot čas, ki je potreben, da se posoda izprazni ali napolni, če prekinemo dovod ali odvod procesnega toka. Najpogosteje se zbirne posode dimenzionirajo na dva obratovalna pogoja:

- čas, ki je potreben, da se odpravijo motnje v obratovanju procesa in
- na podlagi časovnih karakteristik instrumentov in regulacijskih naprav, kjer se dimenzija zbirne posode določa na podlagi njihovih časovnih konstant.

Premer zbirne posode in dolžina se običajno določata na podlagi ekonomskih kriterijev, ali pa na podlagi razpoložljivega prostora. Pri določitvi dolžine in premera zbirne posode z eliptičnim dnom, si lahko pomagamo z enačbo:

$$L = 61.99 \cdot \left(\frac{p}{2 \cdot \sigma \cdot \varphi - p} \right) \cdot d + 1.227 \cdot d \quad (2.1)$$

kjer je:

- d - premer posode (m),
- L - dolžina posode (m),
- φ - koeficient odpornosti zvara,
- σ - dovoljena dopustna napetost (N/m²)
- p - tlak v posodi (Pa).

Volumen zbirne posode z eliptičnim dnom določimo z enačbo:

$$V = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \left(L + \frac{d}{3} \right) \quad (2.2)$$

2.2 LOČEVALNIKI

Osnovni princip na podlagi katerega se dimenzionirajo ločevalniki je zmanjševanje hitrosti toka dvofazne zmesi tako, da se delcem dispergirane faze omogoči ločevanje zaradi gravitacije (različnih gostot). Kadar je razlika med posameznimi fazami velika in če so delci dispergirane faze veliki, poteka ločevanje faz razmeroma hitro, zato so dimenzije ločevalnika lahko male in obratno.

2.2.1 LOČEVALNIKI PLIN - TEKOČINA

2.2.1.1 Pokončni ločevalniki plin - tekočina

Pri dimenzioniranju pokončnega ločevalnika plin - tekočina je potrebno najprej določiti mejno hitrost plina

$$v_m = K \cdot \left(\frac{\rho_l - \rho_g}{\rho_g} \right)^{1/2} \quad (2.3)$$

kjer je:

- K - konstanta (m/s),
- v_m - mejna hitrost plina v ločevalniku (m/s),
- ρ_l - gostota tekočine (kg/m³),
- ρ_g - gostota plina (kg/m³).

Običajno ima konstanta K vrednost med 0.0305 in 0.1067 m/s. Priporočena vrednost K , ki se običajno uporablja v izračunih je 0.0692 m/s. V primerih, ko je potrebno zelo dobro ločevanje tekočine iz plina se priporoča višja vrednost K .

Dovoljena hitrost gibanja plina se izračuna iz mejne hitrosti gibanja plina v ločevalniku.

$$v_a = 0.15 \cdot v_m \quad (2.4)$$

Vrednost koeficienta 0.15 je dobljena na podlagi izkušenj pri dimenzioniranju ločevalnikov plin - tekočina.

Premer ločevalnika izračunamo iz dovoljene hitrosti in volumskega pretoka plina.

$$d = \left(\frac{4 \cdot q_{vg}}{\pi \cdot v_a} \right)^{1/2} \quad (2.5)$$

Višina gladine tekočine v ločevalniku se določi na podlagi potrebnega časa zadrževanja, ki je odvisen od pogojev poteka proizvodnega procesa in načina regulacije višine gladine tekočine v ločevalniku. Razdalja med priključkom za vtok in gladino tekočine je običajno 1/2 premera ločevalnika oz. najmanj 600mm, razdalja od priključka pa do vrha plašča pa je enaka premeru ločevalnika oz. najmanj 1200mm. Kadar je izračunano razmerje med višino in premerom ločevalnika manjše od 3, takrat višino ločevalnika povečamo za toliko, da dobimo razmerje $L/d = 3$. V primeru, da mora zaradi zahtev procesa biti volumen zadrževanja tekočine v ločevalniku večji ali pa je izračunano razmerje L/d večje od 5, takrat se izbere in dimenzionira vodoravni ločevalnik plin – tekočina.

Tako dimenzionirani ločevalnik ima stopnjo ločevanja do 95%. Kadar želimo zmanjšati dimenzije ločevalnika in zagotoviti dobro ločevanje kapljic tekočine iz plina s stopnjo ločevanja do 99% ali več, takrat se v ločevalnik vgradi naprava za ločevanje kapljic tekočine iz plina. Običajno je to mrežica iz nerjavnega jekla. Višina mrežice je med 100 in 300mm, najpogosteje pa se za ločevanje drobnih kapljic iz plina uporablja mrežica višine 150mm. Pri dimenzioniranju pokončnega ločevalnika z mrežico si lahko pomagamo s podatki v tabeli 2.1.

Tabela 2.1: Podatki za dimenzioniranje pokončnega ločevalnika z mrežico

Višina ločevalnika	Stopnja ločevanja (%)	Gostota (kg/m ³)	Vrednost koeficienta K enačba (2.3)	
			nadtlak	vakuum
Nizka	99	od 80 do 112	0.1219	od 0.0609 do 0.0823
Standardna	99,5	144	0.1067	
Visoka	99,9	192	0.1067	
Zelo visoka	99,9	od 208 do 224	0.0762	

Višina prostora nad mrežico za ločevanje kapljic naj bo približno 250mm. Vpliv višine prostora nad mrežico, na vrednost koeficienta K , lahko ocenimo z enačbo

$$K = 0.0064 + 0.392 \cdot h; \quad 0.075 < h < 0.3 \quad (2.5a)$$

kjer je

h - višina prostora nad mrežico (m).

Pri velikih masnih pretokih tekočine lahko pride do poplavljanja mrežice. Na podlagi izkušenj pri projektiranju ločevalnikov lahko pride do poplavljanja mrežice pri vrednostih koeficienta K , ki ga določimo z enačbo:

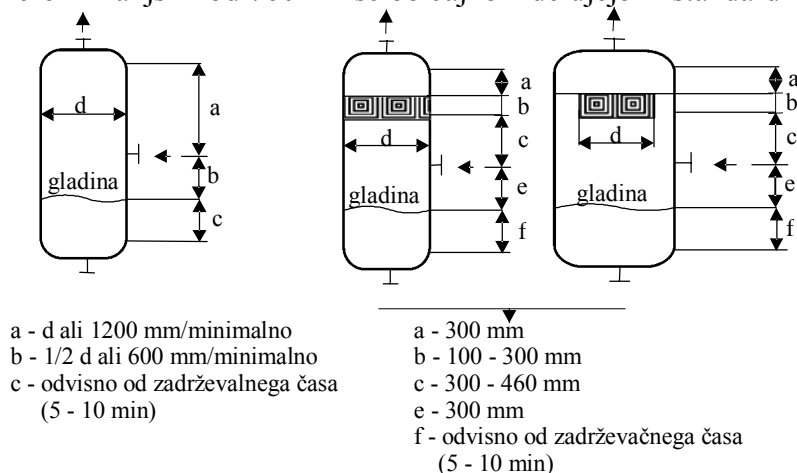
$$K = -0.0022 + \frac{0.0802}{X^{1.294} + 0.573}; \quad 0.04 \leq X \leq 6.0 \quad (2.6)$$

Vrednost X določimo z enačbo:

$$X = \frac{q_{m,l}}{q_{m,g}} \cdot \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{1/2} \quad (2.7)$$

Dobro ločevanje kapljic tekočine iz plina lahko pričakujemo pri hitrosti plina, ki je izračunana v mejah med 30 in 100% glede na vrednost koeficienta K . Razmerje med vrednostjo K pri točki poplavljanja mrežice in dejansko hitrostjo plina v ločevalniku mora biti med 1.2 in 1.4. Pri majhnih hitrostih plina lahko pride do zmanjšanja ločevanja kapljic tekočine iz plina, zato se priporoča, da hitrost plina v ločevalniku ni manjša od 75% mejne hitrosti, ko pride do poplavljanja mrežice. Kadar je premer posode določen na podlagi potrebnega zadrževalnega časa zadrževanja tekočine v ločevalniku, takrat je potrebno mrežico vgraditi v ločevalnik kot je prikazano na sliki 2.1c. Standardne dimenzije

pokončnih ločevalnikov brez in z mrežico so prikazane na sliki 2.1. Ločevalniki z notranjim premerom manjšim od 760mm se običajno izdelujejo iz standardnih cevi.



Slika 2.1: Standardne dimenzije pokončnih ločevalnikov brez in z mrežico

2.2.1.2 Vodoravni ločevalnik plin - tekočina

Postopek določevanja dimenzij ločevalnika temelji na določitvi dovoljene hitrosti plina, ki mora biti dovolj mala, da se omogoči ločevanje kapljic iz plina, preden plin zapusti ločevalnik. Na podlagi izkušenj pri projektiranju se je pokazalo, da tudi za vodoravne ločevalnike brez vgrajene mrežice veljajo enačbe (2.3) in (2.4).

Kadar imamo v ločevalnik vgrajeno mrežico za odvajanje kapljic, se dopustna hitrost plina računa enako kot za pokončne ločevalnike, na podlagi podatkov o dimenzijah mrežice. Priporoča se, da prazen prostor nad gladino tekočine ni manjši od 15% površine prečnega preseka ločevalnika.

Premer vodoravnega ločevalnika plin - tekočina določimo z enačbo:

$$d = 1.1284 \cdot \sqrt{\frac{f_{h,g} \cdot q_{vg}}{f_{a,g} \cdot r \cdot v_a}} \quad (2.8)$$

kjer je:

d - premer ločevalnika (m),

r - razmerje dolžine in premera ločevalnika,

$f_{h,g}$ - razmerje odseka višine ločevalnika nad gladino tekočine in premerom,

$f_{a,g}$ - razmerje površine odseka ločevalnika nad gladino tekočine in površino preseka posode

Drugi pogoj, ki ga je potrebno upoštevati pri dimenzioniranju vodoravnega ločevalnika plin - tekočina, je potreben čas zadrževanja tekočine v ločevalniku. Potreben premer ločevalnika v tem primeru določimo z enačbo:

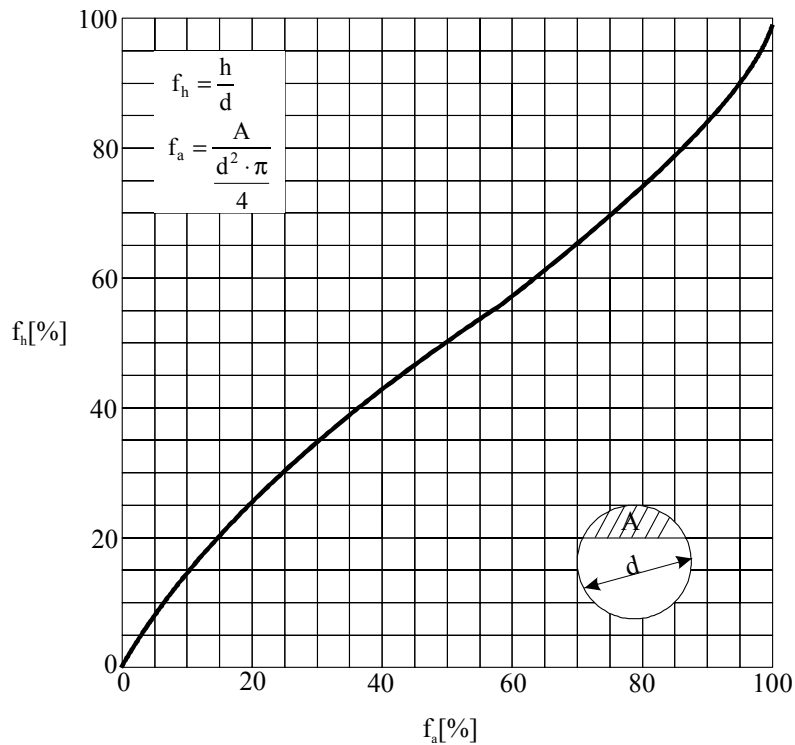
$$d = 1.084 \cdot \left(\frac{t \cdot q_{v,l}}{f_{a,l} \cdot r} \right)^{1/3} \quad (2.9)$$

kjer je:

t - čas zadrževanja tekočine v posodi (s),

r - razmerje dolžine in premera ločevalnika.

$f_{a,l}$ - razmerje površine odseka ločevalnika pod gladino tekočine in površino preseka posode



Slika 2.2: Odvisnost f_h , f_a od premera ločevalnika

Dimenzioniranje se izvede tako, da se določi potrebni premer ločevalnika glede na dovoljeno hitrost plina in zadrževalni čas tekočine. Končna dimenzija ločevalnika mora upoštevati oba pogoja. Za lažjo določitev razmerja $r = L/d$ lahko uporabimo vrednosti v tabeli 2.2, ki so dobljene na podlagi izkušenj.

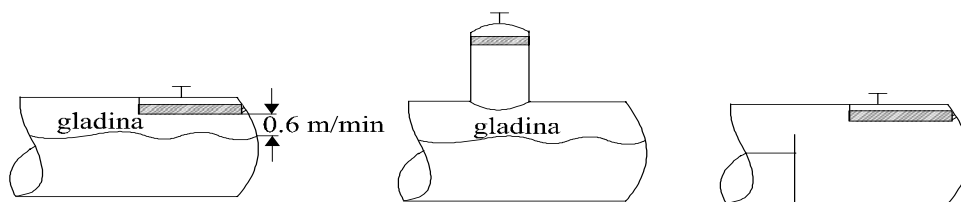
Tabela 2.2: Priporočene vrednosti r v odvisnosti od obratovalnega tlaka

Obratovalni tlak ($\times 10^5$ Pa)	$r = L/d$
od 0 do 17	3.0
od 17 do 35	4.0
> 35	5.0

Pri dimenzioniranju je potrebno upoštevati naslednja pravila:

- gladina tekočine v ločevalniku mora biti višja od polovice posode, višina parnega prostora pa je lahko najmanj 380 mm,
- volumni dna oz. pokrovov se ne upoštevajo pri izračunu,
- vstopni in izstopni priključki za plin se naj projektirajo čim bližje vrhu posode,
- nad izstopnim priključkom za tekočino se mora vgraditi naprava za preprečevanje vrtinčenja.

Na sliki 2.3 so prikazane nekatere izvedbe vodoravnega ločevalnika plin - tekočina.



Slika 2.3: Nekateri izvedbe vodoravnega ločevalnika plin - tekočina z mrežico.

2.2.1.3 Centrifugalni ločevalnik plin - tekočina

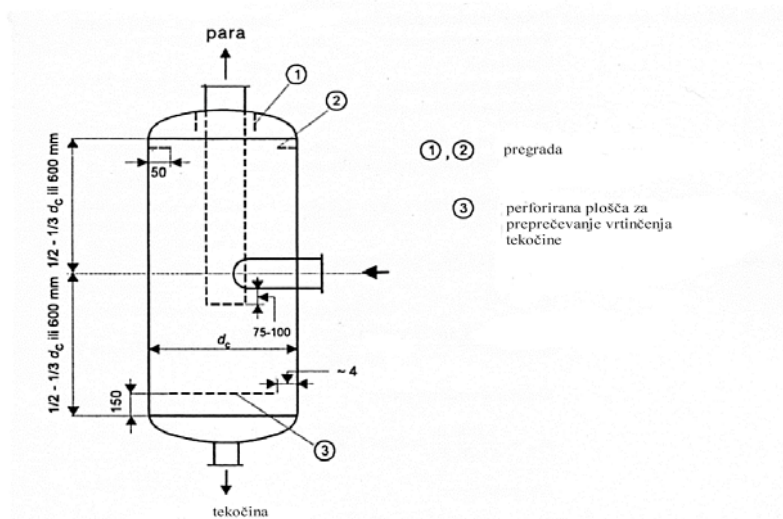
Za ločevanje plina in tekočine se pogosto uporabljajo centrifugalni ločevalniki še posebno takrat, kadar lahko prihaja do vibracij pri udarjanju toka dvofazne mešanice v steno ločevalnika ali kadar potrebujemo ločevalnik malih dimenzij.

Standardne dimenzije centrifugalnega ločevalnika plin - tekočina so prikazane na sliki 2.4, na kateri so podani tudi osnovni podatki za dimenzioniranje. Tako dimenzioniran centrifugalni ločevalnik plin - tekočina omogoča več kot 95% stopnjo ločevanja.

Zaradi penjenja tekočine na stenah ločevalnika se v ločevalnik vgrajuje pregrada na pokrovu (slika 2.4 - 1), pri večjih pretokih tekočine pa pregrada na vrhu plašča (slika 2.4 - 2). Z vgradnjo pregrad preprečimo prehod tekočine v izstopno cev za plin.

Postopek za dimenzioniranje centrifugalnega ločevalnika plin tekočina za mešanico zrak - voda je sledeč:

- Premer cevi vtoka mešanice plina in tekočine se določi tako, da se vstopna hitrost mešanice omeji na 30 do 120 m/s.
- Premer centrifugalnega ločevalnika se določi glede na vstopno hitrost. Hitrost mešanice plin tekočina v ločevalniku ne sme biti večja od 0.002 do 0.2 kratne vrednosti vstopne hitrosti v_a . Za hitrost vtoka 130m/s v ločevalnik je hitrost mešanice v ločevalniku med 0.002 in 0.003 vstopne hitrosti, pri hitrosti vtoka 30m/s pa med 0.15 in 0.2 vstopne hitrosti.
- Ostale dimenzije centrifugalnega ločevalnika plin tekočina določimo na podlagi podatkov na sliki 2.4.
- Padec tlaka v ločevalniku je zanemarljiv. Pri preračunu pretočno tlačnih razmer lahko upoštevamo, da je padec tlaka v centrifugalnem ločevalniku plin tekočina med 2000 in 14000 Pa.



Slika 2.4: Standardne dimenzije centrifugalnega ločevalnika plin – tekočina
 Za tekočine in pline, ki niso mešanica zraka in vode, se mejna hitrost mešanice v centrifugalnem ločevalniku določi z enačbo:

$$v_a = 0.1885 \cdot v_z \cdot \left(\frac{\rho_l - \rho_g}{\rho_g} \right)^{1/4} \quad (2.10)$$

kjer je:

- v_z - hitrost mešanice zraka in vode,
- v_a - hitrost mešanice plina in tekočine,
- ρ_l - gostota tekočine,
- ρ_g - gostota plina.

2.2.2 LOČEVALNIKI TEKOČINA – TEKOČINA

2.2.2.1 Gravitacijski ločevalniki tekočina - tekočina

Ločevalniki tekočina - tekočina so v osnovi posode, ki omogočajo dovolj dolgo zadrževanje mešanice tekočin, da se kapljice dispergirane faze ločijo iz kontinuirne faze. Ločevalniki se običajno dimenzionirajo za kontinuirno obratovanje, enak princip dimenzioniranja pa velja tudi za ločevalnike za diskontinuirno obratovanje. Najpogostejša oblika ločevalnika je pokončna ali vodoravna cilindrična posoda, kjer se nivo posameznih faz regulira z vgrajenim instrumentom za kontrolo gladine ali z zunanjim cevnim sistemom za odvod težje tekočine na principu natege. Dimenzioniranje kontinuirnih ločevalnikov tekočina - tekočina temelji na zahtevi, da hitrost kontinuirne faze v ločevalniku mora biti manjša od hitrosti ločevanja kapljic dispergirane faze. Velja:

$$v_c = \frac{q_{v,c}}{A_c} < v \quad (2.11)$$

kjer je:

- A_s - površina prečnega preseka, ki ga zavzema kontinuirna faza,
- v - hitrost ločevanja kapljic dispergirane faze,
- v_c - hitrost kontinuirne faze,
- $q_{v,c}$ - volumski pretok kontinuirne faze

Hitrost ločevanja kapljic dispergirane faze določimo na podlagi Stokesovega zakona:

$$v = \frac{g \cdot d_d^2 \cdot (\rho_d - \rho_c)}{18 \cdot \mu_c} \quad (2.12)$$

kjer je:

- d_d - premer kapljic dispergirane faze,
- v - hitrost ločevanja kapljic dispergirane faze,
- ρ_c - gostota kontinuirne faze,
- ρ_d - gostota dispergirane faze,
- μ_c - dinamična viskoznost kontinuirne faze.

V primeru, da je izračunana hitrost ločevanja kapljic dispergirane faze večja od $4 \cdot 10^{-3}$ m/s se v nadaljnjem izračunu upošteva hitrost $4 \cdot 10^{-3}$ m/s.

Kriterij na podlagi katerega lahko določimo katera faza je kontinuirna določimo z enačbo:

$$\Theta = \frac{q_{v,l}}{q_{v,t}} \cdot \left(\frac{\rho_l \cdot \mu_t}{\rho_t \cdot \mu_l} \right)^{0.3} \quad (2.13)$$

katere rezultat podaja tabela 2.3, indeks l označuje lažjo, indeks t pa težjo fazo.

Tabela 2.3: Kriterij določitve dispergirane faze glede na vrednost Θ

Vrednost Θ	Rezultat
< 0.3	Lažja faza je vedno dispergirana
od 0.3 do 0.5	Lažja faza je verjetno dispergirana
od 0.5 do 2.0	Možna inverzija faz
od 2.0 do 3.3	Težja faza je verjetno dispergirana
> 3.3	Težja faza je vedno dispergirana

2.2.2.2 Vodoravni gravitacijski ločevalnik tekočina - tekočina

Hitrost ločevanja kapljic lažje in težje faze mešanice dveh tekočin, ki se ne mešata je odvisna od razlike gostot, viskoznosti in velikosti kapljic. V primeru, da je premer kapljic manjši od $100 \mu\text{m}$ (najpogostnejši primer v kemijski industriji) se hitrost ločevanja kapljic določi s Stokesovo enačbo (2.12).

Pri dimenzioniranju vodoravnega gravitacijskega ločevalnika mešanice tekočina – tekočina je potrebno najprej izračunati hitrost ločevanja kapljic manjše gostote iz kontinuirane faze večje gostote in hitrost ločevanja kapljic večje gostote iz kontinuirane faze manjše gostote. Da ne bi bila medfazna gladina previsoka oz. prenizka se omeji maksimalna hitrost ločevanja faz tako, da se določi maksimalna hitrost ločevanja z enačbo:

$$v_{max} = 1.2 \cdot v_{min} \cdot \frac{q_{v,1}}{q_{v,2}} \quad (2.14)$$

kjer je:

- v_{min} - manjša hitrost ločevanja kapljic,
- $q_{v,1}$ - volumski pretok manj viskozne tekočine,
- $q_{v,2}$ - volumski pretok bolj viskozne tekočine.

V primeru, da je izračunana maksimalna hitrost ločevanja v_{max} večja od $4 \cdot 10^{-3}$ m/s se v nadaljnjem izračunu upošteva vrednost $v_{max} = 4 \cdot 10^{-3}$ m/s. Na podlagi predpostavke, da 20% površine prečnega preseka ločevalnika zavzema emulzija in predpostavke, da višina vsake posamezne faze zavzema od 0.3 do 0.7 premera ločevalnika so izpeljane naslednje enačbe za določitev karakterističnih dimenzij gravitacijskega ločevalnika tekočina – tekočina:

$$d = 1.6351 \cdot \sqrt{\frac{q_v}{r \cdot (v_t + v_l)}} \quad (2.15)$$

$$h_t = 0.3142 \cdot \frac{d^2 \cdot L \cdot v_t}{q_v} \quad (2.16)$$

$$h_t = 0.3142 \cdot \frac{d^2 \cdot L \cdot v_t}{q_v} \quad (2.17)$$

$$A_t = 0.3085 \cdot \frac{d^3 \cdot L \cdot v_t}{q_v} - 0.0982 \cdot d^2 \quad (2.18)$$

$$A_t = 0.3085 \cdot \frac{d^3 \cdot L \cdot v_t}{q_v} - 0.0982 \cdot d^2 \quad (2.19)$$

kjer je:

- A - površina segmenta prečnega preseka ločevalnika, ki ga zavzema lažja ali težja faza,
- d - premer ločevalnika,
- h - višina segmenta prečnega preseka ločevalnika, ki ga zavzema lažja ali težja faza,
- L - dolžina ločevalnika,
- r - razmerje dolžine in premera ločevalnika,
- v - hitrost ločevanja kapljic težje ali lažje faze,
- q_v - volumski pretok obeh faz.

Indeksa l in t označujeta lažjo oz težjo fazo.

2.2.2.3 Regulacija medfazne gladine z zunanjim cevnim sistemom

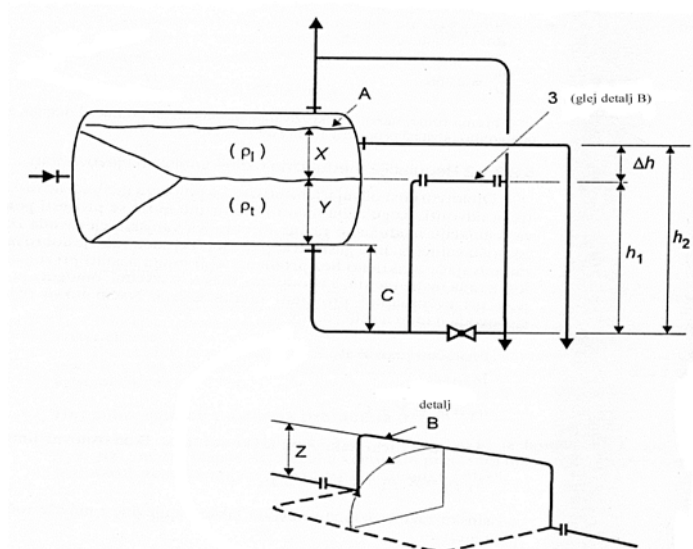
Stopnja ločevanja ločevalnika tekočina - tekočina je odvisna od položaja medfazne gladine. Regulacija nivoja posameznih faz se lahko regulira z vgrajenim instrumentom za kontrolo gladine ali z zunanjim cevnim sistemom za odvod težje tekočine na principu natege. Ta način regulacije, če je dobro izveden, je poceni in omogoča delovanje ločevalnika praktično brez problemov in omogoča pri spremembi obratovalnih parametrov dovolj veliko fleksibilnost. Način izvedbe regulacije je prikazan na sliki 2.5. Velja:

Preračun, regulacije medfazne gladine z zunanjim cevnim sistemom, lahko izvedemo z naslednjimi enačbami, katerih spremenljivke se nanašajo na sliko 2.5

$$h_2 = X + Y + C \quad (2.20)$$

V primeru, kadar so statični tlaki od točke A in točke B do osnovne hidravlične ravnine enaki, velja:

$$h_1 \cdot \rho_t = X \cdot \rho_l + (Y + C) \cdot \rho_t \quad (2.21)$$



Slika 2.5: Izvedba regulacije medfazne gladine z zunanjim cevnim sistemom

Višinsko razliko med odvodom lažje in odvodom težje tekočine določimo z enačbo

$$\Delta h = h_2 - h_1 = X + Y + C - \frac{X \cdot \rho_l + (Y + C) \cdot \rho_t}{\rho_t} \quad (2.22)$$

$$\Delta h = X \cdot \left(1 - \frac{\rho_l}{\rho_t}\right) \quad (2.23)$$

Enačbe (2.20) do (2.23) ne vključujejo padca tlaka zaradi trenja in lokalnih tlačnih izgub, zato se višina odvoda težje faze izvede 25 do 50mm nižje in z gibljivim spojem maksimalne višine Z, kot je razvidno na sliki 2.5, da se omogoči natančna regulacija medfazne gladine.

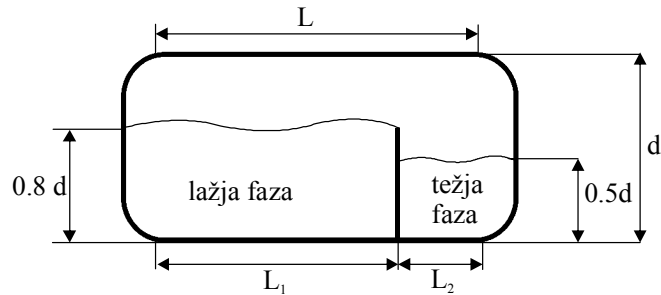
2.2.2.4 Vodoravni gravitacijski ločevalnik s pregrado

Najpogostejša izvedba vodoravnih ločevalnikov tekočina - tekočina so ločevalniki s pregrado. Takšna izvedba omogoča tudi sočasno ločevanje plinske faze od tekočine, kar pomeni prihranek pri opremljenosti in prostoru, ker ni potrebno izvesti ločevanje vsake faze posebej. Vodoravni gravitacijski ločevalnik s pregrado - slika 2.6, je valjasta posoda z eliptičnima pokrovoma, višino pregrade $0.8 d$ in višino gladine lažje faze $0.5 d$.

Volumen ločevalnika določimo z enačbo (2.2), kjer volumen vsakega odseka, kjer se nahaja težja in lažja faza, določimo z enačbo:

$$V_1 = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \left(L_1 + \frac{d}{6} \right) \quad (2.24)$$

$$V_2 = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \left(L_2 + \frac{d}{6} \right) \quad (2.25)$$



Slika 2.6: Vodoravni gravitacijski ločevalnik s pregrado

Z upoštevanjem dimenzij podanih na sliki 2.6, je volumen tekočine (zmes težje in lažje faze) v prvem odseku $0.8 \cdot V_1$, volumen lažje faze $0.5 \cdot V_2$.

Premer ločevalnika in razdaljo posameznih odsekov določimo z enačbami:

$$d = \left(\frac{q_v \cdot t + 1.712 \cdot q_{v,l} \cdot t_l}{0.6723 \cdot r + 0.2241} \right)^{1/3} \quad (2.26)$$

$$L_1 = \frac{1.4874 \cdot q_v \cdot t}{d^2} - \frac{d}{6} \quad (2.27)$$

$$L_2 = \frac{2.5465 \cdot q_{v,l} \cdot t_l}{d^2} - \frac{d}{6} \quad (2.28)$$

Čas zadrževanja obeh tekočin v ločevalniku določimo z enačbo

$$t = 3.6 \cdot 10^8 \cdot \frac{\mu}{\rho_t - \rho_l} \quad (2.29)$$

kjer je :

μ - viskoznost kontinuirne faze

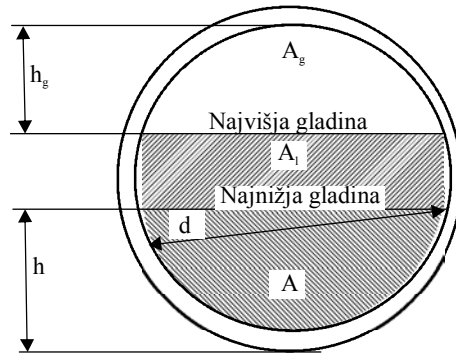
Indeksa l in t označujeta lažjo oz težjo fazo

2.2.3 ZBIRNE POSODE REKTIFIKACIJSKIH KOLON

Zbirne posode rektifikacijskih kolon morajo omogočiti zadrževanje destilata glede na zahteve proizvodnega procesa. V teh primerih se zbirne posode rektifikacijskih kolon dimenzionirajo glede na potreben čas zadrževanja tekočine v posodi. Kadar pa je namen zbirnih posod tudi ločevanje tekoče faze od parne faze, se dimenzionirajo posode kot gravitacijski ločevalniki plin - tekočina brez mrežice. V nekaterih primerih mora biti zbirna posoda rektifikacijskih kolon dimenzionirana tako, da izploni naslednje pogoje:

- ločevanje parne faze od tekoče,
- ločevanje dveh tekočin, ki se ne mešata,
- omogoči potreben čas zadrževanja tekočine v posodi.

Potrebni parametri za dimenzioniranje zbirne posode rektifikacijske kolone glede na našete zahteve so podani na sliki 2.7.



Slika 2.7: Prečni presek zbirne posode rektifikacijske kolone z oznakami osnovnih dimenzij

Dovoljeno hitrost toka plina v parnem prostoru določimo z enačbo:

$$v_m = K \cdot \left(\frac{\rho_l - \rho_g}{\rho_g} \right)^{1/2} \quad (2.30)$$

ali

$$v_m = \frac{q_{v,g}}{f_{a,g} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} \quad (2.31)$$

Vrednost koeficienta hitrosti K , za zbirne posode z mrežico za odvajanje kapljic znaša 0.0793m/s, za zbirne posode brez mrežice pa $K = 0.0396$ m/s.

Potreben čas zadrževanja kapljevine v zbirni posodi, ki temelji na zahtevani proizvodni kapaciteti, določimo z enačbo:

$$t = \frac{f_{a,l} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot L}{q_{v,l}} \quad (2.32)$$

Čas zadrževanja tekočine v zbirni posodi, ki je potreben za ločevanje lažje faze od težje faze določimo z enačbo:

$$t = \frac{h}{v} = \frac{f_a \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot L}{q_v} \quad (2.33)$$

kjer je:

- f_a - razmerje površine segmenta in površine preseka posode,
- h - višina sloja tekočine v zbirni posodi (m),
- K - koeficient hitrosti (m/s),
- L - dolžina zbirne posode (m),
- v_m - dopustna hitrost plina (m/s),
- v - hitrost ločevanja kapljic (m/s),
- q_v - volumski pretok (m^3/s).

V enačbah 2.30 do 2.33 veljajo odvisnosti:

$$f_{a,g} = \frac{A_g}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} \quad (2.34)$$

$$f_{a,l} = \frac{A_l}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} \quad (2.35)$$

$$f_a = \frac{A}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} \quad (2.36)$$

$$f = \frac{h}{d} \quad (2.37)$$

$$r = \frac{L}{d} \quad (2.38)$$

Premer zbirne posode se določi z enačbo:

$$d = \frac{E}{\frac{f}{f_a} - f - C} \quad (2.39)$$

ali

$$d = \left(F \cdot \frac{f}{f_a} \right)^{1/2} \quad (2.40)$$

$$\frac{f_{a,g}}{f_a} = \frac{C}{f} \quad (2.41)$$

$$\frac{f_{a,l}}{f_a} = \frac{E}{d \cdot f} \quad (2.42)$$

kjer je:

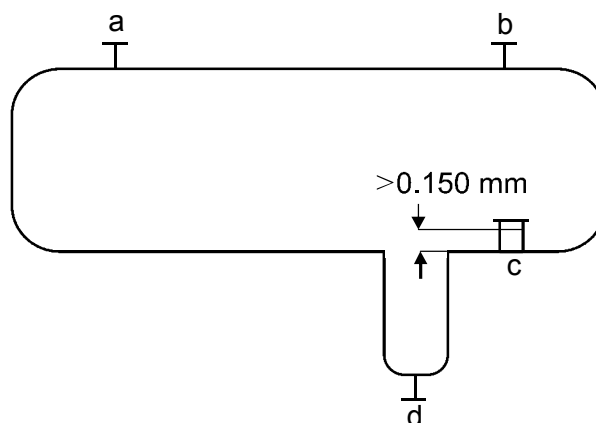
$$C = \frac{q_{m,g} \cdot v \cdot r}{K \cdot q_m} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{1/2} \quad (2.43)$$

$$E = \frac{q_{m,l} \cdot v \cdot t}{q_m} \quad (2.44)$$

$$F = \frac{4 \cdot q_m}{\pi \cdot v \cdot r \cdot \rho_l} \quad (2.45)$$

Premer zbirne posode izračunan z enačbo (2.39) izpolni pogoje glede dovoljene hitrosti plina in časa zadrževanja tekočine med najnižjo in najvišjo dovoljeno gladino. Premer

zbirne posode izračunan z enačbo (2.40) pa izpolni pogoj zadrževanja tekočine v zbirni posodi za ločevanje tekočine lažje faze od težje. Shema izvedbe zbirne posode rektifikacijskih kolon je prikazana na sliki 2.8. Dimenzije priključkov dovoda zmesi plin - tekočina in odvod produktov, v odvisnosti od premera zbirne posode - slika 2.8, so podane v tabeli 2.4.



Slika 2.8: Shematski prikaz zbirne posode rektifikacijskih kolon >

Tabela 2.4: Dimenzije priključkov (mm) v odvisnosti od premera zbirne posode

Premer posode	Vtok (a)	Plin (b)	Tekočin a (c)	Drenaža (d)
910	100	50	75	40
1220	150	75	100	50
1830	250	100	200	50
2440	300	150	250	75
3050	400	200	300	75
3960	500	250	400	100
4880	610	300	500	100

2.2.4 LOČEVALNIKI PLIN - TRDI DELCI (CIKLONI)

Cikloni so procesne naprave, ki se najpogosteje uporabljajo za ločevanje trdih delcev iz plina. So enostavne konstrukcije, izdelani iz različnih materialov in lahko obratujejo pri zelo visokih tlakih in temperaturah.

Postopkov za dimenzioniranje je več, odvisno od tipa ciklona.

Osnovni parameter pri dimenzioniranju ciklona je hitrost vtoka zmesi plina in trdih delcev v ciklon. Vstopna hitrost zmesi v ciklon je med 9 in 25 m/s. Največkrat je hitrost vtoka zmesi 15m/s. Na podlagi izkušenj pri dimenzioniranju ciklonov se je izkazalo, da se optimalni rezultati ločevanja zmesi plina in trdih delcev dosežejo, če je hitrost vtoka mešanice 1.25 krat večja od hitrosti sedimentacije. Pri tem pa vstopna hitrost mešanice ne sme preseči 1.36 kratno hitrosti sedimentacije, ker začne tok plina na izhodu iz ciklona s seboj odnašati trde delce, kar zmanjša učinkovitost ločevanja ciklona. Hitrost sedimentacije je definirana kot minimalna hitrost toka zmesi plina in trdih delcev, pri kateri ne prihaja do izločanja trdih delcev iz plina. Hitrost sedimentacije določimo z enačbo:

$$v_s = 4.913 \cdot v_e \cdot \left(\frac{\frac{b}{d_c}}{1 - \frac{b}{d_c}} \right)^{1/3} \cdot b^{0.067} \cdot v^{2/3} \quad (2.46)$$

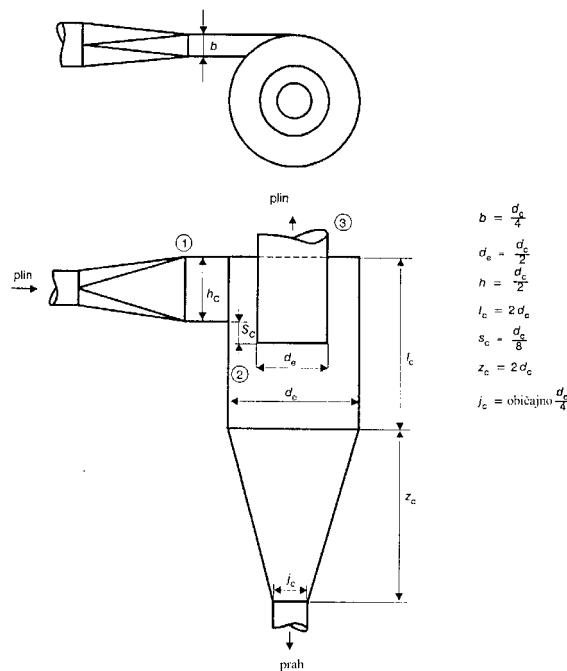
Ekvivalentno hitrost v_e določimo z enačbo:

$$v_e = \left[\frac{4 \cdot g \cdot \mu \cdot (\rho_p - \rho)}{3 \cdot \rho^2} \right]^{1/3} \quad (2.47)$$

kjer je

- b - premer vstopne cevi v ciklon,
- d_c - premer ciklona,
- μ - dinamična viskoznost plina,
- ρ_p - gostota trdnih delcev,
- ρ - gostota plina.

Na sliki 2.9 je prikazana pogosta izvedba ciklona in navedena razmerja karakterističnih dimenzij podanih kot funkcija izbranega premera.



Slika 2.9: Ciklon za ločevanje trdnih delcev iz plina

Učinkovitost ločevanja ciklona določimo z določitvijo premera delcev, ki se lahko popolnoma izločijo iz zmesi in določitvijo premera delcev, ki se lahko do 50% izločijo iz zmesi. Velja:

$$d_p = \left[\frac{9 \cdot \mu \cdot b}{\pi \cdot v \cdot n_r \cdot (\rho_p - \rho)} \right]^{1/2} \quad (2.48)$$

$$d_{p,50} = \left[\frac{9 \cdot \mu \cdot b}{2 \cdot \pi \cdot v \cdot n_r \cdot (\rho_p - \rho)} \right]^{1/2} \quad (2.49)$$

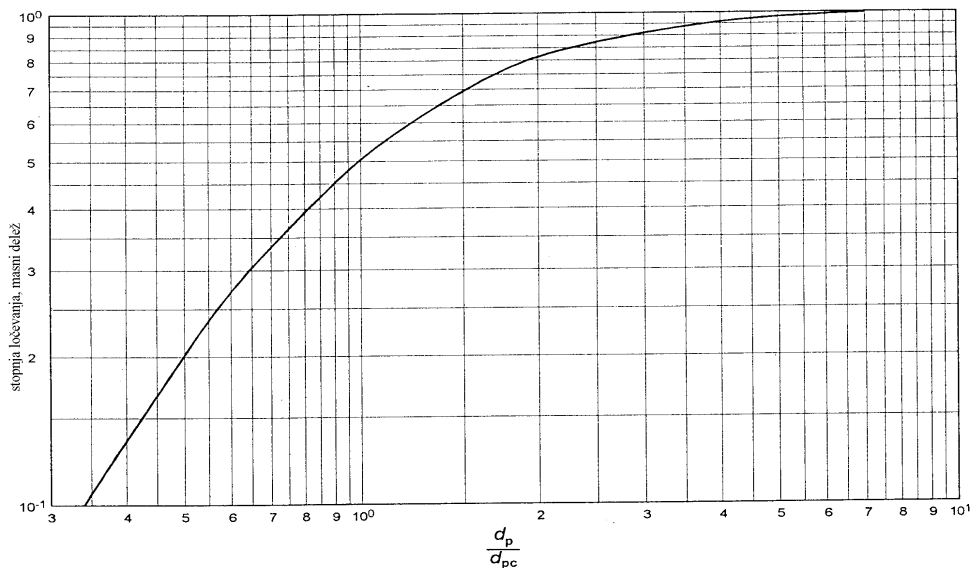
kjer je

- d_p - premer delcev,
- $d_{p,50}$ - premer delcev, kateri se 50% izločijo iz zmesi,
- n_r - število rotacij plina v ciklonu.

Število rotacij plina v ciklonu določimo z enačbo:

$$n_r = 0.354 \cdot v - 0.00829 \cdot v^2 + 6.795 \cdot 10^{-5} \cdot v^3 \quad (2.50)$$

Učinkovitost ločevanja ciklona za delce določene velikosti določimo iz slike 2.10.



Slika 2.10: Diagram učinkovitosti ločevanja ciklona

Padec tlaka v ciklonu je med 150 in 2000Pa, včasih pa tudi do 2500Pa. Padec tlaka določimo z enačbo:

$$\Delta p = \frac{\rho_g \cdot v^2 \cdot n_h}{2} \quad (2.51)$$

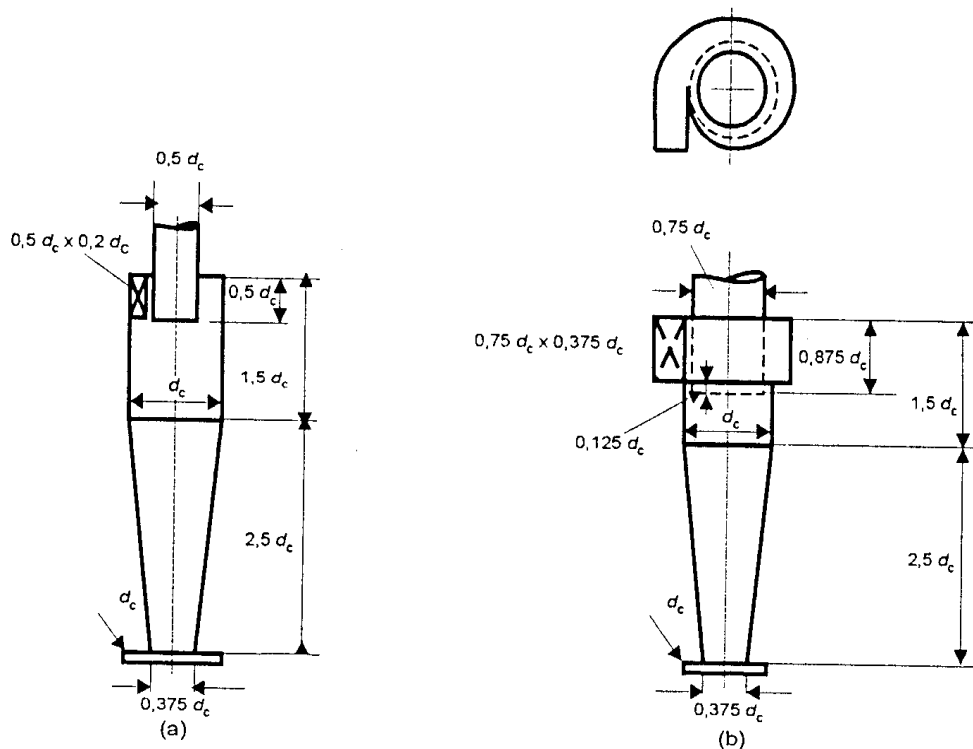
$$n_h = 11.3 \cdot \left(\frac{h_c \cdot b}{d_c^2} \right)^2 + 3.3 \quad (2.52)$$

Dimenzioniranje ciklona visoke stopnje učinkovitosti (slika 2.11a) ali ciklona za visoke pretoke (slika 2.11b), poteka podobno kot dimenzioniranje ciklona na sliki 2.10. Iz izračunanega premera cevi vtoka zmesi se lahko iz slike 2.11a oz. slike 2.11b določijo ostale karakteristične dimenzije ciklona. Učinkovitost ločevanja se iz slike 2.12 oz. slike 2.13, ki prikazuje standardne pogoje obratovanja, preračuna na nove dimenzije in pogoje obratovanja s pomočjo enačbe:

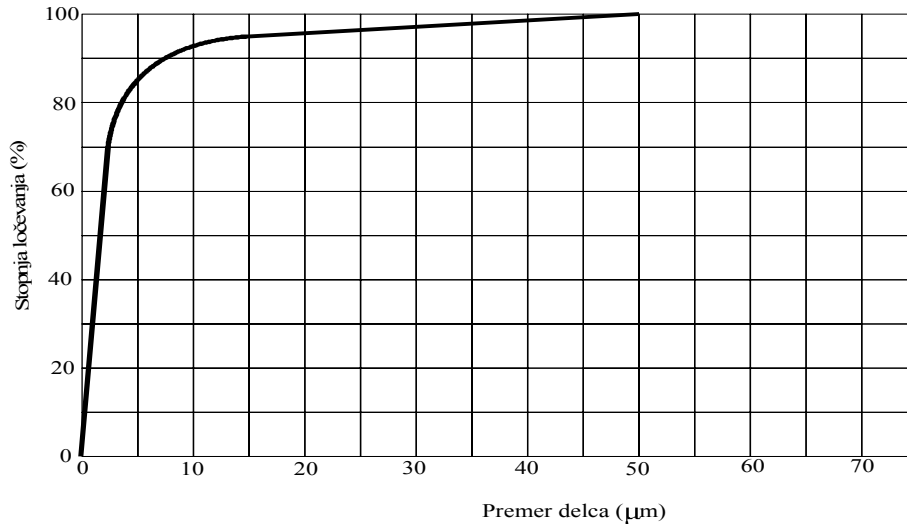
$$d_{p,1} = d_{p,2} \cdot F = d_{p,2} \left[\left(\frac{d_{c,2}}{d_{c,1}} \right)^3 \cdot \frac{q_{v,1}}{q_{v,2}} \cdot \frac{\Delta\rho_1}{\Delta\rho_2} \cdot \frac{\mu_2}{\mu_1} \right]^{1/2} \quad (2.53)$$

kjer je

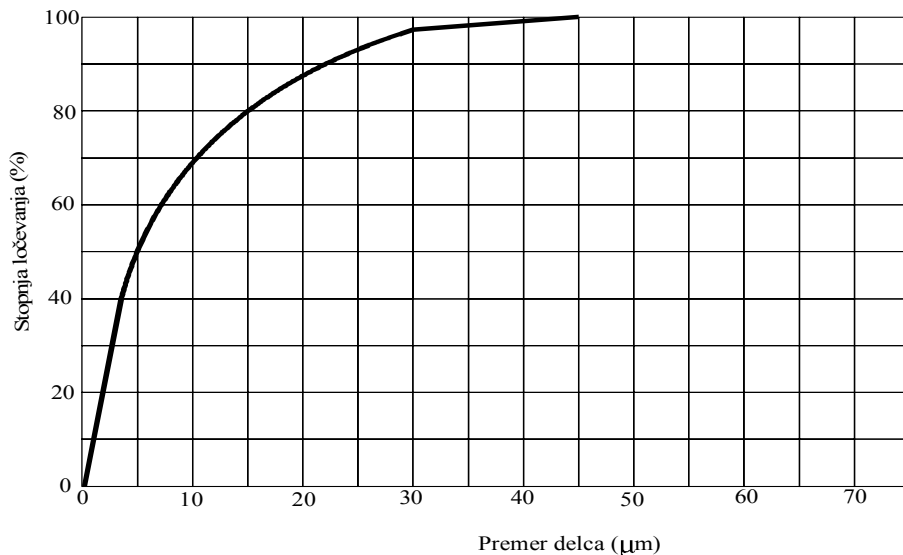
- $d_{p,1}$ - premer delca izločenega pri standardnih pogojih in izbrani učinkovitosti ločevanja,
- $d_{p,2}$ - premer delca izločenega pri novih pogojih obratovanja in enaki učinkovitosti ločevanja,
- $d_{c,1}$ - premer standardnega ciklona (0.203m),
- $d_{c,2}$ - premer novega ciklona (m),
- $q_{v,1}$ - pretok pri standardnih pogojih:
 - ciklon visoke učinkovitosti ločevanja (223m³/h)
 - ciklon velikih pretokov (669m³/h)
- $q_{v,2}$ - novi pretok,
- $\Delta\rho_1$ - razlika gostot delcev in plina pri standardnih pogojih (2000kg/m³),
- $\Delta\rho_2$ - razlika gostot delcev pri novih pogojih,
- μ_1 - viskoznost standardnega plina (zrak $1.8 \cdot 10^{-5}$ Pas),
- μ_2 - viskoznost plina.



Slika 2.11: Standardne dimenzije ciklona visoke stopnje učinkovitosti (a) in ciklona za visoke pretoke (b)



Slika 2.12: Karakteristična krivulja učinkovitosti ločevanja za ciklon na sliki 2.11a



Slika 2.13: Karakteristična krivulja učinkovitosti ločevanja za ciklon na sliki 2.11b

Krivulja stopnje učinkovitosti ločevanja se za nove pogoje določi tako, da se premer delca povečuje npr. za 5% in množi s faktorjem F - enačba (2.53). Nato se izdela diagram učinkovitosti ločevanja za nove pogoje obratovanja. S pomočjo tako dobljene krivulje učinkovitosti ločevanja ciklona lahko izračunamo učinkovitost ločevanja ciklona po enakem postopku, kot se dimenzionira ciklon prikazan na sliki 2.9.

Padec tlaka v ciklonu določimo z enačbo

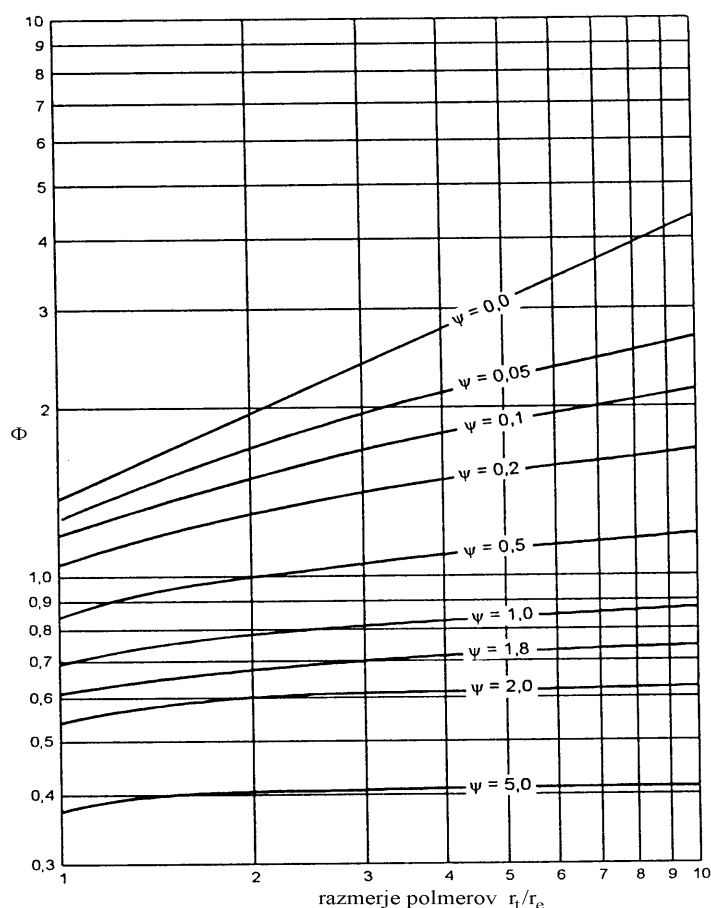
$$\Delta p = \frac{\rho}{2.03} \cdot \left\{ v_1^2 \cdot \left[1 + 2 \cdot \Phi^2 \cdot \left(2 \cdot \frac{r_t}{r_e} - 1 \right) \right] + 2 \cdot v_2^2 \right\} \quad (2.54)$$

$$\Psi = \lambda \cdot \frac{A_c}{A} \quad (2.55)$$

kjer je:

- A - površina preseka ciklona,
- A_c - površina plašča ciklona kjer rotira plin,

- r_t - polmer ciklona do središčnice cevi za vtok zmesi,
- r_e - polmer izstopne cevi,
- v_1 - hitrost plina na vstopu v ciklon,
- v_2 - hitrost plina na izstopu iz ciklona,
- Φ - faktor odčitani iz diagrama - slika 2.14,
- ψ - faktor določen z enačbo (2.55).
- λ - koeficient trenja (0.005)



Slika 2.14: Diagram za določitev faktorja padca tlaka v ciklonu

2.2.5 Ločevalniki tekočina - trdi delci (hidrocikloni)

Kadar je potrebno iz zmesi trdni delci - tekočina ločiti trdne delce, je ena od najenostavnejših procesnih naprav za njihovo ločevanje hidrociklon. Običajni hidrocikloni lahko ločujejo iz zmesi s tekočino, trde delce velikosti 5 do 500 μ m. Kadar je potrebno ločevati trde delce še manjšega premera, se hidrocikloni kombinirajo s centrifugami. V primeru trdih delcev večjega premera, se ti pred vstopom v hidrociklon ločujejo s siti. Hidrocikloni so zaradi kontinuirnega obratovanja, relativno nizke cene, nimajo gibljivih mehanskih delov in nizkih stroškov vzdrževanja, zelo primerni za ločevanje trdih delcev iz tekočine.

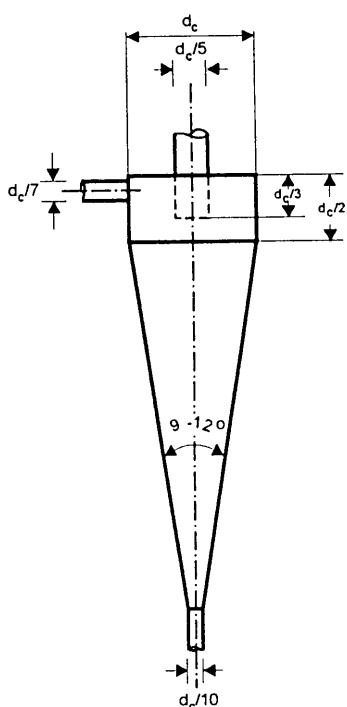
Čeprav so hidrocikloni po konstrukciji zelo enostavni, pa je pri njihovem dimenzioniranju potrebno upoštevati veliko število spremenljivk kot je npr. pretok mešanice, gostota in viskoznost tekočine, premera trdih delcev itd. Zaradi medsebojne odvisnosti spremenljivk

je postopek dimenzioniranja iteracijski. Z poznavanjem postopka dimenzioniranja hidrociklona se lahko, pri spremembi obratovalnih pogojev, oceni zmogljivost obstoječega hidrociklona ali pa se na podlagi zbranih podatkov lažje komunicira s specializiranim proizvajalcem hidrociklonov. Glede na koncentracijo trdih delcev v tekočini se uporabljata dva postopka dimenzioniranja hidrociklona.

Prvi postopek dimenzioniranja hidrociklona se priporoča ko imamo v tekočini relativno malo trdih delcev (slika 2.15).

Premer delcev, ki se 50% izločijo v hidrociklonu, določimo z enačbo:

$$d_{50} = 6.13 \cdot 10^{-3} \cdot \left[\frac{d_c^3 \cdot \mu}{q_v^{1.2} \cdot (\rho_s - \rho)} \right]^{1/2} \quad (2.55a)$$



Slika 2.15: Hidrociklon za ločevanje nizkih koncentracij trdnih delcev v tekočini

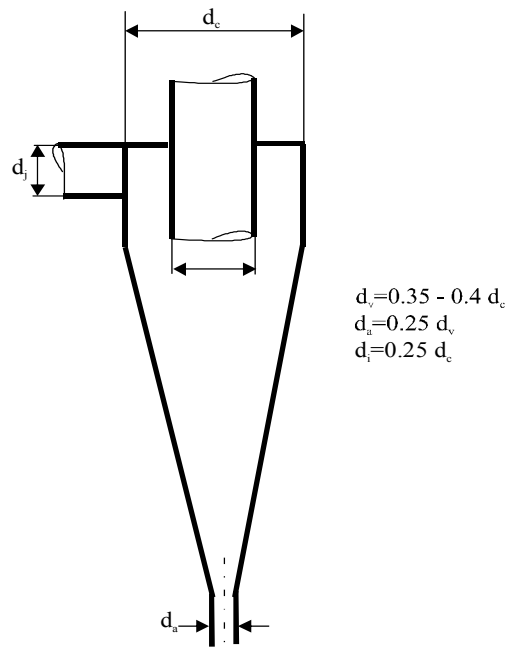
Stopnjo ločevanja posameznih delcev določimo z enačbo:

$$\eta = 1 - \exp \left[- \left(\frac{d}{d_{50}} - 0.115 \right)^3 \right] \quad (2.56)$$

Pri določevanju premera in ostalih dimenzij hidrociklona je potrebno določiti premer delcev d_{50} , ki se 50% izločijo pri zahtevani stopnji ločevanja η z enačbo (2.57), ki jo dobimo s preureditvijo enačbe (2.55).

$$d_{50} = \frac{d}{[-\ln(1 - \eta)]^{1/3} + 0.115} \quad (2.57)$$

Hidrocikloni se večkrat uporabljajo tudi za ločevanje trdih delcev iz zmesi s tekočino, kjer je koncentracija trdih delcev relativno visoka, tudi do 50% (slika 2.16).



Slika 2.16: Hidrociklon za ločevanje visokih koncentracij trdnih delcev v tekočini

Za hidrociklon na sliki 2.16, se premer delcev, ki se 50% izločijo v hidrociklonu določi z enačbo:

$$d_{50} = \frac{2.23 \cdot 10^{-3} \cdot d_c^{0.675} \cdot \exp(z)}{\Delta p^{0.3} \cdot \left(\frac{\rho_s}{\rho} - 1 \right)^{1/2}} \quad (2.58)$$

z določimo z enačbo:

$$z = -0.301 + 9.45 \cdot x - 35.6 \cdot x^2 + 68.4 \cdot x^3 \quad (2.59)$$

Volumski pretok skozi ciklon določimo z enačbo:

$$q_v = 8.25 \cdot 10^{-4} \cdot \Delta p^{0.5} \cdot d_c^2 \quad (2.60)$$

kjer je:

- x - volumski delež trdih delcev v dvofazni zmesi
- ρ - gostota tekočine

3 CEVOVODI

3.1 ENERGIJSKA ENAČBA

Osnovna enačba za dimenzioniranje cevodovodov za transport fluidov je Bernoulijeva energijska enačba. Pri stacionarnem pretoku nestisljivega Newtonovega fluida skozi cev lahko zapišemo energijsko bilanco med dvema točkama z enačbo:

$$p_1 + \rho \cdot g \cdot h_1 + \rho \cdot \frac{v_1^2}{2} = p_2 + \rho \cdot g \cdot h_2 + \rho \cdot \frac{v_2^2}{2} + \rho \cdot \sum h_T \quad (3.1)$$

oziroma

$$(p_1 - p_2) + \rho \cdot g \cdot (h_1 - h_2) + \rho \cdot \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} - \rho \cdot \sum h_T = 0 \quad (3.2)$$

Prvi člen predstavlja razliko tlakov med dvema točkama cevododa, drugi člen energijo zaradi različnih hidravličnih višin, tretji člen energijo gibanja (dinamični tlak) in četrti člen nepovratno izgubljeno energijo zaradi trenja fluidov pri pretoku skozi cev in uporov zoper pretok skozi lokalne elemente kot so kolena, ventili, itd.

Za premagovanje hidravlične višine in tlačnih izgub pri pretoku fluida potrebujemo črpalke. Energijsko enačbo v tem primeru lahko zapišemo:

$$p_1 + \rho \cdot g \cdot h_1 + \rho \cdot \frac{v_1^2}{2} = p_2 + \rho \cdot g \cdot h_2 + \rho \cdot \frac{v_2^2}{2} + \rho \cdot \sum h_T + \rho \cdot g \cdot h_c \quad (3.3)$$

Potrebna moč črpalke je:

$$P = \frac{\rho \cdot g \cdot h_c \cdot q_v}{\beta} = \frac{p_c \cdot q_v}{\beta} \quad (3.4)$$

3.2 KONTINUITETNA ENAČBA

Pri stacionarnem pretoku fluidov skozi cev med presekom cevi A_1 in A_2 velja, da je masni pretok konstanten.

$$q_{m1} = q_{m2} \quad (3.5)$$

ali

$$v_1 \cdot A_1 = v_2 \cdot A_2 \quad (3.6)$$

Kontinuitetna enačba predstavlja eno od oblik zakona o ohranitvi mase.

3.3 PADEC TLAKA ZARADI TRENJA IN LOKALNIH IZGUB

Padec tlaka zaradi trenja in lokalnih izgub pri pretoku nestisljivega fluida skozi cev določamo z Darcy – Weisbachovo enačbo:

$$\Delta p = \rho \cdot \sum h_r = \rho \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \quad (3.7)$$

Obstajajo tudi druge enačbe za določitev padca tlaka pri pretoku fluidov po cevi kot na primer Hazen Wiliamsonova, Manningova in Fanningova enačba, vendar so manj natančne in se redkeje uporabljajo.

3.4 REYNOLDSOVO ŠTEVILO

Reynoldsovo število je brezdimenzijsko število in rabi kot merilo za določanje vrste pretoka. Ločimo laminarni pretok, $Re < 2320$ in turbolenti pretok, $Re > 4000$.

$$Re = \frac{\rho \cdot d \cdot v}{\mu} = \frac{d \cdot v}{\nu} \quad (3.8)$$

V primeru, da je cevovod samo delno napolnjen s fluidom ali da je neokrogel je potrebno v enačbo namesto premera uvesti ekvivalentni premer, ki ga določimo z enačbo:

$$d_{ek} = \frac{A}{o} \quad (3.9)$$

kjer je

A površina preseka pretakajočega se fluida
 o omočen obseg preseka.

3.5 KOEFICIENT TRENJA λ

Koeficient trenja λ imenujemo Darcyev faktor trenja. Določamo ga s pomočjo Modyoevega nomograma, kjer je λ funkcija razmerja d/k in Re števila ali pa s pomočjo empiričnih enačb, katere izbiramo v odvisnosti od vrste toka in hrapavosti cevovoda – tabela 3-1.

Vrednost absolutne hrapavosti cevovoda – tabela 3.2 so odvisne od vrste materiala iz katerega je izdelana cev, starosti, korozije in oblog na steni cevi.

3.6 LOKALNE TLAČNE IZGUBE

Pri pretoku fluidov skozi zožitev, razširitev, odcep, kolono ali ventil pride do dodatnega padca tlaka zaradi trenja ob steno in spremembe smeri toka. Padec tlaka določimo z enačbo:

$$\Delta p = \rho \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \sum \zeta \quad (3.10)$$

kjer je $\Sigma\zeta$ vsota vseh koeficientov trenja na odseku cevovoda za katerega računamo padec tlaka –tabela 3.3 in tabela 3.4.

Tabela 3.1: Enačba za določanje koeficienta trenja

Ime enačbe	Enačba	Re število	Pogoj
Hagen – Poisseualle	$\lambda = \frac{64}{Re}$	< 2320	
Blasius	$\lambda = 0.3164 \cdot Re^{-0.25}$	2320 do 10^5	Hidravlično gladke $k = 0$
Nikaradse	$\lambda = 0.0032 + 0.221 \cdot Re^{-0.237}$	10^5 do $5 \cdot 10^6$	Hidravlično gladke $k = 0$
Prantl oz Karman	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \cdot \log(Re \cdot \sqrt{\lambda} - 0.8)$	$> 10^6$	Hidravlično gladke $k = 0$
Nikaradse	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \cdot \log \frac{d}{k} + 1.14$	$> \frac{200 \cdot d}{\sqrt{\lambda \cdot k}}$	Hidravlično hrapave
Prantl oz. Colebrook	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log \left(\frac{2.51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} + \frac{k}{d} \cdot 0.269 \right)$	$< \frac{200 \cdot d}{\sqrt{\lambda \cdot k}}$	Med hidravlično gladkimi in hrapavimi

3.7 PRETOK STISLJIVIH FLUIDOV PO CEVI

Pri pretoku plinov ali par skozi cevovod prihaja zaradi padca tlaka do spremembe gostote zaradi izotermne ali adiabatne ekspanzije (odvisno od izoliranosti cevi).

Rezultat tega je, da pride do povečanja hitrosti pretoka in zaradi tega do povečanega trenja in še večjega padca tlaka.

Maksimalna hitrost gibanja plina po ceveh je enaka hitrosti širjenja zraka v plinu. To pomeni, da se s povečevanjem tlačne razlike hitrost gibanja plina ne bo več povečala. V primeru visokih hitrosti toka plina, hitrosti običajno podajamo z Machovim številom:

$$Ma = \frac{v}{c} \quad (3.11)$$

kjer je c hitrost širjenja zraka plina.

$$c = \sqrt{\chi \cdot R_m T} = \sqrt{\chi \cdot \frac{R}{M} \cdot T} \quad (3.12)$$

Specifična toplotna prevodnost $\chi = c_p / c_v$.

Vrednost χ je odvisna od vrste plina. Približne vrednosti χ so:

$\chi = 1.67$ za enostavne plin (He, Ne),

$\chi = 1.40$ za zrak in dvoatomarne pline (H_2 , N_2 , O_2),

$\chi = 1.32$ za pare in več atome pline (CO_2 , CH_4 , itd)

Pri velikih hitrostih plina v cevi določamo padec tlaka z enačbo:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{1}{Ma} \sqrt{\frac{\chi + 1}{2 + (\chi - 1) \cdot Ma^2}} \quad (3.13)$$

odpor cevi pa z enačbo:

$$N = \frac{\lambda \cdot l}{d} = \frac{1 - Ma^2}{\chi \cdot Ma^2} + \frac{\chi + 1}{2 \cdot \chi} \cdot \ln \frac{(\chi + 1) \cdot Ma^2}{2 + (\chi - 1) \cdot Ma^2} \quad (3.14)$$

Padeč tlaka pri izotermnem pretoku plina (nimamo toplotnih izgub) določimo z enačbo:

$$\frac{p_1^2 - p_2^2}{2 \cdot p_1} = v \frac{v_1^2}{2} \lambda \frac{l}{d} \quad (3.15)$$

Priporočane hitrosti pretoka fluidov podaja tabela 3.5. Količino pretakajočega plina po cevi običajno podajamo z masnim pretokom. V primeru kadar podajamo z volumskim pretokom, je potrebno podati še pretočne razmee – temperaturo in tlak. V praksi se za volumski pretok uporabljajo tri definicije:

- fizikalna definicija (normalni volumen), pretok pri normalnih pogojih je volumski pretok pri 0°C in tlaku 101325 Pa
- kemijska definicija (standardni volumen), pretok pri standardnih pogojih 25°C in tlaku 101325 Pa
- volumski pretok se uporablja pri transportu energentov naravnega plina, to je pri 15°C in tlaku 101325 Pa.

Tabela 3.2: Hrapavost cevi

Vrsta cevi	Hrapavost k, mm
Vlečene cevi	0.0015
PVC in PE cevi	0.007
Azbestno – cementne cevi	0.05 0.1
Jeklene cevi trgovske kvalitete	0.045
Pocinkane jeklene cevi	0.15
Jeklene korodirane cevi	0.15 1.0
Jeklene cevi zelo	1.0 3.0
Cevi	0.4 0.6
Cevi	0.125
	0.15
Fleksibilna cev	0.6 0.8 tudi do 2.0
	1.5
Zidani kanali	3.0 5.0
Leseni kanali	0.2 1.0
Betonski kanali	1.0 3.0

Tabela 3.3: Koeficient odpora armature

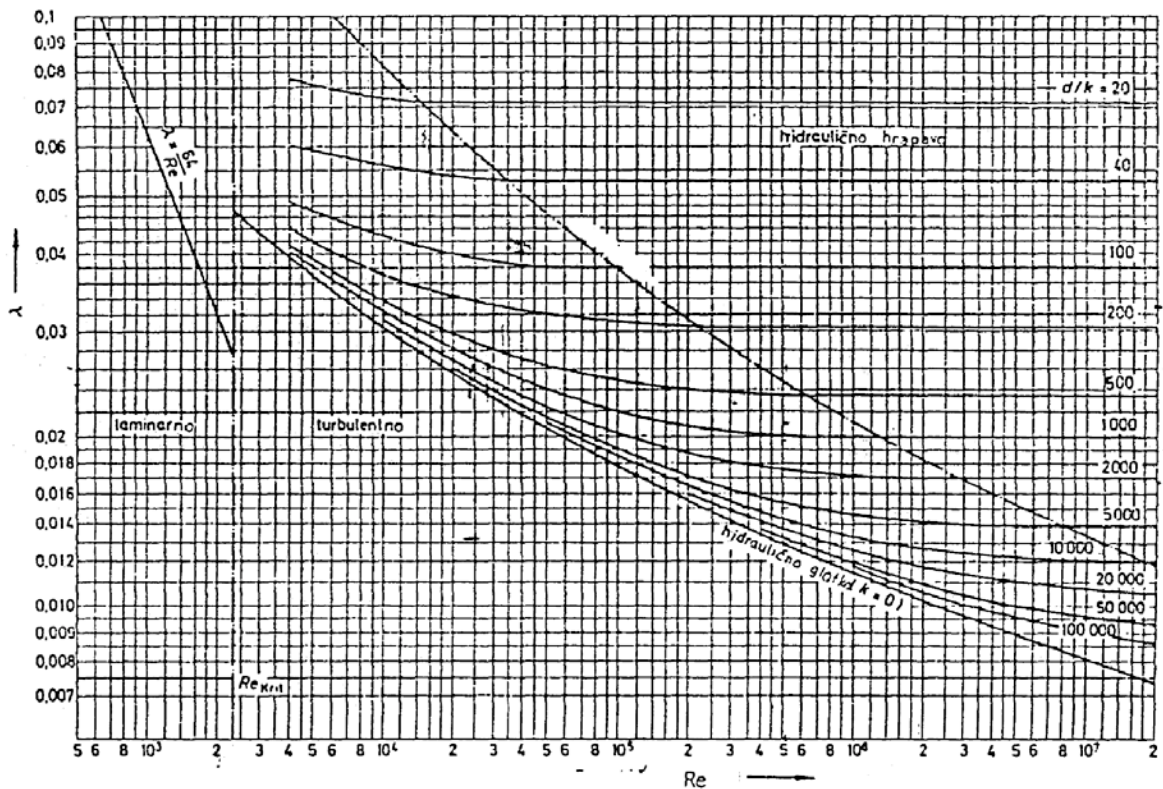
Deo	Slika	ζ_w -vrednost za $d =$			
		50	100	200	300 mm
Ventil normalni ventil		4,0 4,5	4,5 5,0	3,5	3,0
ventil sa kosim sedištem		2,0 3,0	2,0 2,5	1,5 2,5	1,5 2,5
ventil sa slobodnim proticanjem		0,8 1,0	0,7 0,9	0,6 1,0	0,5 1,0
ugaoni ventil DIN		3,5	4,0	5,0	6,0
Zasun bez vodeće cevi sa vodećom cevi		0,15 0,8			0,30 0,12
Nepovranta klapna Nepovratni ventil DIN		1,5 6	1,2 8	1,0 5	- -
Slavina		1,0	-	-	-
Lira glatka naborana		0,75 1,5	0,75 1,5	0,75 1,5	0,75 1,5
Odvajač vode ulaz normalan ulaz tangencijalan		3,0 5...8	3,0 5...8	3,0 5...8	3,0 5...8
Kompensator od talasaste cevi po talasu		2,0	2,0	2,0	2,0

Tabela 3.4: Koeficient odpora dela cevovoda

Deo	Prikaz	Koeficijent odpora ζ_w	Pad pritiska Δp u N/m^2
Lukovi 90° glatki $r/d = 0,5$ 1,0 2,0 3,0		1,0 0,35 0,20 0,15	(gubitak usled skretanja) $\Delta p = \zeta_w \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2$
Koleno $\beta = 90$ 60 45		1,3 0,8 0,4	$\Delta p = \zeta_w \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2$
Proširenje, postepeno $\beta = 10$ 20 $A_1 = 0,5$ 30 40 A_2		$\zeta_1 = 0,10$ 0,15 0,20 0,25	$\Delta p = \zeta_1 \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w_1^2$
naglo (Borda-Karno) isticanje A_1 A_2 w_1 w_2		$\zeta_1 = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2$ $\zeta_1 = 1,0$	$\Delta p = \zeta_1 \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w_1^2$ $\Delta p = \frac{\rho}{2} \cdot w_1^2$
Suženje, postepeno $\beta = 30^\circ$ 45 60		$\zeta_1 = 0,02$ 0,04 0,07	$\Delta p = \zeta_1 \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w_1^2$
naglo uticanje w_1 w_2		$\zeta_1 = (1 - x)^2$ $(1 - \beta_2 \cdot A_1)$	$\Delta p = \zeta_1 \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w_1^2$ oštra ivica: $x = 0,63$ izlomljena ivica: $x = 0,75$ zaobljena ivica: $x = 0,90$ ivica oblika mlaznice: $x = 0,99$
Blenda, sa oštrom ivicom A_1 A_2 A_0 w_1 w_2		$\zeta = \left(\frac{A_1}{x \cdot A_0} - 1\right)^2$ $\zeta_2 = \left(\frac{A_2}{x \cdot A_0} - 1\right)^2$	$\Delta p = \zeta_1 \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w_1^2$ $\Delta p = \zeta_2 \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w_2^2$
Račvanje, sa oštrom ivicom w_2 $w_1 = 0,5$ 1,0 2,0 3,0		$\beta = 90$ 60 45 4,5 3,1 2,0 1,5 0,77 0,43 0,74 0,47 0,35 0,62 0,58 0,54	$\Delta p = \zeta_2 \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w_2^2$
Poprečni otpor a $b = 0,10$ 0,25 0,50		0,7 0,2 0,07 1,4 0,55 0,23 4,0 2,0 0,9	$\Delta p = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2$

Tabela 3.5: Priporočane hitrosti pretoka fluidov

Fluid	Maksimalna hitrost (m/s)
Suhi plin	30
Vlažni plin	18
Visokotlačna para	30
Nizkotlačna para	30
Zrak	30
Cevovodi s parami tekočin	Do 0.0307 a
Pretok tekočin	Odvisno od premera, gostote, viskoznosti, priporočana do 2m/s, maksimalna 4m/s



Slika 3.1 : Nomogram za določanje koeficienta λ

4. ČRPALKE

5 PRENOSNIKI TOPLOTE

5.1 CEVNI PRENOSNIK TOPLOTE

5.1.1 DOLOČITEV TOPLOTNEGA TOKA

Toplotni tok prenosnika toplote določimo z enačbo:

$$\Phi = k \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (5.1)$$

Srednjo logaritemsko temperaturo določimo z enačbo:

$$\Delta T_m = \frac{(T_{t1} - T_{h1}) - (T_{t2} - T_{h2})}{\ln \frac{(T_{t1} - T_{h1})}{(T_{t2} - T_{h2})}} \quad (5.2)$$

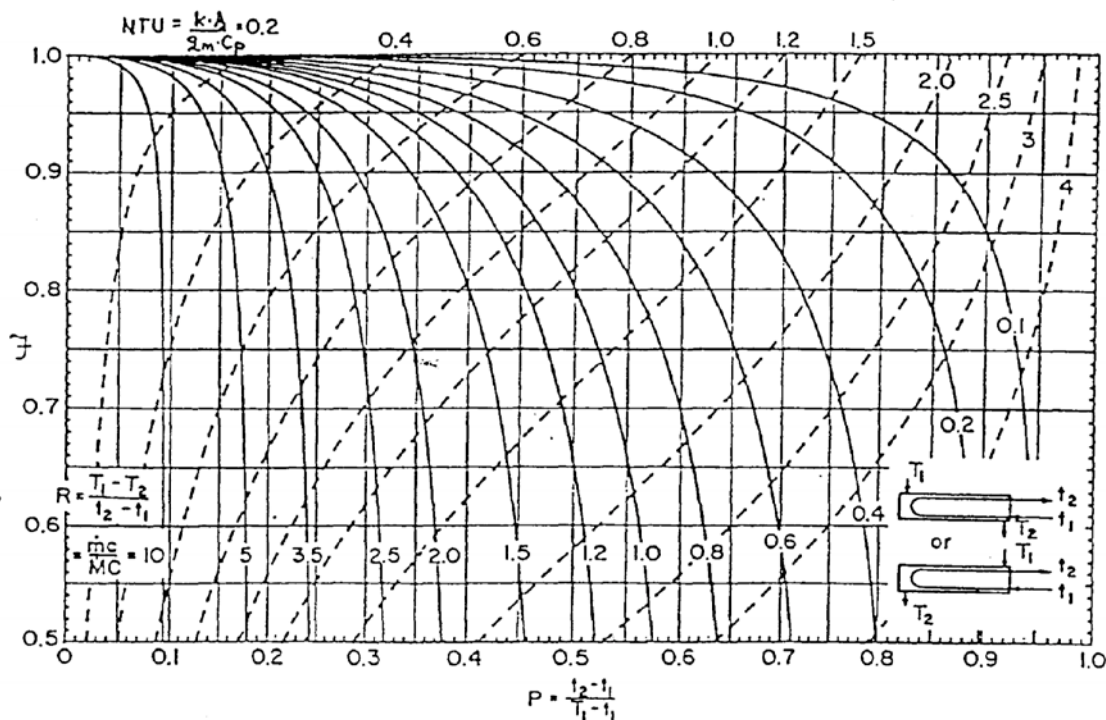
kjer je:

T_{t1} , T_{t2} - temperature toplega fluida (1 - vzstop, 2 - izstop)

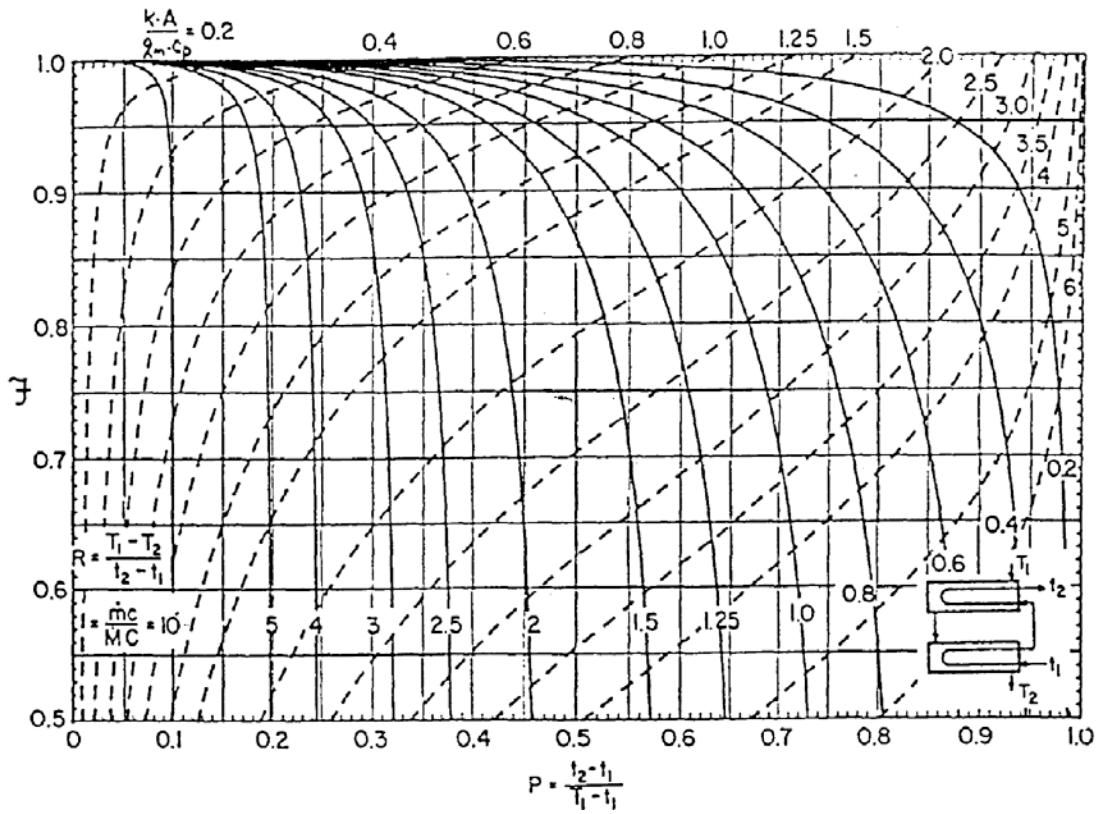
T_{h1} , T_{h2} - temperature hladnega fluida

V primeru, da je $(T_{t1} - T_{h1}) / (T_{t2} - T_{h2}) < 2$ se lahko za ΔT_m vzame srednja temperatura, ker je napaka manjša od 2%.

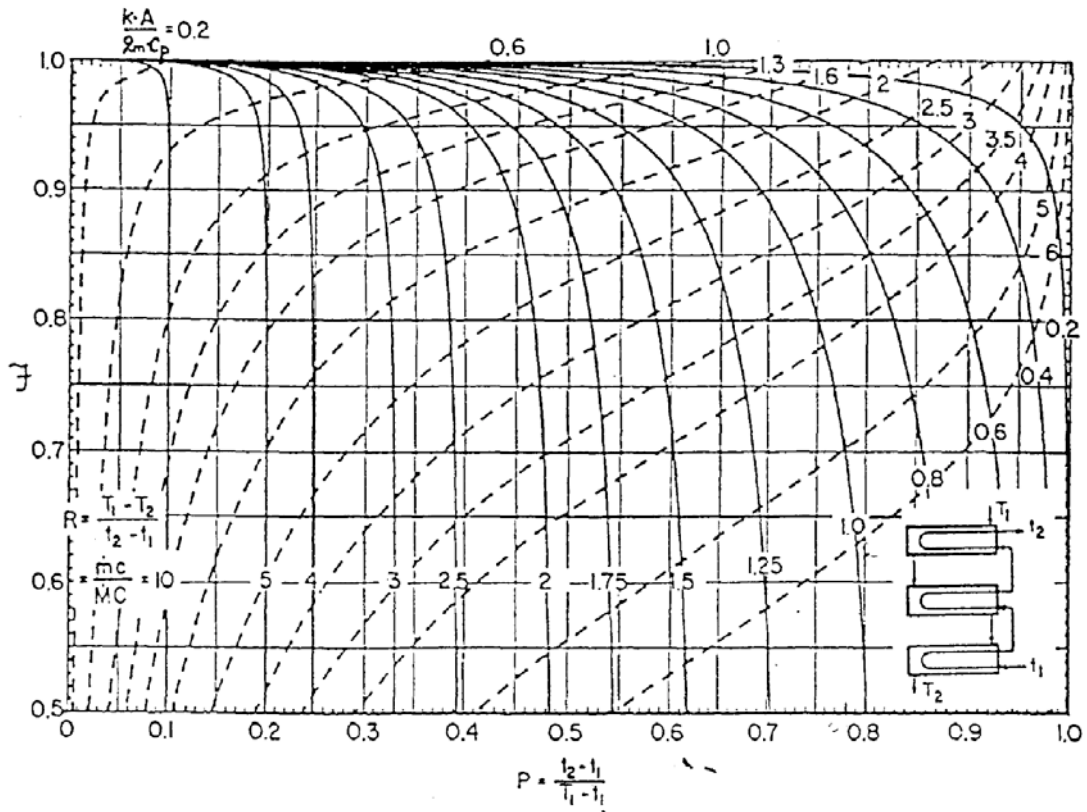
Izračunana ΔT_m velja za prenosnike toplote z enim prehodom fluida skozi cevni snop in plašč. Običajno pa so prenosniki toplote konstruirani tako, da imajo več prehodov fluida skozi cevni snop in plašč. V tem primeru se ΔT_m korigira s korekcijskim faktorjem F, katerega odčitamo iz diagramov na slikah 5.1 do 5.6.



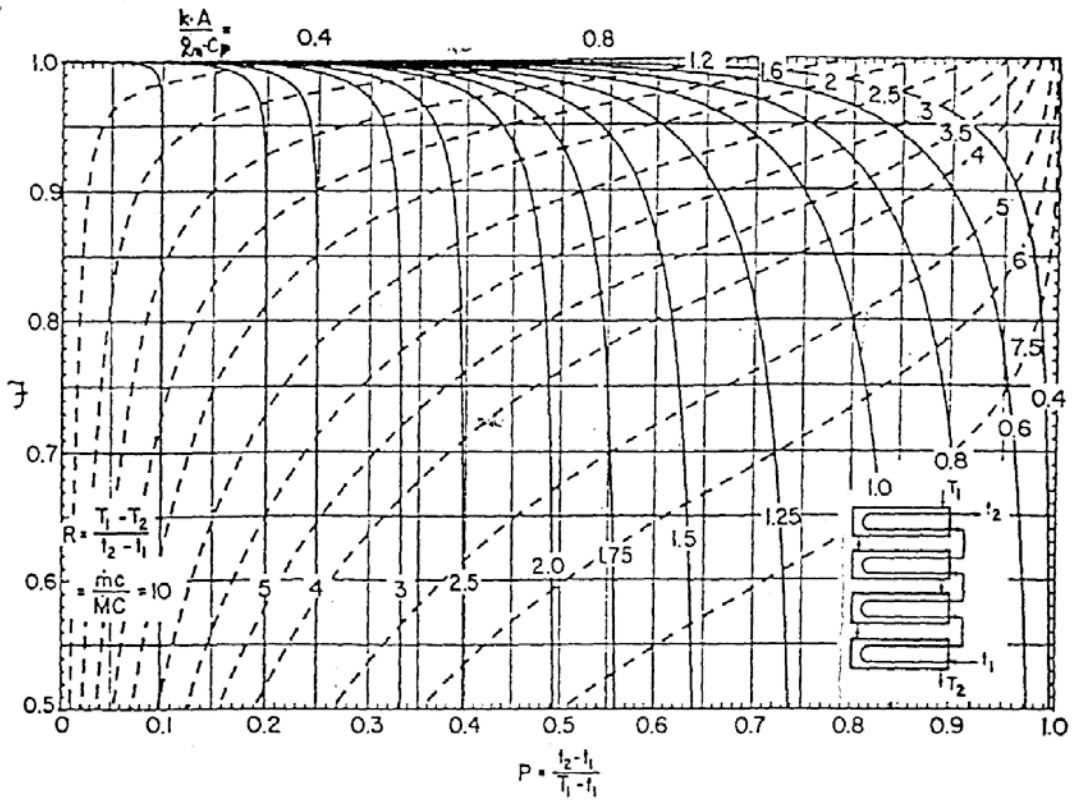
Slika 5.1: Diagram za določitev korekcijskega faktorja 1 - 2 cevne prenosnika toplote



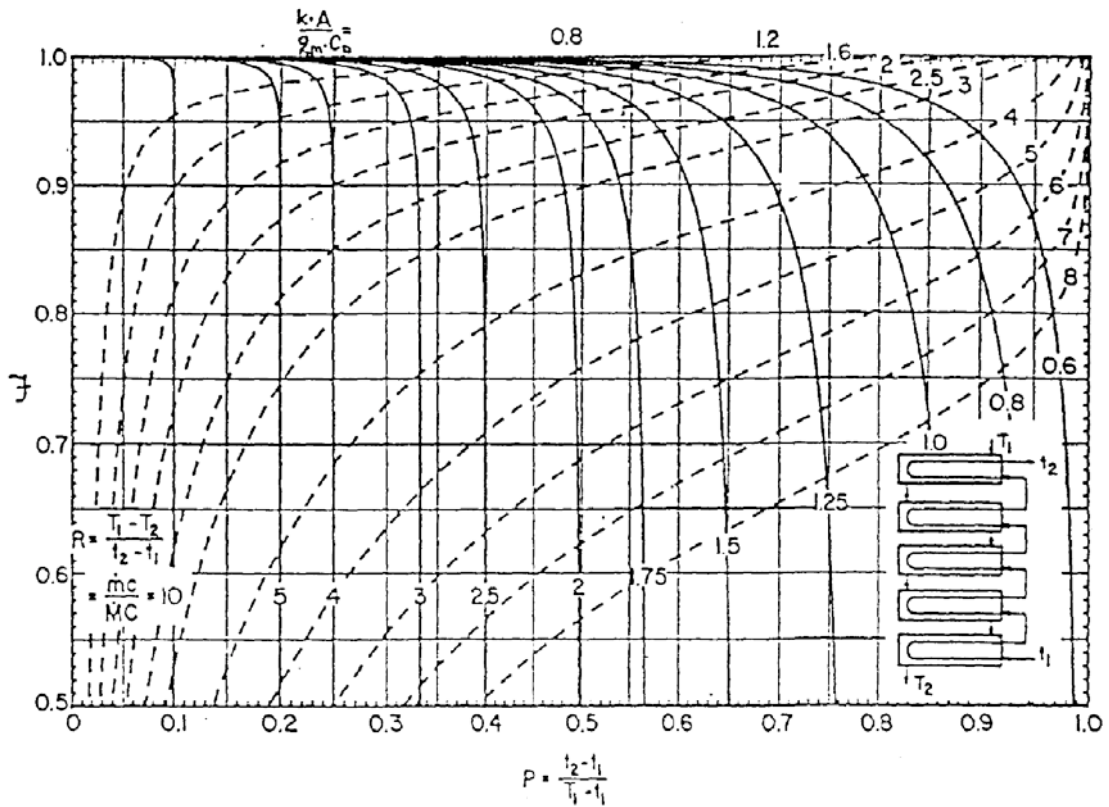
Slika 5.2: Diagram za določitev korekcijskega faktorja 2 - 4 cevnega prenosnika toplote



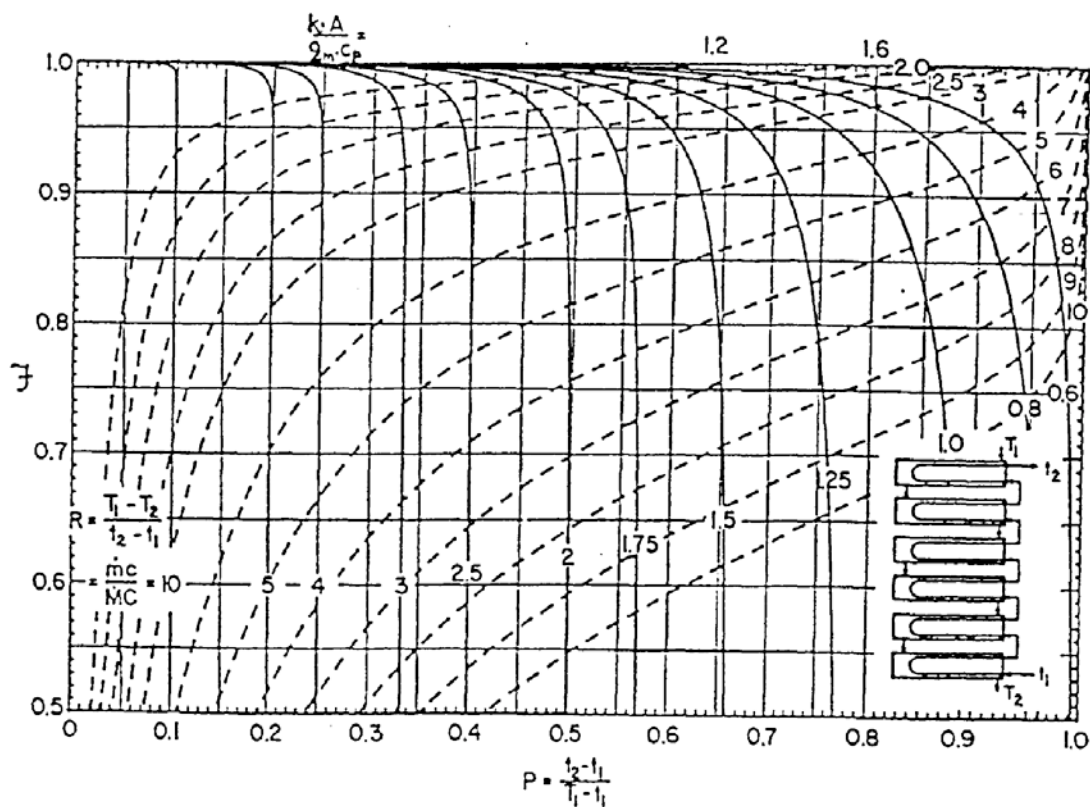
Slika 5.3: Diagram za določitev korekcijskega faktorja 3 - 6 cevnega prenosnika toplote



Slika 5.4: Diagram za določitev korekcijskega faktorja 4 - 8 cevnega prenosnika toplote



Slika 5.5: Diagram za določitev korekcijskega faktorja 5 - 10 cevnega prenosnika toplote



Slika 5.6: Diagram za določitev korekcijskega faktorja 6 - 12 cevnega prenosnika toplote

5.1.2 DOLOČITEV KOEFICIENTA TOPLOTNE PREHODNOSTI

V praksi se koeficient toplotne prehodnosti določa z enačbo:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_o} + R_o + R_c + R_i \cdot \frac{A_o}{A_1} + \frac{1}{\alpha_i} \cdot \frac{A_o}{A_1} \quad (5.3)$$

kjer je:

- α_o - toplotna prestopnost na notranji strani cevi
- α_i - toplotna prestopnost na površini cevi
- R_o - toplotna upornost zaradi nečistoč znotraj cevi
- R_c - toplotna upornost cevi
- R_i - toplotna upornost zaradi nečistoč na površini cevi
- A_o - notranja površina cevi
- A_1 - zunanja površina cevi

Orientacijske vrednosti koeficientov toplotne prehodnosti so podane v tabeli 5.1, toplotne prestopnosti pa v tabeli 5.2. Zaradi dobre toplotne prevodnosti kovinskih materialov iz katerih so izdelane cevi se običajno toplotna upornost cevi zanemari. S tem dobimo sledečo enačbo za izračun koeficienta toplotne prehodnosti:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_o} + R_o + R_i \cdot \frac{A_o}{A_1} + \frac{1}{\alpha_i} \cdot \frac{A_o}{A_1} \quad (5.4)$$

Toplotna upornost zaradi nečistoč se razlikuje od primera do primera tudi, če se prenosnik toplote uporablja za iste namene. Pravilna ocena in določitev toplotne upornosti ni stvar proizvajalca opreme temveč naročnika. Toplotne upornosti zaradi nečistoč se določujejo na podlagi izkušenj pri projektiranju procesne opreme in na podlagi priporočil podanih v tabelah 5.3 do 5.6.

Tabela 5.1: Orientacijske vrednosti koeficientov toplotne prehodnosti. Vrednosti k v tabelah upoštevajo upor zaradi nečistoč $R = 0,00053 \text{ m}^2\text{K/W}$ in padeč tlaka v prenosniku toplote 30000 do 70000 Pa.

HLADILNIKI		
Vroči fluid	Hladni fluid	k (W/m ² K)
Voda	Voda	1400 - 2800
Metanol	Voda	1400 - 2800
Amonjak	Voda	1400 - 2800
Vodne raztopine	Voda	1400 - 2800
Lahki ogljikovodiki	Voda	400 - 800
Srednji ogljikovodiki	Voda	270 - 700
Težki ogljikovodiki	Voda	30 - 400
Plin	Voda	10 - 270
Voda	Raztopine soli	550 - 1100
Lahki ogljikovodiki	Raztopine soli	220 - 550
GRELNIKI		
Para	Voda	1100 - 3900
Para	Metanol	1100 - 3900
Para	Amonjak	1100 - 4000
Para	$\mu < 0,002 \text{ Pas}$	1100 - 4000
Para	$\mu > 0,002 \text{ Pas}$	550 - 2800
Para	Lahki ogljikovodiki	550 - 1100
Para	Srednji ogljikovodiki	270 - 550
Para	Težki ogljikovodiki	35 - 200
Para	Plini	30 - 140
PRENOSNIKI TOPLOTE		
Voda	Voda	1400 - 2800
Vodne raztopine	Vodne raztopine	1400 - 2800
Lahki ogljikovodiki	Lahki ogljikovodiki	220 - 410
Srednji ogljikovodiki	Srednji ogljikovodiki	110 - 330
Težki ogljikovodiki	Težki ogljikovodiki	55 - 220
Težki ogljikovodiki	Lahki ogljikovodiki	160 - 330
Lahki ogljikovodiki	Težki ogljikovodiki	55 - 220

Tabela 5.2: Orientacijske vrednosti koeficientov toplotne prestopnosti za grelnike rektifikacijskih kolon

	α (W/m ² K)
Grelna stran	
- kondenzacija pare	11360
- vroča voda	2270
- vroče olje	710
- dimni plini	*
Stran izparevanja	
- C ₂ - C ₄ ogljikovodiki	1890
- bencini	1150
- aromati	1850
- C ₂ - C ₇ alkoholi	1850
- klorirani ogljikovodiki	1390
- voda (atmosferski tlak)	3800

Tabela 5.3: Toplotne upornosti zaradi nečistoč za vodo R (m²K/W)

Temperatura vročega fluida	do 115°C		od 115°C do 200°C	
Temperatura vode	50°C ali manj		nad 50°C	
Vrsta vode	hitrost toka vode (m/s)			
	< 0.9	> 0.9	< 0.9	> 0.9
Morska voda	0.00009	0.00009	0.00018	0.00018
Voda za hladilne stolpe				
- obdelana	0.00018	0.00018	0.00036	0.00036
- neobdelana	0.00054	0.00054	0.00090	0.00090
Vodovodna voda	0.00018	0.00018	0.00036	0.00036
Rečna voda	0.00036	0.00018	0.00054	0.00036
Muljasta voda	0.00054	0.00036	0.00072	0.00054
Trda voda	0.00054	0.00054	0.00090	0.00090
Voda za hlajenje motorjev	0.00018	0.00018	0.00018	0.00018
Destilirana voda	0.00009	0.00009	0.00009	0.00009
Obdelana kotlovska voda	0.00018	0.00009	0.00018	0.00018

Tabela 5.4: Toplotni upori zaradi nečistoč nekaterih industrijskih fluidov

VRSTA FLUIDA	R (m ² K/W)
Olja	
- kurilno	0.00090
- transformatorsko	0.00018
- za mazanje motorja	0.00018
Plini in pare	
- mestni plin	0.00180
- izpušni plini motorjev	0.00180
- vodna para	0.00009
- para odvzeta iz turbin	0.00018
- para hladilnih snovi	0.00036
- komprimirani zrak	0.00036
- industrijski organski plini	0.00018
- kisli plini	0.00198
- pare topil	0.00018
Kapljevine	
- hladilne snovi	0.00018
- hidravlična olja	0.00018
- industrijske organske kapljevine	0.00018
- taline soli	0.00009
- stabilne frakcije in produkt dna kolone	0.00018
- kaustične raztopine	0.00036
- rastlinska olja	0.00054

Tabela 5.5: Toplotni upori zaradi nečistoč grelcev destilacijskih kolon

VRSTA FLUIDA	R (m ² K/W)
Grelna stran	
- kondenzacija vodne pare	0.000086
- vroča voda	0.000353
- olje za gretje	0.000353
Stran izparevanja	
- C ₂ - C ₄ ogljikovodiki	0.000176
- bencini	0.000176
- aromati	0.000176
- C ₂ - C ₇ alkoholi	0.000176
- klorirani ogljikovodiki	0.000540
- voda (atmosferski tlak)	0.000176

Tabela 5.6: Toplotni upori zaradi nečistoč rafinerijskih procesnih fluidov

VRSTA FLIDA	R (m ² K/W)
Vakumska in destilacija pri atmosferskem tlaku	
- pare pri atmosferski destilaciji	0.00018
- lahki bencini	0.00018
- pare vakumske destilacije	0.00036
- bencin	0.00018
- težki bencin in lahki destilati	0.00018
- petrolej	0.00018
- lahko plinsko olje	0.00036
- težko plinsko olje	0.00054
- težko kurilno olje	0.00090
- asfalt in ostanki destilacije	0.00180
Kreking in koking	
- pare in plini	0.00036
- lahko olje	0.00036
- težko olje	0.00054
- lahko koking plinsko olje	0.00054
- težko koking plinsko olje	0.00072
- lahki tekoči produkti	0.00036
Katalitični kreking in hidrodosulfuracija	
- šarža za reforming	0.00036
- reformat	0.00018
- pare	0.00018
- kapljeviti produkt gostote manjše od 780 kg/m ³	0.00018
- kapljeviti produkt gostote med 780 in 875 kg/m ³	0.00036
Lahki procesni fluidi	
- pare in plini	0.00018
- kapljeviti produkti	0.00018
- apsorpcijska olja	0.00036
Maziva in olja	
- surovine	0.00036
- zmesi topil in surovin	0.00036
- topila	0.00018
- ekstrakt	0.00054
- rafinat	0.00018
- asfalt	0.00090
- mešanica voskov	0.00054
- rafinirano olje za mazanje	0.00018

5.1.2.1 Določitev koeficientov toplotne prestopnosti

Koeficienti toplotne prestopnosti se določijo po empiričnih enačbah različnih avtorjev, katerih rezultati se med seboj razlikujejo. Pri podajanju enačb avtorji običajno navedejo tudi možna odstopanja od dejanskih vrednosti toplotne prestopnosti.

Za določitev toplotne prestopnosti s fluida na steno cevi brez spremembe faze fluida moramo uporabiti različne enačbe. Pri laminarnem toku fluida v cevi $Re < 2300$ uporabimo enačbo:

$$Nu = \frac{\alpha_i \cdot d}{\lambda} = 1.86 \cdot \left(\frac{d \cdot q_m / A}{\eta} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{c_p \cdot \eta}{\lambda} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{d}{l} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\eta}{\eta_w} \right)^{0.14} \quad (5.5)$$

katere odstopanje je $\pm 12\%$.

Za turbulentni tok v cevi $Re > 10000$ in odstopanju 15% do 10% uporabimo enačbo:

$$Nu = \frac{\alpha_i \cdot d}{\lambda} = 0.027 \cdot \left(\frac{d \cdot q_m / A}{\eta} \right)^{0.8} \cdot \left(\frac{c_p \cdot \eta}{\lambda} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\eta}{\eta_w} \right)^{0.14} \quad (5.6)$$

kjer je:

α_i - toplotna prestopnost s fluida na notranjo steno cevi

d - notranji premer cevi

q_m - masni pretok fluida

l - dolžina cevi

c_p - specifična toplota

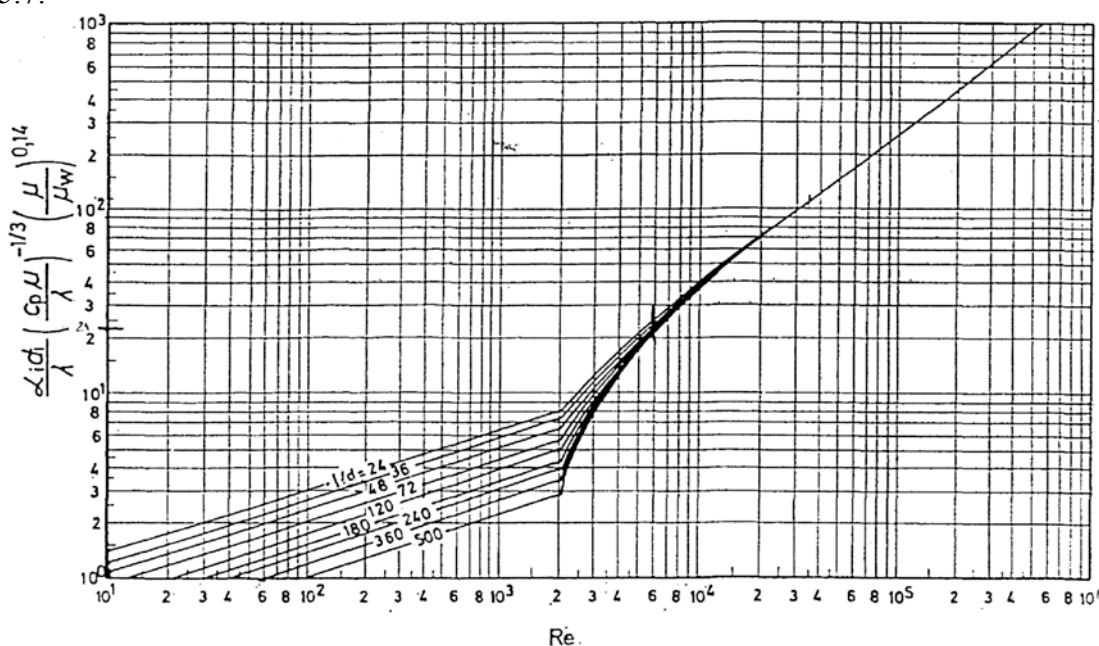
η - dinamična viskoznost fluida pri srednji temperaturi

η_w - dinamična viskoznost fluida pri temperaturi stene cevi

λ - toplotna prevodnost fluida v cevi

V prehodnem območju odčitamo vrednost $\frac{\alpha_i \cdot d}{\lambda} \cdot \left(\frac{c_p \cdot \eta}{\lambda}\right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\eta}{\eta_w}\right)^{0.14}$ iz diagrama na sliki

5.7.



Slika 5.7: Diagram za izračun koeficienta toplotne prehodnosti znotraj cevi

Za pline pri $Re > 8000$ in $Pr = 0,74$ uporabimo enačbo:

$$Nu = \frac{\alpha_i \cdot d}{\lambda} = 0.026 \cdot \left(\frac{d \cdot c_p \cdot q_m / A}{\lambda}\right)^{0.8} \quad (5.7)$$

Koeficient toplotne prestopnosti z zunanje stene cevi na fluid v plašču z vgrajenimi prekati določimo z enačbo:

$$Nu = \frac{\alpha_o \cdot d_e}{\lambda} = 0.36 \cdot \left(\frac{d_e \cdot q_m / A_s}{\eta}\right)^{0.55} \cdot \left(\frac{c_p \cdot \eta}{\lambda}\right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\eta}{\eta_w}\right)^{0.14} \quad (5.8)$$

kjer je:

α_o - toplotna prestopnost z zunanje stene cevi na fluid

d_e - ekvivalentni premer cevi

c_p - specifična toplota fluida v plašču

q_m - masni pretok fluida v plašču

A_s - prosta površina preseka cevnega snopa

η - dinamična viskoznost fluida pri srednji temperaturi

η_w - dinamična viskoznost fluida pri temperaturi stene cevi

λ - toplotna prevodnost fluida v plašču

Toplotno prestopnost pri kondenzaciji par na zunanji površini cevi cevnega snopa določimo z enačbo:

$$\alpha_o = \left(\frac{\eta^2}{\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot g} \right)^{-1/3} \cdot 1.5 \cdot \left(\frac{4 \cdot q_{mK}}{\eta \cdot l} \right)^{-1/3} \quad (5.9)$$

Temperatura zunanje površine cevi se določi z enačbo:

$$T_w = T_h + \frac{\alpha_o}{\alpha_i \frac{A_o}{A_i} + \alpha_o} \cdot (T_i + T_h) \quad (5.10)$$

Masni pretok kondenzata določimo z enačbo:

$$q_{mK} = \frac{q_m}{n_c^{2/3}} \quad (5.11)$$

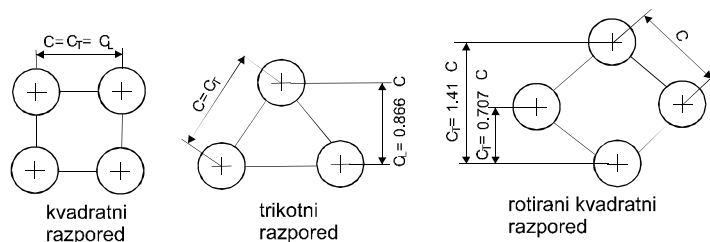
5.1.3 CEVNI SNOP

5.1.3.1 Razpored cevi v cevnem snopu

Razporeditev cevi v cevnem snopu - slika 5.8 je lahko kot:

- trikotni razpored,
- kvadratni razpored,
- rotirani kvadratni razpored.

Dolžina stranice trikotnika ali kvadrata imenujemo korak cevi c . Pri določitvi razporeditve cevi v cevnem snopu se uporabljata tudi termina vzdolžni korak c_L in prečni korak c_T .



Slika 5.8: Razporeditev cevi v cevnem snopu

Številnost cevi v cevnem snopu in premer prenosnika toplote s kvadratnim ali trikotnim razporedom podaja tabela 5.7.

Tabela 5.7: Število cevi v cevnem snopu in premer prenosnika

PROCESNE NAPRAVE

Kvadratni razpored

Premer plášča (mm)	$d_o = 19,05 \text{ mm (3/4 inch)}$ $c = 25,4 \text{ mm}$					$d_o = 25,4 \text{ mm (1 inch)}$ $c = 31,75 \text{ mm}$					$d_o = 31,75 \text{ mm (1 1/4 inch)}$ $c = 39,69 \text{ mm}$					$d_o = 38,1 \text{ mm (1 1/2 inch)}$ $c = 47,63 \text{ mm}$				
	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
203,20	32	26	20	20		21	16	14												
254,00	52	52	40	36		32	32	26	24		16	12	10							
304,80	81	76	68	68	60	48	45	40	38	36	30	24	22	16	16	16	16	12	12	
336,6	97	90	82	76	70	61	56	52	48	44	32	30	30	22	22	22	22	16	16	
387,4	137	124	116	108	108	81	76	68	68	64	44	40	37	35	31	29	29	25	24	22
438,2	177	166	158	150	142	112	112	96	90	82	56	53	51	48	44	39	39	34	32	29
489,0	224	220	204	192	188	138	132	128	122	116	78	73	71	64	56	50	48	45	43	39
539,8	277	270	246	240	234	177	166	158	152	148	96	90	86	82	78	62	60	57	54	50
590,6	341	324	308	302	292	213	208	192	184	184	127	112	106	102	96	78	74	70	66	62
635,0	413	394	370	356	346	260	252	238	226	222	140	135	127	123	115	94	90	86	84	78
685,0	481	460	432	420	408	300	288	278	268	260	166	160	151	146	140	112	108	102	98	94
736,6	553	526	480	468	456	341	326	300	294	286	193	188	178	174	166	131	127	120	116	112
787,4	657	640	600	580	560	406	398	380	368	358	226	220	209	202	193	151	146	141	138	131
838,2	749	718	688	676	648	465	460	432	420	414	258	252	244	238	226	176	170	164	160	151
889,0	845	824	780	766	748	522	518	488	484	472	293	287	275	268	258	202	196	188	182	176
939,8	934	914	886	866	838	596	574	562	544	532	334	322	311	304	293	224	220	217	210	202
990,6	1094	1024	982	968	948	665	644	624	612	600	370	362	348	342	336	252	246	237	230	224

Trikotni razpored

Premer plášča (mm)	$d_o = 19,05 \text{ mm (3/4 inch)}$ $c = 25,4 \text{ mm}$					$d_o = 25,4 \text{ mm (1 inch)}$ $c = 31,7 \text{ mm}$					$d_o = 31,75 \text{ mm (1 1/4 inch)}$ $c = 39,68 \text{ mm}$					$d_o = 38,1 \text{ mm (1 1/2 inch)}$ $c = 47,63 \text{ mm}$				
	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
203,2	37	30	24	24		21	16	16	14											
254,0	61	52	40	36		32	32	26	24		20	18	14							
304,8	92	82	76	74	70	55	52	48	46	44	32	30	26	22	20	18	14	14	12	12
336,6	109	106	86	82	74	68	66	58	54	50	38	36	32	28	26	27	22	18	16	14
387,4	151	138	122	118	110	91	86	80	74	72	54	51	45	42	38	36	34	32	30	27
438,2	203	196	178	172	166	131	118	106	104	94	69	66	62	58	54	48	44	42	38	36
489,0	262	250	226	216	210	163	152	140	136	128	95	91	86	78	69	61	58	55	51	48
539,8	316	302	278	272	260	199	188	170	164	160	117	112	105	101	95	76	72	70	66	61
590,6	384	376	352	342	328	241	232	212	212	202	140	136	130	123	117	95	91	86	80	76
635,0	470	452	422	394	382	294	282	256	252	242	170	164	155	150	140	115	110	105	98	95
685,0	559	534	488	474	464	349	334	302	296	286	202	196	185	179	170	136	131	125	118	115
736,6	630	604	556	538	508	396	376	338	334	316	235	228	217	212	202	160	154	147	141	136
787,4	745	728	678	666	640	472	454	430	424	400	275	270	255	245	235	184	177	172	162	160
838,2	856	830	774	760	732	538	522	486	470	454	315	305	297	288	275	215	206	200	190	186
889,0	970	938	882	864	848	608	592	562	546	532	357	348	335	327	315	246	238	230	220	215
939,8	1074	1044	1012	986	870	674	664	632	614	598	407	390	380	374	357	275	268	260	252	246
990,6	1206	1176	1128	1100	1078	766	736	700	688	622	449	436	425	419	407	307	299	290	284	275

Ekvivalentni premer cevi v trikotnem razporedu se določi z enačbo:

$$d_e = \frac{3.44 \cdot c^2 - d_o^2 \cdot \pi}{d_o \cdot \pi} \quad (5.12)$$

za kvadratni in rotirani kvadratni razpored pa z enačbo:

$$d_e = \frac{4 \cdot \left(c^2 - \frac{d_o^2 \cdot \pi}{4} \right)}{d_o \cdot \pi} \quad (5.13)$$

Določitev d_e je potrebna, da se lahko izračuna Nu število in koeficient toplotne prestopnosti α_i z zunanje površine cevi na fluid.

5.1.4 PADEC TLAKA

Padec tlaka v prenosniku toplote je vsota padca tlaka v ceveh, padca tlaka zaradi spremembe smeri toka, če imamo prenosnik toplote z več prehodi fluida skozi cevni snop in padca tlaka na vstopu in izstopu iz prenosnika toplote.

Padec tlaka v ceveh za nestisljive fluide določimo z enačbo:

$$\Delta p_c = \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \cdot \lambda \cdot \frac{l \cdot n_{pr}}{d \cdot \Phi_T} \quad (5.14)$$

$$v = \frac{q_m \cdot n_{pr}}{A \cdot n_c \cdot \rho} \quad (5.15)$$

kjer je:

q_m - masni pretok fluida v ceveh

λ - koeficient trenja

l - dolžina cevne snopa

v - hitrost toka fluida v cevi

A - površina preseka cevi

ρ - gostota fluida

d - notranji premer cevi

Φ_T - korekcijski faktor za viskoznost

n_c - število cevi v cevem snopu

n_{pr} - število prehodov fluida skozi cevni snop

Koeficient trenja λ v ceveh se določi iz diagrama na sliki 5.9.

Korekcijski faktor za $Re > 2300$ se določi z enačbo:

$$\Phi_T = \left(\frac{\eta}{\eta_w} \right)^{0.14} \quad (5.16)$$

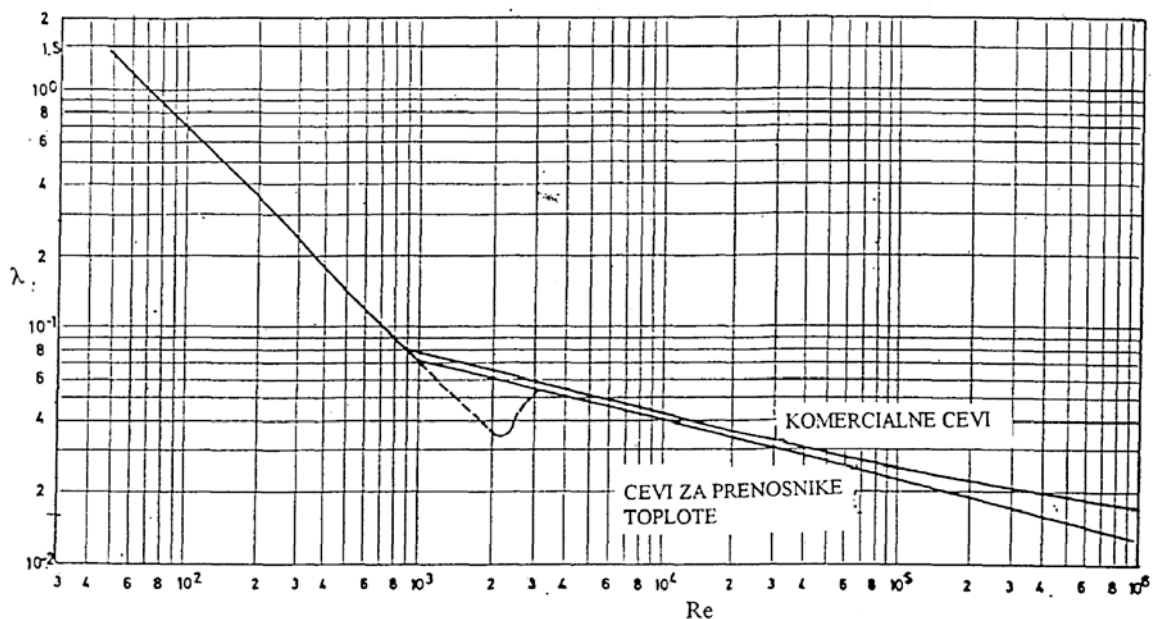
za $Re < 2300$ z enačbo:

$$\Phi_T = \left(\frac{\eta}{\eta_w} \right)^{0.25} \quad (5.17)$$

kjer je:

η - viskoznost fluida pri srednji temperaturi

η_w - viskoznost fluida pri temperaturi stene cevi.



Slika 5.9: Diagram za določitev koeficienta trenja pri pretoku fluida skozi cev

Pri kondenzaciji par in vodne pare se upošteva samo 1/2 vrednosti padca tlaka, ki nastane pri pretoku tekočine. Velja:

$$\Delta p_c = \frac{1}{2} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \cdot \lambda \cdot \frac{l \cdot n_{pr}}{d \cdot \Phi_T} \quad (5.18)$$

Pri prenosnikih toplote z več prehodi nastaja padec tlaka tudi zaradi spremembe smeri toka fluida, to je zaradi lokalnih uporov. Padec tlaka zaradi spremembe smeri toka se določi z enačbo:

$$\Delta p_{lok} = \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \cdot n_{pr} \cdot \xi \quad (5.19)$$

kjer je:

ξ - lokalni upor zaradi spremembe smeri toka ($\xi = 4$)

Padec tlaka v plašču se določi z enačbo:

$$\Delta p_{pl} = \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \cdot \lambda \cdot \frac{d_{pl} \cdot (n_{pre} + 1)}{d_e \cdot \Phi_T} \quad (5.20)$$

kjer je:

n_{pre} - število pregrad v plašču

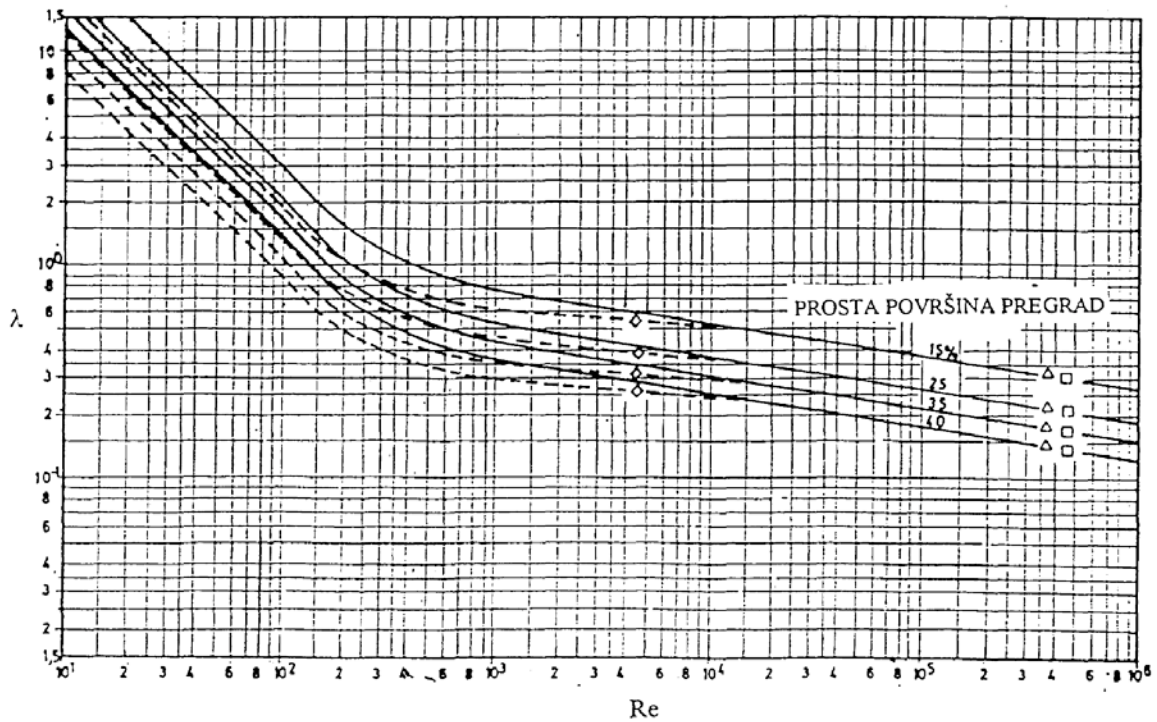
d_{pl} - premer plašča

d_e - ekvivalentni premer cevi

λ - faktor trenja v plašču

v - hitrost toka v plašču

Koeficient trenja λ v plašču prenosnika se določi iz diagrama - slika 5.10.



Slika 5.10: Diagram za določitev koeficienta trenja pri pretoku fluida v plašču

Hitrost toka v plašču prenosnika se določi z enačbo:

$$v = \frac{q_m}{A_s \cdot \rho} \quad (5.21)$$

kjer je:

A_s - prosta površina preseka cevne snopa

Vrednost A_s se določi z enačbo:

$$A_s = \frac{d_{pl} \cdot l_{pr} \cdot (c - d_o)}{c} \quad (5.22)$$

kjer je:

d_{pl} - premer plašča

l_{pr} - razdalja med pregradami

c - korak cevi

d_o - zunanji premer cevi

5.2 PLOŠČNI PRENOSNIK TOPLOTE

5.2.1 UVOD

V industriji se je ploščni prenosnik toplote začel uporabljati pred približno 60 leti. Čeprav se ploščni prenosnik toplote v kemijski industriji ne uporablja pogosto, ima nekatere prednosti pred cevnimi prenosniki toplote. Te so:

- pri uporabi dragih konstrukcijskih materialov, je pri isti površini njihova cena bistveno manjša od cevnih prenosnikov toplote,
- dostop do sestavnih delov je enostaven, kar omogoča lažjo kontrolo, čiščenje in vzdrževanje,
- konstrukcijsko so izdelani tako, da v primeru puščanja tesnila, ne pride do mešanja fluidov,
- s primerno kombinacijo prehodov, se lahko izvede prenos toplote med tremi ali več fluidi.

5.2.2 Konstrukcijska izvedba in obratovalne karakteristike

Zaradi materiala iz katerega so izdelana tesnila med ploščami je dovoljena najvišja obratovalna temperatura 250°C. Temperaturna razlika med toplim in hladnim fluidom je lahko do 1°C (pri cevnih prenosnikih 5°C), kar omogoča do 90% izkoristek toplote, medtem ko je pri cevnih prenosnikih toplote ta vrednost 50%.

Iz konstrukcijski razlogov je običajno obratovalni tlak do 1 MPa, posebne konstrukcijske izvedbe pa omogočajo obratovanje do 2.5 MPa. Padeč tlaka v ploščnih prenosnikih toplote je večji kot v cevnih prenosnikih toplote.

Konstrukcija plošč omogoča, da se turbolentni tok doseže že pri nižjih vrednostih Re števila (že pri 500), visoki koeficienti toplotne prehodnosti (2200 do 5500 W/m²K).

V tabeli 5.8 je podana primerjava obratovalnih karakteristik med ploščnim in cevnim prenosnikom toplote, kar lahko služi kod pomoč pri izbiri tipa prenosnika toplote.

Plošče ploščnega prenosnika toplote so običajno izdelane iz nerjavno materiala kot so: nerjavno jeklo, titan, nikelj, monel, Inkoloy 825, Hastelloy C, legure iz bakra, nikelja itd. Ti materiali ne korodirajo kar zmanjšuje možnost nastajanja dodatnih toplotnih uporov zaradi nečistoč. V tabeli 5.9 so podane vrednosti toplotnih uporov zaradi oblog nečistoč (upoštevani padeč tlaka je 30 kPa), ki se priporočajo pri dimenzioniranju ploščnih prenosnikov toplote.

Debelina plošč je običajno med 0.5 in 3.0 mm, povprečni razdalja med ploščami pa 1.5 do 5.0 mm. Povprečna površina prenosa toplote ene plošče znaša od 0.03 do 1.5 m², tako da je lahko v enem ohišju skupna površina toplotnega prenosa od 0.03 do 1500 m².

Pretoki skozi ploščni prenosnik toplote lahko znašajo tudi do 2500 m³/h.

Tesnila so najbolj občutljiv sestavni del ploščnega prenosnika toplote. Na njihov izbor pa vplivata obratovalna temperatura in tlak. V tabeli 5.9 so podane karakteristike nekaterih materialov iz katerih je izvedeno tesnenje ploščnih prenosnikov toplote.

Ploščni prenosniki toplote niso primerni za pline in zelo viskozne tekočine, kjer prihaja do slabe porazdelitve fluida med ploščami. Prav tako se ne uporabljajo kot kondenzatorji (še posebno ne v vakuumu) zaradi velikega padca tlaka, obstajajo pa posebne izvedbe za uparjevanje.

Zaradi svoje konstrukcije omogočajo ploščni prenosniki toplote različne smeri tokov skozi prenosnik. Nekaj najbolj pogostih shem je prikazano na sliki 5.11.

Glede na izvedbo, se plošče običajno delijo na dve vrsti: "mehke" in "trde". Karakteristika mehkih plošč je manjši koeficient toplotne prehodnosti in manjši padec tlaka. Običajno so široke in kratke, primerne pa so za manjše vrednosti toplotnih tokov in tam, kjer je dovoljena večja temperaturna razlika. Trde plošče imajo večje koeficiente toplotne prehodnosti in povzročajo večji padec tlaka. Plošče so dolge in ozke, uporabljajo pa se za večje toplotne tokove in tam kjer je zahtevana mala temperaturna razlika izstopajočih fluidov (rekuperacija toplote).

Tabela 5.7: Primerjava obratovalnih lastnosti med cevnim in ploščnim prenosnikom toplote

Obratovalni pogoji	Cevni prenosnik	Ploščni prenosnik
Maksimalna obratovalna temperatura (°C)	visoka	150 do 250
Maksimalni obratovalni tlak (MPa)	visok	2.5
Uporaba:		
- tekočina - tekočina	2	1
- plin - tekočina	2	1 - 3*
- plin - plin	1	1 - 3*
- kondenziranje	1	1 - 3*
- uparjanje	1	1 - 3*
Konstruktivski materiali:		
- mehko železo	1	**
- nerjavno jeklo	2	1**
- titan	4	1
- ostali materiali	3	1
Fleksibilnost:	-	1
Mehansko čiščenje:		
- ena stran	2	1
- obe strani	3	1
Zamašitev, onesnaženje	3 - 4	2***
Mala količina fluida	4	1

Oznake:

- 1 - Običajno najboljša tehnično - ekonomska izbira
- 2 - Običajno najboljša izbira
- 3 - Včasih je najboljša izbira
- 4 - Redko je najboljša izbira
- * - Odvisno od obratovalnega tlaka, gostote plina itd.
- ** - Ploščni prenosniki toplote se ne izdelujejo iz mehkega železa. Najboljši izbor je nerjavno jeklo
- *** - Za preprečitev zamašitve se montira, pred vstopom fluida v prenosnik toplote, čistilec nečistoč

Tabela 5.8: Toplotni upori zaradi nastajanja oblog v ploščnem prenosniku toplote

Fluid	R (x 10 ⁻⁵ m ² K/W)
Voda:	
- demineralizirana ali	0.173
- destilirana	0.342
- mehka	0.860
- trda	0.688
- hladilna (obdelana)	0.860
- morska (priobalna)	0.515
- morska	0.860
- rečna (kanalizacijska)	1.019
- za hlajenje motorjev	0.342 - 0.860
Olja za mazanje	0.342 - 1.033
Olja, rastlinska	0.173 - 0.515
Topila, organska	0.173
Para, vodna	0.173 - 1.033
Procesni tokovi, splošno	

Tabela 5.9: Karakteristike nekaterih materialov iz katerih so izdelana tesnila

Material	Temp.(°C)	Opomba
Stiren - butadien guma	do 85	Običajna uporaba, namenjena za vodne sisteme
Akilonitril - butadien guma	do 140	Dobra odpornost za vodne sisteme, masti in alifatske alkohole
Etilen - propilen terpolimer	do 150	Dobra odpornost na visoke temperature in široko področje kemikalij
Zamrežena butilna guma	do 150	Dobra odpornost na visoke temperature in široko področje kemikalij, kisline, alkalije itd.
Silikonska guma	nizka	Slaba odpornost na visoke temperature
Fluoroelastomeri	večja od 150	Dobra odpornost na olja
Azbestna vlakna	do 250	Dobra odpornost na organske kemikalije
Klingerit	do 250	

Za izbiro plošče je najboljši pokazatelj število enot prenosa toplote (NTU).

$$NTU = \frac{k \cdot A}{q_m \cdot c_p} \quad (5.23)$$

kjer je:

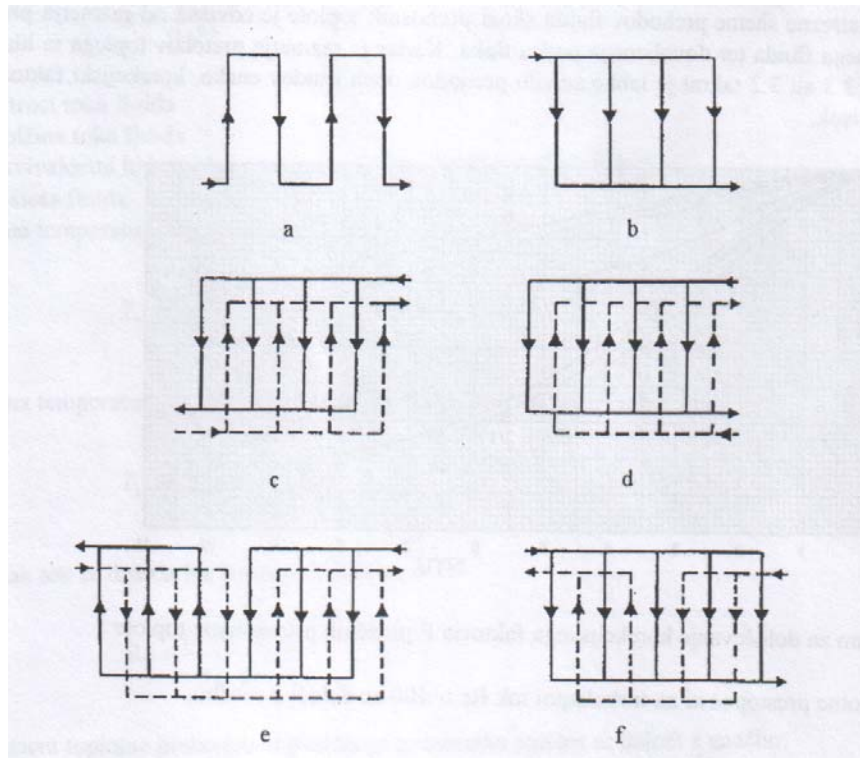
k - koeficient toplotne prehodnosti

A - površina prenosa toplote

q_m - masni pretok fluida

c_p - specifična toplota fluida

Mehke plošče se uporabljajo pri nižji vrednosti NTU (< 1.0), trde plošče pa pri večjih vrednostih NTU.



Slika 5.11: Osnovne sheme tokov fluida v ploščnem prenosniku toplote

- a) Zaporedni razpored
- b) Vzporedni razpored
- c) Zankasti Z razpored
- d) Zankasti U razpored
- e) Kompaktni razpored: 2 - 2 prehod
- f) Kompaktni razpored: 2 - 1 prehod

Srednja logaritemska temperatura se določa enako kot za cevne prenosnike toplote. Korekcijski faktor (F) srednje logaritemske temperature je odvisen od števila prehodov fluida skozi prenosnik toplote. Glede na različne sheme pretokov fluida skozi prenosnik toplote, se lahko korekcijski faktor določi iz slike 5.12. Izbira ustrezne sheme prehodov fluida skozi prenosnik toplote je odvisna od razmerja pretokov toplega in hladnega fluida ter dovoljenega padca tlaka. Kadar je razmerje pretokov toplega in hladnega fluida med 1:1, 2:3 ali 3:2 takrat je lahko število prehodov obeh fluidov enako, korekcijski faktor pa je ustrezno temu visok.

Koeficient toplotne prestopnosti za turbulentni tok $Re > 400$ se določi z enačbo:

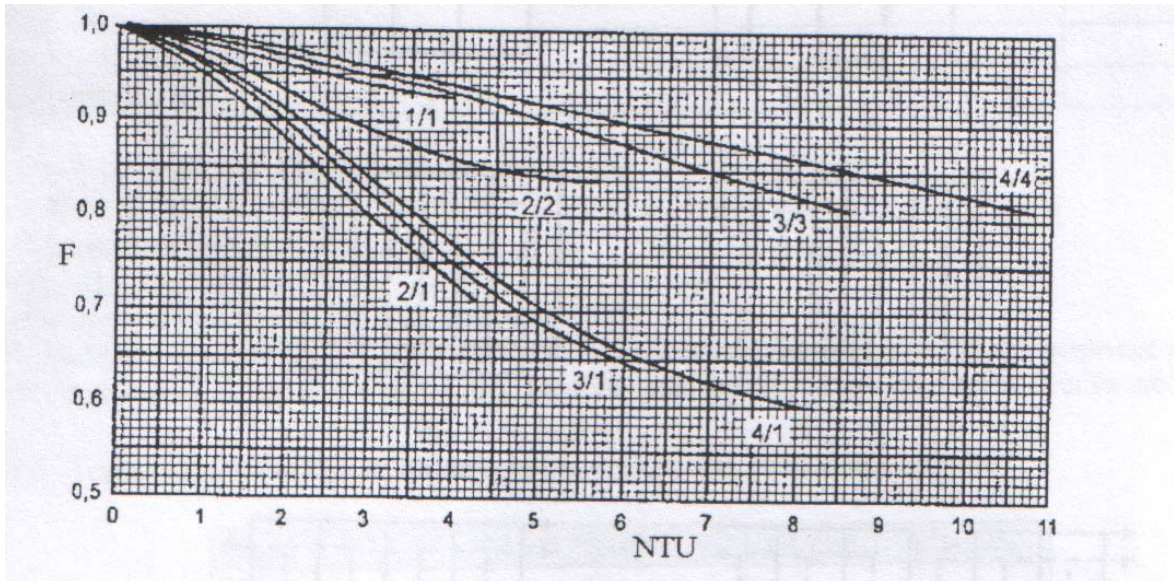
$$\alpha = 0.2536 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot Re^{0.65} \cdot Pr^{0.4} \quad (5.24)$$

Ekvivalentni premer d_e prostega prostora med ploščami se določi z enačbo:

$$d_e = \frac{2 \cdot a \cdot b}{a + b} \quad (5.25)$$

kjer je:

a - širina plošče
 b - razmik med ploščama



Slika 5.12: Diagram za določevanje korekcijskega faktorja F ploščnih prenosnikov toplote

Za laminarni tok $Re \leq 400$ se koeficient toplotne prehodnosti določi z enačbo:

$$\alpha = 0.724 \cdot c_p \cdot q_m \cdot Re^{-0.62} \cdot Pr^{-0.667} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (5.26)$$

Pri ploščnih prenosnikih toplote se turbulentni tok prične že pri $Re > 400$, ker se Re število določa glede na prsto površino preseka med ploščama. Površine plošč so rebraste, rebra pa so lahko različnih geometrijskih vzorcev. Rebra na ploščah povzročajo hitro spremembo toka, zato nastane turbulentni tok že pri zelo majhnih vrednostih Re števila. Razen tega dajejo rebra ploščam dodatno mehansko trdnost, kar omogoča večje hitrosti pretoka fluida med ploščami.

Padeč tlaka v ploščnem prenosniku toplote se določi z enačbo:

$$\Delta p = 2 \cdot \rho \cdot v^2 \cdot \lambda \frac{l}{d_{e,h}} \quad (5.27)$$

kjer je:

v - hitrost toka fluida

l - dolžina toka fluida

d_e - ekvivalentni hidravlični premer prostega prostora med ploščami

ρ - gostota fluida

Koeficient trenja se določi z enačbo:

$$\lambda = \frac{2.5}{\text{Re}^{0.3}} \quad (5.28)$$

Izhodna temperatura hladnega fluida se določi z enačbo:

$$T_{h,2} = T_{h,1} + \frac{\Phi}{(q_m \cdot c_p)_h} \quad (5.29)$$

Izhodna temperatura toplega fluida se določi z enačbo:

$$T_{t,2} = T_{t,1} + \frac{\Phi}{(q_m \cdot c_p)_t} \quad (5.30)$$

Za vsak tok se določa Re število po enačbi:

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot d_e \cdot v}{n_p \cdot \mu} \quad (5.31)$$

Koeficient toplotne prehodnosti ploščnega prenosnika toplote se določi z enačbo:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_t} + \frac{d_p}{\lambda_p} + \frac{1}{\alpha_h} + R_t + R_h \quad (5.32)$$

kjer je:

α_t - toplotna prestopnost na strani toplega fluida

α_h - toplotna prestopnost na strani hladnega fluida

R_t - toplotni upor zaradi nečistoč na strani toplega fluida

R_h - toplotni upor zaradi nečistoč na strani hladnega fluida

d_p - debelina plošče

λ_p - toplotna prevodnost materiala plošče

Število plošč v prenosniku toplote se določi z enačbo:

$$n_p = \frac{A}{A_p} \quad (5.33)$$

kjer je:

A - površina prenosnika toplote

A_p - površina ene plošče

6 KOMPRESORJI

Kompresorji so stroji s katerimi se komprimirajo plini ali pare na zahtevani tlak. Z njimi se pridobiva komprimirani zrak za pogon pnevmatskega orodja 0.6 do 0.7 MPa, ali metalurških peči itd. Nadaljnja uporaba kompresorjev je: daljinski transport plinov (3.6 MPa), hladilne naprave (1.2 MPa), utekočinjenje zraka (20 MPa) in kemični procesi (do 100 MPa in več).

Glede na način komprimiranja ločimo:

- batne kompresorje,
- vijačne kompresorje (podobni so segmentnim črpalkam),
- rotacijske batne kompresorje (rotacijski ekscentrični več celični batni kompresor) in
- turbo kompresorje (radialni ali aksialni).

6.1 BATNI KOMPRESORJI

Z enostopenjskimi batnimi kompresorji se dosežajo tlaki od 500 kPa do 700 kPa, pri večstopenjskih, pa se doseže v vsaki stopnji tlačno razmerje 3 do 4. Večstopenjsko komprimiranje omogoča, da se ne glede na vrsto kompresorja (hlajenega ali nehlajenega) zelo približamo izotermni kompresiji. Po vsaki stopnji komprimiranja je potrebno segreti komprimirani plin hladiti, po možnosti do začetne temperature, da se prihrani energija potrebna za komprimiranje. Večstopenjsko komprimiranje podraži napravo odvisno od števila stopenj komprimiranja. Zaradi tega se je potrebno omejiti na 3 ali največ 4 stopnje komprimiranja.

6.1.1 PRINCIP OBRATOVANJA

Glede na sliko 6.1 je princip obratovanja batnega kompresorja sledeč:

V točki 1 se zapre sesalni ventil in bat začne tlačiti plin do tlaka v točki 2. V času komprimiranja se dviguje tudi temperatura plina. V točki 2 se odpre ventil za izpust komprimiranega plina iz cilindra (temperatura ostane konstantna). V točki 3 se zapre ventil za izpust komprimiranega plina, prične se ekspanzija ostanka komprimiranega plina do točke 4, ko se odpre sesalni ventil. Sesanje poteka do točke 1.

6.1.2 ENAČBE ZA IZRAČUN OBRATOVANJA BATNEGA KOMPRESORJA

Potrebno delo za komprimiranje enega kilograma plina za:

a) Izotermno komprimiranje

$$W_{iz} = \pm R_m \cdot T_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (6.1)$$

b) Adiabatno komprimiranje

$$W_{ad} = \pm \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R_m \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (6.2)$$

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} = \frac{c_p}{c_p - R} \quad (6.3)$$

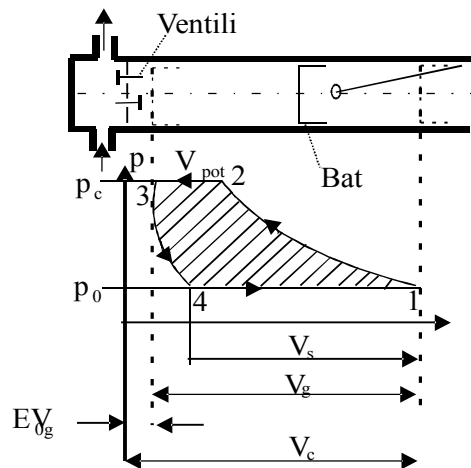
c) Politropsko komprimiranje

$$W_{pol} = \pm \frac{n}{n - 1} \cdot R_m \cdot T_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n - 1}{n}} - 1 \right] \quad (6.4)$$

kjer je:

n - politropski eksponent,

Indeks 1 pomeni sesalno stran, indeks 2 pa tlačno stran. Vloženo delo je negativno, pridobljeno delo pa pozitivno.



- V_{pot} - potisni volumen cilindra,
- V_S - efektivni delovni volumen cilindra,
- V_g - geometrijski delovni volumen cilindra,
- V_C - volumen cilindra,
- $\epsilon_0 \cdot V_g$ - škodljiv prostor.

Slika 6.1: p, V diagram obratovanja batnega kompresorja

Teoretično moč oziroma teoretično delo komprimiranja na sekundo določimo za:

- a) Izotermno komprimiranje (sprotno in popolno odvajanje toplote, temperatura plina ostane ves čas konstantna $T = \text{konst.}$, $n = 1$, $p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2$).

$$P_{iz} = p_1 \cdot V_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (6.5)$$

b) Adijatno komprimiranje (vsa nastala toplota ostane v plinu, cilindar je idealno izoliran, temperatura plina močno naraste)

$$P_{ad} = \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot p_1 \cdot V_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (6.6)$$

c) politropsko komprimiranje

$$P_{pol} = \frac{n}{n-1} \cdot p_1 \cdot V_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (6.7)$$

Temperatura plina na tlačni strani (adijatno komprimiranje):

$$T_T = T_s \cdot r_K^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (6.8)$$

Temperatura plina na tlačni strani (izentropno komprimiranje):

$$T_T = T_s \cdot r_K^{\frac{n-1}{n}} \quad (6.9)$$

Temperatura na tlačni strani kompresorja ne sme preseči 250°C.

Kompresorji z adijatno močjo komprimiranja večjo od 15kW imajo izkoristek obratovanja med 63 in 83%, najpogosteje pa okrog 75%. Izkoristek kompresorja z adijatno močjo večjo od 15 kW lahko določimo s pomočjo tabele 6.1 tako, da izbrane vrednosti prištevamo oziroma odštevamo od referenčne vrednosti izkoristka 75%.

Potrebna moč pogonske gredi kompresorja:

$$P = \frac{P_{ad}}{\eta} \quad (6.10)$$

Stopnja polnitve cilindrov kompresorja:

$$\lambda = 1 - \varepsilon_0 \cdot \left[\left(\frac{p_T}{p_S} \right)^{\frac{1}{\kappa}} - 1 \right] = \frac{V_g}{V_C} \quad (6.11)$$

kjer je:

ε_0 nekoristni prostor polnitve

Tabela 6.1: Tabela za izračun izkoristka obratovanja kompresorja

	Izkoristek 75% ± dodatek
Potrebna adiabatna moč komprimiranja	
- manjša od 15 kW	se ne določuje na ta način
- med 16 in 40 kW	-5%
- med 40 in 110 kW	-3%
- med 110 in 220 kW	0%
- več kot 220 kW	+3%
Potrebno razmerje komprimiranja	
- manjše od 1.1	se ne določuje na ta način
- med 1.1 in 1.2	-5%
- med 1.2 in 1.7	-3%
- med 1.7 in 2.5	0%
- več kot 2.5	+3%
Kadar je molska masa plina	
- med 2 in 10	+3%
- med 10 in 30	0%
- med 30 in 60	-2%
- več kot 60	-4%
Kadar so v plinu sledovi olja	
- dovoljeni	0%
- niso dovoljeni	-4%

Kapaciteta kompresorja pri normalnih pogojih (p_0, T_0):

$$V_0 = V_1 \cdot \frac{p_1 \cdot T_0}{p_0 \cdot T_1} \quad (6.12)$$

Kjer je:

V_1 kapaciteta kompresorja pri pogojih okolice (p_1, T_1)

Teoretična kapaciteta cilindra oziroma geometrijski delovni volumen cilindra:

$$V_g = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l_h \cdot n \quad (6.13)$$

kjer je:

d - notranji premer cilindra

l_h - hod bata

n - število obratov

Vsesana količina plina:

$$V_s = V_g \cdot \lambda \quad (6.14)$$

Potisna količina plina:

$$V_{pot} = V_s \cdot \alpha \quad (6.15)$$

kjer je:

α - koeficient potisne količine plina.

Hod bata določimo s pomočjo tabele 6.2.

Tabela 6.2: Podatki za komercialno razpoložljive stopenjske batne kompresorje

Tip kompresorja	Dolžina hoda bata (mm)	Število hodov bata (min^{-1})	Približna moč (kW)
Cilindri z eno gredjo	127, 128	600 - 514	do 25
	178, 229	450	20 - 45
	229, 240	400	40 - 95
Cilindri z malo hitrostjo	217, 241	600 - 514	150 - 600
Vodoravni cilindri	254, 305	450	300 - 895
Nasproti postavljeni cilindri (2 ali več)	279, 305	450 - 400	600 - 1490
	356	327	745 - 1865
	381, 394, 406	327 - 300	1120 - 2980
	432, 457	327 - 300	1120 - 2980
	483, 508	277 - 257	2235 - 7455
Cilindri za srednje in visoke hitrosti	127	1000	110 - 300
Vodoravni cilindri	152, 203	720 - 900	745 - 3355
Nasproti postavljeni cilindri 2 ali več	229	600	2980 - 5965

Tlačno razmerje:

$$r = \frac{p_T}{p_s} \quad (6.16)$$

Potrebno število stopenj komprimiranja:

$$r_K = r^{1/n_{st}} \quad (6.17)$$

kjer je:

n_{st} - število stopenj komprimiranja

Tlak na tlačni strani kompresorja:

$$p_T = r_K \cdot p_s \quad (6.18)$$

Padec tlaka med posameznimi stopnjami:

$$\Delta p = 0.1 \cdot p_T^{0.926} \quad (6.19)$$

Padec tlaka v razteznih posodah znaša približno 1% tlaka v raztezni posodi.

Premer bata cilindra:

$$d = \sqrt{\frac{2 \cdot V_g}{l_h \cdot n \cdot \pi} + \frac{d_V^2}{2}} \quad (6.20)$$

kjer je:

d_V - premer ventilov

Srednjo hitrost gibanja bata v cilindru:

$$v = 2 \cdot l_h \cdot n \quad (6.21)$$

Srednja hitrost gibanja bata je omejena na 4 do 4.3 m/s za bate z mazanjem in 3.5 m/s za bate brez mazanja.

6.2 TURBO KOMPRESORJI

Turbo kompresorji so lahko radialni (po konstrukciji so podobni radialnim turbinskim črpalkam) ali aksialni (podobni parnim turbinam). Z eno stopnjo dosegamo manjša tlačna razmerja do 1.7, največ do 4. Za večje tlake so potrebni večstopenjski kompresorji. Pri kompresijskih razmerjih nad 2.5 je povišanje temperature tolikšno, da je potrebno vmesno hlajenje.

4.1.2 ENAČBE ZA IZRAČUN OBRATOVANJA TURBO KOMPRESORJA

Hitrost širjenja zvoka v plinu:

$$v_z = \left(\kappa \cdot \frac{p_s}{\rho_s} \right)^{1/2} \quad (6.22)$$

Delovni koeficient rotorja μ' lahko odčitamo s pomočjo tabele 6.3 ali izračunamo z enačbo:

$$\mu' = 0.933 \cdot \frac{W_{ad}}{v_r^2} \quad (6.23)$$

kjer je:

v_r - obodna hitrost rotorja

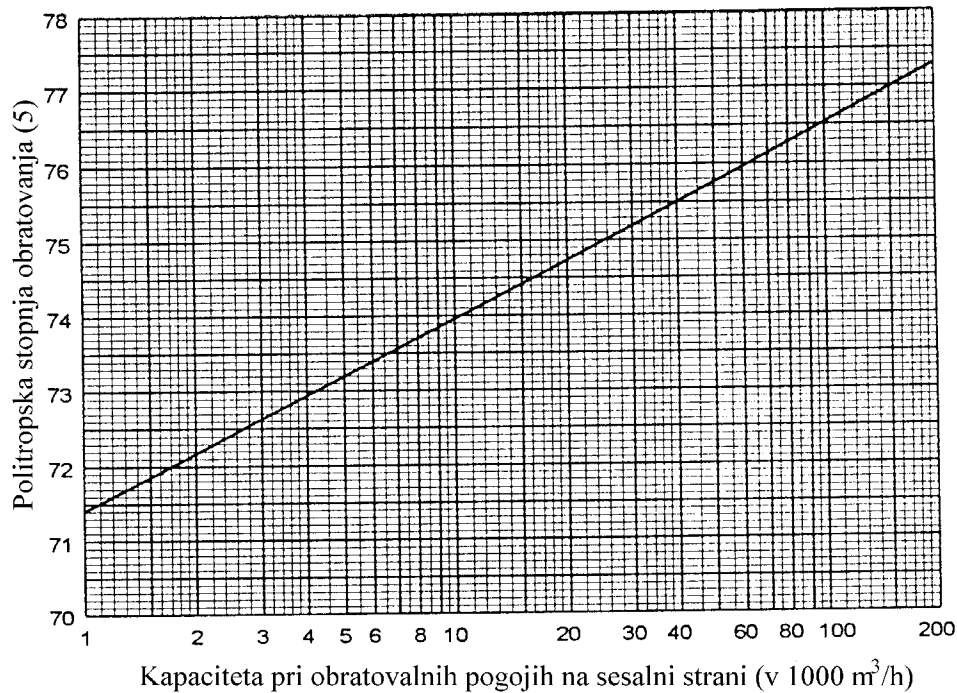
Tabela 6.3: Podatki za izbor centrifugalnega kompresorja

Oznaka ohišja	Kapaciteta m ³ /h	μ'	Nominalni premer rotorja (mm)
1	1350 - 3400	0,48	355 - 406
2	2550 - 12000	0,49 - 0,50	432 - 486
3	6800 - 20400	0,50 - 0,51	533 - 559
4	10200 - 29000	0,51 - 0,52	610
5	13600 - 59500	0,51 - 0,52	813
6	59500 - 110500	0,53	1067 - 1143
7	110500 - 169900	0,54	1372 - 1524

Podatki v tabeli 6.3 veljajo za rotorje z nazaj zavrtimi lopaticami. Rotorji z radialnimi lopaticami imajo večje vrednosti.

Politropsko stopnjo delovanja za komercialno dostopne kompresorje lahko odčitamo iz diagrama - slika 6.2 ali določimo z enačbo:

$$\mu_{pol} = \frac{\ln\left(\frac{p_T}{p_S}\right)^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa}-1\right)}}{\ln\left(\frac{T_T}{T_S}\right)} \quad (6.24)$$



Slika 6.2: Vrednosti μ_{pol} za komercialne centrifugalne kompresorje

Zveza med adiabatno in politropsko stopnja delovanja je naslednja:

$$\mu_{ad} = \frac{r_K^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa}\right)} - 1}{r_K^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa \cdot \mu_{pol}}\right)} - 1} \quad (6.25)$$

kjer je

$$\mu_{pol} = \frac{\frac{\kappa-1}{\kappa}}{n_{pol} - 1} \quad (6.26)$$

$$\frac{n_{pol} - 1}{n_{pol}} = \frac{\kappa - 1}{\kappa \cdot \mu_{pol}} \quad (6.27)$$

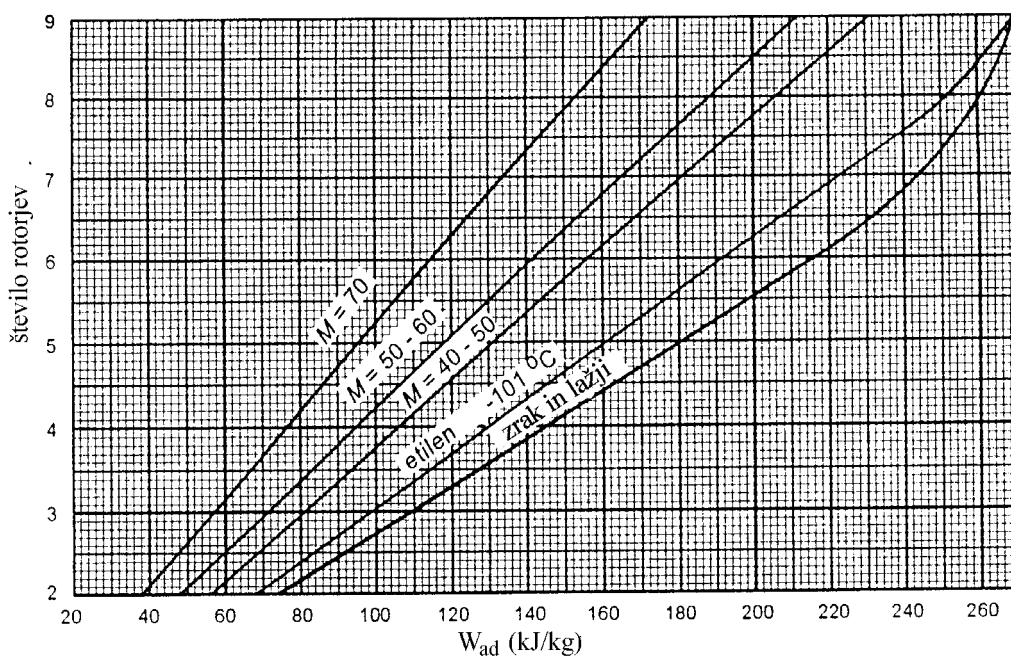
Potrebno moč za komprimiranje plina določimo iz politropske stopnje delovanja:

$$P = \frac{q_m \cdot W_{pol}}{\mu_{pol}} \quad (6.28)$$

Maksimalna obodna hitrost rotorja:

$$v_{max} = (0.9 \text{ do } 1.0) \cdot v_z \quad (6.29)$$

Število rotorjev v ohišju se glede na velikost adiabatnega dela določi iz diagrama - slika 6.4 ali z enačbo:



Slika 6.3: Potrebno število rotorjev v ohišju glede na velikost adiabatnega dela

$$n_r = \frac{W_{pol}}{v_{max}^2 \cdot \mu} \quad (6.30)$$

Dejanska hitrost rotorja:

$$v_r = \left(\frac{W_{pol}}{n_r \cdot \mu} \right)^{1/2} \quad (6.31)$$

Število obratov rotorja:

$$n = \frac{v_r}{\pi \cdot d_r} \quad (6.32)$$

kjer je:

d_r - premer rotorja centrifugalnega kompresorja

7 VAKUUMSKI SISTEMI

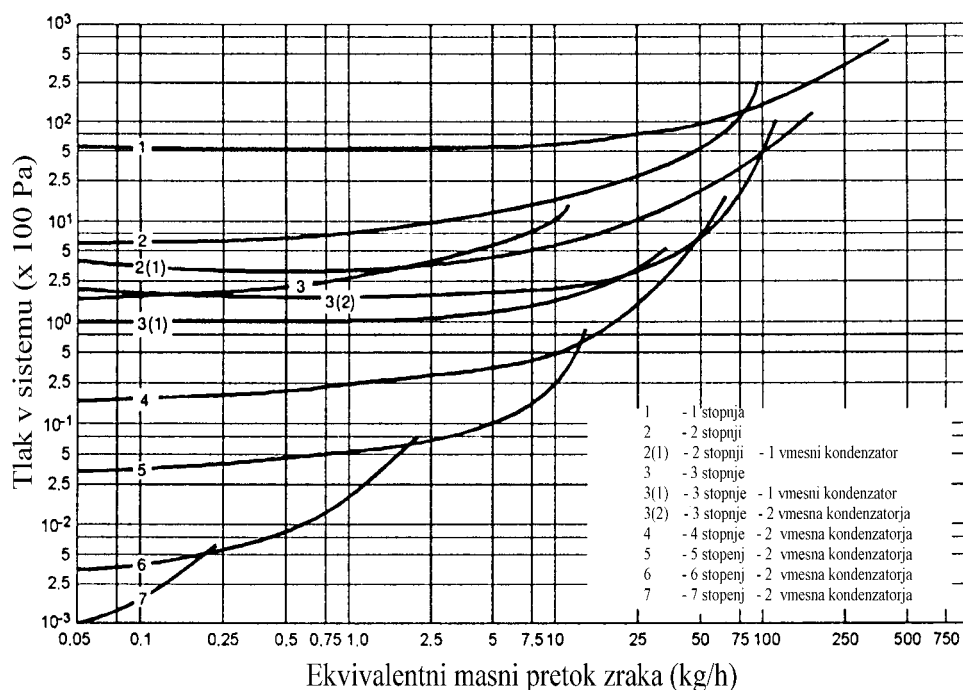
V kemijski procesni industriji so vakuumski sistemi zelo pogosti. Za doseganje in obratovanje pod vakuumom se uporabljajo različne naprave, vendar se najpogosteje uporablja parni ejektor. Obratovalne lastnosti ejektorja s katerim se ustvarja in vzdržuje vakuum so sledeče:

- lahko se uporablja za doseganje vakuuma vseh vrst tudi korozivnih fluidov,
- z ejektorji se lahko doseže praktično vsak zahtevani vakuum, ki se potrebuje v kemijski procesni industriji,
- uporabljajo se za katerokoli obratovalno kapaciteto,
- izkoristek obratovanja je zadovoljliv,
- nimajo pomičnih mehanskih delov, zato so stroški vzdrževanja nizki,
- ne povzročajo hrupa pri obratovanju,
- znotraj projektiranega področja vakuuma je obratovanje ejektorja zanesljivo,
- stroški obratovanja in montaže so majhni v primerjavi z drugimi napravami za doseganje in vzdrževanje vakuuma.

Obratovalno področje ejektorja je odvisno od tlaka v sistemu in količine par oziroma plina, ki se evakuira. Orientacijski podatki za izbor ejektorskega vakuumskega sistema so podani v tabeli 7.1 in razvidni na sliki 7.1.

Tabela 7.1: Obratovalno področje ejektorja

Število stopenj	1	2	3	4	5
Tlak v sistemu (Pa)	> 10100	1300 do 11300	100 do 3300	20 do 500	7 do 270



Slika 7.1: Obratovalno področje ejektorja

Kadar se iz sistema evakuirajo plini, ki vsebujejo pare snovi, ki se kondenzirajo, se lahko uporabljajo vmesni kondenzatorji, ki močno znižajo stroške obratovanja ejektorja ali pa z namenom pridobivanja produkta s kondenzacijo par. Največkrat se kondenzatorji vgrajujejo na koncu zadnje stopnje ejektorskega sistema za pridobivanje produkta oziroma, da se evakuirane pare ne spuščajo direktno v atmosfero.

7.1 DIMENZIONIRANJE EJEKTORJA

Za preračun ejektorja so potrebni naslednji podatki:

- Pretok in sestava plinov, ki se evakuirajo iz sistema,
- temperatura in tlak plinov ter par na vstopu v ejektor,
- tlak na izstopu iz ejektorja, če ta ni atmosferski,
- temperatura in tlak pogonske pare in
- temperatura hladilne vode za vmesne kondenzatorje.

Pri projektiranju novega vakuumskega sistema je potrebno določiti stroške pogonske pare in hladilne vode, ter ceno in dimenzije ejektorja. Poraba pare in hladilne vode za ejektorski sistem se določi na podlagi količine plinov in par katere je potrebno evakuirati iz sistema. Sestava iz sistema evakuiranih plinov in par je lahko inertni in/ali nekondenzirajoči plin, zrak, ki vstopa v sistem zaradi netesnosti sistema ali pa pare, ki so v ravnotežju s tekočino.

7.1.1 PRETOK EVAKUIRAJOČIH PLINOV IN PAR

Masni pretok evakuirajočih plinov in par se določi iz masne bilance. Pretok zraka zaradi netesnosti vakuumskega sistema se lahko določi s pomočjo nomograma - slika 7.2. Pri dimenzioniranju ejektorja se priporoča, da se odčitane vrednosti povečajo za dva krat. V nomogramu podane vrednosti masnega pretoka zraka veljajo za vakuumske sisteme brez mešalnih posod. Kadar so v vakuumskem sistemu tudi mešalne posode, je potrebno masni pretok zraka za vsako mešalno posodo povečati za 2 do 2,5 kg/h. Kadar se za tesnenje vretena mešala uporabljajo posebni tesnilni sistemi, se za vsako mešalno posodo pretok zraka poveča za 0.5 do 1 kg/h.

Pretok zraka zaradi netesnosti vakuumskega sistema se namesto iz nomograma, lahko določi z naslednjimi enačbami:

- za tlak v sistemu od 12000 do 101300 Pa

$$q_{m,z} = 2.647 \cdot 10^{-4} \cdot P^{0.6676} \quad (7.1)$$

- za tlak v sistemu od 2800 do 11900 Pa

$$q_{m,z} = 2.014 \cdot 10^{-4} \cdot P^{0.6621} \quad (7.2)$$

- za tlak v sistemu od 410 do 2700 Pa

$$q_{m,z} = 1.321 \cdot 10^{-4} \cdot P^{0.6644} \quad (7.3)$$

- za tlak v sistemu od 133 do 400 Pa

$$q_{m,z} = 0.7014 \cdot 10^{-4} \cdot V^{0.6635} \quad (7.4)$$

- za tlak v sistemu < 133 Pa

$$q_{m,z} = 0.304 \cdot 10^{-4} \cdot V^{0.6917} \quad (7.5)$$

kjer je:

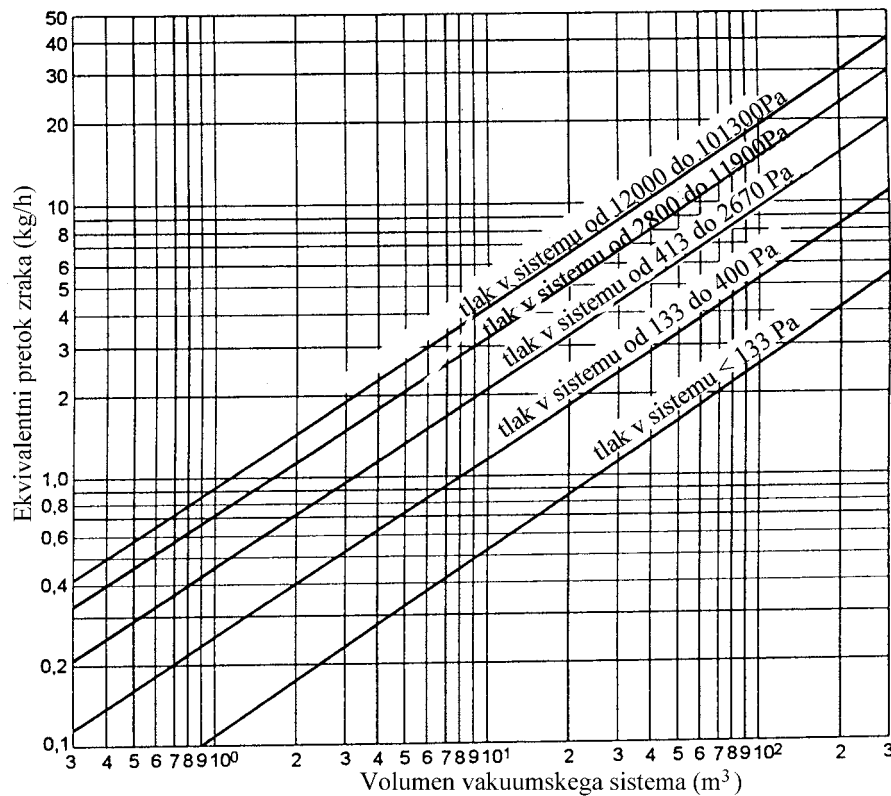
- $q_{m,z}$ - masni pretok zraka (kg/s)
- V - volumen vakuumskega sistema (m³)

Masni pretok par, ki skupaj s plini evakuira iz sistema se določi z enačbo

$$q_{m,p} = \frac{q_{m,n} \cdot M_p \cdot p_p}{M_n \cdot p_n} \quad (7.6)$$

kjer je:

- $q_{m,n}$ - masni pretok nekondenzirajočih plinov (kg/s)
- M_n - molska masa nekondenzirajočih plinov (kg/kmol)
- M_p - molska masa kondenzirajočih par (kg/kmol)
- p_n - parcialni tlak nekondenzirajočih plinov (Pa)
- p_p - parcialni tlak kondenzirajočih par (Pa)



Slika 7.2: Prepustnost zaradi netesnosti vakuumskega sistema

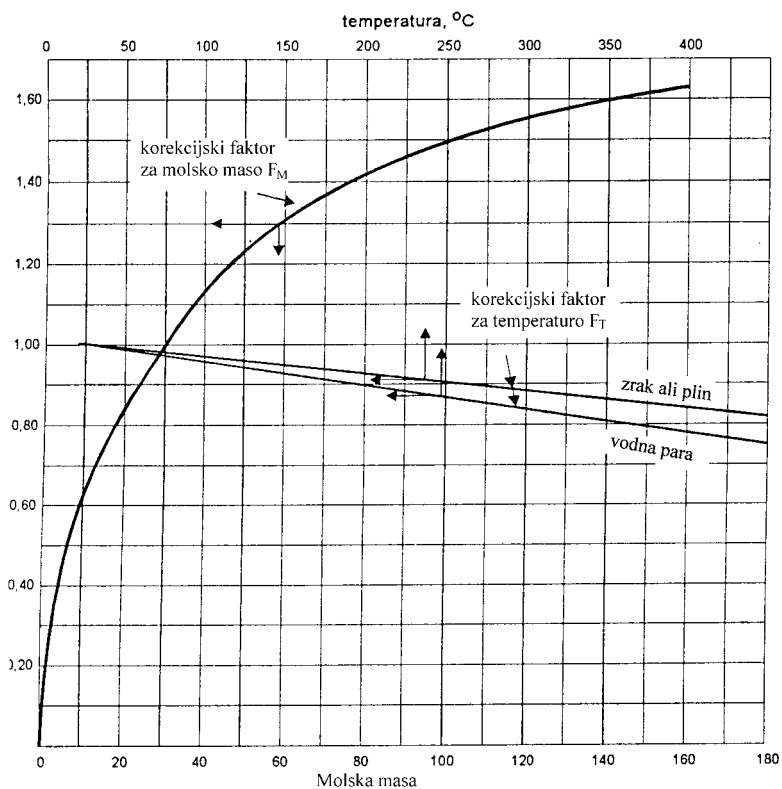
7.1.2 EKVIVALENTNI PRETOK ZRAKA

Ejektorji se dimenzionirajo tako, da se njihova kapaciteta določi na podlagi zraka temperature 20°C, ki se evakuira iz sistema. Zaradi tega je potrebno pretok plinov in par preračunati na ekvivalentni pretok zraka.

Ekvivalentni pretok zraka se določi z enačbo:

$$q_{m,E,z} = \frac{q_m}{F_M \cdot F_T} \quad (7.7)$$

Ttako, da se iz slike 7.3 odčita faktor korekcije za molsko maso F_M in faktor korekcije za temperaturo F_T .



Slika 7.3: Korekcijska faktorja za določitev ekvivalentni pretok zraka

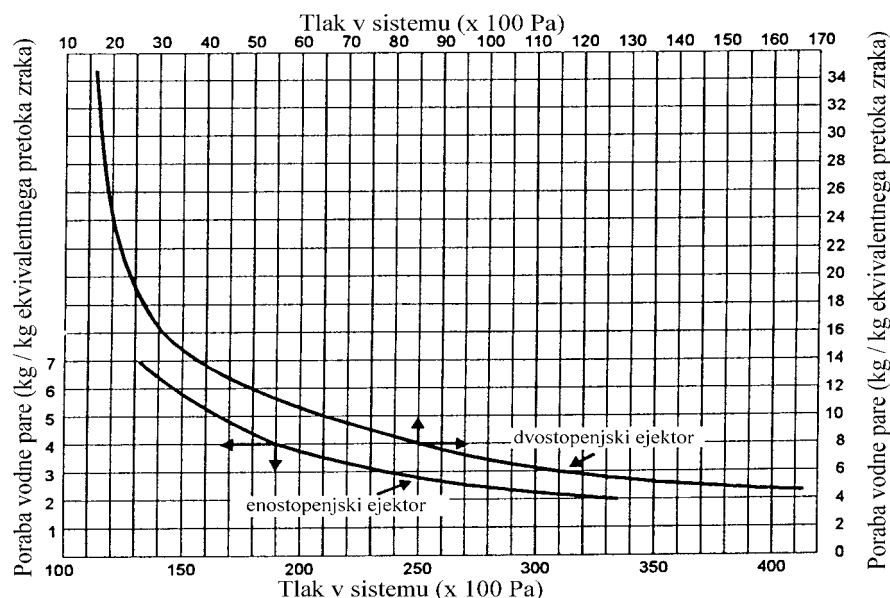
V praksi običajno obstajajo naslednji vakuumski sistemi:

1. Samo zrak: Ekvivalentni pretok zraka se določi tako, da se masni pretok zraka deli s faktorjem F_T , ki se odčita s krivulje zrak ali plin na sliki 7.3.
2. Samo vodna para: Ekvivalentni pretok zraka se določi tako, da se masni vodne pare deli z faktorjem F_T , ki se odčita s krivulje za vodno paro in z 0.8 kot znaša faktor F_M za vodno paro.
3. Zrak in vodna para: Ekvivalentni pretok zraka se določi tako, da se masni pretok zraka deli z faktorjem F_T , ki se odčita s krivulje zrak. Pretok vodne pare pa deli z faktorjem F_T ki se odčita s krivulje za vodno paro in z 0.8 kot znaša faktor F_M za vodno paro. Tako določena ekvivalentna pretoka zraka se nato seštejeta.

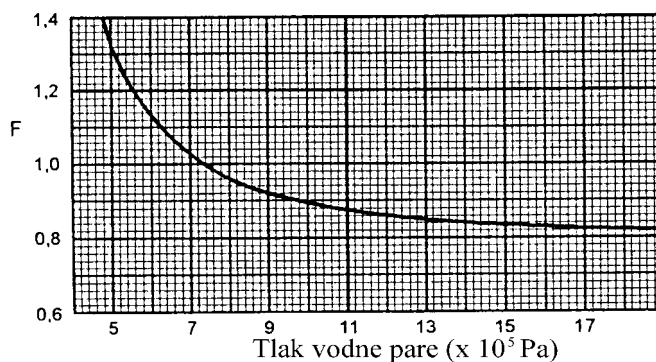
4. Plini in pare brez vodne pare: Ekvivalentni pretok zraka se izračuna tako, da se določi povprečna molska masa, nato pa se masni pretok plinov in par deli z faktorjema F_T in F_M odčitanih iz slike 7.3.
5. Plini in pare ter vodna para: Za pline in pare se določi ekvivalentni pretok zraka enako kot v točki 4, za vodno paro pa enako kot v točki 2. Tako določena ekvivalentna pretoka zraka se nato seštejeta.

7.1.3 POTREBNA KOLIČINA POGONSKE VODNE PARE IN HLADILNE VODE

Potrebna količina pogonske vodne pare tlaka 700 kPa za evakuiranje 1kg ekvivalenta zraka pri različnih sesalnih tlakih eno in dvostopenjskega ejektorja brez vmesnega kondenzatorja je razvidna na sliki 7.4. Kadar tlak pogonske pare ni 700 kPa, se odčitana vrednost potrebne količine pogonske vodne pare pomnoži s faktorjem odčitanim na sliki 7.5.

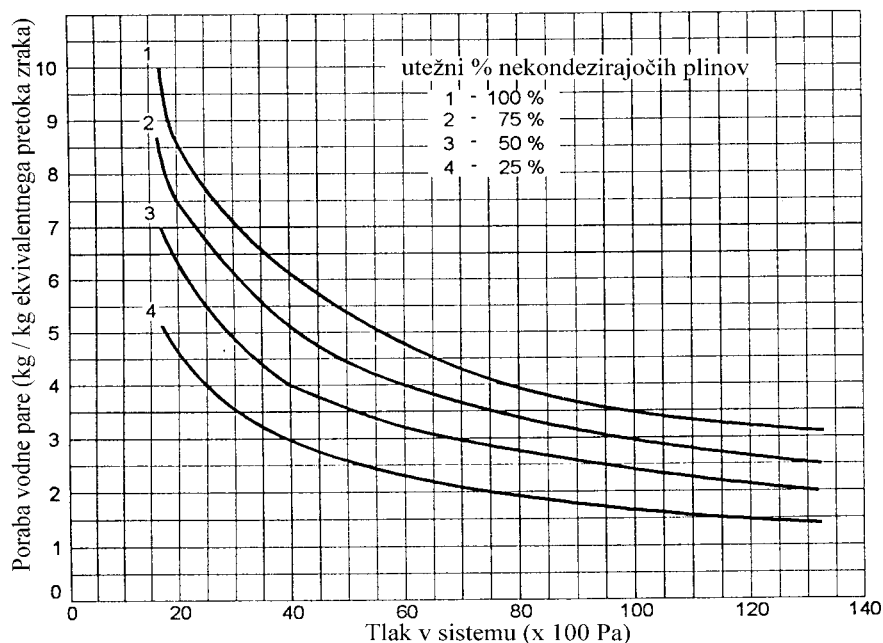


Slika 7.4: Potrebna količina pogonske vodne pare za ejektorje brez vmesnega kondenzatorja

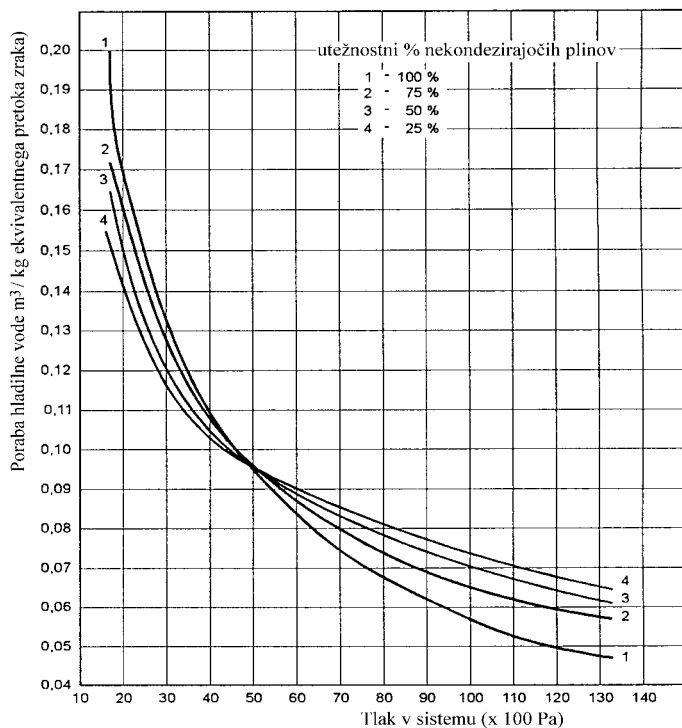


Slika 7.5: Korekcijski faktor za paro pri različnih tlakih

Potrebna količina pogonske vodne pare tlaka 700 kPa za evakuiranje 1kg ekvivalenta zraka in potrebna količina hladilne vode za ejektorje z vmesnim hlajenjem je razvidna na slikah 7.6 in 7.7. Potrebno količino hladilne vode za kondenzatorje pred prvo stopnjo in kondenzatorje za zadnjo stopnjo je potrebno preračunati posebej.



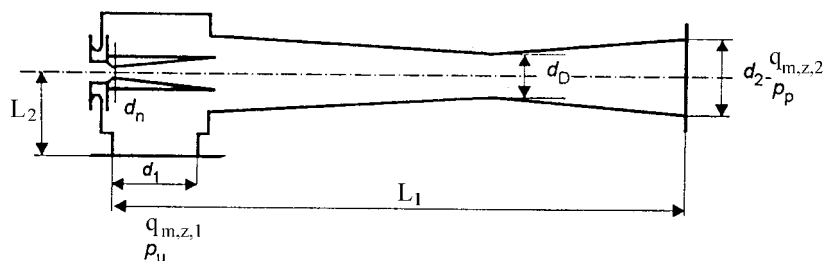
Slika 7.6: Potrebna količina pogonske vodne pare za ejektorje z vmesnim kondenzatorjem



Slika 7.7: Potrebna količina hladilne vode (20°C) za ejektorje z vmesnim kondenzatorjem

Z enačbami (7.8) do (7.12) in sliko 7.8 se lahko določijo potrebne dimenzije ejektorja in potrebna količina pogonske vodne pare.

Velja:



Slika 7.8: Karakteristične dimenzije ejektorja za preračun z enačbami od (7.8) do (7.12)

$$d_1 = 0.777 \cdot \left(\frac{q_{m,E,z,1}}{p_u} \right)^{0.48} \quad (7.8)$$

$$L_1 = 9.0 \cdot d_1 \quad (7.9)$$

$$L_1 = 0.7 \cdot d_1^{0.66} \quad (7.10)$$

$$d_2 = 0.409 \cdot \left(\frac{q_{m,E,z,2}}{p_u} \right)^{0.5} \quad (7.11)$$

$$q_{m,pp} = 0.002016 \cdot p_{pp}^{0.96} \cdot d_n^2 \quad (7.12)$$

kjer je

$q_{m,E,z,1}$ - ekvivalentni pretok suhega zraka na sesalni strani ejektorja (kg/s)

$q_{m,E,z,2}$ - ekvivalentni pretok suhega zraka na tlačni strani ejektorja (kg/s)

p_u - tlak na sesalni strani ejektorja (Pa)

p_{pp} - tlak pogonske vodne pare (Pa)

$q_{m,pp}$ - pretok pogonske pare (kg/s)

Enačba (7.12) velja za suho nasičeno paro in šobo s koeficientom pretoka 0.97.

Za tlake od .103 MPa do 2.07 MPa je natančnost dobljenih rezultatov $\pm 1\%$.

Za pregreto paro temperature 55°C je poraba pare za 8% manjša.

Za pregreto paro temperature 110°C je poraba pare za 13% manjša.

Za pregreto paro temperature 165°C je poraba pare za 17% manjša.

Za dimenzijo priključkov d_1 in d_2 , ki se izračunajo z enačbo (7.8) in (7.11) se osvoji dimenzija prve večje standardne cevi.

7.2 NEPROPUSTNOST VAKUUMSKEGA SISTEMA

Zrak, ki prehaja zaradi netesnosti v vakuumski sistem lahko zelo močno obremeni ejektorske naprave. Masni pretok zraka, ki prehaja v vakuumski sistem se določi tako, da

se iz vakuumskega sistema evakuira zrak, nato pa se v določenem časovnem obdobju meri dvig tlaka. Masni pretok zraka, ki vstopa zaradi netesnosti v vakuumski sistem se določi z enačbo:

$$q_{m,z} = 1.08 \cdot V \cdot \frac{\Delta p}{t} \quad (7.13)$$

ker je:

V - volumen vakuumskega sistema (m^3)

t - čas izvajanja meritve (s)

Δp - dvig tlaka v sistemu (Pa)

Pri merjenju mora biti v celotnem sistemu tlak nižji od 50 kPa.

Kadar volumen vakuumskega sistema ni znan se izvede še druga meritev tako, da se v sistem v določenem času uvaja znana količina zraka. Npropustnost vakuumskega sistema v tem primeru določimo z enačbo:

$$q_{m,z,1} = \frac{q_{m,z,2}}{\left(\frac{\Delta p_2 \cdot t_1}{\Delta p_1 \cdot t_2} \right)} \quad (7.14)$$

Kjer je indeks 1 prva meritev, in indeks 2 druga meritev.

7.3 POTREBEN ČAS EVAKUIRANJA

Približni čas, ki je potreben za evakuiranje vakuumskega sistema se lahko določi z enačbo:

$$t_E = 0.0614 \cdot \frac{V}{q_{m,z}} \quad (7.15)$$

7.4 PRIPOROČILA PRI PROJEKTIRANJU VAKUUMSKEGA SISTEMA

Pri dimenzioniranju vakuumskega sistema je potrebno posvetiti pozornost naslednjim značilnostim:

- Tlak na sesalni strani ejektorja je enak tlaku vakuumskega sistema od katerega se odštejejo vsi padci tlaka v kondenzatorjih in cevni mreži. Kadar je potreben za 10% nižji tlak od projektiranega se poveča poraba vodne pare do 10%.
- Temperatura fluida na sesalni strani ejektorja ni toliko pomembna, ker se pri dvigu temperature za 25 do 30°C zmanjša kapaciteta ejektorja za približno 2%. Pozornost je potrebno posvetiti temperaturam pod 0°C, ker lahko pride do zmrzovanja vode v ejektorju.
- Projektirani tlak na tlačni strani ejektorja je enak atmosferskemu, kateremu je potrebno prišteti vse padce tlaka v zadnji stopnji.
- Zelo je pomembno, da temperatura hladilne vode ne preseže maksimalno projektirano temperaturo.
- Projektirani minimalni tlak pogonske pare mora biti za 5 do 10% nižji od najnižjega možnega tlaka pare.

- Merilne instrumente je potrebno preprihovati z dušikom ali kakšnim drugim inertnim plinom.
- Kadar je potrebna zelo dobra regulacija vakuumskega sistema (zahteva nekaterih kemijskih procesov) mora biti hitrost fluida pri pretoku skozi ventil blizu hitrosti širjenja zvoka v fluidu (razmerje tlakov 2:1). To pomeni, da je tlak na sesalni strani enak polovici tlaka vakuumskega sistema.
- Ne glede na velikost se v vakuumskem sistemu ne uporabljajo spoji z navoji.
- Zadrževanje tekočine v vakuumskih cevovodih se preprečuje tako, da na koncu ravnih cevovodov ni vzpenjajočih cevovodov.
- Regulacijski ventil mora biti montiran na najvišjem delu vakuumskega cevovodnega sistema, cevni obtočna zanka pa mora biti na isti višini kot regulacijski ventil.

8 HLADILNA TEHNIKA

Vsako vrsto energije lahko pretvorimo v toploto. Ustvarjanje temperature nad temperaturo okolice do 1000K je relativno enostavno, ustvarjanje temperature nižje od temperature okolice, pa lahko dosežemo le z ustreznimi tehničnimi napravami.

Poznamo dva področja hladilne tehnike:

- običajno hlajenje z uporabo toplotnih črpalk ($190\text{ K} < T < 350\text{ K}$) in
- nizko temperaturno hlajenje za ustvarjanje zelo nizkih temperatur - kriotehnika ($T < 190\text{ K}$).

Obe področji se ne razlikujeta le po delovni temperaturi, temveč predvsem po hladilnih procesih - tabela 8.1. Običajni hladilni procesi se lahko uporabljajo samo do temperature 190 K (npr. utekočinjenje zemeljskega plina), medtem ko hladilne naprave za doseganje nizkih temperatur lahko uporabljamo tudi pri višjih temperaturah (npr. hladilni sistemi za letala). Pri običajnih hladilnih tehnikah ima pomembno vlogo proces hlajenja s hladilnimi snovmi.

Tabela 8.1: Pregled procesov hlajenja

1. Hlajenje s hladilnimi snovmi 1.1 Komprimiranje par hladilnih snovi z različnimi kompresorji 1.2 Absorpcijske hladilne naprave	$190\text{ K} < T < 350\text{ K}$
2. Hlajenje s hladnim plinom 2.1 Joule - Braytonova ekspanzijska turbina 2.2 Joule - Thomsonov postopek ekspanzije plina 2.3 Regeneratorski procesi (Stirlingov regenerator) 2.4 Ranque - Hilschova cev	$T < 190\text{ K}$ $T > 240\text{ K}$
3. Električno in magnetno hlajenje 3.1 Peltierovo hlajenje 3.2 Paramagnetno hlajenje	$T > 230\text{ K}$ $T \rightarrow 0\text{ K}$
4. Hlajenje z izparevanjem, topljenjem, kemijsko reakcijo 4.1 Resorpcijsko kriotermno hlajenje 4.2 Hladne snovi (npr. led) 4.3 Endotermne reakcije	

Običajno hlajenje se izvaja s toplotnimi črpalkami, ki se uporabljajo za ogrevanje ali hlajenje stanovanjskih zgradb, v gostinstvu, prehrabeni industriji, kmetijstvu in vinogradništvu, industriji in malem gospodarstvu.

Toplotna črpalka za ogrevanje prostorov je naprava, ki iz energije okolja ob minimalni porabi električne energije segreva sanitarno vodo. Bistvo pri tem je, da porabi manj električne energije kot klasični električni grelnik vode za enak toplotni učinek.

V gostinstvu, prehrabeni industriji, vinogradništvu, industriji itd. se uporabljajo toplotne črpalke za hlajenje shramb za živila in pijačo, za hlajenje mošta, piva, stabilizacijo vina hlajenje orodja, hidravlike embalaže pred polnjenjem itd.

Toplotne črpalke se razlikujejo po izvedbi, okolju, ki ga hladimo, prostoru, ki ga grejemo, po velikosti, namenu itd. Glede na okolje, ki ga hladimo ali grejemo delimo toplotne črpalke po sistemih: zrak/voda, voda/voda, zrak/zrak, voda/zrak. Pri označevanju tipa

toplotne črpalke je na prvem mestu okolje, ki ga hladimo, na drugem mestu pa prostor, ki ga grejemo.

Za običajno hlajenje se uporabljajo absorpcijske toplotne črpalke in kompresijske toplotne črpalke.

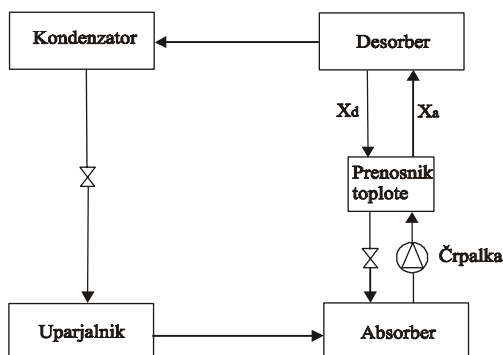
8.1 ABSORBCIJSKE TOPLOTNE ČRPALKE

Absorpcijske toplotne črpalke se zelo pogosto uporabljajo v industriji oziroma tam, kjer potrebujemo velike kapacitete hlajenja in imamo cenen vir toplote. Komercialno najbolj uporabne so absorpcijske hladilne naprave, ki uporabljajo amonijak NH_3 kot hladilno sredstvo, vodo pa kot absorpcijsko sredstvo. V zadnjem času se vse bolj uporabljajo absorpcijske hladilne naprave, ki uporabljajo LiBr kot absorpcijsko sredstvo in vodo kot hladilno sredstvo. Z absorpcijsko hladilno napravo, kjer se uporablja LiBr/ H_2O kot delovna snov lahko dosežemo temperaturo hlajenja do 6°C , medtem ko lahko z delovno snovjo $\text{H}_2\text{O}/\text{NH}_3$ dosežemo temperaturo hlajenja tudi do -60°C . Prednost in slabosti LiBr/ H_2O in $\text{H}_2\text{O}/\text{NH}_3$ absorpcijskih hladilnih naprav so podane v tabeli 8.2.

Tabela 8.2: Prednosti in slabosti absorpcijskih hladilnih snovi LiBr/ H_2O in $\text{H}_2\text{O}/\text{NH}_3$

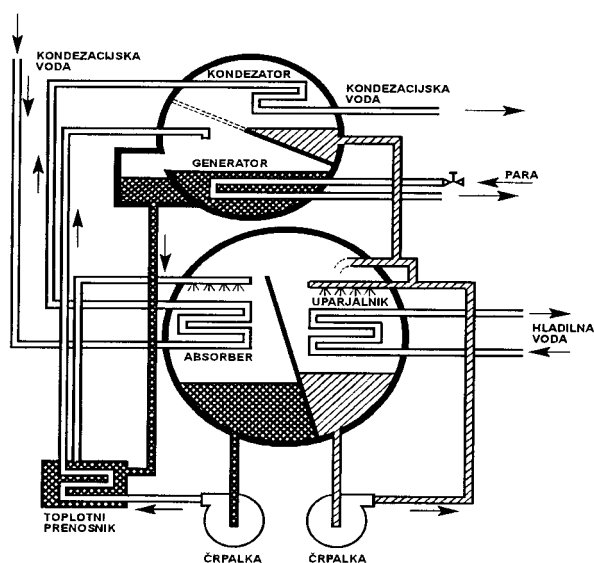
PREDNOSTI:	SLABOSTI:
Hladilna snov LiBr/H_2O	
Voda, ki je hladilno sredstvo ima veliko izparilno toploto.	Ne sme se prekoračiti točka ledišča H_2O .
Hladilna snov ni toksična in vnetljiva.	LiBr ni neomejeno topljiv v vodi.
Raztopina LiBr/ H_2O ni hlapljiva.	Obratovanje naprave zahteva visok vakuum in visoko stopnjo tesnosti.
Hladilna snov $\text{H}_2\text{O}/\text{NH}_3$	
Amoniak, ki je hladilno sredstvo ima veliko izparilno toploto.	Visok tlak hladilne snovi zahteva debelejšee stene posod,
Obratovalna temperatura naprave dosega tudi -60°C	Visoka hlapnost raztopine.
Hladilna snov $\text{H}_2\text{O}/\text{NH}_3$ ima dobre lastnosti prenosa toplote in snovi.	Toksičnost NH_3 .

Absorpcijska hladilna naprava je sestavljena iz absorberja, ki hladilno snov absorbira (pri tlaku vrelišča) in iz desorberja, ki snov pri višjem tlaku in temperaturi desorbira (uparja). Na sliki 8.1 je prikazana shema poteka hladilnega procesa. Med desorberjem in absorberjem je protitočen prenosnik toplote. Absorpcijska raztopina se črpa s črpalko iz absorberja s koncentracijo x_a v desorber, kjer se hladilno sredstvo z dovajanjem toplote desorbira, raztopina absorpcijske snovi pa se koncentrira na koncentracijo x_d . V desorberju izpareva hladilno sredstvo, ki se kondenzira v kondenzatorju. Kondenzirano hladilno sredstvo se nato vodi v uparjalnik (dovod toplote iz okolice - hlajenje), kjer hladilno sredstvo izpareva, pare pa se vodijo v absorber, kjer se hladilno sredstvo absorbira v koncentrirani raztopini absorpcijske snovi.



Slika 8.1: Shematski prikaz delovanja absorpcijske hladilne naprave

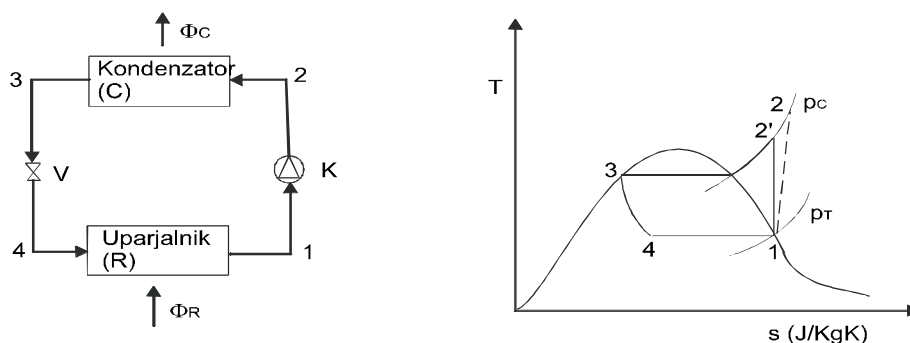
Delovanje absorpcijske toplotne črpalke z raztopino LiBr/H₂O je prikazano na sliki 8.2. V generator se s paro ali vročo vodo dovaja toplota s katero se desorbira vodo iz razredčene raztopine LiBr/H₂O. Pri tem se povečuje koncentracija raztopine LiBr/H₂O. Desorbirana vodna para se kondenzira v kondenzatorju, ki je hlajen z zunanjim virom hladilne vode. Uparjalni in kondenzacijski proces poteka v posodi, v kateri je tlak približno 6 kPa. Kondenzirana voda se nato z dna kondenzatorja vodi v uparjalnik. V uparjalniku voda prši po ceveh prenosnika toplote, kjer z izparevanjem znižuje temperaturo medija v prenosniku toplote (voda za hlajenje). Voda, ki ni izparela in se nabira na dnu uparjalnika, se s pomočjo črpalke ponovno prši po ceveh prenosnika toplote v uparjalniku. Razredčena absorpcijska raztopina se s črpalko črpa iz absorberja v generator skozi prenosnik toplote, kjer se segreje, vroča koncentrirana absorpcijska raztopina, ki teče nazaj v absorber, pa ohladi. V absorberju se ohlajena koncentrirana absorpcijska tekočina prši po ceveh prenosnika toplote, kjer se hladi voda, ki se potrebuje za kondenzacijo vodnih par v kondenzatorju. S pršenjem se koncentrirani absorpcijski raztopini LiBr/H₂O v absorberju povečuje površina za boljšo absorpcijo vodnih par, ki prehajajo v zgornjem delu posode iz uparjalnika v absorber. Tlak v absorberju in uparjalniku je 0.7 kPa. Zaradi nizkih tlakov v absorpcijski hladilni napravi nastajajo pri pretoku absorpcijske raztopine in vode majhne tlačne izgube.



Slika 8.2: Prikaz delovanja LiBr/H₂O absorpcijske hladilne naprave

8.2 KOMPRESIJSKE TOPLOTNE ČRPALKE.

Na sliki 8.3 je shematsko prikazano delovanje enostavne kompresijske toplotne črpalke in T,s diagram poteka procesa hlajenja. Naprava je sestavljena iz uparjalnika, kompresorja, kondenzatorja in regulacijskega ventila. V uparjalniku tekoča hladilna snov, po redukciji tlaka na ventilu, pri nizki temperaturi in tlaku nasičenja izpareva in prejema toplotni tok Φ_R iz okolice, ki jo hladi.



Slika 8.3: Prikaz delovanja enostavne kompresijske toplotne črpalke in T,s diagram poteka hlajenja

Pomen oznak:

K	- kompresor	1 - 2	- izentropna kompresija (brez trenja)
C	- kondenzator (za okolico grelnik)	1 - 2'	- adiabatna kompresija (s trenjem)
V	- regulacijski ventil	2' - 3	- kondenzacija pri $p_C = \text{konst.}$ (odvajanje toplote v okolico)
R	- uparjalnik (za okolico hladilnik)	3 - 4	- dušenje s p_C na p_T pri $h = \text{konst.}$
		4 - 1	- uparjanje, odvajanje toplote pri nizki temperaturi iz okolice

Pare hladilne snovi se nato vodijo v kompresor, kjer se komprimirajo na tlak pri katerem se lahko pare hladilne snovi kondenzirajo v kondenzatorju. V kondenzatorju se pare hladilne snovi hladijo do temperature kondenzacije, kondenzirajo ter oddajo toplotni tok Φ_C , ki se lahko uporabi za ogrevanje. Tekoča hladilna snov se nato iz kondenzatorja vodi preko redukcijskega ventila, kjer znižamo tlak, nazaj v uparjalnik.

8.2.1 ENAČBE ZA IZRAČUN

Kapaciteta hlajenja enega kilograma hladilne snovi:

$$q_0 = h_1 - h_4 \quad (8.1)$$

ijer je:

- h_1 - specifična entalpija par hladilne snovi, ki vstopa iz uparjalnika v kompresor
- h_4 - specifična entalpija tekoče hladilne snovi, ki vstopa v uparjalnik (po redukciji tlaka na ventilu)

Dovedeni toplotni tok v uparjalnik (rabi za hlajenje okolice):

$$\Phi_R = q_m \cdot (h_1 - h_4) \quad (8.2)$$

Hladilno število:

$$\varepsilon_R = \frac{\Phi_R}{P} = \frac{q_0}{W} \quad (8.3)$$

Hladilno število pove kakšno je razmerje med dovedenim toplotnim tokom v uparjalnik Φ_R (hlajenje) in porabo moči P za pogon kompresorja. Pri majhnih tlačnih in temperaturnih razlikah je $\varepsilon_R = 3$ do 12.

Masni pretok hladilne snovi :

$$q_m = \frac{\Phi_R}{q_0} \quad (8.4)$$

Volumski pretok hladilne snovi skozi kompresor:

$$q_V = \frac{\Phi_R}{q_0 \cdot \rho} \quad (8.5)$$

ρ - gostota par hladilne snovi

Teoretično delo kompresorja na kilogram hladilne snovi:

$$W = h_2 - h_1 \quad (8.6)$$

h_2 - specifična entalpija par hladilne snovi na tlačni strani kompresorja

Odveden toplotni tok v kondenzatorju brez podhlajevanja hladilne snovi (rabi za ogrevanje okolice):

$$\Phi_C = q_m \cdot (h_2 - h_3) \quad (8.7)$$

h_3 - specifična entalpija kondenzirane hladilne snovi v kondenzatorju

Odvedena toplota v kondenzatorju:

$$Q = m \cdot (h_2 - h_3) \quad (8.8)$$

m - masa hladilne snovi

Kapaciteta gretja enega kilograma hladilne snovi brez podhlajevanja:

$$q_{0,C} = h_2 - h_3 \quad (8.9)$$

Odveden toplotni tok v kondenzatorju, če hladilno snov podhladimo (ohladimo pod temperaturo kondenzacije):

$$\Phi_C' = q_m \cdot (h_3 - h_3') \quad (8.10)$$

h_3' - specifična entalpija kondenzirane podhlajene hladilne snovi, ki zapušča kondenzator oziroma pred regulacijskim ventilom

Grelno število:

$$\epsilon_C = \frac{\Phi_C}{P} = \frac{q_{0,C}}{W} \quad (8.11)$$

Hladilno število pove kakšno je razmerje med pridobljenim toplotnim tokom v kondenzatorju Φ_C (gretje) in porabo moči P za pogon kompresorja. Pri majhnih tlačnih in temperaturnih razlikah je $\epsilon_C = 5$ do 15.

Potrebna moč za pogon kompresorja:

$$P = \frac{q_m \cdot W}{\eta} \quad (8.12)$$

Kapaciteta hlajenja na enoto volumna:

$$q_{0,V} = q_0 \cdot \rho \quad (8.13)$$

Geometrijski delovni volumen enostopenjskega kompresorja:

$$V_g = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l_h \cdot n \cdot z \quad (8.14)$$

Kjer je:

d - notranji premer cilindra

l_h - hod bata

n - število obratov

z - število cilindrov (prva stopnja komprimiranja)

Stopnja polnitve cilindrov kompresorja

$$\lambda = \frac{q_v}{V_g} = \frac{q_m}{V_g \cdot \rho} \quad (8.15)$$

9 PREZRAČEVANJE

9.1 TEHNOLOŠKI POSTOPKI OBDELAVE ZRAKA

Prezračevanje je del tehnološkega postopka obdelave zraka, ki vključuje:

- naprave za obdelavo zraka,
- tehniko obdelave zraka

Tehnika obdelave zraka zajema:

- Tehniko obdelave sobnega zraka, ki vključuje naprave za obdelavo zraka in naravno prezračevanje.
- Tehniko obdelave procesnega zraka (sušenje, separacijo, odsesavanje ostružkov in prašnih delcev, naprave za pnevmatski transport itd).

Naprave za obdelavo zraka delimo na:

- Tehnične naprave za prezračevanje (ventilacijske naprave, naprave za delno klimatizacijo in klimatizacijske naprave).
- Naprave za recirkulacijo zraka, (naprave za recirkulacijo in delno klimatizacijo in klimatske naprave z recirkulacijo).

Naprave za prezračevanje imajo nalogo prezračevanja (izmenjava notranjega zraka z zunanjim zrakom). Naprave za recirkulacijo zraka prostorov ne prezračujejo, temveč odpadni zrak samo obdelajo in ga vračajo nazaj v prostor.

9.2 NARAVNO PREZRAČEVANJE

Tok zraka pri naravnem prezračevanju nastaja zaradi razlike tlaka, ki nastane zaradi vetra in/ali razlike med zunanjo temperaturo in temperaturo v prostoru. Izmenjava zraka se običajno ne more nadzorovati. Naravno prezračevanje se lahko vrši z naslednjimi načini:

- prezračevanje skozi odprtine na oknih ali vratih zaradi netesnosti,
- prezračevanje z odpiranjem oken,
- prezračevanje skozi odprtine na steni ali stropu in
- prezračevanje preko strešnih podaljškov v obliki dimnika.

9.3 NAPRAVE ZA OBDELAVO ZRAKA

Naprave za obdelavo zraka se uporabljajo za potrebe prezračevanja zaradi nastanka onesnaženega zraka (neprijetnih vonjav, škodljivih snovi itd.), ogrevanja in hlajenja ter zaradi vlaženja in sušenja. Razvrstitev in postopek obdelave zraka v prostoru podaja tabela 9.1 (DIN 1946).

Tabela 9.1: Razvrstitev in postopek obdelave zraka

Termodinamična obdelava zraka		Naprave za obdelavo zraka	
Število obdelav	Način	S prezračevanjem	Brez prezračevanja
brez ali ena	Z H C M D	Naprave za prezračevanje	Naprave za recirkulacijo in obdelavo prostorskega zraka
dve	HC HM HD CM CD MD	Naprave za delno klimatizacijo	Naprave za delno klimatizacijo recirkuliranega zraka
tri	HCM HCD CMD HMD	Naprave za delno klimatizacijo	Naprave za delno klimatizacijo recirkuliranega zraka
štiri	HMCD	Klimatska naprava	Klimatska naprava recirkuliranega zraka

Pomen oznak:

- H = gretje
- C = hlajenje
- M = vlaženje
- D = sušenje
- Z = brez termodinamične obdelave
- F = filtriranje

9.4 INDUSTRIJSKE NAPRAVE ZA ODSESAVANJE

Industrijske naprave za odsesavanje se uporabljajo za odsesavanje plinov, par, prahu, dima in ostalih delcev, ki nastajajo pri tehnoloških operacijah v industriji.

9.5 POSEBNI SISTEMI PREZRAČEVANJA

Za preprečevanje vdora hladnega zraka pri odprtih vratih se uporablja zračna zavesa. V to področje prezračevanja spadajo tudi sistemi za čiščenje zraka, sistemi za odstranjevanje megle itd. Sistemi za odstranjevanje megle imajo nalogo, da odstranijo meglo, ki jo povzroča vodna para, ki nastaja pri nekaterih proizvodnih procesih npr. v klavnica, barvarnah itd.

9.6 TERMINOLOGIJA IN SIMBOLI

9.6.1 SIMBOLI

Pri risanju načrtov prezračevalnih in klimatizacijskih naprav se uporabljajo simboli in barve po DIN 1946. Pri označevanju prezračevalnih vodov in naprav se glede na namen uporabe uporabljajo različne barve tabela 9.2.

Tabela 9.2: Barve, ki se uporabljajo pri označevanju prezračevalnih vodov in naprav

	Kratka oznaka	Barva
Dovodni zrak, kjer se glede na način priprave zraka uporabljajo naslednje barve	ZU	zelena, vijoličasta, rdeča,
Zunanji zrak	AU	modra
Odvodni - odpadni zrak	FO	zelena
Recirkulirani zrak	UM	rumena
Mešani zrak	MI	rumena
Naprave (filtri, grelci, ventilatorji itd.)		oranžna siva

9.6.2 TERMINOLOGIJA

Pojmi v sistemih prezračevanja in klimatizacije so sledeči:

- Dovodni zrak - zrak, ki se dovaja v prostor.
- Odvodni zrak - zrak, ki se odvaja iz prostora.
- Zunanji zrak - zrak, ki se dovaja iz okolice (izraz svež zrak lahko povzroči pomoto).
- Recirkulirani zrak (obtočni zrak) - del odpadnega, ki se ponovno vrača v prostor.
- Odpadni zrak- zrak, ki se odvaja v okolico.
- Mešani zrak - mešanica zunanjega in recirkuliranega zraka.

9.7 PREZRAČEVANJE PROSTOROV

9.7.1 PREZRAČEVANJE Z ODVAJANJEM ZRAKA IZ PROSTORA

Pri tem načinu prezračevanja se zrak iz prostora odvaja s sesanjem in odvaja v okolico s pomočjo ventilatorja. V prostor se manjkajoči zrak dovaja iz sosednjih prostorov ali iz okolice skozi vrata, okna in odprtine. S sesanjem se v prostoru ustvarja podtlak, kar je ugodno v primeru kadar hočemo preprečiti širjenje odpadnega zraka. Običajno se ta način prezračevanja uporablja za prezračevanje prostorov v katerih se zrak onesnažuje z različnimi plini, parami, neprijetnimi vonjavami ali visokimi temperaturami npr. v kuhinjah, toaletnih prostorih, garderobah, laboratorijih, akumulatorskih postajah, raznih komorah itd. Kadar se z odgovarjajočo tehnično izvedbo omogoči dovod svežega zraka brez prepaha, takrat je odvajanje zraka iz prostora najenostavnejše sredstvo za izboljšanje kvalitete zraka v prostoru. Ta način se v večini primerov izključno uporablja samo za prezračevanje majhnih

prostorov. Prezračevalna tehnologija je v glavnem sestavljena iz kanala za odvajanje odpadnega zraka iz prostora, kanala za odvod odpadnega zraka v okolico in ventilatorja.

9.7.2 PREZRAČEVANJE Z DOVAJANJEM ZRAKA V PROSTOR

Pri tem načinu prezračevanja zunanji zrak dovajamo v prostor katerega moramo prezračevati. Pri tem nastaja višek zraka, ki teče v sosednje prostore in/ali v okolico skozi vrata, okna in odprtine. Te vrste prezračevalnih naprav ustvarjajo v prostoru nadtlak, s tem pa se prepreči vstop onesnaženega zraka od drugod. V zimskem obdobju je potrebno svež zrak, ki vstopa v prostor ogreti do želene temperature. Uporaba prezračevanja z dovajanjem zraka je omejena na prostore, kjer ne obstaja nevarnost, da bi onesnažen zrak uhajal skozi vrata, odprtine in odprtine v oknih v sosednje prostore npr. pisarne, hale itd.

9.7.3 PREZRAČEVANJE Z DOVAJANJEM IN ODVAJANJEM ZRAKA

Prezračevanje z dovajanjem zraka v prostor in sočasnim odvajanjem zraka iz prostora je najprimernejši način prezračevanja. S primernim dimenzioniranjem prezračevalnih naprav in regulacijo, lahko v prostoru po želji ustvarimo majhen nadtlak ali podtlak. Ta način prezračevanja je najprimernejši za vse vrste velikih prostorov. Pri tem načinu prezračevanja lahko uvedemo rekuperacijo toplote in s tem zmanjšamo stroške ogrevanja ali hlajenja prostorov.

9.8 VENTILATORJI

Ventilatorji so turbo stroji, ki rabijo za transport in dvigovanje tlaka zraka do 30000 Pa. Ločimo med naslednjimi vrstami ventilatorjev (Slika 9.1, 9.2, 9.3 in 9.4):

- Radialni ventilatorji, kateri aksialno sesajo zrak in ga radialno potiskajo.
- Aksialni ventilatorji, kateri v aksialni smeri sesajo zrak in ga tudi v tej smeri potiskajo.
- Povprečni ventilatorji pri katerih zrak vstopa na enem koncu rotorja in izstopa na drugem koncu rotorja.

9.8.1 RADIALNI VENTILATORJI

Radialne ventilatorje razvrščamo glede na tlak, ki ga lahko ustvarijo, način postavljenih lopatic, obliko lopatic in obratovalnih pogojev npr. ventilatorji za vroče pline, ventilatorji zaščiteni proti eksploziji, ventilatorji za transport, strešni ventilatorji itd.

Glede na postavljene lopatice delimo radialne ventilatorje na:

- Ventilatorji z naprej povitimi lopaticami. Imajo majhne prostorske zahteve, majhne obodne hitrosti, niso hrupni, ne moremo jih uporabljati za onesnažen zrak.
- Ventilator z ravnimi ali radialnimi lopaticami. Uporablja se za odsesavanje v primerih, kjer imamo opravka z veliko prahu (obdelava lesa).
- Ventilator z nazaj povitimi lopaticami. Imajo veliko obodno hitrost, omogoča velike izkoristke in nima karakteristike preobremenitve, razen v primeru direktnega pogona. Uporablja se za čist zrak.

9.8.2 AKSIALNI VENTILATORJI

Pri aksialnih ventilatorjih teče tok zraka v smeri osi. Aksialne ventilatorje razvrščamo glede izvedbe na:

- Propellerske ventilatorje brez ohišja
- Zidne ali okenske ventilatorje
- Aksialne ventilatorje brez usmerjanja zraka za nizke tlake
- Aksialne ventilatorje z usmerjanjem zraka z ali brez difuzorja za višje tlake in višje izkoristke
- Protismerni aksialni ventilatorji z dvema motorjema za ustvarjanje visokih tlakov
- Aksialni ventilatorji z možnostjo prilagajanja kota lopatic med obratovanjem ali spreminjanjem števila obratov.

9.8.3 MONTAŽA VENTILATORJEV

Pred montažo ventilatorja moramo pripraviti ravno podlago na katero ga pritrdimo (betonski temelj ali ogrodje iz profilov) s sidrnimi vijaki oziroma pritrdilnimi vijaki. Da preprečimo prenašanje tresljajev od ventilatorja na podstavek, izvedemo stike na podlago in okvirjem z amortizerji ali pol trdo gumo. Sesalna in tlačna stran ventilatorja sta spojena z odgovarjajočim kanalom pravokotne ali okrogle oblike s pomočjo prirobe, jadrovinastega priključka in objemk. Pogon ventilatorja je lahko direkten ali indirekten preko ploščatih ali klinastih jermenov.

9.8.4 IZBIRA VENTILATORJA

Ventilator je sestavni del prezračevalnega sistema. Njegova pravilna izbira je odvisna od:

- potrebne količine zraka,
- statičnega tlaka,
- vrste snovi, ki jo ventiliramo (za onesnažen zrak in vlaknaste materiale uporabljamo radialne ventilatorje, za običajno ventilacijo pa aksialne ventilatorje),
- pogona ventilatorja,
- načina vgradnje,
- dovoljenega hrupa,
- delovne temperature (do 120⁰C so primerna ležišča s posteljico, do 290⁰C kroglična ležišča, za višje temperature pa posebni hladilni sistemi),
- izkoristka ventilatorja (izbrati moramo ventilator, ki dela pri željeni količini zraka in tlaku z minimalno porabo energije).

9.9 IZVAJANJE PREZRAČEVANJA PROSTOROV IN OBJEKTOV

Prezračevanje izvajamo v naslednjih prostorih in objektih:

- prostori z onesnaževanjem zraka (kuhinje, toaletni prostori, prostori za akumulatorje, laboratoriji, garaže itd.),
- javni objekti (kinodvorane, trgovske hiše),
- cerkve, muzeji, knjižnice,
- zgradbe z velikim številom prostorov (hoteli, stanovanja),
- bolnice, klinični centri,
- hale (športne hale, zaprti plavalni bazeni),
- prosvetne ustanove,
- tovarniški prostori in
- ostali prostori (prostori za lakiranje, računalniški centri, hlevi itd.).

Od naštetih primerov izvajanja prezračevanja se bomo omejili samo na prezračevanje laboratorijev in tovarniških prostorov.

9.9.1 PREZRAČEVANJE LABORATORIJEV

V industrijskih laboratorijih, laboratorijih prosvetnih ustanov in laboratorijih raziskovalnih ustanov nastajajo škodljivi plini ali pare, ki lahko ogrožajo zdravje, zato se morajo odsesavati iz laboratorijev in odvajati v okolico. Razen pri majhnih laboratorijih je pri prezračevanju laboratorijev potrebno projektirati tudi dovod svežega zraka.

Za odsesavanje zraka iz digestorijev potrebujemo za običajno uporabo naslednje pretoke zraka na meter čelne dolžine digestorija:

- odsesavanje nad mizo $400 \text{ m}^3/\text{mh}$,
- odsesavanje nizko $600 \text{ m}^3/\text{mh}$ in
- odsesavanje prosto $700 \text{ m}^3/\text{mh}$.

Za odsesavanje pri procesih izparevanja (vroče kopeli), mora biti pretok zraka za 50% večji, pri manj obremenjenih digestorijih (šole) pa za 20% manjši.

V predavalnicah fakultet z digestoriji mora biti prezračevanje urejeno tako, da je za manjše prostore za 30 oseb izvedena 8 do 12 kratna izmenjava zraka, pri večjih prostorih za približno 100 oseb pa 6 do 8 kratna izmenjava zraka.

V laboratorijih, kjer se izvajajo raziskave z radioaktivnimi snovmi, mora biti pretok zraka mnogo večji, približno od $1000 \text{ m}^3/\text{mh}$ pa tudi do $1500 \text{ m}^3/\text{mh}$.

V zaščitnih komorah z rokavicami, mora biti pri izsesavanju ustvarjen močan podtlak do približno 500 Pa.

Kapaciteta dovodnega svežega zraka, mora biti za približno 10% manjša od kapacitete odvodnega odpadnega zraka. Za dovod zraka se uporablja samo svež zrak. Za laboratorije z malim onesnaženjem zraka (tekstilni laboratoriji) je dovoljeno koriščenje recirkuliranega zraka, nikakor pa to ni dovoljeno za digestorije. Pri digestorijih, ki se ne uporabljajo pogosto izvedba prezračevanja z dovodom svežega zraka ni potrebna.

Ventilatorji morajo biti izdelani iz umetnih snovi, nerjavnega jekla, jekla prevlečenega z umetno maso in ostalih korozijsko in temperaturno odpornih materialov. Pri ventilatorjih izdelanih iz umetnih snovi je potrebno paziti, da bodo izvedeni in vgrajeni tako, da se prepreči elektrostatično naelektrenje in s tem nevarnost eksplozije.

Za čiščenje zraka, ki se dovaja v laboratorij se uporabljajo filtri za prah (stopnje EU 4 do 6). Pri posebnih zahtevah (bakteriološki laboratorij, laboratoriji z radioaktivnimi izotopi) se izvaja dvo ali trostopenjsko čiščenje dovodnega zraka. Odpadni zrak se običajno ne filtrira, razen če to ni posebej zahtevano. V tem primeru se uporabljajo filtri z aktivnim ogljem, da se iz odpadnega zraka odstranijo pare ali neprijetne vonjave.

Kanali za odvod odpadnega zraka morajo po možnosti biti vertikalni z vgrajenimi odprtini za čiščenje. Hitrost pretoka zraka naj bi bila v mejah od 3 do 10 m/s. Za izdelavo kanalov se uporabljajo sledeči materiali:

- navadna pločevina s premazom iz klorkavčuka, za preprečevanje korozije in se uporablja samo za odvod slabo agresivnih plinov,
- navadna pločevina prevlečena s svincem, za slabo agresivne pline,
- baker in nerjavno jeklo, nista korozijsko odporna na vse snovi,
- sintetični materiali (PVC, PE, teflon ali polipropilen) so korozijsko odporni skoraj na vse snovi, razen za pare topil (benzol), niso pa odporni na temperature večje od 60 - 70°C.
- zidani kanali, se uporabljajo za pretok slabo agresivnih par in plinov,
- plastificirana navadna pločevina, se uporablja za pretok močno agresivnih par in plinov.

9.9.2 PREZRAČEVANJE TOVARNIŠKIH PROSTOROV

Izvedba prezračevanja tovarniških prostorov je odvisna od potreb in namena. Prezračevati je potrebno različne objekte npr. skladišča, proizvodne hale v strojogradnji, jeklarski industriji, livarnah, kemijski industriji, proizvodnji prehrabnih izdelkov, stekla, usnja, lesa, tobaka, tekstila, papirja itd.

V vseh proizvodnih prostorih obstajajo potrebe za optimalno kvaliteto zraka, ker morajo biti ustvarjeni primerni delovni pogoji. Prezračevalni sistem mora v smislu racionalne rabe energije biti izveden tudi tako, da se lahko koristi toplota odpadnega zraka.

Običajno je v industriji dovolj, če se izvede prezračevanje z dovodom in odvodom zraka, včasih pa samo odsesavanje zraka. Klimatske naprave se običajno uporabljajo v zahtevnejših industrijskih panogah, kjer je pomembna temperatura, vlažnost in čistoča zraka npr. v kemijski industriji, tekstilni industriji, tobačni industriji, elektronski industriji itd. V primerih, ko je v velikih tovarniških halah malo delavcev, in visoke temperature (železarne, steklarne itd.), zaradi ekonomskih razlogov ni možno izvesti optimalnega prezračevanja. V teh primerih morajo biti proizvodni prostori čim višji, delavci morajo uporabljati zaščitne maske, skrajšuje se delovni čas in izvaja delna ventilacija prostora s tokovi svežega zraka.

Kadar imamo opravka z zdravju škodljivimi materiali, mora tok zraka teči proč od delavcev v smeri proizvoda. Po možnosti se naj zdravju škodljiv zrak odsesava z mesta nastajanja. V primerih, ko je potrebno zaščititi proizvod pred onesnaženjem, mora biti tok zraka usmerjen s proizvoda k delavcu. Prezračevanje visokih prostorov, (proizvodne hale z višino 6 do 10m) mora biti izvedeno tako, da se zunanji zrak dovaja v višini 3m. Odpadni zrak se v večini primerov odvaja izpod stropa hale.

Orientacijske vrednosti potrebnega števila izmenjav zraka so podane v tabeli 9.5. Pri nižjih zunanjih temperaturah se običajno količina dovedenega zunanjega zraka zmanjša do 50%.

Tabela 9.5: Orientacijske vrednosti števila izmenjav zraka na uro

Proizvodni prostori	3 do 6
Proizvodni prostori z ostružki	3 do 6
Proizvodni prostori za varjenje	5 do 8
Precizna tehnika	8 do 12
Lakirnice	10 do 30
Skladiščni prostori za stroje	1 do 2
Skladiščni prostori za sadje in zelenjavo	4 do 8
Industrija tobaka	4 do 10
Industrija papirja	6 do 15
Tekstilna industrija naravnih in umetnih vlaken	4 do 25
Tekstilna industrija proizvodnja kemijskih vlaken	4 do 100
Tekstilna industrija konfekcije	4 do 20