

Razvoj visokovakuumske oljne difuzijske frakcionirne črpalke s premerom sesalne odprtine 650 mm

The Development of High Vacuum Oil Diffusion Fractionating Pump with the Inlet Diameter of 650 mm

Gasperič J.,¹ IJS Ljubljana
S. Sulčič, Galileo Special Vacuum Equipment, Zgonik, Trst
M. Drab, A. Pregelj, IEVT, Ljubljana

Članek podaja glavne fizikalne osnove delovanja, izračun in konstruiranje difuzijske frakcionirne štiristopenjske črpalke s sesalno odprtino 651 mm in črpalno hitrostjo 15.000 l/s pri $1 \cdot 10^{-4}$ mbar.

Ključne besede: visokovakuumska difuzijska črpalka, sistem šob, konstruiranje difuzijske črpalke, črpalna hitrost, končni tlak, mejni predtlak

In this article the main physical fundamentals of operation, as well as results of the calculation and construction of the high-vacuum four stage fractionating oil diffusion pump are presented. The pump inlet diameter of 651 mm is taken and the pumping speed of 15000 l/s at $1 \cdot 10^{-4}$ mbar is calculated. On the basis of results of calculation the pump is built up.

Key words: high-vacuum diffusion pump, jet system, construction of the diffusion pump, ultimate pressure, limiting forepressure

1 Uvod

Veliki visokovakuumski sistemi navadno uporabljajo oljne difuzijske črpalke, ker so v primerjavi z drugimi (npr. turbomolekularnimi, kriogenimi, ionsko-getrskimi) mnogo cenejše in enostavnejše za izdelavo in tudi za vzdrževanje. Ker difuzijske črpalke nimajo gibljivih delov, je njihova trajnost praktično neomejena. Drugače povedano, pri normalnem delu z njimi jih ni mogoče uničiti. Zato lahko še vedno najdemo v laboratorijih in tudi v industriji črpalke, ki so stare nad petdeset let, tj. iz začetnih časov proizvodnje, in jih še vedno s pridom uporabljajo. Pri vzdrževalnih delih je treba le občasno zamenjati električne grelnike, doliti ali zamenjati olje ter očistiti sistem šob. Pri črpalakah, ki delujejo več desetletij, se dodatno pojavi še zamašitev vodnih hladilnih cevi s kotlovcem. Od prvih začetkov, t.j. od Gaedejevega izuma l. 1913, pa do danes so difuzijske črpalke opravile dolgo razvojno pot, ki je bila podprta s teoretičnimi in praktičnimi spoznanji (Jaekel, 1950, L. Zobač, 1955 in drugi). Teorija je sicer zgrajena na aproksimacijah in ustreza bolj cilindričnim šobam kot pa obročastim divergentnim Lavalovim, vendar je dobra podlaga za razumevanje fizikalnih osnov delovanja difuzijskih črpalk. Danes uporabljamo za izračun termodinamične enačbe. Zaradi velikih poenostavitvev, ki jih uporablja teorija, konstruktorji veliko raje eksperimentirajo ter izboljšujejo svoje konstrukcije za doseganje optimalnih črpalnih

hitrosti, najnižjih končnih tlakov, za odpravo ali vsaj zmanjšanje povratnega toka oljnih par itd. Največ eksperimentiranja "doživljajo" sistemi šob. V praksi najdemo take sisteme, ki so sestavljeni iz treh, štirih ali celo petih stopenj, odvisno od tega, kako se je odločil konstruktor, da porazdeli kompresijska razmerja med njimi za tlačno področje od 10^{-7} do 10^{-1} mbar, t.j. namreč delovno področje difuzijskih črpalk, ki potrebujejo, kot vemo, za svoje delovanje primerno predčrpalke. Pri naši konstrukciji smo se odločili za štiri stopnje zaradi velikosti črpalke oz. njene sesalne odprtine, ki ima premer 651 mm, kar je bila zahteva investitorja. Glavni pogoj pri konstruiranju te črpalke pa je bil, da mora biti konstrukcija kar se da enostavna za izdelavo, da bi bili zato tudi stroški manjši. V konstrukcijo smo skušali vnesti vse prednosti in fineše moderne gradnje^{5,6}, ki so znane iz literature in ki jih je mogoče pri nas realizirati. Tudi izkušnje pri konstruiranju črpalk iz preteklosti so nam bile v pomoč^{1,4}.

2 Fizikalne osnove delovanja in dimenzioniranje difuzijske črpalke

Delovanje difuzijske črpalke skušamo zajeti z dveh strani, in sicer tako, da obravnavamo:

a) difuzijo plina (zraka) v curek pogonske pare ter pot plinskih molekul od ustja črpalke do predčrpalke. Od tega je predvsem odvisna črpalna hitrost.

b) termodinamične razmere v prostoru, kjer ima dostop pogonska para, t.j. od vrelnika (bojlerja), dovodnih valjev, šob in delovnega prostora do kondenzacije na hladnih stenah črpalke.

¹ Dr. Jože GASPERIČ, dipl. ing.
Institut Jožef Stefan
Jamova 39, Ljubljana

Obe strani sta med seboj povezani. Tako npr. črpalna hitrost ni odvisna le od geometrije vstopnih delov črpalke, fizikalnih lastnosti črpanega plina in pogonske pare, ampak tudi od tlaka in temperature pare, privedene k šobam, njene hitrosti in gostote v delovnem prostoru (t.j. prostor, kjer nastaja difuzija plinskih oz. zračnih molekul v curek pogonske pare).

Pojav, ki ima nasprotno smer kot difuzija, bomo imenovali *povratna difuzija*. Pri difuzijskih črpalkah govorimo o *povratni difuziji plina* in *povratni difuziji pare* ter njenem vplivu na lastnosti črpalke.

Pri izračunu črpalke moramo ugotoviti optimalno gostoto pogonske pare v delovnem prostoru, pri kateri sta obe povratni difuziji zanemarljivo majhni in zato ne zmanjšujeta črpalne hitrosti. Zato moramo dimenzionirati šobe in dovodne dele za paro, upoštevajoč temperaturo in tlak pare pri izviru (v vrelniku) in temperaturne padce ter spremembe tlaka na različnih mestih. Hitrost pare v delovnem prostoru je pri difuzijskih črpalkah med 100 in 600 m/s. Srednja termična hitrost plinskih molekul je približno istega velikostnega reda in je pri temperaturi dovodnih delov (ustja črpalke) 15°C za zrak približno 460 m/s (za vodik 1750 m/s). Mase molekul črpanih plinov so med $M = 2$ do 40, uporabljene pogonske tekočine (npr. silikonsko olje) pa so od 200 do 500. Iz tega sledi, da je kinetična energija pogonske pare v delovnem prostoru mnogo večja od črpanega plina, zato dobe plinske molekule že po nekaj trkih z molekulami pare njihovo smer oz. smer curka.

Iz študija difuzije plina (zraka) v curek pogonske pare v delovnem prostoru izhajajo naslednje ugotovitve:

- izstopna smer molekul plina ni odvisna od vstopne smeri v curek,
- skozi curek pogonske pare prodre zelo majhno število plinskih molekul (srednja prosta pot plinskih molekul v pari mora biti zato manjša od debeline curka, ki prihaja iz šobe) in je zato večina plinskih molekul prenesena po površini curka, koncentracija plinskih molekul pa se veča v smeri od šobe proti steni črpalke,
- povratna difuzija plina z večanjem kota med steno in smerjo curka narašča, s tem pa se manjša črpalna hitrost (teoretično je vpadni kot v mejah med 0° in 90°, koti blizu 0° konstrukcijsko in funkcionalno niso mogoči, čeprav bi bila črpalna hitrost maksimalna. Koti blizu 90° pa pomenijo zmanjšanje črpalne hitrosti na nič). Poiskati je treba neki optimalni kot, ki je tudi konstrukcijsko izvedljiv,
- na površini parnega curka se plinske molekule tudi odbijajo, kar bomo zaradi poenostavitve vključili v pojem povratne difuzije plina,
- nastopa tudi verjetnost, da plinske molekule prodre skozi curek pogonske pare brez trkov v obeh smereh, pri čemer je verjetnost, da prodre molekule iz izstopne smeri na vstopno večja zaradi višjega tlaka na izstopni strani,
- ob steni črpalke nastane difuzni odboj molekul plina, nekatere plinske molekule proniknejo nazaj

v črpani prostor (t.j. v smeri ustja, od koder so priletele), druge pa se vrnejo v curek tik pred steno in se po nekaj trkih s parnimi molekulami in odbojih na steni znajdejo na izstopni strani. Ker je gostota pare ob steni najmanjša, je tu možnost povratne difuzije plina največja, odvisna pa je tudi od prej omenjenega vpadnega kota parnega curka na steno črpalke. Para pogonske tekočine (olja) se na hladni steni črpalke kondenzira in odteče nazaj v vrelnik.

Ugotovili smo že, da povratni tok plinskih in parnih molekul zmanjšuje učinkovito črpalno hitrost. Kadar ta tok doseže velikost vstopnega plinskega toka, ali drugače povedano, ko je število vstopajočih plinskih molekul v curek pogonske pare enako izstopajočim, je učinkovita črpalna hitrost enaka nič. Ravnotežni tlak, ki se pri tem vzpostavi v usju črpalke imenujemo *končni tlak črpalke* p_0 .

Namen tega sestavka ni, da bi razpredali teorije o difuziji in s tem povezanim črpanjem, pač pa, da bi pokazali, kako praktično dimenzioniramo difuzijsko črpalno.

3 Izračun difuzijske črpalke

3.1 Glavne tehnične zahteve oz. osnovni podatki za izračun

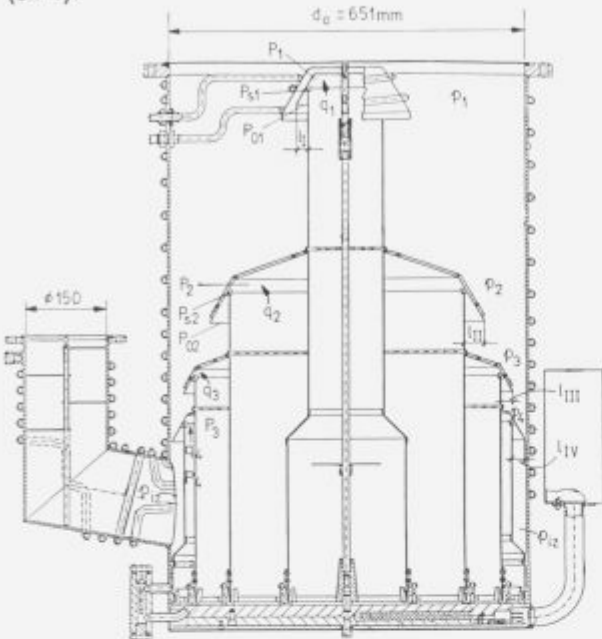
a) Črpalna hitrost pri 1.10^{-4} mbar	14.000 l/s (s hladno kapo nad 1. stopnjo)
b) Končni tlak	nižji od 1.10^{-6} mbar, olje (silikonsko) DC 704
c) Mejni predtlak	večji od 2.10^{-1} mbar
č) Notranji premer črpalke	$d_0=651$ mm (zaradi kompatibilnosti s črpalkami drugih proizvajalcev)
d) Višina celotne črpalke	$H = 1121$ mm
e) Število stopenj	3 ali 4; izbrali smo 4 stopnje za frakcionirno delovanje črpalke
f) Material za sistem šob	aluminij, debelina 2 mm

3.2 Izbira kompresijskega razmerja med posameznimi stopnjami

Izračun glavnih dimenzij sistema šob temelji na razmerah, ki vladajo pri največji obremenitvi, t.j. pri najvišjem vstopnem tlaku, kjer lahko črpalna črpa največjo množino plina (*največji pretok*). V tem primeru doseže tlak plina v delovnem prostoru vseh šob maksimalno absolutno vrednost.

Ker smo izbrali sistem šob s štirimi stopnjami, moramo tlačno področje pri največjem pretoku, ki je navadno za difuzijske črpalke pri tlakih od 1.10^{-3} do nekajkrat 10^{-1} mbar, primerno razdeliti. Pri največji plinski obremenitvi in konstantnem pretoku se tlaki

(plina, zraka) p med posameznimi stopnjami ustale v razmerju črpalnih hitrosti S vsake stopnje posebej (sl. 1).



Slika 1: Sistem šob difuzijske črpalke ODF 650-G (p-tlaci plina oz. zraka, P-tlaci oljne pare)

Torej:

$$P_{1\max} \cdot P_{2\max} \cdot P_{3\max} \cdot P_{4\max} \cdot P_{iz\max} = S_{iz} \cdot S_4 \cdot S_3 \cdot S_2 \cdot S_1 \quad (1)$$

pri čemer je $p_{1\max}$ najvišji vstopni tlak nad 1. šobo ali kar na ustju črpalke, $p_{2\max}$ je vstopni tlak nad 2. šobo (ki je enak izstopnemu tlaku 1. šobe) itd. Tlak p_{iz} je izstopni tlak 4. šobe, ki je kar enak izstopnemu tlaku črpalke oz. predtlaku (predvakuumu), ki ga mora ustvariti rotacijska predčrpalka, če želimo, da difuzijska črpalka še normalno deluje z maksimalno močjo oz. maksimalnim pretokom plina. Ta razmerja razumno izberemo. Tlak (oljne) pare mora biti v delovnem prostoru, t.j. v prostoru, kjer difundirajo molekule črpanega plina v curek pare, ki izstopa iz šob, najmanj dvakrat večji, kot je tlak plina na odgovarjajoči izstopni strani.

Za našo črpalco smo izbrali razmerje vstopnih tlakov oz. kompresijsko razmerje takole:

$$P_{1\max} : P_{2\max} : P_{3\max} : P_{4\max} : P_{iz\max} = 1:3:20:100:300 \quad (2)$$

Pri maksimalnem vstopnem tlaku plina : $p_{1\max} = 1.10^{-3}$ mbar, so tlaki v tem razmerju naslednji:

$$\begin{aligned} p_{1\max} &= 1.10^{-3} \text{ mbar} \\ p_{2\max} &= 3.10^{-3} \text{ mbar} \\ p_{3\max} &= 2.10^{-2} \text{ mbar} \\ p_{4\max} &= 1.10^{-1} \text{ mbar} \\ p_{iz\max} &= 3.10^{-1} \text{ mbar} \end{aligned}$$

Tlak pare v delovnem prostoru pa mora biti, kot rečeno, vsaj dvakrat večji, kot je izstopni tlak plina za odgovarjajočo šobo. Torej:

$$\begin{aligned} P_{01} &= 6.10^{-3} \text{ mbar} \\ P_{02} &= 4.10^{-2} \text{ mbar} \end{aligned}$$

$$P_{03} = 2.10^{-1} \text{ mbar}$$

$$P_{04} = 6.10^{-1} \text{ mbar}$$

(Opomba: izstopni tlak plina za 1. šobo je npr. 3.10^{-3} mbar, kar je tudi vstopni tlak za 2. šobo)

3.3 Izračun glavnih dimenzij štiristopenjske oljne difuzijske frakcionirne črpalke

3.3.1 Izračun 1. šobe

Vstopna odprtina (visokovakuumska stran ali ustje črpalke) je: $d_0=651$ mm (zahteva investitorja) in ima površino $F_0=3328,52$ cm², njena prevodnost C_0 za zrak je v molekularnem področju pretokov 38.611 l/s.

V splošnem je črpalka hitrost odvisna od prevodnosti (konduktance) vseh vstopnih delov. Upoštevati moramo tudi prevodnost cevi dolžine l_0 (sl. 2) in l_1 ter prevodnost odprtine (kolobar površine F_1) ob prvi šobi.

Zato je prevodnost in z njo tudi *efektivna črpalna hitrost* S vedno manjša od prevodnosti vstopne odprtine C_0 .

Za izračun črpalne hitrosti S (l/s) uporabljamo naslednji obrazec²:

$$S = d_0^2 / ((a/12,1) + \gamma / (12,1(1-\beta)^2 + (1+\beta)\omega) + 1 / (9,1(1-\beta^2)H_{01})) \quad (3)$$

pri tem je:

d_0 /cm/ premer ustja črpalke

$a = l_0/d_0$ razmerje med dolžino vstopnega valja in premerom d_0

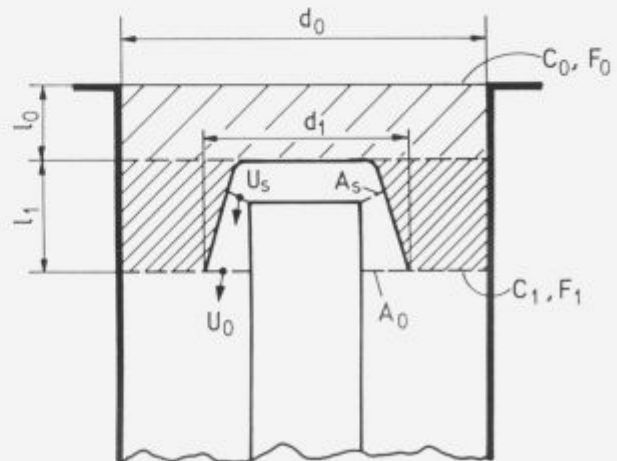
$\beta = d_1/d_0$ razmerje med premerom 1. šobe valja in premerom d_0

$\gamma = l_1/d_0$ razmerje med višino 1. šobe valja in premerom d_0

$\omega =$ faktor, ki je odvisen od razmerja d_1/d_0 in je tabeliran²

Splošno je H_0 faktor črpalne hitrosti, ki podaja razmerje med črpalno hitrostjo S , merjeno na ustju črpalke, in prevodnostjo odprtine oz. ustja C_0 .

H_{01} je faktor črpalne hitrosti, ki podaja razmerje med črpalno hitrostjo S , merjeno na ustju črpalke, in prevodnostjo vstopnih delov do ravnine, ki jo predstavlja kolobar ob 1. šobi (sl. 2)



Slika 2: Vstopni del difuzijske črpalke s 1. šobo - shematski prikaz

$H_{02}, H_{03}, H_{04} \dots$ analogno kot za H_{01} , le da gre za prevodnost vseh vstopnih delov do ravnine, ki jo predstavlja kolobar ob 2. oz. 3. in 4. šobi.

Dimenzije, kot so: l_0, l_1, d_1 , primerno izberemo.

Idealno bi bilo vzeti npr. $l_0 = 0$ (oz. $\alpha = 0$), vendar si tega ne moremo privoščiti. Zaradi kondenzacije povratnih oljnih par, predvsem iz delovnega prostora 1. šobe, naj bi bil črpalčin valj (ohišje) čim višje hlajen. Ker pa bomo nad 1. šobo uvedli hladno kapo (zahteva investitorja), vzamemo $l_0 = 20$ mm, torej $\alpha = 0,03$.

Za osnovni izračun vzamemo $\beta = 0,31$ (β za hladno kapo pa 0,36), kar odgovarja $d_1 = \beta \cdot d_0 = 200$ mm (za hladno kapo pa je $d_{1k} = 235$ mm), odgovarjajoča faktorja ω sta po tabeli iz literature² 1,088 oz. $\omega_k = 1,265$.

Faktor γ priporočajo² izbrati med 0,1 in 0,5. Ta faktor vsebuje višino 1. šobe. Pri tem je zelo pomembno razmerje iztočne hitrosti pare u_0 in kritične u_s (v najožjem delu šobe), torej u_0/u_s . To razmerje je sorazmerno razmerju presekov A_0/A_s (sl. 2). Iz diagrama na sl. 3 je razvidno, da je pri $A_0/A_s = 3,3$ razmerje $u_0/u_s = 2$. Iztočna hitrost pare v Lavalovi divergentni šobi je torej dvakrat večja, kot je kritična u_0 v najožjem delu šobe. Za našo črpalčko smo po več korekturah glede na obstoječe dovodne cevi in konstrukcijo vzeli $l_1 = 75$ mm, pri tem je $\gamma = 0,115$ oz. pri hladni kapi $l_{1k} = 99$ mm, kjer je $\gamma_k = 0,152$.

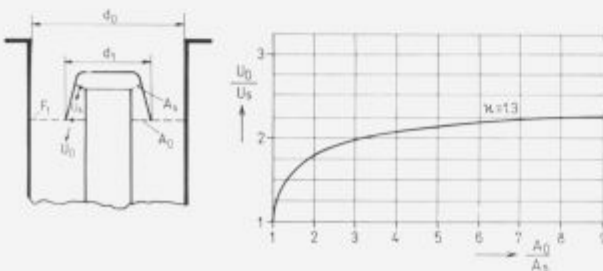
Faktor črpalne hitrosti H_{01} , ki se giblje pri oljnih črpalkah med 0,3 in 0,5, smo izbrali za izračun približno srednjo vrednost, torej $H_{01} = 0,46$. Upoštevajoč hladno kapo nad to (prvo) šobo pa $H_{01k} = 0,4$.

Če vstavimo izbrane podatke v enačbo (3), dobimo črpalno hitrost naše črpalke (brez hladne kape) v l/s:

$$S_1 = 65 \cdot 1^2 / ((0,03/12,1) + (0,115 / (12,1(1-0,31)^2(1+0,31)1,088)) + (1 / (9,1(1-0,31^2)0,46))) = 15,094 \text{ l/s}$$

z upoštevanjem hladne kape pa: $S_{1k} = 12,615 \text{ l/s}$.

(Opomba: črpalna hitrost 1. šobe S_1 je kar enaka črpalni hitrosti celotne črpalke S)



Slika 3: Odvisnost razmerja hitrosti u_0/u_s od razmerja presekov A_0/A_s pri $\kappa = 1,3$

3.3.2 Izračun dimenzij naslednjih šob

Iz enačbe za pretok plina:

$$q_{1max} = p_{1max} \cdot S_1 \quad (4)$$

ter zaradi kontinuitete plinskega toka in zaradi pogoja, da ne smejo biti prekoračeni dopustni vstopni tlaki, sledi:

$$p_{1max} \cdot S_1 = p_{2max} \cdot S_2 = p_{3max} \cdot S_3 = p_{4max} \cdot S_4 = p_{izmax} \cdot S_{iz} \quad (5)$$

oziroma:

$$S_1 : S_2 : S_3 : S_4 : S_{iz} = p_{izmax} : p_{4max} : p_{3max} : p_{2max} : p_{1max} \quad (6)=(1)$$

Ker pa je črpalna hitrost posamezne stopnje premosorazmerna površini odprtine (krožnemu kolobarju ob šobi) in odgovarjajočemu faktorju H_0 , lahko pišemo zgornjo enačbo (6) takole:

$$F_1 H_{01} : F_2 H_{02} : F_3 H_{03} : F_4 H_{04} = p_{4max} : p_{3max} : p_{2max} : p_{1max} \quad (7)$$

(Opomba: upornost dovodov med posameznimi šobami je zanemarljivo majhna in je ne upoštevamo)

Sledi:

$$F_2 = \pi/4(d_0^2 - d_2^2) \geq \pi/4(d_0^2 - d_1^2) (p_{1max}/p_{2max})(H_{01}/H_{02}) \quad (8)$$

$$F_3 = \pi/4(d_0^2 - d_3^2) \geq \pi/4(d_0^2 - d_2^2) (p_{1max}/p_{3max})(H_{02}/H_{03}) \quad (9)$$

$$F_4 = \pi/4(d_0^2 - d_4^2) \geq \pi/4(d_0^2 - d_3^2) (p_{3max}/p_{4max})(H_{03}/H_{04}) \quad (10)$$

Izbrali smo:

$$H_{01} = 0,46$$

$$H_{02} = 0,4$$

$$H_{03} = 0,2$$

$$H_{04} = 0,2$$

Vrednosti za H_0 za drugo in naslednje šobe smo vzeli manjše, kar je v skladu z eksperimentalnimi dognanji, da se ta faktor zmanjšuje zaradi večje gostote pare in plina.

Če postopoma ustavljamo v zgornje enačbe odgovarjajoče vrednosti, dobimo velikosti površine kolobarjev ob šobah: F_2, F_3 in F_4 . Iz tega pa se da izračunati odgovarjajoče premere (npr.: $d_2 = [d_0^2 - (4F_2/\pi)]^{1/2}$ itd.).

V našem primeru smo izračunali naslednje premere: $d_2 = 505$ mm, $d_3 = 603$ mm, $d_4 = 643$ mm.

Pri konstrukciji črpalke smo morali upoštevati polzečo plast kondenzata (olja), ki zmanjšuje efektivni premer črpalkevalja, zato smo izračunane premere d_2, d_3 in d_4 primerno zmanjšali za nekaj mm, in sicer:

$$d_2 = 500 \text{ mm}$$

$$d_3 = 600 \text{ mm}$$

$$d_4 = 640 \text{ mm}$$

Dalje sledi iz enačbe (5) oz. (6), da mora biti:

$$S_{iz} \geq S_1 (p_{1max}/p_{izmax}) \geq 15,094 (1 \cdot 10^{-3}/3 \cdot 10^{-1}) \geq 50,3 \text{ l/s} = 180 \text{ m}^3/\text{h} \quad (11)$$

Iz tega izhaja zahteva po dimenzioniranju predvakuumskega priključka in kapaciteti predčrpalke pri $p_{izmax} = 3 \cdot 10^{-1}$ mbar.

Konduktanca predvakuumskega voda mora biti enaka ali večja od 50 l/s oz. najmanj 180 m³/h. Zadostuje sicer cev premera 60 mm, vendar jo vzamemo z notranjim premerom 150 mm, ker bomo vanjo vgradili še lovilnik par in tudi zato, ker je za-

hteva investitorja, da mora biti predvakuumski priključek DN ISO 160, kot ga imajo podobne črpalke drugih proizvajalcev.

3.3.3 Dimenzioniranje divergentnih Lavalovih šob

Potem ko smo v prejšnjem poglavju izračunali zunanje dimenzije šob iz izbranih tlačnih razmerij in črpalnih hitrosti za posamezne šobe, se bomo sedaj osredotočili na izračun minimalne debeline curka oljne pare v delovnem prostoru, t.j. prostoru, kjer nastopa difuzija, z namenom, da bi dosegli izbrana kompresijska razmerja. Za prvo šobo smo vzeli razmerje $p_{2max} : p_{1max} = 3 : 1$ in tlak pare v delovnem prostoru $P_{01} = 6.10^{-3}$ mbar.

Debelino curka na izstopni strani šobe izračunamo po naslednjem obrazcu:

$$l_i = (\ln(100(p_{2max}/p_{1max}))) (T_1 10^{-3} / \partial_{1,2} P_{01}) = (2.3 \times 416.5 \log 300) / (118.6) = 33.5 \text{ mm} \quad (12)$$

pri tem je T_1 temperatura nasičene pare, ki jo izračunamo za olje DC 704 po empiričnem obrazcu, ki ga podaja proizvajalec, podjetje Dow Corning iz ZDA.

$$T_1 = 5570 / (11.025 - \log P) = 5570 / (11.025 + 2.34679) = 416.5 \text{ K} \quad (13)$$

(P v torr; 6.10^{-3} mbar = $4.5.10^{-3}$ torr). Faktor $\partial_{1,2} = 118$ za DC 704 in zrak^{1,3}.

Vzamemo l_i je 30 mm.

Na podoben način izračunamo dolžine l_{II} , l_{III} in l_{IV} tudi za druge šobe, ki pa smo jih prilagodili tako, da smo dobili ustrezna razmerja A_o/A_s . Tako je:

$$l_{II} = 35 \text{ mm} \\ l_{III} = 20 \text{ mm} \\ l_{IV} = 20 \text{ mm}$$

Iz teorije divergentnih Lavalovih šob je znano, da je pri razmerju specifičnih toplot (pri konstantnem tlaku in konstantnem volumnu) za pline in približno tudi za pare $\kappa = 1.3$ in razmerju $A_o/A_s = 3$ (slika 3) iztočna hitrost u_o približno dvakrat večja od kritične hitrosti u_s v najožjem delu šobe. Z večanjem razmerja A_o/A_s bistveno sicer ne povečamo u_o/u_s (npr. pri $A_o/A_s = 8$ je $u_o/u_s = 2.25$), vendar je iz praktičnih razlogov priporočljivo imeti visoka razmerja, ki jih še vedno lahko zmanjšamo s povečanjem najožjega dela šobe. Tki. "dolge" šobe tudi lepo usmerjajo curek pogonske pare v delovni prostor, da je čim manj stresanih molekul, ki povečujejo povratni tok parnih in plinskih molekul v smeri črpanega prostora.

Za našo črpalco smo izbrali dve velikosti najožjega dela šobe, in sicer: $s_1 = 2.25 \text{ mm}$ ter $s_2 = 2.5 \text{ mm}$. Izračunana razmerja A_o/A_s so v tabeli 1.

Tabela 1: Razmerje A_o/A_s za posamezne šobe ter razmerje med izparilno površino v vrelniku in kritičnim presekom šobe A_{zp}/A_s

Šoba	A_o/A_s		A_{zp}/A_s	
	$s_1=2.25\text{mm}$	$s_2=2.5\text{mm}$	$s_1=2.25\text{mm}$	$s_2=2.5\text{mm}$
1.	15,9	14,3	35,8	32,1
2.	16,7	15,1	34,4	31,0
3.	9,2	8,2	24,6	22,1
4.	9,2	8,2	17,2	15,5

Iz teh razmerij lahko ugotovimo, da so relativno visoka in da nam dopuščajo (predvsem pri 1. in 2. šobi) povečanje kritičnega preseka (A_s), s tem pa tudi zmanjšanje iztočne hitrosti pare, kar pride v poštev pri eksperimentalnem ugotavljanju odvisnosti črpalne hitrosti od nastavitve kritičnih presekov šob.

3.3.4 Izračun pretoka pare

Iz gladine olja v vrelniku (bojlerju) se upari iz enote površine v enoti časa neka množina pare q . Iz termodinamike je znana enačba za množino pare, ki gre skozi šobo. Za 1. šobo je:

$$q_1 = 1.33 f(\kappa) \sqrt{(RT/M)} A_{s1} P_1 \quad (14)$$

$$P_1/P_{s1} = ((\kappa+1)/2)^{(\kappa/(\kappa-1))} \quad (15)$$

za $\kappa = 1.3$ je $P_1/P_{s1} = 1.83$. Vrednost funkcije $f(\kappa)$ je za olje, kjer je $\kappa = 1.3$, enaka: $f(\kappa) = 0.668$.

A_{s1} je kritični presek 1. šobe v cm

P_1 je tlak pare v dovodnem valju pred 1. šobo

P_{s1} je tlak pare v kritičnem preseku 1. šobe

P_{01} je tlak v delovnem prostoru, ki smo ga že prej določili (6×10^{-3} mbar).

Če predpostavimo zaradi poenostavitve, da teče para od kritičnega preseka A_{s1} skozi ustje A_{o1} v stožčastem curku stalne debeline k steni črpalke, potem je zaradi kontinuitete toka pare npr. za 1. šobo:

$$P_{s1}/P_{01} = d_o/d_1 = 651/200 = 3.255 \quad (16)$$

$$P_{s1} = 3.255 P_{01} = 3.255 \times 6 \times 10^{-3} = 2 \times 10^{-2} \text{ mbar} \quad (17)$$

$$P_1 = 1.83 P_{s1} = 1.83 \times 1.95 \times 10^{-2} = 3.6 \times 10^{-2} \text{ mbar} \quad (18)$$

Poglejmo še nekatere zanimive vrednosti za tlake oljne pare! V tabeli 2 so zbrani podatki za našo črpalco.

Tabela 2: Tlaci oljne pare ob posameznih šobah (slika 1)

šoba	P_{on}	P_{s1}/P_{on}	P_{s1}	P_n
n	(mbar)		(mbar)	(mbar)
1.	6×10^{-3}	3,225	2×10^{-2}	3.6×10^{-2}
2.	4×10^{-2}	1,302	5.2×10^{-2}	9.5×10^{-2}
3.	2×10^{-1}	1,085	2.2×10^{-1}	4×10^{-1}
4.	6×10^{-1}	1,017	6.1×10^{-1}	1,1

Tlaci v vrelniku morajo biti še nekoliko višji zaradi njihovega padca na poti do odgovarjajoče šobe, kar moramo v natančnejšem izračunu upoštevati.

Razmeje med površino olja v vrelniku in kritičnim presekom za posamezne šobe (A_{zp}/A_s) je podano v tabeli 1.

3.4 Gretje črpalke

Energija za pogon difuzijske črpalke se porablja za:

- 1) kritje toplotnih izgub, ki izvirajo iz nezaželenega odvajanja iz ogretyh delov črpalke,
- 2) ogrevanje cirkulirajoče množine pogonske tekočine do vrelišča in
- 3) odparevanje.

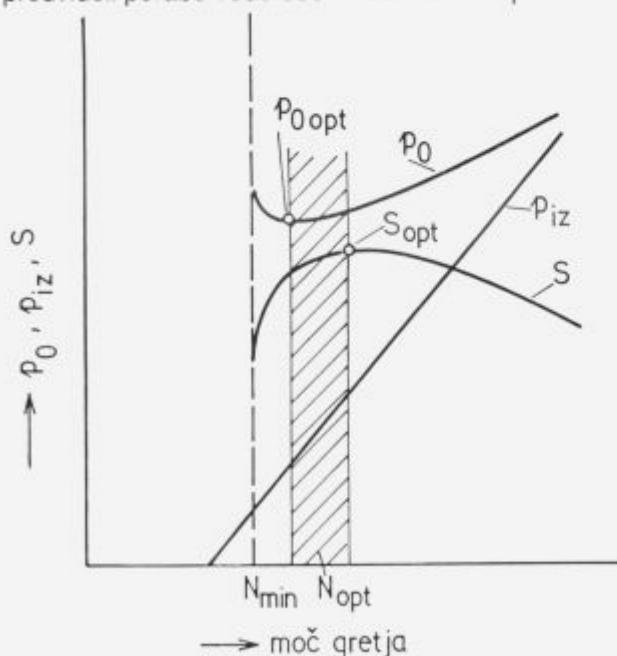
Prvo je čista izguba in jo moramo omejiti na najmanjšo mero. Pri kovinskih črpalakah z zunanjim

ogrevom so lahko izgube do 50%. Druge in tretje izgube so neobhodno potrebne za obratovanje črpalke. Lahko jih zmanjšamo, če omejimo množino pare na potrebnim minimum z izbiro optimalne vrednosti delovnih tlakov. To pa lahko ugotovimo le eksperimentalno, kajti končni tlak črpalke, mejni predtlak in črpalna hitrost so povezani z močjo gretja, tako kot je razvidno iz diagrama na **sliki 4**.

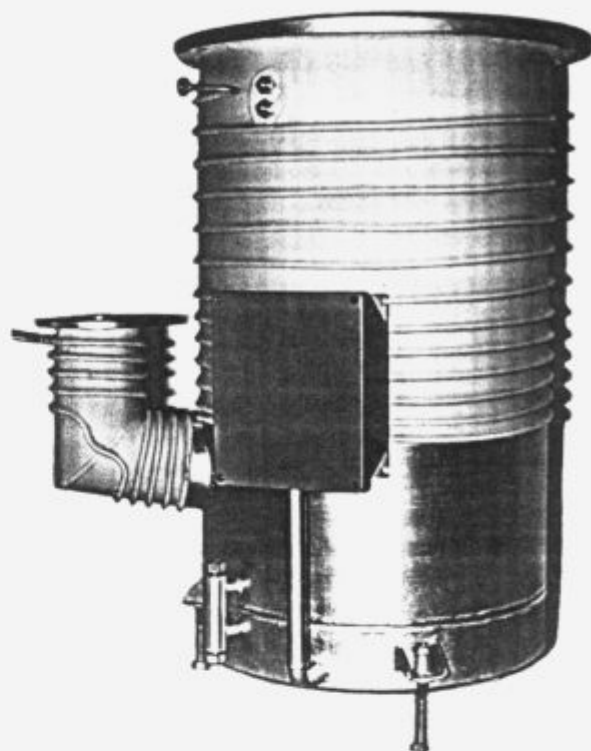
Za oceno moči gretja obstajajo obrazci, ki pa jih tu ne bomo navajali, najdemo jih lahko v literaturi^{1,2}. Obstaja izkustveno načelo, da je potrebna grelna moč pri majhnih kovinskih črpalakah okoli 5 W na vsak l/s črpalne hitrosti, za največje črpalke (do 55.000 l/s) pa okoli 0,5 W na l/s. Za našo črpalke z izračunano črpalno hitrostjo ca 15.000 l/s smo instalirali grelnike s skupno močjo 15 kW (1 Ws/l), da bi imeli možnost ugotavljanja optimalnega gretja, smiselno tako, kot je prikazano na **sliki 4**.

3.5 Hlajenje črpalke

Hlajenje spada funkcionalno h krožnemu procesu pogonskega olja v črpalke. Ko oljne pare zadenejo ob steno ohišja črpalke, se morajo kondenzirati. Stene morajo biti zato hlajene. Najprej moramo ugotoviti, koliko energije mora sprejeti hladilna površina. Želimo tudi, da je zgornji del črpalke čim bolj hladen, t.j. na temperaturi 15 do 20°C. Dopustni dvig temperature na iztoku vode ne sme biti večji kot 10°C. Iztočno temperaturo hladilne vode lahko reguliramo z velikostjo pretoka. Moč, ki jo moramo odvesti, je enaka tisti, ki je potrebna za ogrevanje cirkulirajoče množine pogonske tekočine do vrelišča in za odparevanje. Seveda pa se ne moremo izogniti tudi delnemu odvzemanju čiste izgubne toplote, ki je konstrukcijsko pogojena. Za hlajenje naše črpalke smo predvideli porabo vode 800 l/h oz. 13 l/min pri vhod-



Slika 4: Odvisnost končnega tlaka p_0 , izstopnega tlaka p_{iz} in črpalne hitrosti S v odvisnosti od gretja N ; N_{min} je najmanjša moč gretja, pri katerem črpalke še lahko deluje, N_{opt} je optimalno gretje².



Slika 5: Difuzijska črpalka ODF 650-G

ni temperaturi 20°C in izhodni 30°C. Poleg črpalkega plašča ter predvakuumskega priključka smo dodatno hladili tudi kapo, ki je bila montirana nad prvo šobo, zaradi zmanjšanja povratnega toka oljnih par iz te šobe, ki je največji ob zagonu in izklopu gretja črpalke ter pri preobremenjenosti, t.j. v področju mejnega predtlaka.

4 Sklep

Razvili smo visokovakuumsko difuzijsko frakcionirno štiristopenjsko oljno difuzijsko črpalke (sl. 5) s sesalno odprtino 651 mm na temelju izračuna, ki je v grobih obrisih predstavljen v tem delu. Izračunana črpalna hitrost je okoli 15.000 l/s (pri tlaku $1 \cdot 10^{-4}$ mbar), s hladno kapo pa okoli 12.600 l/s. Izmerjeni podatki so predstavljeni v posebnem članku: *Meritve in optimizacija delovanja VV oljne difuzijske črpalke premera 650 mm*: A. Pregelj, J. Gasperič, S. Sulčič.

5 Literatura

1. J. Gasperič, Projektiranje in konstruiranje kovinske frakcionirne difuzijske vakuumske črpalke (magistrsko delo), Ljubljana, dec. 1964
2. L. Zobač, Zaklady vakuové techniky, SNTL, Praha, 1954
3. L. Zobač, Prispevek k teorii difuznih vyviev, *Slaboproudny Obzor*, 16, 1955, 10, 541-549
4. J. Gasperič, Izračun in projektiranje štiristopenjske oljne difuzijske frakcionirne črpalke z vgrajenim lovilnikom par, *Dokumentacija IEVT*, Ljubljana, julij 1984
5. M. H. Hablanian, Prevention of overload in high-vacuum systems, *Proc. of AVS*, Seattle, 1991
6. M. Hablanian, K. Caldwell, The overload conditions in high-vacuum pumps, *Proc. of Society of vacuum coaters*, Philadelphia, USA, 1991, March, 177-22