

RAZVOJ VISOKOVAKUUMSKE OLJNE DIFUZIJSKE FRAKCIONIRNE ČRPALKE S PREMEROM SESALNE ODPRTINE 650 mm*

J. Gasperič¹, S. Sulčić², M. Drab³, A. Pregelj³, ¹Institut J. Stefan, Ljubljana, ²Galileo Special Vacuum Equipment, Zgonik, Trst, ³Center za vakuumsko tehniko in tehnologije, IEVT, Ljubljana

The development of high vacuum oil diffusion fractionating pump with the inlet diameter of 650 mm

ABSTRACT

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

POVZETEK

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

1 Uvod

Veliki visokovakuumski sistemi navadno uporabljajo oljne difuzijske črpalke, ker so v primerjavi z drugimi (npr. turbomolekularnimi, kriogenskimi, 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, tj. od Gaedejevega izuma l. 1913, pa do danes so difuzijske črpalke opravile dolgo razvojno pot, ki je bila podprta s teoretičnimi in praktičnimi spoznanji (Jaeckel, 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 črpalok. Danes uporabljamo za izračun termodinamične enačbe. Zaradi velikih pomenostavitev, 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, tj. namreč delovno področje difuzijskih črpalok, ki potrebujejo, kot vemo, za svoje delovanje primerno predčrpalno. 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 finese moderne gradnje/5,6/, ki so znane iz literature in ki jih je mogoče pri nas realizirati. Tudi izkušnje pri konstruiranju črpalok 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:

- difuzijo plina (zraka) v curek pogonske pare ter pot plinskih molekul od ustja črpalke do predčrpalke. Od tega je predvsem odvisna črpalna hitrost.
- termodinamične razmere v prostoru, kjer ima dostop pogonska para, tj. od vrelnika (bojlerja), dovodnih valjev, šob in delovnega prostora do kondenzacije na hladnih stenah črpalke.

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** (tj. 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 črpalakah govorimo o **povratni difuziji plina** in **povratni difuziji pare** ter njunem 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 črpalakah 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

* Pripispevek je bil predstavljen na 3. konferenci o materialih in tehnologijah v Portorožu, okt. 1995

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 večja 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 (tj. 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 vrenik.

Ugotovili smo že, da povratni tok plinskih in parnih molekul zmanjšuje efektivno 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 efektivna črpalna hitrost enaka nič. Ravnotežni tlak, ki se pri tem vzpostavi v ustju 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 črpalko.

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

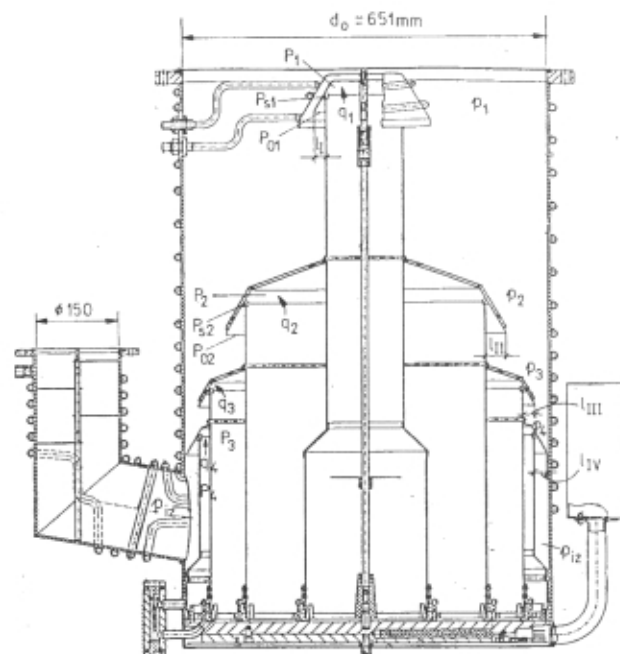
3.2 Izbira kompresijskega razmerja med posameznimi stopnjami

Izračun glavnih dimenzij sistema šob temelji na razmerah, ki vladajo pri največji obremenitvi, tj. 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) med posameznimi stopnjami ustale v razmerju črpalnih hitrosti vsake stopnje posebej (sl. 1). Torej:

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

pri čemer je p_{1max} najvišji vstopni tlak nad 1. šobo ali kar na ustju črpalke, p_{2max} 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 predčrpalna, če želimo, da difuzijska črpalna še normalno deluje z maksimalno močjo oz.



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

maksimalnim pretokom plina. Ta razmerja razumno izberemo. Tlak (oljne) pare mora biti v delovnem prostoru, tj. 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 črpalko smo izbrali razmerje vstopnih tlakov oz. kompresijsko razmerje takole:

$$p_{1\max} : p_{2\max} : p_{3\max} : p_{4\max} : p_{iz\max} = 1:3:20:100:300 \quad p_{1\max} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ mbar} \quad (2)$$

Pri maksimalnem vstopnem tlaku plina: $p_{1\max} = 1 \cdot 10^{-3}$ mbar, so tlaki v tem razmerju naslednji:

$$p_{1\max} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ mbar}$$

$$p_{2\max} = 3 \cdot 10^{-3} \text{ mbar}$$

$$p_{3\max} = 2 \cdot 10^{-2} \text{ mbar}$$

$$p_{4\max} = 1 \cdot 10^{-1} \text{ mbar}$$

$$p_{iz\max} = 3 \cdot 10^{-1} \text{ mbar}$$

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

$$P_{01} = 6 \cdot 10^{-3} \text{ mbar}$$

$$P_{02} = 4 \cdot 10^{-2} \text{ mbar}$$

$$P_{03} = 2 \cdot 10^{-1} \text{ mbar}$$

$$P_{04} = 6 \cdot 10^{-1} \text{ mbar}$$

(Opomba. Izstopni tlak plina za 1. šobo je npr. $3 \cdot 10^{-3}$ 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 črpalna 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 obrazec 2:

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

pri tem je:

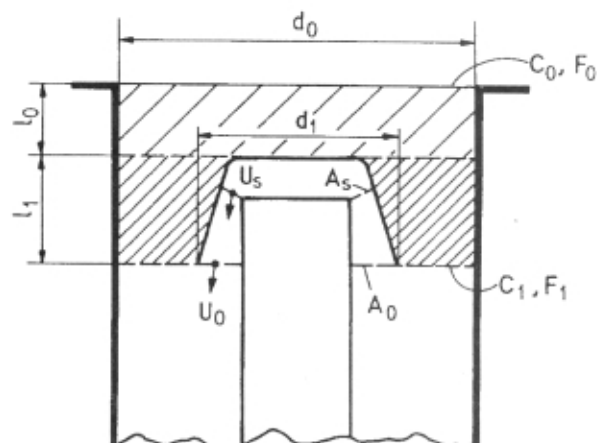
d_0 /cm/ premer ustja črpalke

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

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

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

ω , faktor, ki je odvisen od razmerja d_1/d_0 in je tabeliran /2/



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

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} , faktor črpalneja razmerje med črpalno hitrostjo S , merjeno na ustju črpalke, in prevodnostjo vstopnih delov do ravnine, ki jo predstavlja kolobar ob 1. šobi (sl. 2)

H_{02} , H_{03} , H_{04} ... 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 črpalnin 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 literature /2/ 1,088 oz. $\omega_k = 1,265$.

Faktor γ priporočajo /2/ 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 črpalko 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 črpalnih 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:

$$S_1 = 65.1^2 / ((0.03/12.1) + (0.115/(12.1(1-0.31)^2(1+0.31) 1.088))) + (1/(9.1(1-0.31^2) 0.46)) = 15.094 \text{ l/s}$$

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 .)

3.3.2 Izračun dimenzij naslednjih šob

Iz enačbe za pretok plina:

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

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

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

oziroma:

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

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:

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

(Opomba. Upornost dovodov med posameznimi šobami je zanemarljivo majhna in je ne upoštevamo.)

Sledi:

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

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

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

Izbrali smo:

$$H_{01} = 0,46 \quad H_{03} = 0,2$$

$$H_{02} = 0,4 \quad H_{04} = 0,2$$

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 ustavljam 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

$$(npr.: $d_2 = \sqrt{d_0^2 - (4F_2 / \pi)}$ itd.).$$

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

Pri konstrukciji črpalke smo morali upoštevati polzečo plast kondenzata (olja), ki zmanjšuje efektivni premer črpalkega valja, 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:

$$S_{iz} \geq S_1 (p_{1\max}/p_{iz\max}) \geq 15.094 (1.10^{-3}/3.10^{-1}) \geq 50,3 \text{ l/s} \geq 180 \text{ m}^3/\text{h} \quad (11)$$

Iz tega izhaja zahteva po dimenzioniranju predvakuumskega priključka in kapaciteti predčrpalke pri $p_{iz\max} = 3.10^{-1} \text{ mbar}$.

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 zahteva 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, tj. prostoru, kjer nastopa difuzija, z namenom, da bi dosegli izbrana kompresijska razmerja. Za prvo šobo smo vzeli razmerje $p_{2\max} : p_{1\max} = 3:1$ in tlak pare v delovnem prostoru $P_{01} = 6.10^{-3} \text{ mbar}$.

Debelino curka na izstopni strani šobe izračunamo po naslednjem obrazcu:

$$l_I = (\ln(100(p_{2\max}/p_{1\max})))(T_1 10^{-3} / \delta_{1,2} P_{01}) = (2,3 \times 416,5 \log 300) / (118 \times 6) = 33,5 \text{ mm} \quad (12)$$

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; $6.10^{-3} \text{ mbar} = 4,5.10^{-3} \text{ torr}$). Faktor $\delta_{1,2} = 118$ za DC 704 in zrak /1,3/. Vzamemo l_I je 30 mm.

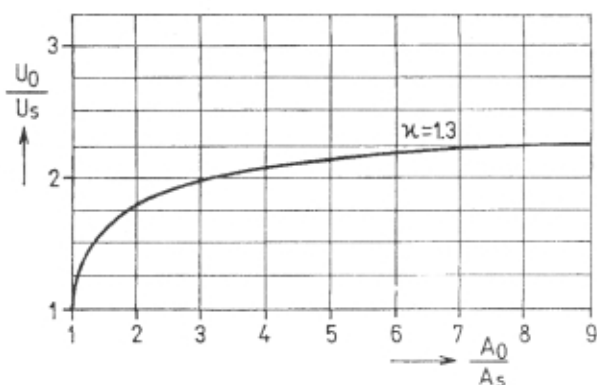
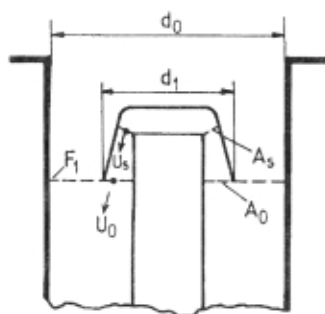
Na podoben način izračunamo dolžine l_{II} , l_{III} in l_{IV} tudi za druge šobe, ki pa smo jih prilagodili tako, da smo dobili ustrezna razmerja A_0/A_s . Tako je:

$$l_{II} = 35 \text{ mm}$$

$$l_{III} = 20 \text{ mm}$$

$$l_{IV} = 20 \text{ mm}.$$

Iz teorije divergentnih Lavalovih šob je znano, da je pri razmerju specifičnih toplot (pri konstantnem tlaku in



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

konstantnem volumnu) za pline in približno tudi za pare $\kappa = 1,3$ in razmerju $A_0/A_s = 3$ (slika 3) iztočna hitrost u_0 približno dvakrat večja od kritične hitrosti u_s v najožjem delu šobe. Z večanjem razmerja A_0/A_s bistveno sicer ne povečamo u_0/u_s (npr. pri $A_0/A_s = 8$ je $u_0/u_s = 2,25$), 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 črpalko smo izbrali dve velikosti najožjega dela šobe, in sicer: $s_1 = 2,25$ mm ter $s_2 = 2,5$ mm. Izračunana razmerja A_0/A_s so v tabeli 1.

Tabela 1. Razmerje A_0/A_s za posamezne šobe ter razmerje med izparilno površino v vrelniku in kritičnim presekom šobe A_{izp}/A_s

Šoba	A_0/A_s		A_{izp}/A_s	
	$s_1=2.25$ mm	$s_2=2.5$ mm	$s_1=2.25$ mm	$s_2=2.5$ 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:

$$q_1 = 1,33 f(\kappa) \sqrt{RT/M} A_{s1} P_1 \quad (14)$$

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

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_{01} v stožčastem curku stalne debeline k steni črpalke, potem je zaradi kontinuitete toka pare npr. za 1. šobo:

$$P_{s1}/P_{01} = d_0/d_1 = 651/200 = 3,255 \quad (16)$$

$$P_{s1} = 3,255 P_{01} = 3,255 \times 6 \times 10^{-3} \approx 2 \times 10^{-2} \text{ mbar} \quad (17)$$

$$P_1 = 1,83 P_{s1} = 1,83 \times 1,95 \times 10^{-2} = 3,6 \times 10^{-2} \text{ mbar} \quad (18)$$

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

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

šoba n	P_{0n} (mbar)	P_{sn}/P_{0n}	P_{sn} (mbar)	P_n (mbar)
1.	6×10^{-3}	3,225	2×10^{-2}	$3,6 \times 10^{-2}$
2.	4×10^{-2}	1,302	$5,2 \times 10^{-2}$	$9,5 \times 10^{-2}$
3.	2×10^{-1}	1,085	$2,2 \times 10^{-1}$	4×10^{-1}
4.	6×10^{-1}	1,017	$6,1 \times 10^{-1}$	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 kritičnem preseku za posamezne šobe (A_{izp}/A_s) je podano v tabeli 1.

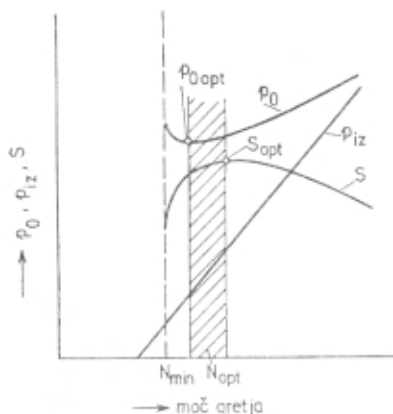
3.4 Gretje črpalke

Energija za pogon difuzijske črpalke se porablja za:

- 1) kritje toplotnih izgub, ki izvirajo iz nezaželenega odvajanja iz ogreth 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 črpalnah 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 potrebni 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 črpalnah 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 črpalno z izračunano črpalno hitrostjo ca 15.000 l/s smo instalirali grelnike s skupno močjo 13 kW (0,866 Ws/l), da bi imeli možnost ugotavljanja optimalnega gretja, smiselno tako, kot je prikazano na sliki. 4.



Slika 4. Odvisnost končnega tlaka p_0 , iztopnega tlaka p_{iz} in črpalne hitrosti S v odvisnosti od gretja N ; N_{min} je najmanjša moč gretja, pri katerem črpalna še lahko deluje, N_{opt} je optimalno gretje [2].

3.5 Hlajenje črpalke

Hlajenje spada funkcionalno h krožnemu procesu pogonskega olja v črpalni. 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, tj. 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

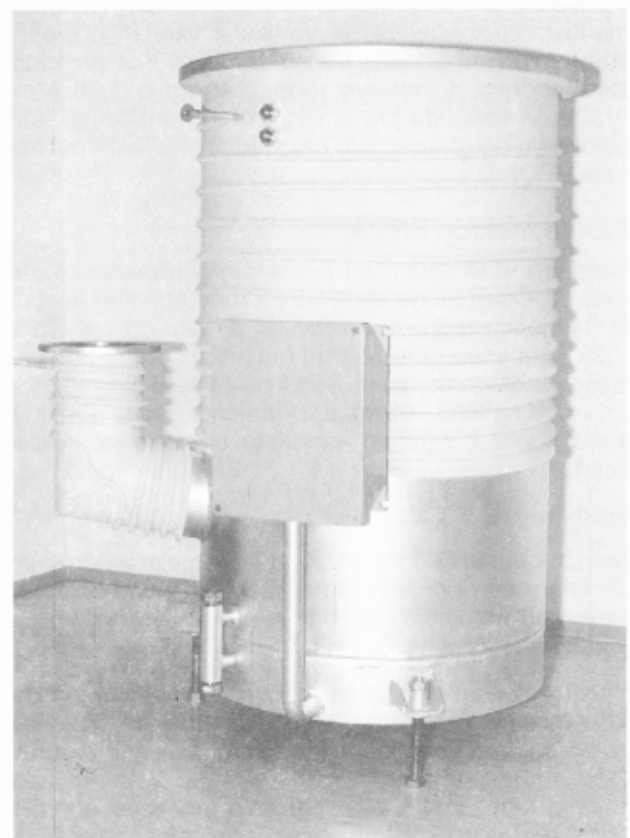
izgubne toplote, ki je konstrukcijsko pogojena. Za hlajenje naše črpalke smo predvideli porabo vode 800 l/h oz. 13 l/min pri vhodni temperaturi 20°C in izhodni 30°C. Poleg črpalkega plašča ter predvakuumskega priključka smo dodatno hladili tudi kapo, ki je bila montirana nad prvo šobo, zaradi zmanjšanja povratnega toka oljnih par iz te šobe, ki je največji ob zagonu in izklopu gretja črpalke ter pri preobremenjenosti, tj. v področju mejnega predtlaka.

4 Sklep

Razvili smo visokovakuumsko difuzijsko frakcionirno štiristopenjsko oljno difuzijsko črpalno (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 (Avtorji: 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, Príspevek k teorii difuznich vyviev, Slaboproudy 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. Hablanián, Prevention of overload in high-vacuum systems, Proc. of AVS, Seattle, 1991
- /6/ M. Hablanián, K. Caldwell, The overload conditions in high-vacuum pumps, Proc. of Society of vacuum coaters, March, 177-22, 1991, Philadelphia, USA



Slika 5. Difuzijska črpalna ODF 650-G