

KOMPRESOR, stroj koji neki plin ili paru stlačivanjem prevodi iz jednog energetskog stanja u drugo, energetski vrednije stanje. Da bi to obavio, kompresor mora, prema zakonu o održanju energije, trošiti energiju, tj. on je radni stroj.

Veličine koje utvrđuju energetsko stanje plina jesu pritisak P i temperatura T , pa se zato nazivaju *veličinama stanja*.

Plin se stlačuje radi povišenja pritiska, a istovremeni je porast temperature pri tome najčešće nepoželjna pojava, ili radi povišenja temperature plina (npr. u provedbi rashladnih procesa), dok je porast pritiska pri tome neizbjegna pojava.

Vrste kompresora. Kompresija se plina može postići na dva međusobno bitno različita načina, služeći se sa dva načelno različita principa rada: volumetričkim i strujnim principom.

Volumetrički princip rada kompresora sastoji se u tome da se pomoću konstrukcijskih elemenata ostvari u njemu takav prostor koji se relativnim pokretanjem tih elemenata može periodički povećavati i smanjivati. Plin niskog pritiska ulazi u takav radni prostor dokle god se njegov volumen povećava i ne dostigne najveću vrijednost. Tada se kaže da je završen takt usisavanja. Nakon toga slijedi smanjivanje radnog prostora i komprimiranje zatvorenog plina u njemu sve dok se ne postigne traženi porast pritiska i komprimirani plin ne istisne iz stroja. Time je završen takt komprimiranja i istiskivanja. Takav se ciklus periodički ponavlja. Uzalom i izlazom plina iz radnog prostora stroja upravljaju posebni razvodni organi koji se u pravom trenutku ciklusa otvaraju, odnosno zatvaraju. Bitna karakteristika volumetričkog principa rada jest periodički pulzirajuća dobava komprimiranog plina.

Strujni princip rada kompresora sastoji se u tome da se neprekinuta struja plina niskog pritiska utroškom mehaničke energije ubrza, pri čemu joj znatno poraste kinetička energija. Provodenjem tako ubrzane struje plina kroz proširene (difuzorske) kanale pretvara se, uz smanjivanje brzine, kinetička energija struje u potencijalnu energiju uz porast pritiska plina. Potrebno ubrzavanje plinske struje niskog pritiska obavlja se u relativno brzorotirajućim, posebno oblikovanim kanalima rotora, dok se pretvorba tako povećane kinetičke energije u potencijalnu energiju pritiska obično obavi dijelom već u rotoru, a dijelom nadovezanim strujanjem kroz mirujuće difuzorske kanale statora. Strujni princip rada ne traži nikakve razvodne organe, a bitna mu je karakteristika neprekinuta dobava i postojano strujanje plina kroz kompresor.

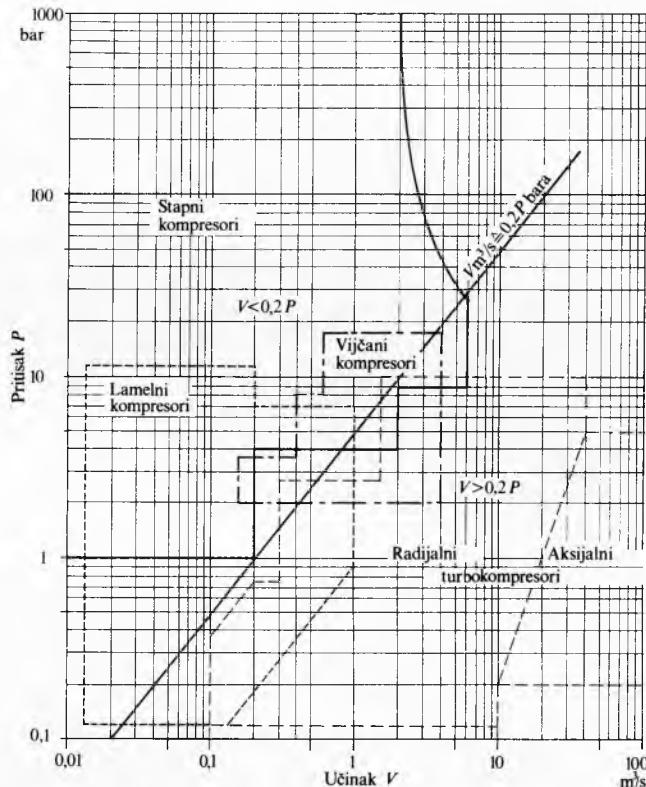
Na volumetričkom principu rada grade se *stapni kompresori*. Prema izvedbi svojih potisnih elemenata oni su stapni kompresori s linearno oscilirajućim stupom i rotorni kompresori s rotirajućim potisnim elementima.

Turbokompresori grade se na strujnom principu rada. Prema načinu vođenja plinske struje oni su radikalni ili aksijalni turbokompresori.

Kompresori se mogu razlikovati i prema postizivom pritisiku P_2 , i to bez obzira na osnovni princip djelovanja. To su: *vakuumski crpke*, sišu plin iz prostora znatno nižeg pritiska od okolišnog, te ga komprimiraju i dobavljaju u okolišnu atmosferu; *puhaljke*, obično sišu plin okolišnog pritiska, a komprimiraju ga najviše do pritiska od 2 bara. Kod njih još nije potrebno posebno hlađenje stroja; *kompresori niskog pritiska* komprimiraju plinove jednokratno ili dvokratno do nekih 10 bara, uz hlađenje stroja; *kompresori srednjeg pritiska* primjenom međuhladnjaka postižu višekratnog komprimiranjem plina pritiske do oko 100 bara; *kompresori visokog pritiska* postižu pritiske i do 500 bara; *superkompresori*, sasvim specijalni strojevi, postižu ekstremno visoke pritiske više od 1000 bara.

Područje rada. Stapni kompresori s linearno oscilirajućim stupom s jedne strane, a turbokompresori s druge, imaju prilično jasno omeđena područja rada (sl. 1). Stapni kompresori grade se i primjenjuju onda kada je potrebnii kompresijski omjer s obzirom na dobavljenu količinu plina velik, a turbokompresori, naprotiv, onda kada je potrebno dobavljati vrlo velike količine plina uz relativno mali kompresijski omjer. Na sl. 1 prikazana su područja rada za stapne, lamelne i vijčane kompresore, te radikalne i aksijalne turbokompresore, dobivena prema proizvodnim programima različitih proizvo-

dača kompresora. Na ordinati je nanesen postizivi pritisak P u barima, a na apscisi učinak kompresora V u m^3/s . Oko granice između područja primjene stapnih kompresora s oscilirajućim stupom i turbokompresora nalaze se područja rada modernih lamelnih i vijčanih kompresora. Te izvedbe kompresora ujedinjuju dobre osobine stapnog kompresora i turbokompresora u svojem području primjene. Zbog prisustva samo rotirajućih pokretnih dijelova, oni se mogu dobro statički i dinamički uravnotežiti, pa su moguće veće učestalosti okretanja nego u stapnim kompresorima s oscilirajućim stupom, pa i sviadavanje relativno većih učinaka. S druge strane ti strojevi rade na volumetričkom principu s potisnim elementima kojima se mogu lakše postići veći kompresijski omjeri nego u turbokompresorima. Prikazana područja rada odnose se na kompresore jednokratne i višekratne kompresije.



Sl. 1. Područja primjene stapnih, lamelnih, vijčanih i turbokompresora

Primjena komprimiranog zraka i drugih plinova ili para u suvremenoj proizvodnji i životu uopće toliko je široko zastupljena da je nemoguće nabrojiti sve pojedinačne slučajeve, te su od njih navedeni samo oni najvažniji.

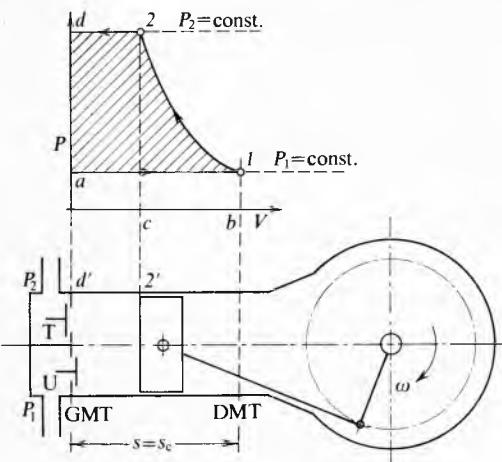
Komprimirani zrak je čovjek upotrebljavao od najstarijih vremena za raspirivanje kovačke vatre i taljenje metalova. Danas se upotrebljava mnogo šire kao prijenosnik energije potrebne za provedbu mehaničkih radnih zadataka, a uz to se često upotrebljava i njegov sadržaj kisika da bi se omogućile određene kemijske reakcije. Stlačeni zrak upotrebljava se za: pogon pneumatskih čekića, bušilica i ostalih alata, pneumatski transport rastresitih materijala, pneumatski transport kapljevina, miješanje i dovodenje kisika biološkim suspenzijama, filtriranje pod pritiskom ili vakuumom, pogon visokih peći za proizvodnju sirovog željeza, pogon metalurških peći u proizvodnji čelika i obojenih metalova, punjenje kesona i dizanje potonulih brodova, ventilaciju rudničkih prostora i uređaja, pogon plinskih turbina i avionskih mlaznih motora, ukapljivanje zraka po Thomson-Jouleovom prigušnom efektu. Uz zrak i ostali komprimirani plinovi i pare veoma su važni u modernoj procesnoj i procesnokemijskoj proizvodnji. Povišeni pritisak, npr., povećava sposobnost kapljevina da apsorbiraju plinove. Povišeni pritisak i temperatura plinova ubrzava odvijanje njihovih

međusobnih kemijskih reakcija, a neke uopće i omogućuje, pa se zato mnogi moderni postupci kemijske sinteze mogu provoditi samo pod visokim i ekstremno visokim pritiscima uz primjenu katalizatora. Slobodno se može reći da moderna proizvodnja sintetičkih spojeva prvenstveno ovisi o mogućnostima gradnje određenih kompresora.

U tehnički hlađenja, koja se u zadnjim desetljećima razvija gigantskim koracima, komprimiranje para tzv. rashladnih tvari rashladnim kompresorima omogućuje provedbu ljevih kružnih procesa i ostvarivanje hlađenja ispod okolišne temperature, sve do ekstremno niskih temperatura. Gradnja rashladnih kompresora sa svojim specifičnostima danas je važno područje strojogradnje. Ljevi kružni procesi, potisnuti u područje temperaturna iznad okolišne, to su danas tzv. *dizalice topline* kojima se raspoloživa toplinska energija iz neposredne okoline komprimiranjem para radne tvari procesa diže na višu energetsku razinu, na višu temperaturu, i tako oplemenjena služi za grijanje uz razmjerno vrlo mali utrošak energije. Neki važniji primjeri primjene komprimiranja različitih plinova i para u procesnoj tehnici: punjenje i transport komprimiranih plinova u čeličnim bocama i spremnicima, komprimiranje plinova pri transportu plinskim dalekovodima, ukapljivanje i razdvajanje plinskih smjesa, sinteza metanola $\text{CO} + 2\text{H}_2 = \text{CH}_3\text{OH}$ pod pritiskom npr. od 850 bara uz primjenu katalizatora, sinteza amonijaka $\text{N}_2 + 6\text{H}_2 = 2\text{NH}_3$ pod pritiskom oko 1000 bara uz primjenu katalizatora, proizvodnja etilena, te klora i vinilklorida u proizvodnji modernih plastičnih masa, katalitičko hidriranje ugljene prašine i masti pri pritiscima $200\cdots 700$ bara i temperaturama $400\cdots 450^\circ\text{C}$, npr. pri proizvodnji sintetičnog benzina, komprimiranje ugljikovodika u naftnoj proizvodnji, kreiranje u rafinaciji naftne, komprimiranje NH_3 , CF_2Cl_2 , CHF_2Cl i drugih u sustavima rashladnih uređaja i kućnih hladionika, komprimiranje CO_2 u prehrambenoj industriji, pivarstvu i proizvodnji gaziranih napitaka, te proizvodnji krutog CO_2 (suhog leda) itd.

STAPNI KOMPRESORI

Idealni kompresor i teoretske osnove. Stapni kompresor je stroj koji kretanjem stapa unutar cilindra dobavlja plinove iz prostora nižeg pritiska u prostor višeg pritiska (sl. 2). On usisava plin pritiska P_1 , zatim ga komprimira do pritiska P_2 i istiskuje u tlačni vod. Te se pojave ponavljaju istim redoslijedom prilikom svakog okretaja osovine stroja, pa ih se stoga i naziva teoretskim ciklusom kompresora. To nije kružni proces u termodynamičkom smislu. Time se želi samo istaknuti redoslijed pojava koje se ponavljaju tokom svakog okretaja osovine kompresora, odnosno puta stapa od gornje mrtve točke (GMT) do donje mrtve točke (DMT) i natrag do GMT.



Sl. 2. Shema i radni PV-dijagram idealnog stupnja kompresora

Pri provedbi teoretskog procesa idealnog kompresora treba da se iskoristi cijeli prostor cilindra za sisanje plina, radni

ventili treba da se otvaraju i zatvaraju bez tromosti u trenu i da nema gubitaka.

Kad stап u cilindru kreće od GMT prema DMT, otvor se usisni ventil U, a plin početnog pritiska P_1 struji u cilindar. To je prikazano u PV-dijagramu pravcem $a\rightarrow 1$. Stigavši do DMT, stап se zaustavlja i mijenja smjer svojeg kretanja natrag prema GMT. U tom se času usisni ventil U zatvara, a plin se zatvorenim u cilindru gibanjem stapa smanjuje volumen i raste pritisak po krivulji $1\rightarrow 2$ (sl. 2). Čim zatvoreni plin u cilindru postigne zgušnjavanjem konačni pritisak P_2 , stanje 2, otvara se tlačni ventil T. Daljim kretanjem stapa od točke 2' prema GMT istiskuje se plin u tlačni prostor u kojem vlada stalni pritisak P_2 , sve dok se ne istisne sav plin iz cilindra i stап ne zaustavi u GMT, položaj d' . U PV-dijagramu je istiskivanje prikazano horizontalnim pravcem $2\rightarrow d'$. Osovina se okrenula za jedan puni okretaj, a zatim se tokom slijedećih okretaja sve pojave istim redoslijedom ponavljaju. Dakle, $a\rightarrow 1$ jest usisavanje, $1\rightarrow 2$ odvija se komprimiranje, te $2\rightarrow d'$ istiskivanje.

Rad idealnog kompresora. U termodinamici je poznata činjenica da se mehanički rad L izražava produktom pritiska P i prirasta volumena dV , dakle

$$L = \int_{V_1}^{V_2} P dV. \quad (1)$$

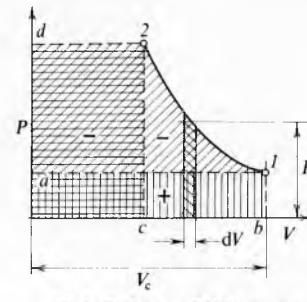
Ukoliko volumen plina raste, $dV > 0$, rad će biti pozitivan, tj. on se s povećavanjem volumena plina oslobađa pa se može upotrebljavati. Naprotiv, ako se volumen plina smanjuje, $dV < 0$, rad će biti negativan, tj. on se mora plinu privesti da bi se mogao smanjiti volumen, dakle rad se mora trošiti. Budući da se u kompresoru plin stlačuje, njegov se volumen smanjuje, te prema već spomenutom kompresori su strojevi koji troše mehanički rad. Razlozi promjene volumena plina mogu biti različiti, a mogu se utvrditi ako se diferencira poznata termička jednadžba stanja idealnih plinova, zadržavajući samo individualnu plinsku konstantu $R = \text{const.}$

$$PV = GR T, \quad (2)$$

gdje je P pritisak plina, V volumen plina, G masa plina, R individualna plinska konstanta u džulima po kilogramu i kelvinu i T apsolutna temperatura. Tada se dobiva

$$PdV = RGdT + RTdG - VdP. \quad (3)$$

Odatle se vidi da se promjena volumena dV , a prema tome i izmjena rada PdV može dogoditi jedanput zbog promjene promatrane mase plina dG (uz $T = \text{const.}$, $dT = 0$ i $P = \text{const.}$, $dP = 0$), kada takva pojava nije termodynamička promjena stanja jer plin pri tom ne mijenja svoje termičko stanje, već se mijenja samo količina njegove mase. Takva će se pojava odvijati prilikom usisavanja plina u cilindar kompresora, pravac $a\rightarrow 1$ (sl. 3), odnosno prilikom istiskivanja plina iz cilindra,



Sl. 3. Radovi u PV-dijagramu

pravac $2\rightarrow d$. Izmjena rada za vrijeme usisavanja i istiskivanja plina prikazuje se izrazima (4) i (5)

$$L_{a1} = \int_a^1 P dV = \int_{G_1}^{G_2} R T dG = R T (G_1 - G_a) = P_1 (V_1 - V_a) = P_1 V_1. \quad (4)$$

Iznos rada usisavanja L_{a1} jest pozitivan, a prikazuje se u PV -dijagramu (sl. 3) površinom ispod linije $a-1$.

$$\begin{aligned} L_{2d} &= \int_2^d P dV = \int_{G_2}^{G_d} RT dG = RT(G_d - G_2) = \\ &= -P_2(V_2 - V_d) = -P_2 V_2, \end{aligned} \quad (5)$$

L_{2d} je negativni utrošeni rad za istiskivanje plina iz cilindra kompresora, a prikazan je u PV -dijagramu površinom ispod linije $2-d$.

Načelno drugačija promjena volumena dV događat će se za vrijeme komprimiranja $1-2$, kada je masa plina $G = \text{const.}$ zatvorena u cilindru kompresora, a mijenja se njezin pritisak P i temperatura T iz energetskih razloga, utroškom rada i određenom izmjenom toplinske energije između plina i okoline. Takve promjene stanja plina zovu se u termodinamici općenito *politropama* (mnogovrsnima), jer se mogu odvijati na bezbroj različitih načina. To su u PV -dijagramu matematički opće hiperbole prema izrazu $Pv^n = \text{const.}$, pri čemu vrijedi da je za tehničke politrope $1 \leq n \leq \kappa$. κ je poznati omjer specifičnih toplina plina pri konstantnom pritisku c_p i konstantnom volumenu c_v , dakle $\kappa = c_p/c_v$. Kada je $n = 1$, dobiva se poznata *izotermna* promjena stanja uz $T = \text{const.}$, $dT = 0$, pa prema jednadžbi (3) proizlazi:

$$PdV = -VdP, \quad (6)$$

što je diferencirani izraz jednadžbe izoterme $PV^\kappa = \text{const.}$ Iz termičke jednadžbe stanja jest $V = GR T/P$, te uvrštenjem u (6) i integracijom dobiva se izraz za računanje izoternog rada

$$L_{iz} = \int_1^2 P dV = -GR T \int_1^2 \frac{dP}{P} = -GR T \ln \frac{P_2}{P_1} = -P_1 V_1 \ln \frac{V_2}{V_1}. \quad (7)$$

Odvijanje izotermne promjene stanja može se zamisliti samo onda kada bi se plin toliko sporo komprimirao da se svakolika toplinska energija dobivena utroškom ekvivalentnog mehaničkog rada komprimiranja istovremeno odvede u okolinu. U takvom bi slučaju temperatura plina ostala $T = \text{const.}$ Zato izoternu promjenu stanja treba smatrati idealnim slučajem koji je realno neostvarljiv.

Druga se krajnost dobiva kada se promjena stanja odvija vrlo brzo (no ipak u mehaničkoj ravnoteži), i to bez ikakve izmjene toplinske energije između plina i njegove okoline. Sav utrošeni rad za komprimiranje prelazi u unutarnju energiju plina uz intenzivni porast njegove temperature i pritiska. U tom je slučaju $n = \kappa$, a promjena stanja $Pv^\kappa = \text{const.}$ naziva se *adijabatom*. Polazeći od izraza (3) može se i za adijabatsko komprimiranje (uz $dG = 0$) izvesti izraz za računanje potrebnog rada. Izraz

$$PdV = RGdT - VdP \quad (8)$$

vrijedi sasvim općenito za bilo koju politropu, pa je u njega upravo potrebno uvesti uvjet za adijabatu, a taj se dobiva diferenciranjem njezine jednadžbe $Pv^\kappa = \text{const.}$

$$\kappa P V^{\kappa-1} dV + V^\kappa dP = 0, \quad (9)$$

a odatle je

$$-VdP = \kappa PdV. \quad (10)$$

Uvrstivši (10) u izraz (8), dobiva se

$$PdV = -\frac{GRdT}{\kappa-1}, \quad (11)$$

odnosno

$$\begin{aligned} L_{ad} &= \int_1^2 P dV = -\frac{GR}{\kappa-1} \int_1^2 dT = -\frac{GR}{\kappa-1} [T_2 - T_1] = \\ &= -\frac{GR T_1}{\kappa-1} \left[\frac{T_2}{T_1} - 1 \right]. \end{aligned} \quad (12)$$

Kada se uzmu u obzir još i poznati izrazi iz termodinamike

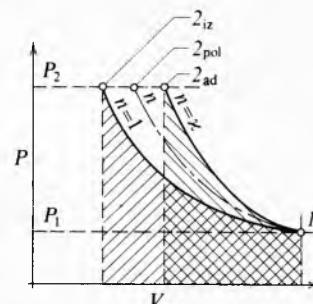
$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\kappa-1} \quad \text{ili} \quad \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^\kappa, \quad (13)$$

adijabatski se rad može pisati i u oblicima

$$\begin{aligned} L_{ad} &= -\frac{GR T_1}{\kappa-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}} - 1 \right] = -\frac{P_1 V_1}{\kappa-1} \left[\left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\kappa-1} - 1 \right] = \\ &= -\frac{P_1 V_1}{\kappa-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}} - 1 \right]. \end{aligned} \quad (14)$$

Svi su navedeni izrazi jednakovrijedni, a prednost u računanju ima onaj izraz koji ima poznate podatke. Adijabata je također samo teoretski zamisliv slučaj promjene stanja a realno također neostvariv. Realne mogu biti, međutim, sve tehničke politrope $Pv^n = \text{const.}$ Odnosi veličina stanja i rad potreban za provedbu takvih politropa računa se prema istim izrazima kao za adijabate, ali se svuda treba eksponent κ zamijeniti određenim eksponentom politrope $1 < n < \kappa$.

Potrebnji rad za komprimiranje plina prikazuje se u PV -dijagramu kao površina ispod takve promjene stanja. No, ta će površina biti različite veličine, što ovisi o vrsti politrope po kojoj se komprimira plin. Matematička analiza opće jednadžbe politrope $Pv^n = \text{const.}$ pokazuje da je izoterna ($n = 1$) u PV -dijagramu istostrana hiperbola (sl. 4), dok adijabata ($n = \kappa$) jest hiperbola koja kroz istu točku prolazi strmije. Očito je da su



Sl. 4. Izoterna, politropska i adijabatska kompresija u PV -dijagramu

površine ispod izoterme i adijabate različite, pa se i potrebni radovi za izoterno ili adijabatsko komprimiranje plina odnose u istom omjeru. Rad potreban za izoterno komprimiranje jest veći od rada potrebnog za adijabatsko. Tehničke politrope s eksponentom $1 < n < \kappa$ nalaze se između ta dva krajnja idealna slučaja, između izoterme i adijabate. Tako je rad potreban za komprimiranje po nekoj politropi uvijek

$$L_{ad} < L_{pol} < L_{iz}. \quad (15)$$

Tehnički rad. Rezultat rada potreban za komprimiranje u kompresoru je algebarska suma rada usisavanja $+L_{a1}$, rada komprimiranja $-L_{i2}$ i rada istiskivanja plina $-L_{2d}$, dakle

$$L_k = +L_{a1} - L_{i2} - L_{2d}.$$

Taj rezultirani rad predstavljen je u PV -dijagramu (sl. 3) površinom $a-1-2-d$, dakle površinom koja se nalazi lijevo od promjene stanja kompresije $1-2$ do ordinatne osi. Takav se rad zove *tehnički rad* ili *rad kompresora*, a moguće ga je i direktno odrediti bez sumiranja pojedinačnih radova. Naime, površina lijevo od linije kompresije $1-2$ može se izračunati putem sumiranja elementarnih površina VdP , dakle kao

$$L_k = - \int_1^2 VdP. \quad (16)$$

Prema ovom izrazu rad kompresora je negativan jer je za vrijeme komprimiranja $dP > 0$.

Izoterni rad kompresora. Za izotermu je rečeno (6) da je $PdV = -VdP$, što znači da je pri ovoj promjeni stanja izo-

termni i izotermni tehnički rad jednak, površina ispod izoterme 1—2 u PV -dijagramu (sl. 4) jednaka je površini lijevo od iste izoterme. To je, uostalom, svojstvo istostrane hiperbole $Pv^t = \text{const}$. Prema tome može se odmah napisati da je izotermni rad kompresora

$$L_{k\text{iz}} = -P_1 V_1 \ln \frac{P_2}{P_1} = L_{iz}. \quad (17)$$

Adijabatski rad kompresora. Za adijabatu je $\kappa P dV = -V dP$, što znači da je adijabatski rad kompresora

$$L_{k\text{ad}} = - \int_1^2 v dP = \kappa \int_1^2 P dv = \kappa L_{ad}. \quad (18)$$

za κ veći od adijabatskog rada. Budući da je $\kappa > 1$, tehnički adijabatski rad veći je od adijabatskog rada, a u istom omjeru je površina lijevo od adijabate u PV -dijagramu (sl. 4) veća od površine ispod adijabate. Konačno je

$$L_{k\text{ad}} = -\frac{\kappa}{\kappa-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] = \kappa L_{ad}. \quad (19)$$

Politropski rad kompresora. Analogno prema adijabati vrijedi i ovdje da je $n P dV = -V dP$, i politropski rad kompresora

$$L_{k\text{pol}} = -\frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = n L_{pol}. \quad (20)$$

Treba naglasiti da su odnosi između tehničkih radova

$$L_{k\text{iz}} < L_{k\text{pol}} < L_{k\text{ad}}$$

upravo obrnuti, nego što je to bilo sa $L_{ad} < L_{pol} < L_{iz}$. Rad je istiskivanja iz cilindra kompresora prema izotermnoj kompresiji manji nego pri adijabatskoj $p_2 V_{2iz} < P_2 V_{2ad}$ (sl. 4).

Stvarni kompresor. U već prikazanom opisan je rad idealnog teoretskog kompresora koji ima neke određene idealne osobine. Takav idealni kompresor morao bi imati idealno gladak cilindar u kojem se stap giba bez trenja, stijenku cilindra koja nema masu (nema izmijene topline), između cilindra i stapa nepropuštanje plina, ventile koji se bez tromosti otvaraju i zatvaraju, a u ventilima da nema otpora strujanja i pada tlaka i da se nakon komprimiranja čitava masa plina istisne u tlačni vod, kako bi se čitav volumen cilindra mogao ponovno upotrijebiti za usisavanje nove količine plina, itd.

Stvarni kompresor neće nikada moći dostići navedena svojstva idealnog kompresora, pa će zato stvarno usisana masa plina biti uvijek manja nego ona teoretski moguća u idealnom kompresoru istog volumena cilindra. Isto tako stvarni kompresor troši više rada od teoretskog za isti zadatak komprimiranja. U stvarnom se kompresoru javljaju volumetrički i energetski gubici koji umanjuju njegovu moć usisavanja plina i povećavaju utrošak energije. Prikazat će se najprije volumetrički gubici stvarnog stupnog kompresora i definirati potrebne veličine. Tako je *stapajni volumen* V_s onaj volumen koji u cilindru oslobodi stap gibajući se od GMT do DMT

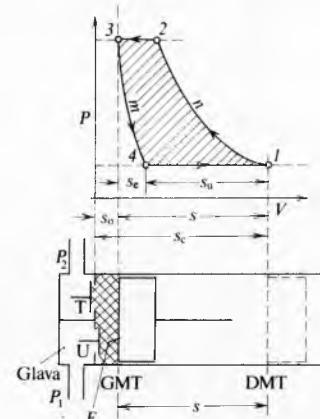
$$V_s = F s = \frac{D_c^2 \pi}{4} s = \frac{\pi}{4} D_c^2 s, \quad (21)$$

gdje je F površina presjeka cilindra, s stapaj ili hod stapa, a D_c promjer cilindra. Prigodom istiskivanja plina iz cilindra stvarnog kompresora nemoguće je iz konstruktivnih razloga postići, pa ni dopustiti, da stap dođe do glave cilindra i na taj način istisne iz cilindra i posljednju česticu komprimiranog plina. Prostor između stapa i glave cilindra, te konstruktivno nužna udubljenja u njoj (u radnim ventilima), prostor je iz kojeg stap nikako ne može istisnuti komprimirani plin. Taj se prostor naziva *štetnim prostorom*, V_0 , a može se uvijek izraziti kao ekvivalentni dio prostora cilindra kompresora

$$V_0 = F s_0. \quad (22)$$

Kada stap dosegne GMT (točka 3 na sl. 5), zatvara se tlačni ventil T, a štetni prostor ostane ispunjen u njemu zaostalom masom plina pritiska P_2 . Pri nadovezanom kretanju stapa od GMT prema DMT, nužno je sada da se zaostali plin u štetnom

prostoru najprije ekspandira po nekoj politropi 3—4, da bi se tek u točki 4 postigao u cilindru pritisak usisavanja P_1 i time omogućilo da se otvari usisni ventil U. Time je postalo očito



Sl. 5. Shema i radni PV -dijagram kompresora sa štetnim prostorom

da se sada usisavanje nove mase plina događa samo na dijelu stupaja označenog sa s_u , pa se u isti cilindar može usisati manja masa plina nego u slučaju kada štetni prostor ne bi postojavao. U tome se sastoji štetnost štetnog prostora. *Stvarno usisani volumen* V_u računa se (sl. 5) kao produkt presjeka cilindra F i puta usisavanja s_u

$$V_u = F s_u = F(s - s_e) = F s \left(1 - \frac{s_e}{s} \right) = V_s \left(1 - \frac{s_e}{s} \right) = V_s \lambda_u. \quad (23)$$

Veličina λ_u zove se *volumetrički stupanj usisavanja* zbog postojanja štetnog prostora i piše se

$$\lambda_u = \frac{V_u}{V_s} = \frac{G_u}{G_s} = \left(1 - \frac{s_e}{s} \right). \quad (24)$$

Izraz (24) je odnos stvarno usisane mase plina G_u prema masi G_s koju bi pri istom pritisku i temperaturi usisao idealni kompresor na čitavom putu stapa od GMT do DMT. Analizom izraza (24) dobiva se da je

$$\frac{V_e}{V_0} = \frac{F(s_0 + s_e)}{F s_0} = \frac{V_4}{V_3} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{m}}, \quad (25)$$

a odatle je

$$s_e = s_0 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right], \quad (26)$$

odnosno

$$\lambda_u = 1 - \frac{s_0}{s} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right]. \quad (27)$$

Odnos $s_0/s = \varepsilon_0$ jest za svaki kompresor vrlo važan udio štetnog prostora V_0 s obzirom na stapajni volumen V_s .

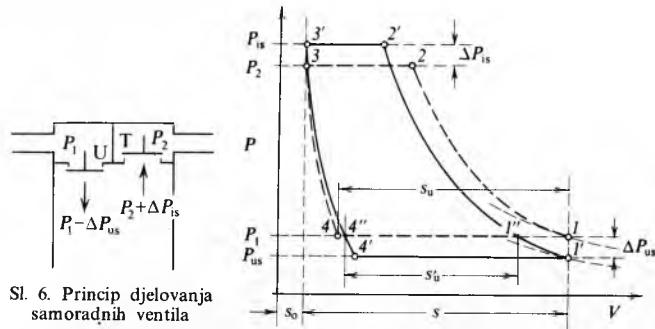
Iz (27) se vidi da će negativni, štetni utjecaj štetnog prostora biti to veći što je volumen štetnog prostora s_0 veći, što je kompresijski omjer P_2/P_1 veći, odnosno eksponent politropske ekspanzije plina iz štetnog prostora m bliže jedinici (politropa bliže izotermi).

Budući da je P_2/P_1 načelno zadana veličina, a eksponent m ovisi uglavnom o veličini stroja i njegovoj učestalosti okrećanja n (u većim i bržim strojevima pomiče se ekspanzija 3—4 prema adijabati $m \approx \kappa$, dok se u malim i sporim pomiče prema izotermi $m \approx 1$), veličina $\varepsilon_0 = s_0/s$ jest veoma važna za volumetričko ponašanje kompresora. Na iznos udjela štetnog prostora ε_0 može se konstrukcijom znatno utjecati. Pri normalnoj izvedbi dolaze vrijednosti $\varepsilon_0 = 0,03 \dots 0,08$, dok pri visokim pritiscima i malim promjerima cilindara taj udio može

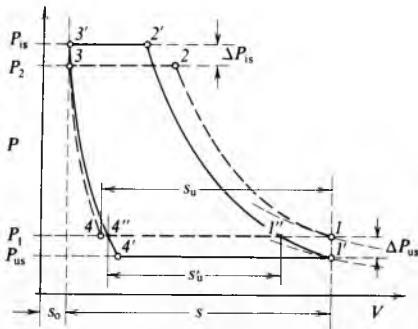
iznosi i do $\varepsilon_0 = 0,2$. Zbroji li se volumen štetnog prostora V_0 i stupajni volumen V_s , dobiva se ukupni volumen cilindra

$$V_c = V_0 + V_s = F(s_0 + s). \quad (28)$$

Osim štetnog prostora, stvarni kompresor ima i stvarne samoradne ventile, konstruktivne organe koji otvaraju ili zatvaraju određene prolaze potrebne za protjecanje plina u cilindar i iz njega, upravo onda kada se ispred njih i iza njih pojavi i održava razlika pritisaka (sl. 6). ΔP_{us} je pad pritiska u usisnom ventilu U uzrokovani otporima strujanja plina iz usisnog voda, kroz ventil, u cilindar kompresora. ΔP_{is} je pad tlak u tlačnom ventilu T zbog otpora strujanja plina iz cilindra, kroz ventil, u tlačni vod.



Sl. 6. Princip djelovanja samoradnih ventila



Sl. 7. PV-dijagram kompresora s podtlakom usisavanja i prettlakom istiskivanja

Takve pojave imaju dalji negativni utjecaj na volumetričke pojave u kompresoru (v. PV-dijagram na sl. 7). Za određivanje učinka usisavanja V_u bila je mjerodavna ona masa (ili volumen) plina usisana u kompresor iz usisnog voda s toplinskim stanjem koje vlada u usisnom vodu ispred kompresora P_1 i T_1 , što znači da je sada prema sl. 7 za određivanje učinka mjerodavna duljina s'_u , ($s'_u < s_u$), tj. reducirani put usisavanja na pritisak P_1 .

Uzveši u obzir oba utjecaja štetnog prostora i padova tlaka na ventilima, definira se volumetrički stupanj usisavanja

$$\lambda'_u = \lambda_u \lambda_{pr} = \frac{s_u}{s} \frac{s'_u}{s_u} = \frac{s'_u}{s}, \quad (29a)$$

za koji se može izvesti da je

$$\lambda'_u = \frac{V'_{su}}{V_s} = \frac{G'_u}{G} = \left(\frac{P_{us}}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} - \varepsilon_0 \left[\left(\frac{P_{is}}{P_1} \right)^{\frac{1}{m}} - \left(\frac{P_{us}}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} \right]. \quad (29b)$$

Zbog $P_{us} < P_1$ i $P_{is} > P_2$, dobiva se da je $\lambda'_u < \lambda_u$. Volumetričkom gubitku zbog štetnog prostora dodani su i volumetrički gubici zbog otpora strujanja kroz stvarne radne ventile kompresora. Stvarno usisana masa plina smanjila se, $G'_u \ll G_u$.

Na volumetričke gubitke stvarnog kompresora utječe izmjena topline između plina i materijalne stijenke za vrijeme toka usisavanja plina u cilindar. Glava i stijenke cilindra i stapa zagrijane su, zbog prethodne kompresije, na višu temperaturu. Kada se otvoriti usisni ventil U i hladniji plin počne strujati u cilindar, dolazi do izmjene topline na ugrijanim stijenkama unutrašnjosti cilindra. Plin se zagrije na neku višu temperaturu $T_1'' > T_1$. Pri tom je usisni volumen ostao uvjetovan veličinom štetnog prostora i gubicima strujanja kroz ventile i iznosi uz presjek cilindra F (sl. 5 i 7)

$$V'_{su} = F s'_u. \quad (30)$$

Ako se sada napišu termičke jednadžbe stanja za plin na kraju toka usisavanja bez izmjene topline sa stijenkama cilindra, i onda kada se toplina izmjenjuje, dobiva se

$$P_1 V'_{su} = G'_u R T_1 \Rightarrow G'_u = \frac{P_1 V'_{su}}{R T_1}, \quad (31)$$

$$P_1 V'_{su} = G''_u R T_1'' \Rightarrow G''_u = \frac{P_1 V'_{su}}{R T_1''}. \quad (32)$$

Vidi se da se usisana masa plina nadalje smanjila od G'_u na G''_u

jer je $T_1'' > T_1$. Upravo odnos ovih masa definira se kao volumetrički stupanj djelovanja zbog izmjene topline sa stijenkama za vrijeme usisavanja

$$\lambda_q = \frac{G''_u}{G'_u} = \frac{T_1}{T_1'}. \quad (33)$$

Uzveši u obzir sve do sada opisane volumetričke gubitke, dobiva se stupanj punjenja cilindra ili volumetrički stupanj djelovanja kompresora

$$\begin{aligned} \lambda''_u &= \frac{G_u}{G_s} \frac{G'_u}{G_u} \frac{G''_u}{G'_u} = \lambda_u \lambda_{pr} \lambda_q = \\ &= \left\{ \left(\frac{P_{us}}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} - \varepsilon_0 \left[\left(\frac{P_{is}}{P_1} \right)^{\frac{1}{m}} - \left(\frac{P_{us}}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} \right] \right\} \frac{T_1}{T_1'}. \end{aligned} \quad (34)$$

Volumetrički gubitak zbog izmjene topline sa stijenkama cilindra izražen sa λ_q načelno je drugačije prirode nego onaj zbog štetnog prostora λ_u , ili onaj zbog prigušivanja λ_{pr} i njegovo značenje se ne može prikazati u PV-dijagramu. λ_q bi se mogao odmah odrediti kada bi se znala temperatura zagrijanog plina T_1'' na kraju usisavanja. Tu temperaturu, međutim, nemoguće je analitički odrediti. Razlozi su mnogobrojni. Npr., unutrašnjost cilindra nema na svim mjestima istu temperaturu stijenke T_{st} i ona se na jednom te istom mjestu mijenja za vrijeme usisavanja na analitički neodrediv način. Nepoznati su lokalni koeficijenti prijenosa topline α , koji su također neka nepoznata funkcija vremena, odnosno momentalnog položaja stapa. Pri tom je u svakom trenutku usisavanja promjenljiva masa plina G'_u u dodiru s promjenljivom površinom (zbog gibanja stapa) cilindra F_{cil} itd. Ipak, nešto se može reći o tome kada će λ_q biti veći (volumetrički gubitak manji), a kada manji (volumetrički gubitak veći). Postavi li se toplinska bilanca uz uvjet da onu toplinu koju stijenka cilindra preda mora plin primiti, piše se

$$\begin{aligned} F_{cil} \alpha (T_{st} - T_{pl}) &= G'_u c_p (T_1'' - T_1) = \\ &= \frac{P_1}{R} \frac{V'_{su}}{T_1''} (T_1'' - T_1) = \frac{P_1}{R T_1''} \lambda'_u V_s (T_1'' - T_1) = \\ &= \varrho'' \lambda'_u V_s (T_1'' - T_1) = \varrho'' \lambda'_u \frac{V_{cil}}{1 + \varepsilon_0} (T_1'' - T_1), \end{aligned} \quad (35)$$

a odatle slijedi da je

$$\lambda_q = \frac{T_1}{T_1''} = 1 - \frac{F_{cil}}{V_{cil}} \frac{(1 + \varepsilon_0) \alpha (T_{st} - T_{pl})}{\lambda'_u \varrho''}. \quad (36)$$

Iz odnosa F_{cil}/V_{cil} može se zaključiti da će u većim kompresorima λ_q imati veću vrijednost, a u manjim manju. F_{cil} raste s kvadratom porasta dimenzija stroja, dok V_{cil} raste brže, s trećom potencijom. Stoga je u većim strojevima vrijednost F_{cil}/V_{cil} relativno manja, a λ_q veći. Smanjivanjem dimenzija stroja F_{cil}/V_{cil} relativno raste, a λ_q je lošiji. Nadalje iz (36) zaključuje se da će λ_q imati manju vrijednost što je veći udio štetnog prostora ε_0 , što je veći prosječni koeficijent prijenosa topline u cilindru α i što je veća prosječna razlika temperatura stijenke cilindra i plina ($T_{st} - T_{pl}$), odnosno što je manji λ'_u i manja gustoća plina ϱ'' . Za procjenu vrijednosti λ_q prigodom projektiranja kompresora srednje veličine vrijedi empirijski izraz

$$\lambda_q = 1 - 0,025 \left(\frac{P_2}{P_1} - 1 \right), \quad (37)$$

koja daje dobre vrijednosti. Utjecaj izmjene topline sa stijenkama cilindra bit će to intenzivniji što kompresor radi s većim kompresijskim omjerom P_2/P_1 , tada je, naime, i prosječna temperaturna razlika između stijenki cilindra T_{st} i plina T_{pl} veća.

G'_u je, dakle, masa plina koja je stvarno dospijela u cilindar kompresora, no ona neće nakon komprimiranja biti i dobavljena u njegov tlačni vod. U stvarnom kompresoru postoje još i mogućnosti propuštanja dijela mase plina za vrijeme komprimiranja mimo nedovoljno brtvljenog stapa i stijenke cilindra,

kroz eventualno propusne usisne ventile i sl. Stoga će u tlačni vod biti istisnuta smanjena masa plina G , a takav gubitak definira se *stupnjem dobave*

$$\lambda_d = \frac{G}{G''}. \quad (38)$$

Kad su kompresori ispravni, λ_d je $0,94 \dots 0,98$; u većim cilindrima je veći, a u manjim manji. Na kraju prikaza volumetričkih gubitaka stupnog kompresora može se zaključiti da je:

$$\text{volumetrički stupanj usisavanja } \lambda'_u = \lambda_u \lambda_{pr} = \frac{G'_u}{G_s},$$

$$\text{stupanj punjenja cilindra } \lambda''_u = \lambda_u \lambda_{pr} \lambda_q = \frac{G''_u}{G_s},$$

$$\text{stupanj dobave } \lambda_d = \frac{G}{G''_u},$$

$$\text{volumetrički stupanj djelovanja } \lambda = \lambda''_u \lambda_d = \frac{G}{G_s}.$$

Na numeričku vrijednost volumetričkog stupnja djelovanja λ veoma utječe vrijednost λ_u zbog postojanja štetnog prostora, nešto manje utječe λ_{pr} zbog prigušivanja u radnim ventilima, dok su λ_q i λ_d od sporedne važnosti.

Učinak kompresora. Poznavanje vrijednosti volumetričkog stupnja djelovanja λ potrebno je za utvrđivanje učinka stupnog kompresora V u m^3/s . Kada se govori o učinku kompresora, misli se uistinu na maseni protok plina, označen sa G_λ , koji kompresor dobavlja u tlačni vod u jedinici vremena. Ipak, kao učinak kompresora definira se onaj volumen V u m^3/s koji je ova masa plina G imala prigodom usisavanja u kompresor pri pritisku P_1 i temperaturi T_1 u usisnom vodu neposredno ispred kompresora, dakle,

$$V_\lambda = \frac{G_\lambda R T_1}{P_1}. \quad (39)$$

S druge strane, teoretski kompresor bez volumetričkih gubitaka usisavao bi uz isti stupajni volumen V_s pri istoj učestalosti okretanja n , veću masu plina G_s i postizavao učinak

$$V_{\text{teor}} = V_s n = \frac{G_s R T_1}{P_1}. \quad (40)$$

Iz (39) i (40) proizlazi volumetrički stupanj djelovanja kao odnos stvarno dobavljene mase plina u tlačni vod G_λ i mase G_s koju bi dobavlja teoretski kompresor bez gubitaka

$$\lambda = \frac{V_\lambda}{V_{\text{teor}}} = \frac{G_\lambda}{G_s}. \quad (41)$$

Odatle proizlazi izraz za računanje učinka kompresora

$$V_\lambda = \lambda V_{\text{teor}} = \lambda V_s n. \quad (42)$$

Budući da je stupajni volumen produkt presjeka cilindra F i puta stapa s , dakle $V_s = F s$, a presjek cilindra $F = D^2 \pi / 4$, proizlazi konačno učinak

$$V_\lambda = \frac{1}{4} \lambda D^3 \frac{s}{D} \pi n. \quad (43)$$

Prema (43) može se zaključiti da učinak stupnog kompresora, osim o izmjerama cilindra kompresora, bitno ovisi o volumetričkom stupnju djelovanja λ , a proporcionalan je i s učestalosti okretanja njegove osovine n . Odnos puta stapa i presjeka cilindra s/D jest vrlo važna veličina koja odlučuje prigodom konstruiranja cilindra kompresora. Vrijednosti su joj od $s/D < 1$ u brzohodnim kompresorima koji komprimiraju plinove velike gustoće, do $s/D > 1$ u sporohodnjim kompresorima u području visokih pritisaka. Većina se kompresora u širokoj upotrebi danas izvodi sa $s/D = 1$, tj. sa tzv. *kvadratičnim* cilindrom. Ukoliko kompresor ima i jednakih cilindara i radi kroz vrijeme rada τ , njegov će učinak biti

$$V_\lambda = \frac{1}{4} \lambda D^3 \frac{s}{D} \pi n \tau. \quad (44)$$

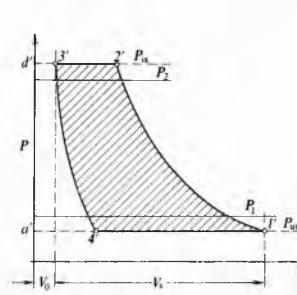
Snaga i stupnjevi djelovanja. Polazeći od činjenice da je snaga jednaka radu izvršenom u jedinici vremena, može se za teoretski idealni kompresor neposredno izračunati potrebna snaga iz izraza koji je izведен za računanje tehničkog rada. Međutim, potrebno je da se umjesto volumena V_1 u m^3 uvrsti volumenski protok V_1 u m^3/s , dakle, ne promatra se više rad potreban za komprimiranje određene mase plina sadržane u V_1 u m^3 pri pritisku P_1 i temperaturi T_1 , već snaga potrebna za komprimiranje mase plina koja stalno dotječe u kompresor kao struja plina izdašnosti V_1 u m^3/s . Tako se može odmah pisati da je snaga potrebna idealnom kompresoru izotermnog komprimiranja izražena u W

$$N_{\text{teoriz}} = P_1 V_1 \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (45)$$

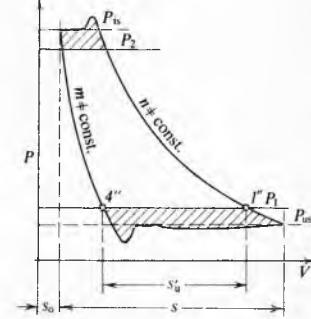
ili pri politropskom (adijabatskom, $n = \alpha$) komprimiranju

$$N_{\text{teor pol}} = P_1 V_1 \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (46)$$

Za stvarni kompresor moglo bi se prema *PV*-dijagramu (sl. 8) snagu odrediti samo približno kao razliku tehničkog rada komprimiranja, površina $a'-1'-2'-d'$, i tehničkog rada ekspanzije plina zaostalog u štetnom prostoru, površina $d'-3'-4'-a'$. Isprugana površina prikazuje tako dobiveni rezultat rada kompresora. Ako se postupi tako, *stvarni* bi kompresor ipak zadržao neke idealne osobine koje se nisu prigodom određivanja njegovog volumetričkog stupnja djelovanja spominjale, jer nisu bile najvažnije. No, prigodom određivanja potrebne pogonske snage mogu biti od znatnijeg utjecaja.



Sl. 8. *PV*-dijagram rada kompresora sa štetnim prostorom i gubicima strujanja u radnim ventilima

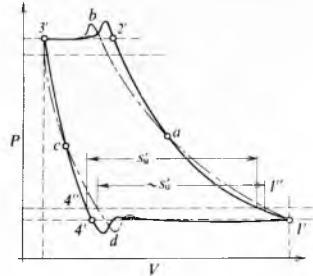


Sl. 9. Povećanje rada kompresora primjenom stvarnih radnih ventila

Naime, stvarni razdjeljni organi imaju pokretne elemente, ventilnu pločicu i ventilno pero. Ti su elementi izrađeni od čelika i imaju određenu masu koju treba prigodom svakog otvaranja ili zatvaranja ventila ubrzavati i usporavati, i za to trošiti određeni iznos rada. Taj višak rada je za usisni ventil prikazan na sl. 9 povećanjem površine *PV*-dijagrama ispod prosječnog pritiska usisavanja P_{us} , a za tlačni ventil iznad prosječnog pritiska istiskivanja P_{is} . Dakle, stvarni radni ventili ne uzrokuju povećanje utroška rada samo radi namirivanja gubitaka strujanja kroz njih (površine između P_1 i P_{us} , te P_{is} i P_2) već i za ubrzavanje i usporavanje njihovih pokretnih dijelova pri otvaranju i zatvaranju ventila.

Nadalje, eksponenti politropskog komprimiranja n i politropske ekspanzije m , ne samo da su međusobno različitih vrijednosti, nego se i mijenjaju u toku komprimiranja i ekspanzije, $n \neq \text{const.}$ i $m \neq \text{const.}$ Do toga dolazi zbog izmjene topline plina sa stvarnim stijenkama unutrašnjosti cilindra za vrijeme komprimiranja i ekspanzije. Ni ta okolnost nije se do sada spominjala jer je zaista nebitna za volumetričke odnose u kompresoru. Naime, zbog $n \neq \text{const.}$ i $m \neq \text{const.}$ položaj točaka $1'$ i $4''$ (sl. 10) neznatno se mijenja, a njihov razmak određuje reducirani put usisavanja s'_u . Pomaci su, međutim, u istom smjeru po pritisku P_1 , pa se time s'_u samo zanemarivo mijenja.

Plin usisan u kompresor, točka $1'$ (sl. 10), na početku toka komprimiranja još je uvijek hladniji od stjenke cilindra zagrijane tokom prethodnog komprimiranja. Zato stjenka za vrijeme komprimiranja predaje toplinu plinu tako dugo dok je toplija od njega, tok $1'-a$. Pri tom pritisak plina raste brže od smanjivanja volumena nego što bi to bilo uz $n = \text{const}$. U točki a plin je zbog komprimiranja postigao istu temperaturu koju ima tada i stjenka, a daljim komprimiranjem od $a-b$ temperatura mu se i dalje povisuje, tako da je tada plin topliji od stjenke i predaje joj toplinu na čitavom toku $a-b-3'$.



Sl. 10. Utjecaj izmjene topline u unutrašnjosti cilindra na tok komprimiranja i ekspanzije

Zbog toga na dijelu komprimiranja $a-b$ pritisak raste u odnosu prema volumenu sporije nego bi to bilo uz $n = \text{const}$. U toku ekspanzije od $3'-c$ zaostali plin u štetnom prostoru je topliji od stjenke i na njoj se hlađi, pa mu stoga pritisak pada brže nego bi to bilo uz $m = \text{const}$. Do izjednačenja temperature plina i stjenke dolazi opet u c , a zatim se plin grije na toplijoj stijenci, pa mu pritisak pada sporije u odnosu prema povećavanju volumena nego uz $m = \text{const}$. Iz toga proizlazi da je tokom dijela ciklusa $c-d-1'-a$ stjenka cilindra toplija od plina u njemu pa ga grije, a na dijelu $a-b-3'-c$ plin je topliji od stjenke, pa se na njoj hlađi. Utjecaje izmjene topline sa stjenkama cilindra za vrijeme komprimiranja plina i ekspanzije zaostatka u štetnom prostoru, te postojanje gubitaka pri otvaranju i zatvaranju radnih ventila nije moguće analitički obuhvatiti i izraziti nekim izrazom. Ti se utjecaji mogu samo predviđati prema iskustvu stečenom na već izvedenim strojevima, što se i čini prigodom osnivanja novih konstrukcija kompresora.

Indiciranje kompresora. Snaga koju troši neki stupni kompresor određuje se pomoću indikatorskog dijagrama stroja, bilo da se to čini prilikom projektiranja na temelju predviđivog indikatorskog dijagrama, ili na osnovi takvog dijagrama snimljenog na izvedenom stvarnom kompresoru. *Indikatorski dijagram* je u suštini PV -dijagram, pa će površina koju na njemu obuhvati lik ciklusa biti u nekom mjerilu stvarni rad stvarnog kompresora uz sve spomenute stvarne utjecaje. Snimanje indikatorskih dijagrama na izvedenim kompresorima obavlja se instrumentima — indikatorima.

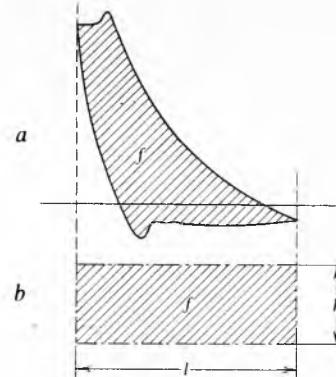
Mehanički indikatori, priključeni na štetni prostor indiciranog kompresora, crtaju pisaljkom na papiru lik ciklusa koji se u tom času odvija u kompresoru. *Elektronski indikatori* prikazuju lik ciklusa na zaslonu katodne cijevi i osobito su pogodni za snimanje brzih promjena u cilindru.

Snimljeni indikatorski dijagram, npr. na sl. 11a, može poslužiti da se analizom njegovih pojedinih dijelova ocijeni ispravnost rada kompresora, ili pojave eventualnih smetnji. No, ponajprije, indikatorski dijagram služi za određivanje snage koju troši stvarni kompresor, što pokazuje sl. 11a i b. Budući da površina f prikazuje u nekom mjerilu rad koji je kompresor trošio kada je na njemu snimljen indikatorski dijagram, odredi se najprije numerička vrijednost te površine, npr. planimetrimanjem. Zatim se izmjeri duljina indikatorskog dijagrama l . Dijeljenjem $f/l = h$ dobiva se tzv. srednja visina indikatorskog dijagrama, koja u nekom mjerilu i prikazuje srednji indicirani pritisak

$$P_i = \frac{h}{i}. \quad (47)$$

Zamisao indiciranja sastoji se, dakle, u tome da se odredi

srednji indicirani pritisak, onaj zamišljeni nepromjenljivi pritisak koji bi, kad bi djelovao uzduž čitavog stapa, trošio jednaki rad koji troši i stvarni kompresor promjera cilindra D , odnosno djelotvorne površine stapa F i stapa s na kojem je snimljen indikatorski dijagram površine f . Površine f na sl. 11a i b jesu jednakе.



Sl. 11. Indikatorski dijagram

Ako je učestalost okretanja osovine kompresora n 1/s, onda se u kompresoru obavi upravo isti broj ciklusa u jednoj sekundi. Poznavajući srednji indicirani pritisak p_i , izraz za računanje indicirane snage jest

$$N_i = F p_i s n. \quad (48)$$

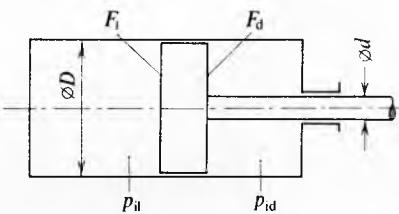
Indicirana snaga je unutrašnja snaga trošena unutar cilindra kompresora isključivo na komprimiranje plina.

Treba napomenuti da je djelotvorna površina stapa F samo ona površina na stupu koja je prigodom kretanja stapa mjerodavna za promjenu volumena sadržaja cilindra (sl. 12). Površina stапajice koja kod dvoradnog stroja ulazi u cilindar nije djelotvorna površina, jer, iako se kreće unutar cilindra, ne sudjeluje pri komprimiranju plina, već samo smanjuje djelotvornu površinu stapa na toj strani cilindra za iznos svojeg presjeka. U takvom slučaju mora se svaka strana cilindra posebice indicirati, a snage sumirati prema

$$N_i = \sum_{i=1}^n (F_i p_i) s n. \quad (49)$$

Indicirana snaga N_i u usporedbi sa N_{teoriz} uvijek je veća

$$N_i \gg N_{\text{teoriz}} = P_1 V_1 \ln \frac{P_2}{P_1}. \quad (50)$$



Sl. 12. Shema dvoradnog kompresora

Efektivna snaga N_e koju kompresor troši na spojci sa zagonskim strojem veća je od N_i za iznos koji je potreban za pokrivanje mehaničkih gubitaka trenja unutar kompresora.

Mehanički stupanj djelovanja kompresora jest mjera za mehaničke gubitke stroja, a definira se kao odnos utrošene indicirane snage N_i unutar cilindra na komprimiranje plina i efektivne snage N_e potrebne na osovinu (spoјci), dakle kao

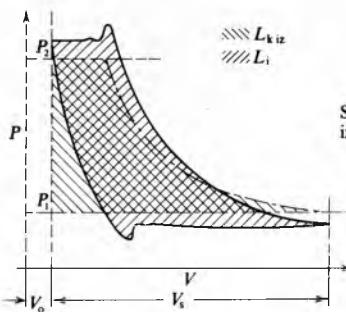
$$\eta_m = \frac{N_i}{N_e}. \quad (51)$$

Numerička vrijednost η_m izrazito je ovisna o vrsti i izvedbi kompresora, a zatim o dobroti izvedbe i načinu podmazivanja,

te o dotrajalosti stroja. Pohabani dijelovi stroja uzrokuju veće mehaničke gubitke nego oni ispravni, novi. Mjerenjem na izvedenim kompresorima dobiva se $\eta_m = 0,88$ do $0,98$. Prema (51) izraz za efektivnu snagu kompresora, koju je potrebno osigurati na njegovoj spojci, jest

$$N_e = \frac{1}{\eta_m} F p_i s n. \quad (52)$$

Izotermni indicirani stupanj djelovanja η_{izi} uspoređuje najmanju moguću snagu idealnog kompresora bez gubitaka izotermnog komprimiranja N_{kiz} s indiciranom snagom stvarnog kompresora N_i . Da bi usporedba bila korektna, moraju oba kompresora, idealni i stvarni, imati istu učestalošću okretanja n , isti stапajni volumen V_s i raditi između istih pritisaka u usisnom i tlačnom vodu P_1 i P_2 . Takav slučaj prikazan je na sl. 13, gdje isprugane površine prikazuju pripadne radove L_{kiz} i L_i s kojima su snage N_{kiz} i N_i proporcionalne. Na prvi pogled



Sl. 13. Upoređivanje indiciranog rada s izotermnim teoretskim minimalnim radom

moglo bi se zaključiti da bi površina L_{kiz} mogla biti čak i veća od površine obuhvaćene indikatorskim dijagramom koja prikazuje L_i . Međutim, radnje predočene ovim površinama odnose se na različite usisane mase plina i ne smiju se direktno upotrijebiti za određivanje η_{izi} . Idealni izotermni kompresor siše masu plina

$$G_{iz} = \frac{P_1 V_s}{R T_1} = G_s = V_s \rho_1, \quad (53)$$

a stvarni kompresor istog stапajnog volumena

$$G_i = \frac{P_1 \lambda V_s}{R T_1} = G_\lambda = \lambda V_s \rho_1. \quad (54)$$

Prema (41) bilo je $G_\lambda = \lambda G_s$. Zbog toga se mora odrediti ona snaga idealnog izoternog kompresora i ona indicirana snaga stvarnog kompresora koje se odnose na jednaku usisavanu količinu mase, npr. 1 kg/s. Tek se tako može korektno definirati izotermni indicirani stupanj djelovanja kao

$$\eta_{izi} = \frac{\frac{N_{kiz}}{V_s \rho_1}}{\frac{N_i}{V_s \rho_1}} = \lambda \frac{N_{kiz}}{N_i}. \quad (55)$$

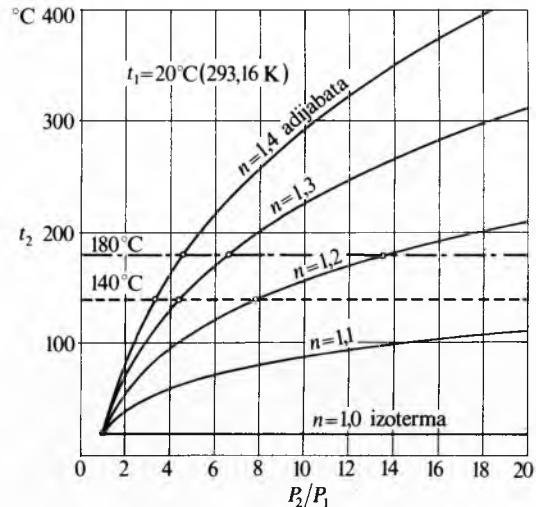
η_{izi} je mjera za gubitke koji se javljaju pri komprimiranju plina u cilindru stvarnog kompresora s obzirom na idealni izotermni kompresor koji troši najmanji zamislivi iznos energije za izvršenje istog zadatka komprimiranja plina. η_{izi} je, na neki način, stupanj savršenosti upotrebe energije za komprimiranje plina u cilindru.

Izotermni efektivni stupanj djelovanja η_{ize} uspoređuje najmanju moguću snagu idealnog kompresora izoternog komprimiranja N_{kiz} s efektivnom snagom N_e koju troši na svojoj spojci stvarni kompresor, dakle

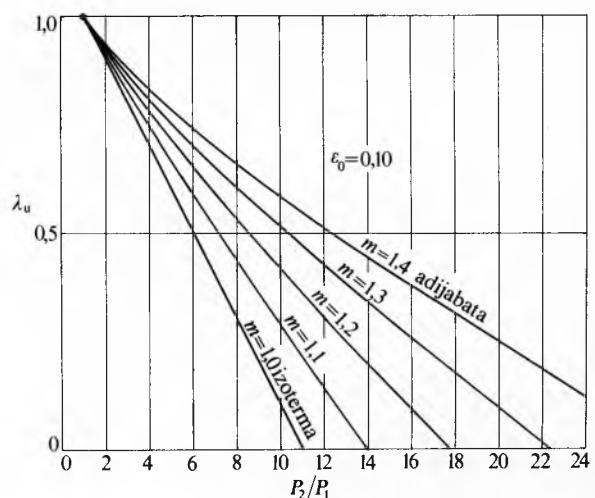
$$\eta_{ize} = \frac{\frac{N_{kiz}}{V_s \rho_1}}{\frac{N_i}{\eta_m \lambda V_s \rho_1}} = \eta_m \lambda \frac{N_{kiz}}{N_i}. \quad (56)$$

Višekratno komprimiranje. Djelovanje starnog kompresora prilagođuje se samo po sebi nametnutim vanjskim uvjetima rada. To znači da je kompresijski omjer P_2/P_1 u istom kompresoru promjenljiv i ovisan isključivo o tome kakav pritisak P_1 vlasti u usisnom vodu ispred usisnog ventila U, a kakav P_2 iza tlačnog ventila T. Kompresijski omjer P_2/P_1 je dakle veličina koja nije uvjetovana konstrukcijom ili veličinom starnog kompresora, odnosno učestalošću okretanja osovine n .

Prema odnosima u izrazu (13) povećavanjem kompresijskog omjera P_2/P_1 raste više ili manje intenzivno konačna temperatura komprimiranja T_2 , ovisno o eksponentu politrope n (sl. 14). Međutim, dozvoljeni je porast temperature T_2 u radu stvarnih kompresora ograničen. Tako se pri komprimiranju plinskih smjesa koje sadrže kisik (npr. atmosferski zrak) dozvoljava najviša temperatura $t_2 = 180^\circ\text{C}$, a pri pogonu s posebnim osiguranjima (rudnici, proizvodnja nafta, eksploziva i sl.) dozvoljava samo $t_2 = 140^\circ\text{C}$. Unutrašnje su površine cilindra starnog kompresora, naime, podmazivane mineralnim uljem, koje pri povišenoj temperaturi hlapi, a njegove se pare miješaju unutar cilindra s komprimiranim smjesom koja sadrži kisik. U takvim okolnostima može doći do samozapaljivanja tako nastale gorive smjese, nepredvidivog porasta pritiska u cilindru, pa i do kvara kompresora. Prema sl. 14 i 15, krajnji dozvoljeni omjeri pritisaka i pripadni volumetrički stupanj usisavanja λ_u jesu uz $n = 1,4$, $P_2/P_{1 \max} = 4,59$ i $\lambda_u = 0,803$, za $n = 1,3$, $P_2/P_{1 \max} = 6,64$ i $\lambda_u = 0,671$, te uz $n = 1,2$, $P_2/P_{1 \max} = 13,64$ i $\lambda_u = 0,218$, a pod posebnim uvjetima ($t_2 = 140^\circ\text{C}$) još su i manji.

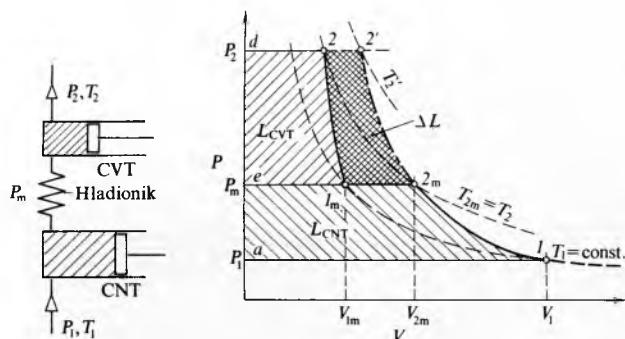


Sl. 14. Utjecaj eksponenta politrope n i kompresijskog omjera P_2/P_1 na konačnu temperaturu komprimiranja



Sl. 15. Utjecaj kompresijskog omjera i eksponenta politrope ekspanzije m na volumetrički stupanj usisavanja λ_u

S druge strane, analizom izraza za volumetrički stupanj usisavanja λ_u (27) dobiva se utjecaj povećavanja kompresijskog omjera P_2/P_1 na njegovu vrijednost (sl. 15). Povećavanjem kompresijskog omjera intenzivno opada vrijednost λ_u , opet ovisno o eksponentu politropske ekspanzije m plina iz štetnog prostora. Time opada volumetrička iskoristivost stupajnog volumena kompresora. Dapače, kompresor uopće prestaje sisati plin iz usisnog voda kada omjer pritisaka dostigne tzv. granični omjer P_{2g}/P_1 , kada je $\lambda_u = 0$. Taj se odnos može očitati na apscisi dijagrama (sl. 15), a za politropu $n = 1,3$ iznosi $P_{2g}/P_1 = 22,585$. Postizavanje većih kompresijskih omjera od $P_2/P_{1\max}$, pa i od P_{2g}/P_1 moguće je samo provedbom višekratnog komprimiranja plina uzastopno u dva ili više odvojenih cilindara. Pri tom je bitno da se plin nakon komprimiranja u prvom cilindru ohlađi, a zatim tako ohlađen uvodi u drugi cilindar i komprimira do konačnog pritiska. Na sl. 16 prikazano je dvo-kratno komprimiranje u idealnom teoretskom kompresoru.



Sl. 16. Shema i PV-dijagram kompresora dvokratnog komprimiranja s međuhladnjakom

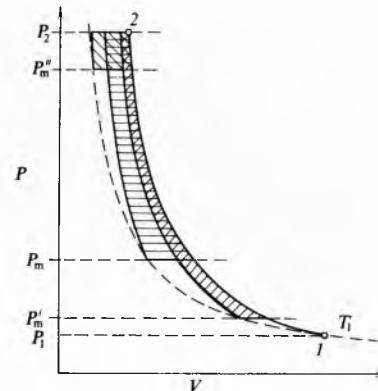
Komprimira se najprije u cilindru niskog tlaka CNT od pritiska P_1 do pritiska P_m , od točke 1 do 2_m , zatim se istisne iz CNT, $2_m \rightarrow e$, u hladionik u kojem se plin pod $P_m = \text{const.}$ hlađi, npr., rastaljnom vodom od temperature T_{2m} natrag na početnu temperaturu $T_1 = T_{1m}$. Tim se hlađenjem volumen plina smanji od V_{2m} na V_{1m} koji usiše cilindar visokog tlaka CTV, $e \rightarrow 1_m$, komprimira od pritiska P_m na konačni traženi pritisak P_2 , $1_m \rightarrow 2$, i istisne iz cilindra u tlačni vod, $2 \rightarrow d$.

Prednosti takvog dvokratnog komprimiranja su trojake. Konačna je temperatura komprimiranja plina T_2 znatno niža od one T'_2 koja bi za isti kompresijski omjer P_2/P_1 bila postignuta prigodom jednokratnog komprimiranja. Ostvaruje se ušteda na utrošku rada ΔL , kao razlika u radu koji bi trošio kompresor jednokratnog komprimiranja, površina $a-1-2'-d$, i sume radova CNT i CVT, suma površina $(a-1-2_m-e) + (e-1_m-2-d)$. U stvarnim kompresorima sa štetnim prosto-

rima, cilindar niskog tlaka CNT uz $\frac{P_m}{P_1} < \frac{P_2}{P_1}$ i cilindar visokog

tlaka CVT uz $\frac{P_2}{P_m} < \frac{P_2}{P_1}$ imaju veće volumetričke stupnjeve djelovanja nego što bi postigao kompresor jednokratnog komprimiranja uz P_2/P_1 . Višekratnim komprimiranjem ostvaruje se bolje iskorištenje stupnjih volumena.

Kako i gdje odabratи međupritisak P_m ? Objašnjenje i put daje sl. 17. Odabere li se međupritisak P_m bliže početnom pritisku P_1 , ušteda na radu pokazuje se kao uska pruga malene površine uz kompresijsku liniju. Odabere li se pak P_m bliže pritisku P_2 , ušteda na radu javlja se kao malena horizontalno položena površina. Međutim, odabere li se međupritisak P_m negdje između spomenuta dva, ušteda na radu pokazuje se kao veća površina od obje prije toga dobivene. To znači da u svijek postoji jedan optimalni međupritisak $P_{m\text{opt}}$ uz koji će ušteda na radu biti najveća, odnosno utrošeni rad za komprimiranje plina najmanji. $P_{m\text{opt}}$ određuje se tako da se potraži minimum funkcije koja prikazuje izraz za potrošak rada kompresora dvokratnog komprimiranja $L_k = L_{\text{CNT}} + L_{\text{CVT}}$, uvrstivši u (46) pripadne kompresijske omjere.



Sl. 17. Ušteda na radu ovisna o izboru međupritisaka P_m

$$L_k = \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_m}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] + \frac{n}{n-1} P_m V_m \left[\left(\frac{P_2}{P_m} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (57)$$

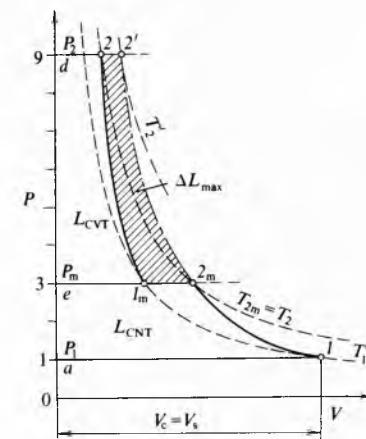
Radi jednostavnosti izvoda pretpostavlja se da su eksponenti politropa ekspanzije i komprimiranja isti, $n = m$. Osim toga je prema (2) $P_1 V_1 = R T_1 = P_{1m} V_{1m}$, pa iz toga proizlazi

$$L_k = \frac{n}{n-1} R T_1 \left[\left(\frac{P_m}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} + \left(\frac{P_2}{P_m} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 2 \right]. \quad (58)$$

Dakle, L_k je funkcija pritiska P_m , $L_k = \varphi(P_m)$. Derivacijom izraza za L_k po varijabli P_m dolazi se do zaključka da L_k zaista ima minimum, uz uvjet da je $P_m = \sqrt{P_1 P_2}$, ili što je isto

$$\frac{P_m}{P_1} = \frac{P_2}{P_m}. \quad (59)$$

Takav izbor međupritisika P_m ako je $P_2/P_1 = 9$ prikazan je na sl. 18. Sada je $P_m/P_1 = P_2/P_m = 3$. Zbog jednakog kompresijskog omjera CNT i CVT troše jednak rad, a površine su $a-1-2_m-e$ i $e-1_m-2-d$ jednakе. Iz istih su razloga prema (13) krajnje temperature komprimiranja u CNT i CVT jednakе, $T_{2m} = T_2$, i povoljno niske s obzirom na T'_2 pri jednokratnom komprimiranju $1-2'$. Najveća moguća ušteda na radu jest ΔL_{\max} . Ipak, takav način određivanja međupritisaka P_m vrijedi strogo samo u idealnim kompresorima za koje je i izведен.



Sl. 18. Primjer PV-dijagrama idealnog kompresora dvokratnog komprimiranja uz optimalni međupritisak P_m

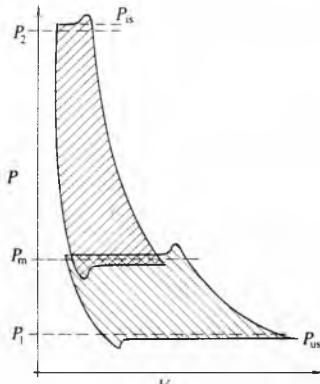
Zbog pojave štetnih prostora, otpora strujanja kroz međuhladnjak i ostalih utjecaja na volumetričke gubitke u stvarnim kompresorima, ispravlja se dobiveni uvjet (59) za minimum utrošenog rada pomoću iskustvenog faktora k ,

$$P_m = k\sqrt{P_{us}P_{is}}, \quad (60)$$

ili

$$\frac{P_m}{P_{us}} = k^2 \frac{P_{is}}{P_m}. \quad (61)$$

U stvarnim kompresorima dvokratnog komprimiranja indikatorski se dijagrami CNT i CVT međusobno prekrivaju upravo na razini međupritisaka (sl. 19), pa zato se bira $k = 1,05 \dots 1,15$.



Sl. 19. Indikatorski dijagram kompresora dvokratnog komprimiranja sa prekrivanjem

Općenito se može pokazati da se međupritisci P_{mx} u kompresorima višekratnog komprimiranja određuju prema izrazu

$$P_m = \sqrt[z]{P_1 P_2}, \quad (62)$$

gdje je z broj uzastopnih komprimiranja. Iz toga proizlazi $\left(\frac{P_m}{P_1}\right)^z = \frac{P_2}{P_1}$, ili

$$\frac{P_{m1}}{P_1} = \frac{P_{m2}}{P_{m1}} = \frac{P_{m3}}{P_{m2}} = \dots = \frac{P_2}{P_{m(z-1)}}. \quad (63)$$

Za razliku prema kompresorima jednokratnog komprimiranja gdje je npr. uz $n = 1,3$ i $\varepsilon_0 = 0,10$ dozvoljeni kompresijski omjer iznosio $(P_2/P_1)_{\max} = 4,59$, u kompresorima višekratnog komprimiranja vrijedi da je uz isti dozvoljeni kompresijski omjer u svakom stupnju komprimiranja od 4,59 postizivi kompresijski omjer

za	$z = 2$	$P_2/P_1 = 4,59^2 = 21,07$
	$z = 3$	$P_2/P_1 = 4,59^3 = 96,70$
	$z = 4$	$P_2/P_1 = 4,59^4 = 443,86$
	$z = 5$	$P_2/P_1 = 4,59^5 = 2037,34$

Dakle, već peterokratnim komprimiranjem postižu se ekstremno visoki kompresijski omjeri P_2/P_1 . Stupni kompresori su sposobni da tlače plinove do neograničeno visokih pritisaka. Ograničenje postoji samo zbog nedovoljne čvrstoće raspoloživih konstruktivnih materijala od kojih se izrađuju njihovi cilindri i ostali bitni elementi.

Regulacija učinka stapnih kompresora. Regulacija je rada kompresora postupak kojim se prilagođuje njegov učinak V u m^3/s promjenljivoj potrošnji komprimiranog plina pritiska P_2 . Pritom se često dozvoljavaju samo uske granice $\Delta P_2 = P_{2\max} - P_{2\min}$, unutar kojih se smije mijenjati dobavni pritisak tokom regulacije učinka. Prije dobiveni izrazi (42) i (44) pokazuju put kojim se regulacija učinka može izvesti, pa se sada piše u obliku

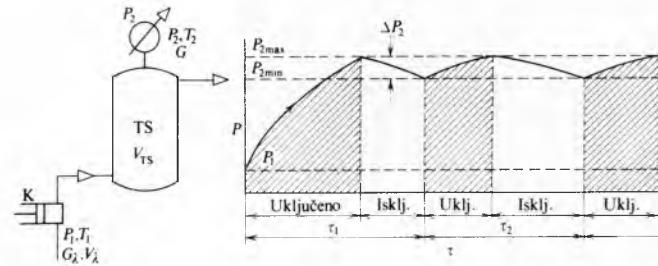
$$V_\lambda = \lambda V_s n i \tau. \quad (64)$$

Prema (64) učinak kompresora V_λ može se mijenjati: promjenom vremena rada kompresora τ , promjenom broja radnih cilindara ako je kompresor višecilindričan (broj cilindara i), promjenom učestalosti okretanja n te promjenom volumetričkog stupnja djelovanja λ .

Veličina stapnjog volumena $V_s = F_s$ izvedenog kompresora naravno ne može se mijenjati, osim u sasvim izuzetnim kon-

strukcijama kojima se stapa s može mijenjati radi regulacije učinka i za vrijeme rada stroja.

Regulacija promjenom vremena rada τ provodi se tako da se kompresor uključi u rad i sačeka dok u tlačnom spremniku TS (sl. 20) ne poraste pritisak na najviši dozvoljeni $P_{2\max}$, određen zahtjevima potrošača komprimiranog plina. Tada se rad kompresora obustavlja i sačeka da, zbog potrošnje komprimiranog plina iz spremnika TS, pritisak u njemu ne padne na dozvoljeni minimalni pritisak $P_{2\min}$. Sada se ponovno uključuje kompresor u rad i ponavlja već opisani postupak. Tok pritiska u tlačnom spremniku TS također je prikazan na sl. 20 kao funkcija vremena τ . Karakter toka krivulje pritiska, te učestalost i vrijeme pojedinih uključivanja i prekida rada $\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_x$ ovisno je o vremenski promjenljivoj potrošnji komprimiranog plina, ali i o veličini odabranog tlačnog spremnika TS. Vezani odnosi koji tu postoje prikazani su u nastavku.



Sl. 20. Shema i vremenski dijagram regulacije periodičkim uključivanjem i isključivanjem kompresora

Ako se sa V_λ označi učinak kompresora, ili sa G_λ masa koju on siše pri pritisku P_1 i temperaturi T_1 , sa G masa komprimiranog plina koju trebaju potrošači, a sa τ_m prosječno vrijeme jednog uključivanja i prekida rada, tada vrijedi relacija

$$\Delta G = \frac{1}{\tau_m} (G_\lambda - G). \quad (65)$$

ΔG je pri tom razlika u količini mase koju u vremenu τ_m mora akumulirati tlačni spremnik TS u svojem volumenu V_{TS} . Budući da je nadalje

$$G_\lambda = V_\lambda \frac{P_1}{R T_1}, \quad \text{a} \quad G = V \frac{P_1}{R T_1} \quad (66)$$

proizlazi

$$\Delta G = \frac{1}{\tau_m} (V_\lambda - V) \frac{P_1}{R T_1} = \frac{V_\lambda}{\tau_m} \left(1 - \frac{V}{V_\lambda}\right) \frac{P_1}{R T_1} = \frac{V_\lambda (1-v)}{\tau_m R T_1} P_1, \quad (67)$$

gdje je v koji pokazuje srednji odnos potrošnje komprimiranog plina s obzirom na učinak kompresora.

Nadalje, uz zanemarivanje male promjene temperature T_2 za vrijeme promjene pritiska ΔP_2 u tlačnom spremniku TS, piše se $\Delta G = \frac{V_{TS} \Delta P_2}{R T_2}$, a uvrštenjem u (67) dobiva se

$$\frac{V_{TS} \Delta P_2}{T_2} = \frac{V_\lambda (1-v) P_1}{\tau_m T_1},$$

ili

$$V_{TS} = \frac{V_\lambda (1-v) P_1}{\tau_m \Delta P_2} \frac{T_2}{T_1}, \quad (68)$$

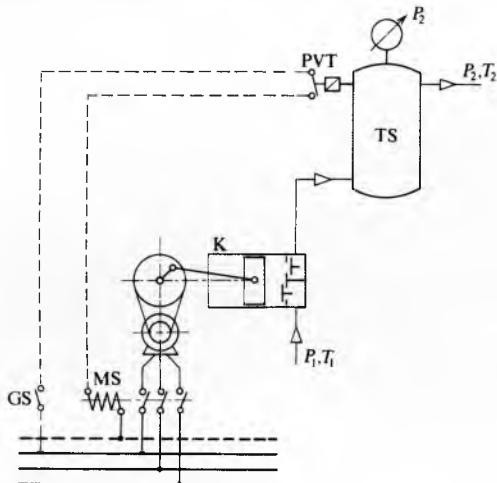
tj. potrebiti volumen tlačnog spremnika kao funkcija odnosa potrošnje i dobave plina v , dozvoljene promjene pritiska u tlačnom spremniku ΔP_2 i prosječnog trajanja jednog ukapčanja i prekida rada τ_m . Bez zanemarivanja promjene temperature T_2 za vrijeme promjene pritiska ΔP_2 izraz je nešto složeniji

$$V_{TS} = \frac{V_\lambda (1-v)}{\tau_m T_1} \frac{P_1^{1/n}}{P_2^{1/n} - (P_2 - \Delta P_2)^{1/n}}, \quad (69)$$

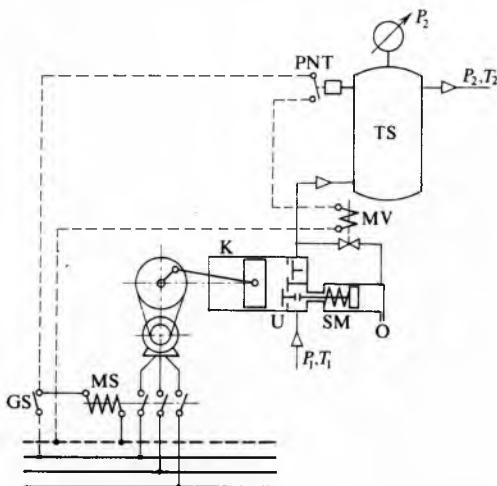
i ovisi još o eksponentu politropskog komprimiranja n .

Pri određivanju volumena TS treba u već spomenute izraze uvrstiti najmanje očekivane vrijednosti $v_{\min} = V_{\min}/V_{\lambda}$ i τ_{\min} , najkraće vrijeme uključenja i prekida rada. Tada se neće prekoračiti dozvoljeni ΔP_2 , dok će u svakom drugom slučaju biti manji od najviše dozvoljenoga.

Danas je takva regulacija automatizirana, npr. prema shemi na sl. 21. Na tlačni spremnik TS priključen je presostat visokog tlaka PVT, instrument koji prati promjene pritiska u tlačnom spremniku TS, pa kada on dostigne vrijednost $P_{2\max}$ prekida strujni krug upravljanja. Kroz magnetski svitak sklopke motora kompresora MS ne teče više struja, sklopka se iskapča, a kompresor zaustavlja. Kada za vrijeme mirovanja kompresora, zbog potrošnje komprimiranog plina, pritisak u TS padne na $P_{2\min}$, PVT ponovno zatvara strujni krug upravljanja, a magnetska sklopka uključi elektromotor koji pokrene kompresor. Glavna sklopka GS služi za ručno uključivanje uređaja u automatski rad, ili definitivni prekid rada.



Sl. 21. Shema automatizirane regulacije periodičkim radom zagonskog elektromotora

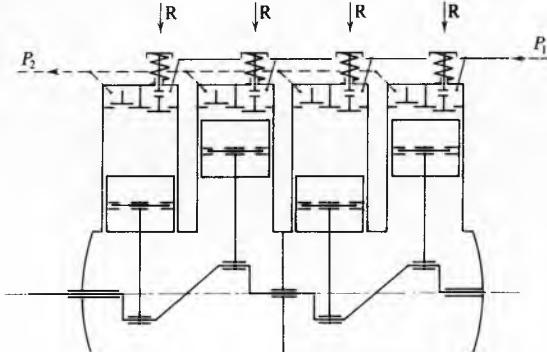


Sl. 22. Shema automatizirane regulacije periodičkim rasterećivanjem kompresora

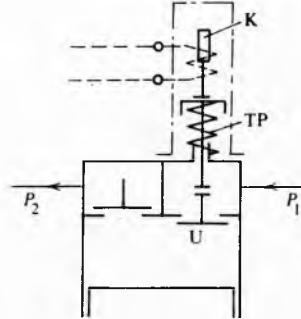
Kada se zagonski stroj kompresora ne može ili ne smije često uključivati i isključivati (npr. elektromotori velike snaće ili motori s unutrašnjim izgaranjem i sl.), regulacija se provodi prema shemi na sl. 22. Tada uključivanjem glavne sklopke GS (ili upućivanjem motora s unutrašnjim izgaranjem) kompresor trajno rotira, a potrebiti prekidi u dobavi komprimiranog plina u tlačni spremnik TS ostvaruju se povremenim automatskim zadržavanjem usisnog ventila kompresora U u odignutom (otvorenom) položaju. Kompresor je tada rasterećen, sve što usiše u cilindar, umjesto da komprimira, vraća natrag u usisni vod kroz prisilno otvoreni usisni ventil U.

Dobave u spremnik TS nema. Kada se pak usisni ventil otpusti i počne normalno djelovati, plin se komprimira opet normalno. Da bi se to postiglo (sl. 22), na usisni ventil djeluje servomotor SM upravljan magnetskim ventilom MV i presostatom, sada niskoga tlaka PNT, koji prekida strujni krug upravljanja kada se pritisak u TS smanji na $P_{2\min}$, a ukapča kada poraste na $P_{2\max}$. Dakle, kada je postignut pritisak $P_{2\max}$, presostat PNT uključi strujni krug, kroz magnetski svitak magnetskog ventila MV poteče struja i on se otvor. Time je postignut spoj između tlačnog voda i (na slici) desne strane cilindra servomotora SM, komprimirani plin pritiska P_2 dopre u cilindar servomotora SM i potpisne njegov stup u smjeru otvaranja usisnog ventila U. Dokle god traje takvo stanje, usisni ventil U ostaje prisilno otvoren. Kada pritisak P_2 u spremniku TS ponovno padne na vrijednost $P_{2\min}$, PNT prekine strujni krug, magnetski ventil MV se zatvori i prekine vezu između servomotora SM i tlačnog voda. Djelovanjem tlačnog pera TP u servomotoru stup se pomakne udesno i oslobođi radni usisni ventil U, koji počne normalno djelovati. Komprimiranje plina u tlačni spremnik ponovno započinje. Na cilindru servomotora SM postoji sitni otvor O kroz koji se izjednači pritisak u cilindru SM s niskim okolišnim pritiskom nakon zatvaranja magnetskog ventila MV. Na sl. 22 cilindar je servomotora prikazan nerazmerno velik u usporedbi sa cilindrom kompresora K. To je učinjeno radi bolje preglednosti.

Regulacija promjenom broja radnih cilindara i moguća je samo u višecilindričnim kompresorima. Svaki cilindar mora tada imati predviđen zasebni uređaj za rasterećivanje. Takav četverocilindrični uspravni kompresor prikazan je shematski na sl. 23. Pritisak na bilo koji uređaj za rasterećivanje R, bilo



Sl. 23. Primjer stupnjevane regulacije četverocilindričnog kompresora rasterećivanjem pojedinih cilindara

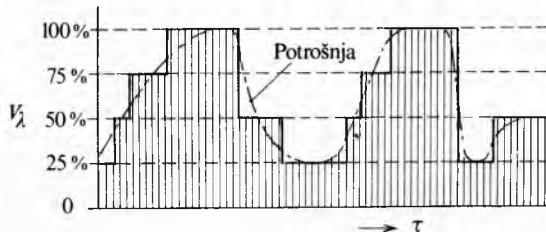


Sl. 24. Shema uređaja za odizanje usisnog ventila elektromagnetom

kojeg cilindra, njegov se usisni ventil prisilno otvara i ostaje otvoren dokle god traje pritisak na R. Taj cilindar je rasterećen, sve što usiše natrag u usisni prostor kroz prisilno otvoreni usisni ventil. Očito na takav način može biti istovremeno rasterećeno više cilindara, pa i svi. Uredajima za rasterećivanje R mogu upravljati ili pneumatski ili hidraulički servomotori kao, npr., već prikazani na sl. 22, ili to mogu biti elektromagneti, npr. prema sl. 24. Kada kroz svitak elek-

tromagneta poteče struja, njegova kotva K kreće prema dolje (uvuče se u svitak), nadvlača silu tlačnog pera TP i odigne ventil U. Informacija o potrebi rasterećivanja pojedinih cilindara u toku regulacije dolazi zapravo od pritiska P_2 u tlačnom spremniku i dozvoljenog ΔP_2 , a može biti formirana na različite načine.

Rasterećivanje pojedinih cilindara jest regulacija kapaciteta na skokove (sl. 25). Kompresor radi ili sa 100% V_λ u m^3/s , ako su u radu sva četiri cilindra, ili 75% V_λ sa jednim rasterećenim cilindrom, 50% V_λ sa dva, sa 25% V_λ uz tri rasterećena cilindra, odnosno 0% V_λ , kada su svi usisni ventili prisilno odignuti. Što je broj cilindara veći, to je prilagodjivanje momentalnoj potrošnji bolje i ΔP_2 manji.



Sl. 25. Vremenski dijagram stupnjevanje regulacije odizanjem usisnih ventila

Regulacija promjenom učestalosti okretanja n jest moguća samo onda ako se i učestalost okretanja zagonskog stroja može mijenjati u širim granicama uz što manju promjenu zakretnog momenta. Kompresor je radni stroj koji traži zakretni moment M neovisan o učestalosti okretanja osovine n . Uz zadani omjer pritisaka P_2/P_1 kompresor će prigodom pokretanja, već tokom prvog okretanja, komprimirati plin od pritiska P_1 na pritisak P_2 i za to utrošiti puni rad, jednaki kao pri svakom daljem okretaju. On se, dakle, već tokom prvog okretaja opire zagonskom stroju jednakim protumomentom M kao kasnije pri normalnoj učestalosti okretanja n , odnosno bilo kojoj učestalosti okretanja n_x . Očito je onda prema izrazu

$$N = M n_x, \quad (70)$$

potrebitna snaga za kretanje kompresora proporcionalna s učestalošću okretanja n_x .

Kao zagonski stroj takvima bi odgovarao samo »dobri stari« stupni parni stroj u kojem je zakretni moment ovisan o stupnju punjenja cilindra parom a ne ovisi o brzini rada. Nažalost, takvi se strojevi više ne upotrebljavaju za pogon kompresora. Danas se odabiru za zagon kompresora najčešće motori s unutrašnjim sagorijevanjem (oto-proces ili dizel-proces) i elektromotori izmjenične struje, a za turbokompresore parne i plinske turbine. Za asinhronе, a pogotovo sinhronе elektromotore poznato je da je njihova učestalost okretanja čvrsto vezana uz frekvenciju izmjenične struje f i broj pari magnetskih polova p prema

$$n_s = \frac{f}{p}, \quad (71)$$

pa se uz $f = 50$ Hz mogu ostvariti moguće sinhronе učestalosti okretanja za $p = 1$, $n_1 = 50$ 1/s, za $p = 2$, $n_2 = 25$ 1/s, za $p = 3$, $n_3 = 16,67$ 1/s itd. Zbog toga bi bila moguća samo vrlo gruba regulacija učinka u skokovima mogućih učestalosti okretanja, dakle ili 100% V_λ kad je $n_1 = 50$ 1/s, ili 50% V_λ kad je $n_2 = 25$ 1/s, odnosno 33,33% V_λ kad je $n_3 = 16,67$ 1/s itd., i to prekapćanjem broja pari polova p motora s mnogo pari polova. Pri tom treba napomenuti da asinhroni elektromotori prigodom pokretanja razviju svoj nominalni zakretni moment tek kada postignu i nominalnu učestalost okretanja.

U primjeni zagonskih oto-motora i dizel-motora treba računati s izrazitom ovisnošću zakretnog momenta o učestalosti okretanja. Zakretni im je moment maksimalan pri nominalnoj učestalosti okretanja, a smanjuje se bilo povećavanjem ili smanjivanjem učestalosti. To znači da je i u motorima s unutrašnjim sagorijevanjem zakretni moment u času pokretanja vrlo

malen, a poprima svoju nominalnu vrijednost tek kada motor postigne svoju nominalnu učestalost okretanja.

Prema rečenome proizlazi da regulacija učinka stupnog kompresora promjenom učestalosti okretanja nema veće praktičko značenje. Štoviše, iole veći stupni kompresori morat će se prigodom pokretanja rasteretiti (pokrenuti s odignutim usisnim ventilima) da bi ih elektromotori, ili motori s unutrašnjim sagorijevanjem mogli pokrenuti, a opteretiti ih tek onda kada se postigne nominalna učestalost okretanja.

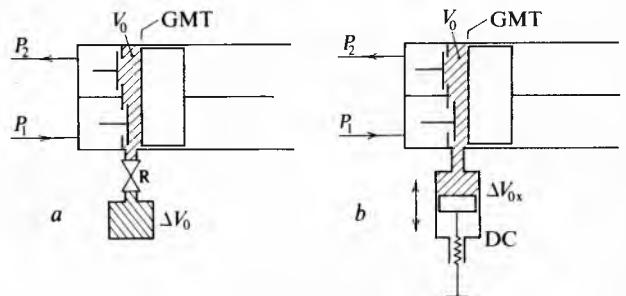
Regulacija promjenom volumetričkog stupnja djelovanja λ može se provesti na više načina, a svaki je od njih dobro rješenje prilagođivanja učinka kompresora V_λ u m^3/s potrebi potrošača komprimiranog plina. Izraz (29b)

$$\lambda'_u = \left(\frac{P_{us}}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} - \varepsilon_0 \left[\left(\frac{P_{is}}{P_1} \right)^{\frac{1}{m}} - \left(\frac{P_{us}}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} \right] = \frac{s'_u}{s},$$

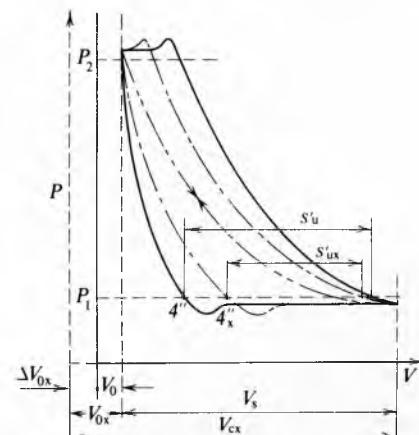
koji je u biti vrijednost ukupnog volumetričkog stupnja djelovanja λ , pokazuje na moguća rješenja: promjenom veličine štetnog prostora $V_0 = \varepsilon_0 V_s$, smanjivanjem pritiska usisavanja u cilindru P_{us} , povišenjem pritiska istiskivanja iz cilindra P_{is} , i posebnim zahvatima koji utječu na promjenu s'_u/s .

Promjena veličine štetnog prostora V_0 može se postići dodavanjem dodatnog prostora ΔV_{0x} volumenu cilindra kompresora V_c . Budući da se pri tome stupajni volumen $V_s = F_s$ ne mijenja, preostaje da je $V_0 = V_c + V_{0x} - V_s$ time povećan. Mogućnosti su prikazane na shemama (sl. 26a i b). Na sl. 26a prikazano je kada se štetnom prostoru V_0 otvaranjem ventila R dodaje dodatni nepromjenljivi prostor ΔV_0 , dok se na sl. 26b taj prostor ΔV_{0x} može mijenjati pomicanjem stapa dodanog cilindra DC. Povećavanjem štetnog prostora pomiče se ordinatna os u indikatorskom dijagramu uljevo (v. sl. 27) i tako mijenja tok linija ekspanzije i komprimiranja u PV-dijagramu. U većem štetnom prostoru zaostaje veća masa plina G_{0x} , pa je potreban dulji put stapa da se izvrši ekspanzija do točke $4''_x$. Zbog toga je sada

$$\lambda_x = \frac{s'_{0x}}{s} \ll \lambda = \frac{s'_u}{s}, \quad (72)$$



Sl. 26. Mogućnosti povećavanja štetnog prostora kompresora



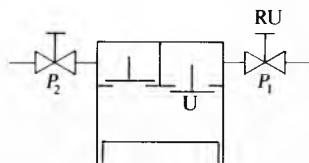
Sl. 27. Promjene na indikatorskom dijagramu zbog povećanja štetnog prostora

a time i smanjen učinak kompresora V_s na $V_{\lambda x}$. Daljim povećanjem štetnog prostora može se kompresor i potpuno rastretiti. Ako se izraz (27) izjednači s nulom, dobiva se onaj ukupni štetni prostor V_{00} uz koji će kompresor biti potpuno rastrećen

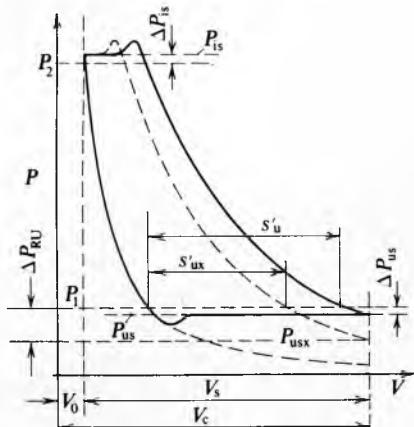
$$V_{00} = \frac{V_s}{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{1/m} - 1}. \quad (73)$$

Primjenom sheme (sl. 26a), regulacija se obavlja skokovito ukapčanjem jednog, ili više dodatnih prostora ΔV_0 uz određeno kolebanje pritiska P_2 , dok je, prema sl. 26b, regulacija neprekinuta, učinak $V_{\lambda x}$ može se prilagoditi bilo kojoj potrošnji uz održavanje konstantnog dobavnog pritiska $P_2 = \text{const}$. Ipak, i jedna i druga mogućnost danas se rijetko koristi, a to osobito vrijedi za višecilindrične kompresore. Razlog je složena i skupa izvedba takvih kompresora.

Smanjivanje pritiska usisavanja u cilindru P_{us} postiže se vrlo jednostavno, prigušivanjem usisnog voda ventilom RU



Sl. 28. Shema regulacije učinka prigušivanjem prolaznog ventila u usisnom vodu



Sl. 29. Promjene na indikatorskom dijagramu zglob prigušivanja u usisnom vodu

(sl. 28). Pad tlaka ΔP_{RU} koji se prigušivanjem javlja u ventilu RU pribraja se padu tlaka ΔP_{us} u radnom usisnom ventili U, a time dolazi do promjene pritiska usisavanja u cilindru na P_{usx} (sl. 29). Linija ekspanzije iz štetnog prostora ostaje ista, a nastavlja se do nižeg pritiska usisavanja P_{usx} , od kojeg tada i linija komprimiranja započinje i teče više lijevo nego bez prigušivanja. Zbog toga je $s'_{ux} < s'_u$, pa je i

$$\lambda_x = \frac{s'_{ux}}{s} \ll \lambda = \frac{s'_u}{s}, \quad (74)$$

a time i $V_{\lambda x} < V_\lambda$. Naravno, potpunim zatvaranjem ventila RU kompresor se može potpuno rastretiti, $V_{\lambda min} = 0$. Tada na kraju ekspanzije plina iz štetnog prostora treba očekivati minimalni pritisak

$$P_{usmin} = \frac{P_2}{\left(\frac{1 + \epsilon_0}{\epsilon_0}\right)^m}. \quad (75)$$

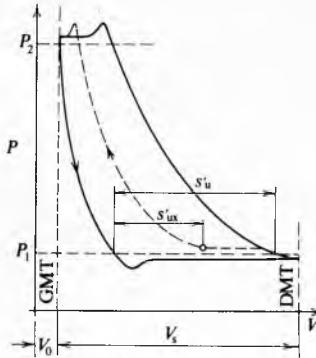
Linije ekspanzije i komprimiranja se pokrivaju.

Prigušivanje usisnog voda je najugodniji i za izvedbu najjednostavniji način regulacije učinka kompresora. Regulacija je

neprekinuta, a učinak kompresora može se prilagoditi svakoj potrošnji uz održavanje $P_2 = \text{const}$. Zbog toga se regulacija prigušivanja usisnog voda upotrebljava vrlo često, osobito za male i srednje veličine kompresora. Ipak treba napomenuti da prigušivanjem ventila RU raste kompresijski omjer u cilindru kompresora $\frac{P_{is}}{P_{usx}} > \frac{P_{is}}{P_{us}}$, pa treba pri smanjivanju učinka kompresora prigušivanjem usisnog voda računati s povećanjem utroška energije po 1 kg usisanog i komprimiranog plina.

Moguća regulacija učinka kompresora povišenjem pritiska istiskivanja P_{is} mogla bi se izvesti prigušivanjem tlačnog voda na izlazu iz kompresora. Uz porast utroška rada zbog povećanog kompresijskog omjera te znatan porast konačne temperature komprimiranja, takav način komprimiranja slabo utječe na promjenu volumetričkog stupnja djelovanja. Prigušivanje se tlačnog voda zato ne smatra prihvatljivim rješenjem regulacije stapnog kompresora.

Posebnim složenim automatskim napravama može se provesti regulacija učinka kompresora periodičkim zadržavanjem usisnog radnog ventila U dulje ili kraće vrijeme u otvorenom stanju na početku hoda stapa od DMT prema GMT. Na takav se način usisana masa plina u cilindar vraća prigodom svakog okretaja stroja natrag u usisni vod sve dok se prisilno zadržani usisni ventil U ne zatvori. Tek tada započne zakašnjeno komprimiranje u cilindru (v. indikatorski dijagram sl. 30). Periodičkim zadržavanjem usisnog ventila upravlja obično poseban pneumatski mehanizam putem servomotora.



Sl. 30. Promjene na indikatorskom dijagramu zglob periodičkog zadržavanja usisnog ventila

Neprekinuta redukcija učinka

$$V_{\lambda x} = \frac{s'_{ux}}{s} \quad (76)$$

moguća je sve do $V_{\lambda x} = 0$, uz $s'_{ux} = 0$. Kompresijski se omjer P_{is}/P_{us} pri takvoj regulaciji ne mijenja, pa je i pri djelomičnim učincima potrošak energije po 1 kg usisane mase ostao isti. To je velika termodinamička prednost ove metode, pa se ona primjenjuje u velikim kompresorskim jedinicama niže učestalosti okretanja kao praktički savršeni način regulacije učinka stapnog kompresora.

Osnovne izmjere stapnih kompresora. Utvrđivanje osnovnih izmjera stapnih kompresora sastoji se u određivanju potrebnog presjeka njegovog cilindra F i puta stapa s .

Prema (42), a uz $V_s = Fs$, za višecilindrični kompresor sa i jednakih cilindara može se napisati

$$iF = \frac{V_s}{\lambda sn}. \quad (77)$$

Nadalje se uvodi pojам nepromjenljive *srednje stupne brzine* c_m u zamjenu za stvarnu promjenljivu brzinu oscilirajućeg stapa koja se mijenja približno po sinusoidalnom zakonu. Srednja stupna brzina je ona zamišljena stalna brzina kojom bi stap prevadio u jedinici vremena isti put koji prevaleže i praktički, krećući se promjenljivom stapanom brzinom, dakle

$$c_m = 2sn. \quad (78)$$

Uz (78) te $G_\lambda = V_\lambda \varrho_1$, gdje je ϱ_1 gustoća plina pri P_1 i T_1 , može se pisati izraz (77) u obliku

$$iF = \frac{2V_\lambda}{\lambda c_m} = \frac{2G_\lambda}{\varrho_1 \lambda c_m}. \quad (79)$$

Srednje stupne brzine stupnih kompresora svih veličina i izvedbi leže unutar razmjerno uskih granica, naime, između $c_m = 3$ i $5,5$ m/s. Čak i manji stupni kompresori uz maksimalnu primjenjivaju učestalost okretanja $n = 25$ 1/s imaju $c_m = 5 \dots 6$ m/s. To je važno zato jer se motori s unutrašnjim sagorijevanjem grade sa srednjim stupnim brzinama koje su otprilike dvostrukе, pa i veće. Relativno niske srednje stupne brzine stupnih kompresora uvjetuju njihovi samoradni ventili (bez prisilnog razvoda) i dvotaktni način rada. Raspoloživa vremena za usisavanje i istiskivanje plina kroz radne ventile su vrlo kratka i iznose nekoliko ms. S porastom učestalosti okretanja n , pri jednakom učinku, volumen cilindra se smanjuje pa geometrijski više nema dovoljno mesta za smještaj potrebnih samoradnih ventila. S druge strane, da bi se ograničili gubici prigušivanja zbog pojave ΔP_{is} i ΔP_{us} , ne mogu se odabirati učestalosti okretanja iznad izvjesne granice. Uz tako usko područje izbora srednje stupne brzine c_m mogu se dozvoliti veće učestalosti okretanja samo uz smanjivanje puta stapa s , prema (78), što u modernim kompresorima (osobito rashladnih uređaja) dovodi sve više do izbora $s/D < 1$.

Nakon što se prema veličini, izvedbi i odabranoj učestalosti okretanja odlučilo za određeni c_m , a prema sl. 15 određio pripadni $\lambda_u \approx \lambda$ za određeni projektni kompresijski omjer P_2/P_1 , može se uvrštenjem u (79) odrediti djelotvorna površina presjeka cilindara iF . U jednocilindričnim jednoradnim strojevima, naravno, jest $i = 1$. Time je određen i promjer cilindra $D = \sqrt{4F/\pi}$, a iz (78) put stapa s .

Pri višekratnom komprimiranju plina uzastopno u cilindrima različitih veličina polazi se za određivanje osnovnih izmjera cilindara od činjenice da je protok mase kroz sve cilindre praktički nepromijenjen, dakle $G_{\lambda 1} = G_{\lambda II} = G_{\lambda III} = \dots = G_{\lambda z} = \text{const}$. Isto tako je, zbog hlađenja plina između pojedinih stupnjeva komprimiranja prema (63), i optimalni kompresijski omjer u pojedinim cilindrima jednak, dakle $\frac{P_{m1}}{P_1} = \frac{P_{m2}}{P_{m1}} = \frac{P_{m3}}{P_{m2}} = \dots = \frac{P_z}{P_{m(z-1)}} = \text{const.}$, pa je zbog toga prema sl. 15 i $\lambda_1 \approx \lambda_{II} \approx \lambda_{III} \approx \dots \approx \lambda_z \approx \lambda = \text{const.}$

Poštivajući sve ove okolnosti, izraz je (79) za višekratno komprimiranje

$$i_1 F_1 \varrho_1 = i_{II} F_{II} \varrho_{1m} = i_{III} F_{III} \varrho_{2m} = \dots = \frac{2G_\lambda}{\lambda c_m} = \text{const.} \quad (80)$$

Budući da je nadalje (prema sl. 16) zbog međuhlađenja između pojedinih stupnjeva komprimiranja $T_1 = T_{1m} = T_{2m} = \dots = \text{const.}$, gustoće plina su na početku komprimiranja u svakom uzastopnom cilindru $\varrho_1 = P_1/R T_1$, $\varrho_{1m} = P_{1m}/R T_1$, $\varrho_{2m} = P_{2m}/R T_1$ itd., pa uvrštenjem u (80) dobivaju se konačno odnosi djelotvornih površina presjeka cilindara

$$i_1 F_1 P_1 = i_{II} F_{II} P_{1m} = i_{III} F_{III} P_{2m} = \dots = \text{const.}, \quad (81)$$

ili npr.

$$i_{II} F_{II} = i_1 F_1 \frac{P_1}{P_{1m}}, \quad (82)$$

odnosno

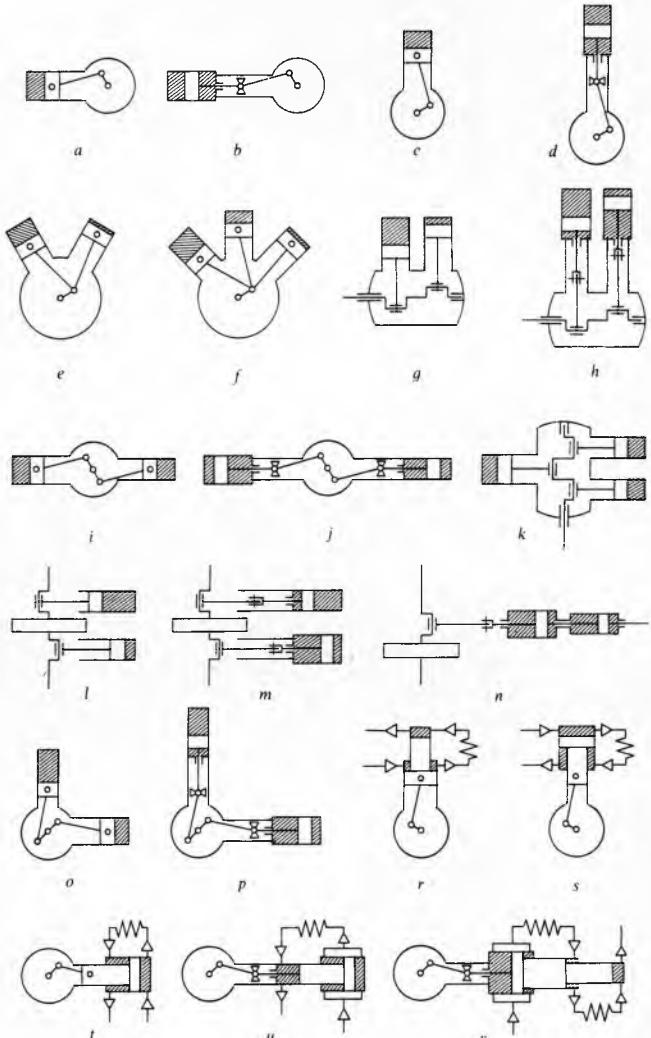
$$i_{III} F_{III} = i_{II} F_{II} \frac{P_{1m}}{P_{2m}} = i_1 F_1 \frac{P_1}{P_{1m}} \frac{P_{1m}}{P_{2m}} = i_1 F_1 \frac{P_1}{P_{2m}}. \quad (83)$$

Osnove gradnje stupnih kompresora. Stupni kompresor je vrlo jednostavan stroj koji se sastoji od malog broja bitnih osnovnih elemenata, a to su: cilindar s oscilirajućim stupom, čijim se relativnim gibanjem unutar cilindra usisava plin; komprimira i istiskuje komprimirani plin iz cilindara; razvodni organi, izvedeni kao samoradni ventili, koji se pravovremeno otvaraju i zatvaraju zbog razlike pritiska, te tako osiguravaju na pogodan način ulaz plina u cilindar i izlaz iz njega;

stapni mehanizam, koji pretvara rotirajuće gibanje osovine u linearno gibanje stapa unutar cilindra i prenosi snagu potrebnu za komprimiranje plina; kućište kompresora, koje ujedinjuje navedene elemente kompresora, sadrži glavne ležajeve osovine te služi kao spremnik ulja za podmazivanje.

Upravo prema načinu izvedbe, smještaju i primjeni ovih bitnih elemenata razlikuje se jedan tip kompresora od drugoga.

Izvedbe i smještaj cilindara. S obzirom na izvedbu, cilindri mogu biti jednoradni i dvoradni, već prema tome da li se komprimira plin samo s jedne ili obje strane stapa (sl. 31a i b). Nadalje, cilindri mogu biti izvedeni kao ležeći ili stoeći (usporedi sl. 31a i b sa sl. 31c i d), mogu biti smješteni u obliku slova V i W (sl. 31e i f), a u stoećim cilindrima i onim smještenim u obliku V i W može biti poredano dva ili više jednakih cilindara u redu, pa tada se govori o *linijskim* izvedbama (sl. 31g i h). Cilindri mogu ili moraju biti različitih



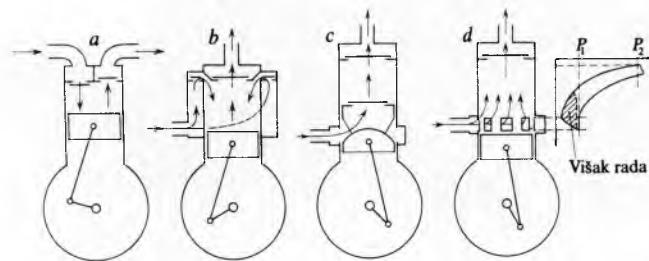
Sl. 31. Shematski prikaz najvažnijih izvedbi i smještaja cilindara

dimenzija ako se u njima uzastopno dvokratno ili višekratno komprimira. Tada također mogu biti smješteni u redu (sl. 31g i h), no češće se takvi kompresori izvode ili kao *opozitna (bokser) izvedba* (sl. 31i, j i k), ili kao *udvojena izvedba* (sl. 31l i m), odnosno *tandem-izvedba* (sl. 31n). Vrlo su suvremene izvedbe kompresora u obliku slova L, bilo sa jednoradnim ili dvoradnim cilindrima (sl. 31o i p). To je zapravo izvedba V kojoj je jedan cilindar, ili red cilindara u ležećem položaju, a drugi u stoećem. U velikim kompresorima takva izvedba ima određene prednosti pred izvedbom V jer je stabilnije forme, traži manju tlocrtnu površinu i ima pogodniju izvedbu kućišta. Posebne su konstrukcije kompresora *jednocilindrični kompresori višekratnog komprimiranja sa stupnjevanim cilindrom*

i stupom. Takve izvedbe za dvokratno komprimiranje u stojećoj izvedbi prikazane su na sl. 31r i s, a na sl. 31t u ležećoj izvedbi. Takvi strojevi rade u svakom stupnju kao jednoradni, izuzetak je koji put prvi stupanj komprimiranja (sl. 31u), koji je izведен kao dvoradni, dok je drugi stupanj opet jednoradni. Sl. 31v prikazuje kompresor trokratnog komprimiranja sa dvostrukim prvim stupnjem a jednoradnim drugim i trećim stupnjem komprimiranja.

Izbor izvedbe prilikom konstruiranja kompresora ovisi o veličini stroja, odabranoj učestalosti okretanja, traženom konačnom pritisku nakon komprimiranja, traženim statičkim i osobito dinamičkim osobinama, te namjeni stroja. Da bi se odlučilo za određenu izvedbu, potrebno je provesti detaljnu analizu tehničkih, energetskih i ekonomskih utjecaja i tako pronaći najbolje rješenje.

Smještaj razvodnih organa. Stupni kompresori mogu se još razlikovati i po smjeru toka plina kroz cilindar. Tako se može izvesti kompresor *izmjeničnog toka plina* (sl. 32a i b), ili *istosmjernog toka* kroz cilindar (sl. 32c i d). U slučaju prikazanom na sl. 32a oba radna ventila, i usisni i tlačni, nalaze se u glavi kompresora. Prilikom usisavanja plin struji u cilindar kroz otvoreni usisni ventil u smjeru prema dolje, da bi se prigodom komprimiranja i istiskivanja kretao odozdo prema gore. Odatle i slijedi naziv kompresor *izmjeničnog toka*.



Sl. 32. Kompresori izmjeničnog i istosmjernog toka plina

Osnovne karakteristike takve konstrukcije jesu slijedeće. Oba radna ventila treba smjestiti na površinu presjeka cilindra, što u brzohodnim kompresorima, ili onim koji moraju komprimirati plinove većih gustoća nije uvijek izvedivo. Tada se primjenjuje novija izvedba, sl. 32b, koja se pokazala osobito pogodna u gradnji rashladnih kompresora. Tu se može čitavim presjekom cilindra koristiti za smještaj tlačnog ventila, dok se usisni ventil izvodi kao prsten okolo cilindra. Na takav način mogu se ugraditi razvodni organi velikog presjeka otvaranja i malih volumetričkih gubitaka. U slučaju prikazanom na sl. 32c, moguće je za ugradnju tlačnog ventila koristiti se čitavim presjekom cilindra, no tada usisni ventil, također velikog presjeka otvaranja, mora biti smješten na stup kompresora. Kada se stup giba prema dolje, iznad njega se u cilindru stvara podtlak, pa se zbog toga otvara usisni ventil na stupu i plin struji u cilindar odozdo prema gore. Za vrijeme kretanja stapa prema GMT komprimira se plin i istiskuje u tlačni vod također u smjeru prema gore, pa odatle i naziv za kompresore takve vrste kompresori *istosmjernog toka*. Prednost kompresora *istosmjernog toka* naprava kompresorima *izmjeničnog toka* sastoji se u nešto boljem volumetričkom stupnju djelovanja, što je postignuto mogućnošću ugradnje radnih ventila većih presjeka otvaranja uz manje gubitaka prostrujavanja, te povoljnijim rasporedom temperatura stijenke unutar cilindra. No, ugradnjom usisnog ventila na stup, povećala se znatno oscilirajuća masa, pa učestalost okretanja takvih kompresora mora ostati na skromnim niskim vrijednostima. Takav smještaj razvodnih organa nije pogodan za gradnju modernih strojeva s relativno velikom učestalošću okretanja. Na sl. 32d prikazana je izvedba kompresora *istosmjernog toka* bez usisnog ventila, čime se otlanjanju nedostaci konstrukcije prema sl. 32c. Stup postaje opet »lagan«. Ali, takav kompresor troši uz isti kompresijski omjer više energije, što se vidi iz pripadnog indikatorskog dijagrama gdje je isprugana površina taj višak energije. Naime, takav kompresor prigodom kretanja stapa dolje duboko ekspan-

dira zaostali plin u cilindru, daleko ispod usisnog pritiska P_1 , pa tek kada se gibanjem stapa otvore raspori na cilindru, nahrupi plin pritiska P_1 u cilindar i napuni ga. Gibanjem stapa prema gore, komprimiranje započne tek onda kada gornja ivica stapa zatvori usisne raspore. U oba slučaja, sl. 32c i d, cilindri moraju biti dulji nego u slučaju sl. 32a i b. Jedanput zbog dvostrukog duljeg stapa, a drugi put zbog smještaja potrebnih raspora. Izvedba prema sl. 32c, usprkos nešto boljem volumetričkom stupnju djelovanja, danas se već malo gradi, a izvedba prema sl. 32d dolazi u obzir samo za manje i jeftinije kompresore koji su samo povremeno u upotrebi, te u tom slučaju veći potrošak energije nije od osobite važnosti.

Stapni mehanizam kompresora rješava se načelno na isti način kao u drugim stupnim strojevima. Ipak treba napomenuti da novije konstrukcije kompresora u izvedbi V, W i L, upravo boljim i ekonomičnijim rješenjima stupnih mehanizama, stječe prednosti pred ostalim konstrukcijama. Paralelni zahvat više stapajica na isti rukavac koljenaste osovine, koji se u takvim konstrukcijama može izvesti, dovodi do skraćivanja duljine osovine, zbijenosti konstrukcije, boljeg iskorištenja prostora, te mogućnosti boljeg uravnotežavanja masa i mirnijeg hoda kompresora. Zbog toga su takvi kompresori sposobni da i u većim i velikim jedinicama rade s većom učestalošću okretanja.

Kućište kompresora, osim što ujedinjuje sve elemente kompresora, ima još jedan vrlo važan zadatak, a to je odvođenje toplinske energije koja se oslobađa prilikom komprimiranja plina u cilindru s jedne strane, i trenjem u ležajevima i na ostalim kliznim površinama s druge strane. Toplinska energija prenosi se na kućište kompresora direktno ili posredstvom mazivog ulja, pa pri konstrukciji treba voditi računa o mogućnosti njenog odvođenja na okolinu. Kompresor treba hladiti. Noviji razvoj gradnje stupnih kompresora predviđa hlađenje kompresora okolišnim zrakom kada je god to moguće, jer je to zaista izvanredna prednost s obzirom na hlađenje rashladnom vodom. Nažalost, zračno hlađenje kompresora moguće je izvesti samo u razmjeru malim strojevima. Porastom veličine stroja, naime, odnos površine raspoložive za odvod topline s obzirom na volumen cilindra postaje sve nepovoljniji. Uz to ne može se uvijek toplina koju odaje kompresor jednostavno odvesti u prostor u kojem se on nalazi i radi jer bi to moglo izazvati nedopustivi porast temperature radne okoline. Zato će se u srednjim i velikim kompresorima morati oblikovati kućište uvijek tako da se omogući provođenje intenzivnog hlađenja rashladnom vodom.

ROTORNI KOMPRESORI

Rotorni kompresori spadaju u grupu kompresora koji svojim aktivnim potisnim elementima prisiljavaju plin da zauzme manji prostor, tj. da se komprimira. Da bi se to postiglo, potrebno je volumen u koji je plin usisan i zatvoren, zakretanjem osovine stroja geometrijski smanjiti. U stupnim kompresorima s oscilirajućim stupom to se postiže promjenom položaja stapa u cilindru. U rotornim, promjena se volumena plina ostvaruje na isti način, naime, promjenom relativnog zakretanja rotora s obzirom na cilindar. Razlika je jedino u tome što se u kompresorima s oscilirajućim stupom stup kreće uzduž osi cilindra, a u rotornim »stap« rotira s obzirom na os cilindra. Zbog toga neki i nazivaju rotorne kompresore kompresorima s *rotirajućim stupovima*.

Rotorni se kompresori izrađuju sa jednim ili dva rotora, rijetko kad s više. Oni sa *jednim rotorom* mogu biti izrađeni kao *lamelni kompresori*, čiji se rotor centrično okreće na osovinu koja je ekscentrično smještena u cilindrično kućište (sl. 33a) i *kompresori s ekscentričnim rotatom* na osovinu koja je centrično postavljena u kućište (sl. 39a). Budući da rotori, ili njihovi organi (lamele), dodiruju i kližu po unutrašnjem obodu cilindra, u ovim kompresorima mora biti osigurano podmazivanje dijelova u cilindru, pa zato komprimirani plin, isto tako kao u kompresorima s oscilirajućim stupom, sadrži određene količine mazivog ulja. Lamelni kompresori sviđavaju kompresijske omere $P_2/P_1 = 2,5 \dots 4$, a uz dvokratno komprimiranje i $7 \dots 8$.

Upotrebljavaju se i kao vrlo dobre vakuumske crpke. Kompresori s ekscentričnim rotorom postizavaju manje kompresijske omjere $P_2/P_1 = 1,5 \dots 2$.

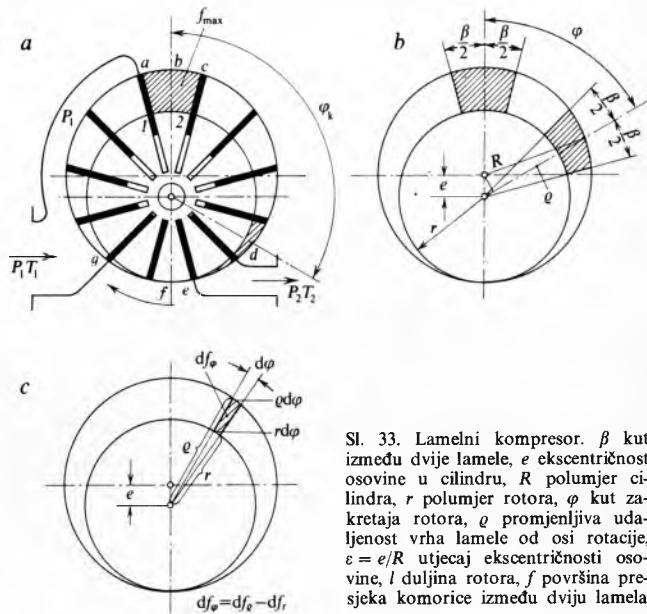
Pri izradbi *kompresora sa dva rotora*, rotori se prigodom okretanja u načelu ne dodiruju niti međusobno, niti sa kućištem u kojem su smješteni. Zbog toga u njih nije potrebno osigurati podmazivanje unutrašnjosti cilindra, pa je moguća dobava čistog plina bez tragova ulja. Rotori se okreću sinhrono jedan prema drugome (u suprotnom smjeru), što se postiže spregom zupčanika na njihovim osovinama. Ulaz i izlaz plina iz cilindra upravljan je rotorima. Međutim, stalno prisutni, iako maleni, raspori između stupova i cilindra uzrokuju veće volumetričke gubitke zbog prostrujavanja iz prostora višeg pritiska u one nižeg. Ti gubici, naravno, rastu s porastom kompresijskog omjera P_2/P_1 . Zbog toga je primjena takvih kompresora — puhaljki ograničena na niske kompresijske omjere $P_2/P_1 = 1,5 \dots 1,7$. U dvorotnim puhaljkama rotori više ne mogu imati kružni presjek, već im profil presjeka može biti na različite načine oblikovan, no redovito su jednaki s ravnim izvodnicama. Rotori svojim okretanjem transportiraju zahvaćenu količinu plina od usisnog do tlačnog voda, a da se pri tom ne mijenja volumen u kojem je plin zatvoren, pa na tom putu nema ni komprimiranja. Komprimiranje započne tek onda kada rotor jednom svojom izvodnicom otvoriti spoj sa tlačnim prostorom, pa plin iz tlačnog voda pod pritiskom P_2 natrašće prodre u dobavni prostor i pred sobom komprimira novo dobavljeni plin na isti pritisak P_2 . Istodobnim daljim kretanjem rotora istisne se sve zajedno u tlačni prostor. Dakle, rotori međusobnim kretanjem ne ostvaruju promjenu volumena u kojem je plin zatvoren. Takav način komprimiranja zove se *vanjska kompresija*. Odaberu li se pak rotori s različitim oblikom presjeka profila pojedinog rotora, moguće je ostvariti *mješovitu kompresiju*. Jedan od rotora, radni, u međusobnom položaju s drugim rotorm, razvodnim, i kućištem mijenja za vrijeme okretanja volumen zahvaćenog plina, pa se u takvom prostoru obavlja *unutarnje komprimiranje*, dok razvodni rotor samo transportira plin od usisnog prostora prema tlačnom prostoru, kada se ostvarivanjem spoja s tlačnim vodom obavi *vanjsko komprimiranje*.

Oblikuju li se rotori s različitim profilom presjeka tako da im izvodnice više nisu pravci već spirale (vijci), nastaje *vijčani kompresor*. Takva konstrukcija rotornog kompresora omogućava provedbu čistog unutarnjeg komprimiranja. Plin se šiše u prostor između rotora i kućišta koji se zakretanjem rotora povećava, a komprimira u prostoru koji se smanjuje. Na takav način dobiva se stroj koji je vrlo zbijene konstrukcije, usavršenog radnog ciklusa uz smanjene hidromehaničke i volumetričke gubitke. Zbog toga mogu vijčani kompresori u jednom stupnju raditi do kompresijskog omjera $P_2/P_1 = 3$, a uz dvokratno komprimiranje i do $P_2/P_1 = 9$. Isto tako su pogodni za rad kao vakuumske crpke. U vijčanim kompresorima redovito se profili rotora takođe ne dodiruju međusobno, niti s kućištem, rotiraju jedan nasuprot drugome održavajući uvijek određenu malu međusobnu zračnost. Njihovo sinhrono zakretanje osigurano je određenim parom spregnutih zupčanika na jednom kraju njihovih osovin. Vijčani su kompresori prema tome sposobni komprimirati plin bez prisustva mazivog ulja. Međutim, u malim kompresorima ove vrste moguće je izostaviti zupčanike na osovinama rotora, pa se tada rotori odvajaju jedan od drugog i potrebno je unutrašnje podmazivanje kliznih površina. Štaviše, mazivo ulje se u izdašnim količinama uštrcava među rotoare radi hlađenja stroja i plina koji se u njemu komprimira. Ulje zapunjuje raspore između rotora i kućišta, pa je moguće postići u jednom stupnju komprimiranja kompresijske omjere i do $P_2/P_1 = 6 \dots 7$.

Svim rotornim kompresorima zajedničko je to da sadrže samo rotirajuće pokretne mase, pa se mogu statički i dinamički izvanredno dobro uravnotežiti. Posljedica toga je mogućnost izbora visokih učestalosti okretanja $n = 25 \dots 500$ 1/s. Time rotorni kompresori postaju razmjerno malih dimenzija, a velikih učinaka uz mogućnost postizavanja niskih (puhaljke) i srednjih (lamelni i vijčani kompresor) kompresijskih omjera.

Lamelni kompresori imaju valjkasti rotor okruglog presjeka s utorima po obodu u koje su uložene slobodne lamele (sl. 33a). Broj se lamela odabire od $m = 2$ do više od 12. Okretanjem rotora centrifugalna sila djeluje na slobodne lamele, one se izvlače iz rotora i priljubljuju svojim vanjskim izvodnicama na unutrašnju površinu cilindra po kojoj kližu. Plin se komprimira promjenom veličine prostora između dvije lamele. Kada lamela 1 (sl. 33a) pređe preko ruba a na cilindru, plin je usisnog pritiska P_1 i temperature T_1 zatvoren između dvije lamele, te rotora s jedne i cilindra s druge strane. Prostor između lamele 1 i 2 (sl. 33a) jest geometrijski najveći mogući takav prostor V_{\max} , pa se on smatra usisanim volumenom, a masa zatvorena u njemu usisanom masom. Zakretanjem rotora u smjeru kazaljki na satu smanjuje se početni volumen plina zahvaćen između lamele 1 i 2 zbog promjene relativnog zakreta rotora u cilindru na V_{\min} , pa se plin komprimira. Kada lamela 2 pređe preko ruba d na cilindru, otvara se spoj s tlačnim vodom, a lamela 1 potiskuje pred sobom komprimirani plin u tlačni vod. To se odvija uzastopno između bilo koje dvije lamele na obodu cilindra od ruba a do d .

Odatle proizlazi da je u lamelnim kompresorima kompresijski omjer P_2/P_1 u biti ovisan o promjeni volumena između dviju susjednih lamele na putu od a do d , dakle, o kutu zakreta rotora φ , ekscentričnosti rotora e , promjeru rotora $2r$ i promjeru cilindra $2R$, dakle o geometrijskim odnosima konstrukcije. To znači da izvedeni lamelni kompresor ima čvrsti nepromjenljivi kompresijski omjer P_2/P_1 , bez obzira na uvjete u usisnom, ili tlačnom vodu kompresora.



Sl. 33. Lamelni kompresor. β kut između dviju lamele, e ekscentričnost osovine u cilindru, R poluprecnik cilindra, r poluprecnik rotora, φ kut zakretaja rotora, φ promjenljiva udaljenost vrha lamele od osi rotacije, $\varepsilon = e/R$ utjecaj ekscentričnosti osovine, l duljina rotora, f površina preseka komorice između dviju lamele

Budući da je kompresijski omjer lamenog kompresora ovisan o konstrukciji, prikazane su na sl. 33a, b i c teoretske osnove njegove funkcionalne ovisnosti o odlučujućim geometrijskim odnosima.

Dovoljno je proučiti promjenu površine presjeka komorice između dviju lamele f_φ (sl. 34a), jer je u $V_\varphi = f_\varphi l$ duljina rotora l neovisna o kutu φ . Presjek f_φ dobiva se (sl. 33c) sumiranjem elementarnih površina $df_\varphi = df_e - df_r$ u granicama $\varphi - \frac{\beta}{2}$ i $\varphi + \frac{\beta}{2}$ (sl. 33b). Dakle

$$f_\varphi = \int_{\varphi - \frac{\beta}{2}}^{\varphi + \frac{\beta}{2}} df_e - \int_{\varphi - \frac{\beta}{2}}^{\varphi + \frac{\beta}{2}} df_r. \quad (84)$$

Budući da je (sl. 33c) $df_e = \frac{1}{2} \varrho^2 d\varphi$, a $df_r = \frac{1}{2} r^2 d\varphi$, pri čemu je r za određenu izvedbu konstanta, može se pisati

$$f_\varphi = \frac{1}{2} \int_{\varphi - \frac{\beta}{2}}^{\varphi + \frac{\beta}{2}} \varrho^2 d\varphi - \frac{1}{2} r^2 \beta, \quad (85)$$

gdje je ϱ , međutim, funkcija od e , R i φ (sl. 33b),

$$\varrho = e \cos \varphi + \sqrt{R^2 - e^2 \sin^2 \varphi} = e R \cos \varphi + R \sqrt{1 - e^2 \sin^2 \varphi}. \quad (86)$$

Razvijanjem u binomni red $\sqrt{1 - e^2 \sin^2 \varphi} = 1 - \frac{e^2}{2} \sin^2 \varphi + \dots$, kvadriranjem i sređivanjem proizlazi da je

$$\varrho^2 \approx R^2 (1 + 2e \cos \varphi + e^2 \cos 2\varphi). \quad (87)$$

Uvrštenjem (87) u (85), uvezši u obzir da je $r = R(1 - e)$, dobiva se integracijom i sređivanjem:

$$f_\varphi = R^2 e [2 \cos \varphi \sin \frac{\beta}{2} + \frac{e}{2} \cos 2\varphi \sin \beta + \beta - \frac{e}{2} \beta], \quad (88)$$

a uz $\varphi = 0$,

$$f_{\max} = R^2 e \left[\left(1 - \frac{e}{2}\right) \beta + 2 \sin \frac{\beta}{2} + \frac{e}{2} \sin \beta \right]. \quad (89)$$

Nadalje, kada je kut β dovoljno malen, npr. uz $m = 12$, može se dovoljno točno pisati:

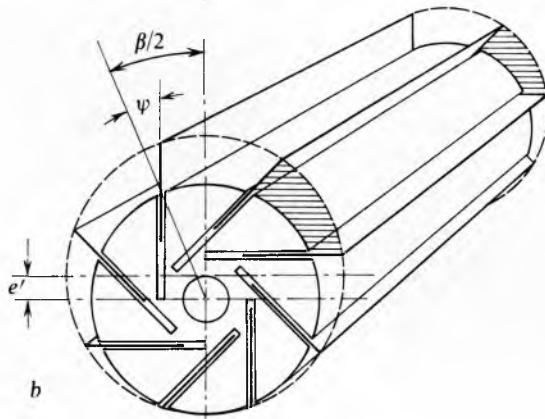
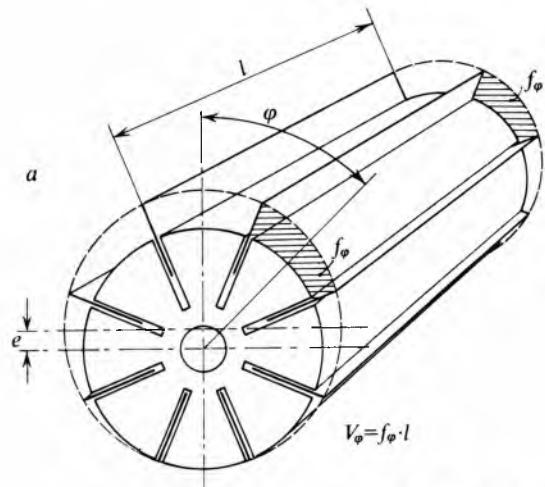
$$\sin \frac{\beta}{2} \approx \frac{\beta}{2} \quad \text{i} \quad \frac{e}{2} \sin \beta \approx \frac{e}{2} \beta, \quad (90)$$

a time se dobiva uz $\varphi = 0$

$$f_{\max} = R^2 e \beta \left[1 + \frac{e}{2} \beta + 1 - \frac{e}{2} \beta \right] = 2R^2 e \beta, \quad (91)$$

odnosno uz $\beta = \frac{2\pi}{m}$ i $e = \frac{e}{R}$,

$$f_{\max} = \frac{4R\pi e}{m}. \quad (92)$$



Sl. 34. Rotor lamelnog kompresora

Naprotiv, za bilo koji kut zakreta rotora $\varphi \neq 0$, presjek komorice između dviju lamela bit će

$$f_{k\varphi} = \frac{2R\pi e}{m} [1 + \cos \varphi - e \sin^2 \varphi]. \quad (93)$$

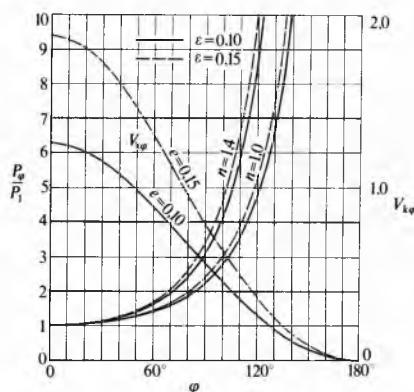
Za vrijeme zakreta rotora za kut φ izvršeno je u komorici između dviju lamela politropsko komprimiranje, pa se zato može pisati $P_1 V_{\max}^n = P V^n = P_2 V_2^n$, ili

$$\frac{P_\varphi}{P_1} = \left(\frac{V_{\max}}{V_{k\varphi}} \right)^n = \left(\frac{f_{\max}}{f_{k\varphi}} \right)^n. \quad (94)$$

Uvrštenjem izraza (92) i (93) u (94) i sređivanjem bit će konačno

$$\frac{P_\varphi}{P_1} = \left(\frac{2}{1 + \cos \varphi - e \sin^2 \varphi} \right)^n, \quad (95)$$

izraz koji prikazuje funkcionalnu ovisnost P_φ/P_1 o geometriji izrade lamelnog kompresora, o kutu zakreta rotora φ i konstrukcijskim veličinama $e = e/R$, odnosno $r = (R - e)$. Porast kompresijskog omjera prema (95) prikazan je uz $e = 0,10$ i $0,15$ na sl. 35 za eksponente politrope kompresije $n = 1$ i $n = 1,4$.



Sl. 35. Kompresijski omjer i radni prostor lamelnog kompresora kao funkcija kuta zakreta rotora φ

Tablica 1
VRIJEDNOSTI μ OVISNE O BROJU LAMELA m

m	μ
2	$9,969 = 3,173\pi$
4	$11,826 = 3,764\pi$
6	$12,229 = 3,893\pi$
8	$12,375 = 3,939\pi$
10	$12,443 = 3,961\pi$
12	$12,481 = 3,973\pi$
14	$12,503 = 3,980\pi$
16	$12,518 = 3,985\pi$
18	$12,528 = 3,988\pi$
20	$12,535 = 3,990\pi$

Zakretanjem rotora kompresijski omjer raste najprije polagano do nekih $\varphi = 50^\circ$, a zatim naglo, upravo pred otvaranjem brida d izlaznog kanala. Zbog toga je položaj brida d konstrukcijski kritičan, jer o njegovom položaju osjetljivo ovisi konačni kompresijski omjer P_2/P_1 . Osim toga, na sl. 35 prikazan je i tok promjene volumena radnog prostora između dviju lamela $V_{k\varphi}$ kao funkcija kuta φ za $e = 0,10$ i $0,15$ uz $R = 1$ i $l = 1$.

Učinak lamelnih kompresora. Prema izrazu (89) i sl. 34, usisani volumen između dviju lamela jest $f_{\max} l = V_{sl}$. Budući da kompresor tokom jednog okretaja rotora zahvati jednak volumen plina m puta (m je broj lamela), bit će učinak lamelnog kompresora pri učestalosti okretanja n

$$V_s = m f_{\max} l n, \quad (96)$$

a uvrštenjem izraza (89) za f_{\max} , može se pisati da je

$$V_s = \mu R e l n, \quad (97)$$

pri čemu je tada

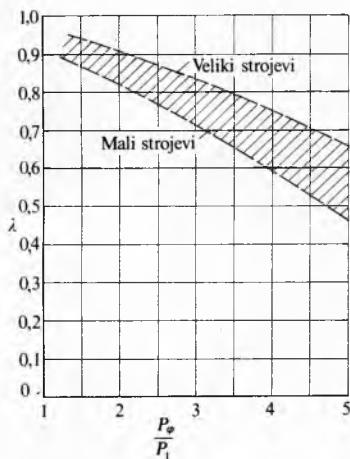
$$\mu = m \left| \left(1 - \frac{\varepsilon}{2} \right) \beta + 2 \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\varepsilon}{2} \sin \beta \right|, \quad (98)$$

ovisan o broju lamela (komorica između njih). U tablici 1 prikazane su vrijednosti μ ovisne o broju lamela m , uz $\varepsilon = 0,1$. Iz tih podataka može se zaključiti, kada je broj lamela $m = 12$, da se može već s dovoljnom točnošću pisati da je $\mu = 4\pi$, a time i teoretski učinak lamelnog kompresora

$$V_s = 4\pi R e l n. \quad (99)$$

Da bi učinak V_s prema (99) bio što veći uz istu veličinu cilindra stroja, tj. isti radijus R i duljinu cilindra l , bilo bi poželjno da se odabere što veći ekscentricitet e . No, povećavanje ekscentriciteta istovremeno znači smanjivanje radijusa rotora r , a pri tom postoje ograničenja. Smanjivanjem radijusa r dolazi se u situaciju kada u rotoru nije više moguće izraditi radijalne uteore dovoljne dubine za smještaj lamele, odnosno ugraditi osovinu potrebnog presjeka. Ipak, ekscentricitet se može povećati ako su lamele nagnute u smjeru vrtnje za kut ψ prema radijalnom smjeru (sl. 34b). Tako se konstrukcijom i u rotoru manjeg radijusa r (većeg ekscentriteta e) mogu smjestiti utori potrebne dubine i osovina potrebnog presjeka. Nagib lamele za kut ψ osigurava i povoljniji odnos sile i momenata koji djeluju na pojedinu lamelu, pa se u lamelnim kompresorima iole većih učinaka nailazi redovito na primjenu priklonjenih lamele u smjeru vrtnje. To zakretanje lamele za kut ψ ima toliko neznatan utjecaj na dobivene izraze (92) do (95) da ga se i prigodom projektiranja novog stroja može uvijek zanemariti.

U stvarnom lamelnom kompresoru javljaju se također volumetrički gubici koji utječu na smanjenje količine mase plina dobavljene u tlačni vod. Oni su uzrokovani: prestrujavanjem plina iz tlačnog u usisni prostor kroz radijalnu zračnost između rotora i cilindra na putu $e-f-g$ (sl. 33a), pri čemu kretanje lamele potpomaže ovo prestrujavanje; zagrijavanjem plina u usisnom prostoru na zagrijanom rotoru i lamelama s kojima dolazi plin u dodir prije zahvatanja u tok komprimiranja; prigušivanjem plina pri usisavanju što nastaje približavanjem lamele 1 bridu a (sl. 33a), te općenito propuštanjem plina iz prostora višeg pritiska u prostore nižeg, npr. kroz bočne zračnosti između stapa, lamela i cilindra, i dr.

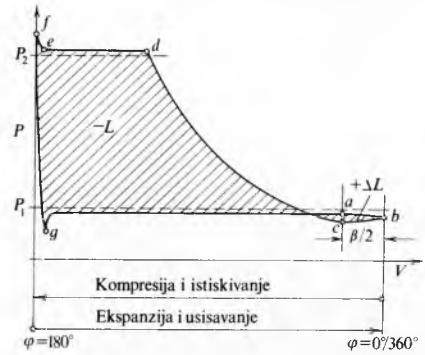


Sl. 36. Volumetrički stupanj djelovanja lamelnih kompresora ovisan o veličini stroja i kompresijskom omjeru

Svi se navedeni volumetrički gubici analitički jedva mogu ocijeniti, pa se stoga prigodom projektiranja novih kompresora služi izdašno rezultatima mjerenja dobivenim na već izvedenim kompresorima slične veličine. Sl. 36 prikazuje takve podatke za volumetrički stupanj djelovanja lamelnih kompresora ovisnih o kompresijskom omjeru. Služeći se tim vrijednostima može se izračunati stvarni učinak lamelnog kompresora

$$V_\lambda = 4\pi\lambda R e l n. \quad (100)$$

Indikatorski dijagram i snaga. Indikatorski dijagram lamelnog kompresora prikazuje se kao PV-dijagram, pri čemu je volumen V funkcija zakreta rotora φ (sl. 37). Da bi se on opisao, treba pratiti lamelu 2 na sl. 33a za vrijeme jednog okretaja osovine kompresora, i to počevši od časa početka usisavanja kada vanjska izvodnica lamele 2 napusti rub g na kućištu.



Sl. 37. Indikatorski dijagram lamelnog kompresora

Na čitavom putu lamele 2 od g do a smatra se da se obavlja usisavanje. Štaviše, i nadalje na putu lamele 2 od a do b volumen komorice još uvijek raste, no presjek između lamele 1 i brida a se smanjuje, što može izazvati neznatni pad pritiska na putu $a-b$ (sl. 37). U slijedećoj fazi kada lamela 2 putuje od b do c , lamela 1 se naglo približava bridi a , ulaz u komoricu je sve manji, pa pritisak u promatranoj komorici može i nadalje nešto pasti (sl. 37), $b-c$. Daljim se zakretanjem rotora komprimira plin, sve dok lamela 2 ne otkrije brid d na kućištu i počne istiskivanje. Lamela 1 potiskuje plin u tlačni vod. Kada lamela 2 prekrije brid e , u malenom srpastom prostoru između lamele, rotora i kućišta na putu $e-f$ komprimira se zaostali plin koji nije mogao biti iz tog prostora istisnut u tlačni vod, pa dolazi do porasta pritiska $e-f$ na dijagramu (sl. 37). Od f do g traje ekspanzija tog zaostalog plina, a prelaskom lamele 2 preko brida g započinje ponovno usisavanje.

Nakon određivanja srednjeg indiciranog pritiska p_i na već opisani način, piše se izraz za računanje indicirane snage lamelnog kompresora prema izrazu (48), dakle

$$N_i = 4\pi R e l n p_i. \quad (101)$$

Na analogan način, kao u već prije opisanim stavnim kompresorima, računa se $\eta_{iz,i}$, $\eta_{iz,e}$, a prema tome i snaga N_e .

Kompresori s ekscentričnim rotatom. U kompresorima ove vrste rotor je ukljinjen na osovini ekscentrično za iznos e , pri čemu je uvijek ekscentričnost e razlika radijusa cilindra R i radijusa rotora r , dakle $e = R - r$. Odnos $\varepsilon = e/R$ jest i ovdje važna karakteristična veličina kompresora s ekscentričnim rotatom (sl. 38a). Kompressor s ekscentričnim rotatom sadrži osim rotora i cilindra i jednu lamelu koja kliže u utoru kućišta (sl. 38a), a svojom je jednom izvodnicom A uvijek pritiskivana na obod rotora tlačnim perima koja djeluju na nju na suprotnoj izvodnici (sl. 39). Lamela je bitni element kompresora koji dijeli usisni prostor $V_\phi = F_\phi l$ od kompresijskog prostora $V_{k\phi} = F_{k\phi} l$. Izvodnica rotora B kliže po obodu cilindra i tako tvori drugo mjesto razdvajanja prostora V_ϕ i $V_{k\phi}$ (sl. 38a).

Zakretanjem rotora, tj. povećavanjem kuta φ raste usisni volumen V_ϕ . Istodobno s druge strane rotora, smanjivanjem kuta $(2\pi - \varphi)$, smanjuje se prostor $V_{k\phi}$, a u njemu se komprimira plin usisan tokom prethodnog okretaja. Kada pritisak P_ϕ u prostoru $V_{k\phi}$ naraste do visine pritiska P_2 u tlačnom vodu, otvara se samoradni ventil C i plin se daljim zakretanjem rotora istiskuje u tlačni vod.

Površine F_ϕ i $F_{k\phi}$ jesu komplementarne površine, njihova suma je uvijek ista $F_\phi + F_{k\phi} = \text{const.}$, a ovisne su pojedinačno o kutu zakreta rotora φ . Stoga je kompresijski omjer P_ϕ/P_1 također posve određena funkcija kuta φ i geometrijskog odnosa $\varepsilon = e/R$.

Da se ta ovisnost odredi, piše se (sl. 38 b)

$$dF_\varphi = \frac{1}{2}R^2 d\varphi - \frac{1}{2}\varrho^2 d\varphi, \quad (102)$$

a pri tome je ϱ funkcija kuta φ

$$\varrho = r\cos\beta + e\cos\varphi. \quad (103)$$

Uz $v = rs\sin\beta = es\sin\varphi$ može se zaključiti da je

$$\frac{e}{R} = \frac{\sin\beta}{\sin\varphi} = \frac{e}{R-e} = \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon} = k, \quad (104)$$

pa je

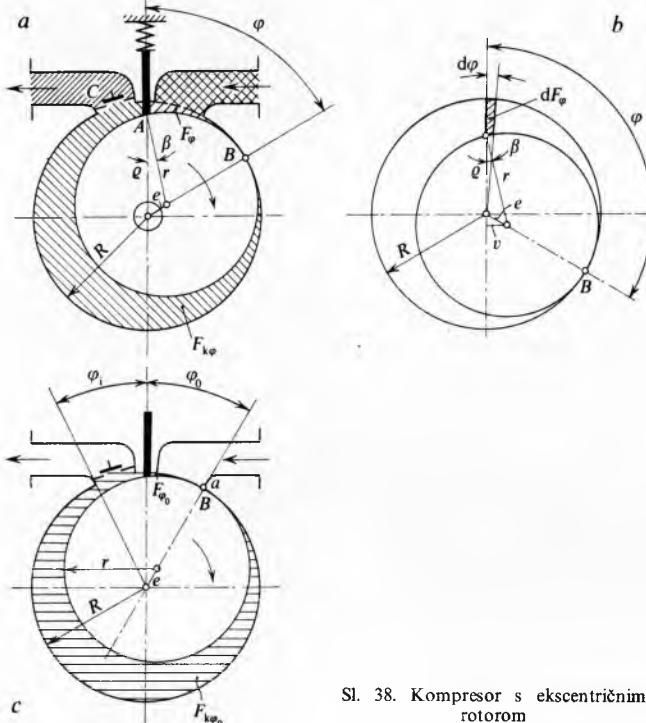
$$\varrho = r\cos\beta + kr\cos\varphi = r(\cos\beta + k\cos\varphi), \quad (105)$$

a $\cos\beta = \sqrt{1 - \sin^2\beta} = \sqrt{1 - k^2\sin^2\varphi}$. Razvojem tog izraza u binomni brzo konvergentni red

$$\cos\beta = 1 - \frac{1}{2}k^2\sin^2\varphi - \frac{1}{8}k^4\sin^4\varphi - \frac{1}{16}k^6\sin^6\varphi - \dots \quad (106)$$

dobiva se i $\cos\beta$ kao funkcija kuta φ , pri čemu je dovoljno točno uzeti u obzir prva dva člana reda, pa je sada

$$\varrho = r\left(1 + k\cos\varphi - \frac{1}{2}k^2\sin^2\varphi\right). \quad (107)$$



Sl. 38. Kompresor s ekscentričnim rotorom

Kvadriranjem ovoga trinoma i sređivanjem dobiva se

$$\varrho^2 = r^2[1 + 2k\cos\varphi + k^2\cos 2\varphi], \quad (108)$$

što uvrštavanjem u izraz (102), i integracijom daje

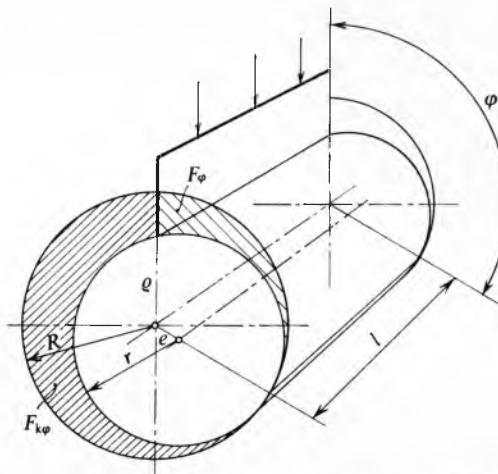
$$F_\varphi = \frac{1}{2}R^2 \int_0^\varphi d\varphi - \frac{1}{2} \int_0^\varphi \varrho^2 d\varphi = \frac{1}{2}(R^2 - r^2)\varphi - r^2\left(k\sin\varphi + \frac{k^2}{4}\sin 2\varphi\right), \quad (109)$$

ili uz $R^2 - r^2 = e^2\left(\frac{2}{\varepsilon} - 1\right)$ i $k = \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon}$ dobiva se F_φ u konačnom obliku

$$F_\varphi = e^2\left[\frac{1-\varepsilon}{\varepsilon}(\varphi - \sin\varphi) + \frac{1}{4}(2\varphi - \sin 2\varphi)\right]. \quad (110)$$

Usisavanje plina u kompresor traje puni okretaj, $\varphi = 2\pi$, pa je prema (110) i sl. 38 i 39 usisani volumen $V_{2\pi}$ proporcionalan sa

$$F_{2\pi} = \frac{1}{2}(R^2 - r^2)2\pi = e^2\left(\frac{2}{\varepsilon} - 1\right)\pi. \quad (111)$$



Sl. 39. Rotor i lamela kompresora s ekscentričnim rotorom

Međutim, potrebno je da se rotor zakrene još za kut φ_0 , pa da izvodnica rotora B pokrije rub usisnog kanala a , a time usisani plin konačno zatvori u kompresijski prostor $V_{k\varphi_0} = F_{k\varphi_0}l$. Na putu rotora od $\varphi = 0$ do $\varphi = \varphi_0$, već usisani plin dijelom je natrag vraćen u usisni vod, i to u iznosu $V_{\varphi_0} = F_{\varphi_0}l$, pa je stvarno usisani volumen na početku komprimiranja $V_{k\varphi_0} = V_{2\pi} - V_{\varphi_0}$, odnosno $F_{k\varphi_0} = F_{2\pi} - F_{\varphi_0}$,

$$F_{k\varphi_0} = e^2\left(\frac{2}{\varepsilon} - 1\right)\pi - e^2\left[\frac{1-\varepsilon}{\varepsilon}(\varphi - \sin\varphi) + \frac{1}{4}(2\varphi - \sin 2\varphi)\right], \quad (112)$$

ili

$$F_{k\varphi_0} = e^2\left[\frac{1-\varepsilon}{\varepsilon}(2\pi - \varphi_0 + \sin\varphi_0) + \frac{1}{4}(4\pi - 2\varphi_0 + \sin 2\varphi_0)\right]. \quad (113)$$

Analogno za bilo koji kut zakreta rotora φ za vrijeme komprimiranja bit će $F_{k\varphi} = F_{2\pi} - F_\varphi$, ili

$$F_{k\varphi} = e^2\left[\frac{1-\varepsilon}{\varepsilon}(2\pi - \varphi + \sin\varphi) + \frac{1}{4}(4\pi - 2\varphi + \sin 2\varphi)\right]. \quad (114)$$

Sada se može napisati izraz za kompresijski omjer P_φ/P_{φ_0} za kompresor s ekscentričnim rotorom ovisnim o kutu φ , uz eksponent politrope n

$$\frac{P_\varphi}{P_{\varphi_0}} = \frac{P_\varphi}{P_1} = \left(\frac{V_{k\varphi}}{V_{k\varphi_0}}\right)^n = \left(\frac{F_{k\varphi}}{F_{k\varphi_0}}\right)^n. \quad (115)$$

Promjena kompresijskog omjera ovisnog o kutu φ prikazana je za politrope $n = 1,0$ i $n = 1,4$, te $\varepsilon = 0,10$ i $0,15$ na sl. 40. Tok kompresijskog omjera za $\varepsilon = 0,15$ praktički se poklapa sa onim za $\varepsilon = 0,10$ pa na slici nije posebno nacrtan. Isto tako prikazane su promjene radnog prostora $V_{k\varphi}$ za $\varepsilon = 0,10$ i $\varepsilon = 0,15$ uz $R = 1$ i $l = 1$. Treba uočiti da zbog $R = 1$ mora biti prema $\varepsilon = e/R$, također i $e = \varepsilon$; $R = 1$ i $l = 1$ odabранo je radi mogućnosti uspoređivanja pojedinih veličina kod različitih vrsta rotornih kompresora. Sl. 40 prikazuje da uz isti φ eksponent politrope n znatno utječe na postignuti kompresijski omjer. Naprotiv, utjecaj veličine ε neznatan je na vrijednost kompresijskog omjera. Vrijednost $e = \varepsilon$ znatno pak utječe na vrijednost usisnog volumena $V_{k\varphi_0}$.

Učinak kompresora s ekscentričnim rotorom računa se uz učestalost okretanja n prema izrazu

$$V_{k\varphi_0} = F_{k\varphi_0}ln. \quad (116)$$

KOMPRESOR

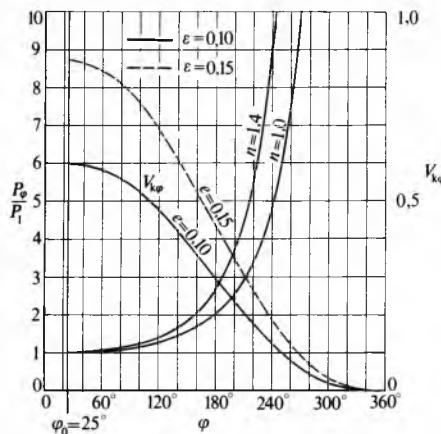
No, i u takvim rotornim kompresorima nastaju volumetrički gubici zbog prestrujavanja iz prostora $V_{k\varphi}$ u prostor V_φ na mjestima A i B (sl. 38), mimo čelnih površina rotora i poklopca cilindra, te zbog zagrijavanja plina tokom usisavanja. I tu treba računati učinak uvezši u obzir ove gubitke. Volumetrički stupanj djelovanja, međutim, manji je nego što je bio u lamelnim kompresorima, a može se također procijeniti prema sl. 36, no svakako je na donjoj granici ispruganog područja, pa i ispod nje. Konačno je učinak kompresora s ekscentričnim rotorom dan izrazom

$$V_\lambda = \lambda F_{k\varphi_0} l n. \quad (117)$$

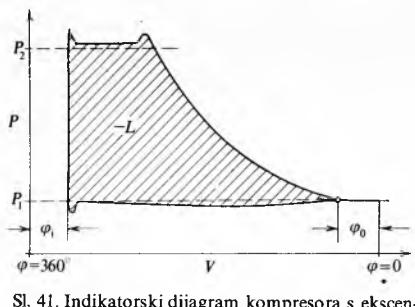
Indikatorski dijagram i snaga. Indikatorski dijagram kompresora s ekscentričnim rotorom prikazan je na sl. 41, a služi za određivanje srednjeg indiciranog pritiska p_i na već opisani način. Nakon određivanja p_i , bit će indicirana snaga

$$N_i = V_{k\varphi_0} p_i. \quad (118)$$

Na analogan način, kao i za stapne kompresore, računa se η_{iz} , η_{ize} , a prema tome i N_e . Treba napomenuti da je u tim kompresorima η_{iz} nizak i iznosi obično između 0,4 i 0,55.



Sl. 40. Kompresijski omjer i radni prostor kompresora s ekscentričnim rotorom kao funkcija kuta zakreta rotora φ



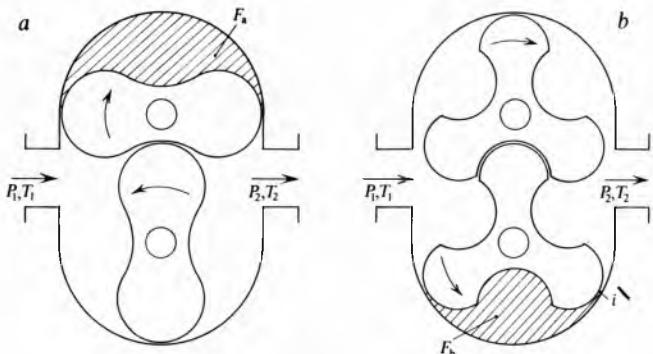
Sl. 41. Indikatorski dijagram kompresora s ekscentričnim rotorom

Dvorotorni kompresori. Puhaljke su dvorotni kompresori predviđeni i građeni za savladavanje malih kompresijskih omjera $P_2/P_1 = 1,5 \dots 1,7$, ali za srednje i velike usisne volumene. Rotori im mogu biti različito oblikovani presjeka, no uvijek tako da u bilo kojem položaju odvajaju prostor pritiska P_2 od usisnog pritiska P_1 . Najčešće su to oblici prikazani na sl. 42a i b. Tako je građena i poznata Rootova puhaljka.

Rotori se zakreću sinhrono jedan prema drugome pomoću para jednakih spregnutih zupčanika uz prijenosni odnos 1. Svaki rotor (sl. 42a) zahvati volumen plina iz usisnog voda $V_a = F_a l$ dva puta za svaki okretaj, pa je usisni volumen pri učestosti okretanja stroja n

$$V_{ua} = 4F_a l n. \quad (119)$$

U puhaljci (sl. 42b) svaki od rotora zahvati volumen plina niskog pritiska $V_b = F_b l$ tri puta za svaki okretaj, pa je ukupni



Sl. 42. Dvorotni kompresor jednakih profila rotora

usisani volumen

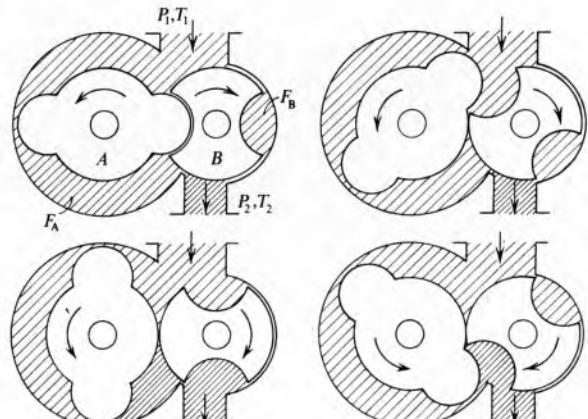
$$V_{ub} = 6F_b l n. \quad (120)$$

Komorice presjeka F_a , odnosno F_b , za vrijeme rotacije ne mijenjaju svoj volumen, pa se u njima zahvaćeni plin niskog pritiska P_1 samo transportira, dok izvodnica i (sl. 42b) rotora ne ostvari spoj s tlačnim prostorom pritiska P_2 i obavi *vanjsko komprimiranje*. Daljim kretanjem rotor istiske plin u tlačni vod. Zbog postojećih raspora između rotora i kućišta znatni su volumetrički gubici zbog prestrujavanja plina višeg pritiska na niži pritisak, pa je stoga volumetrički stupanj djelovanja to niži što je kompresijski omjer viši. Učinak puhaljke računa se prema

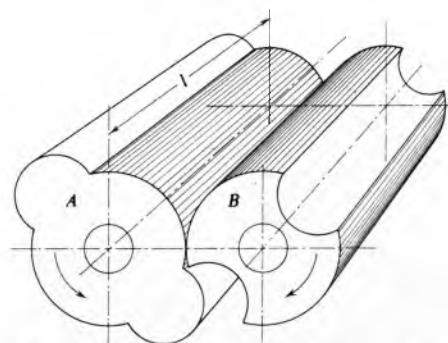
$$V_\lambda = \lambda F l n, \quad (121)$$

gdje je I broj ukupnih zahvata plina u komorici karakterističnog presjeka F za jedan okretaj, a l duljina rotora. Računanje površine presjeka F obično je vrlo zamorno i netočno zbog »korigiranih« profila presjeka rotora, zato se određuje planimetrijom iz nacrtu presjeka stroja.

Izvedu li se rotori različitih oblika presjeka (sl. 43 i 44), plin se može *miješano komprimirati*. Rotor A (sl. 44) naziva



Sl. 43. Dvorotni kompresor nejednakih profila rotora



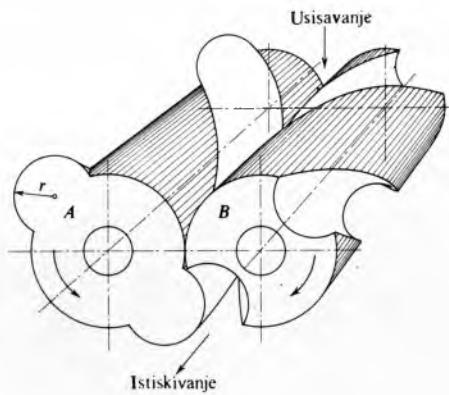
Sl. 44. Rotori dvorotnog kompresora s ravnim izvodnicama

se sada radnim rotorom, a B razvodnim rotorom. Rotor A zahvaća plin u prostoru $F_A = F_{A(\varphi)}$, koji se zakretanjem rotora smanjuje pa se u njemu događa *unutrašnje komprimiranje* plina. Naprotiv, razvodni rotor B zahvaćeni plin u prostoru F_B samo transportira dok se ne ostvari spoj s tlačnim vodom i dogodi *vanjsko komprimiranje* plina. Odatle i naziv miješana kompresija. Nije teško zaključiti da se u tom slučaju računa učinak kao

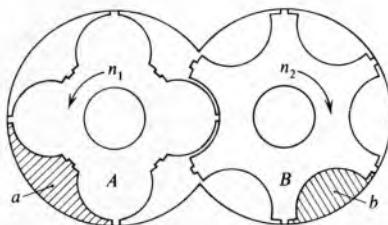
$$V_\lambda = 2\lambda(F_a + F_b)/ln. \quad (122)$$

Radni rotor A i razvodni rotor B ne moraju imati isti broj zubi i žlebova, no tada je potrebno njihovo sinhrono zakretanje osigurati drugim prijenosnim odnosom sprežnih zupčanika na osovinama.

Vijčani kompresori razlikuju se od puhaljki u tome što su im izvodnice rotora uvijene u spiralu (vijak), a rotori imaju nužno različite (komplementarne) profile presjeka. Na sl. 45



Sl. 45. Princip rada vijčanog kompresora.
A radni rotor, B razvodni rotor



Sl. 46. Uobičajeni profili radnog i razvodnog rotora vijčanih kompresora

prikazan je takav par rotora sa 2 zuba i 2 žlebova. U okomitoj ravnini na os vrtnje profil zuba odabire se u osnovi kao polukrug radijusa r . Radni rotor ima najviše 4 zuba, a razvodni obično 6 odgovarajućih žlebova (sl. 46), a oba imaju jednaki vanjski promjer. Zbog različitog broja zuba i žlebova učestalost okretanja radnog rotora n_1 i razvodnog rotora n_2 jest različita i mora se odnositi kao

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{6}{4} = 1,5. \quad (123)$$

Rotori se odvajaju jedan uz drugoga bez međusobnog dodirivanja unutar zuba i žlebova i po obodu s kućištem. To je kretanje osigurano sinhronizacijskim zupčanicima na njihovim osovinama, pa brojevi zuba ovih zupčanika moraju također biti u odnosu $z_2/z_1 = 1,5$. Što se tiče prijenosa snage putem ovih zupčanika, oni moraju biti dimenzionirani za prijenos oko 10% ukupno potrebne snage od osovine radnog rotora na osovinu razvodnog rotora. Razvodni se rotor, naime, pokreće pretežno djelovanjem pritiska komprimiranog plina u njegovim žlebovima. U puhaljkama taj odnos iznosi 50%. Ulazni i izlazni otvori nalaze se na čeonim stranama rotora (na poklopacima kućišta), i to smješteni diagonalno. Ako je usisna strana desno gore (gledano okomito na osi rotora čije su osovine u horizontalnoj ravni), onda je tlačna lijevo gore (sl. 45). Spiralno

formirani žlebovi b rotora B (sl. 46) i oni a između zuba rotora A pune se plinom iz usisnog voda dok se njihove čone strane kreću mimo usisnih otvora na jednom od poklopcu kućišta. Kada ih pređu, tada je usisana masa plina zatvorena u prostoru između čeonog poklopca, kućišta i površine žleiba i zuba rotora. Daljim okretanjem spiralni zubi rotora A ulaze u spiralne žlebove rotora B i smanjuju opisani prostor u kojem se sva zahvaćena masa plina sada komprimira do te dok se na čeonom poklopcu s druge strane kompresora ne otkrije izlazni otvor i komprimirani plin ne istisne u tlačni vod. Jednaki se proces odvija uzastopno kako nailaze parovi zuba-žleib, između svakog zuba i žleiba. Zbog toga je u susjednim prostorima između zuba i žleiba pritisak plina različit i povećava se to više što je promatrani prostor između zuba i žleiba bliže izlaznom otvoru. Iz opisa neposredno proizlazi da je kompresijski omjer P_2/P_1 , ovisan o geometrijskim izmjerama rotora i prema tome nepromjenljiv. Pri dovoljno velikoj učestalosti okretanja n vijčani kompresori ostvaruju praktički neprekinitu jednoliku dobavu komprimiranog plina. Vijčani kompresori postižu kompresijske omjere do $P_2/P_1 = 3$ ako rade bez unutrašnjeg podmazivanja, odnosno do $P_2/P_1 = 8\dots 9$ uz unutrašnje podmazivanje i hlađenje rotora uljem. Uz dvokratno komprimiranje moguće je omjer pritiska do 12. Učinak im je od nekih $0,1$ do $4\text{ m}^3/\text{s}$, a učestalost okretanja od 25 1/s pa sve do 500 1/s . Volumetrički gubici zbog prestrujavanja kroz raspore između rotora i kućišta procentualno su veći u vijčanim kompresorima malih učinaka, a sa povećavanjem učestalosti okretanja rotora u načelu se smanjuju. Zbog toga biraju se to veće učestalosti okretanja rotora što je manji traženi učinak stroja. Te okolnosti traže primjenu amplifikatora (zupčaničkog prijenosa) učestalosti okretanja, od najviše moguće u dvopolnim asinhronim elektromotorima od 50 1/s (uz $f = 50\text{ Hz}$) navise.

Budući da se rotori ni međusobno, niti sa kućištem ne dodiruju, u načelu nije potrebno podmazivanje unutar radnog kompresijskog prostora, zbog čega je moguća dobava čistog komprimiranog plina bez primjesa ulja. To može biti u određenim slučajevima presudno pri izboru takve vrsti kompresora. Međutim, u manjim vijčanim kompresorima, u kojima se ipak želi ostati na učestalosti okretanja koju omogućuje dvopolni asinhroni elektromotor, a pri tom postići i dobar volumetrički stupanj djelovanja, primjenjuje se unutrašnje podmazivanje rotora. Raspori između rotora i kućišta ispunje se viskoznim mazivim uljem i tako se bitno smanji mogućnost propuštanja. U takvom slučaju odustaje se i od primjene sinhronizacijskih zupčanika na osovinama rotora, pa radni rotor dodirnim odvajljivanjem predaje potrebnu energiju razvodnom rotoru. Štaviše, mazivo se ulje uštrcava u kompresijski prostor u većoj količini nego što bi to bilo potrebno za podmazivanje radi hlađenja rotora i plina među njima za vrijeme komprimiranja. Na takav način moguće je jednokratnim komprimiranjem postići kompresijske omjere $P_2/P_1 = 7$, uz veoma povoljan izotermni indicirani stupanj djelovanja η_{izi} .

Vijčani kompresori su strojevi veoma zbijene konstrukcije, usavršenog radnog ciklusa unutrašnjeg komprimiranja plina i vrlo umjerenih volumetričkih gubitaka, pa se njima postižu visoki volumetrički stupnjevi djelovanja.

Odlike vijčanih kompresora su slijedeće: u načelu je nepotrebno podmazivanje unutar kompresijskog prostora i moguća je dobava čistog plina; unutar kućišta nema dijelova koji se međusobno taru, pa nema ni istrošenja, a kompresor zadržava trajno nepromjenjene radne karakteristike; nema radnih ventila i njima uzrokovanih volumetričkih i energetskih gubitaka; malih je dimenzija s obzirom na postizani učinak; sadrži samo rotirajuće simetrične pokretne mase, te je moguće praktički savršeno statičko i dinamičko uravnoteženje masa, a time moguće učestalosti okretanja; pri ugradnji traži malo prostora i temelje male mase; učinak mu je praktički neprekiniti i neovisan o kompresijskom omjeru, a taj je neovisan o učestalosti okretanja i gustoći plina.

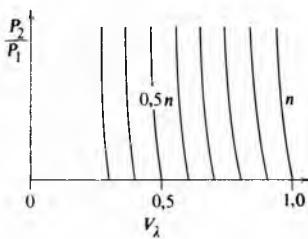
No, vijčani kompresori imaju i svoje slabe strane u koje treba ubrojiti: skupa obradba rotora složenih oblika, koja je moguća samo na posebnim, za tu svrhu građenim strojevima;

ograđen i nepromjenljiv kompresijski omjer P_2/P_1 , koji je bitna manja vrijednost kompresora kada je potrebna regulacija učinka; trošenju (habanju) izloženi sinhronizacijski zupčanici na osovinama i ležajevi, o čijoj točnosti i zračnosti ovisi da li će se rotori početi dodirivati ili ne, i zato je potrebna češća kontrola i zamjena ovih elemenata; teškoće oko hlađenja stroja zbog zbijene konstrukcije i pojave kompresije i zagrijavanja u središtu stroja između rotora (eksponent politrope može biti blizu adiabatskoga) i zato je u kompresorima jednokratnog komprimiranja bez unutrašnjeg podmazivanja i hlađenja uljem kompresijski omjer ograničen na svega $P_2/P_1 = 3$; pri podmazivanju i hlađenju uljem potrebiti su dodatni uređaji za odvajanje ulja iz plina nakon komprimiranja.

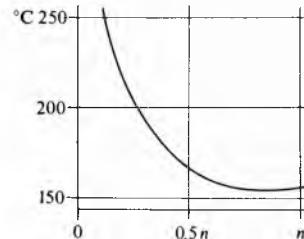
Regulacija učinka rotornih kompresora. Rotorni kompresori spadaju među one koji rade na volumetrički način. Masa plina zahvaćena u radni prostor, nakon komprimiranja mora biti i istisnuta u tlačni vod bez obzira na protutlak u njemu, ili na učestalost okretanja n . Prema do sada rečenome može se za rotorne kompresore općenito pisati izraz za učinak

$$V_\lambda = \lambda V_k n \tau, \quad (124)$$

gdje je λ volumetrički stupanj djelovanja, V_k ukupni radni prostor u koji se sije plin, n učestalost okretanja, a τ vrijeme rada stroja. Odmah se može zaključiti da je učinak proporcionalan s učestalošću okretanja n i vremenom rada τ . Faktor proporcionaliteta je λV_k koji nije konstanta, jer vrijednost λ u rotornim kompresorima opada s povećanjem kompresijskog omjera P_2/P_1 i smanjivanjem učestalosti okretanja n . Dakle, regulacija učinka može se u načelu provoditi ili promjenom nominalne učestalosti okretanja n , ili duljinom vremena rada kompresora τ . Na sl. 47 prikazan je kvalitativno dijagram karakteristike rotornih kompresora za regulaciju promjenom učestalosti okretanja. Problemi oko izbora zagonskog motora ostaju isti kao što je već rečeno za stapne kompresore s oscilirajućim stupom. Međutim, rotorni kompresori, npr. vijčani, mogu se zagoniti i direktno parnom ili plinskom turbinom, koje opet ne dozvoljavaju promjenu učestalosti okretanja u širim granicama, jer im tada opada njihov stupanj djelovanja.



Sl. 47. Kvalitativni dijagram karakteristike regulacije učinka rotornih kompresora promjenom učestalosti okretanja n



Sl. 48. Porast konačne temperature komprimiranja pri regulaciji promjenom učestalosti okretanja rotornih kompresora

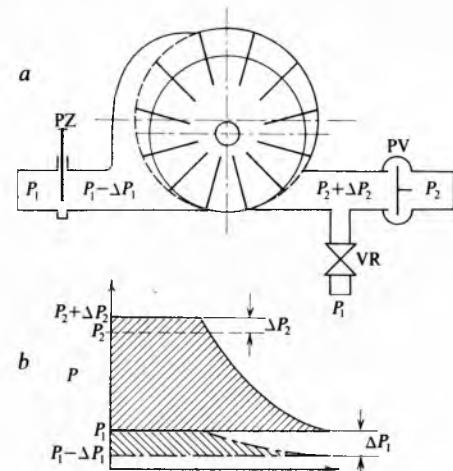
Rotorni kompresori traže često učestalosti okretanja i iznad 50 1/s, pa su potrebni varijatori učestalosti okretanja ukoliko se želi regulirati učinak promjenom učestalosti okretanja. Primjena je takvih varijatora zbog njihove visoke cijene i osjetljivosti u pogonu samo izuzetno opravdana. Postoji još jedna pojava koja pokazuje na to da ni u rotornim kompresorima ne bi trebalo primjenjivati regulaciju promjenom učestalosti okretanja. Naime, smanjivanjem učestalosti okretanja povećavaju se gubici zbog prestavljanja unatrag kroz raspore između rotora i kućišta. Već komprimirani plin povisene temperature prodire natrag u prostor manjeg pritiska i temperature, pa tako u tim prostorima poraste temperatura već prije komprimiranja. Takvom uzastopnom pojmom može konačna temperatura T_2 nakon komprimiranja porasti i iznad dozvoljenih granica (sl. 48). Na sl. 48 prikazan je kvalitativno porast temperature t_2 u °C kao funkcija smanjivanja učestalosti okretanja.

Kao preporučljivi način regulacije učinka rotornih kompresora preostaje *vremenska regulacija* povremenim rasterećivanjem stroja u hodu, ili povremenim zaustavljanjem i pokretanjem

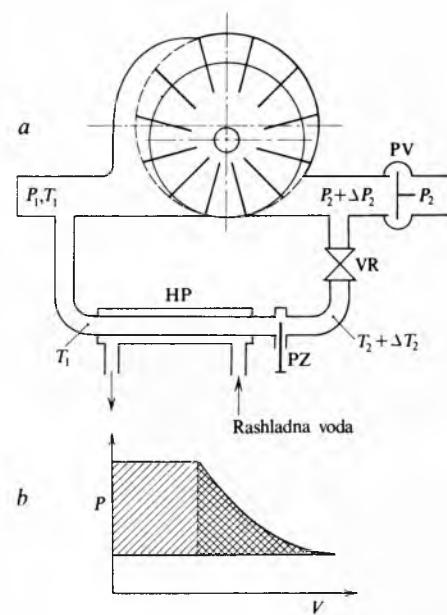
stroja. U rotornim kompresorima koji komprimiraju okolišni atmosferski zrak moguće je rasterećenje postići na način prikazan na sl. 49a. U tlačnom vodu mora postojati povratni ventil PV, što je energetski nepovoljno, jer zbog pada tlaka ΔP_2 prouzrokovano strujanjem kroz takav ventil, kompresoru se povećava radni kompresijski omjer na $\frac{P_2 + \Delta P_2}{P_1}$, a time i potrošak energije potreban za komprimiranje jedinice mase plina. Rasterećuje se tako da se otvoriti ventil VR i tlačna strana kompresora spoji s okolinom, zbog čega se PV automatski zatvori. Dobava u tlačni vod prestaje. Međutim, budući da je u rotornim kompresorima kompresijski omjer ovisan samo o konstrukciji, plin bi se i dalje komprimirao uz puni kompresijski omjer P_2/P_1 , a zatim prigušivo kroz VR opet u okolinu, na pritisak P_1 . Kompresor bi i nadalje trošio punu snagu i ne bi bio energetski rasterećen. Zbog toga, istovremeno s otvaranjem ventila VR prigušuje se ulaz zraka u kompresor zasunom PZ do te mjeri da se opet postigne projektirani kompresijski omjer

$$\frac{P_1}{P_1 - \Delta P_1} = \frac{P_2 + \Delta P_2}{P_1}. \quad (125)$$

Time je postignuto barem to da kompresor u »rasterećenom«

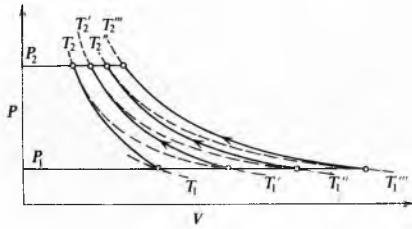


Sl. 49. Regulacija učinka rotornog kompresora prigušivanjem u okolinu



Sl. 50. Regulacija učinka rotornog kompresora prigušivanjem plina u zaobilaznom vodu (by pass)

stanju radi kao vakumska crpka, pri čemu još uvijek troši oko 15...30% snage potrebne u opterećenom stanju (isprugana površina ispod pritiska P_1 na sl. 49b). Potpuno zatvaranje zasuna PZ nije dozvoljeno jer bi se tada pojavile opasne pulzacijske pline na izlazu iz kompresora. Druga se mogućnost rasterećivanja kompresora primjenjuje kada se plin iz bilo kojeg razloga ne smije puštati kroz ventil VR u okolinu. Kompressor se rastereće tako da mu se tlačna strana spoji obilaznim vodom (by pass) na usisnu stranu, pri čemu se osigura na prigušnom zasuštu PZ (sl. 50a) pad tlaka $\Delta P_0 = P_2 + \Delta P_2 - P_1$, i time prestaje dobava u tlačni vod. No, kompressor i nadalje komprimira plin na projektirani kompresijski omjer, koji se zatim prigušuje u njegov vlastiti usisni vod. Kompressor nije rasterećen energetski i troši 20...50% snage potrebne u opterećenom stanju (križno isprugana površina PV-dijagrama na sl. 50b). U obilaznom vodu mora postojati hladionik plina HP hlađen rashladnom vodom, koji ima zadatku da plin temperature $T_2 + \Delta T_2$ nakon komprimiranja ohladi na temperaturu T_1 koja vlada na usisnoj strani kompresora. Ukoliko se plin ne ohladi na temperaturu T_1 , ili ako hladionik uopće nije predviđen, dolazi neminovno nakon kraćeg ili duljeg vremena do snažnog zagrijavanja kompresora iznad dozvoljenih radnih temperatura (sl. 51). Tada teoretski, prigodom svakog



Sl. 51. Mogući porast konačne temperature komprimiranja prigodom regulacije prigušivanjem u zaobilaznom vodu

okretaja stroja, konačna temperatura komprimiranja postaje njegova početna temperatura tokom slijedećeg okretanja $T_2 = T'_1$, $T'_2 = T''_1$ itd. Konačna temperatura T_{2x} naglo raste, a kompressor se pregrijava. Masa plina G_c koju on može usisati u radni prostor V_c sve je manja, prema

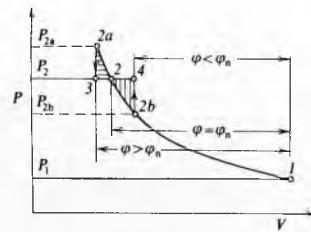
$$G_{cx} = \frac{P_1}{R T_{2x}} V_c \quad (126)$$

Razlika mase

$$\Delta G = G_{c(x-1)} - G_{cx} \quad (127)$$

vraća se natrag u usisni vod s temperaturom T_{2x} , pa se i on pri tom zagrijava. Zaključuje se da je rasterećivanje rotornih kompresora prigušivanjem u optičnom vodu bez hladnjaka HP opasno, a može se primjeniti samo za vrlo kratkotrajna rasterećivanja rotornog kompresora nakon čega slijedi dulji neprekinuti rad kompresora.

Indikatorski dijagram i promjenljivi protutlak. Svim rotornim kompresorima s unutrašnjim komprimiranjem plina, koji nemaju samoradni ventil na izlazu u tlačni vod, a to su lamelni i vijčani kompresori, zajednička je osobina da rade s nepromjenljivim kompresijskim omjerom. To svojstvo postaje višestruko neugodno kada se protutlak mijenja u tlačnom vodu iz bilo kojeg razloga za vrijeme rada kompresora. Ukoliko je protutlak u tlačnom vodu $P_2 < P_{2a}$ (sl. 52), za koji je kompre-



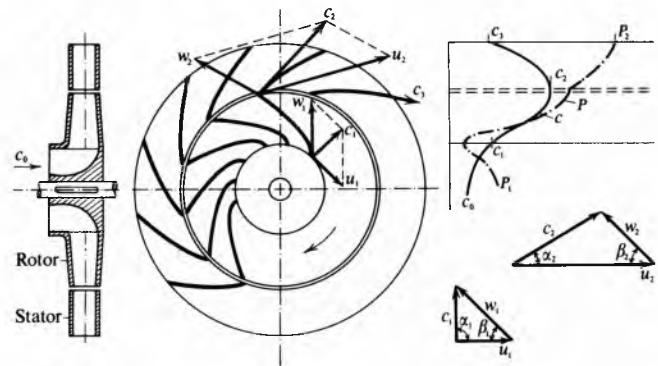
Sl. 52. Prilagodjivanje kompresora čvrstog kompresijskog omjera na protutlak u tlačnom vodu

sor građen, komprimiranje će se odvijati od pritiska P_1 do pritiska P_{2a} , a zatim će uslijediti prigušivanje i istiskivanje plina u tlačni vod u kojem vlada momentalno niži pritisak P_2 . Ukoliko je protutlak u tlačnom vodu $P_2 > P_{2b}$, za koji je kompressor građen, komprimiranje će se odvijati od pritiska P_1 do pritiska P_{2b} , kada će otvaranjem izlaznog kanala plin visokog pritiska P_2 iz tlačnog voda ulazeći natrag u kompresijski prostor kompresora dovršiti komprimiranje na »vanjski način« od $2b$ do 4 . U ova slučaja kompressor troši višak rada koji prikazuju površine $2-2a-3$, odnosno $2-2b-4$ (sl. 52). Očito je da je višak rada to veći što je veća razlika konačnog pritiska komprimiranja i protutlaka u tlačnom vodu. Osim toga, takve pojave uzrokuju neugodne i opasne pulzacije na izlazu iz kompresora, a mogu se prenositi i na tlačni vod, na potrošače komprimiranog plina itd., te ih treba izbjegavati.

TURBOKOMPRESORI

Turbokompresori spadaju uz parne i plinske turbine u strojeve na strujanje. Plin se komprimira na čisto dinamičkom, strujnom principu, pri čemu se koristi silama ubrzavanja i usporavanja u plinskoj struci. Osnovni sklop turbokompresora čini *kolo rotora*, čvrsto nasadeno na osovini s kojom se okreće razmjerno velikom brzinom, i pripadni *stator* koji miruje. Jedno kolo rotora i pripadni stator čine jedan stupanj turbokompresora. Plin strui u kolo rotora paralelno s osovinom stroja nekom brzinom c_0 ili c_m . Skrene li kolo rotora struju plina tako da na njegovom izlazu struja ima okomit, radilan smjer s obzirom na osovinu rotora, tada se govori o *radijalnom turbokompresoru* (sl. 53). Ukoliko i nakon napuštanja kola rotora struja plina nastavi kretanje kroz stator paralelno s osovinom, onda se govori o *aksijalnim turbokompresorima* (sl. 54).

Čestica plina, nailazeći aksijalno brzinom c_0 pri pritisku P_1 i temperaturi T_1 , ulazi u kolo radijalnog kompresora, bude zahvaćena lopaticama kola koje tvore posebno oblikovani kanali, pri čemu poprilično rotirajuće gibanje. Kolo rotora svojim zakretnim momentom predaje energiju česticama struje plina koje su se našle u njegovim kanalima, dovodi ih na više energetsko stanje, na viši pritisak pri većoj brzini. Dakle,

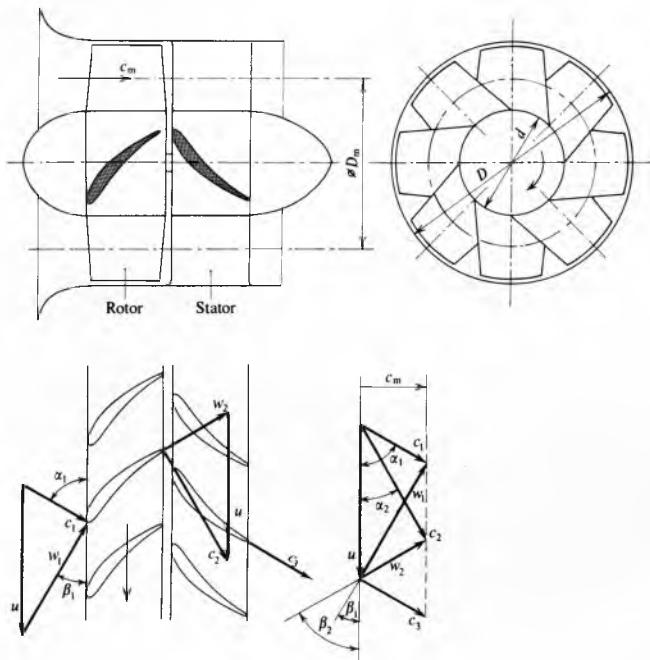


Sl. 53. Strujanje u radijalnom turbokompresoru

prostirjavanjem kroz rotirajuće kanale kola svakoj čestici plina u načelu poraste *potencijalna energija* (pritisaka) i *kinetička energija* (brzine) (dijagram na sl. 53). Nakon izlaza iz rotirajućeg kola struja plina, sada već povišenog pritiska i brzine, ulazi među lopatice kanala u vijencu statora koji obuhvaća kolo rotora, gdje se difuzorskim djelovanjem proširenih kanala brzina struj smanjuje, a pri tom njezina kinetička energija pretvara u potencijalnu, te pritisak plina poraste na konačnu vrijednost P_2 . Komprimirani plin napušta stupanj kompresora opet niskom dozvoljenom brzinom c_3 .

Da bi se opisao tok komprimiranja plinske struje prolazom kroz jedan stupanj aksijalnog kompresora, treba promatrati strujnice na koaksijalnoj valjkastoj površini okolo osovine. Strujnice su geometrijske izvodnice valjka na kojem se odvija strujanje. Ako se plašt takvog valjka razvije u ravninu, dobiva se model ravninskog strujanja kroz mrežu neograničenog broja lopatica (sl. 54). Takav model zanemaruje radikalne kompo-

nente strujanja, što, međutim, nije odlučujuće za spoznavanje načela djelovanja aksijalnih turbokompresora, pa se njime može ipak poslužiti.



Sl. 54. Strujanje u aksijalnom turbokompresoru

Plinska struja, koja nailazi na kolo rotora brvinom c_1 , nakon zahvata lopaticom kola poprini obodnu brinu u_1 . Vektorskim sumiranjem brzina c_1 i u_1 za rotirajuću česticu plina u kolu postaje mjerodavna relativna brzina w_1 kojom se ona između lopatica stvarno kreće. Iz trokuta brzina vidi se da se struja plina prolazom kroz kolo usporava od brzine w_1 na ulazu, na w_2 na izlazu, $w_2 < w_1$. Kinetička se energija dijelom pretvara u potencijalnu energiju, pa je plinu nakon prolaza kroz kolo rotora povišen pritisak. Vektorsko sumiranje brzine w_2 i obodne brzine u_2 daje apsolutnu brzinu plina c_2 na izlazu iz kola rotora. Tokom nadovezanog strujanja kroz kanale statorskih lopatica smanjuje se ulazna brzina c_2 na izlaznu apsolutnu brzinu c_3 , s kojom struja plina napušta stupanj kompresora. Smanjenje brzine c_2 na c_3 opet znači smanjenje kinetičke, a povećanje potencijalne energije plina, tj. porast pritiska na konačni pritisak P_2 .

Teoretske osnove rada kompresora. Za razumijevanje načela djelovanja strojeva na strujanje kao osnova služe tri osnovna stavka hidromehanike: Bernoullijeva jednadžba, jednadžba kontinuiteta i impulsni stavak.

Bernoullijeva jednadžba za kompresibilno strujanje bez gubitaka, za protok mase $G = 1 \text{ kg/s}$, glasi

$$\frac{c^2}{2} + \int_{P_1}^{P_2} \frac{dP}{\rho} + gh = \text{const.}, \quad (128)$$

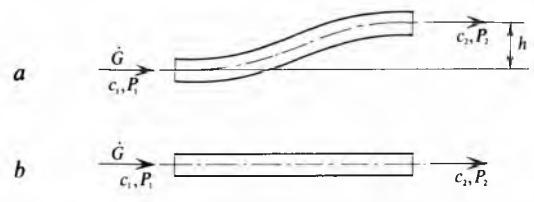
ili za nekompresibilne tekućine, $\rho = \text{const.}$,

$$\frac{c^2}{2} + \frac{P}{\rho} + gh = \text{const.}, \quad (129)$$

gdje je c postignuta brzina struje, P_1 totalni pritisak na početku, a P_2 statički pritisak na kraju promatranja, G izdašnost mase struje i h geodetska razlika u visini. Bernoullijeva je jednadžba zapravo energetska bilansa strujanja u nepokretnom kanalu (sl. 55a). Pri promatranju strujanja kroz turbokompresor član gh jest zanemariv, pa vrijedi sl. 55b.

Jednadžba kontinuiteta je vrlo jednostavan zakon o uzdržanju mase i za G glasi

$$G = V\rho = Fc\rho = \text{const.}, \quad (130)$$



Sl. 55. Uz Bernoullijevu jednadžbu

gdje je ρ gustoća plina, F površina presjeka struje, a c brzina struje. Dakle

$$F_1 c_1 = F_2 c_2 = Fc = \text{const.} \quad (131)$$

Smanjuje li se površina presjeka struje F , mora se povećati brzina c , kako bi njihov produkt ostao konstantan, i obratno, povećava li se površina presjeka strujanja, mora se smanjiti brzina struje.

Impulsni stavak pokazuje na to da je potrebnii zakretni moment (vanjski moment) za održavanje rotacije kola turbokompresora jednak razlici momenta impulsa (veličine gibanja). Pri računanju impulsa treba uzeti samo obodne komponente ulazne i izlazne brzine c_{1u} i c_{2u} , jer se samo one opiru zakretanju kola. Prema sl. 56 moment impulsa protocne mase G na ulazu u kolo i na izlazu iz njega iznosi

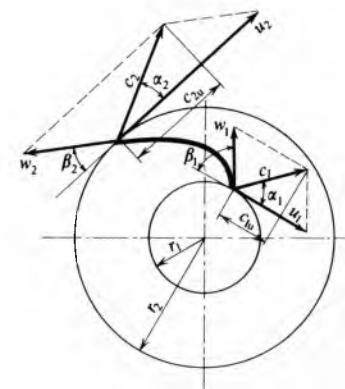
$$M_1 = Gc_{1u}r_1 \quad i \quad M_2 = Gc_{2u}r_2, \quad (132)$$

pa je potrebeni zakretni moment M kola

$$M = M_2 - M_1 = G(r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u}), \quad (133)$$

što vrijedi sasvim općenito, pa i za strujanje s trenjem. Uvede li se u izraz (133) kutna brzina $\omega_1 = \frac{u_1}{r_1}$ i $\omega_2 = \frac{u_2}{r_2}$, piše se

$$M\omega = G(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}). \quad (134)$$



Sl. 56. Trokuti brzina radikalnog kola turbokompresora

Glavne jednadžbe strojeva na strujanje. Idealno kolo. Poznata je činjenica da se mora utrošiti snaga $N = M\omega$ u Nm/s da bi se težina plina Gg u kgm/s^2 digla u jednoj sekundi M m visoko,

$$M\omega = GgH, \quad (135)$$

ili visina dizanja

$$H = \frac{M\omega}{Gg}. \quad (136)$$

Ako se primjeni (136) na kolo turbokompresora, onda se može pisati uz (134)

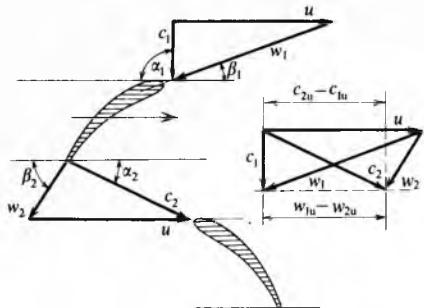
$$H_{\text{teor}} = \frac{1}{g}(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}), \quad (137a)$$

ili uz $c_{1u} = 0$, tj. $\alpha_1 = 90^\circ$ za radikalni ulaz u kolo

$$H_{\text{teor}} = \frac{1}{g}u_2 c_{2u}. \quad (137b)$$

Za aksijalno prostrujavana kola, gdje za jednu strujnicu vrijedi da je $u = u_1 = u_2$, a $c_{2u} - c_{1u} = w_{1u} - w_{2u}$ (sl. 57), proizlazi

$$H_{\text{teor}\infty} = \frac{1}{g} u (w_{1u} - w_{2u}). \quad (138)$$



Sl. 57. Trokuti brzina aksijalnog kola turbokompresora

Jednadžbe (137) i (138) čine tzv. *I glavnu jednadžbu strojeva na strujanje*. One ne vrijede općenito, nego samo za strujanje bez gubitaka i za kola s paralelnim strujnicama (što znači beskonačni broj lopatica) na što upozoruje indeks $\text{teor}\infty$. Iz trokuta brzinâ (sl. 53) pomoću kosinusovog poučka proizlazi

$$u_1 c_{1u} = u_1 c_1 \cos \alpha_1 = \frac{1}{2} (c_1^2 + u_1^2 - w_1^2) \quad \text{i} \quad u_2 c_{2u} = u_2 c_2 \cos \alpha_2 = \frac{1}{2} (c_2^2 + u_2^2 - w_2^2),$$

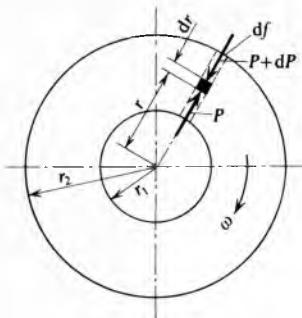
a ako se uvrsti u (137), odnosno (138), dobiva se tzv. *II glavna jednadžba strojeva na strujanje*

$$H_{\text{teor}\infty} = \frac{1}{2g} [(c_2^2 - c_1^2) + (u_2^2 - u_1^2) + (w_1^2 - w_2^2)], \quad (139)$$

ili za aksijalno kolo uz $u_2 = u_1 = u$,

$$H_{\text{teor}\infty} = \frac{1}{2g} [(c_2^2 - c_1^2) + (w_1^2 - w_2^2)]. \quad (140)$$

II glavna jednadžba pokazuje pobliže na kakve pretvorbe energije treba računati. Prvi sumand na desnoj strani jednadžbi (139) i (140) $(c_2^2 - c_1^2)/2$ mjeri je za porast kinetičke energije 1 kg/s plina kada mu se brzina poveća od ulazne c_1 na izlaznu c_2 . Taj će se iznos kinetičke energije tek u difuzorskim kanalima statora pretvoriti u potencijalnu energiju i uzrokovati porast pritiska plina prema Bernoullijevoj jednadžbi.



Sl. 58. Utjecaj centrifugalne sile na porast pritiska u rotoru

Dругi sumand $(u_2^2 - u_1^2)/2$ direktni je porast pritiska zbog djelovanja centrifugalne sile na česticu plina, a može se objasniti prema sl. 58. Neka se zamisli čepić plina duljine dr i gustoće ρ u tankoj cjevici presjeka df na udaljenosti r od središta okretanja. Na donjoj bazi čepića vlada pritisak P , a na gornjoj $P + dP$, tada je centrifugalna sila koja djeluje na čepić

$$dC = df dr \rho r \omega^2 = df dP, \quad (141)$$

a odatle se dobiva integracijom (uz $\rho = \text{const.}$)

$$P_2 - P_1 = \int_{r_1}^{r_2} \rho \omega^2 r dr = \frac{\rho}{2} \omega^2 (r_2^2 - r_1^2), \quad (142)$$

$$\text{ili uz } \omega = \frac{u}{r},$$

$$P_2 - P_1 = \frac{\rho}{2} (u_2^2 - u_1^2), \quad (143)$$

čime je dokazana gornja tvrdnja.

Posljednji član $\frac{w_1^2 - w_2^2}{2}$ prikazuje smanjivanje kinetičke energije struje plina u kolu, koje prema Bernoullijevoj jednadžbi već u njemu pretvara tu veličinu kinetičke energije u potencijalnu energiju pritiska.

Stupanj reakcije kola. Iznos porasta pritiska u kolu, uzrokovan pretvorbom energije $\frac{\rho}{2} [(u_2^2 - u_1^2) + (w_1^2 - w_2^2)]$ u potencijalnu energiju, može se direktno izmjeriti kao statički pritisak u rasporu P_R između kola i statora. Odnos toga pritiska P_R i konačnog pritiska postignutog nakon strujanja kroz stator P_2 naziva se stupnjem reakcije kola, a može se uz $c_{1r} = c_{2r} = c_1$ izvesti u obliku za radikalno kolo

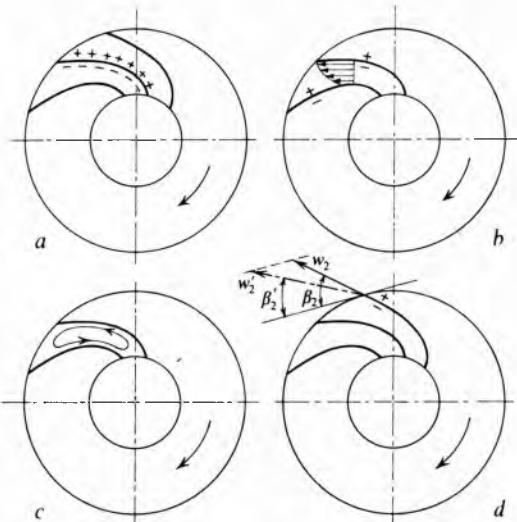
$$\vartheta_r = \frac{P_R}{P_2} = \frac{(u_2^2 - u_1^2) + (w_1^2 - w_2^2)}{2u_2 c_{2u}} = 1 - \frac{c_{2u}}{2u_2}, \quad (144)$$

ili uz $u = u_2 = u_1$ i za aksijalno kolo

$$\vartheta_a = \frac{P_R}{P_2} = \frac{w_{1u} + w_{2u}}{2u}. \quad (145)$$

Stvarno kolo. Do sada se poštovala pretpostavka da je kolo turbokompresora idealno, tj. da se u njemu odvija strujanje bez trenja s paralelnim strujnicama, te da se sva privedena energija kolu iskoristi za komprimiranje plina. Stvarno kolo, međutim, ima konačni broj lopatica i strujnice u njegovim kanalima nisu paralelne. Zatim strujanje plina kroz kanale rotora i statora odvija se uz pojavu unutrašnjeg trenja pa je raspoloživa energija za komprimiranje plina time umanjena. Konačno, plinska struja napušta stvarni stator još uvijek nekom brzinom c_3 (sl. 53), što uzrokuje tzv. izlazni gubitak $c_3^2/2$.

Utjecaj konačnog broja lopatica. Izraz (139) prikazuje teoretsku visinu dizanja pri strujanju plina kroz rotor bez gubitaka, te uz zamišljeni beskonačni broj lopatica, što bi osiguralo paralelno strujanje. Budući da je za okretanje rotora potreban zakretni moment M na osovinu stroja, koja rotira sa učestalošću n , to je prema (135) produkt $M\omega$ ukupna prenesena energija na plin u rotoru. Da bi se ta energija zaista predavala plinu posredstvom lopatica, mora statički pritisak s jedne i druge strane lopatice biti različit (sl. 59a). Prednja strana lopatice



Sl. 59. Uz pojavu otklona mlaza

potiskuje plin pred sobom, pa pritisak na toj strani mora biti veći nego na stražnjoj strani. Kada bi ovi pritisci bili jednaki, za pokretanje rotora ne bi trebalo momenta, i nikakva se energija ne bi mogla predati plinu u rotoru radi komprimiranja. Za relativno strujanje u rotirajućim kanalima vrijedi energetska bilansa

$$\frac{P}{\rho} + \frac{w^2}{2} - \frac{u^2}{2} = \text{const.} \quad (146)$$

(proširena Bernoullijeva jednadžba $\frac{P}{\rho} + \frac{c^2}{2} = \text{const.}$, koja vrijedi u kanalima koji ne rotiraju). Ako se (144) piše za prednju stranu lopatice i za stražnju, susjednu stranu lopatice na istoj udaljenosti od osi rotacije, dobiva se izraz

$$\frac{P_+}{\rho} + \frac{w_+^2}{2} - \frac{u_+^2}{2} = \frac{P_-}{\rho} + \frac{w_-^2}{2} - \frac{u_-^2}{2}, \quad (147)$$

odakle proizlazi da je

$$P_+ - P_- = \rho \frac{w_-^2 - w_+^2}{2}, \quad (148)$$

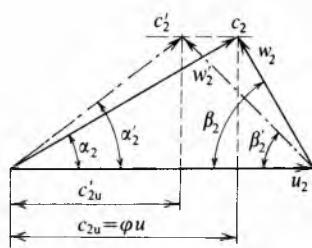
a to nužno znači da je $P_+ > P_-$, uz istodobno $w_- > w_+$, tj. da mjestu višeg pritiska na prednjoj strani lopatice pripada niža vrijednost relativne brzine w (sl. 59b). U zatvorenom prostoru između dviju lopatica te okolnosti uzrokuju relativno strujanje unutar kanala (sl. 59c). Na izlazu iz kola, kada vođenje struje lopaticom prestane, strujnica s prednje strane lopatice skreće prema strujnicama sa stražnje strane lopatice, tj. čestice plina višeg pritiska potiskuju pred sobom čestice plina nižeg pritiska. Dolazi do otklona mlaza, struja plina napušta rotor pod kutom β'_2 koji je manji od izlaznog kuta lopatice β_2 (sl. 59d), pa se zbog toga mijenja izlazni trokut brzina (sl. 60). Budući da se time mijenja obodna komponenta apsolutne izlazne brzine c_{2u} na c'_{2u} , smanjuje se i mogućnost prijenosa energije na plin u kolu (137b). Za kolo s konačnim brojem lopatica sada vrijedi

$$H_{\text{teor}\infty} = \frac{1}{g} u_2 c'_{2u}. \quad (149)$$

Odatle se zaključuje da je uz konačni broj lopatica u istom kolu moguće postići manji kompresijski omjer nego u idealnom kolu pri istim okolnostima. Omjer $H_{\text{teor}}/H_{\text{teor}\infty}$ istraživali su mnogi autori, no tu se navodi prema Ecku da je

$$\epsilon = \frac{H_{\text{teor}}}{H_{\text{teor}\infty}} = \frac{c'_{2u}}{c_{2u}} = \frac{1}{1 + \frac{\pi}{2} \frac{\sin \beta_2}{z(1 - r_1/r_2)}}, \quad (150)$$

gdje je β_2 izlazni kut lopatice, z broj lopatica kola, a r_1 i r_2 su radijus ulaznog i izlaznog brida lopatice. Najčešće se upotrebljavaju unazad povinute lopatice kojima je kut $\beta_2 = 40^\circ \dots 60^\circ$, kada se može uzeti da je vrijednost $\epsilon \sim 0,85$.



Sl. 60. Promjene na izlaznom trokutu brzinā zbog otklona mlaza

Utjecaji konačnog broja lopatica, unutrašnjeg trenja i izlaznog gubitka prikazani su na sl. 61 u HV -dijagramu. Za neki projektirani nominalni učinak V_n prikazana je visina dizanja $H_{\text{teor}\infty}$ točkom 1. Uvezši u obzir otklon mlaza, rotoru se može predati samo energija određena sa H_{teor} , točka 2. Ako se odbije od toga i energija koja se troši na savladavanje gubitaka trenja

u kolu, gubitaka trenja i vrtloženja u rasporu i trenja u statoru te u ev. prekretnom kanalu, a zatim i izlazni gubitak $c^2/2$, dobiva se točka 3 koja određuje efektivnu visinu dizanja H_e , dakle ona energija koja je preostala raspoloživa za komprimiranje plina. Na temelju toga stupanj iskoristivosti energije jest omjer

$$\eta = \frac{H_e}{H_{\text{teor}}}. \quad (151)$$

Nadalje, prema sl. 60, vidi se da je c_{2u} uvijek moguće izravziti kao dio u_2 , pa se piše $c_{2u} = \varphi u_2$. φ ovisi samo o kutovima β_2 i α_2 , dakle o konstrukciji lopatice, pa je za jedno izvedeno kolo konstantna vrijednost

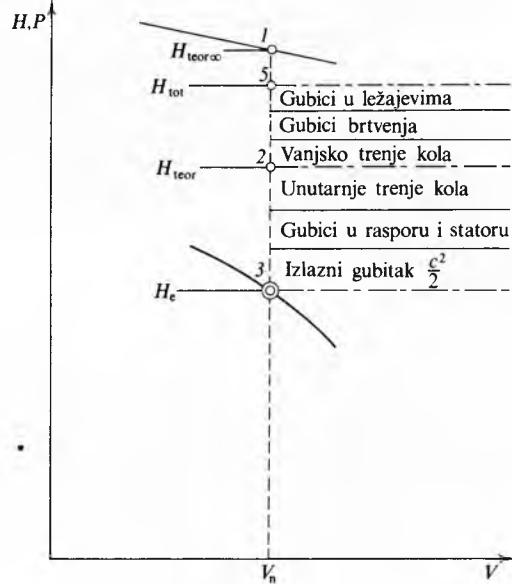
$$\varphi = \frac{\tan \beta_2}{\tan \alpha_2 + \tan \beta_2}. \quad (152)$$

Konačno se piše izraz za iznos energije koji se efektivno troši na komprimiranje plina uz (150), (151), (152) i uz (137)

$$H_e = \eta H_{\text{teor}} = \varepsilon \eta H_{\text{teor}\infty} = \frac{1}{g} \varepsilon \eta u_2 c_{2u} = \frac{1}{g} \varepsilon \eta \varphi u_2^2 = \frac{1}{g} \mu u_2^2. \quad (153)$$

Pri tom produkt $\varepsilon \eta \varphi$ zove se faktor visine pritiska μ .

Na osovinu turbokompresora treba privoditi energiju H_{tot} koja mora biti dovoljna da namiri onaj iznos energije koji se može predati kolu rotora H_{teor} , a zatim i iznos za pokrivanje vanjskih gubitaka stroja. U te vanjske gubitke spadaju gubici uzrokovani trenjem na vanjskim površinama diska kola, zatim gubici u labirintnim brtvenicama na osovini, te gubici trenja u glavnim ležajevima. Nanesu li se iznosi ovih vanjskih gubitaka iznad H_{teor} , dobiva se točka 5, H_{tot} u HV -dijagramu (sl. 61).



Sl. 61. Visine dizanja i gubici

Efektivni stupanj djelovanja turbokompresora tada je odnos one energije koja zaista služi isključivo za komprimiranje plina H_e i energije koja se mora utrošiti na spojci turbokompresora H_{tot} , dakle

$$\eta_e = \frac{H_e}{H_{\text{tot}}}. \quad (154)$$

Energetska bilansa turbokompresora i kompresijski omjer. Da bi se pokazalo o čemu stvarno ovisi porast pritiska, odnosno kompresijski omjer u jednom stupnju turbokompresora, piše se energetska ravnotežna jednadžba (sl. 62). U (153) vidi se da je energija koja se može predati kolu isključivo radi komprimiranja plina (mase G u kg/s): $E_e = Gg H_e$ u Nm/s.

S druge strane, zbog statičkog pritiska P_1 i brzine c_u koju plin ima na ulazu, u kompresor se unosi energija $E_u = \dot{G} \left(\frac{P_1}{\rho_1} + \frac{c_u^2}{2} \right)$.

Nakon komprimiranja plin napušta kompresor iznoseći na izlazu energiju $E_i = \dot{G} \left(\frac{P_2}{\rho_2} + \frac{c_i^2}{2} \right)$. Bilansa se piše za $\dot{G} = 1 \text{ kg/s}$

i kompresibilno strujanje, dakle uz $\rho = f(P, T)$. Pri rast potencijalne energije plina postiže se na račun energije privredne kompresoru u tu svrhu, umanjene za namirivanje razlike kinetičke energije plina na izlazu (c_i) i ulazu (c_u) u kompresor, dakle

$$\int_{P_1}^{P_2} \frac{dP}{\rho} = g H_e - \frac{c_i^2 - c_u^2}{2}. \quad (155)$$

Budući da je $1/\rho = v \text{ m}^3/\text{kg}$, a $\int v dP = -L_k$ prema (16), piše se uz (20) i (153)

$$\begin{aligned} -L_{k\text{pol}} &= \int_{P_1}^{P_2} v dP = \frac{n}{n-1} R T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \\ &= \mu u_2^2 - \frac{c_i^2 - c_u^2}{2} \text{ Nm/s.} \end{aligned} \quad (156)$$

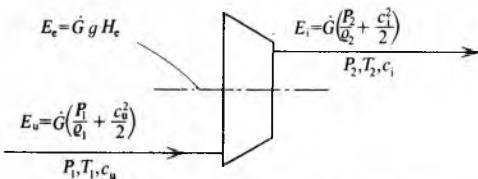
Ako se izračuna individualna plinska konstanta R u $\text{Nm kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ iz opće plinske konstante $8314 \text{ Nmmol}^{-1} \text{K}^{-1}$, dijeleći je sa molekularnom težinom plina $m \text{ kg/mol}$, dakle $R = 8314/m$, te uz pretpostavku da je $c_i = c_u$, što se konstrukcijskim mjerama na stvarnom kompresoru može i ostvariti, potrebna snaga u W za masu \dot{G} u kg/s iznosi

$$\begin{aligned} -N_{k\text{pol}} &= \dot{G} \frac{n}{n-1} \frac{8314}{m} T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \\ &= \dot{G} g H_e = G \mu u_2^2 \end{aligned} \quad (157)$$

kao jednoznačna veza između trošene snage i efektivne visine dizanja. Iz (157) proizlazi efektivni postizivi kompresijski omjer za turbokompresor uz $\dot{G} = 1 \text{ kg/s}$

$$\left(\frac{P_2}{P_1} \right)_e = \left(1 + \frac{n-1}{n} \frac{m}{8314 T_1} \mu u_2^2 \right)^{\frac{n}{n-1}}. \quad (158)$$

Ovo je izvanredno pregledan izraz koji pokazuje da je uz $n = \text{const.}$, dakle $u_2 = \text{const.}$, postizivi kompresijski omjer to veći što je veća molekularna težina plina m i što je veći faktor visine pritiska μ koji uzima sve okolnosti strujanja u stvarnom kompresoru. Naravno, taj izraz pokazuje i to da kompresijski omjer raste s kvadratom obodne brzine u_2 ako poraste učestalost okretanja n .



Sl. 62. Uz energetsku bilansu turbokompresora

Kroz rotor i stator turbokompresora protjeće u sekundi velika masa plina, a mogućnosti za odvođenje topline prigodom komprimiranja u pojedinom stupnju praktički su izuzetno male, zato će se komprimiranje u jednom stupnju turbokompresora odvijati praktički adijabatski, dakle uz $n = \kappa$. Na sl. 63 prikazan je tok $(P_2/P_1)_e$ za neke karakteristične plinove i pare s različitim eksponentom κ i različitim molekularnim težinama m . Razmatrao se helij He, zrak, amonijak NH₃, difluordiklorometan CF₂Cl₂ i trifluortrikloretan C₂F₃Cl₃. Posljednja tri su važna rashladna sredstva. U dijagramu na sl. 63 prikazana su i tri primjera iz tablice 2, u kojima je uz isti $u_2 = 200 \text{ m/s}$, isti

Tablica 2
POSTIZIVI KOMPRESIJSKI OMJER U JEDNOM STUPNUJU RADIJALNOG TURBOKOMPRESORA ZA RAZLIČITE RADNE TVARI, UZ $u_2 = 200 \text{ m/s}$, $\mu = 0,6$ I $T_1 = 293 \text{ K}$

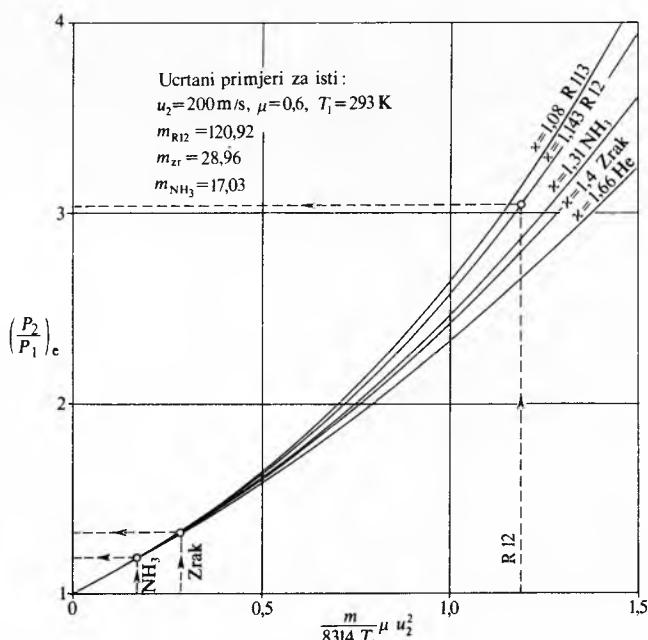
Simbol	m	κ	$\frac{m}{8314 T_1} \mu u_2^2$	$\left(\frac{P_2}{P_1} \right)_e$
He	4,002	1,66	0,039	1,040
NH ₃	17,03	1,31	0,168	1,179
Uzduh	28,964	1,4	0,285	1,316
CF ₂ Cl ₂	120,92	1,143	1,191	3,035
C ₂ F ₃ Cl ₃	187,39	1,08	1,846	5,643

$\mu = 0,6$ i istu početnu temperaturu $T_1 = 293 \text{ K}$ prikazan postizivi kompresijski omjer. Uz te uvjete pri komprimiranju CF₂Cl₂ postiže se kompresijski omjer $(P_2/P_1)_e = 3,035$, pri komprimiranju zraka postiže se $(P_2/P_1)_e = 1,316$, a s amonijakom samo $(P_2/P_1)_e = 1,179$. Ovisnost je o molekularnoj težini plina očita. To je i odgovor zašto se u tehniči hlađenja rado upotrebljavaju turbokompresori ako je u pitanju komprimiranje CF₂Cl₂, ili osobito C₂F₃Cl₃, tvari velike molekulare težine, dok se za amonijak NH₃ kao radnu tvar ne upotrebljavaju. Dok je za komprimiranje CF₂Cl₂ i C₂F₃Cl₃ potreban jedan do dva stupnja komprimiranja uzastopno, za komprimiranje NH₃ potrebno je desetak njih da bi se postigao traženi kompresijski omjer.

Višekratno komprimiranje i učestalost okretanja. Ako se želi postići što veći porast pritiska u jednom paru rotora i statora (jednom stupnju komprimiranja) pri određenom plinu, treba prema (158) birati što veću obodnu brzinu kola u_2 , jer kompresijski omjer $(P_2/P_1)_e$ raste proporcionalno s njezinim kvadratom. No pri tom postoje ograničenja uvjetovana čvrstocom materijala kola, na koje djeluju vrlo velike centrifugalne sile, i potrebom da na kritičnim mjestima strujanja Machova značajka strujanja Ma nigdje ne premaši vrijednost $0,8 \dots 0,85$, jer bi zbog više vrijednosti naglo porastao gubitak strujanja. Obodne brzine u_2 kreću se u normalnim uvjetima između 200 i 300 m/s, a izuzetno mogu biti i veće. Za Machovu značajku strujanja kao odnos

$$Ma = \frac{w}{w_z}, \quad (159)$$

gdje je w vrijednost relativne brzine, a $w_z = \sqrt{\kappa g R T_1}$ brzina zvuka, može se izvesti izraz za računanje Machove značajke strujanja za stanje na ulazu u rotor



Sl. 63. Postizivi kompresijski omjeri ovisni o molekularnoj težini plina i učestalosti okretanja

$$Ma_1 = 0,815 \sqrt{\frac{1}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]}, \quad (160)$$

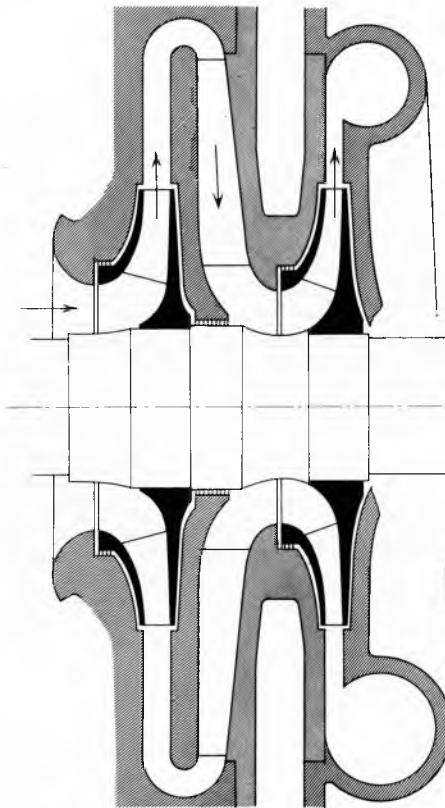
odnosno na izlazu iz rotora

$$Ma_2 = 0,92 \sqrt{\frac{\frac{1}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]}{1 + \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]}}. \quad (161)$$

Ukoliko Machova značajka strujanja ili obodna brzina u_2 za traženi porast pritiska prema (158) premaši dozvoljene vrijednosti, mora se prijeći na višekratno komprimiranje uzastopno u više parova rotora i statora, tada je prema izrazu

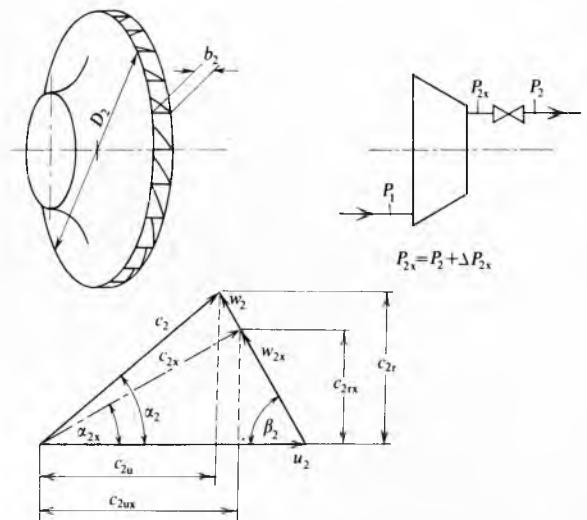
$$\left(\frac{P_2}{P_1} \right)_e = \left(1 + \frac{n-1}{n} \frac{m}{8314 T_1} \mu u_2^2 x \right)^{\frac{n}{n-1}}, \quad (162)$$

izведенom iz (158), x broj uzastopnih jednakih stupnjeva, naravno, cijeli broj veći od 1. Sl. 64 prikazuje presjek kroz jedan radikalni turbokompresor dvokratnog komprimiranja.



Sl. 64. Presjek radikalnog turbokompresora dvokratnog komprimiranja

Radna karakteristika turbokompresora. *Radikalni kompresor.* Izmjere se turbokompresora prigodom projektiranja određuju za nominalni učinak V_n , nominalnu visinu dizanja H_n i odabranu nominalnu učestalost okretanja n . Kompressor će u kasnijem radu pri postignutim nominalnim uvjetima rada raditi s najboljim stupnjem djelovanja. Ako se promijeni jedna od ovih veličina, mijenjaju se i ostale dvije. Upravo te vezane odnose prikazuju grafički radne karakteristike kompresora. Turbokompresori rade s visokim učestalostima okretanja, koje je vrlo složeno i skupo mijenjati za vrijeme rada. Ako se promatraju ponajprije odnosi između H i V uz $n = \text{const}$, tada je i obodna brzina $u_2 = \text{const}$. Smanjuje li se protok kroz kompresor, npr. prigušivanjem na tlačnom vodu (sl. 65), kompresoru se povećava kompresijski omjer na P_{2x}/P_1 . Tada se prema (137) mora c_{2u} povećati na c_{2ux} , što uzrokuje promjenu na izlaznom trokutu brzinā.



Sl. 65. Promjene na izlaznom trokutu brzinā uzrokovane prigušivanjem u tlačnom vodu uz $n = \text{const}$

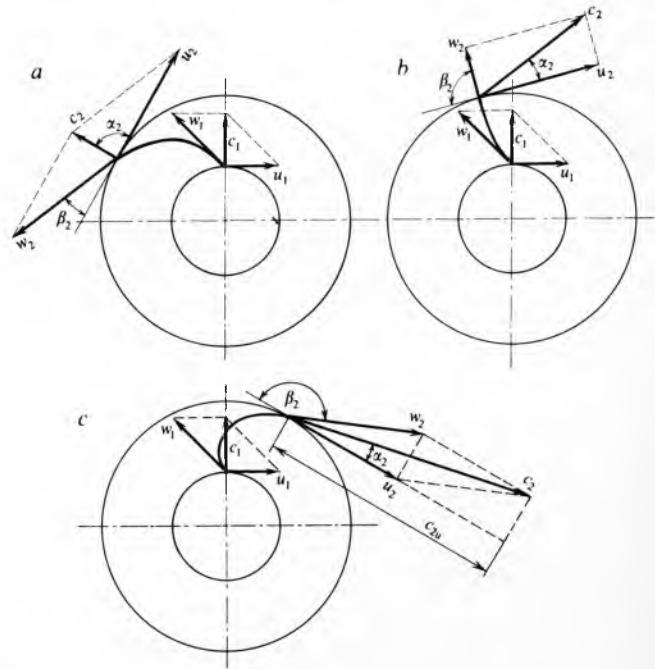
lopatici i kao takav nepromjenljiv, mora se uz povećanje c_{2u} promijeniti kut apsolutne brzine c_2 od α_2 na α_{2x} . Relativna brzina zadržava smjer, ali se smanjuje na w_{2x} , dok apsolutna izlazna brzina mijenja i smjer na α_{2x} i veličinu na c_{2x} . Visina se izlaznog trokuta brzinā smanjila, a upravo ona je mjeru za protok plina kroz kompresor. Naime, c_{2r} odnosno sada c_{2rx} je radikalna komponenta apsolutne izlazne brzine, dakle stvarna brzina kojom plin struji radikalno iz kola kroz obodni izlazni presjek $D_2 \pi b_2$. D_2 je vanjski promjer kola, a b_2 širina kanala na izlazu (obodu) kola (sl. 65). Budući da je prema jednadžbi kontinuiteta momentalni protočni volumen kroz obodni presjek kola $V_x = D_2 \pi b_2 c_{2rx}$, proizlazi

$$c_{2rx} = \frac{V_x}{D_2 \pi b_2}, \quad (163)$$

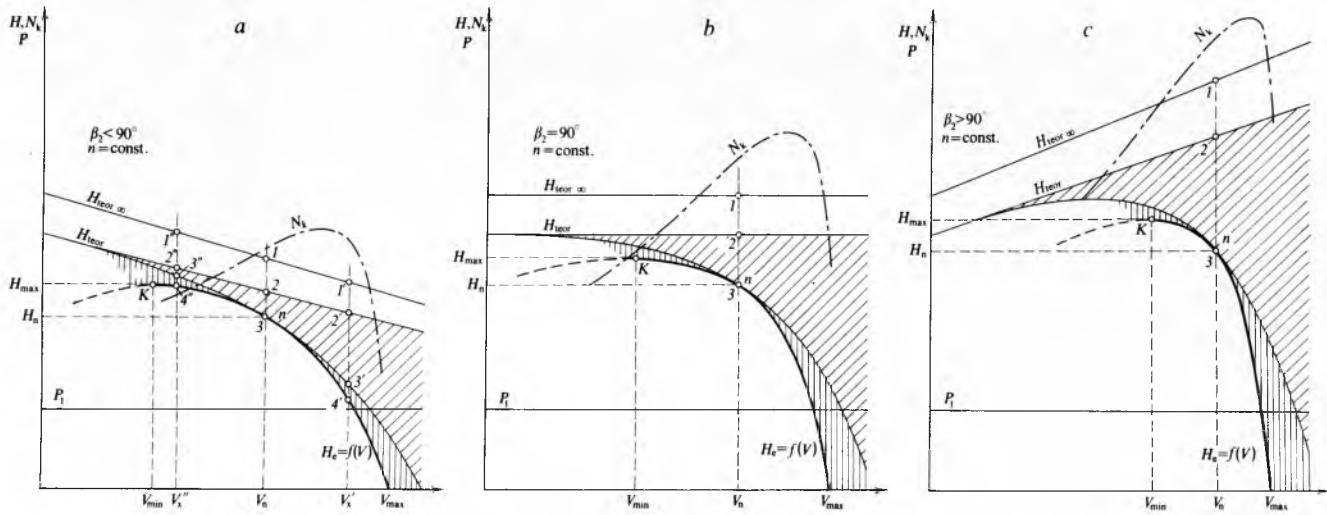
a iz trokuta brzinā (sl. 65) dobiva se

$$c_{2ux} = u_2 - c_{2rx} / \tan \beta_2, \quad (164)$$

što uvrštenjem u (137b) daje vezu između protoka V_x i teoretske visine dizanja H_{teor} , pa je ona teoretska karakteristika



Sl. 66. Karakteristični oblici lopatice radikalnog kompresora i pripadni trokuti brzinā

Sl. 67. Radne karakteristike radijalnih turbokompresora različitih izlaznih kutova lopatica rotora β_2

rada turbokompresora bez gubitaka i uz paralelno strujanje

$$H_{\text{teor}\infty} = \frac{1}{g} u_2 c_{2u_x} = \frac{u_2}{g} \left(u_2 - \frac{V_x}{D_2 \pi b_2 \tan \beta_2} \right). \quad (165)$$

Jednadžba (165) pokazuje da je uz $n = \text{const.}$, dakle uz $u_2 = \text{const.}$, za izvedeno kolo zavisnost $H_{\text{teor}\infty}$ od V_x uvjetovana još i izborom izlaznog kuta lopatice β_2 . Prigodom projektiranja kola moguće je izborom kuta β_2 ostvariti tri karakteristična oblika lopatice. To su *unazad povinute lopatice* ako je kut $\beta_2 < 90^\circ$, *radijalne lopatice* za $\beta_2 = 90^\circ$ i *unaprijed povinute lopatice* kada je $\beta_2 > 90^\circ$. Oblici ovih lopatica, sa pridanim karakterističnim ulaznim i izlaznim trokutima brzinā, prikazani su na sl. 66. Korisno je odmah uočiti izrazite razlike u izlaznim trokutima brzinā. U unazad povinutim lopaticama (slučaj a), $\beta_2 < 90^\circ$, apsolutna izlazna brzina c_2 jest malena i po smjeru radikalna (tako odabранo da je c_{2r} u svim trima slučajevima jednak). U radijalnim lopaticama (slučaj b) c_2 je veći, a kut α_2 manji, dok u unaprijed povinutim lopaticama (slučaj c) imamo vrlo veliku apsolutnu brzinu c_2 kojom plin pod vrlo malim kutom α_2 napušta kolo. U slučaju a je nakon rotora preostalo malo kinetičke energije za pretvorbu u potencijalnu energiju u statoru, pa takvo kolo ima prema (144)

(zbog $c_{2u} < u_2$) visok stupanj reakcije $\vartheta_A = 1 - \frac{c_{2u}}{2u_2}$. Za radijalne lopatice, slučaj b, stupanj reakcije je manji ($c_{2u} = u_2$) i iznosi $\vartheta_B = 1 - \frac{u_2}{2u_2} = 0,5$. U slučaju c stupanj reakcije (zbog $c_{2u} > u_2$) jest vrlo malen $\vartheta_C = 1 - \frac{c_{2u}}{2u_2}$, a može uz $c_{2u} = 2u_2$

(sl. 66c) postati i jednak nuli, kada se govori o čistom akcionom kolu. Tada se svakolika energija predana plinu u rotoru iznosi iz rotora kao kinetička energija, pa se ona tek u statoru pretvara u potencijalnu energiju pritiska. Na izlazu iz kola, u rasporu, vlada isti statički pritisak kao na ulazu u kolo; u kolu tada nema porasta pritiska.

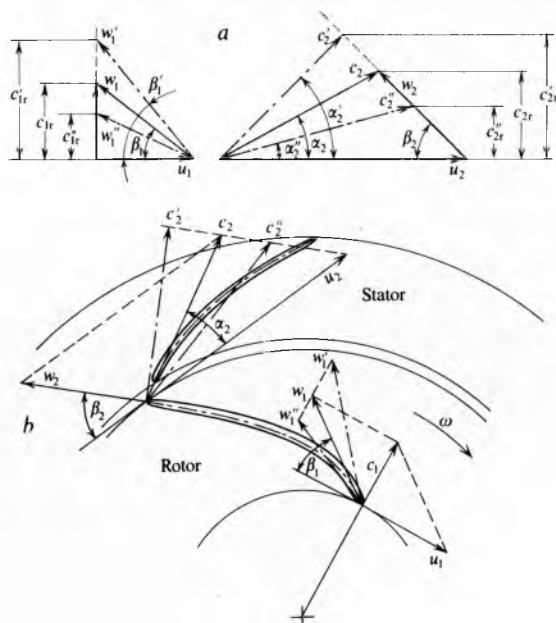
Promatranjem izlaznih trokuta brzinā može se zaključiti još nešto. Iznos energije koji se unutar kola trenjem pretvara u toplinu, te kao takav više ne može služiti za komprimiranje plina, proporcionalan je sa w^2 , dakle kvadratu relativne brzine strujanja kroz kanale kola. Isto tako je iznos energije za savladavanje vrtloženja i trenja u rasporu, statorskim i prekretnim kanalima proporcionalan sa c_2^2 , dakle kvadratu apsolutne izlazne brzine. Odatle proizlazi da će ono kolo u kojem se javljaju najveće relativne i apsolutne brzine trošiti najviše energije za savladavanje unutrašnjeg trenja, a time će biti prema iskoristenju privredne energije kolu najlošije. Tako je u kolu na sl. 66c i zbog toga se ono malo upotrebljava. Kao normalne izvedbe kola turbokompresora smatraju se one s kutom β_2 između 40° i 60° , dok se za posebne slučajeve grade i kola sa $\beta_2 = 90^\circ$.

Prema jednadžbi (165), koja se može pisati i u obliku

$$H_{\text{teor}\infty} = \frac{u_2^2}{g} \left(1 - \frac{V_x}{u_2 \pi D_2 b_2 \tan \beta_2} \right), \quad (166)$$

mogu se nacrtati ove karakteristike u HV -dijagramima. Za kut $\beta_2 < 90^\circ$ je $\tan \beta_2 > 0$, pa se $H_{\text{teor}\infty}$ linearno smanjuje s porastom protoka V_x . Za $V_x = 0$ (kada nema protoka kroz kompresor) $H_{\text{teor}\infty} = \frac{u_2^2}{g}$ (sl. 67a). Za kut $\beta_2 = 90^\circ$ je $\tan \beta_2 = +\infty$, drugi sumand u izrazu (166) iščezava, pa je $H_{\text{teor}\infty}$ neovisan o porastu V_x , dakle $H_{\text{teor}\infty} = \frac{u_2^2}{g} = \text{const.}$ (sl. 67b). Konačno za kut $\beta_2 > 90^\circ$ je $\tan \beta_2 < 0$, mijenja se predznak unutar zagrade izraza (166) na plus, pa $H_{\text{teor}\infty}$ linearno raste s porastom protoka V_x (sl. 67c).

Konačni je cilj da se nađe *stvarna efektivna visina dizanja* kao funkcija promjene volumena, $H_e = f(V_x)$, koja će biti *radna karakteristika turbokompresora*. Za projektirani nominalni protok V_n , za koji se gradi kompresor, postupa se na već opisani način (sl. 61). Zbog otklona mlaza može se rotoru predati samo energija H_{teor} (točka 2, sl. 67). Odbiju li se još unutrašnji



Sl. 68. Promjene na trokutima brzinā, a u radu turbokompresora izvan nominalne radne točke, b u radu izvan nominalne radne točke i netangencijalno nastrujavanje lopatica rotora i statora

KOMPRESOR

gubici i izlazni gubitak, dobiva se točka 3, koja za V_n već određuje i H_e . Točka 3 je tada tzv. nominalna radna točka n stvarnog kompresora. Međutim, za svaki drugi protok $V_x \leq V_n$ javljaju se još dodatni sudarni gubici koji nadalje umanjuju preostalu rasploživu energiju za komprimiranje plina. Oni nastaju zbog netangencijalnog strujanja na lopaticu na ulazu u kolo i na ulazu u stator (sl. 68). Samo u radu u nominalnoj radnoj točki n (3), za koju su i projektirani trokuti brzina i kutevi na lopaticama, struja plina ulazi tangencijalno u rotor i stator. Smjer vektora brzine w_1 jest tangenta na lopaticu na ulazu u rotor, a brzine c_2 na lopaticu na ulazu u stator. Promjena protoka kroz kompresor iz bilo kojeg razloga uzrokuje prema izrazu (163) promjenu radikalne komponente brzine c_{1r} i c_{2r} , pa na ulaznom i izlaznom trokutu brzina nastaju takve promjene u smjeru strujanja koje dovode do netangencijalnog ulaza u rotor i stator. Zbog toga na tim mjestima dolazi do sudarnih vrtložnih gubitaka (sl. 68). Odbiju li se i ovi gubici, npr. $3' - 4'$ i $3'' - 4''$ na sl. 67, dobivaju se i za protoke $V_x \neq V_n$ točke stvarne radne karakteristike $H_e = f(V_x)$. Prema rečenome proizlazi da će turbokompressor raditi s najboljim stupnjem iskorištenja energije η prema (151) u nominalnoj radnoj točki n uz V_n i H_n , za koju je i projektiran.

Dobivene karakteristike imaju maksimume (točke K na sl. 67). Desna strana karakteristike za $V_x > V_{\min}$ jest njezin radni ili stabilni dio na kojem se svaka točka može i ostvariti u radu kompresora. Lijevi je dio karakteristike za $V_x < V_{\min}$ praktički neostvarivi, nestabilni dio. Vidi se nadalje da je tok stabilnog dijela radne karakteristike u biti ovisan o izboru kuta β_2 , tj. izgledu lopatice rotora. Vidi se da je s unaprijed povinutim lopaticama, $\beta_2 > 90^\circ$, moguće postići u jednom stupnju najveće kompresijske omjere $P_{2\max}/P_1$, no uz najmanji stupanj iskorištenja utrošene energije $\eta = H_e/H_{\text{teor}}$. S druge strane, na najšire stabilno područje promjene učinka ($V_{\max} - V_{\min}$) nailazi se u primjeni unazad povinutih lopatica, $\beta_2 < 90^\circ$, uz povoljan stupanj iskorištenja privedene energije η , dok je ovo područje u lopaticama sa $\beta_2 > 90^\circ$ posebno usko. Nadalje, dok je za $\beta_2 < 90^\circ$ tok stabilnog dijela radne karakteristike blago padači s porastom protoka, u lopaticama sa $\beta_2 = 90^\circ$ nailazi se na područje, odmah desno od V_{\min} , u kojem se H_e vrlo malo mijenja s porastom V_x , a zatim naglijie opada. Kolo s unaprijed povinutim lopaticama, $\beta_2 > 90^\circ$, ima vrlo strmu radnu karakteristiku, pa će s porastom V_x u takvim kolima naglo opadati postizivni pritisak.

Spoznavši sve ovo, mogu se navesti glavni kriteriji za izbor izgleda lopatica kola u ovisnosti o njihovoj primjeni:

Kolo a, $\beta_2 < 90^\circ$, odabrat će se u svim slučajevima kada se tokom rada kompresora očekuju znatnije promjene u protoku, a da se pri tom postizivi pritisak P_2 samo malo mijenja, uz dobar stupanj iskoristivosti energije. Najčešće kut β_2 iznosi 40° do 60°.

Kolo b, $\beta_2 = 90^\circ$, odabrat će se onda kada je u određenom području promjene protoka potreban praktički nepromjenljiv kompresijski omjer P_2/P_1 .

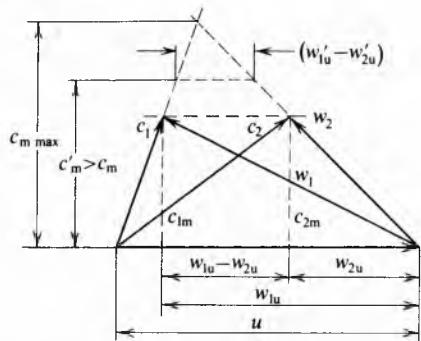
Kolo c, $\beta_2 > 90^\circ$, odabire se kada se želi postići što veći kompresijski omjer u jednom stupnju kompresora, bez obzira na loš stupanj pretvorbe i iskorištenja energije η . Pri tome ne smiju smetati ni nagle promjene kompresijskog omjera pri promjeni protoka.

Aksijalni kompresor. Izrazom (138) prikazan je $H_{\text{teor}} \infty$ za aksijalni kompresor kao funkcija $(w_{1u} - w_{2u})$, pa se promatranjem trokuta brzina aksijalnog kompresora (sl. 69), uz promjenljivi protok, tj. promjenljivu aksijalnu komponentu apsolutnih brzina $c_{1m} = c_{2m} = c_{mx}$, može doći do funkcionalne veze $H_{\text{teor}} \infty = f(V_x)$. Pri tome je protok dan izrazom

$$V_x = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \cdot c_{mx}, \quad (167)$$

gdje je D vanjski promjer kola, a d promjer glavine kola. Povećavanjem c_m nastaju nagle promjene na izlaznom trokutu brzina, upravo u iznosu $(w_{1u} - w_{2u})$ koji se naglo mijenja, čak za $c_{m\max}$, ili što je isto V_{\max} , poprima vrijednost nula, a time

je i $H_{\text{teor}} \infty = \frac{1}{g} u(w_{1u} - w_{2u}) = 0$. Smanjivanjem c_m , raste $(w_{1u} -$

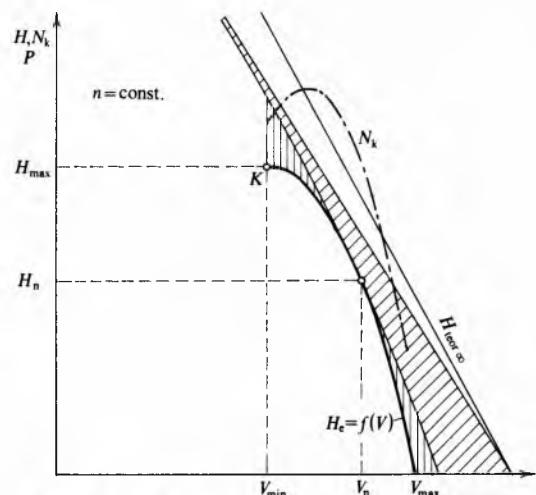


Sl. 69. Promjene na izlaznom trokutu brzina aksijalnog turbokompressora pri promjeni protoka

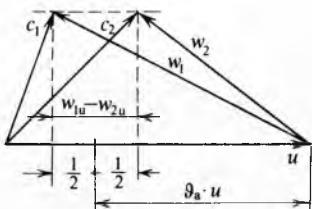
$- w_{2u}$), no najviše do vrijednosti za $c_m = 0$, kada postaje $(w_{1u} - w_{2u}) = u$, a $H_{\text{teor}} \infty = \frac{u^2}{g}$. Prema tome može se zaključiti da se karakteristika $H_{\text{teor}} \infty$, pa i H_e , konstruira u HV -diagramu na analogan način kao u radikalnim kompresorima, samo što je u aksijalnim turbokompresorima ona vrlo strma, s povećanjem V_x naglo opada H_e , što znači da naglo opada postizivi kompresijski omjer $(P_2/P_1)_e$ (sl. 70). Uspoređivanjem sl. 70 i sl. 67 uz $n = \text{const}$. zaključuje se da postoje bitne razlike u toku karakteristika aksijalnog i radikalnog turbokompressora, a time i različito ponašanje u radu. Dok se u radikalnom turbokompresoru može učinak V_x u m^3/s u širim granicama mijenjati a da se pri tom kompresijski omjer mnogo ne mijenja, aksijalni turbokompressor na svaku, pa i malu promjenu V_x odgovara naglom promjenom kompresijskog omjera $(P_2/P_1)_e$. Na sl. 70 prikazan je i tok promjene potrebne snage N_k kao funkcija protoka V_x . Vidi se da se porastom V_x potrebna snaga N_k aksijalnog turbokompressora najprije malo, a zatim naglo smanjuje, pa ne postoji mogućnost da se neočekivanim nestankom protutlaka u tlačnom vodu preoptereti zagonski stroj, naprotiv, on će se rasteretiti. U radikalnom kompresoru to nije tako (sl. 67). Naprotiv, u radikalnim kompresorima može doći u takvim slučajevima do intenzivnog porasta protoka i preopterećenja zagonskog stroja. Odatle proizlazi i osnovni kriterij za izbor i primjenu aksijalnih turbokompresora. Izabiru se onda kada se očekuju nagle promjene u protutlaku P_2 uz potrebu što konstantnijeg protoka i naglog rasterećenja stroja.

Mreža lopatica i stupanj reakcije kola. Interesantno je istaknuti da je stupanj reakcije kola aksijalnog kompresora prema (145)

$$\vartheta_a = \frac{w_{1u} + w_{2u}}{2u}, \quad (168)$$

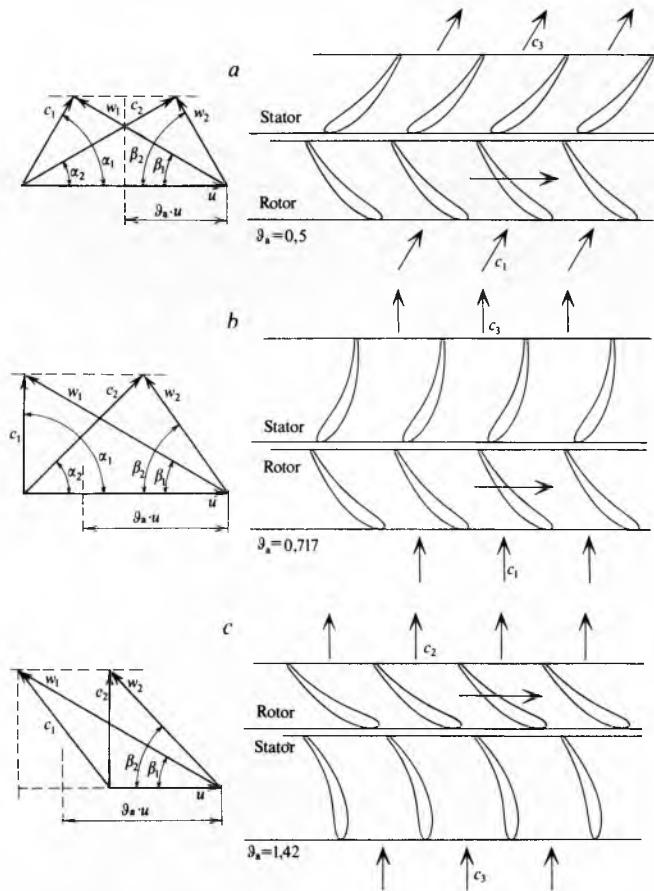


Sl. 70. Radna karakteristika aksijalnog turbokompressora



Sl. 71. Izlazni trokut brzinā i stupanj reakcije kola aksijalnog turbokompresora

a ta se vrijednost može u aksijalnom kompresoru bez daljega odrediti iz trokuta brzinā, npr. u općem slučaju prema sl. 71 jest $\vartheta_a \cdot u = \frac{1}{2}(w_{1u} + w_{2u})$. To daje mogućnost jednostavnog projektiranja rotora i statora s određenim stupnjem reakcije ϑ_a , dakle i određenih osobina. Sl. 72 prikazuje tri tipične mogućnosti, s pripadnim trokutima brzinā i stupnjevima reakcije.



Sl. 72. Izlazni trokuti brzinā i lopatičja aksijalnog kompresora različitih karakterističnih svojstava

U slučaju *a* nastaje, u neku ruku, simetrično strujanje kroz rotor i stator, pri čemu lopatice rotora i statora mogu imati jednak profili, no postavljen u suprotnom smjeru. Trokuti brzinā ispred i iza rotora također su simetrični, pa stupanj reakcije prema (168) iznosi $\vartheta_a = 0,5$. Porast pritiska je podjednako raspoređen na rotor i stator. Brzine strujanja kroz rotor i stator su jednake, pa gubici strujanja, koji su približno proporcionalni kvadratu ovih brzina, postižu minimalnu vrijednost. Zbog toga se takvom lopatičju treba pripisati teoretski najbolji stupanj djelovanja. Praktički takva izvedba ima nedostatak da je strujanje između stupnjeva uvijek nagnuto prema osovini stroja, $\alpha_1 < 90^\circ$ i $\alpha_2 < 90^\circ$. Prema tome, da bi prvi rotor bio ispravno nastrujavan, mora se pred njim postaviti još jedan vijenac mirujućih lopatica za usmjeravanje struje.

Slučaj *b* je osobit po tome da struja plina nastrujava rotor i napušta stator u smjeru koji je apsolutno paralelan s osovinom stroja, $\alpha_1 = 90^\circ$ i $\alpha_2 = 90^\circ$, pa se jedan stupanj takvog kompresora zaista sastoji od samo jednog rotora i jednog statora. Nije potreban nikakav privodni vijenac statorskih lopatica, niti zadnji rotor za ispravljanje struje u aksijalni smjer. Kao što se vidi iz pripadnih trokuta brzinā, stupanj reakcije prikazanog primjera jest $\vartheta_a = 0,717$. Dakle, već se u rotoru 71,7% predane energije pretvara u potencijalnu energiju pritiska.

U slučaju *c* zamijenjen je redoslijed rotora i statora. Struja plina nastrujava najprije statorske privodne lopatice sa $c_3 = 90^\circ$, a zatim napušta stator brzinom c_1 ($\alpha_1 > 90^\circ$) i ulazi u rotor brzinom w_1 pod kutom β_1 , izlazi iz rotora relativnom brzinom w_2 pod kutom β_2 , i napušta ga apsolutnom brzinom c_2 uz kut $\alpha_2 = 90^\circ$. Stoga ni u ovom slučaju nisu potrebni nikakvi posebni privodni ili završni vijenci lopatica za ispravljanje struje u aksijalni smjer. Osobitost takvog lopatičja je u tome da je stupanj reakcije veći od jedinice, $\vartheta_a > 1$. U statoru takvog stupnja ne samo da se ne javlja nikakav porast pritiska već nastaje ekspanzija plinske struje, pri čemu je očigledno iz pripadnih trokuta brzinā da je $c_1 > c_2$. U prikazanom primjeru on je pretjerano velik i iznosi $\vartheta_a = 1,42$.

Radne karakteristike turbokompresora i učestalost okretanja. Sva su dosadašnja razmatranja provedena uz pretpostavku da je učestalost okretanja osovine $n = \text{const}$. Ako se promijeni, međutim, učestalost okretanja od nekog n na n_x , mijenja se prema (153) visina dizanja H_e na H_{ex} , pa uz $\mu = \text{const}$. može se pisati

$$H_{ex} = H_e \frac{u_x^2}{u^2} = H_e \frac{n_x^2}{n^2}. \quad (169)$$

Istdobno se mijenja protok V na V_x . Kut β_2 ne mijenja, naravno, pri tom svoju vrijednost jer je uvjetovan izvedbom lopatice. Iz izlaznog trokuta brzinā za radijalni kompresor proizlazi da je $c_{2rx} = u_{2x}(1 - \varphi)\tan\beta_2$, a za aksijalni slično tome $c_{mx} = u_x(1 - \varphi)\tan\beta_2$, a time je općenito određen protok za radijalni kompresor prema (163)

$$V_x = D_2 \pi b_2 (1 - \varphi) \tan\beta_2 u_{2x}, \quad (170)$$

a za aksijalni prema (167)

$$V_x = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) (1 - \varphi) \tan\beta_2 u_x, \quad (171)$$

koji je ovisan jedino o obodnoj brzini u_x i s njome linearno proporcionalan, pa se zaključuje da je

$$V_x = V \frac{u_x}{u} = V \frac{n_x}{n}. \quad (172)$$

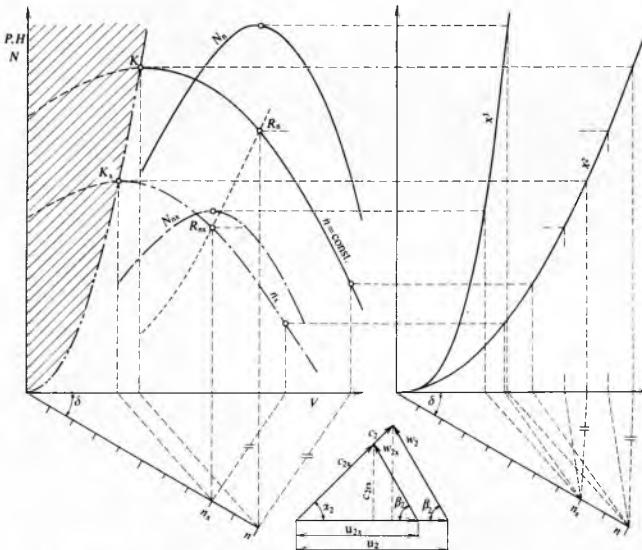
Nadalje, promjenom učestalosti okretanja od n na n_x mijenja se trošena snaga od N_k na N_{kx} , pa je prema (157) i (172)

$$N_{kpolx} = N_{kpol} \frac{V_x u_{2x}^2}{V u_2^2} = N_{kpol} \frac{u_x u_x^2}{u u^2} = N_{kpol} \frac{n_x^3}{n^3}. \quad (173)$$

Iz toga proizlazi da se protok V mijenja proporcionalno sa učestalošću okretanja, visina dizanja H_e sa kvadratom učestalosti okretanja, a snaga predana plinskoj strui u rotoru N_k sa trećom potencijom učestalosti okretanja. Znajući ove odnose, može se iz poznatog toka nominalne radne karakteristike i toka potrebne snage uz nominalnu učestalost n , za koji je kompresor građen, jednostavno odrediti nova radna karakteristika za promijenjenu učestalost okretanja n_x , te tok nove karakteristike trošene snage N_{kx} . Grafičko određivanje novih karakteristika prikazano je na sl. 73. Postupak je prikazan za traženje nove radne točke R_{nx} i točke tjemena karakteristike K_x , maksimalnog protoka V_{max} , te nove snage N_{kx} za novu radnu točku R_{nx} . Diobeni pravci učestalosti okretanja povuku se pod bilo kojim pogodnim kutom δ . Iz točke R_n spusti se okomica do apscise i spoji sa n na diobenom pravcu. Iz n_x povuče se paralela do apscise i digne okomica na kojoj se mora nalaziti nova točka R_{nx} . Zatim se iz R_n povuče horizontala do preseka s parabolom x^2 i spusti do apscise pomoćnog dijagrama,

a zatim spoji s točkom n na diobenom pravcu. Iz n_x povuče se paralela s tom spojnicom do apscise, a zatim vertikalom presječe parabola x^2 , te horizontalom presječe okomicu na kojoj se očekuje radna točka R_{nx} , i ona je određena. Postupak se ponavlja za bilo koju točku radne karakteristike, dok je pri određivanju nove karakteristike trošene snage N_{kx} razlika samo u tome da se služi pomoćnom parabolom x^3 .

Krivulja $R_n - R_{nx}$ prikazuje pomicanje nominalne radne točke R_n sa smanjivanjem učestalosti okretanja, pri čemu se prema promjenama na izlaznom trokutu brzinā vidi da na tom putu novi trokuti brzinā zadržavaju iste kuteve β_2 i α_2 , pa je to krivulja na kojoj kompresor uvijek radi bez sudarnih gubitaka, dakle s najboljim stupnjem djelovanja. Krivulja $K - K_x$ jest slijed točaka maksimalnih vrijednosti $H_{ex\max}$, odnosno $V_{x\min}$, ili granica između mogućnosti stabilnog i nestabilnog rada kompresora.



Sl. 73. Konstrukcija nove radne karakteristike i karakteristike trošene snage za promijenjenu učestalost okretanja rotora n

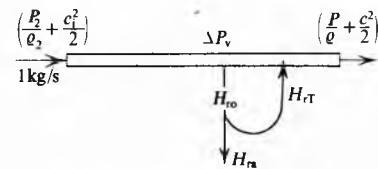
Balansiranje radne točke. Prema slici 62 plinska struja izdašnosti 1 kg/s iz kompresora energiju $\left(\frac{P_2}{\rho_2} + \frac{c_i^2}{2}\right)$ i unosi je u spojni tlačni vod do potrošača. U tlačnom vodu javljaju se gubici strujanja H_r , zbog trenja plina o stijenke voda i zbog sudaranja i vrtloženja čestica plina u eventualnim armaturama i skrenutim koljenima. Ti su energetski gubici proporcionalni kvadratu lokalne brzine struje, pri čemu se dio ukupne energije struje trenjem pretvara u toplinsku energiju. Ona se dijelom H_{ra} odvodi nepovratno u okolinu tlačnog voda, a dijelom H_{rt} privodi se plinu, povisuje njegova temperatura T , povećava specifični volumen v , pa se stoga povećava i brzina strujanja. Na kraju tlačnog voda preostaje potrošačima energija sadržana u strui $\frac{P}{\rho} + \frac{c^2}{2}$ (sl. 74). Energetska bilansa tlačnog voda

$$\int_{P_2}^P \frac{dP}{\rho} = -g H_{ro} + \frac{c_i^2 - c^2}{2}, \quad (174)$$

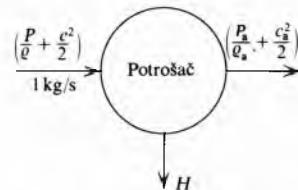
ili uz pretpostavku da je $\rho_2 = \rho = \text{const.}$ i integracijom dobiva se izraz

$$-\Delta P_v = P - P_2 = \rho \left[\frac{c^2 - c_i^2}{2} - g H_{ro} \right], \quad (175)$$

koji prikazuje da takvo strujanje uzrokuje pad tlaka u tlačnom vodu $-\Delta P_v$. Dio se potencijalne energije struje pretvorio trenjem u toplinu, koja se dijelom H_{ra} izgubila u okolini,



Sl. 74. Uz energetsku bilansu tlačnog voda



Sl. 75. Uz energetsku bilansu potrošača komprimiranog plina

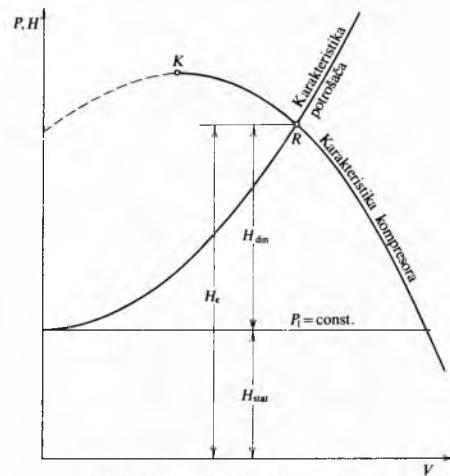
a dijelom H_{rt} privela strui plina povećavši joj temperaturu. Prosječna se brzina strujanja u vodu $\frac{c_i + c}{2}$ malo povećala. Da bi se održalo strujanje kroz takav vod, kompresor mora sada komprimirati plin na protupritisak P_2 koji mora biti za ΔP_v viši nego bi to bilo potrebno kada ne bi bilo takvih gubitaka u tlačnom vodu. Analoge se pojave odvijaju i u potrošačima komprimiranog plina. No, ipak s razlikom, jer se u njima potencijalna energija H korisno troši, npr. za neki mehanički rad (sl. 75). Opet se piše energetska bilansa prema

$$-\Delta P_H = \int \frac{dP}{\rho} = -g H + \frac{c^2 - c_a^2}{2}. \quad (176)$$

Jednadžba (176) moći će se integrirati tek onda kada se utvrdi kako se gustoča plina ρ mijenja sa pritiskom P u određenom potrošaču. Plinska struja napušta potrošača sa energijom $\left(\frac{P_a}{\rho_a} + \frac{c_a^2}{2}\right)$, koja obično znači konačni gubitak jer se gubi u okolini. Ako se upotrijebe jednadžbe (155), (174) i (176), može se pisati konačna bilansa energije kompresora, prijenosnog tlačnog voda i potrošača zajedno

$$H_e = H + \underbrace{\frac{1}{g} \left(\frac{P_a}{\rho_a} - \frac{P_1}{\rho_1} \right)}_{H_{stat}} + H_{ra} + \underbrace{\frac{1}{g} \left(\frac{c_a^2}{2} - \frac{c_u^2}{2} \right)}_{H_{din}}, \quad (177)$$

gdje je H_e suma statičkih i dinamičkih otpora strujanja. Efektivna energija H_e privedena rotoru turbokompresora troši se na korisni mehanički rad potrošača H , na pokrivanje dinamič-



Sl. 76. Balansiranje radne točke

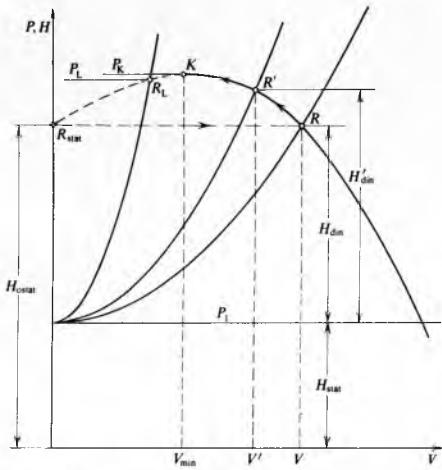
kih gubitaka prijenosnog voda H_{ra} , te na namirivanje razlike ukupne energije (potencijalne i kinetičke) na ulazu u kompresor i na izlazu iz potrošača. Ako se mijenja bilo koja veličina na desnoj strani izraza (177), mijenja se i H_e , a uz $n = \text{const.}$ i protok kroz kompresor V_x . Radna točka kliže po radnoj karakteristici ili prema gore, ili prema dolje. Ovisnost H_e od V_x dana je radnom karakteristikom kompresora, a desna strana jednadžbe (177) prikazuje karakteristiku potrošača i prijenosnog voda, opet ovisno o V_x .

U određenom času, za isti protok V_x one moraju imati istu vrijednost, dakle radna točka R mora se nalaziti uvijek u točki u kojoj se sijeku i ove dvije karakteristike (sl. 76). Samo kada su ispunjene sve okolnosti u radu potrošača i prijenosnog voda, koje su bile predviđene pri projektiranju kompresora, kompresor će raditi u svojoj nominalnoj radnoj točki R_n . Budući da je u (177) obično $P_a \sim P_1$, $\varrho_a \sim \varrho_1$, a $c_a \sim c_u$, opća se bilansa može pisati kao

$$H_e = H + H_{ra} = H_{\text{stat}} + H_{\text{din}}, \quad (178)$$

gdje je H_e suma statičkih i dinamičkih otpora strujanja.

Pumpanje turbokompresora. Ako se povećavaju bilo statički, bilo dinamički otpori iz bilo kojih razloga, radna točka R kliže prema tjemenu radne karakteristike, tj. prema P_K , a protok se kroz kompresor smanjuje prema V_{\min} , sl. 77. Takva



Sl. 77. Pojava pumpanja u turbokompresoru

se pojava može simulirati npr. prigušivanjem (pritvaranjem) nekog ventila u tlačnom vodu kompresora, čime se povećavaju dinamički gubici od H_{din} na H'_{din} , radna se točka pomakne iz R u R' , a protok smanji od V na V' . Ako se nastavi sa prigušivanjem, radna će se točka nadalje pomicati prema točki K , pa kada je prijeđe, javlja se osobita pojava *pumpanja* turbokompresora. Tada bi radna točka R_L morala ležati na nestabilnom dijelu karakteristike koji je praktički neostvariv. Štaviše, kompresor bi mogao proizvesti samo pritisak P_L , koji je manji od pritiska P_K u tlačnom vodu. Dinamički otpori su postali toliko veliki da je $H_{\text{stat}} + H_{\text{din}} > H_{eL}$ i strujanje se kroz kompresor prema tlačnom vodu naglo prekida, dakle protok padne na $V_x = 0$. U takvom stanju kompresor ostvaruje

još samo statički protutlak P_{ostat} , ili $H_{\text{ostat}} = \frac{1}{2g}(u_2^2 - u_1^2)$ uzrokovani djelovanjem centrifugalne sile na plin u rotoru. Istodobno

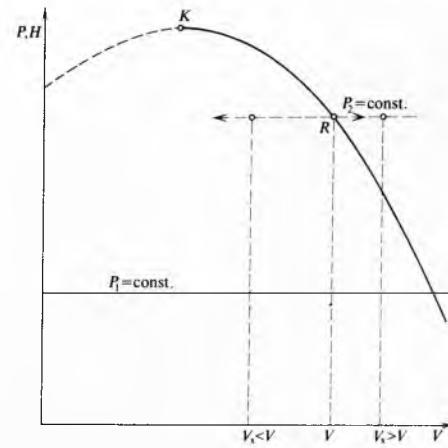
naglim padom P_K na P_{stat} počne plin iz tlačnog voda, u kojem je neposredno prije bio postignut pritisak $P_2 = P_K$, strujati natrag kroz kompresor u smjeru nižeg pritiska, od tlačnog voda prema usisnom vodu. Kompresor nije u stanju da se odupre takvom nenormalnom strujanju dok god pritisak u tlačnom vodu zbog trošenja potrošača, odnosno zbog strujanja unatrag, ne spadne na vrijednost $P_2 = P_{\text{ostat}}$. Kada se to dogodi, radna točka preskače momentalno iz R_{stat} opet na stabilni dio radne karakteristike, npr. u točku R , te dobavlja $V \text{ m}^3/\text{s}$. Ukoliko se prilike u tlačnom vodu i u potrošnji potrošača

nisu u međuvremenu promijenile, igra započinje iznova. Pumpanje je osobito neugodna pojava u radu turbokompresora. Osim neugodne pojave dobave plina u tlačni vod na mahove (pumpanje), strujanje unatrag pobuđuje opasne vibracije na lopaticama kompresora i u tlačnom vodu, koje mogu dovesti do loma dijelova rotora. Potrošak energije N po kg komprimiranog plina također raste.

Očigledno je da će pojavi pumpanja biti sklona ona kola turbokompresora koja imaju strmu radnu karakteristiku, a to su kola s unaprijed povinutim lopaticama, $\beta_2 > 90^\circ$ u radijalnim kompresorima, te sva aksijalna kola zbog svoje načelno strme radne karakteristike.

Pojavu pumpanja treba izbjegići pravilnim izborom kompresora i njegove karakteristike za određenu primjenu. Ukoliko se pumpanje ipak pojavi za vrijeme rada kompresora, to se mora sprječiti. Prva pomoć može biti *ostvarivanje umjetnog potrošača*, npr. otvaranjem nekog ventila na tlačnom vodu i ispuštanjem određene mase plina u okolinu, ako je to dozvoljeno. Time se poveća protok kroz kompresor, pa se radna točka stabilizira više desno na stabilnom dijelu radne karakteristike. To ne može biti trajno rješenje problema pumpanja, jer se energija troši i za komprimiranje onog plina koji se pri tome beskorisno prigušuje u okolinu. Kad se plinovi ne smiju otpuštati u okolinu, isto se postiže spajanjem tlačnog i usisnog voda, te prigušivanjem plina iz tlačnog u usisni vod. To također može biti samo privremeno rješenje radi mogućih pojava prikazanih na sl. 51 u rotornim kompresorima. Trajno je rješenje primjene regulacije učinka turbokompresora prema potrebi potrošača.

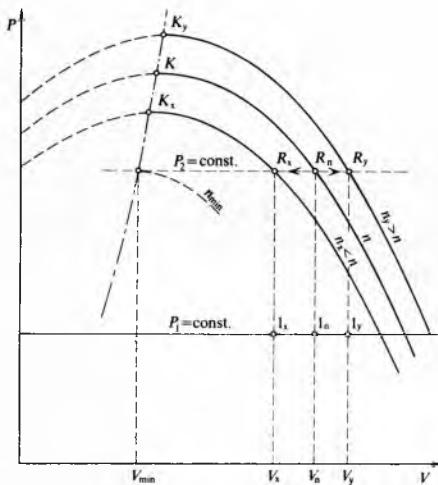
Regulacija učinka turbokompresora. Regulirati učinak kompresora znači uz konstantni dobavni pritisak $P_2 = \text{const.}$ potrošačima dobavljati upravo onu količinu mase plina koju u tom času mogu iskoristiti, dakle radit će se o regulaciji protoka V_x kroz kompresor. Tada je karakteristika regulacije u HV -dijagramu horizontalni pravac (sl. 78), pa se na njemu mora nalaziti i svaka nova, regulacijom postignuta radna točka. To istodobno znači da kroz tu novu radnu točku mora prolaziti i nova radna karakteristika turbokompresora. Promjenju radne karakteristike moguće je ostvariti u već izvedenom kompresoru promjenom učestalosti okretanja stroja (sl. 73) i prigušivanjem usisnog voda turbokompresora, čime se direktno utječe na smanjivanje protoka kroz kompresor, a u posebnim se slučajevima karakteristika može mijenjati i posebno oblikovanim vijencem pokretnih privodnih ili difuzorskih lopatica.



Sl. 78. Karakteristika regulacije učinka turbokompresora uz $P_2 = \text{const.}$

Regulacija promjenom učestalosti okretanja. Na sl. 73 prikazana je metoda konstruiranja radnih karakteristika za različite učestalosti okretanja n . Na sl. 79, osim nominalne karakteristike kompresora za učestalost okretanja n , spomenutom metodom ucrtane su i nove radne karakteristike za $n_x < n$ i $n_y > n$. Njihova sjecišta s karakteristikom regulacije $P_2 = \text{const.}$ određuju nove radne točke R_x i smanjeni protok V_x , ili R_y uz

povećani protok V_x . Treba uočiti i činjenicu da se smanjivanjem učestalosti okretanja granica pumpanja pomiče ulijevo, pa je moguće postići manje vrijednosti $V_{\min x}$ prije no što nastupi pojava pumpanja. Očito je i to da za svaki $P_2 = \text{const.}$ postoji i minimalna učestalost okretanja n_{\min} pri kojoj će upravo nastupiti pumpanje. Daljim snižavanjem učestalosti okretanja nije više moguće održati $P_2 = \text{const.}$ Regulacija promjenom učestalosti okretanja jest aerodinamički i energetski najbolja mogućnost, no, nažalost, zbog visokih potrebnih učestalosti okretanja turbokompresora praktički je ili ostvariva u uskim granicama, ili zbog visoke cijene i osjetljivosti potrebnih varijatora učestalosti okretanja jedva primjenljiva.



Sl. 79. Regulacija učinka turbokompresora promjenom učestalosti okretanja n

Regulacija prigušivanjem usisnog voda provodi se uz nepromijenjenu učestalost okretanja $n = \text{const.}$, odnosno $u_2 = \text{const.}$ Prigušivanje plina niskog pritiska u usisnom vodu (idealni plin) teče praktički uz $T_1 = \text{const.}$, pa se desna strana jednadžbe (158) može smatrati konstantom K . Iz toga proizlazi da prigodom prigušivanja ostaje kompresijski omjer konstantan

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_c = \left(\frac{P'_2}{P'_1}\right)_c = K^{\frac{n}{n-1}}. \quad (179)$$

Slika 80 pokazuje da je ovaj uvjet zadovoljen za sve vrijednosti P'_2 i P'_1 koje leže na spojnicama $P_2=0$ i $P_1=0$. Iz sličnosti trokuta slijedi

$$\frac{P'_2}{P_2} = \frac{a}{b}; \quad P'_2 = P_2 \frac{a}{b}. \quad (180)$$

Dakle, regulacija se protoka ostvaruje tako da se odredi P'_1 koji mora uvijek ležati na spojnici $P_1=0$, jer je iz (180) i (179)

$$P'_1 = P_1 \frac{a}{b}, \quad (181)$$

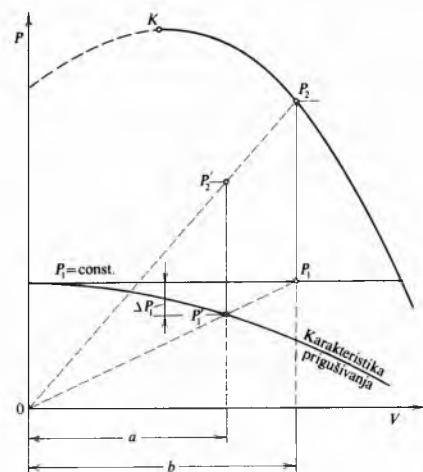
a pritvaranje prigušnog ventila u usisnom vodu uzrokuje određeni pad tlaka

$$\Delta P_{1x} = \zeta \rho \frac{c^2}{2}, \quad (182)$$

gdje je ζ faktor oblika prigušnog otvora f , ρ gustoća plina, a c brzina strujanja u prigušnom otvoru ventila. Budući da je prema (131) $c = V_x/f_x$, izraz (182) može se pisati i u obliku

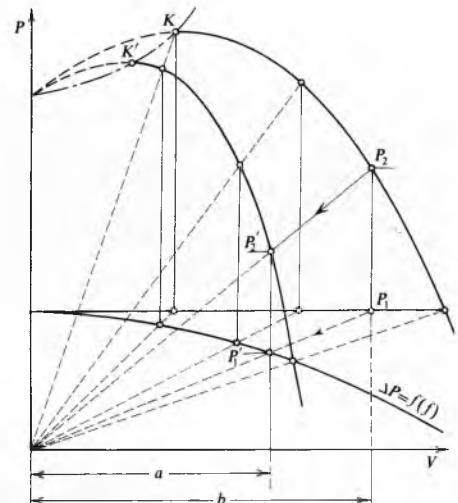
$$\Delta P_{1x} = \frac{1}{2} \zeta \rho \left(\frac{V_x}{f_x} \right)^2, \quad (183)$$

te je ostvarivani pad pritiska u prigušnom ventilu za određeni prigušni otvor f proporcionalan sa kvadratom protočnog volumena V_x , dakle parabola ucrтana na sl. 80 jest karakteristika prigušnog organa u usisnom vodu za određeni otvor f . Sjedište ove karakteristike i spojnice $P_1=0$ daje uvijek polazni pritisak komprimiranja P'_1 . Svakom otvoru f prigušnog organa pripada

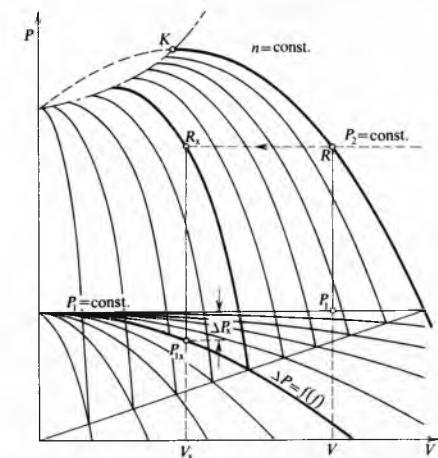


Sl. 80. Određivanje karakteristike prigušnog organa u usisnom vodu

po jedna nova radna karakteristika kompresora koja se može odrediti grafički (sl. 81). Konstrukcija opisana na sl. 80 ponavlja se za različite pritiske P_2 i pronalaze se točke nove karakteristike P'_2 , vodeći računa o tome da je P'_1 uvijek na presečici spojnice $P_1=0$ i karakteristike prigušnog organa $\Delta P = F(f_x)$. Treba uočiti činjenicu da se prijelazom radne točke, npr. iz P_2 u P'_2 , na novoj karakteristici nije promjenio niti



Sl. 81. Konstrukcija nove radne karakteristike turbokompresora pri prigušivanju plina u usisnom vodu



Sl. 82. Regulacija učinka turbokompresora prigušivanjem plina u usisnom vodu

kompresijski omjer, ni karakteristične temperature $T'_1 = T_1$, $T'_2 = T_2$, ni protok mase kroz kompresor G . Tada se nije mogao promijeniti niti dobavni volumen V pa konstrukcijske duljine a i b na sl. 81 prikazuju isti (jednaki) volumen V , samo u različitim mjerilima. Ovaj primjer pokazuje mogućnost prilagodivanja kompresora na različite protupritiske P_2 ili P'_2 uz konstantni protok mase $G = \text{const}$. Do regulacije protoka mase, u užem smislu, dolazi kada protupritisak u tlačnom vodu P_2 ne dozvoljava smanjivanje radnog pritiska na P'_2 , već se on mora održati na $P_2 = \text{const}$. (sl. 82). Radna točka R pomiče se pri novom položaju prigušnog organa po $P_2 = \text{const}$. u radnu točku R_x na novoj karakteristici. Time je određen novi protok $V_x < V$ uz veći kompresijski omjer $\frac{P_2}{P_{1x}} > \frac{P_2}{P_1}$, zbog čega se sada mora pisati prema (179)

$$\frac{V_x}{V} \left(\frac{P_2}{P_{1x}} \right) = \frac{P_2}{P_1} = K^{\frac{n}{n-1}}. \quad (184)$$

Znači, uz konstantnu učestalost okretanja $n = \text{const}$. prigušivanjem struje plina u usisnom vodu za $\Delta P_x = P_1 - P_{1x}$ povećao se uz $P_2 = \text{const}$. kompresijski omjer P_2/P_{1x} , pa se zbog toga i mogao smanjiti protok na V_x u odnosu prema prijašnjem V , no samo tako da produkt na lijevoj strani izraza (184) ostane konstantan.

LIT.: E. Schulz, *Turbokompressoren und Turbogebläse*. Springer Verlag, Berlin 1931. — B. Eckert, *Axiakompressoren und Radialkompressoren*. Springer Verlag, Berlin-Heidelberg 1953. — F. Kluge, *Kreisgebläse und Kreiselverdichter Radialer Bauart*. Springer Verlag, Berlin-Heidelberg 1953. — A. J. Stepanoff, *Turboblowers*. John Wiley & Sons, Inc., London 1955. — V. Chlumsky, *Pistové kompresory*. Státní nakladatelství technické literatury, Praha 1958. — F. Fröhlich, *Kolbenverdichter*. Springer Verlag, Berlin-Heidelberg 1961. — B. Ф. Рис, *Центробежные компрессорные машины*. Машиностроение, Москва 1964. — Б. С. Вейнберг, *Поршневые компрессоры холодильных машин*. Машиностроение, Москва 1965. — K. Wintterlin/Bouche, *Kolbenverdichter*. Springer Verlag, Berlin-Heidelberg 1968. — M. I. Frenkel, *Kolbenverdichter*. VEB Verlag, Berlin 1969. — М. И. Френкель, *Поршневые компрессоры*. Машиностроение, Ленинград 1969.

V. Brlek

KONFEKCIJA, masovna izradba odjevnih i sličnih predmeta, u prvom redu odjeće od tekštila, kože ili plastike, na industrijski način i prema standardnim veličinama. Taj pojam ujedno označuje i robu proizvedenu na takav način. Riječ je nastala od latinskog *confectio* izradba, gotovljene.

Tehnološki proces konfekcioniranja odjeće sastoji se od niza različitih operacija i radnih zahvata. Izradba muškog sakoa (kratki kaput ili gornji dio odijela) obuhvaća, npr., do 200 različitih zahvata. Izradba odjevnih predmeta sastoji se od dva glavna dijela: tehničke pripreme i proizvodnje. Tehnička priprema obuhvaća konstrukcijsku, tehnološku i operativnu pripremu, te ispitivanje materijala, dok se proizvodnja sastoji od tri glavne tehnološke faze: krojenja, šivanja i dorade. Masovna izradba odjeće razvila se u svijetu i u nas u odjevnu industriju. Naša odjevna industrijia zapošljava više od 100000 radnika i godišnje prerađuje više od 253 000 000 m² tekstilnih plošnih tvorevina u raznovrsne konfekcijske proizvode. Pogoni odjevne industrije postali su najvažniji potrošači tekstilnih plošnih tvorevina i glavni prerađivači tekstilija. Da se zadovolji što širi krug potrošača, uvode se nove veličine odjevnih predmeta, te se izbor veličina znatno proširuje. Razrađeni su novi sustavi veličina za mušku i žensku odjeću, koji su 1965. i 1966. godine prihvaćeni kao JUS standardi. Tako je, npr., za mušku gornju odjeću prihvaćeno 135 različitih veličina odjeće. Troškovi konfekcijske odjeće znatno su manji od troškova izradbe odjeće po mjeri zbog racionalnije izradbe i manje potrošnje materijala, pa je nabavna cijena za potrošače niža.

Područje konfekcije, osim masovne izradbe svih vrsta odjevnih predmeta, obuhvaća i izradbu posteljnog i stolnog rublja, te konfekcijskih proizvoda za industriju namještaja, automobilsku, avionsku i druge grane industrije. Zbog svega toga konfekcioniranje odjeće i drugih proizvoda ima veliko privredno i društveno značenje.

Do srednjeg vijeka odjevni predmeti nisu se izrađivali na način sličan današnjem. Stari Grci odjevali su se pravokutnim komadom sukna (hlamida), ogrnjeni oko ramena i naprijed vezanim u čvor, koji je izgledao kao ogać. Sličan odjevni predmet (toga) nosili su stari Rimljani. Rimljani, a i ostali narodi počeli su proizvoditi odjevne predmete, nazvane tunika, a osim toga još i neke vrste odjevnih predmeta koji su već bili krojeni. Tehnika izrade odjeće do početka srednjeg vijeka slabo je poznata. Utvrđeno je da se obični alati kao škare, igle, topli kamen, odnosno kasnije toplo željezo za glaćanje, primjenjuju već mnogo stoljeća. Prvi zapisi o krojaču odijela postoje iz 1152. godine, a razvoj krojačke struke počinje u XIV. stoljeću. Zanatski način izrade odjeće usavršava se podjelom rada na izradbu krojeva, krojenje, šivanje i glaćanje. U razvoju izrade odjeće podjela rada još se dalje raščlanjuje i postupno se stvaraju uvjeti za njeno konfekcioniranje. Industrijski način izrade odjeće bio je omogućen pronalaskom upotrebljivog šivačeg stroja.

Patentni ured u Londonu izdao je 1755. prvi patent za šivači stroj. Ch. Weisenthal konstruirao je šivači stroj koji je šio pomoću igle, sa dva vrška i ušicom u sredini. Francuz B. Thimonnier izradio je 1829. godine stroj koji je šio lančanim ubodom, pomoću igle s kvačicom. Navodno je Thimonnier izradio oko 80 takvih strojeva, od kojih 30 za Parišku tvornicu vojničke odjeće. Bilo je još mnogo drugih istraživača u nastojanju da konstruiraju šivači stroj. Konačno je izumiteljem šivačeg stroja priznat Amerikanac E. Howe, koji je 1845. godine izradio šivači stroj sa zrnčanim ubodom i iglom s ušicom na vršku.

U nas je prva tvornica rublja počela s proizvodnjom 1914. godine u Zagrebu, a tvornice za izradbu gornje odjeće počele su se razvijati 1922. godine u Zagrebu i Beogradu, a nakon toga u Varaždinu. Poslije drugoga svjetskog rata osnivaju se mnoge tvornice konfekcije koje su postale temeljem odjevne industrije.

Razvoj cjelokupne tehnike i tehnologije u posljednjih 20 godina snažno je utjecao na dostignuća i tehnološki razvoj u području konfekcioniranja odjeće. Danas se primjenjuje elektro-nička izrada krojeva, krojnih slika, automatsko iskrojavanje odjeće pomoću okomitih noževa, laserskih zraka i vodenog mlaza, elektroničkim i fotoelektričnim upravljanjem. U tehnološkom procesu šivanja upotrebljavaju se specijalni šivači strojevi, šivači automati i agregati. Tehnologija glaćanja temelji se na agregatima za glaćanje s višestrukim programatorima. Unutrašnji transport odvija se programiranim transportnim uređajima.

VRSTE KONFEKCIJSKE ODJEĆE

Današnja tehnologija u odjevnoj industriji omogućuje konfekcioniranje svih vrsta odjevnih predmeta. Razlikuju se sljedeće grupe odjevnih predmeta: muška gornja odjeća, ženska gornja odjeća, muško rublje, žensko rublje, radna odjeća, sportska odjeća i ostala odjeća. Te se grupe mogu dalje svrstati u dječju odjeću i odjeću za odrasle. Prema vrsti materijala odjeća može biti tkana, pletena, kožna i odjeća od plastike.

Muška gornja odjeća obuhvaća sljedeće vrste odjevnih predmeta: hlače, prsluke, sakoe, haljetke, odijela, ogrtače (svih vrsta), vjetrovke, pelerine, frakove i žakete.

Ženska gornja odjeća obuhvaća bluze, haljine, sukne, hlače, prsluke, haljetke, kostime, ogrtače (svih vrsta), vjetrovke, pele-rine, te garniture, koje mogu biti sastavljene od sukne, bluze i ogrtača, sukne, bluze i haljetka, hlača, bluze i haljetka, bluze i ogrtača, haljine i ogrtača, te ostale garniture za svakodnevne, sportske i svečane prilike.

Muško rublje sadrži potkošulje, majice, gaće, košulje, pidžame, kućne ogrtače, kupaće gaće, kupaće ogrtače i druge slične proizvode.

Žensko rublje sastoji se od pothaljine, podsuknje, gaćica, majica, pidžama, kućnih haljina, grudnjaka, steznika, kupaćih kostima, kupaćih ogrtača i drugih sličnih proizvoda.

Radnu odjeću čine obične hlače, hlače s prednjim štitnikom iznad struka, hlače s prednjim i stražnjim štitnikom iznad struka, bluze, odijela, ogrtači, kombinezoni, odijela za kuhare, konobare, odijela i ogrtači za medicinske radnike i drugi odjevni predmeti za specijalnu namjenu.

Sportska odjeća obuhvaća sljedeće vrste odjevnih predmeta: odjeću za sport i rekreaciju (hlače, majice, bluze, trenirke i slično), za lov, ribolov, planinarenje, zimski sport i drugo.

Ostala odjeća obuhvaća sve vrste muških i ženskih uniformi, te odjeću za različita specijalna zanimanja.

INDUSTRIJSKA PROIZVODNJA ODJEĆE

Proces industrijske izrade odjevnih predmeta sastoji se od tri glavne tehnološke faze: krojenja, šivanja i dorade.