

UDK 621.51

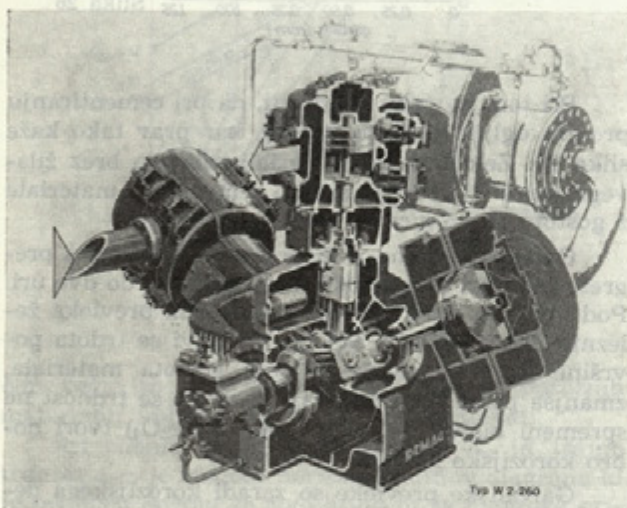
Sodobni kompresorji*

MARKO PERKAVEC

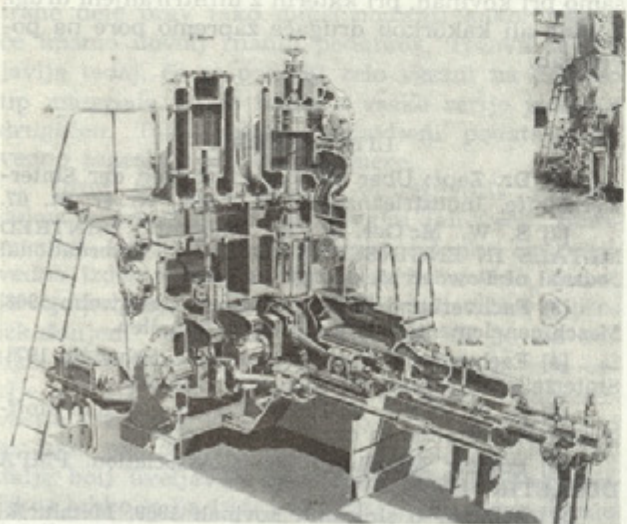
1. Splošno o kompresorjih

Kompresorji so stroji, s katerimi komprimiramo pline iz stanja z nižjim v stanje z višjim tlakom. Vključeni so v sistem, ki povezuje prostor z nižjim tlakom (iz katerega plin sesajo) s prostorom z višjim tlakom (v katerega ga tlačijo). Potemtakem imajo sesalno in tlačno stran. Povečanje tlaka v kompresorju je potrebno tako za premagovanje pretočnih uporov oz. kritje padca tlaka, ki nastaja pri pretoku plina skozi cevi oz. naprave, kakor tudi za dosego koristnega tlaka (razlika tlakov v obeh prostorih), potrebnega za proces, ki ga nameravamo s plinom opraviti. Enako nalogo imajo tudi črpalke, le da v tem primeru nimamo opraviti s plini, pač pa s kapljevina. Ker so razmere pri pre-

toku tako skozi kompresor kakor tudi skozi črpalke podobne, veljajo enake teoretične osnove za oba primera. Bistvena razlika pa je v tem, da so kapljevine nestisljive — torej je tok skozi črpalke inkompresibilen — medtem ko se gostota plinov pri pretoku skozi kom-

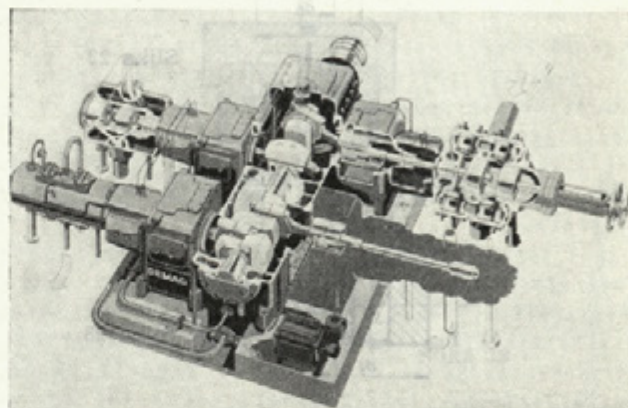


Sl. 1. Trostopenjski batni kompresor v W-izvedbi. Prerez skozi enoročni stroj

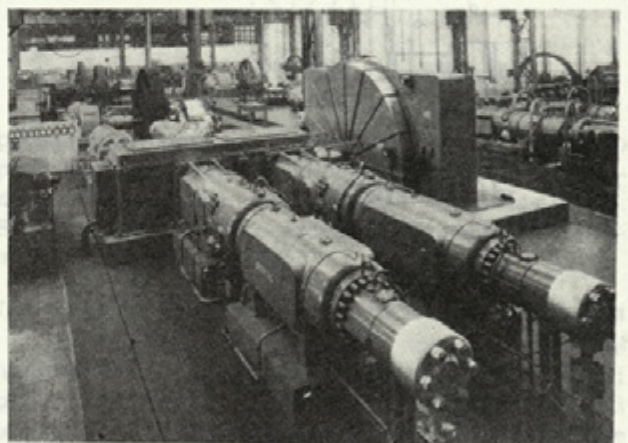


Sl. 2. Šeststopenjski batni kompresor (dvojni) v L-izvedbi. Prerez skozi dvoročni stroj

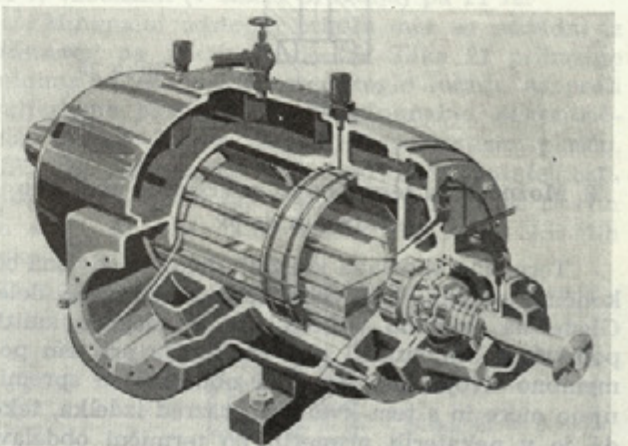
* Slikovni material — razen slik, pri katerih je naveden kak drug vir — je dala na razpolago tvrdka DEMAG AG, Duisburg.



Sl. 3. Prerez skozi boksno izvedbo batnega kompresorja



Sl. 4. Petstopenjski batni kompresor (štiroročični) za $15\,000\text{ m}^3/\text{h}$ plina. Tlak na sesalni strani 11 at, na tlačni pa 851 at, vrtilna hitrost 210 min^{-1}



Sl. 5. Prerez skozi rotacijski kompresor

presor občutno spreminja — torej je tok v tem primeru kompresibilen.

Kompresorje gradimo z zelo različnim namenom in za različne pretočne medije. Namenu primerno moramo torej izbrati vrsto kompresorja, ga preračunati in tako konstruirati, da bo kar najbolje ustrezal zahtevam procesa.

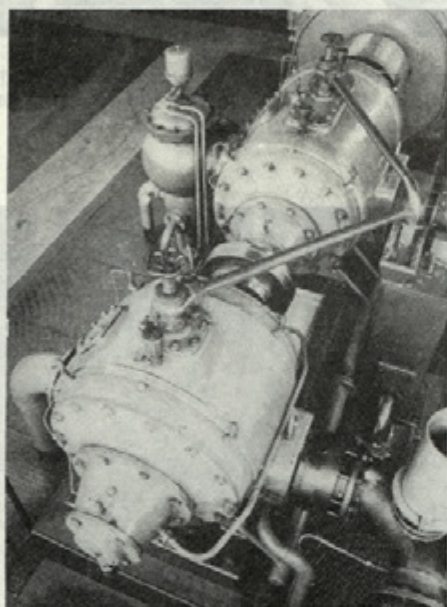
2. Vrste kompresorjev

Ločimo dve osnovni skupini kompresorjev. Pri turbokompresorjih sta proces kompresije in pretok plina skozi kompresor kontinuirana, pri batnih kompresorjih pa imamo opravka s ciklično ponavljajočim se procesom kompresije in pretokom plina po porcijah.

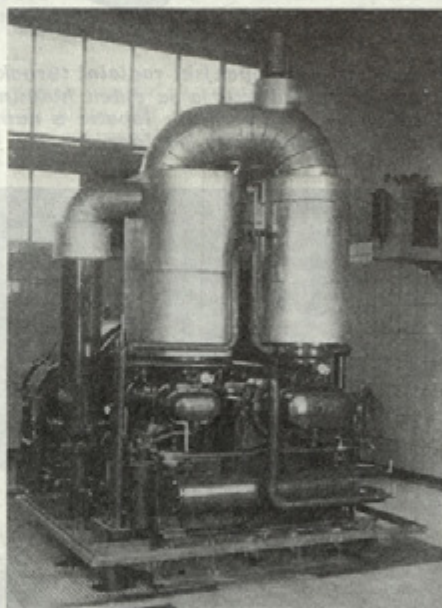
Osnovna značilnost batnega kompresorja je ali premočrtno (batni kompresor v ožjem smislu — slike 1,

2, 3 in 4) ali pa krožno gibajoči se bat (rotacijski — sliki 5 in 6 ter vijačni kompresor — sliki 7 in 8), ki dviga tlak med procesom kompresije glede na bat mirujočega medija, osnovna značilnost turbokompresorja pa je z lopaticami opremljeno turbinsko kolo (tekač), ki dviga tlak med procesom kompresije skozi kanale med lopaticami pretakajočega se medija. Batni kompresor pretvarja torej delo, ki mu ga dovajamo, v tlačno energijo, turbokompresor pa v tlačno in kinetično energijo. Razmerje obeh delov je za turbokompresor značilno.

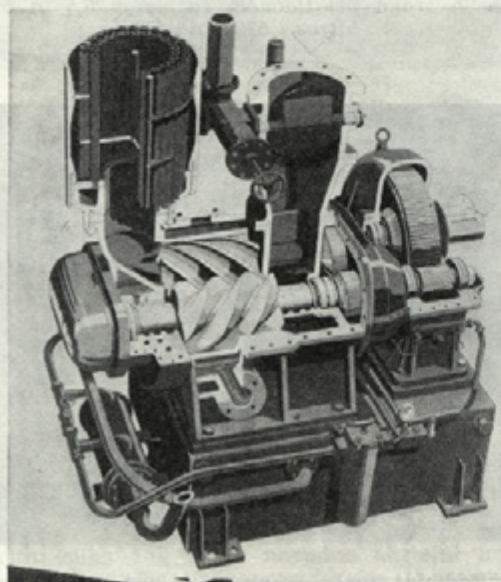
Turbokompresorje ločimo naprej še glede na to, ali se plin pretaka skozi v aksialni ali pa v radialni smeri in govorimo o aksialnem (slika 9) oz. radialnem (včasih 'centrifugalni' imenovanem — sliki 10 in 11) turbokompresorju. V obeh primerih, najsi bo pri radialnem kakor tudi aksialnem turbokompresorju, se torej s spreminjanjem relativne in obodne (pri aksialnih le neznatno) hitrosti delcev plina ustvarja statični tlak p , s povečanjem absolutne hitrosti pa povečuje kinetična energija $\rho c^2/2$ oz. njej ustrezni, tako imeno-



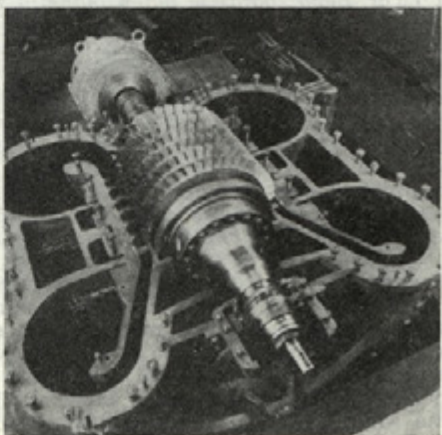
Sl. 6. Dvostopenjski rotacijski kompresor, ki lahko deluje tudi kot vakuumska črpalka (do 99 % vakuuma)



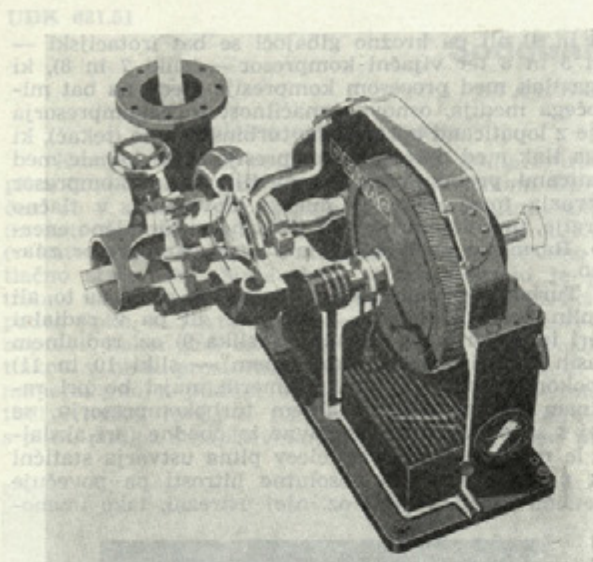
Sl. 8. Dvostopenjski vijačni kompresor za kompresijo 5820 m³/h zraka od 1 at na 8 at. Po obeh stopnjah je nameščen hladilnik (vmesni je deljen v dva okrova)



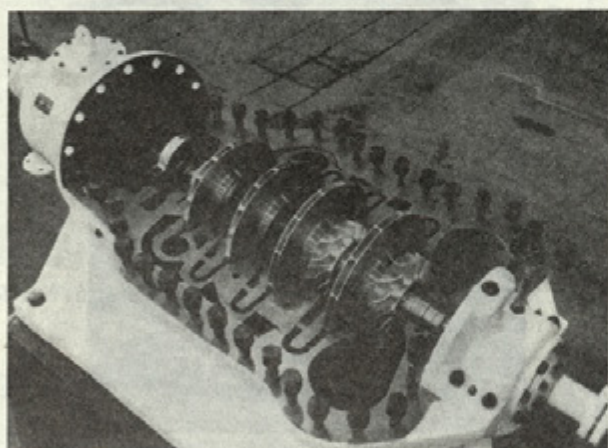
Sl. 7. Prerez skozi vijačni kompresor. Na tlačni strani je viden hladilnik, na sesalni pa loputa za regulacijo



Sl. 9. Šeststopenjski aksialni kompresor za kompresijo 100 000 m³/h zraka od 1 at na 2,4 at



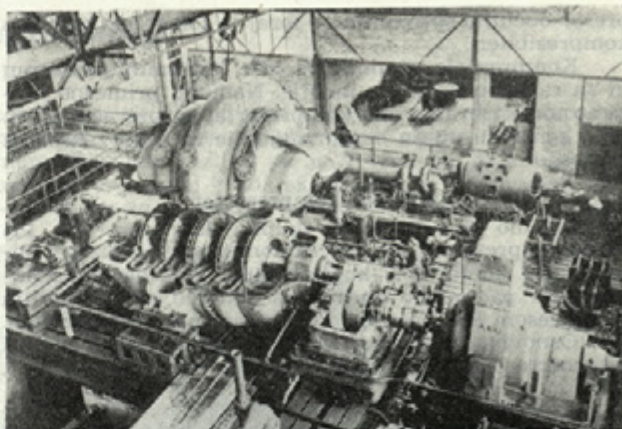
Sl. 10. Prerez skozi enostopenjski radialni turbokompresor. Na dnu okrova reduktorja je viden hladilnik olja, v sesalni cevi pa venec vodilnih lopatic z napravo za spreminjanje naklona



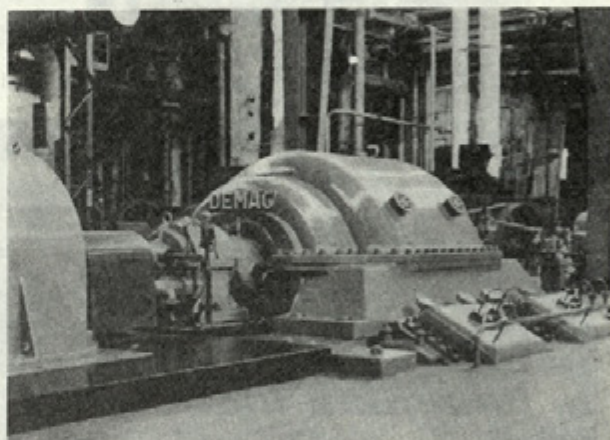
Sl. 11. Štiristopenjski radialni turbokompresor za $12\,000\text{ m}^3/\text{hNH}_3$. Tlak na sesalni strani je $0,38\text{ at}$, na tlačni pa $1,3\text{ at}$. Levo zgoraj je viden planetni zobniški prenos; tesnjenje je izvedeno šele na njegovi izstopni gredi. Prvi dve stopnji imata kolo posebne oblike zaradi večje pretočnosti

vani dinamični tlak. Dinamični tlak je možno (vsaj delno) spremeniti v statičnega s tem, da iz kolesa iztekajoči plin vodimo v posebne kanale (vodilne kanale ali pa difuzorje), kjer mu zmanjšamo hitrost. To se zgodi s tem, da se prerez teh kanalov stalno veča. Tako se hitrost zmanjšuje in dinamični tlak spreminja v statičnega.

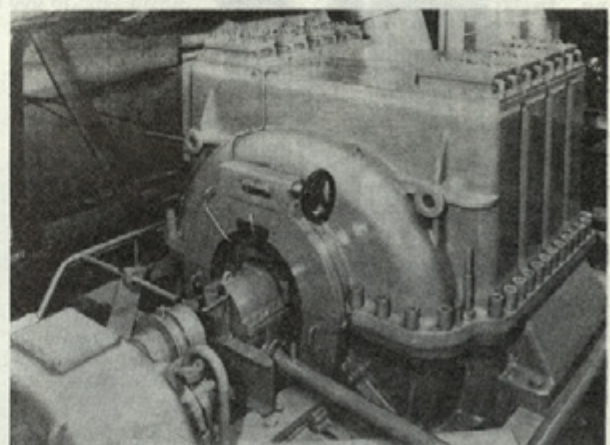
Tlačno razmerje, tj. razmerje med celotnim (totalnim) tlakom (statičnim in dinamičnim skupaj) po kompresiji in pred njo, ki ga je možno doseči s turbokompresorjem z enim kolesom, je omejeno tako zaradi aerodinamičnih kakor tudi zaradi trdnostnih ozirov. Če želimo torej doseči večja tlačna razmerja, kakršna zmore eno samo kolo, moramo zgraditi večstopenjski turbokompresor (slika 9 predstavlja aksialnega, slika 11 pa radialnega), pri katerem vsako naslednje kolo komprimira plin za eno tlačno razmerje više od prejšnjega.



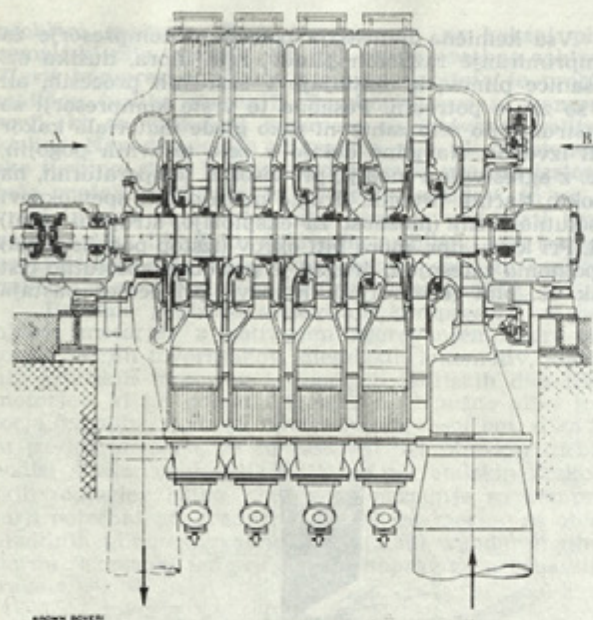
Sl. 12. Trostopenjski dvotočni radialni turbokompresor za kompresijo $450\,000\text{ m}^3/\text{h}$ plina pri tlačnem razmerju 2,5 in vrtilni hitrosti 2600 min^{-1}



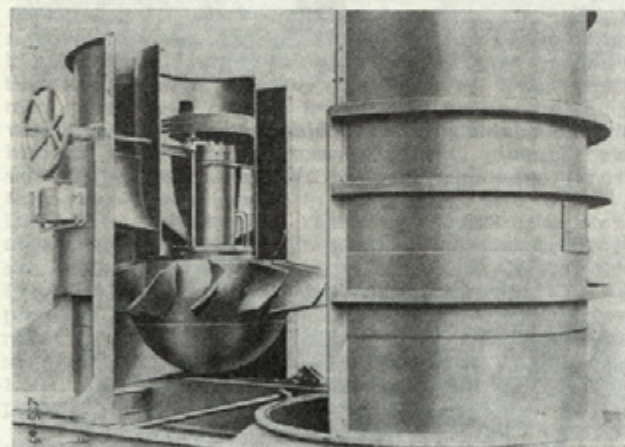
Sl. 13. Petstopenjski turbokompresor za kompresijo $55\,000\text{ m}^3/\text{h}$ zraka pri tlačnem razmerju 6,5 in vrtilni hitrosti 6200 min^{-1}



Sl. 14. Radialni turbokompresor z izdatnim vmesnim in notranjim hlajenjem (»izotermni«) trdke Brown Boveri



Sl. 15. Petstopenjski radialni turbokompresor s slike 14. Difuzor in spiralo nadomeščata dve plošči oz. prostor med njima



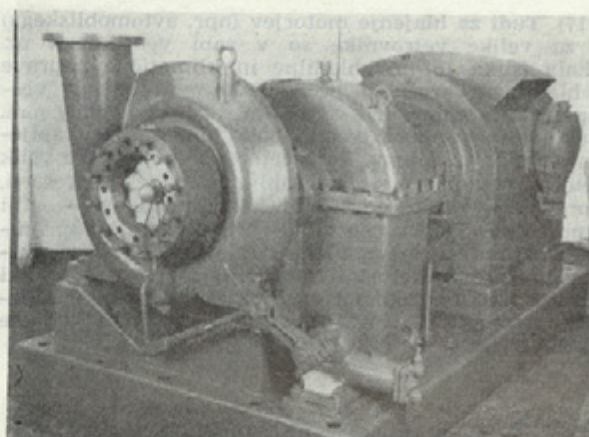
Sl. 16. Ventilator za ventilacijo rudniškega jaška. Pretočni volumen znaša $240\,000\text{ m}^3/\text{h}$, povečanje tlaka pa $200\text{ mm H}_2\text{O}$

V primeru pa, da skozi kolo ni mogoče spraviti želene količine plina (če je npr. premer kolesa omejen), smo primorani tok deliti. Tedaj govorimo o večtočnih (navadno dvotočnih) turbokompresorjih. Seveda je možna tudi kombinacija obojih (slika 12).

Glede na vrsto procesa kompresije pa razlikujemo kompresorje brez hlajenja (ali adiabatne, slika 11) in z njim (vmesno hlajenje med posameznimi stopnjami, slika 13) ter take z notranjim hlajenjem (politropne, oz. če je hlajenje posebno izdatno, izotermne, sliki 14 in 15).²

Omenimo še nekaj imen, ki jih imajo kompresorji za posebne namene oz. kompresorji (splošen pojem) s posebnimi lastnostmi. Če znaša razlika končnega in začetnega tlaka do nekaj $100\text{ mm H}_2\text{O}$, govorimo o ventilatorjih (slika 16), ki so navadno aksialni in enostopenjski, za večje tlačne razlike (do 1 bar) so na-

¹ Adiabatni in izotermni so le teoretični mejni primer.



Sl. 17. Enostopenjski radialni kompresor (puhala). Posebno dobro sta vidna obroč vodilnih lopatic v sesalni cevi in mehanizem za spreminjanje njihovega naklona. K temu glej sliko 10

menjeni enostopenjski kompresorji (navadno radialni) ali puhala (slika 17), medtem ko pri višjih tlačnih razlikah oz. razmerjih govorimo o turbokompresorjih v ožjem smislu.

3. Področje uporabe

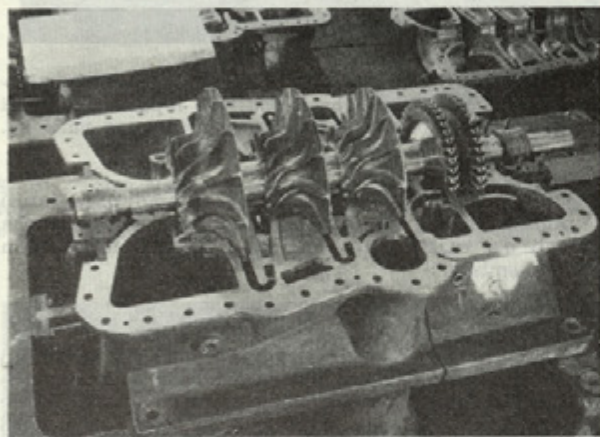
Kompresorje uporabljamo za ventiliranje večjih prostorov, tunelov, rudniških jaškov, za podpih plavžev ipd. Končni tlak v vseh teh primerih mora biti le tolikšen, da z njim lahko potisnemo (pretočni upori!) potrebno količino zraka v prostor, ki ga želimo ventilirati, zato pa mora biti pretočni volumen² navadno večji. V ta namen rabijo ventilatorji in puhala (sliki 16



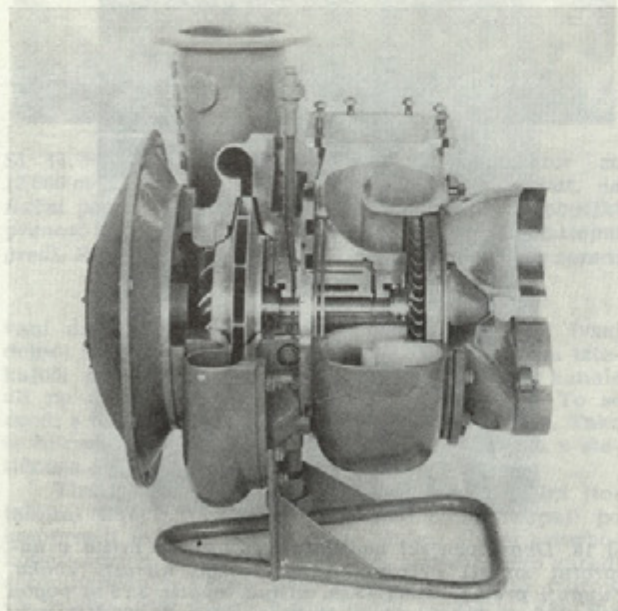
Sl. 18. Dvostopenjski ventilator (stopnji se vrtita v nasprotni smeri) vetrovnika za doseg hitrosti zvoka. Zunanji premer meri 15 m, višina lopatic 3,75 m pogon je z dvema Peltonovima turbinama po 55 000 KS, pretočni volumen pa $38\cdot 10^6\text{ m}^3/\text{h}$ zraka

² To je volumen tik pred vstopom v prvo stopnjo kompresorja.

in 17). Tudi za hlajenje motorjev (npr. avtomobilskega) in za velike vetrovnike so v rabi ventilatorji oz. puhala (slika 18). Za hladilne in klimatične naprave (v hladilnem krožnem procesu) so potrebni že večstopenjski kompresorji z višjim tlačnim razmerjem. Enako velja za naprave za globoko hlajenje in ukapljevanje zraka oz. plinov. Za začetno kompresijo (še velik pretočni volumen) se uporabljajo turbokompresorji, naprej pa — za doseg visokih končnih tlakov — batni kompresorji. Tudi v centralah za dobivanje komprimiranega zraka za pnevmatične stroje kakor tudi za različne procese (v kemični industriji) so potrebni veliki večstopenjski turbokompresorji. Tako npr. velike lakirnice avtomobilskih tovarn potrebujejo velike količine čistega zraka (brez oljnih hlapov!).

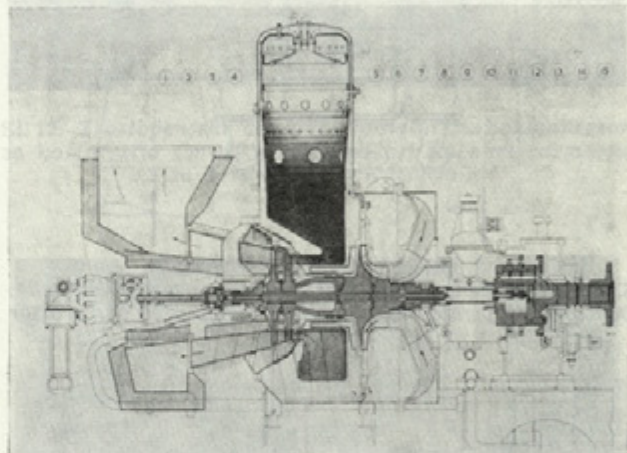


Sl. 19. Trostopenjski radialni turbokompresor za kompresijo $28\ 800\ \text{m}^3/\text{h}$ mešanice dušika in njegovih oksidov od $0,96\ \text{at}$ na $4,0\ \text{at}$. Skozi dvostopenjsko aksialno ekspanzijsko turbino ekspandira $7370\ \text{m}^3/\text{h}$ mešanice od $3,8\ \text{at}$ ($200\ ^\circ\text{C}$) na $1,16\ \text{at}$

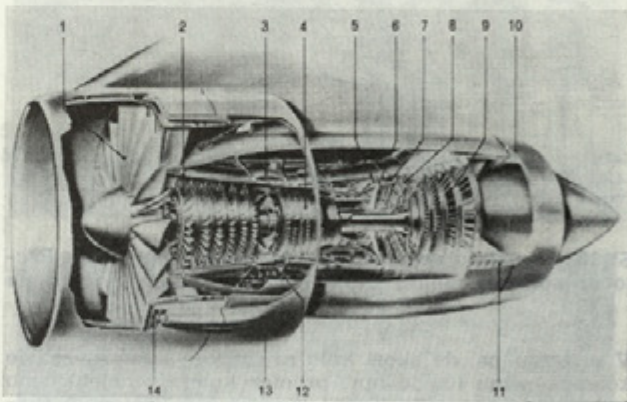


Sl. 20. Model kompresorja za polnjenje motorjev z notranjim zgorevanjem, ki ga poganja turbina na izpušne pline motorja

Vsa kemična industrija potrebuje kompresorje za komprimiranje različnih plinov, npr. klora, dušika oz. mešanice plinov, ki nastajajo v različnih procesih, ali pa so zanje potrebni. Posebno te vrste kompresorji so konstruktivno zelo zahtevni tako glede materiala kakor tudi izvedbe. Navadno delajo v zelo težavnih pogojih, npr. z agresivnimi mediji, pri visokih temperaturah, na visokih tlačnih nivojih, drugič morajo biti spet okrovi absolutno tesni (možnost za eksplozijo, strupeni plini) ipd. Pri kloru npr. mora biti okrov (izstop pogonske osi) popolnoma zatesnjen, drugod je potreben absolutno čist zrak oz. plin (brez oljnih hlapov), pri čemer nastaja



Sl. 21. Aksialna plinska turbina z vgrajenim radialnim kompresorjem



Sl. 22. Prerez skozi reakcijski motor (plinsko turbino) RB 178. Stirje taki motorji s potiskom po $20\ 000\ \text{kp}$ naj bi poganjali reakcijsko potniško letalo Boeing 747 (Po reviji »Interavia«)

- 1 — enostopenjski čelni kompresor
- 2 — šeststopenjski srednjetačni kompresor
- 3 — vmesni delni odvod komprimiranega zraka za hlajenje lopatic
- 4 — šeststopenjski visokotlačni kompresor
- 5 in 6 — vodilne lopatice in kolo visokotlačne turbine (lopatice so zračno hlajene)
- 7 in 8 — vodilne lopatice in kolo srednjetačne turbine (lopatice so zračno hlajene)
- 9 — štiristopenjska nizkotlačna turbina
- 10 — izstopna šoba
- 11 — naprava za preusmeritev potiska
- 12 — pribor
- 13 — izstop zraka iz čelnega kompresorja
- 14 — kaskade za preusmeritev potiska čelnega kompresorja

problem mazanja. Tudi kompresorji za koksni plin, zemeljski plin, mestni plin ipd. imajo posebne zahteve. Zlasti kompresija plinov z majhno gostoto je problematična (veliko stopenj!). Posebnost zase so kompresorji, ki so vključeni v proces pridobivanja solitrne kisline. Navadno imajo prigrinjeno eno- ali dvostopenjsko turbino, skozi katero ekspandira iz procesa izstopajoča mešanica dušika in njegovih oksidov, ki so še vroči in pod tlakom ter tako pomaga poganjati kompresor (slika 19). Tako dobivamo približno eno tretjino porabljenega dela nazaj. Turbokompresorji za kemično industrijo so navadno enoosni in večstopenjski.

Posebno poglavje sestavljajo kompresorji za polnjenje motorjev z notranjim zgorevanjem, npr. motorjev večjih tovornjakov, dieselskih lokomotiv, klasičnih letalskih motorjev ter velikih ladijskih dieselskih motorjev, ki jih poganja turbina na izpušne pline motorja (navadno v enem okrovu s kompresorjem, slika 20) in pa kompresorji, ki so sestavni del plinskih turbin, bodisi stacionarnih (slika 21) ali pa letalskih reakcijskih motorjev (slika 22). In ne nazadnje so kompresorji potrebni pri gradnji atomskih reaktorjev za obtok hladilnih plinov (navadno visoki tlaki, vendar majhna tlačna razmerja) ter pri gradnji naprav za aeronavtiko (rakete).

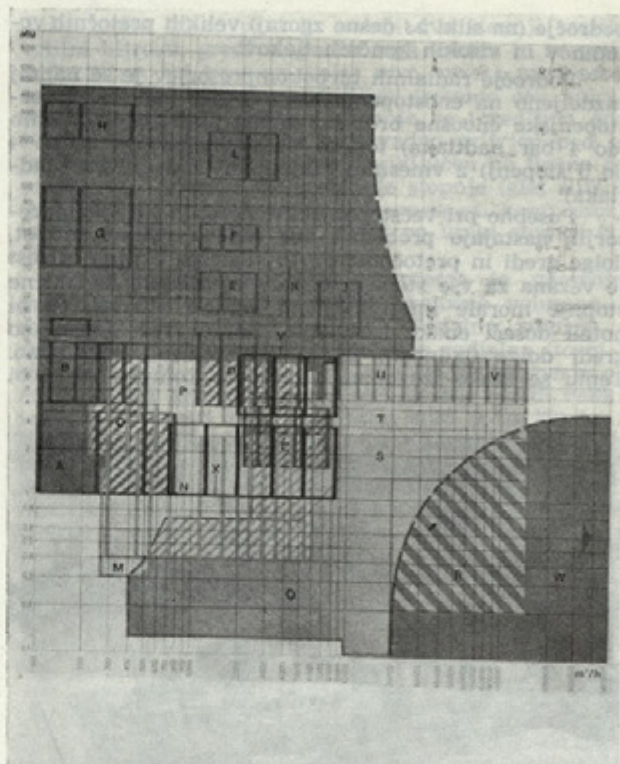
4. Izbira kompresorja

V zadnjih 20 letih so skoraj na vseh področjih prevladali turbo stroji. Parne batne stroje so zamenjale parne turbine, batne motorje z notranjim zgorevanjem so izpodrinile plinske turbine (pri gradnji letalskih motorjev npr. skoraj popolnoma). Prav tako se je moral klasični batni kompresor v večini primerov umakniti turbokompresorju. Vzrokov za to je več. Batni stroji niso zmogli več predelovati čedalje večjih pretočnih volumnov delovnega medija, niso zmogli večje vrtilne hitrosti, ki je pri njih omejena zaradi gibanja bata sem in tja. Tek batnega stroja je neenakomeren, povrh tega pa so ti stroji veliki in težki. Turbo stroj odpravlja vse te slabosti. Ima razen tega boljši izkoristek, obratovanje je varno, vzdrževanje enostavno, življenjska doba dolga (obrabljata se samo dva ležaja) itd. Prednost nasproti batnim kompresorjem je tudi ta, da plina ne zaoljujejo (hlapi), saj so ležaji zunaj okrova nasproti rotacijskim in vijačnim kompresorjem pa, da so rege med rotorjem in okrovom okrog 1 mm in ne 1/10 mm. Torej se pri okvari ležajev ne pojavlja tudi poškodba rotorja.

Vendar tudi turbokompresor ne ustreza vsem potrebam. Zelo velikih tlačnih razmerij z njim ni mogoče dosegati, za majhne pretočne volumne je neekonomičen. Po drugi strani pa se je tudi batni kompresor z različnimi modifikacijami prilagodil povečanim zahtevam, tako da v marsikaterem primeru izbira primerne kompresorja ni lahka stvar.

Posebno na področju srednje velikih tlačnih razmerij in pretočnih volumnov je izbira težka. Prehod od vrstne izvedbe, kakršne skoraj več ne gradijo, na V-, W- (slika 1), ali pa L-izvedbo (slika 2), je namreč omogočil tudi velikim batnim kompresorjem miren tek. Ročična gred je krajša, na eno ročico deluje po več ojnici, s čimer dosežemo že pri enoročičnih strojih s tremi ali štirimi valji boljše izravnavo mas. Povečana vrtilna hitrost tudi za velike stroje (do 600 min⁻¹) je omogočila predelavo večjih pretočnih volumnov (do 30 000 m³/h), pri boksnih izvedbi (sliki 3 in 4) pa niso več potrebni masivni temelji, saj se s to izvedbo v veliki meri odpravljajo sile stroja na temelj, medtem ko z V- ali W- oz. L-izvedbo prihranimo veliko prostora. Izrečno pa so posegli v konkurenco s turbokompresorji rotacijski in vijačni kompresorji. Njihov tek je miren, vrtilna hitrost velika, majhni so itd.

V p-V diagramu na sliki 23 je prikazano celotno področje uporabe kompresorjev. Obe osi diagrama imata



Sl. 23. V p-V diagramu prikazano področje za uporabo posameznih vrst kompresorjev

- A in C — enostopenjski batni kompresor v V- ali W-izvedbi
 B in D — dvostopenjski batni kompresor v V- ali W-izvedbi
 E in F — tri- in štiristopenjski batni kompresor v W-izvedbi
 G in H — tri- in štiristopenjski batni kompresor v enoročični ležeči izvedbi
 J — tristopenjski batni kompresor v dvojni boksnih izvedbi
 K in L — tri- in šeststopenjski batni kompresor v dvojni L-izvedbi
 M, N, O in P — eno- in dvostopenjski rotacijski kompresor
 Q in R — enostopenjsko puhalo s spiralo in reduktorjem
 S, T in V — večstopenjski radialni kompresorji s hlajenjem in brez njega (V — izvedba z visoko pretočnostjo prvih stopenj)
 W — večstopenjski aksialni turbokompresorji
 X in Y — eno- in dvostopenjski vijačni kompresorji

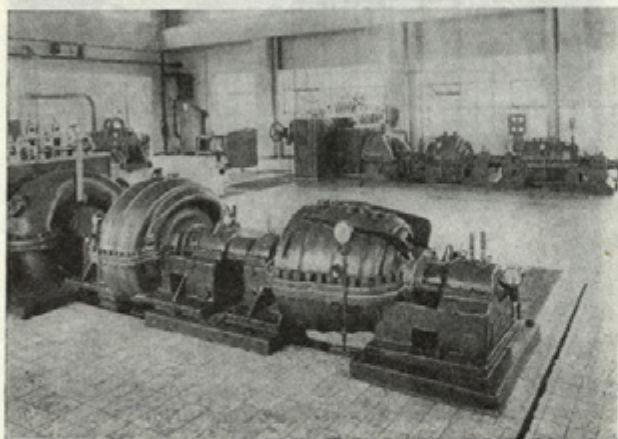
logaritmično razdelitev, končni tlak od 0,1 do 500 bar nadtlaka, pretočni volumen pa od 100 do 500 000 m³/h. Batni kompresorji zavzemajo območje od 1 do 450 bar nadtlaka in pretok do 25 000 m³/h, turbokompresorji pa od 0,1 do 100 bar, zato pa pretok do nekaj 100 000 m³/h. Področje prekrivanja zavzemajo še rotacijski in vijačni kompresorji, področje turbokompresorjev pa je še naprej razdeljeno na dva dela. Aksialni zmogajo predelovati večje pretočne volumne, zato pa imajo nekoliko manjša tlačna razmerja, saj je dosegljivo tlačno razmerje stopnje aksialnega turbokompresorja le 1/4 tlačnega razmerja radialne stopnje.

Seveda velja slika 23 le za primer, da je na sesalni strani kompresorja tlak 1 bar. Posebno pri kompresorjih za naprave kemične industrije pa se pogostoma dogaja, da znaša začetni tlak tudi že po več 10 bar. Tedaj se zgornja meja za končni tlak vseh vrst kompresorjev (upoštevati je treba tlačno razmerje in ne absolutne vrednosti končnega tlaka) proporcionalno dvigne. Seveda so meje tudi v tem primeru odredene (trdnost!). Tako je torej možno s kombinacijo dveh kompresorjev, turbokompresorja za začetno (velik pretočni volumen) in batnega kompresorja za končno kompresijo (visok končni tlak) zapolniti tudi sicer prazno

področje (na sliki 23 desno zgoraj) velikih pretočnih volumnov in visokih končnih tlakov.

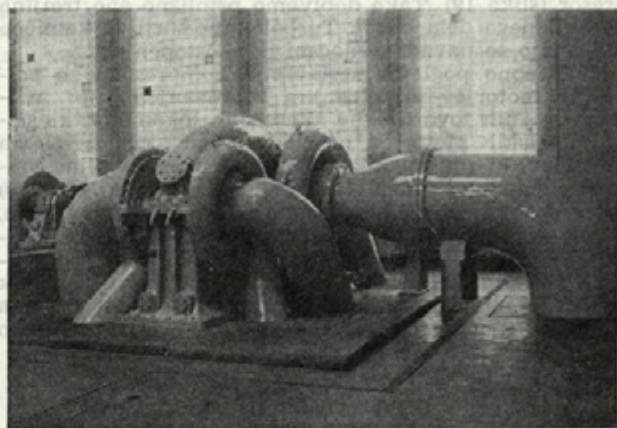
Področje radialnih turbokompresorjev je še naprej razdeljeno na enostopenjske (do 1 bar nadtlaka), večstopenjske enoosne brez vmesnega hlajenja in z njim (do 4 bar nadtlaka) ter na večstopenjske (navadno 4 do 5 stopenj) z vmesnim hlajenjem (8 do 10 bar nadtlaka).

Posebno pri večstopenjskih enoosnih turbokompresorjih nastajajo problemi, kar zadeva vrtilno hitrost, dolge gredi in pretočnost prvih stopenj. Vrtilna hitrost je vezana za vse stopnje, čeprav bi začetne in končne stopnje morale imeti različne vrtilne hitrosti, če bi hoteli doseči enake izkoristke. Zaradi več stopenj so gredi dolge (trdnost!) in se zato vrtijo nadkritično. Temu se lahko izognemo s tem, da kompresor, ki bi

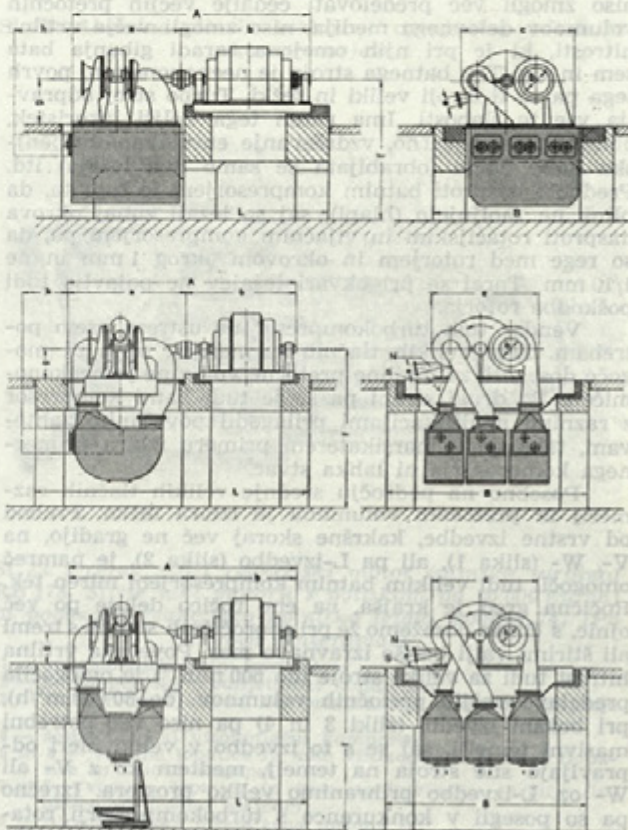


Sl. 24. Radialni turbokompresor z deljenim okrovom. Komprimira 34 300 m³/h mešanice ogljikovodikov od 1,01 at na 12,3 at

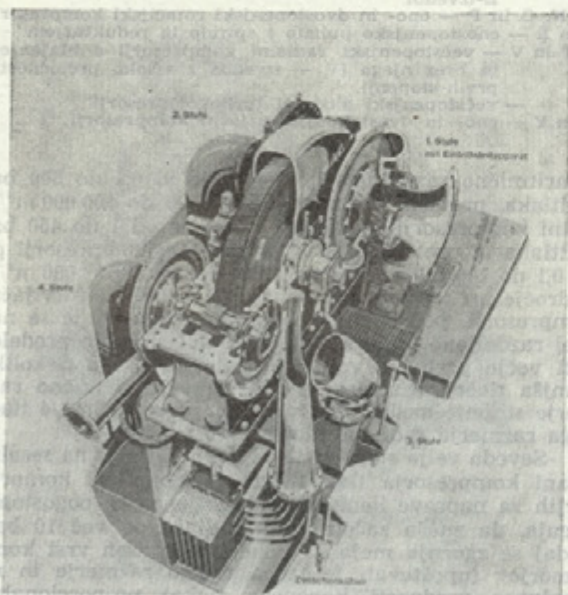
moral imeti več stopenj kakor je navadno (4 do 5), delimo na dva okrova z dvema krajšima gredema (slika 24). Problem pretočnosti prvih stopenj pa rešujemo s tem, da ali izvedemo prve stopnje dvotočno (glej sliko 12) ali pa uporabimo za prve stopnje kolesa s posebno veliko pretočnostjo (glej sliko 11). Vse te probleme rešuje dvoosni štiristopenjski turbokompresor s posebno izvedbo (slike 25, 26 in 27). Sestoji iz glavne



Sl. 26. Dvoosni štiristopenjski turbokompresor za kompresijo 68 100 m³/h zraka pri tlačnem razmerju 6,0. Vrtilna hitrost pogonskega zobnika je 1000 min⁻¹, prvih dveh stopenj 4861 min⁻¹, zadnjih dveh stopenj pa 7245 min⁻¹. Potrebna moč 4550 kW

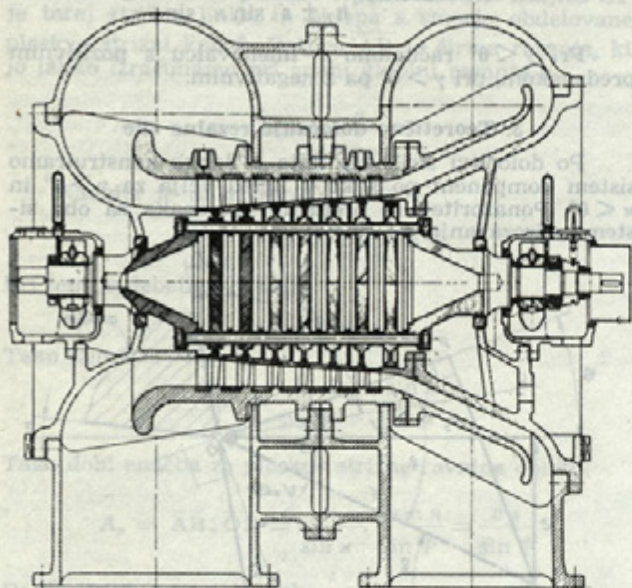


Sl. 27. Postavitev turbokompresorja s slik 25 oz. 26. Tri možnosti za vmesni hladilnik



Sl. 25. Prerez skozi dvoosni štiristopenjski turbokompresor. Vidni so pogonski zobnik, pastorek ene gredi, vmesni hladilnik in regulacija pred vstopom v prvo stopnjo

pogonske gredi, na kateri je zobnik, v katerega prijemata (vsak z ene strani) dva pastorka, ki sta na obeh gredeh, na katerih sta pritrjeni po dve in dve kolesi.



Sl. 28. Prerez aksialnega turbokompresorja s slike 9. Na obeh je posebej dolžina difuzorja, ki je potreben zaradi velike izstopne hitrosti (razširitev mora biti počasna, sicer se pojavljajo velike izgube)

Tako imata lahko prvi in zadnji dve stopnji različni vrtilni hitrosti, gredi so povrh tega kratke in se vrtijo podkritično ter premeri koles niso vezani med seboj, saj ima vsaka stopnja svoj okrov (sesalno cev, spiralo in difuzor). Tudi vmesno hlajenje je izvedljivo enostavno. Vmesni hladilnik je navadno pritrjen pod temeljno ploščo kompresorja in priključen na tlačno cev prejšnje in sesalno cev naslednje stopnje (glej sliki 25 in 27), medtem ko je treba pri enoosnem kompresorju izvesti okrov s posebnimi izvodi po vsaki stopnji (zapleteno ulivanje!).

Večstopenski aksialni kompresor je namenjen predvsem za ekstremno velike pretočne volumnne in manjša tlačna razmerja. Prvič aksialna stopnja ni zmožna dvigniti tlaka toliko kolikor radialna (torej bi moralo biti število stopenj za isto tlačno razmerje občutno večje), drugič pa mora biti difuzor zaradi velikih izstopnih hitrosti zelo dolg (glej sliki 9 in 28) in bi konstruktivno ne bilo mogoče izvesti vmesnega hlajenja, ki bi bilo potrebno zaradi povečanega tlačnega razmerja, saj bi v tem primeru morali po vsaki stopnji imeti difuzor. Aksialni turbokompresor zavzema torej področje nižjih tlačnih razmerij, kjer hlajenje še ni potrebno, in pa ekstremno velikih pretočnih volumnov. Uveljavil se je predvsem kot sestavni del plinskih turbin, medtem ko radialni turbokompresor gradimo predvsem za stacionarne naprave, pri katerih je potrebno višje tlačno razmerje, hlajenje in pa možnost regulacije na čim širšem področju karakteristike.

Avtorjev naslov:

dipl. ing. Marko Perkavec,
4133 Neukirchen Vluyn,
Am Lerchenfeld 20

POVZETKI

UDK 621.941.01

TEORETIČNO DOLOČANJE REZALNE SILE PRI STRUŽENJU

Povzetek iz članka:

L. Kazinczy: *Theoretische Bestimmung der Zerspankraft beim Drehen*

(Industrie-Anzeiger 1972-1, str. 79...82).

1. Splošne ugotovitve

Za dimenzioniranje odelovalnih strojev, orodij, naprav in določanje pogonske moči je treba poznati rezalno silo, ki jo lahko izmerimo z merilnikom sil ali izračunamo po izkustvenih ali teoretičnih enačbah. Rezalna sila je odvisna od fizikalnih in mehanskih lastnosti obdelovanca, geometrije rezalnega roba na orodju, trenja med odrezkom in orodjem, spreminjanja oblike odrezka in toplotnega toka. Teorija odrezavanja temelji na dveh modelih: nastajanju odrezka v dveh (sl. 1) ali treh komponentah (sl. 2).

Pri odrezavanju deluje na orodje O rezalna sila F (s pripadajočo reakcijo).

2. Osnove za teoretično določanje rezalne sile

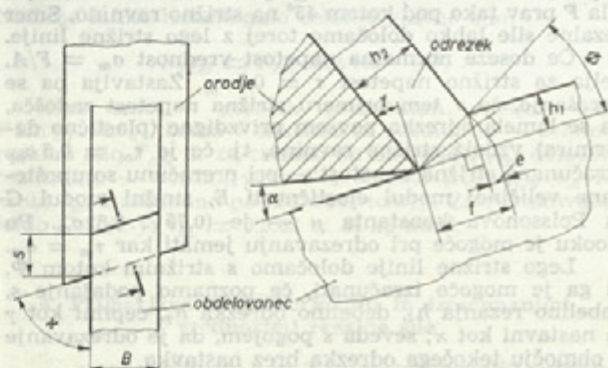
Pri odrezavanju jekla z znano kemično sestavo in zrnino imamo lahko deformacijo v korenu odrezka za stabilno samo v območju tekočih odrezkov brez sprjemanja materiala z orodjem.

Za deformacijo odrezka v korenu je treba uvesti naslednje pojme:

Ravnino, ki je skupna za glavni rezalni rob orodja in cono, kjer poteka plastična deformacija (lamela odrezka se privzdigne, ko je strižna trdnost premagana), imenujemo *strižno ravnino*. Presečna ravnina, ki razpolavlja širino rezanja in stoji pravokotno na strižno ravnino, tvori z njo presečnico, ki oklepa s ploskvijo obdelave strižni kot Φ (sl. 3).

Debelina odrezka je v sredini širine rezanja največja. Iz tega izhaja, da je na tem mestu tudi specifična rezalna sila največja; strižni kot pa ima v sredini širine rezanja najmanjšo vrednost. Spričo tega nimamo opravka s strižno ravnino, ampak s strižno ploskvijo.

Po Mohrovi porušitveni hipotezi je v prizmatični palici, ki je obremenjena na tlak ali nateg, strižna napetost τ največja v tistem prerezu, v katerem je med



Slika 1