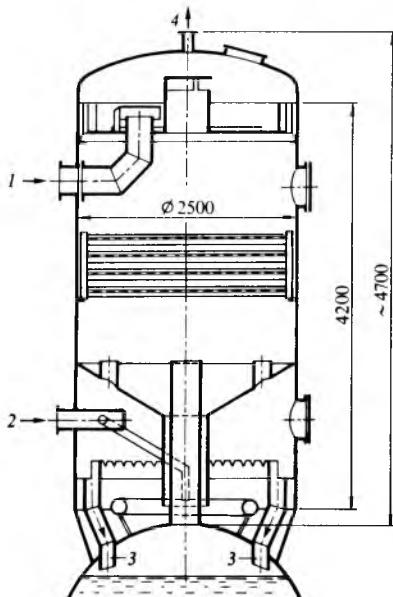


Sl. 74. Termička shema isparivača postavljenog u krug vode i pare

**Otplinjavanje napojne vode.** Osim soli, napojna voda nosi sa sobom i otopljene plinove (kisik, ugljik-dioksid) koji mogu u kotlu uzrokovati koroziju. Uz konstantan tlak topljivost plinova u vodi opada s površnjem temperature, pa pri vreljštu postiže vrijednost nula. Dakle, da bi se plinovi izlučili iz vode, treba vodu zagrijati do vreljšta i plinove odvesti na pogodan način. Otplinjivanje se može provesti pri tlaku većem od 1 bar, ali i pri nižim tlakovima. U praksi se daje prednost otpolinjivanju pri pretlaku jer tada nema opasnosti da zrak prođe u otpolinjivaču.

Sva voda što se dovodi u kotao treba se otpolinjivati, dakle osim dodatne napojne vode i voda koja se dovodi iz kondenzatora. Kondenzat iz kondenzatora sadrži mali udio plinova ( $20 \mu\text{g/L}$ ), a potpuno odsoljena dodatna napojna voda praktički je zasićena plinovima (pri 1 bar i  $20^\circ\text{C}$ :  $\sim 8500 \mu\text{g/L}$ ). Takva je dodatna voda veoma agresivna, pa se u posebnom otpolinjivaču otpolinjuje do udjela od  $\sim 50 \mu\text{g/L}$ . Otplinjivač mora biti izrađen od materijala otpornog prema koroziji.



Sl. 75. Otplinjivač s raspršivanjem vode i dodatnim zagrijavanjem. 1 dovod vode, 2 dovod pare, 3 odvod vode, 4 odvod supare

Najčešće se upotrebljava otpolinjivač s raspšrkavanjem vode (sl. 75). Voda se dovodi u gornji dio otpolinjivača u tavi za raspšrkavanje i otuda otječe po cijelom presjeku otpolinjivača. Tako raspšrena voda zagrijava se parom koja struji u suprotnom smjeru. Za vrijeme zagrijavanja iz vode se odjeljuju plinovi, koji zajedno s malom količinom pare (otparkom) izlaze kroz otvor na vrhu, a voda očišćena od plinova pada na dno otpolinjivača, najčešće smještenog na spremniku napojne vode.

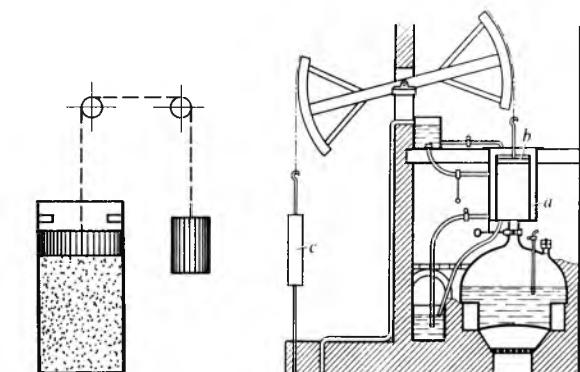
LIT.: A. Zinzen, Dampfkessel und Feuerungen, Springer-Verlag, Berlin-Göttingen-Heidelberg 1957. — V. Đurić, Parni kotlovi I—III, Građevinska knjiga, Beograd 1959—60. — K. Schröder, Grosses Dampfkraftwerke, Bd. 1—4, Springer-Verlag, Berlin-Göttingen-Heidelberg-New York 1959—1968. — C. D. Shields, Boilers, McGraw-Hill, New York 1961. — R. Doležal, Grosskesselfeuерungen, Theorie, Bau und Auslegung, Springer-Verlag, Berlin 1961. — R. Freier, Kesselspeiswasser und Kühlwasser, Technologie und Betriebsanalyse, W. de Gruyter, Berlin 1963. — M. Ledenigg, Dampferzeugung, Dampfkessel, Feuerungen, Springer-Verlag, Wien 1966. — F. Nuber, Wärmetechnische Berechnung der Feuerungs- und Dampfkesselanlagen, Oldenbourg-Verlag, München 1966. — A. Levai, Maschinentechnische Einrichtungen der Wärmekraftwerke, Bd. 1: Dampferzeugung, VEB Deutsche Verlag für Grundstoffindustrie, Leipzig 1966. — R. Günther, Verbrennung und Feuerungen, Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg-New York 1974. — N. H. Afgan, J. M. Beer, Heat Transfer in Flames, John Wiley & Sons, New York-Toronto-London-Sidney 1974. — H. Požar, Osnove energetike, Školska knjiga, Zagreb 1976. — E. Woodruff, H. Lammers, Steam-Plant Operation, McGraw-Hill, New York 1976. — L. Kreuh, Generatori pare, Školska knjiga, Zagreb 1978.

L. Kreuh H. Požar

## PARNI STAPNI STROJ

toplinski stroj koji pretvara topkinsku energiju vodene pare u mehaničku energiju.

Svojstva i djelovanje vodene pare bili su poznati već u starom vijeku. Oko  $\sim 100$  god. Heronova kugla predstavlja preteču parnog stroja. Ta je kugla bila do polovice napunjena vodom i imala je sa strane dvije cjevčice savijene pod pravim kutom. Kad se zagrijala i voda pretvorila u paru, počela se okretati pod utjecajem mlaza pare koji izlazi iz cjevčica. Tek potkraj XVII stoljeća (1690. god.) izgradio je Francuz Denis Papin (1647—1712) prvi stroj donekle sličan parnom stupnju stroju. To je bio Papinov atmosferski stroj, koji se sastojao od cilindra i stapa (sl. 1), a cilindar je istovremeno bio i kotao, i stroj, i kondenzator. Zagrijana voda pretvarala se u paru koja je potiskivala stap do njegova gornjeg položaja. Tada se cilindar počeo hladiti, pa se para kondenzirala i pod stapom se stvarao vakuum, a tlak atmosferskog zraka potiskivao je stap prema dolje. Budući da je atmosferski tlak bio glavni faktor rada, to je taj stroj dobio naziv *atmosferski stroj*. Papin je namjerao svoj stroj upotrijebiti za pogon većih čamaca, ali mu to nije uspjelo.



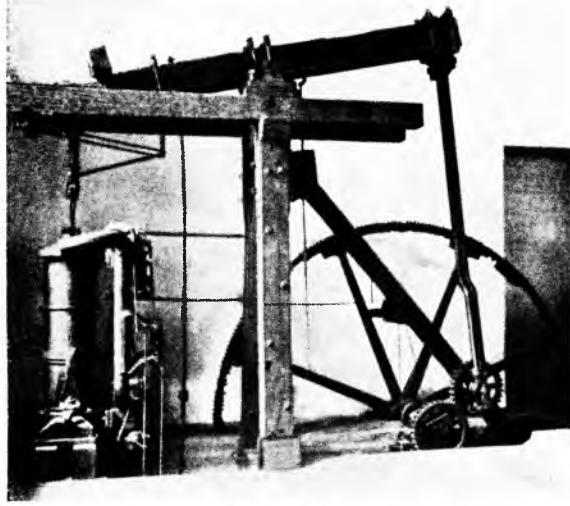
Sl. 1. Shema Papinovog atmosferskog stroja

Sl. 2. Newcomenov atmosferski (parni) stroj (1711. god.)

Na daljem je razvitu parnih strojeva radio i Thomas Savery (1650—1715), a 1711. god. Thomas Newcomen (1663—1729) konstruirao je praktično upotrebljivi atmosferski parni stroj (sl. 2). Utek c, pribrišen na motku sisaljke, preko balansira povukao je stap b gore. Cilindar a tada se odozdo napunio iz kotla parom atmosferskog tlaka, zatim se dovodi pare zatvorio i u cilindar pustio mlaz vode, pa se para u cilindru brzo i gotovo potpuno kondenzirala. Zbog vakuma stvorenenog u cilindru vanjski zrak potisnuo je stap prema dolje, a time preko balansira povukao motku sisaljke opet prema gore.

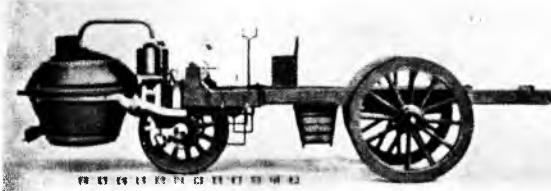
Osnova današnjeg parnog stupnja stroja dao je James Watt (1736—1819) tek 1788. god. Njegov parni stroj imao je sve karakteristike današnjeg parnog stroja i radio je s pretlakom pare. Para se automatski razvodila i obavljala rad uz ekspanziju s obje strane stapa u cilindru. Parni kotao i kondenzator bili su odvojeni od stroja koji je imao zamašnjak i regulator, ali stroj je imao balansir i umjesto koljenčastog pogonskog mehanizma Watt je primijenio jednu naročitu konstrukciju sa zupčanicima.

Na početku XIX st. stacionarni parni strojevi bili su goleme dimenzije. Jedan od Wattovih parnih strojeva, snage 36 kW, imao je vanjske dimenzije  $\sim 7 \times 7$  m (sl. 3). Strojevi takvih dimenzija nisu bili prikladni za primjenu na vozilima. Watt je doduše želio izgraditi lokomotivu, ali je bio toliko zauzeđen s proizvodnjom stacionarnih parnih strojeva, za kojima je bila velika potražnja, da nije ostvario svoj naum.



Sl. 3. Wattov parni stroj (1788. god.)

Prvi pokušaj da se para upotrijebi za pogon vozila učinio je Francuz Joseph Cugnot (1725–1804), izgradivši 1770. god. za francusku armiju parnu kolu (sl. 4) koja su trebala vući teške topove po cesti. Zbog nepovoljnog smještaja kotla tim se kolima teško upravljalo, pa se nakon prvih pokusa odustalo od tog projekta. Prvu upotrebljivu lokomotivu s parnim strojem uspio je izgraditi 1804. god. Englez Richard Trevithick (1771–1833).

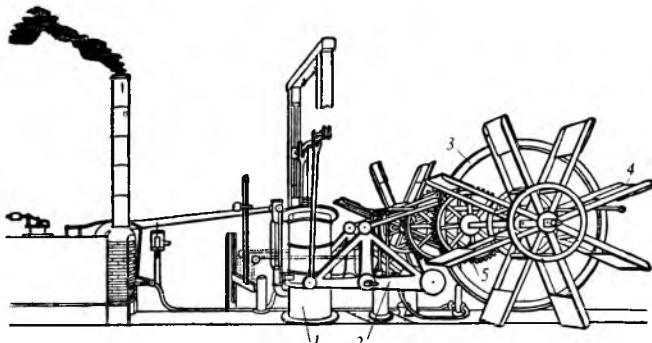


Sl. 4. Cugnotova parna kola (1770. god.)

Odmah nakon Wattova pronalaska nastojalo se primijeniti parni stroj i za pokretanje brodova, ali tek 30 godina kasnije, poslije mnogih pokušaja, našlo se zadovoljavajuće konstrukcijsko rješenje. Robert Fulton je 7. VIII 1807. god. izvršio prvo uspješno pokušno putovanje s brodom *Clermont*, a pogonio ga je jednocilijndrični parni stupni stroj snage 15 kW i brzine vrtanje  $0,33 \text{ s}^{-1}$  (sl. 5). Promjer vertikalnog cilindra stroja iznosio je 609 mm, a hod stapa 1,22 m.

Do sredine prošlog stoljeća gradili su se parni strojevi s balansirom, a tek od toga vremena grade se s kržnom glavom i koljenčastim pogonskim mehanizmom, što je omogućilo zbijenju konstrukciju i manje dimenzije stroja.

Stacionarni, lokomotivski i brodski parni strojevi tri su glavne vrste parnih stupnih strojeva. Od njih su se najduže održali lokomotivski parni strojevi, koji se i danas nalaze u pogonu na mnogim lokomotivama širom svijeta. I te se lokomotive polagano, ali ne prestano, zamjenjuju drugim vrstama, kao što su električne i dizelske lokomotive, pa će tako u svijetu ostati veoma malo parnih strojeva. Uglavnom će se zadržati na lokomotivama bez vatre (v. *Lokomotive*, TE 7, str. 537), jer je ta vrst lokomotiva potpuno sigurna da neće uzrokovati požar.



Sl. 5. Parni stroj Fultonova parobroda Clermont (1807. god.). 1 cilindar, 2 balansir, 3 zamašnjak, 4 lopatično kolo broda, 5 zupčani prijenos vrtanje na osovinu lopatičnog kola

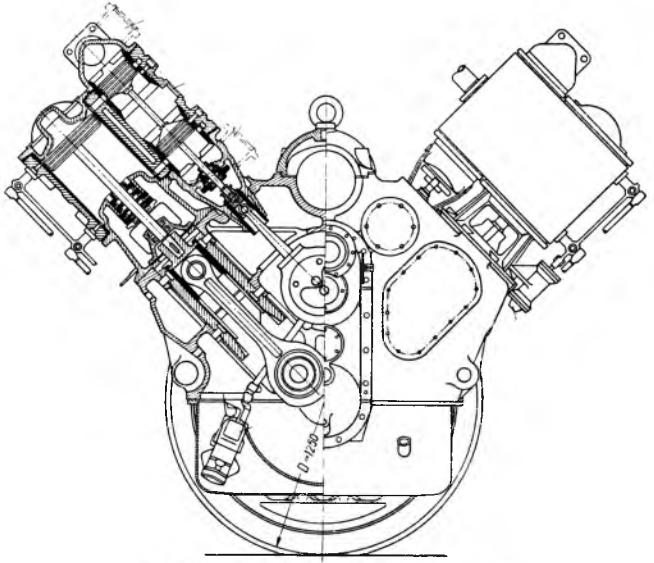
Nakon pronalaska parnog stupnog stroja tehniku se počela naglo razvijati. Potraj XIX st. konstruirana je parna turbina, za što su zasluzni *De Laval*, *Curtis*, *Parsons* i *Zoelly*, a gotovo istodobno i motor s unutrašnjim izgaranjem za što su zasluzni *Otto*, *Diesel*, *Benz* i *Daimler*.

Već početkom XX st. počinje parna turbina potiskivati parni stupni stroj iz stacionarnih postrojenja. Razlog je bio u tome što je parna turbina mogla razvijati velike snage, a zahtijevala je mnogo manje prostora od parnog stupnog stroja, zatim zbog velike brzine vrtanje mogla se izravno vezati s električnim generatorom relativno malih dimenzija. Zbog takvih svojstava parna turbina je potisnula parni stupni stroj i iz brodskih pogona.

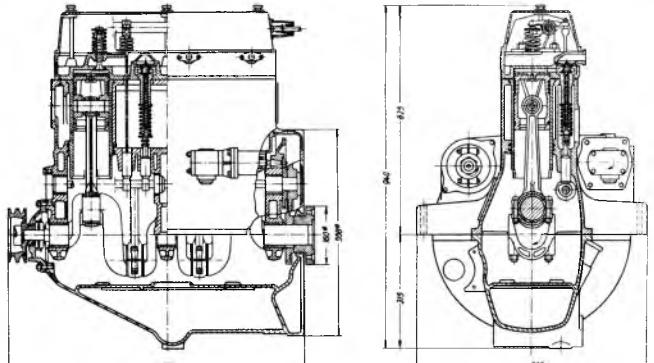
Dvadesetih godina našeg stoljeća sve su se više počeli primjenjivati Diesellovi motori za pogon lokomotiva malih i srednjih snaga te za pogon malih i srednjih brodova, pa je izgledao da će na tom području potpuno potisnuti parni stupni stroj. Međutim, neka dobra svojstva parnog stupnog stroja usporavala su taj proces i poticala da se parni stroj i dalje razvija. Među ta dobra svojstva spadaju: parni stupni stroj može se pod punim opterećenjem pokrenuti iz stanja mirovanja; stroj može raditi u oba smjera vrtnje; pri malim brzinama ima velik okretni moment, a pri velikim brzinama maleni, što se upravo zahtijeva za lokomotivski pogon.

Konstruktori parnih stupnih strojeva uočili su prednosti koje donosi velika brzina vrtanje stroja, pa su stoga tridesetih godina našeg stoljeća počeli graditi *brzohodne parne stupne strojeve*, tzv. *parne motore*. Konstruirali su ih prema motoru s unutrašnjim izgaranjem, koji je u to vrijeme bio u konstrukcijskom pogledu već dobro riješen. Tako su nastali parni strojevi lako izvedbi za razliku od ranijih teških i robustno građenih strojeva. Teškoće su postojale s razvodnikom, jer je trebalo stupne razvodnike zamjeniti ventilima, ali ventili su zbog velike brzine vrtanje pucali, a nije bilo ni prikladnog materijala za grebenaste osovine i pripadajuće kotačice. To je bio razlog da se nije mogao izgraditi parni stroj s ventilnim razvodnikom i brzinom vrtanje većom od  $25 \text{ s}^{-1}$  ( $1500 \text{ min}^{-1}$ ) a da bude siguran u pogonu i duga vijeka. Zbog toga se vratilo na stupni razvodnik.

U razvoju parnih stupnih strojeva prešlo se od sporohodnih ležećih strojeva na višecilindrične brzohodne stope strojeve. Takvi su strojevi upotrebljavani za pogon brodova, i za pomoćne brodskie pogone, a izravno vezani s električnim generatorima služili su električnim centralama. Parni motori građeni su i za lokomotivski pogon. Tvornica *Henschel & Sohn* izgradila je brzovoznu lokomotivu s pojedinačnim osovinskim pogonom, koja je imala četiri parna motora u V izvedbi (sl. 6). Inače, izgrađeno je vrlo malo lokomotiva s pojedinačnim osovinskim pogonom i parnim motorima. Jedan od stope brzohodnih parnih strojeva je motor *BDG* (Berliner Dampfmotoren — Gesellschaft) snage 73 kW s brzinom vrtanje od  $42 \text{ s}^{-1}$ , duljine 0,82 m (sl. 7). Sporohodni ležeći parni



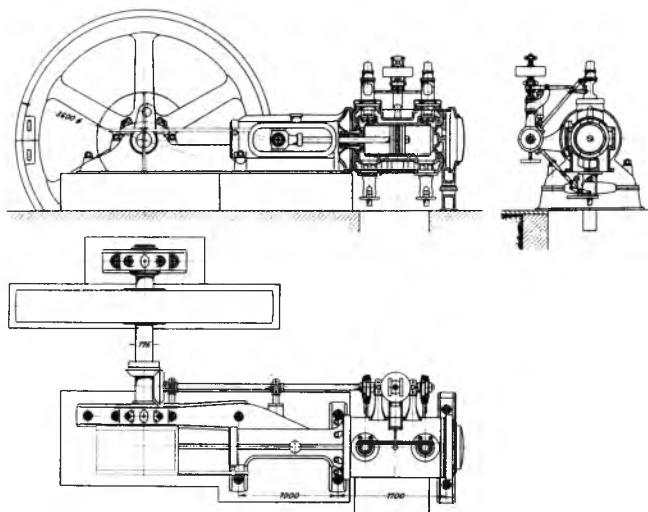
Sl. 6. Henschelov lokomotivski parni motor



Sl. 7. BDG parni motor snage 73 kW i brzine vrtnje  $42 \text{ s}^{-1}$

## PARNI STAPNI STROJ

stroj, čak i nešto manje snage ( $58 \text{ kW}$  s brzinom vrtnje  $2,5 \text{ s}^{-1}$ ) mnogo je teži, a dug je  $4,5 \text{ m}$  (sl. 8).



Sl. 8. Ležeći jednocijlindarski parni stroj snage  $58 \text{ kW}$  i brzine vrtnje  $2,5 \text{ s}^{-1}$

### VRSTE PARNIH STAPNIH STROJEVA

Parni stupni strojevi mogu se graditi u različitim varijantama s obzirom na način djelovanja i na konstrukciju pojedinih sklopova. Pri projektiranju parnog stroja konstruktor odabire one varijante za koje smatra da bi se s njima moglo što bolje prilagoditi stroj predviđenoj namjeni. Mnogo kombinacija različitih varijanti u gradnji parnih stupnih strojeva onemogućuje jednostavnu klasifikaciju tih strojeva prema njihovim bitnim svojstvima. Stoga je mnogo bolje ukratko opisati glavne varijante, tj. raznolikosti, koje dolaze u gradnji parnih stupnih strojeva.

**Strojevi bez ekspanzije pare i s ekspanzijom pare.** U cilindar parnog stroja bez ekspanzije pare upušta se svježa para kroz čitavo vrijeme stupnog hoda, pa ona tokom cijelog hoda stapa djeluje punim tlakom. Zato se takvi strojevi nazivaju i *strojevi s punim tlakom*. Potrošak pare je vrlo velik, a rad stroja neekonomičan, pa se zbog toga strojevi s punim tlakom grade samo kao mali pomoćni strojevi.

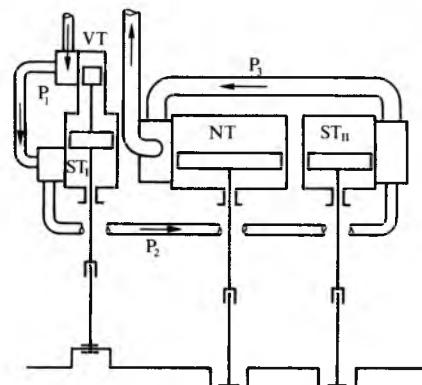
Mnogo ekonomičnije rade *strojevi s ekspanzijom pare*. Para pod punim tlakom ulazi u cilindar stroja samo za vrijeme jednog dijela stupnog hoda, a nakon toga se ulaz pare zatvori. Za vrijeme daljeg hoda stapa para u cilindru ekspandira, tj. volumen joj raste, a tlak opada.

**Strojevi s jednostrukom ekspanzijom i strojevi s višestrukom ekspanzijom pare.** U strojevima s jednostrukom ekspanzijom para ekspandira samo u jednom cilindru. Para može postupno ekspandirati u nekoliko cilindara za redom, pa prema broju cilindara postoje *strojevi s dvostrukom, trostrukom ili četverostrukom ekspanzijom*. Od triju strojnih cilindara s trostrukom ekspanzijom prvi je cilindar *visokog tlaka*, drugi *srednjeg tlaka*, a treći *niskog tlaka*. Strojevi sa četverostrukom ekspanzijom imaju jedan cilindar visokog tlaka, dva cilindra srednjeg tlaka ( $ST_1$  i  $ST_{II}$  na sl. 9) i jedan cilindar niskog tlaka. Ti su strojevi često imali jedan cilindar visokog tlaka, tri cilindra srednjeg tlaka i dva cilindra niskog tlaka tj. ukupno šest cilindara.

Strojevi s ekspanzijom većom od četverostrukih imaju velike gubitke zbog prolaza pare kroz mnogo cilindara, a i troškovi pogona i održavanja su veći zbog složenosti stroja. Ti su troškovi veći od koristi koju donosi ekspanzija produžena na više stupnjeva.

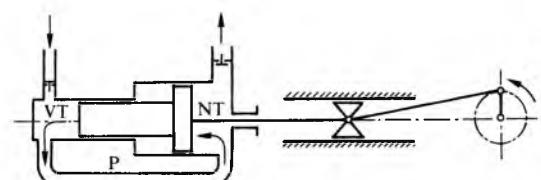
Trostruka i četverostruka ekspanzija zadržala se najduže u brodskim parnim strojevima. Za sve ostale namjene primjenjivala se pretežno dvostruka ekspanzija, jer takvi strojevi ne rade mnogo neekonomičnije od stupnih strojeva s trostrukom i četverostrukom ekspanzijom, a uz dobro konstrukcijsko rješenje mogu biti čak i ekonomičniji. Općenito, ako nisu postojali neki posebni razlozi, gradili su se najviše strojevi s trostrukom ekspanzijom. Kasnije se i u gradnji brodskih parnih strojeva

prešlo na višecilindarske istosmjerne strojeve (2...6 cilindara) s jednostrukom ekspanzijom. Razlog je bio u tome što su svi cilindri imali isti promjer, a to je za proizvodnju veoma povoljno; svaki cilindar je razvijao istu snagu; strojevi s četiri i više cilindara omogućivali su dobru karakteristiku okretnog momenta i dobro izjednačenje masa. Sličan takav stacionarni stroj sa šest cilindara (sl. 12 e) snage  $22000 \text{ kW}$  izgradila je njemačka tvornica DEMAG samo jedanput. Taj stroj spada među najsnajnije parne stupne strojeve u svijetu.

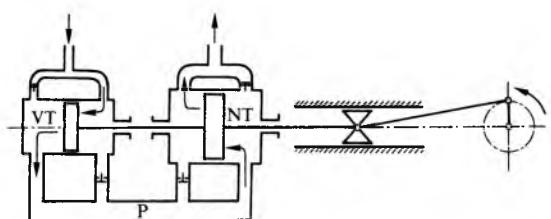


Sl. 9. Parni stroj sa četverostrukom ekspanzijom. Cilindri visokog tlaka VT i srednjeg tlaka  $ST_1$  jednostrukog su djelovanja, cilindri srednjeg tlaka  $ST_{II}$  i niskog tlaka NT dvostrukog su djelovanja. Odnos cilindara  $1:2,2:5:25$ . Prijemnici su označeni sa  $P_1$ ,  $P_2$  i  $P_3$

**Strojevi jednostrukog djelovanja i strojevi dvostrukog djelovanja.** U cilindru stroja jednostrukog djelovanja ili *jednoradnog stroja* (stroj s jednoradnim cilindrima) para djeluje samo s jedne strane stapa (sl. 10). Ako para djeluje s obje strane stapa (sl. 11), tad je to stroj dvostrukog djelovanja ili *dvoradni stroj* (stroj s dvoradnim cilindrima).



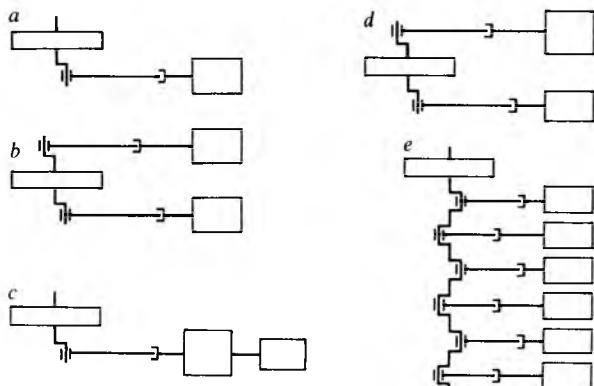
Sl. 10. Tandem stroj jednostrukog djelovanja. Odnos cilindara  $1:(2,5\ldots4,0)$ . P prijemnik, VT cilindar visokog tlaka, NT cilindar niskog tlaka



Sl. 11. Tandem stroj dvostrukog djelovanja. Odnos cilindara  $1:(2,5\ldots4,0)$ . P prijemnik, VT cilindar visokog tlaka, NT cilindar niskog tlaka

**Strojevi s jednim i s više cilindara.** Jednocijlindrični strojevi uglavnom su mali strojevi. Veći jednocijlindrični strojevi grade se samo ako se sva izlazna para iskorišćuje za grijanje, susenje, kuhanje i sl. (sl. 12a).

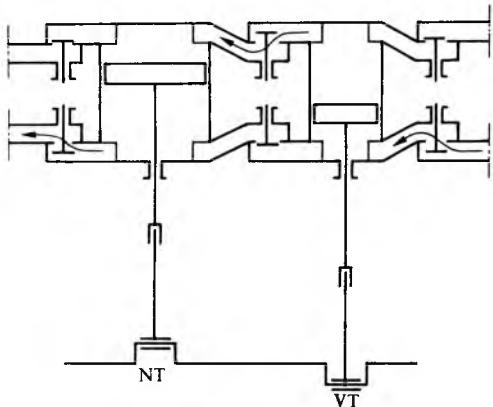
Strojevi s više cilindara mogu biti *blizni parni strojevi* ili *spojeni parni strojevi*. Blizni parni strojevi imaju dva cilindra, svaki s posebnim dovodom svježe pare iz kotla, pa u svakom cilindru istodobno nastaje jednostruka ekspanzija pare kao i u jednocijlindričnom stroju (sl. 12b). Ako takvi strojevi imaju tri cilindra, zovu se *trojni strojevi*. U spojenim parnim strojevima para iz kotla izravno ulazi samo u prvi cilindar gdje djelomično



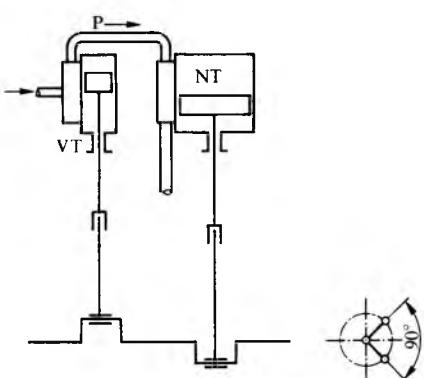
Sl. 12. Raspored cilindara u ležećim parnim strojevima

ekspandira i prelazi u sljedeći cilindar i tako sve do zadnjega, obično četvrtog cilindra. Dakle, u svakom cilindru para dje lomično ekspandira. Svaki sljedeći cilindar ima veći volumen od prethodnoga. Hodovi stupova tih cilindara jednaki su, a promjeri su im različiti.

Parni stroj s dvostrukom ili trostrukom ekspanzijom i cilindrima koji leže jedan iza drugoga, a vezani su na jednu ručicu osovine stroja, ubraja se među *uzdužno spojene parne strojeve* ili *tandem-strojeve* (sl. 12c). Ako su cilindri stroja s dvostrukom ekspanzijom vezani na dvije ručice osovine, stroj se ubraja među *poprečno spojene parne strojeve* koji se često zovu *komaundni (compound) strojevi* (sl. 12d). Ručice kompaundnih strojeva međusobno su pomaknute za  $90^\circ$  (do  $120^\circ$ ), a prethodi ručica niskotlačnog cilindra. Time se postiže jednoličniji ukupni okretni moment, pa je zamašnjak manji. Tandem-strojevi imaju veće zamašnjake, ali zahtijevaju manje prostora od kompaundnih strojeva.



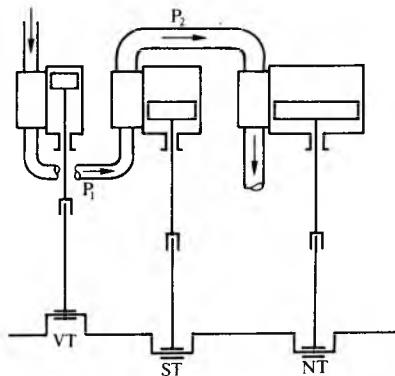
Sl. 13. Stroj sa dvostrukom ekspanzijom tipa Woolf. Odnos cilindara 1:(2,5...5). Stroj nema prijemnika; para prelazi neposredno iz cilindra visokog tlaka VT u cilindar niskog tlaka NT



Sl. 14. Ležeći ili stojeći kompaundni parni stroj sa dvostrukim djelovanjem i dvostrukom ekspanzijom. Odnos cilindara 1:(2,5...4,0)

Cilindri strojeva s višestrukom ekspanzijom međusobno su vezani cijevima koje se zovu *prijemnici* (receiver). Postoje strojevi u kojima para iz jednog cilindra prelazi neposredno u sljedeći cilindar, dakle nemaju prijemnika (Woolfov stroj, sl. 13).

Najčešće vrste strojeva s višestrukom ekspanzijom prikazane su shematski na sl. 9, 10, 11, 13, 14 i 15. Uz sheme su označeni uobičajeni *odnosi cilindara*, tj. odnosi njihovih volumena. Ti odnosi su iskustvene veličine ovisne o namjeni stroja i vrsti gradnje.

Sl. 15. Parni stroj sa trostrukom ekspanzijom i dvostrukim djelovanjem. Odnos cilindara 1:(2...4):(6...10). P<sub>1</sub> i P<sub>2</sub> prijemnici, VT cilindar visokog tlaka, ST cilindar srednjeg tlaka, NT cilindar niskog tlaka

**Strojevi bez kondenzacije i strojevi s kondenzacijom.** U *strojevima bez kondenzacije* para izlazi iz cilindra u slobodnu atmosferu s malo većim tlakom od atmosferskoga. To su obično mali strojevi ili postrojenja za koja je teško ili nemoguće izvesti kondenzaciju, kao što su npr. lokomotivski parni strojevi. Takvi se strojevi zovu *ispušni parni strojevi*. Izlazna para iz strojeva snage veće od 750kW, ako je tlak nešto veći od atmosferskoga, ne ispušta se u atmosferu, nego se iskorišćuje u različitim postrojenjima za druge svrhe, npr. za grijanje. Visina tlaka izlazne pare ovisi o zahtjevima takvih pogona. Parni strojevi te vrste zovu se *protutlačni parni strojevi*. Ako se para, nakon što obavi rad u stroju, kondenzira u kondenzatoru, stroj se ubraja u *parne strojeve s kondenzacijom*.

**Strojevi sa zasićenom parom i strojevi s pregrijanom parom** nazivaju se prema vrsti pare koja obavlja rad, tj. da li je zasićena ili pregrijana para. Parni stroj s pregrijanom parom prikazan je na sl. 16.

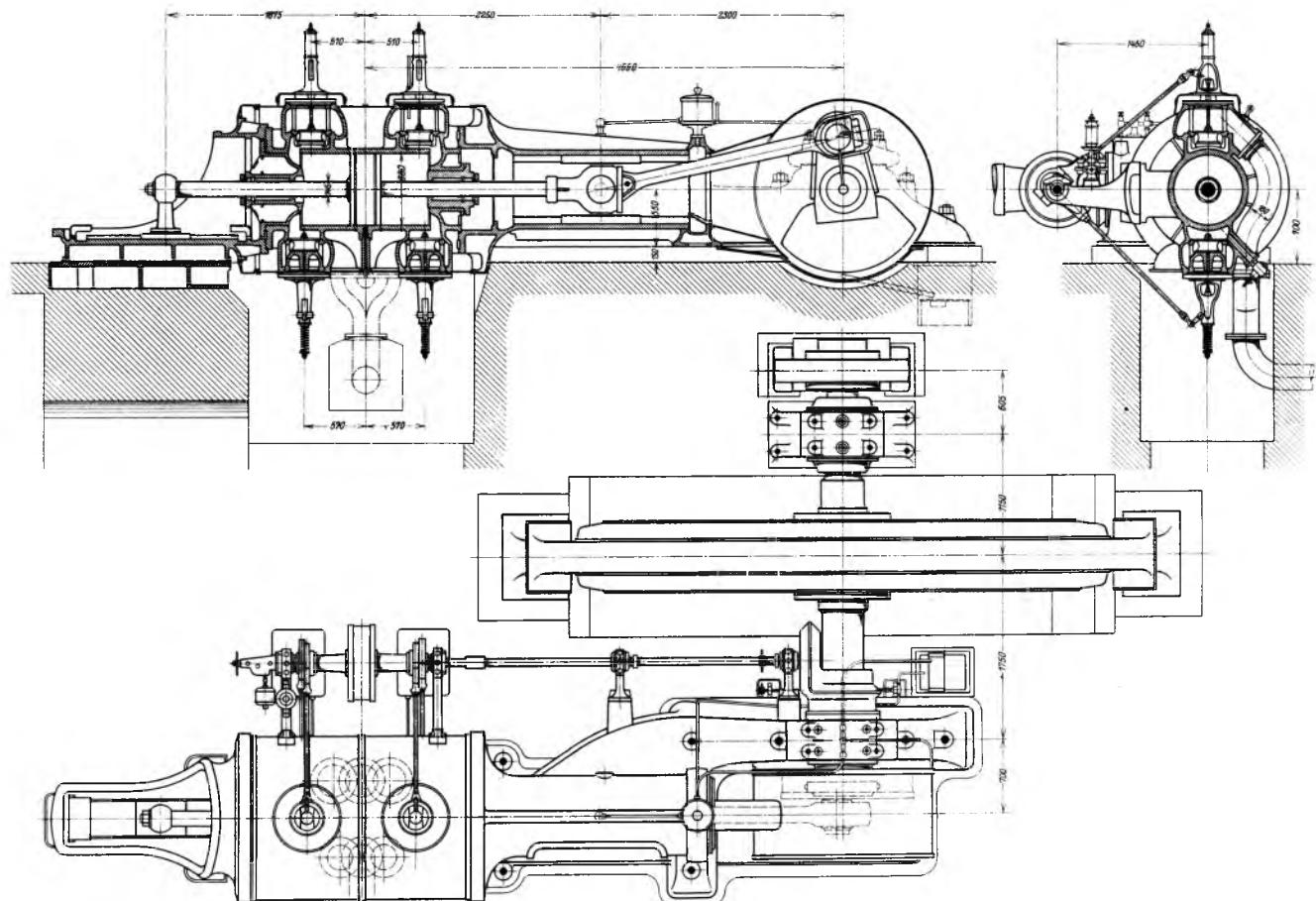
**Strojevi istosmjernog toka i strojevi povratnog toka.** U parnim strojevima povratnog toka para ulazi i izlazi na istom kraju cilindra. U parnim strojevima istosmjernog toka para ulazi na kraju cilindra, a izlazi kroz otvore u sredini cilindra.

**Različiti razvodnici.** Postoje različite vrste razvodnika pare, pa se prema njima razlikuju i stupni parni strojevi. Mnogo različitih razvodnika može se svrstati u dvije grupe: *klijni razvodnici* i *podizajni*. Među klijnimi razvodnicima spadaju *plosnati razvodnici*, *stupni razvodnici* i *Corlissovi razvodnici*, a različiti *ventilni razvodnici* spadaju u podizajne razvodnike.

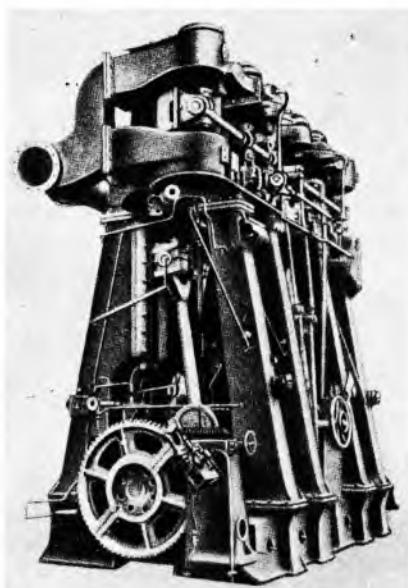
**Ležeći i stojeći parni strojevi.** Cilindri parnih strojeva mogu biti u horizontalnom (ležećem) položaju, u kosom i u vertikalnom položaju.

Strojevi s cilindrima u horizontalnom položaju svrstavaju se među *ležeće parne strojeve*. U višecilindričnim strojevima cilindri su raspoređeni jedan iza drugog ili jedan pokraj drugoga (sl. 12). Od tih su se strojeva najduže zadržali strojevi s jednostrukom ekspanzijom (sl. 12a i b) i strojevi s dvostrukom ekspanzijom (sl. 12c i d). Ležeći strojevi zauzimaju više prostora nego stojeći, veći su im gubici trenja stapa i križne glave, ali je vrlo lagani pristup svim strojnim dijelovima. U početku se gradilo više ležećih nego stojećih strojeva, a kasnije samo ako je to zahtijevalo pogon radnih strojeva, npr. kompresora, ili neki posebni uvjeti kao što je mala visina strojarnice, npr.

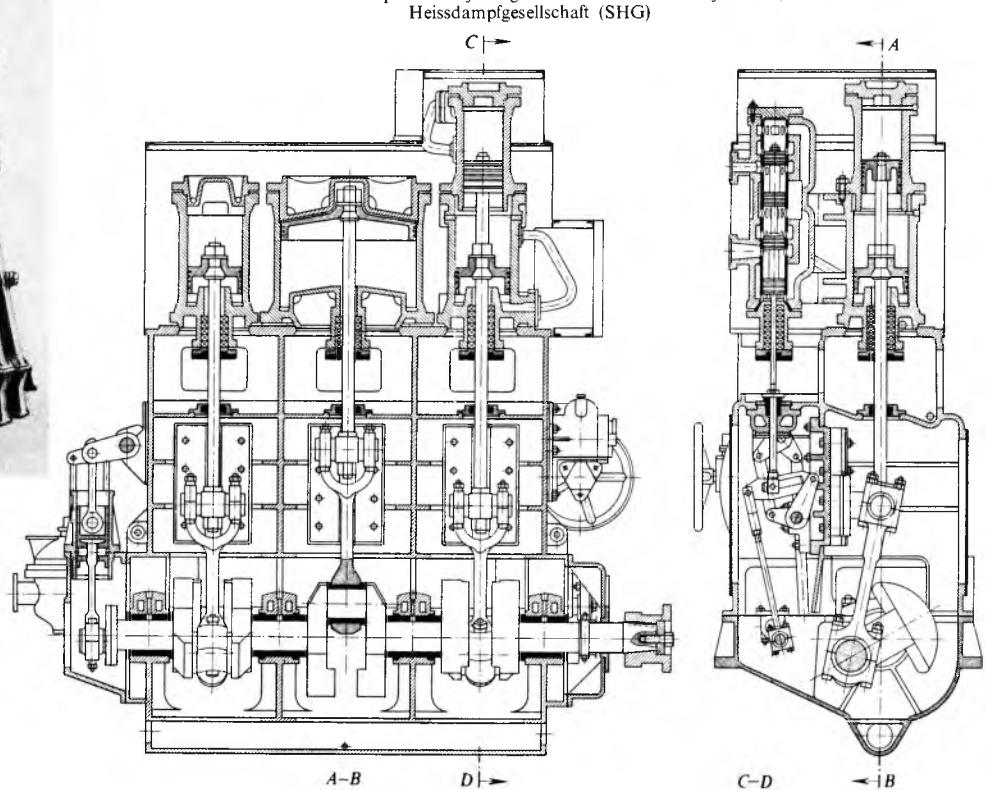
## PARNI STAPNI STROJ



Sl. 16. Ležeći jednocijlindarski parni stroj s ventilnim razvodom. Snaga 330 kW, brzina vrtnje  $1,72 \text{ s}^{-1}$

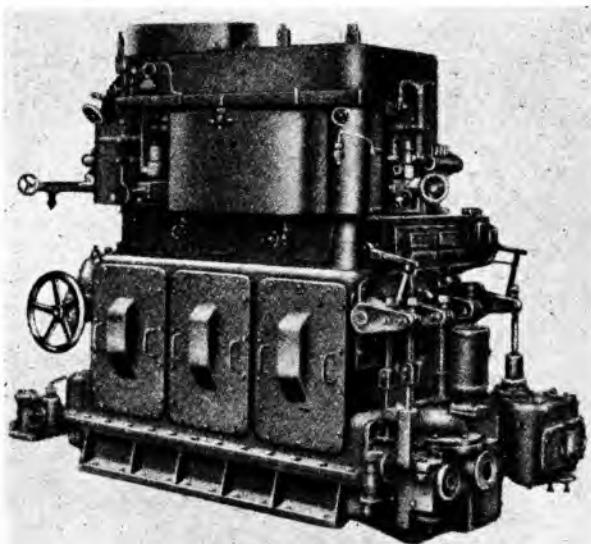


Sl. 17. Lentzov brodski parni stroj



u riječnim brodovima. Strojevi riječnih brodova većinom su imali cilindre u kosom položaju.

Strojevi s cilindrima u vertikalnom položaju zovu se *stojeći parni strojevi* (sl. 17, 18, 19). Ako je više cilindara, oni su smješteni jedan iznad drugoga. Stojeći stroj zauzima približno jednu trećinu površine koju bi zauzimao ležeći stroj iste snage. Mehanička je iskoristivost stojećih strojeva bolja, jer nema trenja uslijed težine stupa i križne glave. Vertikalni položaj cilindra omogućuje dobro pranje stupnih prstenova uz stjenku cilindra i njegovo dobro podmazivanje. Prednost pred ležećim strojevima je i u tome što se stojeći strojevi lako grade s više cilindara, a to omogućuje bolje izjednačenje gibajućih masa. Nedostatak je u tome što su pojedini dijelovi stojećeg stroja teško pristupačni.



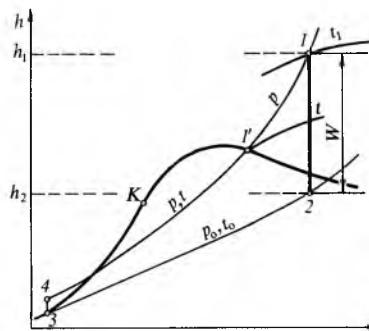
Sl. 19. Vanjski izgled stojećeg parnog stroja prikazanog na sl. 18

Kombinacijom različitih varijanata pojedinih sklopova konstruktor dolazi do optimalnih karakteristika stroja određene namjene. Tako stacionarni strojevi za pogon električnih generatora zahtijevaju konstantnu brzinu vrtanje, a strojevima za pogon kompresora ili sisaljke važan je konstantni okretni moment. Željenu karakteristiku održava konstantnom regulator svojim djelovanjem na razvodnike. Za lokomotivske i brodske strojeve najvažnija je velika sigurnost, odnosno pouzdanost u pogonu.

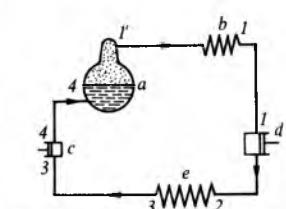
## TOPLINSKI PROCES U PARNOM STROJU

### Teorijski proces

Parni proces s adijabatskom ekspanzijom i kompresijom, a izobarnom razmjenom topline između strojeva, naziva se *teorijskim procesom* ili *Clausius-Rankineovim procesom*. Taj se teorijski proces može prikazati u dijagramu temperatura–entropija (*T,s-dijagram*, sl. 20), dijagramu tlak–volumen (*p,V-dijagram*, sl. 21) i dijagramu entalpija–entropija (*h,s-dijagram*, sl. 22).



Sl. 22. Teorijski proces u *h,s-dijagramu*



Sl. 23. Shema spajanja parnog postrojenja. a parni kotao, b pregrijać, c naporna pumpa, d cilindar parnog stroja, e kondenzator

Postrojenje u kojemu se obavlja taj teorijski proces mora imati određeni broj sastavnih dijelova (sl. 23). U parnom kotlu *a* proizvodi se suho zasićena para tlaka *p* i temperature *t*, i ima stanje *1'*. Suho zasićena para vodi se u pregrijavač *b* gdje se uz konstantan tlak pregrije do stanja *1*, i zatim ulazi u cilindar parnog stroja *d*. U cilindru para adijabatski ekspandira do nekog nižeg tlaka *p<sub>0</sub>* i temperature *t<sub>0</sub>*, te prijeđe u stanje *2*. Istrošena para stanja *2* ulazi u kondenzator *e* gdje se potpuno ukaplji sve do stanja *3*. Naporna sisaljka *c* siše kondenzat stanja *3* i komprimira ga adijabatski na kotlovske tlak *p*, tj. na stanje *4*, i ubacuje ga u kotao gdje se uz dovod topline kondenzat pretvara u suho zasićenu paru stanja *1'*.

Za odvijanje tog procesa potrebno je u kotlu dovesti po jednom kilogramu vode, odnosno pare, toplinu  $Q = h_1 - h_4 \approx h_1 - h_3$ , a u kondenzatoru odvesti toplinu  $Q_0 = h_2 - h_3$ . Prema tome, u stroju bez gubitaka dobiveni rad jednak je razlici entalpija pri adijabatskoj ekspanziji  $h_1 - h_2$ :

$$W = Q - Q_0 = h_1 - h_2, \quad (1)$$

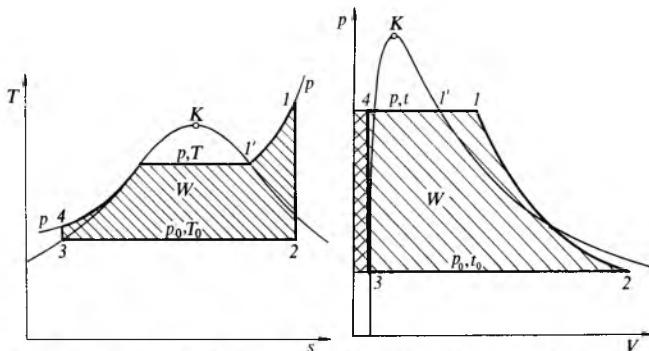
a termička iskoristivost teorijskog procesa iznosi

$$\eta_t = \frac{W}{Q} = \frac{Q - Q_0}{Q} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3}. \quad (2)$$

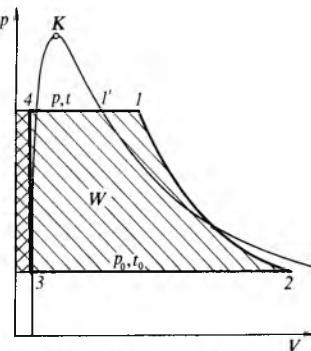
### Proces u stvarnom parnom stapnom stroju

U stvarnom parnom stapnom stroju dobiva se manji rad nego u idealnom stroju bez gubitaka rada. Gubici rada u stvarnom parnom stapnom stroju nastaju zbog nepotpune ekspanzije pare, odavanja topline okolišu, izmjene topline između pare i stjenke cilindra (ulazna kondenzacija), propusnosti parovoda i cilindra, prigušivanja pare i štetnog prostora u cilindru. Osim tih gubitaka koji utječu na rad dobiven u cilindru stroja, postoje i gubici zbog mehaničkog trenja stapnih prstena u cilindru, stajalice u brtvenicama, te trenja u mehanizmu razvodnika i pogonskom mehanizmu stroja. Zbog tih gubitaka od indicirane snage stroja  $P_{ind}$ , koja je približno jednaka unutrašnjoj snazi stroja  $P_p$ , preostaje samo korisna snaga, tj. efektivna snaga  $P_e$ .

**Gubitak zbog nepotpune ekspanzije pare.** Parni stapni strojevi obično rade s nepotpunom ekspanzijom. Pri tom je krajnji tlak ekspanzije  $p_e$  (sl. 24) viši od protutlaka  $p_k$ , što je povoljno s obzirom na konstrukciju i pogon stroja. Zbog povišenog

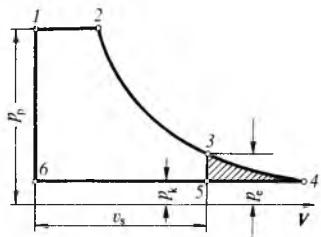


Sl. 20. Teorijski proces u *T,s-dijagramu*



Sl. 21. Teorijski proces u *p,V-dijagramu*

Sl. 24. Prikaz gubitka zbog nepotpune ekspanzije



## PARNI STAPNI STROJ

tlaka  $p_e$  izlazna para sama napušta cilindar ekspanzijom, pa stap pri povratnom hodu treba izbaciti samo neznatni ostatak pare, savlađujući samo protutlak  $p_k$ .

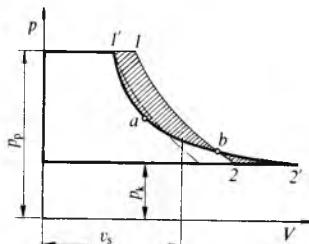
Zbog nepotpune ekspanzije nastaje u parnom stupnom stroju prilično veliki gubitak koji je u  $p,V$ -dijagramu (sl. 24) prikazan iscrtanom površinom 3—4—5. Toga gubitka ne bi bilo kad bi ekspanzija bila potpuna (do točke 4), ali bi tada cilindar, i čitav stroj, postao predugačak. To bi znatno povećalo gubitke topline na stijenkama cilindra i gubitke zbog trenja stapa, a ne bi se moglo izvesti ni dovoljno velike kanale potrebne za vrlo veliki volumen izlazne pare. Ako se uzme to sve u obzir, potpuna ekspanzija ne bi dala veću korisnost.

Da kanali izlazne pare iz parnih stupnih strojeva ne bi bili preveliki, kondenzatorski tlak u najboljem slučaju može iznositi  $0,01 \dots 0,02$  MPa, jer uz taj tlak izlazna para ima toliki volumen koji još omogućuje izradbu prikladnijih kanala. Toplinska energija izlazne pare može se eventualno iskoristiti u nekoj priključenoj parnoj turbini, kao što se to radi u brodskim postrojenjima. Konstrukcija parne turbine dopušta presjeke izlaznih kanala koji omogućuju kondenzatorske tlakove od 0,005 MPa. To omogućuje da u turbinu izlazna para dalje ekspandira, pa se dobiva više rada nego pri čistom pogonu parnog stupnog stroja.

**Gubici na stijenkama cilindra.** Na stijenkama cilindra nastaju gubici zbog prijelaza topline na okoliš i zbog izmjene topline između pare i stijenki.

**Gubitak zbog odavanja topline okolišu.** Dijelovi parnog stroja, koji su u dodiru s parom, zagrijavaju se iznad temperature okoliša. Zato se prijelazom, vodenjem i zračenjem toplina prenosi s parnog stroja na okoliš. Dobrom toplinskom izolacijom parnog stroja taj se gubitak dade učiniti veoma malenim.

**Gubitak zbog izmjene topline između pare i stijenki cilindra.** Stijenke parnih cilindara dolaze naizmjenično u dodir s parom višeg i nižeg tlaka, dokle s parom više i niže temperature. Pri brzoj promjeni takvih stanja pare temperatura stijenki ne može slijediti kolebanja temperature. Prema veličini punjenja stijenke poprime neku stalnu srednju temperaturu, između temperature svježe pare i izlazne pare, koja samo malo koleba oko te srednje veličine. Svježa para ulazi u cilindar s temperaturom ( $200 \dots 350^\circ\text{C}$ ) višom od temperature stijenki ( $40 \dots 100^\circ\text{C}$ ), pa zato toplina prelazi s pare na stijenke. Ako je para zasićena, jedan će se dio kondenzirati (ulazna kondenzacija), a ako je pregrijana, nastaje veliki pad temperature pare i smanji se njezin volumen. Padne li pri ekspanziji temperatura pare ispod temperature stijenki, para će izlazeći iz cilindra primati natrag toplinu od stijenki, pa će se kondenzat ponovno isparavati, ali to nadoknađuje samo mali dio gubitka zbog ulazne kondenzacije.



Sl. 25. Prikaz gubitka zbog izmjene topline između pare i stijenki

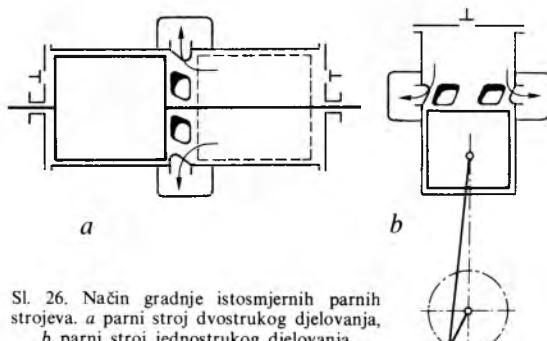
Proces izmjene topline između pare i stijenki cilindra prikazan je u  $p,V$ -dijagramu, sl. 25. Za vrijeme ulaženja svježe suho zasićene pare njena toplina prelazi na stijenke cilindra, pa se smanjuje volumen pare i ona djelomično kondenzira (ulazna kondenzacija), što je u dijagramu prikazano dužinom 1—1'. Zbog daljeg odavanja topline u početku ekspanzije (sve do točke a) stvarna linija ekspanzije leži ispod teorijske adijabatske ekspanzije prikazane u dijagramu crtkanom linijom. Nakon toga stijenke predaju toplinu pari, pa se volumen pare povećava, a kondenzat se naknadno isparuje. Veličina gubitka zbog izmjene topline između pare i stijenki prikazana je u  $p,V$ -dijagramu razlikom iscrtanih površina  $[(1'-1-b-a)-(b-2'-2)]$ . Gubitak zbog izmjene topline između pare i stijenki najveći je dio ukupnih gubitaka. Zajedno s gubitkom zbog odavanja topline okolišu predstavlja gubitke stijenki.

Gubici stijenki to su veći što je veća vanjska površina cilindara, slabija toplinska izolacija cilindara, veća unutrašnja štetna površina cilindara, veća temperaturna razlika između pare i stijenki te duže vrijeme prijelaza topline, a to manji što je veće punjenje cilindara. Najviše vrijednosti iskoristivosti parnih strojeva jednostrukе ekspanzije su u području punjenja  $15 \dots 40\%$ .

**Smanjivanje gubitaka stijenki.** Gubici stijenki mogu se smanjiti na nekoliko načina. Jedan od tih je primjena *pregrijane pare*. Za razliku od kondenzirajuće mokre pare, pregrijana para ima veoma lošu izmjenu topline sa stijenkama. Visokim pregrijanjem pare može se mnogo smanjiti, pa čak i potpuno spriječiti ulazna kondenzacija. Primjenom pregrijane pare mogu se gubici smanjiti za  $\sim 1/3$ .

Drugi je način da se smanje gubici stijenki *primjena strojeva istosmjernog toka*. Istosmjerni parni strojevi s usisnim ventilima na krajevima cilindra i izlaznim rasporima u sredini cilindra, koje otvara i zatvara stap, nemaju izmjenično zagrijavanje i ohlađivanje cilindarskih stijenki i parnih kanala, pa su zbog toga gubici stijenki manji. Doduše, zbog ekspanzije para se hlađi, a time i stijenke cilindara, ali to nije tako štetno kao u strojevima povratnog toka. Povoljno je što tlak kompresije doseže gotovo visinu ulaznog tlaka, pa se povisi temperatura pare i stijenki. Zato je temperaturna razlika između ulazne svježe pare i stijenki manja nego u strojevima povratnog toka. Zbog svih tih povoljnih okolnosti gubici stijenki postaju manji.

Na sl. 26. prikazane su skice istosmjernih parnih strojeva, i to sporohodnog ležećeg parnog stroja istosmjernog toka dvostrukog djelovanja prema Stumpfu, i brzohodnog stojećeg parnog stroja istosmjernog toka jednostrukog djelovanja (parni motor).



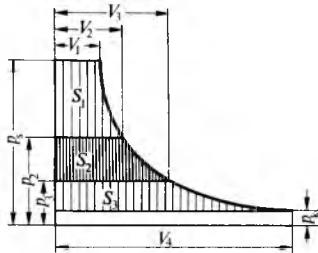
Sl. 26. Način gradnje istosmjernih parnih strojeva. a parni stroj dvostrukog djelovanja, b parni stroj jednostrukog djelovanja

Gubici stijenki mogu se smanjiti i *primjenom parnog ogrtića*. Umjesto da se stijenke cilindara toplinski izoliraju, zagrijava ih se vrućom svježom parom. Zbog toga stijenke poprime temperaturu blisku temperaturi svježe pare, pa se prijelaz topline veoma smanji. Budući da to iziskuje skupe odljevke cilindra s duplim stijenkama, a i povećava se odavanje topline okolišu, takvo se smanjivanje gubitaka stijenki veoma rijetko primjenjuje. Još bolji način za smanjenje temperaturne razlike između pare i stijenki jest primjena strojeva s višestrukom ekspanzijom. Pad tlaka, a time i pad temperature, raspodjeljuje se na dva, tri ili četiri cilindra, pa je pad temperature u jednom stupnju ekspanzije mnogo manji nego pri jednostrukoj ekspanziji. Na primjer, pad temperature u pojedinom cilindru stroja trostrukog ekspanzije iznosi približno jednu trećinu ukupnog pada. Zato stijenke više nisu izložene velikim kolebanjima temperature, pa nastale temperaturne razlike između pare i stijenke ostaju u granicama u kojima je izmjena topline mnogo manja, pa su manji gubici stijenki. Poboljšanje ekonomičnosti nije proporcionalno smanjenju gubitaka stijenki, jer ovisi i o veličini vanjskih štetnih površina cilindara, a te se veoma povećavaju s više sve većih cilindara, pa tako odaju okolišu mnogo veću količinu topline nego strojevi jednostrukog ekspanzije.

Gubici će biti manji ako se izlazna para iz visokotlačnog cilindra zagrije svježom parom prije nego što uđe u niskotlačni cilindar.

U teorijskom  $p,V$ -dijagramu parnog stroja trostrukog ekspanzije (sl. 27) površine  $S_1$ ,  $S_2$  i  $S_3$  proporcionalne su obavljenom

radu u pojedinim cilindrima stroja. U strojevima s višestrukom ekspanzijom raspodijeli se snaga na pojedine cilindre tako da pri normalnom punom opterećenju stroja svi cilindri po mogućnosti obavljaju jednak rad. Budući da se time postiže i približno jednake sile na polužju stroja, pogonski mehanizmi za kompandne strojeve mogu biti jednako građeni. To za tandem-strojeve nema neke važnosti. Raniji zahtjev da pri toj raspodjeli budu jednak i padovi temperature prestao je vrijediti uvođenjem pregrijane pare.

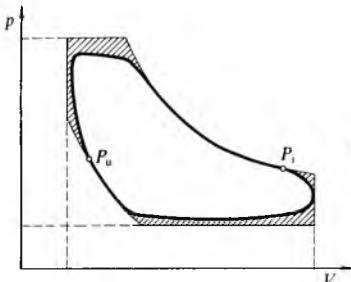


Sl. 27. Teorijski  $p,V$ -dijagram parnog stroja trostrukog ekspanzije

Višecilindarski strojevi s trostrukom i četverostrukom ekspanzijom kasnije su se zadržali još samo kao brodski strojevi s vrlo visokim ulaznim tlakom. Njihov je potrošak pare nešto povoljniji nego u strojevima s dvostrukom ekspanzijom, ali komplikiranija gradnja i povećani troškovi održavanja ponistišavaju veći dio te prednosti.

**Gubitak zbog štetnog prostora u cilindru.** Cilindarski prostor koji je ograničen sa stupom u njegovu mrtvom položaju, s razvodnicima i cilindarskim stijenkama naziva se *šteten prostor*. Šteten je zato jer se pri svakom radnom ciklusu stroja mora manje ili više napuniti svježom parom, a osim toga povećava i gubitke stijenki.

**Gubici prigušivanja.** Kad para struji u cilindar kroz otvore razvodnika i ulazne kanale, zbog otpora trenja o stijenke i unutrašnjih trenja pare, zakretanja pare i promjena presjeka, nastaje prigušivanje, a time i gubici prigušivanja. Zbog toga je početni tlak u cilindru manji od tlaka u razvodničkoj komori. Nastali pad tlaka uzrokuje manju površinu  $p,V$ -dijagrama (sl. 28), što znači i smanjenje snage. Doduše, zbog trenja o stijenke para se malo zagrijava, ali je ta dobit na toplinskoj energiji zanemarljivo malena.



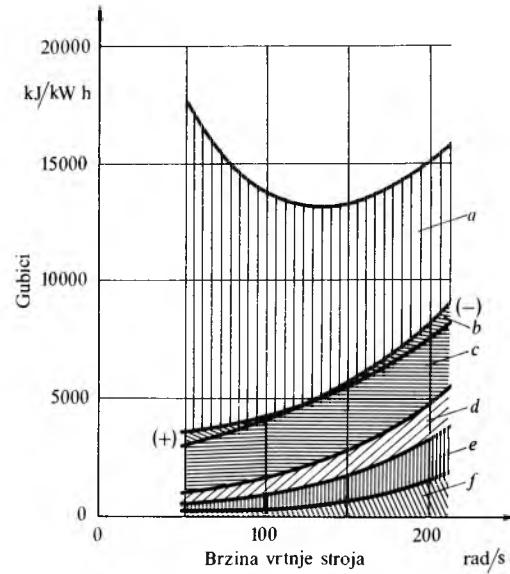
Sl. 28. Prikaz gubitaka prigušivanja

Nije teško uvesti paru u cilindar, nego je teško izvesti ju iz cilindra, jer za vrijeme ekspanzije para poprima veći volumen od onoga što ga je imala na kraju punjenja. Iako zbog toga razvodni organi i prestrujni kanali imaju veće presjeke od onih za ulaz pare, ipak se poveća brzina pare, pa ponovno nastaju gubici prigušivanja (sl. 28). Da bi na kraju stapača presjek izlaza za paru bio što veći, izlazni kanal mora se početi otvarati ranije nego što stap dode u mrtvi položaj. Duljina puta između početka otvaranja ispušnog kanala i mrtve točke naziva se *predstjecanje*.

**Gubici propusnosti.** Na svim mjestima gdje se medusobno pomiču dva dijela koja su u dodiru s parom može doći do gubitaka propusnosti. Takva su mesta razvodni organi parnog stroja, stupni prsteni i brtvenice. Gubici propusnosti nastaju i zbog oštećenih brtivila između prirubnice cilindra i njegova poklopca. Ti se gubici i gubici kroz brtvenice vide jer para na tim mjestima izlazi iz stroja. Gubici zbog unutrašnjih propusnosti, kao što su npr. stupni prsteni ili razvodnički prsteni, primjećuju se samo kao povećanje potroška pare. Gubici propusnosti računski se ne mogu odrediti jer ovise o količini

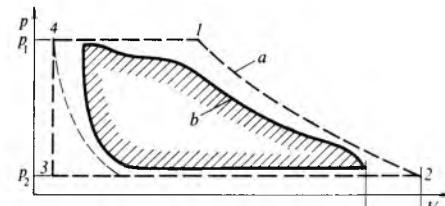
i prirodi tih propusnosti. Dobro održavani strojevi imaju vrlo male gubitke propusnosti.

Iz sl. 29 vidi se da gubici stijenki unutar čitavog područja brzine vrtnje stroja čine najveći dio ukupnog gubitka i da su mnogo manji pri većim brzinama vrtnje nego pri manjima.

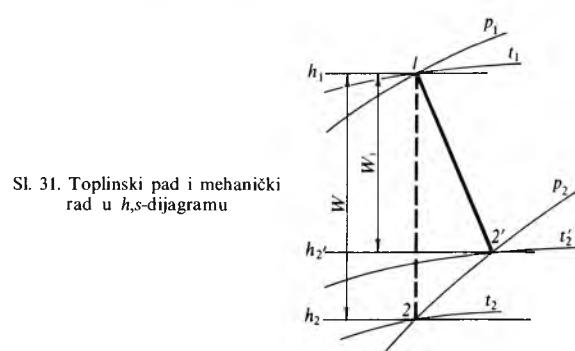


Sl. 29. Ukupni i pojedinačni gubici topline, a gubici stijenki, b gubitak zbog štetnog prostora, c gubitak zbog nepotpune ekspanzije, d gubitak ulaznog prigušivanja, e gubitak zbog kompresije, f ostali gubici

Suma svih gubitaka određuje *stupanj valjanosti* stvarnog stroja  $\eta_v$ . U  $p,V$ -dijagramu ne mogu se prikazati pojedini gubici strogoo odijeljeno jer se njihova djelovanja preklapaju. Zbog toga je na sl. 30 prikazan samo  $p,V$ -dijagram stvarnog stroja (indikatorski dijagram) i pripadajući  $p,V$ -dijagram stroja bez gubitaka. Površina 1—2—3—4 predstavlja mehanički rad  $W$  u stroju bez gubitaka, a površina indikatorskog dijagrama  $b$  predstavlja indicirani mehanički rad u stvarnom stroju, odnosno (ako se zanemari gubitak topline cilindra zbog prijelaza na okoliš i gubitke pare zbog propusnosti stupa i razvodnika) unutrašnji mehanički rad  $W_i$ , koji je proporcionalan toplinskome padu  $h_1 - h_2$  u  $h,s$ -dijagramu, sl. 31. Prema tom  $h,s$ -dijagramu para u stroju bez gubitaka adijabatski ekspandira od stanja 1 ispred stroja do stanja 2 iza stroja. Toplinski pad  $h_1 - h_2$  primjereno je radu  $W$ .



Sl. 30.  $p,V$ -dijagram, a parni stroj bez gubitaka, b stvarni parni stroj



Sl. 31. Toplinski pad i mehanički rad u  $h,s$ -dijagramu

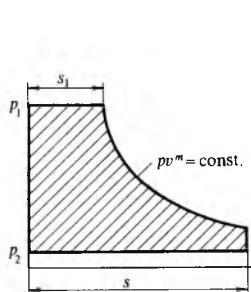
Omjer  $W_i/W$  daje stupanj valjanosti te je, prema tome, jednak i omjeru unutrašnje snage  $P_i$  stvarnog stroja i teorijske snage  $P$  stroja bez gubitaka (*idealnog stroja*),

$$\eta_v = \frac{W_i}{W} = \frac{P_i}{P}. \quad (3)$$

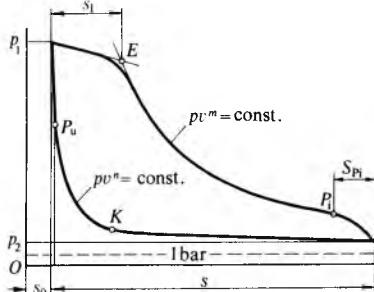
Vrijednosti stupnja valjanosti  $\eta_v$  za različite parne stupne strojeve iznose  $0,50 \dots 0,75$ .

### Parni dijagram

Teorijski dijagram parnog stroja s jednostrukom ekspanzijom (sl. 32) razlikuje se, zbog gubitaka, od parnog dijagrama stvarnog stroja (sl. 33). Budući da se radi o ispušnom stroju, u teorijskom dijagramu uzet je protutlak od 1 bar.



Sl. 32. Teorijski parni dijagram stroja s jednostrukom ekspanzijom



Sl. 33. Stvarni parni dijagram stroja s jednostrukom ekspanzijom

Parni dijagram pokazuje promjenu tlaka u cilindru parnog stupnja stroja unutar jednog okretaja. Krivulja tlaka dana je u dijagramu kao funkcija stupnja  $s$  (hoda, odnosno podizanja stapa). Stapanje  $s$  priklučen je štetni prostor koji je izražen u postocima stupnja i nanesen kao duljina  $s_0$  (sl. 33).

Između stapa u mrtvom položaju i poklopcu cilindra postoji međuprostor koji iznosi  $0,5 \dots 1\%$  stupnja  $s$ . Taj je prostor povećan s prostorima do zapornih organa razvodnika, pa svi ti prostori zajedno čine štetni prostor. Štetni prostor  $s_0$  izražen u postocima stupnja  $s$  obično iznosi  $5 \dots 12\%$  za strojeve s ventilnim razvodnicima,  $10 \dots 15\%$  za strojeve s kliznim razvodnicima i brzinom vrtnje  $n < 5 \text{ s}^{-1}$ , a  $15 \dots 25\%$  za strojeve s kliznim razvodnicima i  $n > 5 \text{ s}^{-1}$ .

Linija punjenja u parnom dijagramu jače ili slabije pada, već prema veličini ulaznog prigušivanja. Na kraju punjenja, u točki  $E$ , počinje *ekspanzija* koja završava u točki  $P_i$  (početak predstjecanja). Linija ekspanzije pregrijane pare strmija je od linije zasićene pare, a poklapa se približno s politropom  $pV^m = \text{const.}$  (s obzirom na točku  $O$ ). Srednja vrijednost eksponenta politrope  $m$  obično iznosi  $1,1 \dots 1,3$ , već prema visini pregrijanja. Za zasićenu paru  $m = 1$ .

Kad počne predstjecanje, para struji iz cilindra zbog ekspanzije, a preostalu paru stап pusti sve do točke  $K$ . *Predstjecanje*  $S_{pi}$  treba odabrati tako veliko da tlak pare do kraja stupnja može pasti na veličinu protutlaka  $p_2$ . Za protutlačne je strojeve  $S_{pi} = 10 \dots 15\%$  od stupnja  $s$ , a za kondenzacijske strojeve  $15 \dots 25\%$ , gdje veće vrijednosti važe za veće brzine vrtnje.

*Kompresija pare* zaostale u cilindru treba pravovremeno početi (točka  $K$ ) da bi se po završetku kompresije postigao tlak pare primijeren srednjoj temperaturi stijenki. U protutlačnim strojevima to se postiže kad tlak pare na kraju kompresije iznosi  $\sim 2/3$  ulaznog tlaka  $p_1$ . Time se sprečava da se svježa para jake ohladiti pri ulazu u cilindar i njezina se toplina bolje iskoristi. Također se takvom kompresijom sprečavaju udarci na pogonski mehanizam koji bi nastali pri nagloj promjeni tlaka u blizini mrtve točke. Budući da se izlazna para pri kraju izlaženja veoma prigušuje, početni tlak kompresije (točka  $K$ ) viši je od protutlaka. Linija kompresije poklapa se približno s politropom  $pV^n = \text{const.}$ , gdje je  $n = 1,1 \dots 1,2$ , već prema temperaturi izlazne pare.

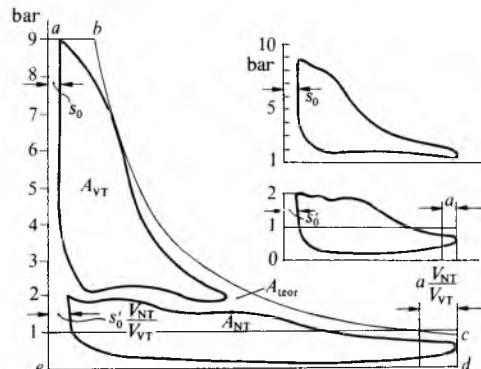
Da bi na početku pokretanja stapa u cilindru bio puni tlak pare, potrebno je da se ulazni kanal otvoriti prije nego što stapa dođe u mrtvi položaj (točka  $P_u$ ). To *predutjecanje* obično iznosi  $1 \dots 3\%$  od stupnja  $s$ . Veće vrijednosti važe za brzohodne stope strojeve.

Budući da je veoma teško izračunati i nacrtati linije punjenja i izlaženja pare, da bi bile kao što su u stvarnim *indiciranim dijagramima*, one se u dijagram ucrtavaju na osnovi iskustva konstruktora, pa tako izrađeni parni dijagram (sl. 33) projektiranog stroja veoma je sličan stvarnom indiciranom dijagramu.

Ukupni pad tlaka u strojevima s višestrukom ekspanzijom raspodijeli se tako da rad i tlakovi na pogonsko polje svih cilindara budu približno jednaki. Iskorištenje pare u stroju s višestrukom ekspanzijom najbolje se procijeni pomoću *stupnja punoće* dobivenog Rankineovim postupkom. U tom grafičkom postupku treba prerisati indicirane dijagrame pojedinih cilindara na jednaka mjerila tlaka i volumena. Snimljeni dijagrami svakog pojedinog strojnog cilindra gotovo uvijek su jednake duljine (sl. 34 desno gore), pa ih se prerise na jednako mjerilo tlaka tako da su duljine dijagrama razmjerno podizajnim volumenima cilindara (sl. 34 lijevo dolje). Obično se kao jedinica uzima duljina visokotlačnog dijagrama, a mjerilo tlaka niskotlačnog dijagrama. Prema tome, duljinu dijagrama niskotlačnog cilindra i njegovog štetnog prostora ( $s'_0$ ) treba pomnožiti sa  $V_{NT}/V_{VT}$ , a visinu visokotlačnog dijagrama pomnožiti omjerom mjerila indikatorskih pera. Tako prerisani dijagrami i štetni prostori unesu se u jedan sastavljeni dijagram i preko njega se nacrti teorijski dijagram  $a-b-c-d-e$ . Površine pojedinih dijagrama,  $A_{VT}$ ,  $A_{NT}$  i  $A_{teor}$  određuju se planimetriranjem. Stupanj punoće  $\alpha$  stroja s dvostrukom ekspanzijom definiran je sa

$$\alpha = \frac{A_{VT} + A_{NT}}{A_{teor}}, \quad (4)$$

Za spojene parne strojeve stupanj punoće iznosi  $0,70 \dots 0,78$ .



Sl. 34. Ukupni parni dijagram stroja s dvostrukom ekspanzijom (prema Rankineu)

### ODREĐIVANJE ISKORISTIVOSTI, SNAGE I POTROŠKA PARE

**Ekonomička iskoristivost.** Ako je u stroju bez gubitaka dobiven rad  $W$  u J/kg (sl. 21), a dovedena je po jednom kilogramu vode, odnosno pare, toplina  $Q$  u J/kg, tada je termička iskoristivost teorijskog procesa

$$\eta_t = \frac{W}{Q}. \quad (5)$$

Označi li se sa  $W_i$  dobiveni rad u stvarnom stroju, tj. u stroju koji ima gubitke, tada je *unutrašnja (indicirana) termička iskoristivost*

$$\eta_{ti} = \frac{W_i}{Q} = \frac{W_i}{W} \cdot \frac{W}{Q} = \eta_v \eta_p \quad (6)$$

gdje je  $\eta_v$  stupanj valjanosti stroja.

Zbog vanjskih gubitaka stroja, tj. mehaničkih gubitaka zbog trenja u stroju, od unutrašnje (indicirane) snage stroja  $P_i$  ostaje

na pogonskoj osovini korisna (efektivna) snaga  $P_e$ . Ako su pripadni iznosi rada označeni sa  $W_i$  i  $W_e$ , tada je *mehanička iskoristivost stroja*

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{W_e}{W_i}. \quad (7)$$

Konačno, *efektivna termička iskoristivost ili ekonomička iskoristivost stroja* dana je sa

$$\eta_{te} = \eta_v \eta_c \eta_m. \quad (8)$$

Pomoću  $\eta_{te}$  ne može se dobiti ispravna slika pri usporedbi parnog stroja, npr. s Dieselskim motorom, jer se u parnom postrojenju jedan dio toplinske energije sadržane u ugljenu gubi u kotlu i u cjevovodima. Ispravno je u tu svrhu upotrijebiti *ekonomičku iskoristivost čitavog postrojenja*, što se još zove i *stupanj iskorištenja goriva*  $\eta_g$  definiran sa

$$\eta_g = \eta_k \eta_c \eta_{te} = \eta_v \eta_c \eta_v \eta_t \eta_m, \quad (9)$$

gdje je  $\eta_c$  iskoristivost cjevovoda.

Jedna od najpovoljnijih vrijednosti  $\eta_g$  postignuta u jednom lokomobilu iznosila je  $\sim 17,5\%$ . U dobrom srednje velikim i velikim stacionarnim parnim strojevima  $\eta_g$  iznosi  $12\cdots 15\%$ , a u manjim strojevima još manje. Lokomotivski ispušni parni stupni strojevi imaju  $\eta_g$  između  $6\cdots 12\%$ .

**Snaga stroja i dimenzijs cilindara.** Snaga parnih strojeva jednak je umnošku protoka pare  $q$  i entalpijskog pada. Prema tome *teorijska snaga* iznosi  $P = q(h_1 - h_2)$ , gdje je  $h_1 - h_2$  raspoloživi entalpijski pad (sl. 31). Zbog unutrašnjih gubitaka u stroju stvarni entalpijski pad  $h_1 - h_2$  manji je od raspoloživoga, pa *unutrašnja snaga stroja* iznosi  $P_i = q(h_1 - h_2)$ . Budući da je stupanj valjanosti  $\eta_v = (h_1 - h_2)/(h_1 - h_2)$ , to je  $P_i = \eta_v P$ . Mnожenjem unutrašnje snage stroja s mehaničkom iskoristivosti  $\eta_m$  dobiva se efektivna snaga stroja  $P_e$  na pogonskoj osovini

$$P_e = \eta_m P_i. \quad (10)$$

Pri projektiranju parnog stroja određuje se promjer cilindra i stupaj na osnovi izraza za snagu stroja. *Indicirana snaga stroja* iznosi

$$P_{ind} = A p_m v_m i = \frac{1}{2} (d^2 - d_s^2) \pi p_m s n i, \quad (11)$$

gdje je  $A$  korisna površina stapa,  $p_m$  srednji indicirani tlak u cilindru,  $v_m$  srednja stupna brzina,  $i$  broj dvoradnih cilindara,  $d$  promjer parnog cilindra,  $d_s$  promjer stupajice u cilindru,  $s$  stupaj, a  $n$  brzina vrtnje stroja. Indicirana snaga stroja  $P_{ind}$  približno je jednak unutrašnjoj snazi  $P_i$  ako se zanemare gubitak topline cilindra zbog prijelaza na okoliš i gubici pare zbog propusnosti stapa i razvodnika.

Površina presjeka stupajice iznosi  $2\cdots 5\%$  površine stapa. Pri projektiranju parnog stroja, uz zadatu snagu, srednji indicirani tlak  $p_m$  određuje se iz nacrtanog prethodnog parnog dijagrama, a za izgrađeni stroj iz indikatorskog dijagrama dobivenog indiciranjem.

Površina parnog dijagrama određuje se planimetrijem ili nekim drugim uobičajenim postupkom (računskim, kao npr. pomoću pravila trapeza). Ako je, npr., površina dijagrama  $A_d = 707 \text{ mm}^2$ , duljina dijagrama  $l = 48 \text{ mm}$ , a mjerilo tlaka (mjerilo indikatorskog pera) 1 bar  $\hat{=} 3 \text{ mm}$ , tada je

$$p_m = 707/(48 \cdot 3) = 4,91 \text{ bar.}$$

Srednji indicirani tlak  $p_m$  može se odrediti i bez crtanja parnog dijagrama iz izraza

$$p_m = 1,2 + 0,2 p_1 \text{ za kondenzacijske strojeve,} \quad (12)$$

$$p_m = 1,2 + 0,25 p_1 \text{ za protutlačne strojeve sa } p_2 < 2 \text{ bar.}$$

Ti izrazi vrijede za najekonomičnije punjenje pri normalnom opterećenju strojeva s ulaznim tlakovima  $p_1 < 15$  bar. Za strojeve s uobičajenim razvodnicima i najvećim punjenjima  $\sim 60\%$   $p_m$  iznosi pri najvećem opterećenju približno 30% više.

Orientacijske vrijednosti srednje stupne brzine  $v_m$  i omjera stupaja i promjera cilindra  $s/d$  nalaze se u tablici 1.

Tablica 1  
STAPAJNI ODNOŠI  $s/d$  I SREDNJE STAPNE BRZINE  $v_m$   
(ORIJENTACIJSKE VRIJEDNOSTI)

	Brzina vrtnje $n$		Stapajni odnos $s/d$ mm/mm	Srednja stupna brzina $v_m$ m/s
	$s^{-1}$	$\text{min}^{-1}$		
Sporohodni strojevi	< 2,5	< 150	2,2…1,5	2,5…5
Srednjohodni strojevi	2,5…8,3	150…500	1,8…1,2	
Brzohodni strojevi	> 2,5	> 150	1,2…0,8	3,5…10
Lokomotivski strojevi	< 8,3	< 500	0,9…1,1	do 8

U lokomotivskim stupnim strojevima stupaj  $s$  iznosi od  $\sim 510$  mm za manje lokomotive do  $\sim 860$  mm za veće lokomotive na prugama normalne širine kolosijeka.

Uzlini tlakovi pare  $p_1$  za brzohodne parne stupne strojeve najčešće iznose 15…30 bar.

**Potrošak pare.** Potrošak pare izračuna se pomoću  $h,s$ -dijagrama uz procjenu stupnja valjanosti  $\eta_v = (h_1 - h_2)/(h_1 - h_2)$  na osnovi iskustva. Za uobičajene strojeve, pri njihovu normalnom opterećenju, može se stupanj valjanosti  $\eta_v$  odabrati iz tablice 2, gdje manje vrijednosti važe za manje strojeve.

Tablica 2  
STUPNJEVI VALJANOSTI  $\eta_v$  PARNIH STROJEVA

Razvodnik	Ekspanzija pare	Zasićena para	Pregrijana para		
		Ispuh	Kondenzacija	Nisko pregrijanje protulak $p_2 < 2$ bar	Visoko pregrijanje (pretlak) $p_2 > 2$ bar
Stupni	Jednostruka	0,50…0,65	0,50…0,68	0,62…0,77	0,72…0,84
	Dvostruka	0,55…0,68	0,55…0,72	0,63…0,80	
Ventilni	Jednostruka	0,53…0,68	0,53…0,70	0,65…0,80	0,75…0,86
	Dvostruka	0,58…0,70	0,58…0,75	0,65…0,82	

Potrošak pare s obzirom na unutrašnju snagu  $P_i$  (ili približno na indiciranu snagu  $P_{ind}$ ) izračunava se iz izraza

$$q = \frac{P_i}{(h_1 - h_2) \eta_v}, \quad (13)$$

Potrošak pare u satu nekoga ležećega jednolinđirnog dvoradnog parnog stroja sa stupnim razvodnikom, efektivne snage od 147 kW pri brzini vrtnje  $n = 325 \text{ min}^{-1}$ , gdje para ulazi u cilindar s pretlakom od 24 bar i  $350^\circ\text{C}$ , a protulak stroja iznosi 2 bar (pretlak), može se izračunati na sljedeći način:

Unutrašnja snaga stroja iznosi  $P_i = 147/0,90 = 163 \text{ kW}$ , a pri tom je mehanička iskoristivost stroja  $\eta_m = 0,90$ . Iz tabl. 2 odabere se stupanj valjanosti  $\eta_v = 0,75$ , a iz  $h,s$ -dijagrama očita se  $h_1 = 3132 \text{ kJ/kg}$  i  $h_2 = 2662 \text{ kJ/kg}$ . Prema tome je potrošak pare  $q = 163/(470 \cdot 0,75) = 0,47 \text{ kg/s}$ , što iznosi 1692 kg/h.

Ako je izlazna para stroja još pregrijana, može se za stroj u pogon iskorišteni pad topline odrediti neposredno iz  $h,s$ -dijagrama i tako doći do potroška pare bez mjerena težine pare. U tu svrhu treba samo točno izmjeriti stanje pare ispred i iza stroja i unijeti te podatke u  $h,s$ -dijagram. U navedenom primjeru izmjerena temperatura izlazne pare iznosi  $153^\circ\text{C}$ . Budući da je izlazna para još malo pregrijana, može se stupanj valjanosti odrediti pomoću  $h,s$ -dijagrama, što iznosi 0,75 kao što je u navedenom primjeru bilo i odabran. U svim ostalim slučajevima neposredno se mjeri težina pare koja struji u stroj (npr. pomoću sapnica) ili, što je točnije, težina kondenzirane izlazne pare (količina kondenzata). Manju točnost daje mjerjenje količine napojne vode kotla.

## RAZVODI

Razvodi služe za pravilnu raspodjelu pare, tj. pravilno upuštanje i ispuštanje pare iz cilindra stroja. Time se postiže ravnomjerno ponavljanje periode ulaska pare, periode ekspanzije, periode izlaska pare i periode kompresije na putu pare kroz svaku stranu cilindra stroja, tako da se na obje strane cilindra obavlja jednak rad, pa se postiže miran hod stroja i ekonomičan potrošak pare.

Razvodi se sastoje od razvodnika i razvodnih mehanizama. Razvodnici su dijelovi razvoda koji neposredno otvaraju i zatvaraju putove pare u cilindar i iz cilindra, a konstrukcijski mogu biti plosnat razvodnici, stapni razvodnici, ventilni i sl. Razvodni mehanizmi pokreću razvodnike, a sastoje se od dijelova kao što su motka razvodnika, ekscentarske poluge, ekscentri kulise i drugo, već prema tome o kakvu se razvodnom mehanizmu radi.

Razvodi mogu biti napravljeni za nepromjenljivo i promjenljivo punjenje cilindra.

U dobrom razvodu moraju se zaporni organi brzo otvarati i zatvarati, a radi manjih gubitaka razvod mora imati mali otpor strujanja, mali štetni prostor i male površine stijena. Konstrukcija razvodnika i razvodnih mehanizama mora biti jednostavna, male mase, malih otpora trenja i lako pristupačna.

Presjeci prestrujnih kanala moraju biti tako veliki da se izbjegne prekomjerno prigušivanje pare koja prolazi tim kanalima. Veličina presjeka  $A_r$  prestrujnog kanala u razvodniku, u normalnim slučajevima, određuje se iz izraza

$$A_r = A_s v_m / w_m \quad (14)$$

gdje je  $A_s$  korisna površina stapa,  $v_m$  srednja stupna brzina, a  $w_m$  dopuštena srednja brzina pare u traženom presjeku. Što je manja srednja brzina pare, to je manji gubitak prigušivanja, ali se povećava štetni prostor i gubici zbog štetnog prostora.

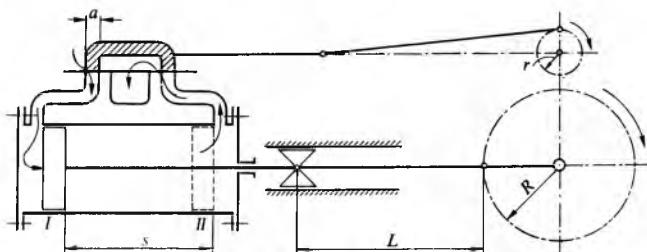
Srednja brzina pare za klizne razvodnike iznosi  $25\text{--}35\text{ m/s}$ , a za ventile razvodnike  $25\text{--}35\text{ m/s}$  na ulazu pare, odnosno  $20\text{--}30\text{ m/s}$  na izlazu pare. Niže vrijednosti tih brzina odnose se na strojeve s višim tlakovima i na brzohodne male strojeve, a više vrijednosti na strojeve s nižim tlakovima i veće sporohodne strojeve. Za visoko pregrijanu paru mogu se navedene vrijednosti povećati i do 20%. Brzina strujanja pare kroz presjekte razvodnika ne smije biti veća od  $70\text{--}80\text{ m/s}$  jer bi gubici prigušivanja postali preveliki.

Za lokomotivske parne stupne strojeve koji rade i s promjenljivim punjenjem i s promjenljivom brzinom vrtnje voznih točkova brzina pare treba se proračunati za najnepovoljnije uvjete, a to je pri punjenju  $20\text{--}25\%$  stupnog hoda i pri najvećoj dopuštenoj brzini vožnje lokomotive.

Ulagani i izlagani otvori u cilindru trebaju biti najmanje 25% veći od najvećih presjeka otvora koje izvode zaporni organi razvodnika. Prestrujni kanali moraju biti glatki i što kraći.

#### Razvodi s kliznim razvodnicima

**Plosnati razvodnici.** Parni stupni stroj s jednostavnim plosnatim razvodnikom (sl. 35) ima školjku razvodnika bez preklopova. To znači da je školjka razvodnika tako oblikovana da se u srednjem položaju na razvodnikovu ogledalu njezine ivice (vanjska, odnosno ulazna, i unutrašnja, odnosno izlazna) točno poklapaju s pripadnim ivicama prestrujnih kanala parnog cilindra.

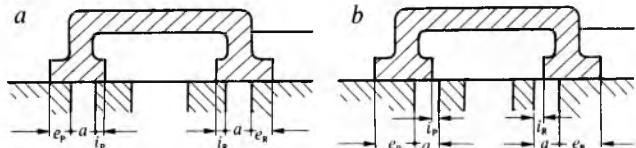


Sl. 35. Plosnati razvodnik parnog stroja bez ekspanzije pare

Prema sl. 35 ekscentar, odnosno ručica razvodnika polumjera  $r$ , koja pokreće školjku razvodnika, nalazi se na posebnoj osovinici. Ta se osovinica okreće sinhrono s glavnom osovinom stroja. Ručica razvodnika stoji pod kutom od  $90^\circ$  ispred ručice stroja polumjera  $R$ , računajući u smjeru okretanja osovine. Čim se stup pokrene nadesno iz mrtvog položaja  $I$ , pokrene se i školjka razvodnika nadesno i pocinje ulaganje pare u prestrujni kanal, a izlaženje pare iz prestrujnog kanala kroz školjku razvodnika i kroz srednji kanal parnog cilindra. Punjenje svježom parom lijevog volumena cilindra i izlaženje pare iz desne

strane cilindra traje, u promatranom slučaju, za sve vrijeme stupnog hoda od položaja  $I$  do položaja  $II$ . Znači da je punjenje 100% od hoda stapa, tj. stapa  $s$ , što se označuje sa  $\epsilon = 1,0$ . Pri povratnom hodu stapa od  $II$  do  $I$  proces je analogan, ali u obrnutim volumenima cilindra. Parni dijagram, odnosno indicirani dijagram takva stroja bit će pravokutnik. To pokazuje da u mrtvim položajima stapa nastaju nagle promjene tlaka pare u cilindru, što je uzrok jakih udaraca u stroju. Osim toga, velik je potrošak pare za jedinicu proizvedenog mehaničkog rada, jer stroj radi bez ekspanzije pare. To su i razlozi da se takvo razvođenje pare ne primjenjuje, nego ono koje omogućuje ekspanziju pare u cilindru stroja.

Razvodnik stroja s ekspanzijom pare treba punjenje i izlaženje pare prekinuti prije nego što stup dođe do kraja u mrtvom položaju. Zbog toga školjka razvodnika (sl. 36) ima na ulaznoj strani proširenje veličine  $e$  (ulazni preklop), a na izlaznoj strani proširenje veličine  $i$  (izlazni preklop). Ekspanzija pare u cilindru to je duža što je ulazni preklop  $e$  veći, a što je veći izlazni preklop  $i$ , to je duža i jača kompresija pare. Izlazni preklop može biti pozitivan i negativan (sl. 36b).



Sl. 36. Školjka razvodnika, a s pozitivnim izlaznim preklopom, b s negativnim izlaznim preklopom. Indeks P označuje stranu poklopca, a indeks R stranu ručice cilindra

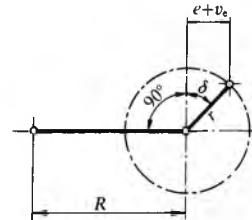
Stroj s ekspanzijom pare mora raditi s nekim predutjecanjem, pa zato školjka razvodnika, odnosno zaporni organ razvodnika, treba za neku određenu veličinu već otvoriti kanal kad stup dođe u mrtvi položaj. Ta se veličina označuje sa  $v_e$  i zove se linijski predulaz. Prema tome, školjka razvodnika mora biti povučena iz svojeg srednjeg položaja za veličinu  $e + v_e$ , tj. koliko iznosi ulazni preklop i linijski predulaz. Zato za klizne razvode s vanjskim ulazom pare (sl. 35) ručica razvodnika (odn. ekscentar) prethodi ručici stroja za kut  $90^\circ + \delta$  (sl. 37). Taj fazni pomak između ekscentra i ručice stroja veći je nego u strojevima bez ekspanzije pare, gdje iznosi  $90^\circ$ . Prema tome, pomak školjke razvodnika iz srednjeg položaja, pri mrtvom položaju stapa, dan je izrazom

$$\xi = r \sin \delta = e + v_e \quad (15)$$

ili izrazom

$$\xi = r \sin \delta = i + v_i, \quad (16)$$

gdje je  $v_i$  linijski predulaz koji omogućuje predstjecanje pare, a  $\delta$  kut predvođenja potreban radi dobivanja linijskog predulaza i linijskog predulaza.



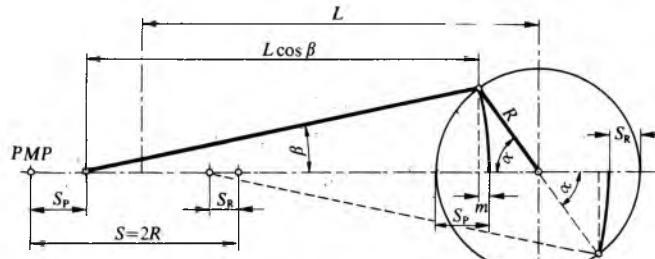
Sl. 37. Položaj ukljinjenog ekscentra za klizni razvodnik (školjku razvodnika) s vanjskim ulazom pare

Okrene li se ručica stroja  $R$  iz mrtvog položaja za neki kut  $\alpha$ , pomak školjke razvodnika iz srednjeg položaja na ogledalo bit će

$$\xi = r \sin(\delta + \alpha). \quad (17)$$

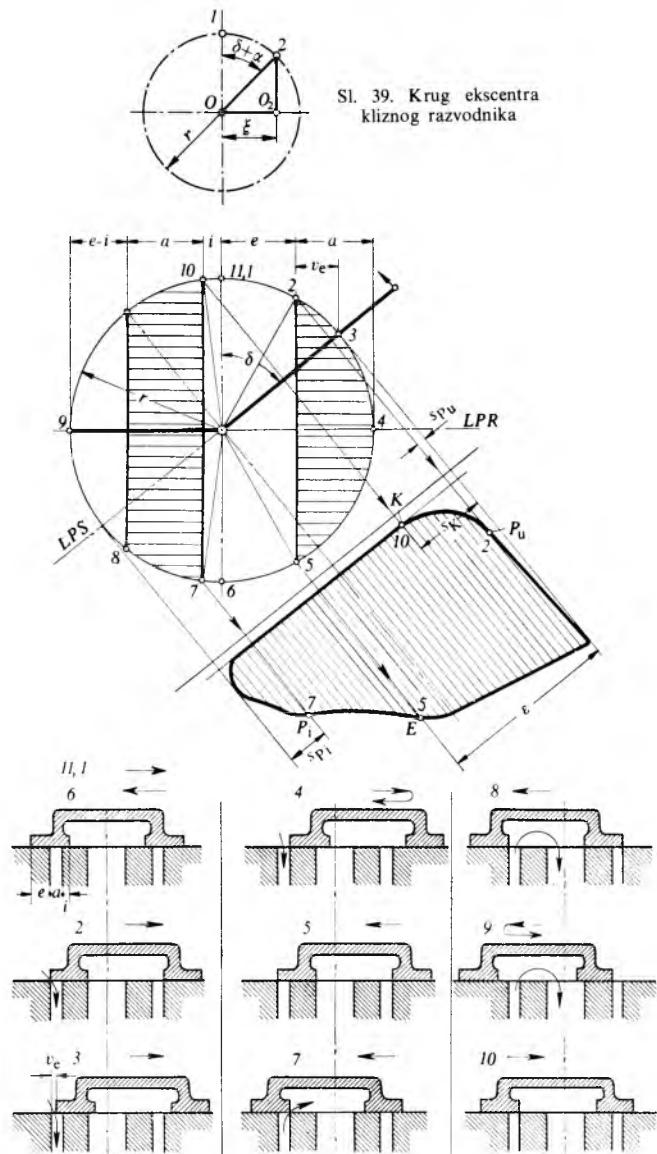
Duljina predvođenja  $e + v_e$  na obje je strane razvodnika jednaka, tj. na strani poklopca i na strani ručice. Zbog konačne duljine ojnice stroja stup zauzima nešto malo različit položaj od onog što bi ga imao da je ojnice beskonačno dugačka (sl. 38). Posljedica toga jest nejednaka raspodjela pare na obje strane cilindra kad je školjka razvodnika izrađena simetrično. Punjenje na jednoj i drugoj strani cilindra mogu biti do nekog

određenog stupnja jednaka ako su preklapanja kanala u razvodniku na obje strane cilindra različito velika. To se može postići tako da se preklopi na školjki razvodnika naprave različito dugački, ili da se školjka razvodnika postavi nesimetrično, tj. da se pomakne iz prvobitnoga srednjeg položaja.



Sl. 38. Utjecaj konačne duljine ojnice na položaj stapa

*Dijagrami razvodnika.* Ako su za neki klizni razvodnik određeni ekscentričnost  $r$ , kut predvođenja  $\delta$ , ulazni preklop  $e$  i izlazni preklop  $i$ , onda je i jednoznačno određeno predutjecanje, punjenje, predstjecanje i kompresija. Međusobna ovisnost svih tih veličina jasno se vidi iz dijagrama razvodnika.



Sl. 40. Dijagram razvodnika s pripadajućim parnim dijogramom i karakterističnim položajima školjke razvodnika. LPS linija puta stapa, LPR linija puta razvodnika

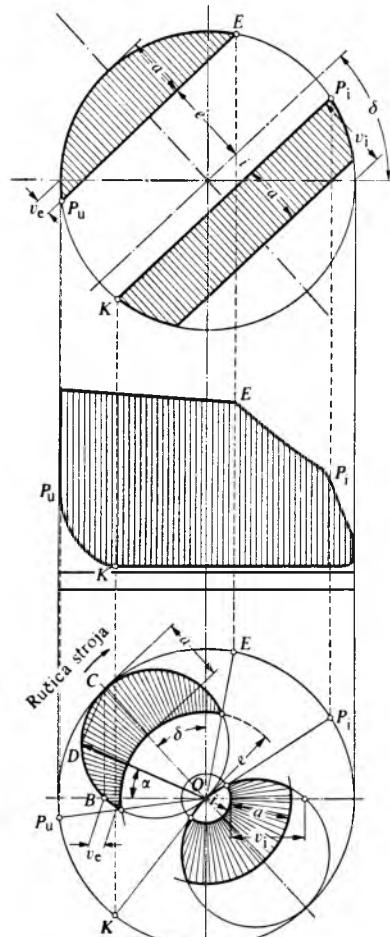
Za svaki položaj ekscentra može se odrediti, spuštanjem okomice na horizontalnu os, pripadni položaj školjke razvodnika, tj. zakrene li se ekscentar za kut  $\delta + \alpha$ , pomaknut će se školjka razvodnika za duljinu (sl. 39)

$$\xi = r \sin(\delta + \alpha). \quad (18)$$

To je i osnova za dijagrame razvodnika, prema Müller-Seemannu i Müller-Reuleauxu, koji omogućuju da se prate gibanja školjke razvodnika prema okretanju ekscentra.

Način izradbe Müller-Seemannova dijagraama vidi se iz slike 40. Ako se veličine  $e$ ,  $i$ ,  $a$  i  $r$  nacrtaju u mjerilu 1:1, dobiva se parni dijagram duljine  $2r$ . Da bi se u tom dijagramu moglo očitati predutjecanje, punjenje, predstjecanje i kompresija neposredno u postocima, uobičajeno je duljinu dijagraama svesti na 100 mm ( $2r = 100$  mm). Time i promjer kruga razvodnika u dijagramu razvodnika postaje 100 mm, pa su zato stvarne veličine  $e$ ,  $i$  i  $a$  povećane ili smanjene. Krug razvodnika predstavlja, u omjeru  $r : R$ , i krug ručice stroja, a njegov promjer hod stapa. Za karakteristične položaje ručice razvodnika (ekscentra) prikazani su na sl. 40 i položaj školjke razvodnika na razvodnikovu ogledalu.

Ako se Müller-Seemannov dijagram zakrene za kut  $90^\circ + \delta$  u smjeru protivnog kazaljkama na satu, dobiva se Müller-Reuleauxov dijagram (sl. 41 gore). Time linija puta stapa i parni dijagram postaju vodoravni, a linija projiciranja između oba dijagrama (razvodnikova i parnog) okomita. To daje mnogo pregleđniji prikaz obaju dijagrama, pa se lako može pratiti međusobna ovisnost između kretanja školjke razvodnika i raspodjele pare.



Sl. 41. Dijagram razvodnika

Kad se ručica stroja nalazi u lijevom mrtvom položaju, u točki  $P_u$  (točka otvaranja), školjka razvodnika otvara kanal širine  $a$  za veličinu linijskog preduzala  $v_e$ . Iz tog položaja, u

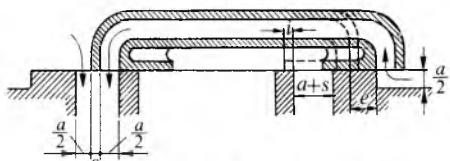
kojemu je počelo punjenje cilindra, školjka se razvodnika kreće dalje dok se kanal potpuno ne otvori. U povratnom gibanju školjka razvodnika zatvara kanal i kad dođe u točku  $E$  (točka odsijecanja) potpuno ga zatvori, pa je punjenje cilindra završeno. Kad školjka razvodnika, nastavljajući gibanje, prevali duljinu puta  $e + i$ , počinje u točki  $P_i$  otvarati kanal za izlaz pare iz cilindra. Kad ručica stroja stigne u svoj desni mrtvi položaj, školjka razvodnika je otvorila kanal za veličinu linijskog predizlaza  $v_i$ . Para izlazi iz cilindra sve dok školjka razvodnika na ponovnom povratnom gibanju ne dođe u točku  $K$  i zatvori kanal, pa počinje kompresija pare.

Dijagram razvodnika prema G. Zeumeru ima polarne koordinate (sl. 41 dolje). Udaljenost školjke razvodnika od njezina srednjeg položaja dana je izrazom (18). Taj je izraz polarna jednadžba dviju kružnica koje se dotiču u polu  $O$ , a središnjica tih krugova zatvara kut  $\delta$  s vertikalom. Povuče li se pod nekim proizvoljnim kutom  $\alpha$  radivjektor  $OD$ , tada je

$$\begin{aligned} OD &= OC \sin \angle OCD, \\ \angle OCD &= \angle OCB + \angle BCD = \delta + \alpha, \\ OD &= r \sin(\delta + \alpha). \end{aligned} \quad (19)$$

Prema tome, neki radijvektor povučen pod kutom  $\alpha$  pokazuje svojom duljinom udaljenost školjke razvodnika od njezina srednjeg položaja kad je ručica stroja zakrenuta za kut  $\alpha$ .

U Zeunerovu dijagramu gornji krug, tzv. *pozitivni krug razvodnika*, mjerodavan je za pomak školjke razvodnika udesno, a donji *negativni krug razvodnika* za pomake uljevo. Krug s polumjerom  $OC$  predstavlja krug ručice stroja. Ucrtaju li se oko pola  $O$  krugovi s polumjerima  $e$  i  $i$  (*ulazni* i *izlazni preklopni krug*), tada zrake povućene preko tih krugova pokazuju veličine otvora kanala za vrijeme punjenja, odnosno za vrijeme izlaženja pare. Zrake povućene kroz sjecište tih krugova s pozitivnim, odnosno negativnim krugom razvodnika, označuju položaje stapa u početku predutjecanja, ekspanzije, predstjecanja i kompresije. Zeunerov dijagram vrla je pregledan, osobito kad se promatra i ispituje raspodjela pare za različita punjenja cilindra stroja.

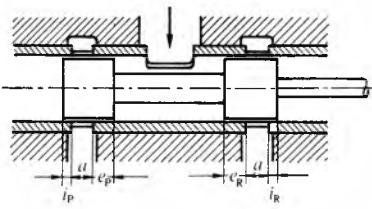


Sl. 42. Školjka Trickova plosnatog razvodnika

Od različitih konstrukcija plosnatih razvodnika može se spomenuti samo *Trick*'ov plosnati razvodnik, kojemu školjka ima kanal za dopunsko ulaganje pare (sl. 42). To omogućuje da istodobnim otvaranjem dviju polovica kanala širine  $a/2$  put školjke razvodnika bude upola manji od onog za jednostavni plosnati razvodnik, što doprinosi smanjenju trenja.

**Starni razvodnici.** Plosnati razvodnik s vanjskim ulaganjem pare ne može se napraviti za tlak pare veći od  $\sim 0,8 \text{ MPa}$ , jer bi, zbog prevelikog pritiska školjke na ogledalo razvodnika, otpor trenja postao prevelik. Zato su se za veće tlakove pare gradili rasterećeni plosnati razvodnici, ali oni su bili komplikirani i nespretni.

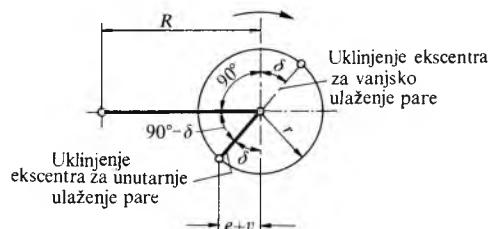
Potpuno rasterećenje postiglo se tek konstrukcijom stapnog razvodnika (sl. 43). Takav razvodnik omoguće i unutrašnje ulaze pare pri kojemu se ulazni preklopi *e* nalaze s unutrašnje strane razvodnika, a izlazni preklopi *i* s vanjske strane.



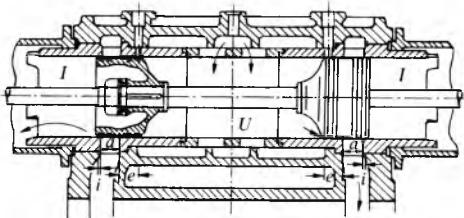
Sl. 43. Stupni razvodnik s unutrašnjim ulaznjem pare

Zbog toga je potreban drugačiji smještaj ekscentra, odnosno ručice razvodnika. Ekscentar se premjesti tako da prethodi ručici stroja za daljih  $180^\circ$ , tj. ekscentar slijedi ručicu stroja za  $90^\circ - \delta$  (sl. 44). Tada para ulazi u prostor  $U$  komore razvodnika da bi ušla u cilindar (sl. 45), a izlazi iz cilindra u prostore  $I$  komore razvodnika, koji se spajaju i imaju zajednički izlaz. Prednosti su unutrašnjeg ulaženja pare što se brtvenice u komori razvodnika nalaze pod utjecajem pare niskog tlaka i niže temperature i što je smanjen gubitak zbog odavanja topline okolišu. Nedostatak je relativno velik štetni prostor, ali za pregrijanu paru to dolazi manje do izražaja.

I u skupini stupnih razvodnika postoje različite konstrukcije, među kojima se nalazi i *Trickov* stupni razvodnik s kanalom za dopunsko ulaganje pare.



Sl. 44. Ukljenje ekscentra za razvodnik s unutrašnjim uloženjem pare

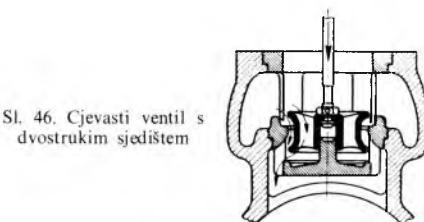


Sl. 45. Lokomotivski stupni razvodnik

Razvodi s odvojenim zapornim organima za ulaz i izlaz pare

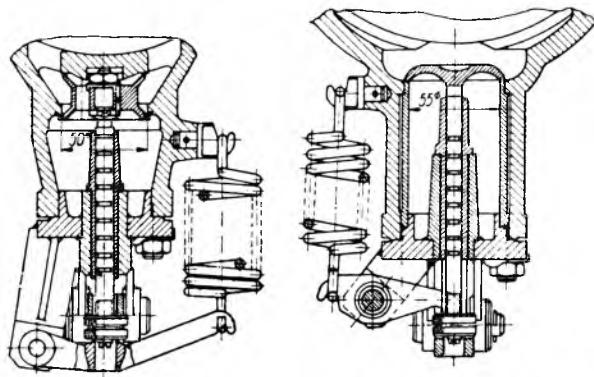
**Ventilni razvodnici.** U strojevima većih snaga zaporni organi za zajednički ulaz i izlaz pare imaju vrlo velike dimenzije, što za plosnate razvodnike, uz više tlakove pare, stvara po-teškoće i opasnost da se zaribaju. Potpuno rasterećeni razvodnici pak imaju relativno velike štetne prostore. Zato su za strojeve velikih snaga prikladniji razvodnici s odvojenim zapornim organima za ulaz i izlaz pare. Primjenom takvih razvodnika smanjuju se štetni prostori i rad trenja, a i zaporni organi mogu se jednostavno i neovisno jedan o drugome podesiti da raspodjela pare bude jednaka na obje strane cilindra. U tu grupu spadaju ventilni razvodnici; svaka strana cilindra ima dva ventila, jedan za ulaz pare a drugi za izlaz.

U ventilnim razvodnicima najčešće se primjenjuju gotovo potpuno rasterećeni i vrlo lagani *cjevasti ventili s dvostrukim sjedištem* (sl. 46). Ventili promjera 200...400 mm imaju stijenke (lijevano željezo) debljine 3...6 mm, a rebra 6...10 mm. Moraju biti lagani, jer im brzina dosjedanja mora biti nula, a i podizanje im počinje iz stanja mirovanja, pa je potrebno vrlo veliko usporjenje pri zatvaranju i vrlo veliko ubrzanje pri otvaranju. Velike se sile inercije izbjegavaju laganim ventilima i lakim polužjem za pokretanje ventila, a podizaj ventila treba biti malen. Prema tome, za velike brzine vrtmje i u određenim

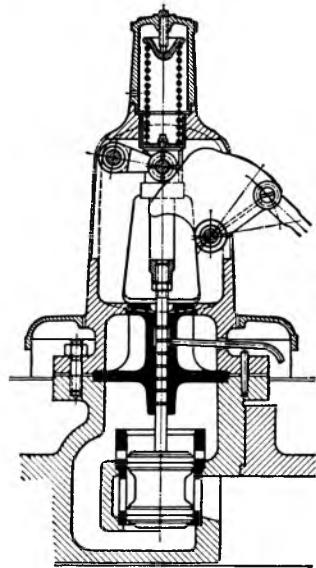


okolnostima prikladniji su razvodi s kliznim razvodnicima od ventilnih razvodnika. Visoka kompresija u cilindru povoljnija je za razvode s ventilima jer treba svladati manji tlak pare pri dizanju ventila.

Neki brzohodni parni stapni strojevi imaju *tanjuraste ventile* (sl. 47 desno) za izlaz pare, a za ulaz pare ugrađeni su cjevasti ventili s dvostrukim sjedištem. Tanjurasti ventili su prikladni za strojeve velikih brzina vrtnje, jer su veoma lagani, ali im je veliki nedostatak što pri otvaranju moraju savladavati konačni tlak ekspanzije u cilindru.



Sl. 47. Ventil s dvostrukim sjedištem i tanjurasti ventil brzohodnog parnog stapnog stroja



Sl. 48. Stapni ventil

*Stapni ventil* (sl. 48) zapravo je kratak stapni zaporni organ za odvojeni ulaz i izlaz pare na svakoj strani cilindra. Prikidan je za visoke tlakove jer je potpuno rasterećen. Toplinsko istezanje ne utječe na njegovu nepropusnost.

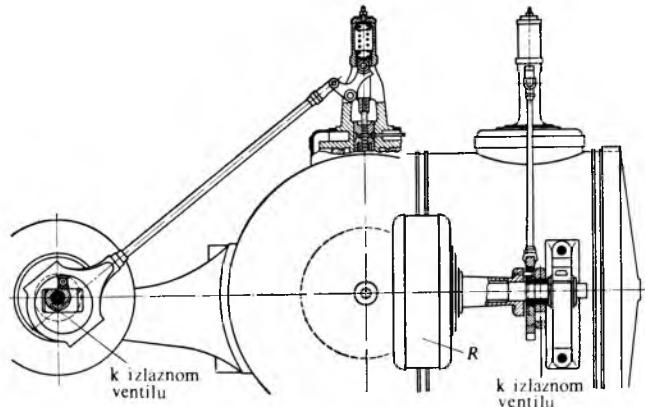
**Razvedenje izlaza pare stapom stroja.** U istosmjernom parnom stroju (sl. 26) para ulazi u cilindar kroz ventile u poklopcu cilindra, a izlazi kroz izlazne raspore smještene u sredini cilindra koje otvara i zatvara stap stroja. Prema tome para struji uvijek u istom smjeru kroz cilindar. Budući da ti strojevi nemaju izlaznih zapornih organa razvodnika ni izlaznih kanala u cilindarskim poklopcima, štetni prostori su manji, a time i štetne površine cilindara. Zbog toga su manji gubici stijenki cilindara, a manji su i gubici strujanja, jer se mogu napraviti veliki izlazni raspori. U određenim uvjetima ti strojevi imaju iskoristivost jednaku kao tandem-strojevi, a u gradnji su od njih jednostavniji i jeftiniji.

#### Razvodni mehanizam

Razvodni mehanizmi služe da pokreću razvodnik na neki određeni način. Razvodni mehanizmi mogu biti izrađeni za *nepromjenljivo punjenje*, za *reguliranje punjenja* i za *promjenu smjera vrtnje*, tj. kao *prekretni razvodni mehanizmi*.

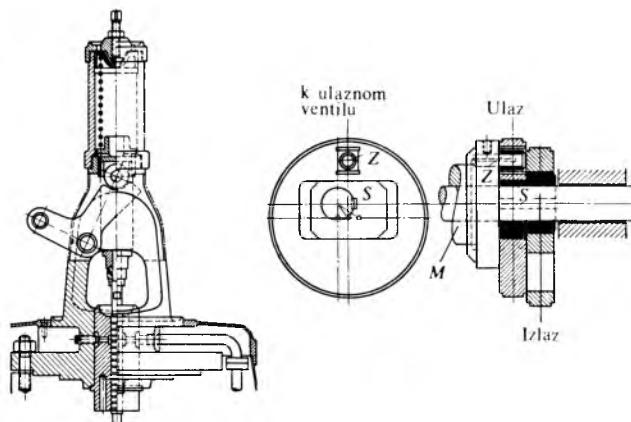
Reguliranje punjenja primjenjuje se gotovo isključivo za stacionarne strojeve, a prekretni razvodni mehanizam služi za sve pogonske strojeve vozila i za neke stacionarne strojeve, kao npr. strojeve za prenosila i dizala, ili valjaonice strojeve. Reguliranje punjenja uvijek je automatsko, tj. pomoću nekog regulatora, a prekretni razvodni mehanizam, koji također omogućuje reguliranje punjenja, pokreće neposredno ili posredno strojovoda.

Različite razvodnici (klizni razvodnici, ventili i sl.) uvjetuju različite konstrukcije razvodnih mehanizama. Postoji mnogo raznovrsnih razvodnih mehanizama od kojih će samo neki biti navedeni.



Sl. 49. Sklop Lentzova ventilnog razvoda

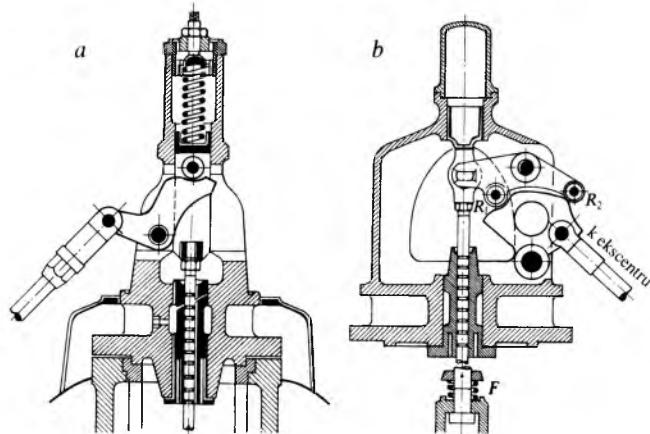
Razvodni se organi redovito pokreću pomoću ekscentara. Na strojevima s kliznim razvodnicima ti su ekscentri najčešće smješteni na koljenčastoj osovini stroja, a na strojevima s ventilnim razvodnicima na posebnoj razvodnoj osovini koju pokreće koljenčasta osovinica pomoću koničnih ili vijčanih zupčanika. Na sl. 49 prikazana je dispozicija ulazne strane *Lentzova ventilnog razvoda*. Na razvodnoj osovinici, koju nose dvije konzole pričvršćene na cilindru, nalaze se četiri ekscentra (dva za ulaz i dva za izlaz) i osovinski regulator R. Ulazni su ekscentri smješteni s unutrašnje strane, tj. do regulatora, da bi bila što jednostavnija njihova veza s regulatorom koji ih pomiče. Zamašne mase regulatora zakreću obujmicu M (sl. 50) koja pomoći svornjaku Z premješta ploču ekscentra na pripadajućem kamenu S.



Sl. 50. Ulazni i izlazni ekscentar Lentzova ventilnog razvoda

Ventilni razvod tipa Lentz (sl. 51a) spada u grupu razvoda u kojima se ventil prisilno pokreće, a opruga ga pritiše na pogonsko poluže razvodnog mehanizma, tj. ventil i pri zatvaranju slijedi zakonitost određenu poluzjem. Ta se zakonitost dizanja, odnosno spuštanja ventila postiže time što ekscentar (tjera ventilsko vreteno preko oscilirajuće istake (istaka je kao dio grebena grebenaste osovine), pa se zato taj razvod svrstava i u grupu razvoda s oscilirajućom istakom. Ta se grupa naviše

upotrebljava za ventile, a primjenjuje se do brzine vrtnje od  $5 \text{ s}^{-1}$ . Ventil se može zatvoriti tako brzo koliko mu to dopušta gibanje polužja razvodnog mehanizma. Pri oblikovanju oscilirajuće istake treba paziti da ne dođe do prevelikih ubrzanja ( $< 40 \text{ m/s}^2$ ).

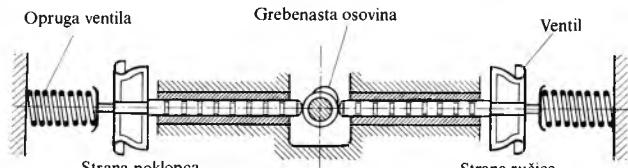


Sl. 51. Ventilni razvodi. a Lentzov, b Doerfelov

Ventilni razvod tipa Doerfel (sl. 51b) spada u grupu razvoda bez opruge za pritisak između ventila i polužja. Ventil se prisilno pokreće polužjem razvoda. Dvostruka istaka djeluje na kotačić za otvaranje  $R_1$  i kotačić za zatvaranje  $R_2$ , što osigurava da ventil ne može ostati visiti. Da bi se ventil sigurno zatvorio i pri tom ne bi slomio, između ventila i ventilskog vretena stavlja se opruga  $F$  tako da se vreteno može i nešto dalje gibati kad je ventil već dosjeo. Međutim, razvod može raditi i bez takve vanjske opruge.

Svi ti ventilni razvodi najčešće imaju reguliranje punjenja pomoću osovinskog regulatora koji mijenja polumjer ekscentra i kut predvođenja.

Za pokretanje ventila može poslužiti i grebenasta osovina (sl. 52) koja može promijeniti punjenje, tj. regulirati punjenje, kako je to, npr., u lokomotivskom ventilnom razvodu.

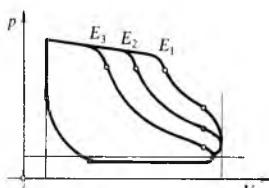


Sl. 52. Pogon ventila pomoću grebenaste osovine u brzohodnom parnom stroju

### Reguliranje

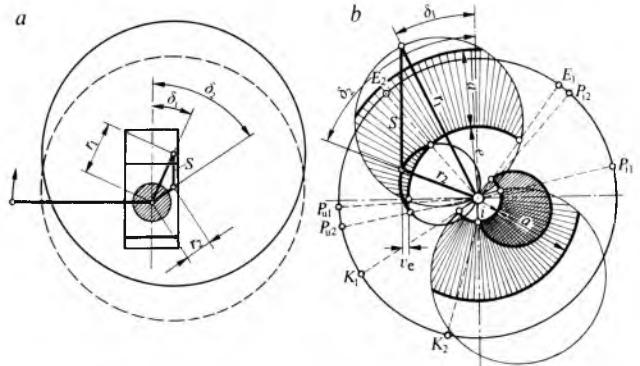
Reguliranje pomoću prigušivanja tlaka pare ispred razvodnih organa, tako da je punjenje cilindara neprestano jednako, uzrokuje krajnje neekonomično iskoristavanje pare. Osim toga, u razvodima s jednostavnim kliznim razvodnicima jedva se mogu postići manja punjenja od  $\sim 40\%$  ako ulazni preklopi nisu pretjerano veliki. Zbog toga je potrebno premještati točku odsijecanja  $E$  (sl. 53) prema zahtijevanoj snazi stroja, tj. regulirati punjenje. Reguliranje punjenja parnih strojeva postiže se podešavanjem ekscentra, obično pomoću regulatora brzine.

Za klizne razvode postoji samo jedna mogućnost reguliranja punjenja, i to podešavanjem ekscentra, bilo nekim regulatorom brzine, bilo ručno. Praktički postoje dva osnovna konstrukcijska rješenja za pomicanje ekscentra.



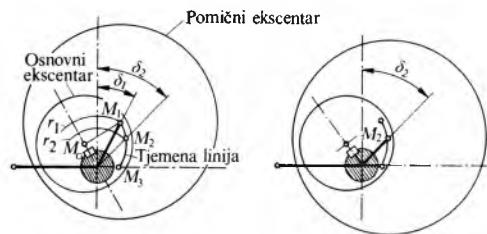
Sl. 53. Reguliranje punjenja

U prvom rješenju ploča ekscentra kliže na pravokutnom kamenu ukljinjenom na osovinu (sl. 54a). Pri tom se pomicanju istodobno mijenja polumjer ekscentra  $r$  i kut predvođenja  $\delta$ . Budući da se ekscentar ravno pomiče po kamenu, tjemena linija  $S$  je pravac. Pod tjemennom se linijom podrazumijeva spojnica svih tjemnih točaka krugova razvodnika, koje označuju veličinu ekscentričnosti ekscentra (sl. 54b). Ta je linija dakle, geometrijsko mjesto krajnjih točaka djelujućih ekscentričnosti.



Sl. 54. Podesivi ekscentar za ravnu tjemenu liniju. a konstrukcijsko rješenje, b dijagram razvodnika

U drugom konstrukcijskom rješenju ploča ekscentra kojom se podešava ekscentričnost okreće se na osnovnom ekscentru ukljinjenom na osovinu (sl. 55). Zbog zakretanja pomičnog ekscentra tjemena linija je kružni luk. Središte tog kružnog luka nalazi se u središtu osnovnog ekscentra  $M_G$ . Na osnovnom se ekscentru ručno ili pomoću regulatora zakreće pomični ekscentar i pri tom njegovo središte zauzima različite položaje na tjemenoj liniji ( $M_1, M_2$  itd.). Tako se ostvaruju različiti polumjeri ekscentra  $r$  i kutovi predvođenja  $\delta$ .



Sl. 55. Podesivi ekscentar za zakriviljenu tjemenu liniju

Dalje mogućnosti za reguliranje punjenja pružaju prekretni razvodni mehanizmi s istim ili sličnim elementima, ali za oba smjera vrtnje.

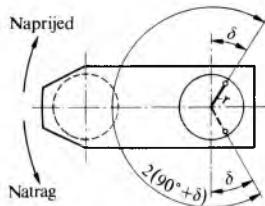
### Prekretni razvodni mehanizmi

Normalni stacionarni pogonski parni strojevi imaju samo jedan smjer vrtnje, a lokomotivski i brodski strojevi te strojevi za valjaonička postrojenja i za prenosila i dizala moraju se okretati u oba smjera vrtnje, tj. naprijed i natrag. Smjer vrtnje može se prekrenuti zamjenom ulaznih s izlaznim parnim kanalima, ali takav način ima velikih nedostataka pa se veoma rijetko primjenjivao. Za promjenu smjera vrtnje parnog stroja vrlo su prikladni prekretni razvodni mehanizmi s kulisama ili s kretajućim se kamenom.

U prekretnom razvodnom mehanizmu s kulisama gibanje razvodnika rezultat je kretanja dvaju ekscentara, jednog za jedan, a drugog za drugi smjer vrtnje, ili samo jednog ekscentra i gibanja koje se dobiva od kretanja križne glave. Pomoću kulise mijenja se veličina pomaka razvodnika i njegovo kretanje za različite smjerove vrtnje, tj. naprijed i natrag. To se postiže, već prema vrsti kulisnog mehanizma, tako da se kulisa pomiče prema kulisnom kamenu vezanom za razvodnikovu polugu (Stephensonov kulinski mehanizam, sl. 58), ili da se kulisni kamen vezan za kulisnu polugu, koja je produžetak razvodnikove poluge, pomiče prema kulisi (Goochov kulinski mehanizam), ili

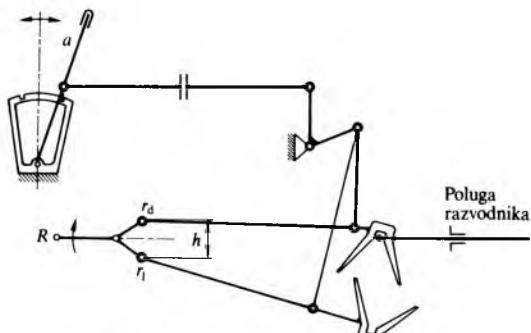
pak da se istodobno pomiču kulisa i kamen jedno prema drugom (*Allan-Trickov kulisni mehanizam*). Sve su to kulisni mehanizmi sa dva ekscentra. Da bi se poboljšala mehanička iskoristivost strojeva  $\eta_{\text{pr}}$  nastojalo se kulisni mehanizam sa dva ekscentra zamijeniti mehanizmom sa samo jednim ekscentrom ili bez ekscentara. Tako su razvijeni, među ostalim, *Heusingerov kulisni mehanizam* (sl. 60) i *Joyev mehanizam s krećačem* (sl. 65).

Da bi djelovanje razvodnika u oba smjera vrtnje bilo jednak, potrebno je da razvod za oba smjera vrtnje ima isti kut predvođenja  $\delta$ . Prema tome, za promjenu smjera vrtnje potrebno je ekscentar polumjera  $r$  zakrenuti za  $2(90^\circ + \delta)$ , sl. 56, što omogućuju kulisni mehanizmi i mehanizmi s krećačem.

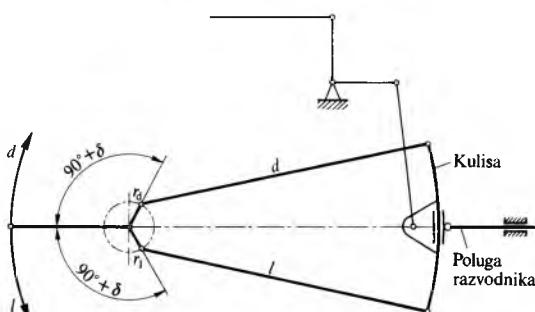


Sl. 56. Ekscentar razvodnog mehanizma za oba smjera vrtnje

**Kulisni razvodni mehanizmi.** Da bi se lokomotiva mogla kretati u oba smjera, potrebna su u parnom stroju dva ekscentra  $r_d$  i  $r_1$  i neki mehanizam prijenosa na razvodnik, koji po želji strojovođe veže razvodnik s jednim od tih dvaju ekscentara. Takav mehanizam pronašao je 1841. god. lokomotivski majstor, u prvoj tvornici lokomotiva Roberta Stephenson, *William Howe* (sl. 57). U tom mehanizmu na kraju svake ekscentarske poluge nalazila se viljuška koja je pri dizanju, odnosno spuštanju poluge hvatala rukavac (kamen) učvršćen na poluzi razvodnika koja je pokretala razvodnik. Ta veza razvodnika s jednim od ekscentara  $r_d$  i  $r_1$  postiže se pomoću *reverzira* a kojim rukuje strojovoda. 1842. god. Howe je svoj mehanizam usavršio tako da je služio ne samo za mijenjanje smjera vrtnje stroja nego i za promjenu punjenja cilindra u jednom i drugom smjeru vrtnje, i dao mu ime *Stephensonov razvodni mehanizam*.



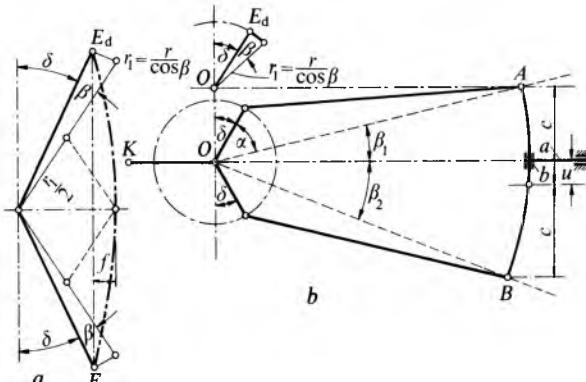
Sl. 57. Howeov razvodni mehanizam



Sl. 58. Stephensonov razvodni mehanizam

Oba ekscentra Stephensonova razvodnog mehanizma (sl. 58) zglobovima su vezana preko ekscentarskih poluga  $d$  i  $l$  s kulisom. Kulisa po čitavoj duljini ima procijep u kojemu se

moe kretati kamen pričvršćen na kraju poluge razvodnika. Pomicanjem reverzira može se kulisa spuštati i dizati, tj. relativno pomicati prema kulisnom kamenu koji ostaje u osi poluge razvodnika. Kad je kulisa spuštena do kraja, kamen, tj. i razvodnik, giba se kao da je izravno vezan s desnokretnim ekscentrom  $r_d$ , a ljevkretni ekscentar  $r_1$  uopće ne utječe na kretanje razvodnika. Tako se u lokomotivi postiže vožnja naprijed s najvećim punjenjem. Ako se kulisa malo podigne, smanji se utjecaj ekscentra  $r_d$ , a ekscentar  $r_1$  počinje utjecati na gibanje razvodnika. Zbog toga se smanji hod razvodnika, a time i punjenje cilindra. Daljim dizanjem kulise smanjuje se punjenje sve do tzv. *multog punjenja*, pri kojemu je kulisa podignuta u srednji položaj. Podiže li se kulisa i preko srednjeg položaja, počinje prevladavati utjecaj ljevkretnog ekscentra  $r_1$  na kretanje razvodnika, pa osovina stroja promjeni smjer vrtnje, a lokomotiva smjer vožnje. Daljim dizanjem kulise stalno se povećava punjenje cilindra stroja, koje postaje najveće kad kulisa dođe u krajnji gornji položaj, pa na kretanje razvodnika utječe samo ljevkretni ekscentar  $r_1$ . Takvim se razvodnim mehanizmom, dakle, postiže i promjena smjera vrtnje i promjena punjenja u jednom i u drugom smjeru vrtnje.



Sl. 59. Tjemena linija Stephensonova razvodnog mehanizma

**Određivanje tjemene linije.** Prema sl. 59 veličine pojedinačnih ekscentara iznose

$$r_1 = \frac{r}{\cos \beta_1} \quad \text{s kutom predvođenja } \delta + \beta_1, \quad (20a)$$

$$r_2 = \frac{r}{\cos \beta_2} \quad \text{s kutom predvođenja } \delta + \beta_2. \quad (20b)$$

(Za srednji položaj kulise je  $\beta_1 = \beta_2 = \beta$ .)

Oba ekscentra djeluju na kulisu zajednički kao stvarni ekscentri, uzrokujući kretanje poluge razvodnika, koje se može zamisliti da je pobuđeno *djelujućim pojedinačnim ekscentrima* veličine:

$$\varrho_1 = r_1 \frac{c+u}{2c} = \frac{r}{\cos \beta_1} \cdot \frac{c+u}{2c}, \quad (21a)$$

gdje je zamišljeno da je točka  $B$  čvrsta, i

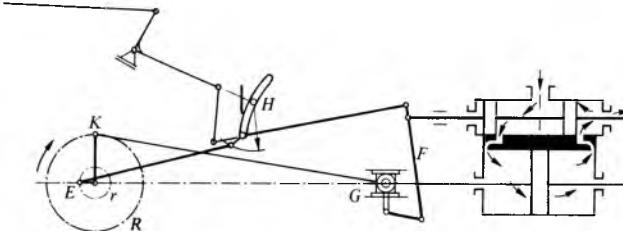
$$\varrho_2 = r_2 \frac{c-u}{2c} = \frac{r}{\cos \beta_2} \cdot \frac{c-u}{2c}, \quad (21b)$$

gdje je zamišljeno da je čvrsta točka  $A$ .

Oba ekscentra  $\varrho_1$  i  $\varrho_2$  geometrijski se sjedinjuju u jedan zamišljeni obični ekscentar  $\varrho$ . To znači da se pokretanje razvodnika od bilo koje točke na kulisu može zamisliti kao da proizlazi od samo jednog zamišljenog običnog ekscentra  $\varrho$  sa zamišljenim kutom predvođenja  $\Delta$ . Ako se odredi  $\varrho$  i  $\Delta$  za različite točke kulise i ucrtaju u zajednički dijagram, pa se krajevi tih fiktivnih ili rezultirajućih ekscentričnosti  $\varrho$  povežu linijom, dobije se *tjemena linija*. Ona je za Stephensonov razvodni mehanizam parabola (sl. 59 a). Tjemena linija predstavlja potpuno karakteristiku rada kulisnog mehanizma, jer omogućuje da se za bilo koje punjenje pronađu veličine i položaj fiktivne ekscentričnosti i pomoću toga konstruiru Zeunerov dijagram (razvodnikov dijagram) za odabrano punjenje.

## PARNI STAPNI STROJ

*Heusingerov razvodni mehanizam* prvi je konstruirao 1844. god. Belgijanac Egide Walschaert, a nezavisno od njega njemački inženjer Edmund Heusinger von Waldegg 1849. god. U većini zemalja taj se mehanizam naziva prema Heusingeru, a jedino u Francuskoj i Belgiji prema Walschaertu. Zbog svojih dobrih svojstava Heusingerov razvodni mehanizam (sl. 60) istiskuje iz lokomotivskih konstrukcija sve druge kulisne mehanizme i postaje normalni kulisni mehanizam za lokomotive u Evropi i Americi.



Sl. 60. Shema Heusingerova razvodnog mehanizma

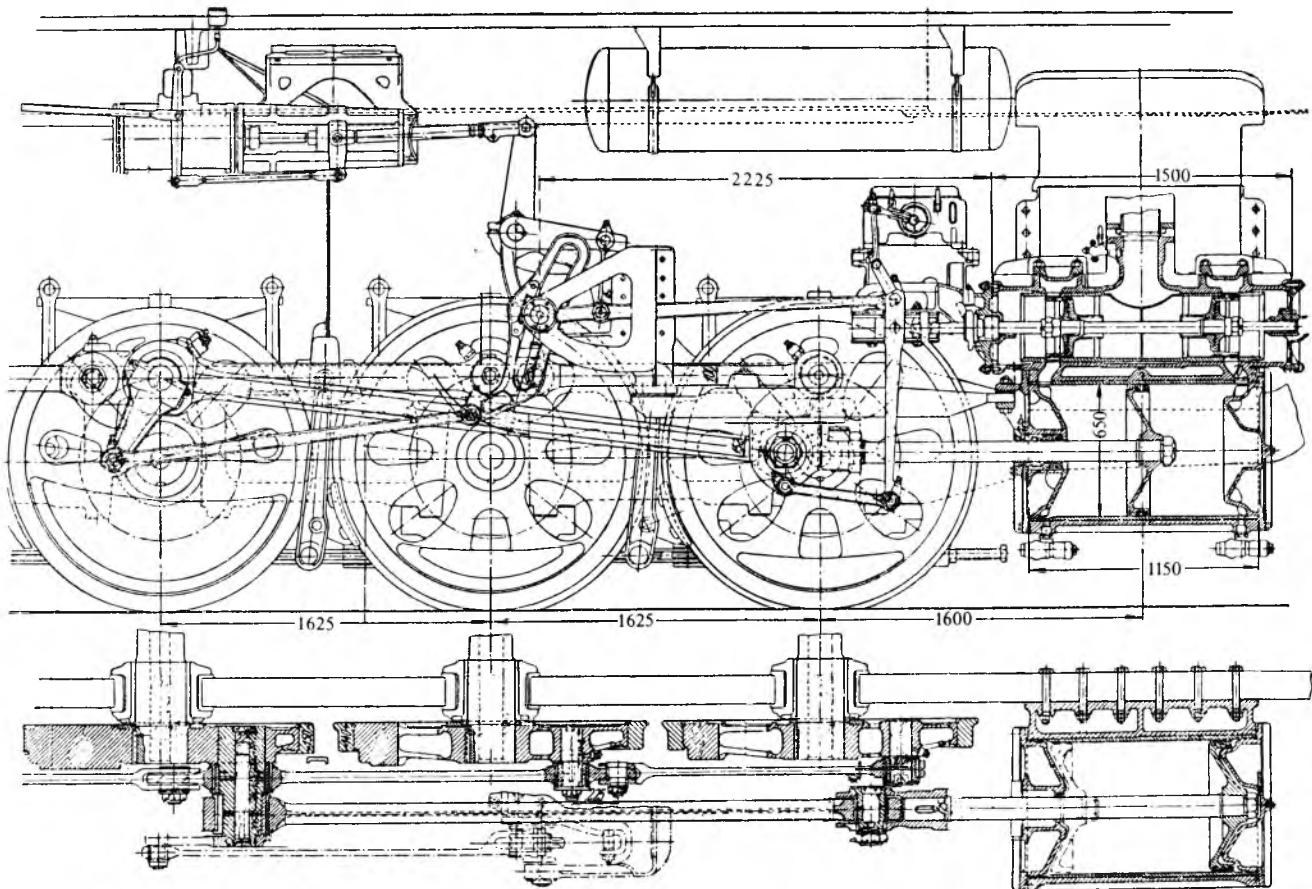
Pokretanje razvodnika nastaje sastavljanjem dvaju pojedinačnih gibanja. Jedno gibanje potječe od križne glave  $G$  preko vertikalne šetalice  $F$ , a drugo od centra  $E$  (koji je izveden kao proturučica, sl. 60) preko kulise, kulisnog kamena, kulisne poluge koja nosi kamen i vertikalne šetalice  $F$ . Oba se gibanja prenose na vertikalnu šetalicu i tako se sjeđajuju u gibanje razvodnika.

61), gdje para ulazi uz unutrašnje bridove razvodnika, pa je poluga razvodnika vezana za srednji zglob vertikalne šetalice.

Razvodnim mehanizmom malih i srednjih strojeva obično se rukuje pomoću ručnih poluga (sl. 62) ili ručnih kotača, a na velikim strojevima pomoću uvrštenog servomotora (sl. 61) kojim upravlja strojovođa. Servomotori dolaze u obzir samo kad se radi o vrlo velikim silama za postavljanje pojedinih položaja razvodnih mehanizama. Takve su sile u velikim lokomotivama, velikim brodskim strojevima i parnim strojevima za valjaonička postrojenja.

**Razvodni mehanizmi s kretačom** veoma su prikladni za stojecje parne strojeve, pa su se zbog toga vrlo često primjenjivali na brodskim strojevima. Od kulisnih razvodnih mehanizama razlikuju se po načinu pogona razvodnih organa. U kulisnim mehanizmima na kulisu djeluju dva ekscentra ili nešto tome slično, a u mehanizmima s kretačom gibanje razvodnika proizlazi samo od jednog ekscentra ili od jedne točke na ojnicu. Jedna točka poluge koja povezuje točku pokretanja na ekscentru ili na ojnicu s polugom razvodnika prisilno se kreće pomoću kliznog kamena ili kretače po nekom putu kojemu se može podešavati nagib. S promjenom nagiba puta postiže se promjena punjenja i prekretanje stroja, tj. promjena smjera okretanja.

U Hackworthovu razvodnom mehanizmu (sl. 63) ekscentarsku polugu  $EP$  pokreće ekscentar postavljen nasuprot ručici stroja  $K$ . Jedna točka ekscentarske poluge  $U$  kreće se pomoću kliznog kamena u kulisu. Kulisa se može ručno zakretati oko točke  $D$ , pa postavljanjem kulise u položaje različitih nagiba postiže se različito punjenje i prekretanje stroja. Ekscentarska poluga

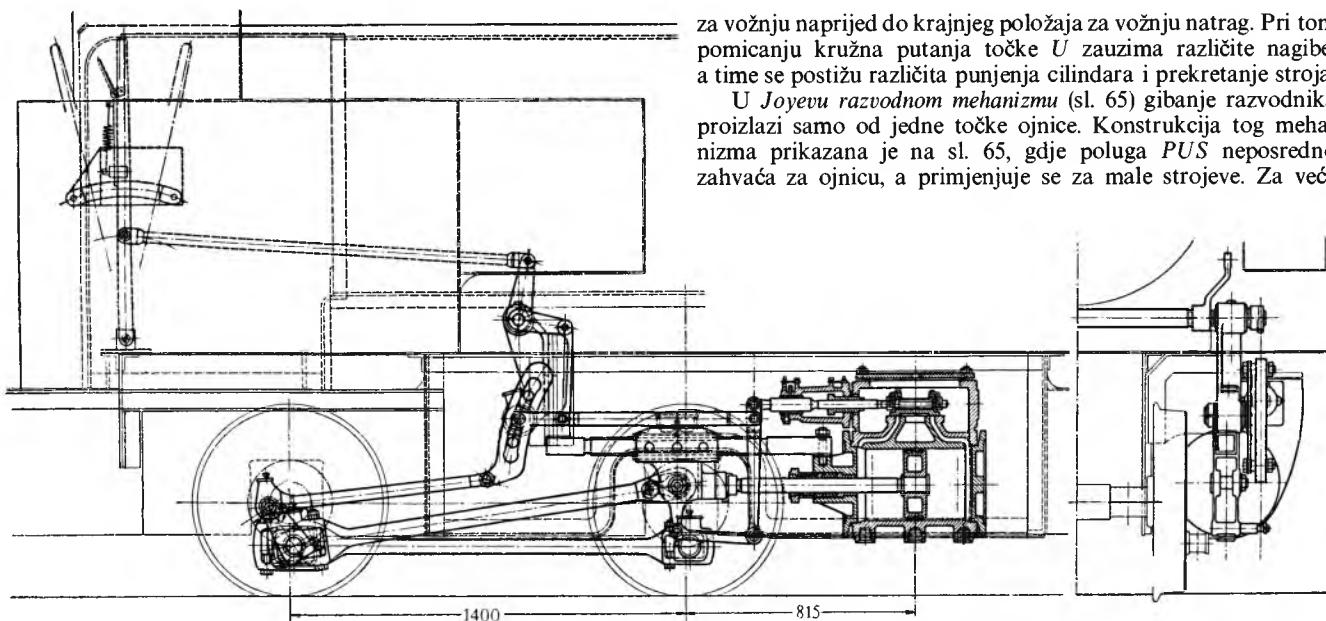


Sl. 61. Heusingerov razvodni mehanizam za unutrašnji ulaz pare

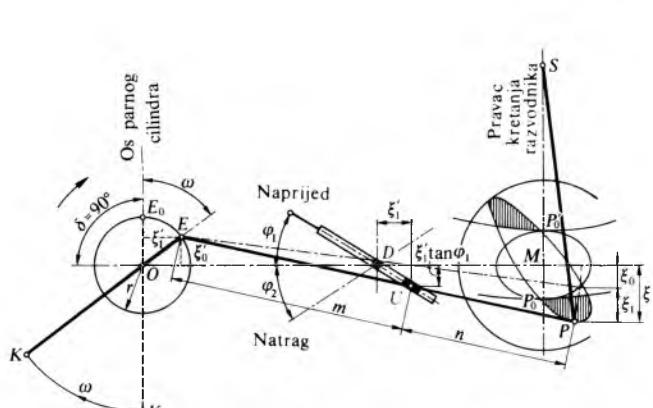
U lokomotiva s mokrom parom razvodi se para pomoću plosnatog razvodnika (sl. 62). Budući da para ulazi uz vanjske bridove razvodnika, to je razvodnikova poluga vezana s gornjim zglobom vertikalne šetalice. Takve se izvedbe primjenjuju na malim industrijskim lokomotivama. U lokomotivama s pregrijanom parom para se razvodi pomoću stapnog razvodnika (sl.

zahvaća razvodnikovu polugu, odnosno njezin produžetak, u točki  $P$  koja se giba po krivulji sličnoj elipsi.

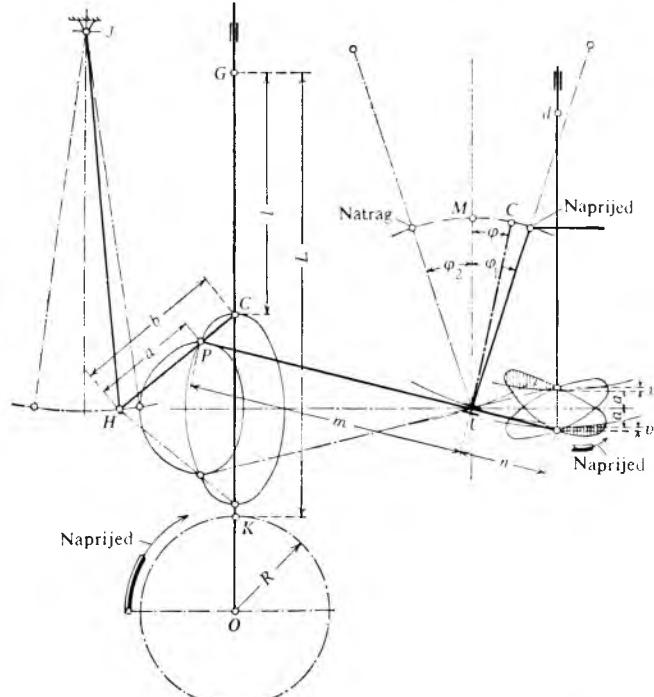
*Klugov razvodni mehanizam* (sl. 64) ima kretaču umjesto kulise i njezina kliznog kamena. Kretača zahvaća ekscentarsku polugu u točki  $U$  koja se giba po kružnom luku oko točke zavješenja kretače. Kretača se može pomicati od krajnjeg položaja



Sl. 62. Heusingerov razvodni mehanizam za vanjski ulaz pare

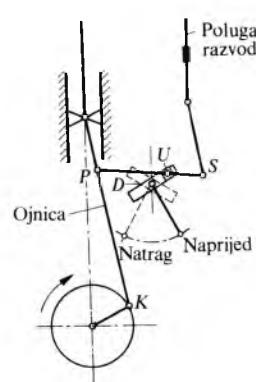


Sl. 63. Hackworthov razvodni mehanizam

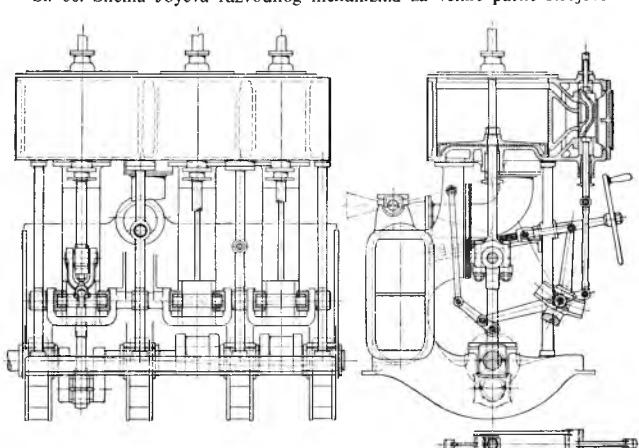


Sl. 64. Klugov razvodni mehanizam

Sl. 65. Joyev razvodni mehanizam za male parne strojeve



Sl. 65. Joyev razvodni mehanizam za male parne strojeve



Sl. 67. Joyev razvodni mehanizam brodskog parnog stroja

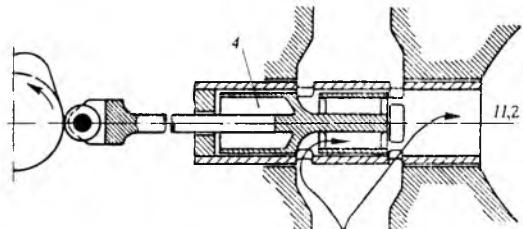
za vožnju naprijed do krajnjeg položaja za vožnju natrag. Pri tom pomicaju kružna putanja točke  $U$  zauzima različite nagibe, a time se postižu različita punjenja cilindara i prekretanje stroja. U Joyevu razvodnom mehanizmu (sl. 65) gibanje razvodnika proizlazi samo od jedne točke ojnice. Konstrukcija tog mehanizma prikazana je na sl. 65, gdje poluga  $PUS$  neposredno zahvaća za ojnicu, a primjenjuje se za male strojeve. Za veće

strojeve uključuje se u razvodni mehanizam posebna poluga *GPH* (sl. 66) koja je jednim krajem zavješena za dugačku vješalicu *HJ*. Takav razvodni mehanizam brodskog parnog stroja prikazan je na slici 67.

**Razvodni mehanizmi s tlačnim uljem.** DEMAG-ov razvodni mehanizam jedan je od tipova razvodnih mehanizama s tlačnim uljem. Rasporođeni elemenata razvoda za ulazni ventil parnog stroja istosmjernog toka u valjaoničkom postrojenju prikazan je na sl. 68. Stapnu pumpu 1 tog razvodnog mehanizma pokreće koljenčasta osovina parnog stroja. Stap pumpu počinje tlačiti ulje već prije nego što se, pod djelovanjem bregaste osovine 6, zatvori zasun 4. To omogućuje da tlačno ulje ulazi u usisnu komoru 11,2. Kad bregasta osovina počne zatvarati zasun 4, tada kroz raspore *S* ulazi u usisnu komoru 11,2 još samo jedan dio tlačnog ulja. Ostatak tlačnog ulja, obilazeći košuljicu zasuna 5, dolazi kroz cijev 9 u cilindar radnog stapa 3 i dižući stap otvara ventil. Gornji krajnji položaj radnog stapa 3 određen je položajem odvodnog otvora 10 kroz koji ulje izlazi iz cilindra i prestrujnom cijevi ulazi u glavni spremnik 11,1. To će stanje potrajati sve dok čitav briješ ne prođe ispod kotačića 7 (sl. 69 i 70). Kad se postigne stanje prikazano na sl. 71, sve ulje ulazi kroz raspore *S* u usisnu komoru 11,2. K tome će u tu komoru pritići još i ulje iz radnog cilindra, pod djelovanjem opruge 13, kroz cijev 9, raspore *S* i košuljicu zasuna 5, i ventil će se zatvoriti. Budući da je zasun 4 zbog

djelovanja opruge 8 potpuno otvoren, pumpa može usisati ulje iz usisne komore 11,2, a time i iz glavnog spremnika 11,1, kroz košuljicu zasuna 5 i njezine raspore *S*. Položaj zasuna je u tom momentu isti kao što je prikazano na sl. 71, samo je smjer strelice obrnut jer pumpa siše, pa ulje protječe u protivnom smjeru.

DEMAG-ov razvodni mehanizam s tlačnim uljem omogućuje punjenje cilindra od 0,3 do 75%.



Sl. 71. Zasun (4) razvodnog mehanizma sa sl. 68, potpuno otvoren

### Zamašnjak i regulator

Tangencijalna je sila na čepu ručice stroja promjenljiva, pa se zbog toga tokom jednog okretaja mijenjaju i okretni moment i brzina vrtnje stroja. Zadatak je zamašnjaka da te promjene održava u dozvoljenim granicama.

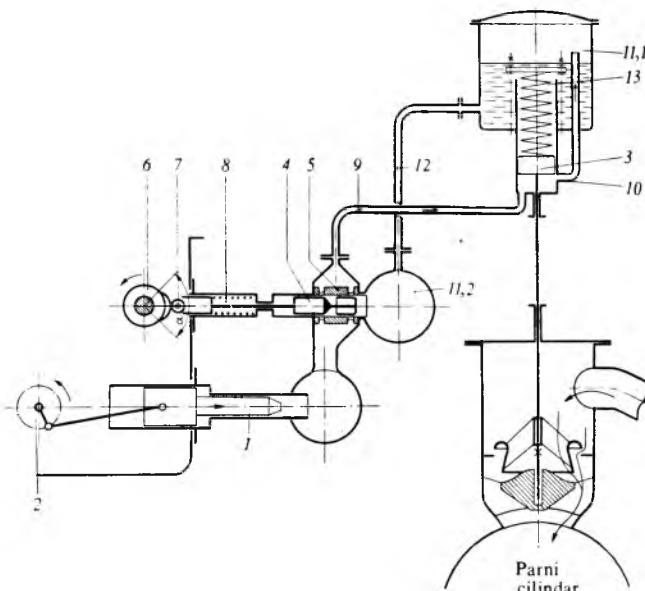
Pri promjeni opterećenja stroj bi se zaustavio ili pobegao ako se snaga stroja ne bi prilagodivila kolebanjima opterećenja. Zato se snaga stroja regulira, uz što moguće manju promjenu brzine vrtnje, pomoću regulatora. Pri promjeni opterećenja regulatori automatski prilagođuju parni dijagram promjenjenim odnosima i pri tom održava brzinu vrtnje stroja što je moguće više nepromjenljivom.

Promjena parnog dijagrama može se postići promjenom ulaznog tlaka pare ili promjenom raspodjele pare. Prvi se način reguliranja zove *reguliranje prigušivanjem*, a drugi *reguliranje punjenjem*. Za parne strojeve dolazi vrlo rijetko u obzir reguliranje prigušivanjem jer je neekonomičnije od reguliranja punjenjem.

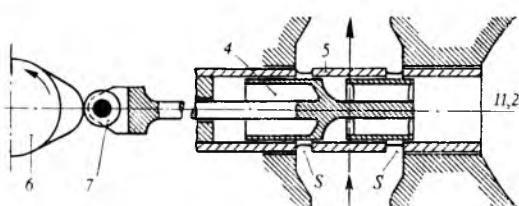
Za reguliranje parnih strojeva služe *centrifugalni regulatori brzine* koji automatski reguliraju snagu pomoću promjene punjenja ili promjene ulaznog tlaka pare, pri što je moguće manjoj promjeni kutne brzine koljenčaste osovine stroja. Centrifugalni regulatori imaju zamašne mase koje rotiraju i automatski mijenjaju položaj prema osovinu rotacije kad se mijenja brzina vrtnje. Taj se pomak zamašnih masa prenosi polužjem na uređaj za promjenu punjenja i tako se zakreće postavni ekscentar (pomična ploča ekscentra) ili pomiče kulinski kamen.

*Čahura* je karakterističan element polužja regulatora. Čahura se aksijalno pomiče po osovinu regulatora i prenosi radikalne pomake rotirajućih zamašnih masa na poluge koje ne rotiraju, a vezane su na uređaj za promjenu punjenja. Regulatori s takvom čahurom nazivaju se *čahurasti regulatori* (sl. 72).

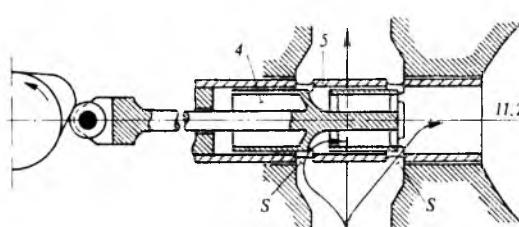
Čahura nije potrebna ako se punjenje mijenja pomoću postavnog ekscentra koji rotira zajedno s regulatorom na razvodnoj



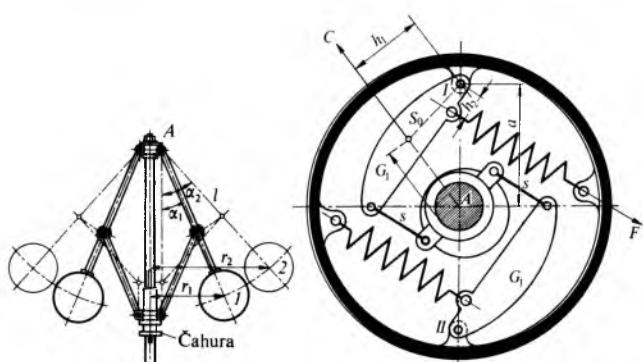
Sl. 68. Razvodni mehanizam s tlačnim uljem tipa DEMAG



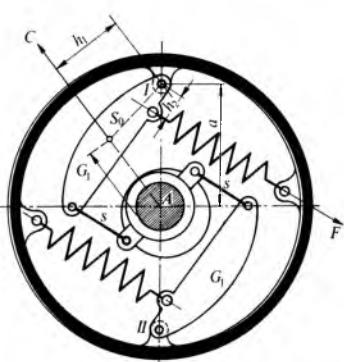
Sl. 69. Zasun (4) razvodnog mehanizma sa sl. 68, zatvoren



Sl. 70. Zasun (4) razvodnog mehanizma sa sl. 68, djelomično otvoren



Sl. 72. Čahurasti regulator



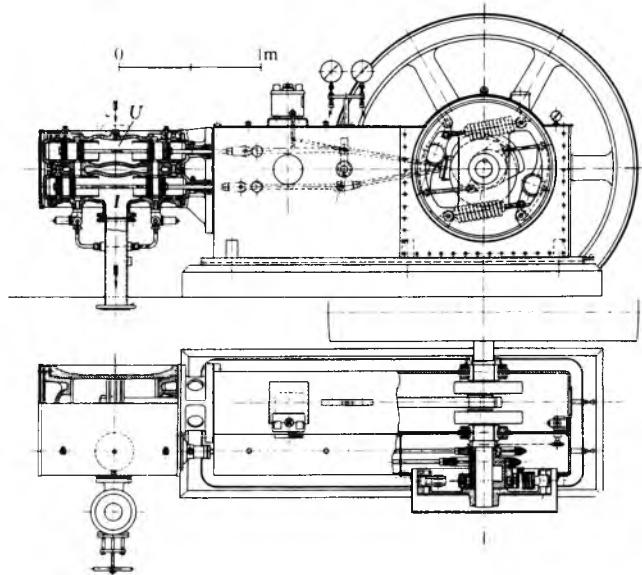
Sl. 73. Osovinski regulator

osovini (sl. 49 i 50). Tada se gibanje zamašnih masa prenosi na postavni ekscentar neposredno pomoću malih poluga. Takvi se regulatori zovu *osovinski regulatori* (sl. 73). Njihovo je okrilje pričvršćeno na razvodnoj osovini, odnosno koljenčastoj osovini. Zamašne mase  $G_1$  zglobovima su vezane za okrilje, a njihove centrifugalne sile uravnotežene su oprugama. Pomak zamašnih masa prenosi se preko vlačnih poluga  $S$  na ekscentar koji se može okretati na osovini. U najjednostavnijem slučaju mijenja se samo kut predvođenja ekscentra. Ako se okretni ekscentar nalazi na jednom drugom ekscentru koji je ukljinjen na osovini, može se mijenjati kut predvođenja i veličina ekscentričnosti.

#### Primjeri konstrukcije parnih strojeva

Za srednje i osobito za vrlo velike snage često su se primjenjivali ležeći parni strojevi, ako je bilo dovoljno mjesta za njihov smještaj. To je i razlog da su brodski parni strojevi građeni kao stoeći, jer su u brodu podne površine male, a ima dovoljno prostora po visini.

Parni stroj građen u tvornici Dinglerwerke (u Zweibrückenu), model LSAG (sl. 74), ležeći je jednocilindrični stroj. Najmanji model toga stroja LSAG 2 ima promjer cilindra 135 mm, stapaj 200 mm,  $n = 9,2 \text{ s}^{-1}$ ,  $p_1 = 11,5 \text{ bar}$  i efektivnu snagu  $P_e = 18 \dots 24 \text{ kW}$ , a najveći model LSAG 6,3S ima promjer cilindra 430 mm, stapaj 630 mm,  $n = 3,6 \text{ s}^{-1}$ ,  $p_1 = 16,5 \text{ bar}$  i  $P_e = 330 \dots 400 \text{ kW}$ .

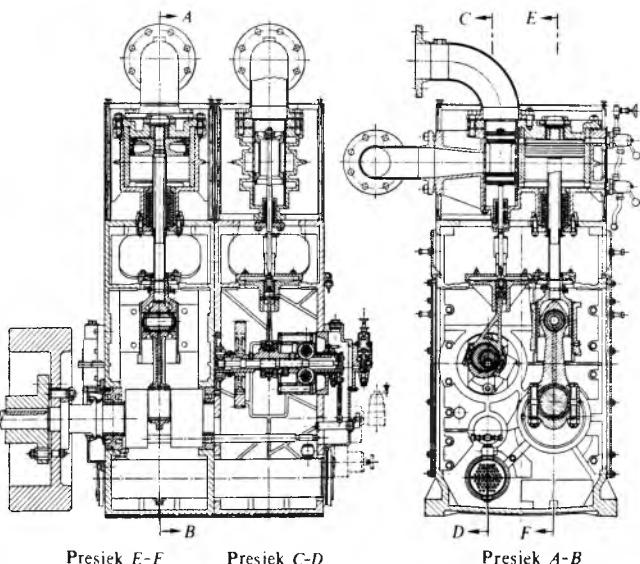


Sl. 74. Ležeći jednocilindrični parni stroj, model LSAG (Dinglerwerke, Zweibrücken)

Na slici se dobro vidi kako je konstrukcijski izvedeno reguliranje punjenja. Osovinski regulator zakreće okretni ekscentar koji je smješten na osnovnom ekscentru ukljinjenom na koljenčastoj osovini, pa se time mijenja kut predvođenja i veličina ekscentra ulaznog razvodnika. Tako se punjenje cilindra mijenja od 0 do 60%.

Konstrukcija i smještaj razvodnika omogućuju veoma male štetne prostore. Razvod ima dva stапna razvodnika, jedan za ulaz pare, a drugi za izlaz ( $U$  i  $I$ ). Svaki od njih je dvodijeljan, tako da se može na svakoj strani cilindra posebno podešavati, što doprinosi povoljnom potrošku pare.

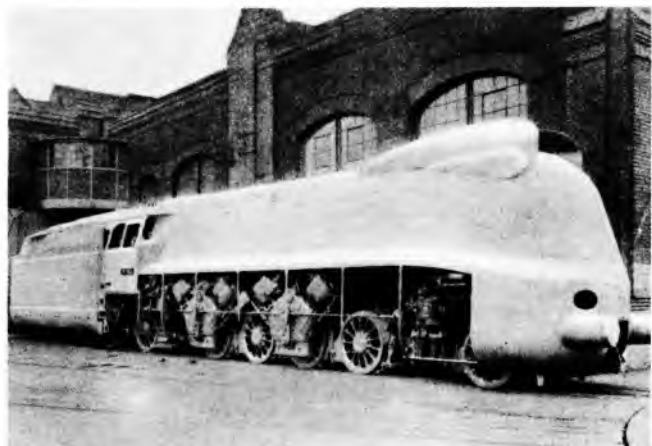
Spillingov parni motor (sl. 75) tako je konstruiran da ga se može sastaviti od dva ili više blokova koji sadrže cilindar i razvodnik, pa se prema odabranom broju cilindara dobivaju strojevi različite snage. Blokovi se sastavljaju u pojedine strojeve do 6 cilindara. Ima i cilindara različite veličine i snage od  $18 \dots 200 \text{ kW}$ , pa tako sastavljeni strojevi dosežu snagu do  $1200 \text{ kW}$ . Maksimalna brzina vrtanje iznosi  $12,5$  ili  $16,5$  ili  $25 \text{ s}^{-1}$ , već prema vrsti sastavljenog stroja. U cilindar i razvodnikovu komoru mogu se stavljati košljice različitih debljina stijenke, što omogućuje da se stroj prilagodi većim tlakovima pare.



Sl. 75. Stoeći parni motor (Spillingwerk GmbH, Hamburg)

Centrifugalni regulator, koji je smješten na osovini razvodnika, pokreće pomični ekscentar stapanog razvodnika. Ti strojevi, s maksimalnom stapanom brzinom od  $3,5$ , odnosno  $4,2 \text{ m/s}$ , iskorisćuju svježu paru temperature do  $400^\circ\text{C}$ . Višecilindrični motori mogu se graditi s jednostrukom, dvostrukom ili trostrukom ekspanzijom.

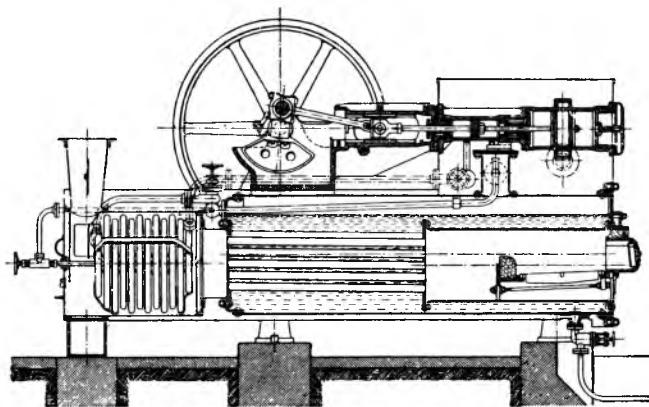
Parni motori građeni kao V-motori služe za pogon Henschelove 1D<sub>01</sub> lokomotive (sl. 76). Na svakoj strani lokomotive nalaze se po dva V-motora, a svaki pokreće jednu pogonsku osovinu.



Sl. 76. Lokomotivski parni motor



Sl. 77. Lokomotivski parni stroj s Heusingerovim razvodom



Sl. 78. Lokomobilski parni stroj na pregrijanu paru

Lokomotivski parni stroj s Heusingerovim razvodom na industrijskoj lokomotivi bez vatre prikazan je na sl. 77, a lokomobilski parni stroj jednog stacionarnog postrojenja prikazan je na sl. 78. Takvi se lokomobili nazivaju polulokomobilima za razliku od lokomobila koji se kreću.

#### Dalji razvoj parnih strojeva

Na kraju XIX st. i u prvoj četvrtini XX st. u Evropi je još bilo više od 50 velikih tvornica parnih strojeva. Od toga vremena gradnja parnih strojeva naglo opada jer se parni strojevi sve manje upotrebljavaju. Do danas su stacionarne parne stupne strojeve već potpuno zamjenili drugi pogonski strojevi, kao što su Dieselovi motori, turbine i sl. Parni stupni strojevi zadržali su se još uglavnom na parnim lokomotivama, ali njih je svakim danom sve manje.

Gotovo nema nade za dalji razvoj parnih strojeva jer će se oni najvjerojatnije zadržati samo na lokomotivama bez vatre, a tu se neki razvoj niti ne očekuje, kao ni tamo gdje se parni stupni stroj zadržao iz razloga što mu je vijek trajanja dug (50 do 70 godina i više), a investicijski su troškovi za njegovu zamjenu modernijim strojem preveliki.

LIT.: R. Grassmann, Anleitung zur Berechnung einer Dampfmaschine. Springer-Verlag, Berlin 1924. — M. F. Gutermuth, Die Dampfmaschine I u. II. Springer-Verlag, Berlin 1928. — A. Stevović, Parne mašine. Državna štamparija Kraljevine Jugoslavije, Beograd 1933. — G. Puschmann, Die Kolbendampfmaschinen. Dr. Max Jänecke Verlagsbuchhandlung, Leipzig 1942. — M. Obradović, Brodske parne mašine. Ministarstvo železnica, Odjeljenje za štampu i propagandu, Beograd 1949. — D. A. Low, Heat Engines. Longmans, Green and Co., London 1952. — H. Tieroff, Die Kolbendampfmaschine. Fachbuchverlag, Leipzig 1956. — A. B. Голынский, Судовые паровые машины. Морской транспорт, Ленинград 1958. — I. Turk, Nauka o toplini. Sveučilišna naklada Liber, Zagreb 1976. — F. Bošnjaković, Nauka o toplini I. Tehnička knjiga, Zagreb 1978.

J. Serdar

#### PATOLOGIJA I SANACIJA GRAĐEVINA.

Patologija građevina obuhvaća procese i stanja koji oštećuju konstrukcije i materijale zgrade i betonske konstrukcije; sanacijom se popravljaju oštećeni dijelovi građevina.

#### PATOLOGIJA I SANACIJA ZGRADA

Zgrada je sustav koji stari, koji se odupire vanjskim utjecajima i koji se prilagođuje uvjetima okoliša. Ako zgrada nema potrebnu otpornost prema vanjskim utjecajima i ako se ona ne može prilagoditi promjenama prilika u okolišu, ona se oštećuje i propada, pa joj se tako skraćuje vijek trajanja. Unutrašnje prostorije u zgradama formirane su pomoću obodnih i razdjelnih konstrukcija, a obodne konstrukcije se osim toga moraju oduprijeti vanjskim utjecajima i opterećenjima da se održi mikroklima unutrašnjih prostorija u poželjnem stanju. Zbog toga su obodne konstrukcije najviše izložene vanjskim utjecajima i najviše se oštećuju. Pod obodnim konstrukcijama razumijevaju se krovovi, fasade i konstrukcije u tlu.

Mnoge zgrade sačuvale su se do danas jer su njihove masivne obodne konstrukcije bile otporne prema vanjskim utjecajima. Današnja tehnologija građenja i novi materijali, međutim, omogućuju upotrebu laganih slojevitih konstrukcija sa stavljenih od različitih materijala koji imaju odredene funkcije u sustavu zgrade. Slojovita se konstrukcija sastoji od dvije osnovne strukture; *primarne, nosive konstrukcije*, koja preuzima sva mehanička opterećenja, i *sekundarne, zaštitne konstrukcije*, koja udovoljava svim ostalim zahtjevima koje moraju zadovoljiti obodne konstrukcije.

Oštećenja sekundarne strukture obodnih konstrukcija mnogo su češća nego oštećenja primarne strukture. Oštećenja sekundarne strukture povećavaju troškove održavanja, skraćuju vijek trajanja konstrukcije i smanjuju upotrebnu vrijednost zgrade. Oštećena obodna konstrukcija nema onu funkciju radi koje je i izgrađena, jer se tada ne održava mikroklima u prostorijama zgrade, jer su u njima nepovoljni zdravstveni uvjeti boravka, jer je povećana potrošnja energije za grijanje i jer je povećana mogućnost oštećenja nosive konstrukcije. Patologija obodnih konstrukcija ima prema tome i veliko ekonomsko značenje.

**Uzroci oštećenja obodnih konstrukcija.** Osim potresom, poplavom i požarom, obodne konstrukcije zgrada mogu biti oštećene: a) zbog neispravnog ili nepotpunog projekta, b) zbog neispravne ili nekvalitetne izvedbe i c) zbog neadekvatnog održavanja ili neodržavanja.

**Uzroci oštećenja zbog neispravnog ili nepotpunog projekta.** Izbor materijala i vrste konstrukcije, uskladišvanje s klimatskim prilikama i s lokacijom zgrade provodi se pri projektiranju zgrade prema njezinoj namjeni, planiranoj trajnosti i mikroklimi u prostorijama zgrade. Nepoznavanje tih uvjeta prilikom projektiranja uzrokovat će oštećenja tijekom upotrebe, koja se mogu pojavit u bilo kao oštećenje životnih uvjeta u zgradi bilo kao oštećenje obodne konstrukcije.

Uzroci takvih oštećenja mogu biti: a) nedovoljno poznavanje fizičkih i kemijskih svojstava građevnog materijala te zbog toga neadekvatna primjena i smještaj tih materijala u obodnoj konstrukciji ili elementu takve konstrukcije, b) nedovoljno dimenzioniranje slojeva materijala u konstrukciji zbog nepoznavanja njihovih svojstava i mehaničkih opterećenja koja djeluju na obodnu konstrukciju, c) nepoznavanje metoda za zaštitu materijala od korozije ili izbor sastava takvih materijala koji korodiraju u međusobnom kontaktu, d) nepoznavanje zakona provođenja topline kroz obodnu konstrukciju, nepoznavanje utjecaja temperature na materijale i konstrukciju, te nepoznavanje zaštite od utjecaja temperaturnih promjena, e) nepoznavanje zakona gibanja vlage kroz obodnu konstrukciju i utjecaja vlage na materijale u obodnoj konstrukciji, f) nepoznavanje vanjskih utjecaja (Sunčevo zračenje, oborine, vjetar, promjene temperature, zagadenost zraka) na građevne materijale, g) nepoznavanje fizičkih, kemijskih i bioloških procesa koji mogu nastati u građevinskom sustavu s obzirom na namjenu zgrade i na mikroklimu u prostorijama, h) neispravno tehničko rješenje građevnih detalja konstrukcije ili elementa, i) nedovoljno definiranje kvalitete materijala i načina ugradbe i j) projektno rješenje koje onemogućava održavanje konstrukcije i njenih elemenata tijekom upotrebe.

**Uzroci oštećenja zbog neispravne i nekvalitetne izvedbe** mogu biti sljedeći: a) nepoznavanje fizičkih i kemijskih svojstava upotrebljenih materijala koji nisu predviđeni projektom, jer se često zbog pomanjkanja na tržištu mora projektom predviđeni materijal zamijeniti drugim, b) ugradnja nekvalitetnih materijala, c) nepoštivanje projektom predviđenih dimenzija sastavnih dijelova slojevite konstrukcije, d) gradnja pri nepovoljnim atmosferskim prilikama, e) nekvalitetni prethodni i pripremni radovi (čišćenje i priprema materijala i podloga, uskladištenje materijala i elemenata), f) nepoštivanje projekta i projektom predviđene tehnologije građenja, g) mehaničko oštećivanje prethodno ugrađenih dijelova konstrukcije i h) neprovođenje zaštite od korozije dijelova konstrukcije za vrijeme uskladištenja i gradnje.

**Uzroci oštećenja zbog neadekvatnog održavanja ili neodržavanja.** Zgrade se projektiraju za određeni vijek trajanja, koji ovisi