

**TURBINA, TOPLINSKA**, stroj u kojem se u nizu statorskih i rotorskih lopatica kinetička energija strujanja radnog fluida (pare, plina), nastala pretvorom dijela njegove toplinske energije, pretvara u mehanički rad u obliku vrtnje rotora. Pretvorba toplinske u kinetičku energiju očituje se intenzivnim strujanjem, a praćena je naglim padom tlaka i temperature te odgovarajućim povećanjem obujma radnog fluida. Zbog kontinuiranog strujanja radnog fluida kroz turbinu u nekim se jezicima turbina naziva i strujnim strojem. Uz strujanje fluida, u turbinama se mijenja i njegovo toplinski stanje, pa se pojave u toplinskoj turbini temelje na načelima mehanike fluida (v. *Mehanika fluida*, TE 8, str. 67) i termodinamike (v. *Termodinamika, prijelaz topoline*).

Toplinske turbine služe kao pogonski strojevi, u prvom redu za pogon električnih generatora u termoelektranama i nuklearnim elektranama (v. *Elektrane*, TE 3, str. 559), automobila, brodova i zrakoplova (v. *Pogonski sistemi letjelica*, TE 10, str. 520).

Naziv turbina nastao je prema latinskom *turbo*, vrtlog.

Povijesna podjela toplinskih turbina na parne i plinske nije danas uvijek moguća. Parne turbine tek djelomice rade sa zasićenom vodenom parom, a najčešće i u znatnom dijelu procesa rade s pregrijanom parom, koja se po bitnim fizikalnim svojstvima ne razlikuje od plina. U plinskim se turbinama, koje danas rade gotovo samo s otvorenim ciklusom, u plinove izgaranja ubrizgava znatna količina vode da bi se spriječio štetni utjecaj dušičnih okсида, pa one rade dijelom i uz ekspanziju vodene pare. Iako parne i plinske turbine imaju niz elemenata s istom funkcijom, razlikuju se po konstrukcijskim elementima i materijalima, radnim tlačkovima i temperaturama, radnim karakteristikama, dostignutim jediničnim snagama, karakterističnim područjima primjene i dodatnim elementima energetskog postrojenja koji su potrebni za uspješnu pretvorbu raspoloživog dijela toplinske energije u mehanički rad.

Toplinske su se turbine sve do početka XX. st. mogle strogom dijeliti na parne turbine, u kojima se upotrebljavala zasićena vodena para, i plinske turbine, u kojima se upotrebljavao zagrijani zrak ili plinovi izgaranja.

Aleksandrijski je matematičar i fizičar Heron u → II. st. načinio uređaj nazvan Heronova kugla (sl. 1). Para je iz parnog kotla ulazila u kuglu kroz šuplju horizontalnu osavinu, a izlazila je iz kugle kroz cijevi svinute okomito na os rotacije. Reakcijsko djelovanje mlaza pare uzrokovalo je vrtnju kugle. Heron je opisao i uređaj za okretanje platforme pomoći ugona vrućih dimnih plinova, koji su prolazili kroz središnju vertikalnu osavinu i izlazili kroz horizontalne svinute cijevi stvarajući zakretni moment.

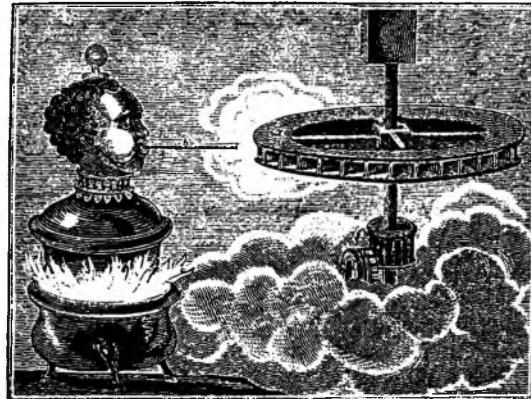


Sl. 1. Heronova parna turbina

Sličan dimni stroj nacrtao je i Leonardo da Vinci. Pomoći horizontalnog kola, sličnog rotorima današnjih vjetrenjača, u vertikalnom bi se dimnjaku za dobivanje mehaničkog rada iskoristavao uzgon dimnih plinova pri prolasku iz ložišta u atmosferu. Postoji se nastojalo s više redova lopatica poboljšati iskoristenje kinetičke energije plinova, a predlagana su i rješenja za zaštitu prvih redova lopatica od visokih temperatura koje nastaju prilikom izgaranja goriva.

Iako opisani uređaji ne odgovaraju u cijelosti uvodnoj definiciji toplinske turbine, to su najstarija poznata saznanja o nastojanjima da se toplinska energija vodene pare ili toplog zraka pretvori u mehanički rad.

Godine 1629. G. de Branca, talijanski fizičar, graditelj i ljekarnik, predlaže napravu sličnu akcijskoj parnoj turbinu (sl. 2). Mlaz iz sapnica udara o lopatice na obodu kola, zamišljenog po uzoru na podjeljeno mlinsko kolo. Vrtnjom kola dobiveni se mehanički rad prenosi kupčanim prijenosom i upotrebljava za pokretanje stupe.

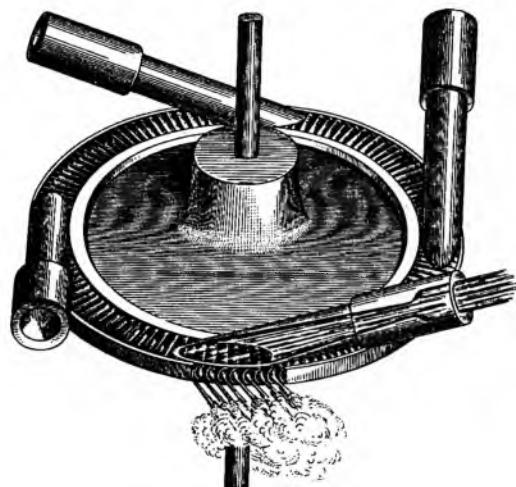


Sl. 2. Brancina parna turbina

J. Barber je 1791. patentirao plinsku turbinu koja pokreće mješ za stlačivanje zraka za izgaranje, prije miješanja s plinovitim gorivom. Plinovi izgaranja struje kroz sapnici i pokreću turbinsko kolo, a dobiveni rad služi za pokretanje mješa. Usprkos nedostatcima, taj se stroj može smatrati prototipom današnje plinske turbine.

Od 1831. W. Avery je u SAD izgradio oko pedeset parnih turbina za pogon pila i strojeva za obradbu drva, a jedna je čak ispitivana za pogon lokomotive. Sastojale su se od dvije unakrsno spojene cijevi iz kojih je izlazila para kroz tangencijalne provrte na krajevima, pa se taj primitivni rotor okrećao zbog reakcije parnog mlaza. Iako su te parne turbine imale termodinamičku korisnost jednaku tadašnjem parnom stroju, malu specifičnu težinu i nisku cijenu, nestale su iz upotrebe zbog otežane regulacije brzine vrtnje i učestalih kvarova.

Prvu industrijski primjenjivu parnu turbinu patentirao je 1883. švedski inženjer C. G. P. de Laval (sl. 3). Posebnom konstrukcijom sapnica (Lavalova sapnica) omogućio je ekspanzijsko strujanje pare brzinom većom od brzine zvuka na izlazu iz sapnica. Svladavanje velikih sila zbog rotacije lopatica riješio je akcijalno ugradnjom lopaticama, koje spoj s obodom diska turbinskog kola nisu opterećivale na savijanje. Novina je bio i disk jednake čvrstoće. Sve je to omogućilo gradnju turbine snage 5 kW, s do tada nezamislivom brzinom vrtnje od  $435 \text{ s}^{-1}$  i iskoristenjem raspoloživog toplinskog pada u jednom akcijskom kolu. Miran rad turbine zbog kontinuiranog nastružavanja mlaza pare, mala specifična težina radnog dijela i temelja, odsutnost dodatnih zamašnih masa i mogućnost znatnog povećanja jedinične snage bili su razlozi što se parna turbina počela u relativno kratkom roku široko primjenjivati.



Sl. 3. Lavalova parna turbina

Gotovo istodobno (1884), Ch. Parsons u Engleskoj gradi parnu turbinu u kojoj se iskoristavanje većeg toplinskog pada postiže ekspanzijom u nizu stupnjeva, i to podjednako u statorskim i u rotorskim lopaticama pojedinog stupnja. Godine 1895. Ch. Curtis u SAD patentira i potom razvija kolo sa stupnjevanjem brzine. Uz potpunu ekspanziju u sapnici i skretanje mlaza u prvom vijencu rotorskih lopatica,

dodaje skretne lopatice koje mlaz usmjeruju na drugi vijenac rotorskih lopatica, što omogućuje iskoristavanje velikog toplinskog pada u nekoliko serijski ugrađenih kola (Curtisova kola). Godine 1900. C. E. A. Rateau u Francuskoj gradi akcijsku višestupanjsku turbinu s Curtisovim kolom i nizom akcijskih stupnjeva koje karakterizira isti tlak ispred iiza vjenca rotorskih lopatica zbog ekspanzije pare samo u statorskim lopaticama. Godine 1908. F. i B. Ljungström u Švedskoj grade prvu radijalnu turbinu s dva rotora koja se vrte u suprotnim smjerovima.

Prvih trideset godina XX. st. obilježava nagla primjena parnih turbina građenih prema Lavalovim i Parsonsovim turbinama i posvećivanje istiskivanje parnog stroja iz javnih električnih centrala u svijetu, posebno u novogradnjama. U razdoblju od 1893. do 1927. pušteno je u rad oko 5 000 Lavalovih turbina s po jednim turbinskim kolom. Godine 1906. izgrađena je turbina snage 10 000 kW (General Electric, SAD), 1913. snage 25 000 kW (Parsons, Velika Britanija), 1919. snage 60 000 kW (Westinghouse, SAD), 1921. snage 60 000 kW (AEG, Njemačka) i 1922. snage 160 000 kW (Brown Boveri, Švicarska). Svjetska kriza tridesetih godina i izbijanje rata odlazu daje povećanje jediničnih snaga do pedesetih godina XX. stoljeća.

Iako istodobno započet, razvoj je plinskih turbina bio puno sporiji. Uzrok su tome bile nedovoljne tehnološke mogućnosti, nedostatak materijala otpornih na visoke temperature i nedovoljno dobra aerodinamička rješenja potrebna u gradnji kompresora i turbine. Tek 1903. Ch. Lemal i R. Armengaud stvaraju prvu plinsku turbinu koja je davaala koristan rad. Trostupanjski kompresor tlaci je zrak u komoru za izgaranje tekućeg goriva. Ustvrcavanjem vode temperatura se dimnih plinova snižavala do upotrebljive razine, a ekspanzija se zbivala u dvostupanjskoj akcijskoj turbi. Kako je postignuta termodinamička korisnost bila samo ~3%, što nije bilo dovoljno s obzirom na ostale toplinske strojeve, trebala su proteći još četiri desetljeća do širokog primjene plinskih turbina.

U Mossovusu se patentu (SAD, 1912) za kompresiju i izgaranje, pa i za dobivanje rada, upotrebljava postojeći stupni motor s unutrašnjim izgaranjem, iz kojeg zbog ograničene duljine stapa ploinov i izgaranja izlaze pri višem tlaku od okolišnog i sa znatnim energetskim potencijalom. Dio tog, inače nepovratno izgubljenog energetskog potencijala turbinu pretvara u mehanički rad. S. A. Moss upotrebljava slobodnu turbinu za pogon puhala, koje komprimira zrak za izgaranje u cilindrije motora. Time specifična snaga stupnog motora znatno raste. Upotreba turbopuhala nagle se širi najprije u zrakoplovima i trkačim motorima, da bi se ona danas široko primjenjivala, posebno u brodskim Dieselovim motorima.

Talijan M. Pescara predlaže već 1925. kombinaciju generatora plina sa slobodnim stupovima i plinske turbine. Dvoradni cilindar Dieselova motora s lebdéćim stupovima i zračnim jastucima predstavlja zapravo kompresor i komoru za izgaranje s izbalansiranim vlastitim pogonom, a energija vrućih ispušnih plinova pokreće radnu turbinu. Tek pedesetih godina počinje široka praktična primjena tog stroja za pogon brodova, lokomotiva i kompresorskih plinovodnih stanica. Mala specifična težina i povoljan odnos zakretnog momenta i brzine vrtnje čine taj tip stroja povoljnijim od sporoходног Dieselova motora. No, zbog velike buke usisnih kompresorskih zaklopki i ograničene jedinične snage, te zbog pojave srednjohodnih motora velike specifične snage, propeleru s promjenjivim korakom, hidrauličnih spojki i dizelsko-električnih pogona raznih tipova, izbacuje se taj prijelazni tip uređaja iz šire primjene.

Široku praktičnu primjenu u svom primarnom obliku plinska turbinu dobiva 1939. godine. U Neuchatelju, u Švicarskoj, gradi se podzemna električna centrala s plinskom turbinom, kao izvor energije u slučaju ratnih razaranja. Brza spremnost za start i naglo opterećenje, male izmjere, velika specifična snaga i niža cijena glavnice su njegove prednosti s obzirom na druga postrojenja.

Ratna zbivanja potiču u Engleskoj, Njemačkoj i SSSR snažan razvoj plinskoga turbinskog mlaznog motora u zrakoplovstvu, a najvažniji je patent Engleza F. Whittlea (1939). Poslije Drugoga svjetskog rata plinski turbinski mlazni motor i turboclinski motor istisnuli su stupni motor iz zrakoplovne propulzije za još značajnije jedinične snage motora.

Krajem četrdesetih i početkom pedesetih godina grade se toplinske turbine sa zatvorenim ciklusom Ackeret-Keller i čistim zrakom kao radnim fluidom. Usprkos djelotvornom pogonu s promjenjivim opterećenjima uz malu promjenu toplinske korisnosti, mogućnosti primjene drugih radnih medija, npr. helija pri radu u ciklusu s nuklearnim reaktorima, bile su vrlo ograničene. Grijać zraka kao dio plinskoturbinskog agregata sa zatvorenim ciklusom bio je ne samo skup već je ograničavao temperature na ulazu u turbinu pa su plinske turbine s otvorenim ciklusom istisnule agregate zatvorenog ciklusa. Usvršavanje plinskoturbinskog agregata sva do današnjih dana sledi tehnološki razvoj hladnjenih djelova, a usmjerenje je na primjenu što viših temperatura na ulazu u turbinu, te na usložnjavanje toplinskih shema, sve u cilju povećanja termodinamičke korisnosti. Plinskoturbinski agregati prevladavaju u civilnom i ratnom zrakoplovstvu, primjenjuju se u elektranama za vršna opterećenja te za pogon ratnih brodova uz kombinirane procese CODAG (Dieselov motor i plinska turbina). Danas su parne i plinske turbine najzastupljeniji strojevi u području velikih jediničnih snaga.

**Proizvodnja parnih turbin u Hrvatskoj.** Domaća proizvodnja parnih turbin započela je formalno 1949. rješenjem o osnivanju Tvornice parnih turbin, poslije Jugoturbina u Karlovcu. Prve lopatice za popravak postojeće parne turbine Siemens od 12,5 MW proizvedene su u improviziranom pogonu i ugrađene već 1950. godine. Iste je godine započeo rad u konstrukcijskom uredu u Zagrebu pod vodstvom E. A. Kraffa, sveučilišnog profesora i nekadašnjeg direktora tvornice turbine AEG u Berlinu, s desetak inženjera početnika, a paralelno se projektirala, gradila i opremala nova tvornica. Prva turbina od 12,5 MW domaća konstrukcije pokrenuta je na probnom stolu 1955. za TE Kostolac, no prva je u eksplataciju puštena 1956. godine turbina istog tipa u TE Jertovec, koja već četrdeset godina radi uspješno. Ona je zadnjih desetih godina dio (7 MW) kombiniranog plinskog i parnog turbinskog postrojenja s plinskom turbinom Westinghouse od 31,5 MW. Ukupno je izrađeno šest turbina od po 12 MW.

U istom je konstrukcijskom uredu izrađena dokumentacija za parnoturbinski brodski kompleks od 3 100 kW ugrađen u četiri turbinska trampera od po 10 000 t nosivosti (*Drvar, Radnik, Šibenik, Marijan*), do tada najveće brodove građene u brodogradilištu 3. maj i Split, koji su predani naručitelju 1956. i 1957. godine.

U prvom državnom petogodišnjem planu, radenom uz sovjetski nadzor i upute, još neizgrađena tvornica turbina bila je u prvom redu namijenjena za gradnju brodskih turbokompleksa za pogon razarača. Iz poznatih političkih razloga taj je pro-

gram 1949. sveden na samo 2 razarača s 4 turbokompleksa, a bilo je predviđeno 11 razarača s 22 parnoturbinska kompleksa.

Otvaranje kreditnih linija zapadnih banaka i nedostatak domaćih finansijskih sredstava uzrok su pojavi moćne međunarodne konkurenkcije i uzimanju licencne dokumentacije. Iako je izrađena vlastita dokumentacija za stacionarne turbine od 32 MW, Elektroprivreda bivše SFRJ kupuje šest takvih jedinica u inozemstvu. I da dva tankera od 25 000 t korisne nosivosti parnoturbinsko postrojenje uvezeno je od de Lavalu iz Švedske u 1959/60. godini, da bi se 1963/64. na tankerima od 32 000 t korisne nosivosti tipa Joao Goulart za brazilski Petrobras uspijelo ugraditi visokotlačne i niskotlačne turbine po licenciji i uz reduktor broja okretaja tvornice AEG iz Berlina.

Sva nudjena turbinskih kompleksa za tankere od 200 000 t korisne nosivosti sve do 1972. godine po licenciji de Laval ili AEG i uz mnogo tehničkog i ekonomskog truda ostala su neuspješna, jer je poslije 1950. donja granica snage za upotrebu brodskih parnih turbina bila viša od snage potrebne za pogon gotovo svih tipova brodova građenih u domaćim brodogradilištima. Stoga je izgubljena i perspektiva tržišnog uspjeha na području gradnje brodskih turbina, za koje je u prvojbitnoj zamisli tvornica bila građena.

Važne su i isporuke pumpi za iskrčevanje tekućeg tereta pogonjenih turbinama snage i do 2 MW za motorne tankere, te parnih turbina za pogon brodskih elektrogeneratora pogonjenih parom iz pomoćnog kotla na ispušne plinove glavnog Dieselskoga motora.

Vlastita konstruktivna rješenja poslužila su u gradnji više od 200 parnih turbina do 1990. godine od ukupno izgrađenih ~400 parnih turbina, od kojih je ostatak izveden u cijelosti ili djelomično u kooperaciji s davaocem licencije. Dio turbin snage od 5...75 MW izvezen je u Indiju, Poljsku, Indoneziju, Švicarsku, Grčku, Tursku, Mađarsku i Italiju. Najveća od njih radi u toplani frankfurtskog pregrada Niederat u Njemačkoj. Ukupna instalirana snaga svih proizvedenih parnih turbina iznosi ~2,5 GW.

Najveća turbina izvedena u domaćoj konstrukciji jest toplanska kondenzacijska turbina s reguliranim oduzimanjem pare snage 50 MW za toplani u Ljubljani. Male jedinice do 3,5 MW mogu se izvesti u paketnoj izvedbi već u tvornici, montirane na temeljni ploču.

Glavno je nastojanje bilo usmjereno na dobivanje narudžbe za neku veliku turbinu koja bi se izvodila u kooperaciji, odnosno po stranoj licenciji. U gradnji velikih turbina od 100...660 MW za elektrane u bivšoj Jugoslaviji sudjelovalo je, bez Jugoturbine, dvačest tvornica iz deset zemalja.

Tek je gradnja jedne od triju turbinu po 125 MW bila dodijeljena Jugoturbini po sublicenciji poljske tvornice ZAMECH i originalnoj konstrukciji engleske tvornice turbina AEI za elektranu Plomin u Hrvatskoj. Ubrzo se pokazalo da se ne isplati graditi glomaznu turbinu niskog tlaka u samo jednom primjerku, pa su izrađene samo turbine visokog i srednjeg tlaka, a turbina niskog tlaka uvezena je iz Poljske i u Karlovcu zajednički montirana.

Nakon 12 turbina od 200 MW tipa LMZ uvezenih iz SSSR, tek trinacrtu turbinu tog tipa ugovorila je Jugoturbina na osnovi licencije tvornice LMZ za termoelektranu fuzla III, te opet izradila samo turbinu visokog i srednjeg tlaka, a turbinu niskog tlaka uvezla od tvornice ZAMECH, koja je također bila licencirana od tvornice LMZ.

Cinjenica da je u razdoblju od 15 godina nakon puštanja u pogon 30% turbina do 200 MW, bez obzira na proizvođača, dopremljeno potpuno ili s vitalnim dijelovima na popravak ili doradu u Jugoturbinu potaknula je zamisao da se sagrade novi obradbeni kapaciteti tvornice koji bi omogućili obradbu i najvećih turbina. Niskotlačna kućišta za turbine od ~300 MW, koja se upotrebljavaju u paralelnom spoju dva, tri ili četiri puta, omogućuju gradnju turbin snage i do 1300 MW. Gradnja takve tvornice, za koju su projekt i zatvaranje finansijske konstrukcije radeni više od četiri godine, započela je 1988. uz sufinansiranje elektroprivrede. Nova tvornica, opremljena najsvremenijom opremom za konstruiranje i obradbu s potpunom kompjutorskom podrškom, ostvarila je početni cilj dobivanjem narudžbi za dvije turbine po 300 MW za TE Kolubara i jednu turbinu od 200 MW za TE Plomin po licenciji Švedsko-švicarske korporacije Asca-Brown Boveri (ABB). Teške ekonomске prilike u bivšoj SFRJ 1989. i 1990. uzrokovale su zastoj u proizvodnji tih turbina, te prekid rada na turbinama za TE Kolubara, dok je turbina za TE Plomin bila isporučena.

Raspad zdržanih tvornica Jugoturbine bio je razlogom uključivanja novoizgrađene tvornice u sustav spomenute korporacije ABB, najvećeg svjetskog proizvođača energetske opreme. Najsuvremeniji i posljednji u svijetu sagradeni objekt za proizvodnju toplinskih turbina velikih snaga, s više od četrdeset godina turbinskog radnog iskustva i sa stručnom radnom snagom, danas pod nazivom ABB-Karlovac-Republika Hrvatska, uspješno djeluje od 1991. godine.

**Prijevodnja plinskih turbina u Hrvatskoj.** Već krajem 1960.-ih godina, zbor intenzivnije gradnje termoelektarana u Europi, obavljeno je u starim pogonima Tvornice parnih turbin Jugoturbina mnogo uslužnih, grubih ili završnih obradbi na odjelicima i otkivcima kućišta parnih turbina snage do 200 MW za više europskih proizvođača, ali i plinskih turbina i njihovih kompresora. Isto je tako izradbom velike serije parnoturbinskih lopatica visoke preciznosti dokazana sposobnost rada i u tom području proizvodnje. Stoga je u okviru specijalne (vojne) prijevodnje izgrađen sredinom 1980.-ih godina pogon nazvan TVornica plinskih turbina, na lokaciji i u okviru Jugoturbine u Karlovcu.

Za mlazni motor Viper po licenciji tvrtke Rolls-Royce na strojevima vrhunske kvalitete i s vrhunskom tehnologijom tog vremena radene su turbine s dva plinskoturbinska diska s odgovarajućim lopaticama uz potpuno automatizirane uređaje za preciznu kontrolu izradaka. TVornica prijevodni za izvoz mehanička turbopuhala za tenkovske Dieselove motore, a danas i komponente plinske turbine ruske proizvodnje za pogon kompresora plina za ugradnju u plinske stanice na ruskim plinovodima.

Mnogo važnija prijevodnja prema vrhunskoj tehnologiji komponenata za u svijetu najsvremenije plinske turbine i najvećih snaga već se od 1991. godine odvija u tvornici ABB u Karlovcu s vrhunskom kompjutoriziranim opremom u pogonima TVornice velikih parnih turbina. Kao najpovoljniji prijevodnički unutar korporacije ABB, karlovački pogon postiže započene uspjehe.

Sve opisane djelatnosti, koje obuhvaćaju tek dio napora u 45-godišnjem razdoblju gradnje toplinskih turbina Hrvatskoj, pokazuju i visoku, svjetsku kvalitetu naših ustanova za školovanje inženjerskih kadrova.

**Primjena toplinskih turbina u Hrvatskoj.** Usmjerena na iskorišćavanje vodnih snaga i nafte, uz vrlo male izvore goriva (raški ugljen), Hrvatska elektroprivreda ima samo nekoliko parnoturbinskih postrojenja, i to turbinu od 125 MW u TE Plomin I, dvije turbine od po 210 MW u TE Sisak i turbinu od 320 MW u TE Rijeka. U dugogodišnjoj gradnji kočenoj strogim i skupim zahtjevima ekologa nalazi se turbina od 200 MW turbopostrojenja u TE Plomin II. Blokovi u Plominu troše ugljen prašinu, a ostali imaju kotlove na mazut.

Blok od 305 MW u TE Obrenovac u Srbiji, blok od 210 MW u TE Tuzla i blok od 110 MW u TE Kakanj u BiH građeni su svojedobno uz ulaganja Hrvatske elektroprivrede u postojeće ugljenokope. Isto je tako u Sloveniji s Elektroprivredom Slovenije izgrađena nuklearna elektrana od 664 MW sa zajedničkom upravom i isporukom učinka od 300 MW u Hrvatsku (10% snage kućna je potrošnja u elektranama).

Veći su pogoni u Zagrebu u Termoelektrani-toplani ( $2 \times 32$  MW s dva regulirana oduzimanja i  $1 \times 120$  MW s jednim reguliranim oduzimanjem), te u Toplani-termoelektrani (protutlačne turbine od 12,5 MW i 32 MW i s jednim reguliranim oduzimanjem pare). Obje toplane daju ogrevnu toplinu za veliko stambeno područje izgrađeno poslije Drugoga svjetskog rata te dio industrijske pare za istočnu i zapadnu industrijsku zonu Zagreba. I u Osijeku radi u toplani parna turbina od 45 MW s ogrevnjem kondenzatorom. Osim turbine od 120 MW, sve su te turbine domaće konstrukcije i proizvodnje.

Mnogo parnih turbina i do snage od 32 MW imaju Tvornica umjetnih gnojiva INA-Kutina, rafinerije u Rijeci i Šisku, Šećerane u Osijeku, Virovitici i Županiji i niz manjih industrijskih pogona u Zagrebu i drugim gradovima Hrvatskoj.

Plinske turbine kao dio kombiniranog postrojenja rade već skoro 20 godina u TE Jertovec (dvije plinske turbine Westinghouse od po 31,5 MW, uz dodatnu snagu od po 7 MW od preuređenih starih parnih turbina). Dvije turbine AEG-Kanis (sistav General Electric) od po 25 MW rade kao vršne u toplani u Osijeku s mogućnošću zagrijavanja vode ispušnim plinovima. Plutajuće platforme i bušače garniture INA raspolazu plinskim turbinama snage i do 4 MW.

Najnovije instalirane plinske turbine nalaze se u Splitu i Slavonskom Brodu radi otklanjanja energetske krize nastale nakon raspada bivše SFRJ, s pojedinačnom snagom od 25 MW, tipa European Gas Turbines, sustava General Electric-Esen. Plinske turbine tih snaga s generatorom, automatskom komandom i ostalom opremom ugradene u kontejner mogu biti stavljenе u pogon u vrlo kratkom roku nakon ugovaranja.

Pretvorba toplinske energije u mehanički rad u toplinskoj je turbini bitno različita od pretvorbe u toplinskom stupnom stroju. Toplinska energija, koja se očituje kaotičnim gibanjem molekula, u stupnom se stroju izravno prenosi na stap udaranjem molekula radnog fluida o stap brzinom većom od brzine kojom se molekule od njega odbijaju (v. *Parni stupni stroj*, TE10, str. 202). U toplinskoj su turbinu ta pretvorba i prijenos energije na rotirajuće elemente posredni. Prvo se unutrašnja energija radnog fluida pretvara u kinetičku energiju toka većih kontinuuma fluida, a tek se potom ta kinetička energija prenosi na radno kolo.

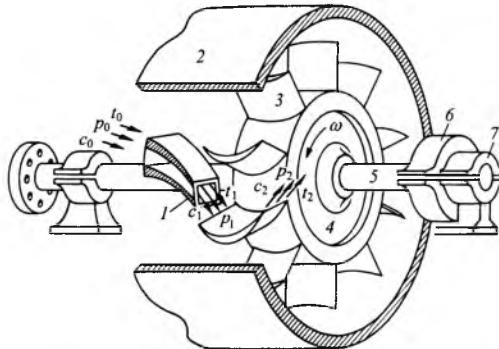
Bitna je razlika i u dobivanju i načinu prijenosa mehaničke energije. Turbina mehaničku energiju predaje vrtnjom rotora, što je pogodno za dalju primjenu, a u stupnom se stroju pravocrtno gibanje mora posebnim mehanizmom pretvarati u rotaciju.

Rad je turbine miran jer nema periodičkog prekidanja toka fluida niti pravocrtnog gibanja masa, koje je teško potpuno uravnotežiti. Mironji rad omogućuje i postizanje velike brzine strujanja, a time i velike protoke radnog fluida, pa se mogu graditi pouzdane jedinice velike snage. Radni fluid ne dolazi u dodir s uljem za podmazivanje, što dopušta primjenu visokih temperatura radnog fluida, a time i bolju termodinamičku korisnost.

**Osnovni dijelovi i princip rada toplinskih turbina.** Dva su osnovna dijela svake turbine: *stator* s mirujućim statorskim lopaticama smještenim u kućištu i *radno kolo* s rotorskim lopaticama razmještenim po obodu diska (sl. 4). Statorske i rotorske lopatice čine kanale kroz koje strui radni fluid i u kojima se zbijavaju termodinamičke promjene i pretvorba energije. Jedno ili više radnih kola pričvršćeno je na *vratilo*, kojim se okretni moment preko spojke prenosi na radni stroj. Vratilo s radnim kolom ili s više radnih kola naziva se *turbinski rotor*. Da radni fluid ne bi izlazio u okolinu, radni prostor turbine zatvoren je kućištem turbine, koje istodobno štiti rotor od oštećenja. Rotor leži u potpornim nosivim ležajevima koji preuzimaju radikalne sile, dok aksijalnu silu preuzima odrivni ležaj. Odrivni i nosivi ležajevi, osim toga, služe za aksijalno i radikalno vođenje rotora, tj. za osiguranje aksijalnog i radikalnog zazorja pri okretanju. Na mjestima gdje rotor prolazi kroz kućište ugrađuju se bezdodirne labirintne brtve da bi se spriječio izlazak radnog fluida u okolinu.

Radni fluid može biti bilo koji fluid, no u postojećim toplinskim turbinama to su gotovo uvijek vodena para ili zrak (odnosno plinovi izgaranja), koji su lako dostupni iz okoline. Postrojenja sa zatvorenim ciklusom, koja se rjeđe primjenjuju zbog svoje složenosti, katkad rade sa životinjom, freonom, amonijakom, helijem, ugljičnim dioksidom ili binarnom smjesom nekih od navedenih fluida.

Pretvorba toplinske energije u kinetičku energiju uređenog toka fluida ostvaruje se adijabatskom ekspanzijom, pri čemu tlak



Sl. 4. Jednostupanska turbina. 1 statorska lopatica, 2 kućište, 3 rotorska lopatica, 4 disk, 5 vratilo, 6 odrivni ležaj, 7 nosivi ležaj

fluida opada, a brzina strujanja raste. Za takav proces potrebni su strujni kanali kojima se presjeci mijenjaju na odgovarajući način. Takve mirujuće kanale oblikuju statorske lopatice pričvršćene u kućištu. Kanali kroz koje strui radni fluid djeluju kao sapnice i čine *sapnički aparat* ili *statorsku rešetku* turbine (sl. 4). Na slici je prikazana samo jedna sapnica (statorski kanal), dok su one inače razmještene po cijelom obodu statora ili jednom njegovu dijelu. U sapničkom aparatu radni fluid eksplandira od tlaka  $p_0$  na ulazu do tlaka  $p_1$  na izlazu i pritom mu se brzina povećava, a temperatura smanjuje. Tako se u sapnicama zbiva pretvorba dijela toplinske energije u kinetičku energiju. Radni fluid zatim s velikom kinetičkom energijom ulazi u kanale radnog kola koje čine rotorske lopatice pričvršćene na disk. U radnom se kolu pretvorba toplinske u kinetičku energiju može nastaviti kao dalja eksplanzija od tlaka  $p_1$  do tlaka  $p_2$ , a pogodan oblik kanala radnog kola promjenom količine gibanja omogućuje prijenos kinetičke energije fluida na rotor, odnosno njezinu pretvorbu u mehanički rad. Pri strujanju radnog fluida kroz kanale radnog kola javljaju se sile, a kako se mehanički rad dobiva na račun kinetičke energije radnog fluida, absolutna brzina pare na izlazu iz rotorskih kanala  $c_2$  manja je od absolutne brzine na ulazu  $c_1$ .

O različitim turbinskim postrojenjima i o kružnim ciklusima, na kojima se temelji njihov rad v. *Elektrane*, TE 3, str 547; v. *Parni stupni stroj*, TE10, str. 207; v. *Pogonski sistemi letjelica*, TE10, str. 520.

**Klasifikacija toplinskih turbina.** Toplinske se turbine mogu klasificirati prema vrsti radnog fluida, broju eksplanzija radnog fluida, načinu na koji se ostvaruje sila u rotorskim lopaticama, smjeru strujanja radnog fluida, tlaku i temperaturi pare, broju kućišta i broju vratila.

*Prema vrsti radnog fluida* turbine se dijele na parne i plinske, iako su procesi koji se zbijavaju u turbini u osnovi jednakci bilo da se radi o strujanju pare ili o strujanju plina. Takva je klasifikacija, međutim, opravdana kad se turbina promatra u sklopu cijelog postrojenja, jer se radi o dva različita termodinamička ciklusa.

*Parne turbine* najčešće rade s vodenom parom kao radnim fluidom, a postrojenja koja rade sa životinjom parom, amonijakom, freonom i dr., rijetka su i katkad eksperimentalna. Parne se turbine prema tlaku na izlazu mogu podijeliti na kondenzacijske i na protutlačne, i to bez oduzimanja ili s jednim ili više oduzimanja pare.

*Kondenzacijska parna turbina* jest ona u kojoj se para koja izlazi iz turbine odvodi u kondenzator gdje kondenzira zbog hlađenja rashladnim fluidom, a toplina kondenzacije predaje se okolini. Tlak pare koja kondenzira niži je od atmosferskog, što omogućuje temperaturu rashladne vode u kondenzatoru, a time se iskorištava u najvećoj mogućoj mjeri radna sposobnost pare. Kondenzat se odvodi u generator pare kao napojna voda. Eksplanzijom pare do tlaka bitno nižeg od atmosferskog i do temperature koja je tek malo viša od temperature rashladne vode nastoji se dobiti maksimalni rad. Toplinu kondenzacije nije moguće iskoristiti i ona se kao otpadna toplina rashladnom vodom odvodi u okolinu.

*Protutlačna parna turbina* primjenjuje se tamo gdje je osim mehaničkog rada potrebna i toplina za industrijske ili komunalne potrebe. Para eksplandira samo do određenog tlaka, odnosno temperature, a zatim se iz turbine odvodi potrošačima pare ili topline. Tlak pare na izlazu iz turbine bitno je viši od atmosferskoga, pa

se stoga ta turbina naziva protutlačnom. Tako se istodobno dobiva mehanički rad i upotrebljava toplina.

*Parna turbina s reguliranim oduzimanjem pare* i s kondenzacijom kombinacija je prethodnih dva tipa turbina. U njoj se jedan dio pare, koji je ekspandirao od ulaznog tlaka i predao određeni rad rotoru, oduzima iz turbine i odvodi potrošačima pare, a ostatak pare ekspandira dalje do tlaka kondenzacije. Međutim, dio pare koja nastavlja ekspanziju u turbinu može se ponovo odvoditi na tlaku višem od atmosferskog, pa se za potrošače koji zahtijevaju paru različitih tlakova i temperature grade turbine s više oduzimanja pare.

*Prema tlaku pare na ulazu u turbinu* parne se turbine mogu svrstati na niskotlačne (do 10 bar), srednjotlačne (do 88 bar), visokotlačne (do 224 bar) i turbine s najvišim tlakom (više od 224 bar). Takva se podjela zasniva na vrsti konstrukcijskih materijala, a s druge strane na termofizikalnim svojstvima vode i vodene pare.

Prema temperaturi pare na ulazu u turbinu razlikuju se turbine za srednje temperature (do 485 °C), za visoke temperature (do 565 °C) i za najviše temperature (više od 565 °C). I ta je podjela u izravnoj vezi s konstrukcijskim materijalima koji se primjenjuju za pojedine temperature, pri čemu je temperatura do 535 °C granica za primjenu feritnih čelika.

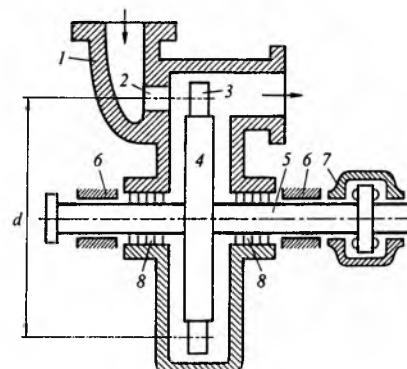
*Plinske turbine* mogu biti sa zatvorenim i s otvorenim ciklусom. U *plinskoturbinskom postrojenju sa zatvorenim ciklusom* izmjena topline između proizvoda izgaranja i radnog fluida, koji je obično čisti zrak, obavlja se u površinskom izmjenjivaču topline. Proizvodi izgaranja ne mijesaju se s radnim fluidom i on se nakon izlaska iz turbine hlađi u hladnjaku vodom ili vanjskim zrakom. Dok se u parnom postrojenju kondenzat, zbog malog specifičnog obujma, uz mali utrošak mehaničkog rada vraća u generator pare pumpom, u plinskoj turbini sa zatvorenim ciklусom upotrebljava se kompresor. Rad potreban za stlačivanje radnog fluida iznosi 60–70% rada dobivenog ekspanzijom u plinskoj turbini, dok se za povišenje tlaka napojnoj vodi troši tek 6–8% rada dobivenog ekspanzijom pare u parnoj turbini. Prednost plinske turbine sa zatvorenim ciklусom jest mogućnost primjene bilo kojeg goriva, pa i najlošijeg, jer se proizvodi izgaranja ne mijesaju s radnim fluidom. Budući da je radni fluid čist, nema opasnosti od mehaničkog ili kemijskog oštećenja protočnog dijela turbine. Zbog malih koeficijenata prijelaza topline s plinova koji se upotrebljavaju za zagrijavanje radnog fluida plinske turbine zatvorenog ciklusa potrebne su veoma velike površine za izmjenu topline. Osim toga, ograničena primjena visokih temperatura, onečišćenje ogrjevnih površina i potrebna rashladna voda za hlađenje izlaznih plinova prije ulaska u kompresor dodatni su razlozi što zatvoreni plinskoturbinski ciklusi nestaju iz upotrebe.

*Plinska turbina s otvorenim ciklусom* nalazi, međutim, sve širu primjenu. Radni su fluid plinovi izgaranja, odnosno zrak, koji se neprekidno uzima iz atmosfere i tlači u turbokompresoru (izravno pogonjenom turbinom) te služi za izgaranje goriva ubrizganog u komoru za izgaranje. Prednost je upotrebe komore za izgaranje jednostavnosti i bitno niža cijena u usporedbi s cijenom površinskog izmjenjivača topline. Veliki je nedostatak protok plinova izgaranja kroz strujni aparat turbine, pa je moguće mehaničko i kemijsko oštećenje ili čak uništenje lopatica zbog visokotemperature korozije. Zbog toga se u plinskoj turbini s otvorenim ciklусom mogu primjenjivati samo veoma čista tekuća ili plinovita goriva bez štetnih primjesa. Plinovi izgaranja jednostavno se ispuštaju u atmosferu, pa za hlađenje radnog fluida nije potreban hladnjak. Na izlazu iz turbine plinovi izgaranja imaju još uvijek visoku temperaturu, što uz utrošak velikog rada za stlačivanje zraka uzrokuje malu termodinamičku korisnost postrojenja. Ugradnjom izmjenjivača topline, u kojima se dio izlazne topline prenosi na stlačeni zrak i time vraća u ciklus, donekle se povećava termodinamička korisnost, ali se smanjuju osnovne prednosti plinskog turbinskog postrojenja: mala specifična težina i jednostavna konstrukcija.

*Prema broju ekspanzija radnog fluida* turbine mogu biti jednostupanjske ili višestupanjske. U jednostupanjskoj se turbinama nalazi samo jedan red statorskih i jedan red rotorskih lopatica, pa radni fluid ekspandira odmah na konačni tlak. U višestupanjskoj se turbinama nalazi više redova statorskih i rotorskih lopatica. Prolaskom kroz pojedini red statorskih i rotorskih lopatica, radnom se fluidu

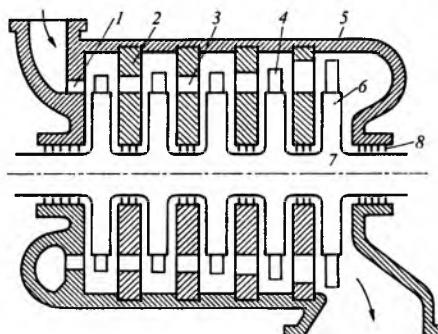
oduzme dio energije. Taj se proces ponavlja u svakom stupnju, pa fluid ekspandira postupno do konačnog tlaka u više stupnjeva.

*Prema mjestu gdje se ostvaruje ekspanzija u stupnju* turbine se dijele na akcijske, reakcijske i kombinirane.



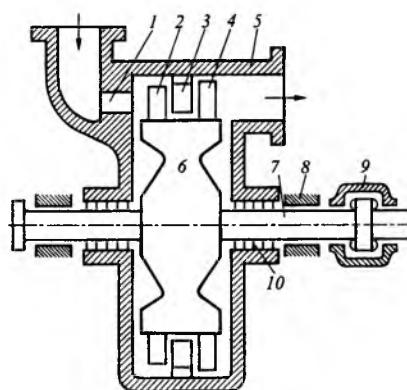
Sl. 5. Jednostupanjska akcijska parna turbina. 1 kućište, 2 sapnica, 3 rotorska lopatica, 4 disk, 5 vratilo, 6 nosivi ležaj, 7 odrivni ležaj, 8 brtva

*U akcijskoj turbini* radni fluid ekspandira samo u statorskoj rešetki. Način je prijenosa impulsa akcijski, pa odatle i naziv te turbine. Sile koje djeluju na rotorske lopatice posljedica su zakreta toka fluida, tj. promjene smjera njegova relativnog strujanja. Kinetička energija dobivena ekspanzijom radnog fluida u statorskoj rešetki pretvara se promjenom momenta količine gibanja u rotorskim lopaticama u mehanički rad rotacije rotora. U *Lavalovu* turbinu sva se raspoloživa promjena toplinske energije, izražena preko entalpije, iskorištava u jednom stupnju (sl. 5). Za visoke tlakove i visoke temperature radnog fluida upotrebljava se akcijska turbinu s više stupnjeva (sl. 6). Pri velikim toplinskim



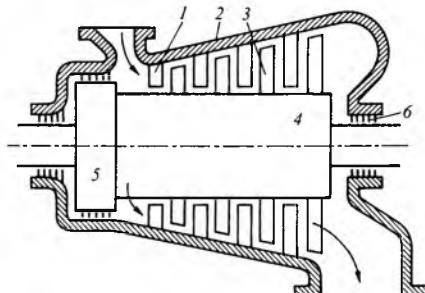
Sl. 6. Višestupanjska akcijska parna turbina. 1 sapnica, 2 dijafragma, 3 statorska lopatica, 4 rotorska lopatica, 5 kućište, 6 disk, 7 vratilo, 8 brtva

padovima u samo jednoj statorskoj rešetki dobiva se velika kinetička energija, koja se može iskoristavati u više rotorskih rešetki (*Curtisovo kolo*), najčešće s dva reda rotorskih lopatica (sl. 7). Takva se turbinu naziva *Curtisova turbina*. Akcijska turbinu sastoji se najčešće od Curtisova kola i više akcijskih stupnjeva. Curtisovo kolo služi kao regulacijski stupanj na ulazu u turbinu ili nakon reguliranog oduzimanja.



Sl. 7. Curtisova parna turbina s dva reda rotorskih lopatica. 1 sapnica, 2 prvi red rotorskih lopatica, 3 skretna lopatica, 4 drugi red rotorskih lopatica, 5 kućište, 6 disk, 7 vratilo, 8 nosivi ležaj, 9 odrivni ležaj, 10 brtva

U reakcijskoj turbini statorske i rotorske lopatice tako su izvedene da radni fluid ekspandira i u statorskoi i u rotorskoi rešetki, najčešće uz podjednak toplinski pad u obje rešetke. Zbog toplinskog pada u rotorskoi rešetki radni se fluid i u njoj ubrzava i pojavljuje se reaktivna sila, pa se takva turbinu naziva reakcijskom turbinom. Ona se gradi uviiek s više stupnjeva. Takav se tip turbine često prema svom pronalazaču naziva *Parsonsova turbina* (sl. 8).

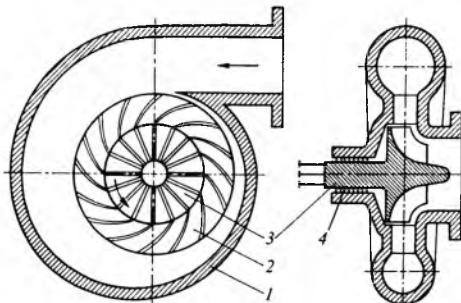


Sl. 8. Reakcijska Parsonsova turbina. 1 statorska lopatica, 2 kućište, 3 rotorska lopatica, 4 bubanj, 5 rastereti strop, 6 brtva

Kombinirana turbina ima Curtisove, akcijske i reakcijske stupnjeve.

Prema smjeru strujanja radnog fluida turbine su aksijalne ili radijalne. U aksijalnoj turbinu radni fluid struji približno paralelno s osi rotacije turbine. U radijalnoj turbinu radni fluid struji okomito na os rotacije. Umjesto statorskih lopatica, radijalna turbinu može imati dva radna kola s rotorskim lopaticama. Čitav toplinski pad zbiva se samo u rotorskim rešetkama, pri čemu lopatice jednog rotora imaju funkciju lopatica statora s obzirom na drugi rotor. Tada je smjer okretanja radnih kola suprotan, pa ona rade s odvojenim vratilima.

Umjesto više redova rotorskih lopatica, koje su slične lopaticama aksijalnih turbina, može se primijeniti kolo s radijalnim lopaticama, uz strujanje radnog fluida od periferije k osi, pa se taj tip turbine naziva *centripetalnom turbinom* (sl. 9).



Sl. 9. Turbina s radijalnim lopaticama. 1 kućište, 2 stator, 3 rotor, 4 brtva

Prema broju kućišta turbine se mogu podijeliti na jednokućišne i višekućišne, prema tlaku u kućištu na turbine s visokotlačnim, srednjotlačnim i niskotlačnim kućištem, a prema broju vratila na turbine s jednim ili više vratila.

### ENERGETSKA PRETVORBA U TURBINSKOM STUPNUJU I NAČELNO USTROJSTVO TURBINE

**Osnovne jednadžbe strujanja stlačivog fluida.** Energetska se pretvorba u turbineskom stupnju može općenito opisati osnovnim jednadžbama termodynamike i dinamike fluida za strujanje stlačivog fluida (v. *Mehanika fluida*, TE 8, str. 67). Zakonitosti strujanja stlačivog fluida osnova su za analizu pojava u protičnom dijelu turbine te za konstruiranje i usavršavanje tog dijela turbine.

Ako se prepostavi da su svojstva radnog fluida i veličine strujanja jednaki u svim točkama nekog poprečnog presjeka lopatičnog kanala i da se mijenjaju samo uzduž kanala, strujanje se smatra jednodimenzijskim. Pri stvarnom je strujanju brzina radnog fluida uz stijenkou kanala uviiek manja nego u jezgri toka, a u

zakrivenim se kanalima tlak mijenja uzduž poprečnog presjeka već prema polumjeru zakrivenosti. Stoga se jednadžba za jednodimenzijsko strujanje primjenjuje samo za prvu aproksimativnu analizu, u kojoj se pretpostavlja stacionarno strujanje i zanemaruje se izmjena topline između radnog fluida i stijenki kanala.

Osnovne jednadžbe koje opisuju strujanje stlačivog fluida pri energetskoj pretvorbi u turbineskom stupnju jesu jednadžba stanja, jednadžba kontinuiteta (masenog protoka), jednadžba količine gibanja i jednadžba očuvanja energije.

**Osnovne karakteristike i veličine strujanja u kanalima.** Jednodimenzijsko strujanje može biti ekspanzijsko ili kompresijsko. Pri ekspanzijskom strujanju brzina se radnog fluida povećava nizvodno, dok se pri kompresijskom strujanju brzina radnog fluida nizvodno smanjuje. U parnoj i plinskoj turbinu ekspanzijsko strujanje nastaje u kanalima statorskih i rotorskih lopatica. U kanalima rotorskih lopatica specijalnih stupnjeva nastaje katkad i kompresijsko strujanje.

Za proračun jednodimenzijskog strujanja u kanalima obično se uzimaju zaustavne veličine stanja kojima je opisan tok fluida u pojedinim presjecima. Zaustavne veličine toka u nekom presjeku fiktivne su veličine stanja, koje se dobivaju potpunim izentropnim poništavanjem brzine toka od stanja u tom presjeku do stanja mirovanja. Zaustavne se veličine stanja dobiju pomoću energetske jednadžbe i jednadžbe za izentropnu promjenu stanja. Konstanta u tim jednadžbama jest energija kada je brzina fluida jednaka nuli. Energetska jednadžba glasi

$$\frac{c^2}{2} + \frac{\kappa}{\kappa-1} p v = \frac{\kappa}{\kappa-1} p_* v_* = \text{const.}, \quad (1a)$$

ili

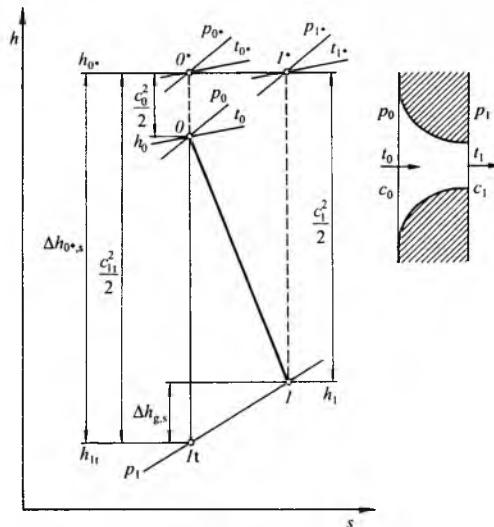
$$\frac{c^2}{2} + h = h_* = c_p T_* = \text{const.}, \quad (1b)$$

gdje je  $c$  brzina fluida,  $\kappa$  izentropni eksponent,  $p$  tlak,  $v$  specifični obujam,  $h$  specifična entalpija,  $c_p$  specifični toplinski kapacitet pri stalnom tlaku, a  $T$  temperatura. Indeks \* označuje zaustavne veličine stanja.

Jednadžba za izentropnu promjenu stanja glasi

$$p v^\kappa = p_* v_*^\kappa. \quad (2)$$

Iz jednadžbi (1) i (2) slijedi da su temperatura  $T_*$  idealnog plina, specifična entalpija  $h_*$  i umnožak  $p_* v_*$  stalni za određeni presjek, dok su zaustavni tlak  $p_*$  i zaustavni specifični obujam  $v_*$  stalni za sve presjeke samo pri izentropnom strujanju. Pri stvarnom se strujanju uz gubitke energije zaustavni tlak  $p_*$  smanjuje u smjeru strujanja, dok se specifični obujam  $v_*$  povećava.



Sl. 10. Promjena stanja radnog fluida pri strujanju kroz sapnicu

Zaustavne se veličine stanja mogu odrediti i pomoću  $h, s$ -dijagrama (dijagram entalpija-entropija). Na slici 10 prikazano je strujanje radnog fluida u sapnici u  $h, s$ -dijagramu. Veličine na ulaz-

znom presjeku sapnica označene su indeksom 0, na izlaznom presjeku indeksom 1t za izentropno strujanje bez gubitaka kinetičke energije, a indeksom 1 za stvarno strujanje uz gubitke kinetičke energije. Brzina radnog fluida na izlazu iz sapnice za izentropno se strujanje određuje iz energetske jednadžbe za ulazni i izlazni presjek sapnica:

$$\frac{c_0^2}{2} + h_0 = \frac{c_{1t}^2}{2} + h_{1t}, \quad (3a)$$

dok je teorijska brzina radnog fluida na izlazu iz sapnice

$$c_{1t} = \sqrt{2(h_0 - h_{1t}) + c_0^2}. \quad (3b)$$

Stvarna se brzina strujanja radnog fluida uz gubitke kinetičke energije na izlazu iz sapnice dobiva iz energetske jednadžbe za ulazni i izlazni presjek sapnica pomoću stvarnih veličina strujanja na izlazu iz sapnice:

$$c_1 = \sqrt{2(h_0 - h_1) + c_0^2}. \quad (4)$$

Razlika specifičnih entalpija  $\Delta h_{0s} = h_{0s} - h_{1t} = h_0 - h_{1t} + c_0^2/2 = c_{1t}^2/2$  naziva se *raspoloživi entalpijski pad* sapnice.

Zaustavne se veličine stanja na ulaznom presjeku sapnica dobivaju u *h-s*-dijagramu tako da se u točki 0 doda toplinski ekvivalent kinetičke energije toka na ulazu u sapnicu,  $c_0^2/2$ . Tako se određuje točka 0\*, a time i izobara  $p_{0*}$ , izoterma  $t_{0*}$  i zaustavna specifična entalpija  $h_{0*}$  te ostale zaustavne veličine stanja. Zaustavne se veličine stanja na izlaznom presjeku sapnica mogu odrediti na sličan način tako da se u *h-s*-dijagramu u točki 1 pribroji toplinski ekvivalent kinetičke energije toka na izlazu iz sapnice,  $c_1^2/2$ . Kroz točku 1\* određenu na taj način prolaze izobara  $p_{1*}$  i izoterma  $t_{1*}$ .

Pri strujanju uz gubitke kinetičke energije zaustavni se tlak smanjuje u smjeru strujanja. Tlak, temperatura i specifična entalpija ( $p_0, t_0, h_0, p_1, t_1, h_1$ ) u odgovarajućim presjecima nazivaju se statičke veličine stanja. Razlika specifičnih entalpija  $h_1 - h_{1t}$  gubitci su kinetičke energije strujanja zbog trenja i drugih nepovratnih procesa. Za sapnicu se ti gubitci označuju s  $\Delta h_{gs}$  i mogu se izračunati pomoću energetske jednadžbe za izentropno i stvarno strujanje:

$$\Delta h_{gs} = h_1 - h_{1t} = \frac{c_1^2}{2} - \frac{c_{1t}^2}{2}. \quad (5)$$

Presudan utjecaj na oblikovanje toka pri velikim brzinama strujanja ima kritična brzina toka. Brzina zvuka može se odrediti pomoću statičkih veličina stanja toka:

$$a = \sqrt{\kappa p v} = \sqrt{\kappa R T}, \quad (6)$$

gdje je  $R$  individualna plinska konstanta. Kritična brzina strujanja  $c_{kr}$  jest brzina radnog fluida u presjeku u kojem je brzina strujanja jednaka lokalnoj brzini zvuka:  $c = a = c_{kr}$ . Presjek u kojem strujanje dostiže kritične vrijednosti naziva se *kritičnim presjekom*. Veličine stanja toka u tom presjeku nazivaju se *kritičnim* ( $p_{kr}, T_{kr}, h_{kr}, v_{kr}$ ).

Lokalna brzina zvuka ovisi samo o statičkoj temperaturi u presjeku toka pa je kritična brzina

$$c_{kr} = \sqrt{\kappa R T_{kr}}. \quad (7)$$

Proračun strujanja može se olakšati pomoću *bezdimenzijskih veličina stanja* kao što su relativni tlak  $\varepsilon = p/p_*$  (omjer statičkog i zaustavnog tlaka za određeni presjek), relativna temperatura  $T/T_*$ , relativni specifični obujam  $v/v_*$ , Machov broj i bezdimenzijska brzina  $\lambda$ . Machov broj omjer je brzine strujanja i brzine zvuka. Bezdimenzijska brzina  $\lambda$  omjer je brzine strujanja i brzine zvuka. Bezdimenzijska brzina  $\lambda$  omjer je brzine strujanja u određenom presjeku i kritične brzine strujanja. Relacija između bilo koje dvije bezdimenzijske veličine stanja može se uspostaviti veoma jednostavno. Tako se, npr., uvrštenjem  $\kappa p v = a^2$  u energetsku jednadžbu (1a) dobiva energetska jednadžba u novom obliku:

$$\frac{c^2}{2} + \frac{a^2}{\kappa - 1} = \frac{\kappa + 1}{\kappa - 1} \cdot \frac{c_{kr}^2}{2}, \quad (8)$$

gdje je konstanta na desnoj strani izražena pomoću kritične brzine. Dijeljenjem prvog člana jednadžbe (1a) s konstantom na desnoj strani jednadžbe izraženom preko kritične brzine i dijeljenjem drugog člana s konstantom izraženom preko zaustavnih parametara  $p_*$  i  $v_*$ , dobiva se

$$\frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \lambda^2 + \frac{p}{p_*} \cdot \frac{v}{v_*} = 1, \quad (9)$$

pa se pomoću izentropne jednadžbe može za određeni presjek odrediti relativni tlak:

$$\varepsilon = \frac{p}{p_*} = \left( 1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \lambda^2 \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}}. \quad (10a)$$

U kritičnom je presjeku  $\lambda = 1$ , pa se kritični omjer tlakova može odrediti pomoću jednadžbe

$$\varepsilon_{kr} = \frac{p_{kr}}{p_*} = \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}}. \quad (10b)$$

Kritični omjeri tlakova za zrak i paru nalaze se u tablici 1.

Tablica 1

KRITIČNI PARAMETRI ZA IZENTROPNO EKSPANSIJSKO STRUJANJE

| Vrsta fluida       | Izentropski eksponent $\kappa$ | Kritični omjer tlakova $\varepsilon_{kr}$ | Kritična brzina $c_{kr}$ m/s | Koeficijent* $\chi$ |
|--------------------|--------------------------------|---|------------------------------|---------------------|
| Zrak               | 1,4                            | 0,5283                                    | $1,08 \sqrt{p_{kr} v_{kr}}$  | 0,685               |
| Pregrijana para    | 1,3                            | 0,5457                                    | $1,064 \sqrt{p_{kr} v_{kr}}$ | 0,667               |
| Suhu zasićenu paru | 1,135                          | 0,5774                                    | $1,032 \sqrt{p_{kr} v_{kr}}$ | 0,635               |

$$* \text{koefficijent } \chi = \kappa \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}}$$

Kritična se brzina često određuje pomoću zaustavne temperature. Izjednačenjem konstanata u energetskim jednadžbama (1a) i (1b) dobiva se

$$c_{kr} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa + 1} RT_*} \quad (11a)$$

ili

$$c_{kr} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa + 1} p_* v_*}. \quad (11b)$$

Važan bezdimenzijski parametar strujanja jest *relativni maseni protok*  $\dot{m}_r$ . To je omjer masenog protoka  $\dot{m}$  po jedinici površine zadanog presjeka  $A$  i masenog protoka po jedinici površine presjeka u kojem su postignute kritične veličine stanja:

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{m}}{\frac{A}{\dot{m}_{kr}}} = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{kr}}, \quad (12)$$

a može se izraziti i pomoću jednadžbe kontinuiteta:

$$\dot{m}_r = \frac{c}{v} \cdot \frac{v_{kr}}{c_{kr}} \quad (13)$$

ili na temelju jednadžbi (10a) i (13) u obliku

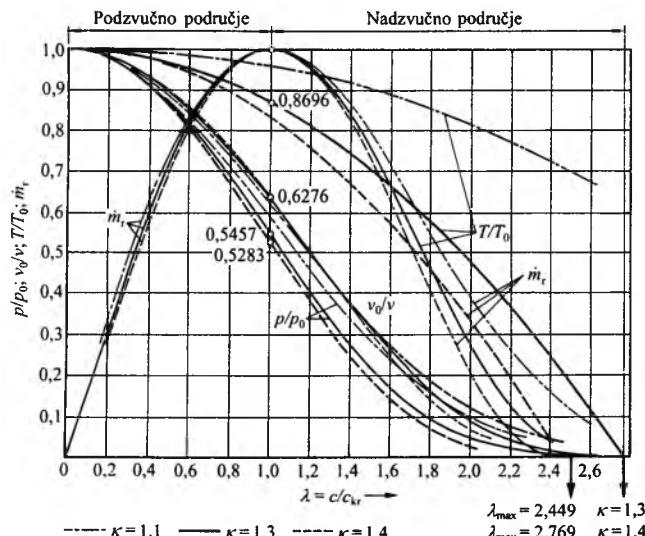
$$\dot{m}_r = \lambda \left( \frac{\kappa + 1}{2} - \frac{\kappa - 1}{2} \lambda^2 \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \quad (14)$$

ili

$$\dot{m}_r = \sqrt{\frac{2}{\kappa + 1} \cdot \frac{\kappa + 1}{\kappa - 1} \cdot \frac{2}{\kappa - 1} \left( \frac{2}{\kappa} - \frac{\kappa + 1}{\kappa} \right)}. \quad (15)$$

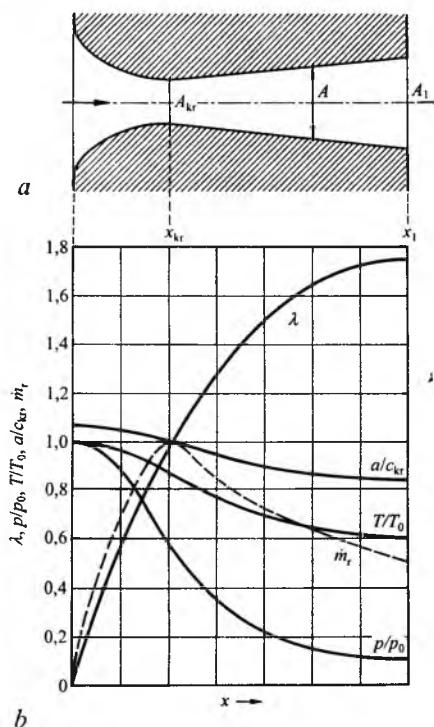
Odnosi između dva bezdimenzijska parametra u nekom presjeku toka nazivaju se plinsko-dinamičke funkcije i prikazuju

se obično u tablicama. Dijagrami tih funkcija nalaze se na slici 11.

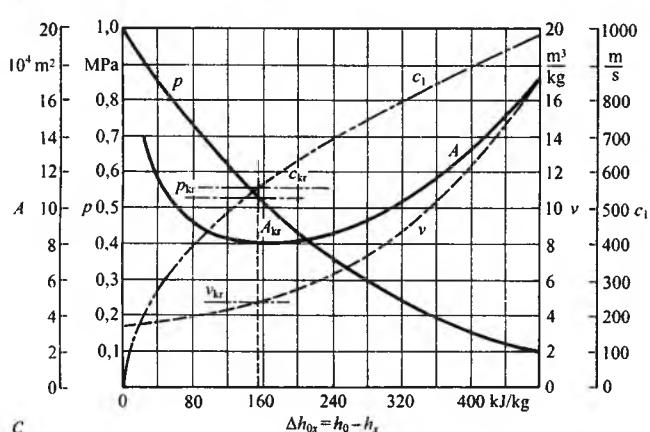


Sl. 11. Utjecaj relativne brzine  $\lambda$  na bezdimenzijske parametre strujanja

Relativni maseni protok izentropnog strujanja u nekom presjeku kanala može se prikazati kao omjer površina kritičnog presjeka



Sl. 12. Raspodjela parametara toka uzduž osi Lavalove sapnice.  
a) sapnica, b) bezdimenzijski parametri, c) ne-promjenljivi parametri toka ispred sapnice



ka kanala i zadanog presjeka (sl. 12). Jednadžba kontinuiteta za presjek  $A$  i  $A_{kr}$  glasi

$$\dot{m} = \dot{m}_{kr} = \frac{cA}{v} = \frac{c_{kr} A_{kr}}{v_{kr}}, \quad (16)$$

pa slijedi da je relativni maseni protok u presjeku  $A$

$$\dot{m}_r = \frac{c}{c_{kr}} \cdot \frac{v_{kr}}{v} = \frac{A_{kr}}{A}. \quad (17)$$

U izvodu jednadžbe (17) pretpostavlja se da je najuži presjek kanala kritični presjek.

Raspodjela bezdimenzijskih veličina stanja za izentropno ekspanzijsko strujanje prikazana je na slici 12 b. Brzina se strujanja neprekidno povećava nizvodno. Kanale potrebne za ostvarivanje takva strujanja (uz natkritični omjer tlakova ispred i iza kanala) prvi je kao turbineske sapnlice upotrijebio C. G. P. de Laval i time eksperimentalno dokazao da je moguće postići nadzvučne brzine pri ekspanzijskom strujanju. Parametri strujanja u Lavalovoj sapnici dostižu kritične vrijednosti uz uvjete natkritične ekspanzije u njezinu najužem presjeku te je tu bezdimenzijska brzina  $\lambda = 1$ . Uzvodno od tog presjeka brzine su strujanja podzvučne, tj.  $\lambda < 1$ , i relativni je omjer tlakova će veći nego kritični omjer  $\epsilon_{kr}$ , a nizvodno od tog presjeka brzine su strujanja nadzvučne, tj.  $\lambda > 1$ , i  $\epsilon < \epsilon_{kr}$ . Pomoću krivulja koje pokazuju promjenu bezdimenzijskih veličina stanja uzduž osi sapnice mogu se odrediti stvarne brzine strujanja, tlak, temperaturna i brzina zvuka u bilo kojem presjeku ako su poznate veličine stanja pare na ulazu u sapnicu.

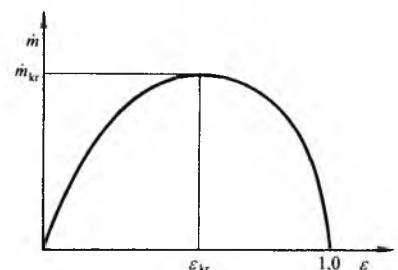
Maseni se protok pare ili plina kroz Lavalovu sapnicu može odrediti na temelju zaustavnih veličina stanja u određenom presjeku sapnice, a zadan je veličinama stanja u kritičnom presjeku prema jednadžbi kontinuiteta (16). Ako se za  $c_{kr}$  uvrsti vrijednost iz jednadžbe (11) i ako se  $v_{kr}$  izrazi pomoću izentropne jednadžbe na temelju zaustavnog specifičnog obujma i kritičnog omjera tlakova, dobiva se

$$\dot{m}_{kr} = A_{kr} \sqrt{\left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}} \kappa \frac{P_0^*}{V_0^*}}, \quad (18)$$

ili

$$\dot{m}_{kr} = \chi A_{kr} \sqrt{\frac{P_0^*}{V_0^*}}, \quad (19)$$

gdje je  $\chi$  koeficijent koji ovisi o svojstvima pare ili plina koji strui kroz sapnicu. Maseni protok kroz konvergentnu sapnicu ovisi o površini izlaznog poprečnog presjeka  $A_1$ , zaustavnim parametrima na ulazu u sapnicu  $p_0^*$  i  $v_0^*$  i omjeru tlaka iza sapnice i zaustavnog tlaka na ulazu u sapnicu,  $\epsilon = p_1/p_0^*$  (sl. 13).

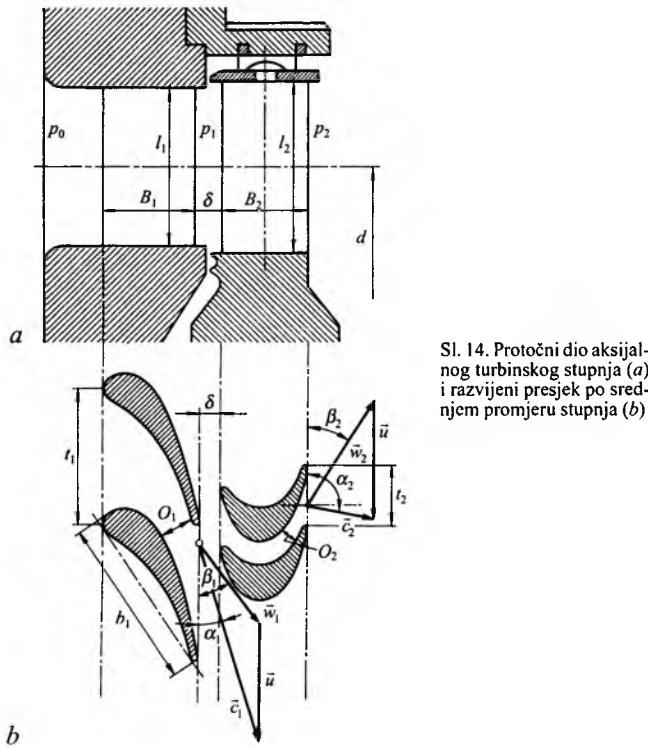


Sl. 13. Ovisnost masenog protoka pare kroz sapnicu o tlaku  $p$  na izlazu iz sapnice uz konstantni tlak  $p_0$  na ulazu u sapnicu

### Energetska pretvorba u turbinskom stupnju

**Turbinski stupanj** sastoji se od reda statorskih lopatica (sapnica), koje tvore kanale gdje se radni fluid ubrzava, i od reda rotirajućih lopatica, u kojima se zbog skretanja radnog fluida kinetička energija pretvara u mehanički rad uz okretanje rotora (sl. 14). U kanalima statorskih lopatica radni fluid ekspandira od početnog tlaka  $p_0$  na ulazu u statorske lopatice na tlak  $p_1$  u zazoru između statorskih i rotorskih lopatica. U zazoru fluid postiže brzinu  $\bar{c}_1$ , koja je usmjerena pod kutom  $\alpha_1$  s obzirom na obodnu brzinu  $\bar{u}$  rotorskih lopatica. Smjer izlazne brzine ovisi o obliku i rasporedu statorskih lopatica, a obodna brzina  $\bar{u}$  ovisi o srednjem

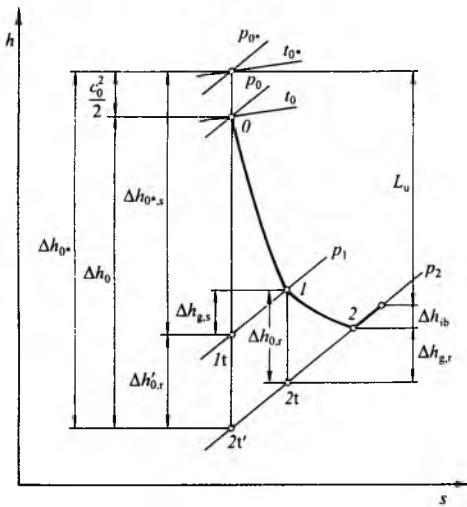
promjeru  $d$  rotorskih lopatica i brzini vrtnje. Brzina relativnog strujanja radnog fluida  $\bar{w}_1$  na ulazu u rotorske lopatice dobiva se oduzimanjem obodne brzine  $\bar{u}$  od absolutne brzine  $\bar{c}_1$  (*ulazni trokut brzina*). O kutu  $\beta_1$  između relativne i obodne brzine ovisi nagib ulaznih bridova rotorskih lopatica. Zbog zakretanja toka i dalje ekspanzije radnog fluida na rotorske lopatice djeluje obodna sila koja na rotoru razvija zakretni moment.



Sl. 14. Protočni dio aksijalnog turbinskog stupnja (a) i razvijeni presjek po srednjem promjeru stupnja (b)

Relativna brzina  $\bar{w}_2$  radnog fluida na izlazu iz rotorskih lopatica ovisi o kinetičkoj energiji na ulazu u kanale rotorske rešetke i energiji ekspanzije radnog fluida. Zbroj relativne brzine  $\bar{w}_2$  i obodne brzine  $\bar{u}$  jest absolutna brzina  $\bar{c}_2$ . Kut  $\beta_2$  određen je profilom i položajem rotorskih lopatica, a kut izlaznog brida rotorske lopatice određuje smjer relativne brzine strujanja na izlazu iz rotora. Trokut brzina koji čine brzine  $\bar{w}_2$ ,  $\bar{u}$  i  $\bar{c}_2$  naziva se *izlazni trokut brzina*.

Strujanje radnog fluida u turbinskom stupnju prikazano je u  $h-s$ -dijagramu na slici 15. Ekspanzija radnog fluida u kanalima statorskih lopatica od stanja na ulazu u turbinski stupanj, koje je označeno točkom 0, na stanje 1 odgovara izentropnom strujanju u statorskim lopaticama. Pri stvarnom strujanju u statorskim lopaticama nastaje gubitak  $\Delta h_{g,r}$ . Dio se kinetičke energije, zbog viskoznog trenja, turbulentnosti i vrtloženja, pretvara u toplinu, što povećava entalpiju iza statorskih lopatica. Stvarno stanje radnog



Sl. 15.  $h-s$ -dijagram za strujanje radnog fluida u turbinskem stupnju

fluida iza statorskih lopatica označeno je točkom 1. Razlika entalpije  $h_0 - h_{1t}$  zajedno s kinetičkom energijom na ulazu u statorske lopatice  $c_0^2/2$  predstavlja raspoloživu energiju na ulazu u statorske lopatice  $\Delta h_{0,s}$ , koja bi pri strujanju bez gubitaka bila jednaka kinetičkoj energiji strujanja na izlazu iz statorskih lopatica. U skladu s energetskom jednadžbom, teorijska brzina strujanja radnog fluida na izlazu iz statorskih lopatica iznosi

$$c_{1t} = \sqrt{2(h_0 - h_{1t}) + c_0^2} = \sqrt{2\Delta h_{0,s}}. \quad (20)$$

Stvarna brzina strujanja radnog fluida na izlazu iz statorskih lopatica manja je od  $c_{1t}$  zbog gubitaka:

$$c_1 = \varphi c_{1t}, \quad (21)$$

gdje je  $\varphi$  koeficijent brzine koji je  $< 1$  zbog gubitaka strujanja u statorskim lopaticama.

Izentropna ekspanzija radnog fluida u rotorskim lopaticama prikazana je promjenom stanja od točke 1 do točke 2t (sl. 15). Razlika entalpije  $\Delta h_{0,r} = h_1 - h_{2t}$  jest raspoloživi entalpijski pad u rotorskim lopaticama. Razlika  $\Delta h_{g,r} = h_2 - h_{2t}$  određuje gubitak kinetičke energije u rotorskim lopaticama. Za strujanje u kanalima rotorskih lopatica energetska se jednadžba može napisati u obliku

$$h_1 + \frac{w_1^2}{2} = h_2 + \frac{w_2^2}{2}, \quad (22a)$$

a vrijedi za aksijalni stupanj s jednakim srednjim promjerom na ulazu i izlazu iz rotorske rešetke.

Kada su srednji promjeri na ulazu i izlazu rotorske rešetke različiti, desna strana jednadžbe sadrži dodatni član koji uzima u obzir rad Coriolisove i centrifugalne sile (zadnji član na desnoj strani jednadžbe):

$$h_1 + \frac{w_1^2}{2} = h_2 + \frac{w_2^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}. \quad (22b)$$

Teorijska brzina relativnog strujanja radnog fluida na izlazu iz rotorskih lopatica iznosi

$$w_{2t} = \sqrt{2(h_1 - h_{2t}) + w_1^2} = \sqrt{2\Delta h_{0,r} + w_1^2}. \quad (23)$$

Stvarna je relativna brzina radnog fluida na izlazu iz rotorskih lopatica

$$w_2 = \psi w_{2t}, \quad (24)$$

gdje je  $\psi$  koeficijent brzine koji je  $< 1$  zbog gubitaka strujanja u rotorskim lopaticama.

Gubici kinetičke energije u rotorskim lopaticama  $\Delta h_{g,r}$  određuju se iz izraza

$$\Delta h_{g,r} = \frac{w_{2t}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2}. \quad (25)$$

Odsječak  $\Delta h_0 = h_0 - h_{2t}$  raspoloživi je entalpijski pad u turbinskom stupnju izražen pomoću statičkih parametara, dok je odsečak  $\Delta h_{0,s}$ , koji uključuje toplinski ekvivalent kinetičke energije strujanja na ulazu u statorske lopatice, raspoloživi entalpijski pad u turbinskom stupnju izražen pomoću zaustavnih veličina stanja na ulazu u stupanj i statičkih veličina stanja na izlazu iz stupnja. Ako radni fluid s kinetičkom energijom  $c_2^2/2 = \Delta h_{ib}$  na izlazu iz rotorskih lopatica ulazi u veliki prostor (npr. kondenzator parne turbine), ta će se energija trenjem pretvoriti u toplinu i povisiti temperaturu radnog fluida zbog izobarnog poništavanja brzine. Veličina  $\Delta h_{ib}$  naziva se *gubitak energije zbog izlazne brzine stupnja*.

**Reaktivnost turbinskog stupnja** omjer je raspoloživog toplinskog pada u rotorskim lopaticama i ukupnog raspoloživog toplinskog pada u stupnju:

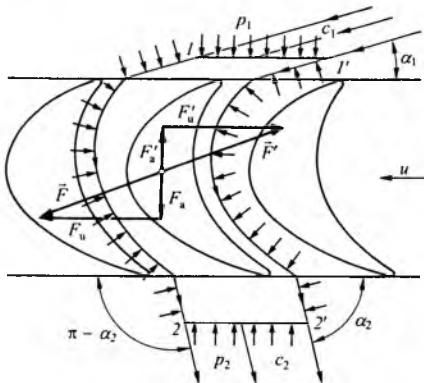
$$\rho = \frac{\Delta h_{0,r}}{\Delta h_{0,s} + \Delta h_{0,r}} \approx \frac{\Delta h_{0,r}}{\Delta h_{0,s}}. \quad (26)$$

Ako je reaktivnost  $\rho > 0$ , strujanje se u rotorskim lopaticama ubrzava, a relativna se izlazna brzina  $w_{2t}$  povećava s obzirom na

brzinu  $w_1$ . Turbinski stupanj s reaktivnošću  $\rho=0$  naziva se *akcijski stupanj*. Radni fluid u akcijskom stupnju ne ekspandira u rotorskim lopaticama pa su tlakovi ispred i iza rotorskih lopatica jednaki. Turbinski stupnjevi s reaktivnošću  $0,2 \cdots 0,25$  grade se slično akcijskim. Turbinski stupnjevi s reaktivnošću  $0,4 \cdots 0,6$  ili većom nazivaju se *reakcijski stupnjevi*. U reakcijskim turbinama s više stupnjeva obično je reaktivnost stupnja 0,5 (Parsonsova turbina).

Potpuno akcijski stupnjevi ( $\rho=0$ ) obično se ne primjenjuju u praksi. Izvedeni akcijski stupnjevi imaju pozitivnu reaktivnost kako bi se osiguralo ekspanzijsko strujanje u svim dijelovima rotorskih kanala.

**Sile koje djeluju na rotorske lopatice.** U svrhu analize sile kojima radni fluid djeluje na rotorske lopatice izdvaja se stacionarna kontura radnog fluida  $1'-1-2-2'-1'$  koja obuhvaća jednu lopaticu (sl. 16). Lijevo i desno od linija  $1-2$  i  $1'-2'$  konture su kongruentne i jednakoj udaljene od profila lopatice, dok su linije  $1-1'$  i  $2-2'$  paralelne sa smjerom obodne brzine  $\bar{u}$ . Na taj dio radnog fluida djeluje reakcijska sila lopatice  $\vec{F}'$  te tlačne sile okolnog radnog fluida. Tlačne sile na lijevu i desnu površinu  $1-2$  i  $1'-2'$  jednake su veličine, ali suprotnog smjera, pa se stoga njihovo djelovanje poništava.



Sl. 16. Kontrolna površina oko jedne lopatice

Impuls sile koje djeluju na dio radnog fluida izdvojen pomoću stacionarne konture jednak je promjeni količine gibanja radnog fluida koji struji kroz konturu:

$$\vec{F}' dt + (\bar{p}_1 + \bar{p}_2) \Omega dt = dm(\bar{c}_2 - \bar{c}_1). \quad (27)$$

Prvi je član u jednadžbi impuls sile kojim lopatice djeluju na fluid, a drugi je član impuls sile zbog tlaka na površine  $\Omega(1-1' i 2-2')$ . Desna je strana jednadžbe promjena količine gibanja mase  $dm$  koja istječe kroz presjek  $2-2'$  i ustrujava kroz presjek  $1-1'$  u trenutku  $dt$ . Aktivna površina na koju djeluje radni fluid, a koju čine rotorske lopatice duljine  $l_2$ , označena je s  $\Omega$ . Radni se fluid dovodi po čitavom srednjem promjeru stupnja  $d$ , pa tada  $\Omega$  iznosi

$$\Omega = \pi d l_2. \quad (28a)$$

Ako se jednadžba (27) projicira na pravac obodne brzine  $\bar{u}$ , uz  $dm/dt = \dot{m}$ , dobiva se

$$F'_u = \dot{m}[c_2 \cos(\pi - \alpha_2) - c_1 \cos \alpha_1]. \quad (28b)$$

Ako se reakcijska sila lopatica zamjeni silom kojom radni fluid djeluje na lopatice  $F'_u = -F'_a$ , dobiva se jednadžba za određivanje obodne sile kojom radni fluid djeluje na rotorske lopatice aksijalnog turbinskog stupnja:

$$F'_a = \dot{m}(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2). \quad (29)$$

Jednadžba (27) pri projekciji na aksijalni smjer (uzduž osi rotora) dobiva oblik

$$F'_a = \dot{m}(c_2 \sin \alpha_2 - c_1 \sin \alpha_1) + (p_2 - p_1) \Omega. \quad (30)$$

Ako se reakcijska sila lopatica zamjeni silom kojom fluid djeluje na lopatice  $F_a = -F'_a$ , dobiva se jednadžba za određivanje aksijalne sile kojom radni fluid djeluje na rotorske lopatice aksijalnog turbinskog stupnja:

jalne sile kojom radni fluid djeluje na rotorske lopatice aksijalnog turbinskog stupnja:

$$F_a = \dot{m}(c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) + (p_1 - p_2) \Omega. \quad (31)$$

Ta aksijalna komponenta sile okomita je na pravac obodne brzine i stoga ne obavlja rad. Komponenta sile  $F_a$  mora se uzeti u obzir pri proračunu aksijalnih sila koje djeluju na odrivni ležaj turbin-skog rotora.

**Snaga i specifični rad stupnja.** Snaga koju razvijaju rotorske lopatice umnožak je obodne sile  $F_u$  i obodne brzine rotorskih lopatica:

$$P_u = F_u u = \dot{m}u(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2). \quad (32)$$

Korisni rad jednog kilograma radnog fluida koji struji kroz rotorske lopatice turbinskog stupnja naziva se specifični rad i jednak je omjeru snage turbinskog stupnja i masenog protoka radnog fluida kroz stupanj:

$$L_u = \frac{P_u}{\dot{m}} = u(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2). \quad (33)$$

Iz trokuta brzina (sl. 17) izlazi daje zbroj projekcija apsolutnih brzina na pravac obodne brzine jednak zbroju projekcija relativnih brzina na isti pravac:

$$c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2 = w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2. \quad (34)$$

Osim toga, pomoću jednadžbe za kosokutni trokut dobiva se

$$uc_1 \cos \alpha_1 = \frac{u^2 + c_1^2 - w_1^2}{2}, \quad (35a)$$

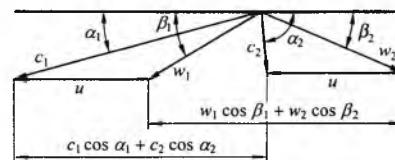
$$uc_2 \cos \alpha_2 = \frac{-u^2 - c_2^2 + w_2^2}{2}, \quad (35b)$$

pa kad se to uvrsti u jednadžbu (33), dobiva se

$$L_u = u(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2), \quad (36a)$$

$$L_u = \frac{c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2}{2}. \quad (36b)$$

Specifični rad aksijalnog stupnja jednak je razlici kinetičkih energija na ulazu i izlazu rotorske rešetke izraženih pomoću apsolutnih brzina strujanja te razlici kinetičkih energija na izlazu i ulazu rotorske rešetke izraženih pomoću relativnih brzina strujanja.



Sl. 17. Trokuti brzina za strujanje radnog fluida u turbinskem stupnju

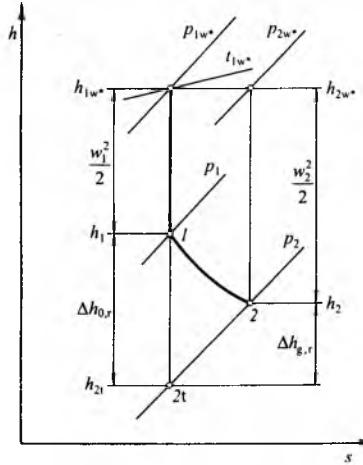
Pomoću jednadžbe (36) može se pokazati da energetska jednadžba (22) vrijedi i za relativno strujanje. Energetska jednadžba za apsolutno strujanje u presjecima ispred i iza rotorskih lopatica stupnja ima oblik

$$h_1 + \frac{c_1^2}{2} = h_2 + \frac{c_2^2}{2} + L_u. \quad (37)$$

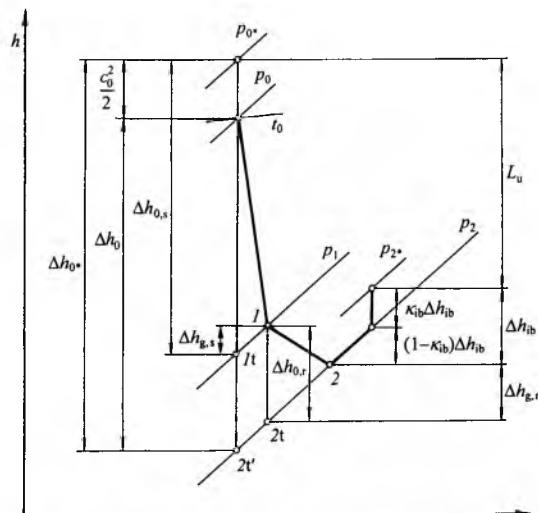
Posljednji je član na desnoj strani jednadžbe mehanički rad koji radni fluid predaje rotorskim lopaticama. U energetskoj jednadžbi za statorske lopatice taj je član izostavljen jer radni fluid u statorskim lopaticama ne obavlja nikakav rad. Ako se uvrsti izraz za  $L_u$  iz jednadžbe (36), dobiva se

$$h_1 + \frac{w_1^2}{2} = h_2 + \frac{w_2^2}{2} = h_{lw*}, \quad (38)$$

što znači da je pri relativnom strujanju ukupna energija radnog fluida na ulazu u rotorske lopatice jednaka ukupnoj energiji na njihovu izlazu. Energetska jednadžba za relativno strujanje prikazana je u  $h,s$ -dijagramu na slici 18. Točka 1 na dijagramu odgovara stanju radnog fluida ispred rotorskih lopatica. Parametri  $p_{1w^*}$  i  $t_{1w^*}$  zauštavni su parametri relativnog strujanja ispred rotorskih lopatica i dobivaju se izentropnim poništavanjem brzine strujanja  $w_1$ . Stanje iza rotorskih lopatica označeno je točkom 2 i zauštavni je tlak u toj točki  $p_{2w^*}$ , a specifična entalpija  $h_{2w^*} = h_{1w^*}$ .



Sl. 18.  $h,s$ -dijagram za strujanje u rotorskim lopaticama



Sl. 19.  $h,s$ -dijagram turbinskog stupnja s djelomičnim iskorištavanjem kinetičke energije u sljedećem stupnju

$\kappa_{ib}=0$ , vrijedi  $w_{2t}=w_1$  i  $E_0=\Delta h_0=c_{11}^2/2$ , a iz trokuta brzina slijedi  $w_1 \cos \beta_1 = c_1 \cos \alpha_1 - u$ . Zamišljena brzina  $c_f$  određena je izrazom

$$\frac{c_f^2}{2} = \Delta h_{0*}. \quad (43)$$

Iz jednadžbe (39), uz  $c_f=c_{11}$  ( $\rho=0$ ), slijedi

$$\eta_u = \frac{2u(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2)}{c_f^2} = \frac{2u w_1 \cos \beta_1 \left(1 + \frac{w_2 \cos \beta_2}{w_1 \cos \beta_1}\right)}{c_f^2} = \frac{2u(c_1 \cos \alpha_1 - u) \left(1 + \frac{w_2 \cos \beta_2}{w_1 \cos \beta_1}\right)}{c_f^2}. \quad (44)$$

Budući da je za potpuno akcijski stupanj  $c_1 = \varphi c_{11} = \varphi c_f$  i  $w_2 = \psi w_1$ , dobiva se

$$\eta_u = 2 \frac{u}{c_f} \left( \varphi \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_f} \right) \left( 1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right). \quad (45)$$

Prema tome, korisnost potpuno akcijskog stupnja ovisi o omjeru brzina  $u/c_f$ , koeficijentima brzina  $\varphi$  i  $\psi$ , te izlaznim kutovima statorskih i rotorskih lopatica  $\alpha_1$  i  $\beta_2$ . Kut  $\beta_1$  u jednadžbi (45) funkcija je  $\alpha_1$ ,  $u/c_f$  i  $\varphi$  i stoga nije neovisan parametar.

Omjer brzina  $u/c_f$  ima najveći utjecaj na korisnost, a ovisi o obodnoj brzini turbinskog rotora s promjenjivom brzinom vrtnje ili o brzini  $c_f$  kada se mijenja raspoloživi toplinski pad stupnja  $\Delta h_{0*}$ . Ovisnost korisnosti  $\eta_u$  o omjeru brzina  $u/c_f$  uz konstantne vrijednosti  $\varphi$ ,  $\psi$ ,  $\alpha_1$  i  $\cos \beta_2 / \cos \beta_1$  prikazana je parabolom drugog reda (sl. 20). Parabola sijeće apscisu u točkama  $u/c_f=0$  i  $u/c_f=\varphi \cos \alpha_1$ . Najveća se korisnost dobiva za optimalnu vrijednost omjera brzina  $(u/c_f)_{opt} = 0,5 \varphi \cos \alpha_1$ .

Najveća korisnost  $\eta_{u\max}$  za potpuno akcijski stupanj može se odrediti pomoću jednadžbe (45) ako se uvrsti optimalni omjer brzina  $(u/c_f)_{opt}$ :

$$\eta_{u\max} = \frac{\varphi^2 \cos^2 \alpha_1}{2} \left( 1 + \psi \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right). \quad (46)$$

Za stupnjeve s bilo kojom reaktivnošću vrijedi

$$\eta_u = 1 - \xi_s - \xi_r - (1 - \kappa_{ib}) \xi_{ib}, \quad (47)$$

gdje su  $\xi_s = \Delta h_{gs}/E_0$ ,  $\xi_r = \Delta h_{gr}/E_0$  i  $\xi_{ib} = \Delta h_{ib}/E_0$  gubitci energije u statorskim i rotorskim lopaticama te gubitak zbog izlazne brzine.

**Korisnost na obodu kola.** Savršenost turbinskog stupnja može se iskazati korisnošću, tj. omjerom snage koja se razvija na rotorskim lopaticama i raspoložive snage stupnja:

$$\eta_u = \frac{P_u}{P_0}. \quad (39)$$

Ako se snage u tim jednadžbama izraze kao umnošci masenog protoka radnog fluida kroz turbinski stupanj i odgovarajuće specifične energije, ta korisnost će biti

$$\eta_u = \frac{L_u \dot{m}}{E_0 \dot{m}} = \frac{L_u}{E_0}. \quad (40)$$

Raspoloživa energija stupnja  $E_0$  ovisi o položaju turbinskog stupnja u turbinu s više stupnjeva i općenito se može prikazati jednadžbom

$$E_0 = \Delta h_{0*} - \kappa_{ib} \frac{c_2^2}{2}, \quad (41)$$

gdje je  $\Delta h_{0*}$  raspoloživi toplinski pad turbinskog stupnja izražen pomoću zauštavnih parametara ispred turbinskog stupnja,  $\kappa_{ib}$  je koeficijent iskorištenja izlazne brzine, a  $\kappa_{ib} c_2^2/2$  dio kinetičke energije radnog fluida na izlazu iz stupnja koji se iskorištava u sljedećem stupnju. Ako se energija izlazne brzine ne iskorištava u sljedećem stupnju (npr. u posljednjem stupnju kondenzacijske parne turbine iz kojeg po odlazi u kondenzator), tada je  $E_0 = \Delta h_{0*}$ . Slika 19 prikazuje  $h,s$ -dijagram procesa u kojem je  $0 < \kappa_{ib} < 1$ . Dio kinetičke energije  $(1 - \kappa_{ib}) \Delta h_{ib}$  tada je gubitak jer se ta energija troši za povećanje temperature radnog fluida uz stalni tlak iza turbinskog stupnja. Drugi se dio kinetičke energije  $\kappa_{ib} \Delta h_{ib}$  iskorištava u sljedećem turbinskom stupnju za obavljanje rada.

Ako se vrijednosti za  $L_u$  iz jednadžbe (33) ili (36) uvrste u jednadžbu (40), dobiva se korisnost na obodu kola izražena pomoću apsolutnih ili relativnih brzina:

$$\eta_u = \frac{u(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2)}{E_0} = \frac{u(w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2)}{E_0}. \quad (42)$$

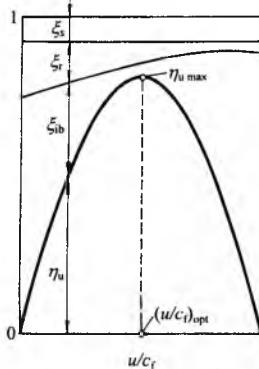
Iz tog se izraza vidi da korisnost stupnja ovisi o veličini i smjeru brzina.

Korisnost na obodu kola određuju bezdimenzijski parametri. Za najjednostavniji primjer potpuno akcijskog stupnja ( $\rho=0$ ), uz

Gubitci kinetičke energije u akcijskom stupnju s reaktivnošću  $\rho=0$  ovise o koeficijentu brzine  $u/c_f$  (sl. 20). Koeficijent je gubitaka kinetičke energije u statorskim lopaticama

$$\xi_s = \frac{\Delta h_{g,s}}{E_0} = \frac{c_{lt}^2 - c_f^2}{c_{lt}^2} = 1 - \varphi^2. \quad (48)$$

Uz pretpostavku da je  $\varphi=\text{const.}$ , gubitak kinetičke energije ne ovisi o omjeru brzina.



Sl. 20. Utjecaj omjera brzina  $u/c_f$  na korisnost na obodu radnog kola  $\eta_u$  i gubitke energije  $\xi_s$ ,  $\xi_r$  i  $\xi_{ib}$  za stupanj s reaktivnošću  $\rho=0$

Koeficijent je gubitaka energije u rotorskim lopaticama

$$\xi_r = \frac{\Delta h_{g,r}}{E_0} = \frac{w_{2t}^2 - w_2^2}{c_{lt}^2} = \left( \frac{w_1}{c_{lt}} \right)^2 (1 - \psi^2), \quad (49)$$

jer za  $\rho=0$  vrijedi  $w_2=w_1$ . Ako je  $\psi=\text{const.}$ , ovisnost  $\xi_r=f(u/c_f)$  u potpunosti je određena promjenom omjera  $w_1/c_{lt}$ . Iz trokuta brzina slijedi da se taj omjer povećava kada se smanjuje omjer brzina  $u/c_f$ . Gubitci kinetičke energije  $\xi_r$  smanjuju se ako se  $u/c_f$  povećava od nule do vrijednosti pri kojoj kut ulazne relativne brzine  $\beta_1$  iznosi  $90^\circ$ . Dalnjim povećanjem omjera brzina gubitak se kinetičke energije u rotorskim lopaticama povećava.

Koeficijent gubitka energije zbog izlazne brzine može se prikazati u obliku

$$\xi_{ib} = \frac{c_2^2}{c_{lt}^2}. \quad (50)$$

Korisnost na obodu kola za turbinski stupanj s bilo kojom reaktivnošću određuje se pomoću jednadžbe

$$\eta_u = \frac{2u(c_1 \cos \alpha_1 + w_2 \cos \beta_2 - u)}{c_f^2}. \quad (51)$$

Kad se uvrste izrazi za brzine

$$\begin{aligned} c_1 &= \varphi \sqrt{2 \Delta h_{0,s}} = \varphi \sqrt{2(1-\rho) \Delta h_{0*}} = \varphi \sqrt{1-\rho} c_f, \\ w_1^2 &= c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1 = \varphi^2(1-\rho) c_f^2 + \\ &+ u^2 - 2u\varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1-\rho} c_f, \\ w_2 &= \psi \sqrt{2 \Delta h_{0,r} + w_1^2} = \psi \sqrt{2\rho \Delta h_{0*} + w_1^2} = \psi \sqrt{\rho c_f^2 + w_1^2}, \end{aligned}$$

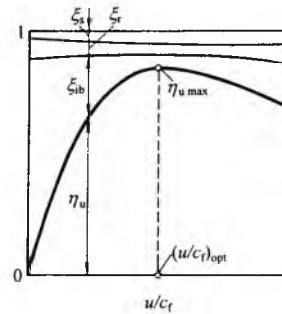
dobiva se

$$\begin{aligned} \eta_u &= 2 \frac{u}{c_f} \left[ \varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1-\rho} - \frac{u}{c_f} + \right. \\ &\left. + \psi \cos \beta_2 \sqrt{\varphi^2(1-\rho) + \left( \frac{u}{c_f} \right)^2} - 2 \left( \frac{u}{c_f} \right) \varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1-\rho} + \rho \right]. \quad (52) \end{aligned}$$

Najveća korisnost odgovara radu turbinskog stupnja pri kojem su gubitci zbog izlazne brzine najmanji, za  $\alpha_2 \approx 90^\circ$ . Iz tog je uvjeta moguće približno odrediti optimalni omjer brzina za turbinski stupanj u ovisnosti o reaktivnosti i kutu  $\alpha_1$ .

Ovisnost korisnosti  $\eta_u$  i gubitaka kinetičke energije u turbinском stupnju s reaktivnošću  $\rho=0,5$  o omjeru brzina  $u/c_f$  prikazana je na slici 21. Optimalni je omjer brzina za turbinski stupanj tog tipa  $u/c_f = (\varphi \cos \alpha_1) / \sqrt{2}$ .

Sl. 21. Utjecaj omjera brzina  $u/c_f$  na korisnost na obodu radnog kola  $\eta_u$  i gubitke energije  $\xi_s$ ,  $\xi_r$  i  $\xi_{ib}$  za stupanj s reaktivnošću  $\rho=0,5$



Usporedjtom turbinskih stupnjeva s reaktivnošću  $\rho=0$  i  $\rho=0,5$  može se vidjeti da je optimalni omjer  $u/c_f$  za drugi reakcijski stupanj  $\sqrt{2}$  puta veći. Stoga je, uz iste obodne brzine za optimalni omjer  $u/c_f$ , raspoloživi toplinski pad u turbinskom stupnju s reaktivnošću  $\rho=0$  dva puta veći nego onaj u turbinskom stupnju s reaktivnošću  $\rho=0,5$ . Omjer raspoloživih toplinskih padova akcijskog i reakcijskog stupnja u stvarne je turbine obično manji od dva, ali je broj stupnjeva reakcijske turbine mnogo veći nego u akcijske turbine.

Uz istu je duljinu lopatica najveća korisnost na obodu kola reakcijskog stupnja veća nego u akcijskog stupnja jer je  $\psi_r > \psi_a$ . Ipak, zbog većih gubitaka propuštanja kroz brte u reakcijskom stupnju, imaju oba tipa turbine približno istu korisnost.

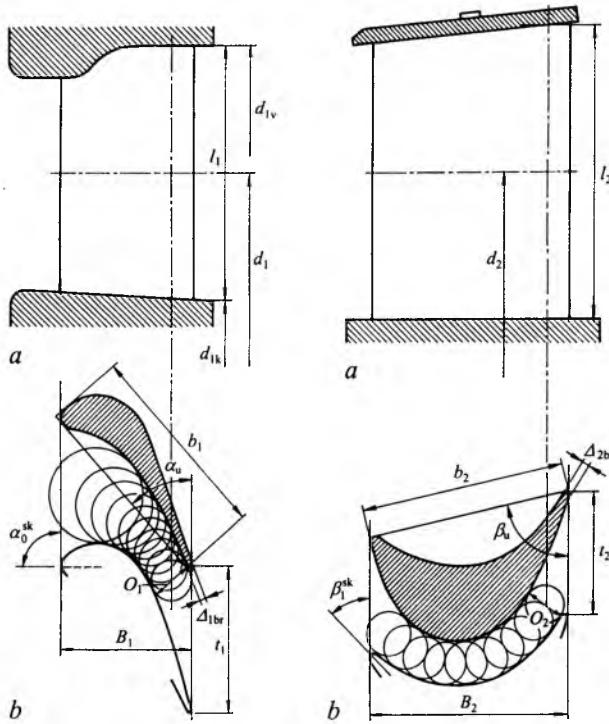
**Geometrijske i strujne karakteristike rešetki turbinskih lopatica.** Lopatice statora i rotora u akcijskih su turbinama različita oblika, dok su u reakcijskih turbinama s 50%-tnom reaktivnošću kongruentne, tj. jedne su zrcalna slika drugih.

Gubitci kinetičke energije i strujne karakteristike rešetke lopatica ovise o geometrijskom obliku kanala između susjednih lopatica, koji je određen profilom lopatica. Tip i oblik profila lopatica osnovne su geometrijske karakteristike rešetke. Meridionalni presjek koji prolazi kroz os akcijske turbine i razvijeni cilindrični presjek statorskih lopatica po srednjem promjeru stupnja prikazani su na slici 22. Rešetka ima konvergentne lopatične kanale i oblik profila tipičan za podzvučne brzine strujanja. Korak rešetke  $t_1$  udaljenost je između susjednih profila i određen je dužinom koja spaja istovjetne točke dvaju susjednih profila. Grlo opseg  $O_1$  najmanji je poprečni presjek lopatičnog kanala na izlazu iz rešetke, a određeno je promjerom kruga upisanog unutar kanala. Efektivni izlazni kut  $\alpha_{1e} = \arcsin O_1/t_1$  je geometrijski je parametar koji određuje smjer toka na izlazu iz rešetke. Tetiva lopatice  $b_1$  udaljenost je između krajnjih točaka lopatice. Širina je rešetke označena s  $B_1$ , a kut ugradnje lopatice u rešetki  $\alpha_u$  je kut između smjera suprotnog obodnog brzini i tangente koja spaja ulazni i izlazni brid lopatice. Mijenjanjem kuta ugradnje unutar malog područja mogu se dobiti različite vrijednosti efektivnog izlaznog kuta iz rešetke. Debljina izlaznog brida lopatice  $\Delta_{1b}$  određena je promjerom kruga koji se može upisati u konturu profila uz izlazni brid. Duljina lopatice na izlazu iz rešetke lopatica označena je s  $l_1$ . Srednji promjer rešetke  $d_1$  promjer je kruga koji prolazi kroz točke na polovici duljine lopatice. Stupanj parcijalnosti  $e$  omjer je duljine luka koji zauzimaju statoske lopatice  $L$  i opseg po srednjem promjeru rešetke:

$$e = \frac{L}{\pi d_1}. \quad (53)$$

Geometrijske karakteristike rotorskih lopatica akcijske turbine imaju iste oznake s indeksom 2 (sl. 23), osim kutova koji nose oznaku  $\beta$ . Iste se oznake primjenjuju i za rešetke reakcijskih statoskih i rotorskih lopatica.

Srednja linija lopatice (*skeletonica*) jest linija kojoj su točke jednako udaljene od konture profila. Dodatni je parametar kut između tangente na skeletnicu ulaznog brida lopatice u rešetki ( $\alpha_0^s, \beta_0^s$ ), i smjera obodne brzine. Za statoske lopatice i reakcijske rotorske lopatice kut skeletnice ulaznog brida iznosi često  $\sim 90^\circ$ , dok je za rotorske rešetke akcijskog tipa mnogo manji od  $90^\circ$ .



Sl. 22. Geometrijske karakteristike statorske rešetke. a meridionalni presjek, b razvijeni presek po srednjem promjeru

Sl. 23. Geometrijske karakteristike rotorske rešetke. a meridionalni presjek, b razvijeni presek po srednjem promjeru

Uz absolutne geometrijske karakteristike također se često upotrebljavaju i relativne geometrijske karakteristike rešetke lopatica: relativni korak  $\bar{t} = t/l$ , relativna duljina  $\bar{l} = l/l$ , relativna debljina izlaznog brida  $\bar{\Delta}_{br} = \Delta_{br}/O$ , vitkost lopatica  $1/\Theta = l/d$  i dr. Relativni geometrijski parametri omogućuju grupiranje sličnih rešetki lopatica s različitim apsolutnim geometrijskim karakteristikama. Ako, npr., neke statorske rešetke imaju različite tetive profila  $b_1$ , ali su profili geometrijski slični i imaju jednake relativne karakteristike, lopatični će kanali u tim rešetkama biti geometrijski slični, a stoga će i tokovi radnog fluida u tim kanalima biti također slični (ako se strujanje zbiva pod jednakim uvjetima, tj.  $Ma_{1t} = c_{1t}/a_1 = \text{const.}$ ,  $Re_{1t} = c_{1t}b_1/v = \text{const.}$  itd., gdje je  $Ma$  Machov,  $Re$  Reynoldov broj, a  $v$  kinematicka viskoznost pare ili plina). Zbog toga će gubitci kinetičke energije strujanja u tim rešetkama te druge strujno-dinamičke karakteristike tih tokova biti jednakci.

*Raspoloživa energija rešetke* razlika je između zaustavne entalpije ispred rešetke (za rotorsku rešetku to je zaustavna entalpija relativnog strujanja) i entalpije iza rešetke pri izentropnom strujanju. Slijedi da je koeficijent gubitaka kinetičke energije za statorsku rešetku

$$\zeta_s = \frac{\Delta h_{g,s}}{h_{0*} - h_{1t}}, \quad (54)$$

a za rotorsku rešetku

$$\zeta_r = \frac{\Delta h_{g,r}}{h_{1w*} - h_{2t}}. \quad (55)$$

Jednadžbe (54) i (55) mogu se prikazati u obliku

$$\zeta_s = \frac{\frac{c_{1t}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2}}{\frac{c_{1t}^2}{2}} = 1 - \varphi^2, \quad (56)$$

$$\zeta_r = \frac{\frac{w_{2t}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2}}{\frac{w_{2t}^2}{2}} = 1 - \psi^2. \quad (57)$$

Treba napomenuti da su koeficijenti gubitaka energije  $\zeta_s$  i  $\zeta_r$  određeni na temelju raspoložive energije rešetke, dok su prije navedeni koeficijenti  $\xi_s$  i  $\xi_r$  određeni na temelju raspoložive energije stupnja.

Ako su koeficijenti gubitaka energije  $\zeta_s$  i  $\zeta_r$  poznati, mogu se jednostavno odrediti koeficijenti brzina  $\varphi$  i  $\psi$  kao karakteristike rešetke. Koeficijenti gubitaka energije rešetke lopatica ovise o geometrijskim karakteristikama lopatica i parametrima toka, tj. o Machovu i Reynoldsovom broju, kutovima strujanja i dr.

*Koeficijent protoka rešetke* omjer je stvarnog masenog protoka i masenog protoka radnog fluida pri izentropnom strujanju kroz rešetku:

$$\mu = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_t}. \quad (58)$$

Maseni protok za izentropno strujanje kroz rešetke s konvergentnim kanalima uz podzvučne brzine strujanja dobiva se iz površine njihova izlaznog poprečnog presjeka okomitog na smjer strujanja i izentropnih parametara toka u tom presjeku. Tako za statorsku rešetku vrijedi

$$\dot{m}_{1t} = \frac{A_1 c_{1t}}{v_{1t}}, \quad (59)$$

gdje je  $A_1 = l_1 O_1 z_1$  ( $z_1$  je broj statorskih kanala u rešetki,  $l$  duljina, a  $O$  opseg),  $c_{1t}$  i  $v_{1t}$  teorijska brzina i specifični obujam radnog fluida na izlazu iz statorske rešetke.

Za rotorsku rešetku vrijedi

$$\dot{m}_{2t} = \frac{A_2 w_{2t}}{v_{2t}}, \quad (60)$$

gdje je  $A_2 = l_2 O_2 z_2$  ( $z_2$  je broj kanala ili lopatica u rotorskoj rešetki),  $w_{2t}$  i  $v_{2t}$  teorijska brzina i specifični obujam radnog fluida na izlazu iz rotorskog rešetke.

Stvarni je maseni protok radnog fluida kroz rešetku različit od masenog protoka pri izentropnom strujanju zbog nejednoličnog polja brzinâ u izlaznom presjeku rešetke. To je povezano s pojmom graničnih slojeva na konveksnim i konkavnim stranama lopatica te na cilindričnim površinama koje omeđuju kanale pri korijenu i vrhu lopatica, a također i s nejednoličnošću polja tlaka u izlaznom presjeku kanala. Tlak je na konveksnoj strani lopatice niži nego na konkavnoj strani. Kada se određuje maseni protok pri izentropnom strujanju, pretpostavlja se da je tlak u izlaznom presjeku konstantan i jednak tlaku iza rešetke. Za vlažnu paru stvarni se maseni protok razlikuje od masenog protoka pri izentropnom strujanju zbog pothladivanja i pojave kapljica.

Stvarni se maseni protok može odrediti analitički pomoću teorije graničnog sloja proračunom raspodjele brzine u izlaznom presjeku kanala, no najčešće se određuje eksperimentalno. Pri nadzvučnim brzinama strujanja na izlazu iz konvergentnih kanala rešetke maseni protok pri izentropnom strujanju određuje se na osnovi kritičnih parametara u izlaznom presjeku kanala pomoću jednadžbi

$$\dot{m}_{1t} = \frac{A_1 c_{kr}}{v_{1kr}}, \quad (61)$$

$$\dot{m}_{2t} = \frac{A_2 w_{2kr}}{v_{2kr}}. \quad (62)$$

Te se jednadžbe mogu primijeniti i za određivanje masenog protoka nadzvučnih rešetki s divergentnim kanalima, uz zamjenu površine izlaznog presjeka površinom najmanjeg presjeka  $A_{min}$ .

Kutovi toka na izlazu iz rešetki  $\alpha_1$  i  $\beta_2$  srednje su vrijednosti kutova stvarnih brzina na izlazu iz rešetki. Kut  $\alpha_1$  može se odrediti pomoću izraza

$$\sin \alpha_1 = \frac{\int \int \sin \alpha_1 \frac{c_{1t}^2}{v_{1t}} dt dl}{\int \int \frac{c_{1t}^2}{v_{1t}} dt dl}. \quad (63)$$

Stvarni se izlazni kutovi određuju eksperimentalno. Ako nema eksperimentalnih podataka, za stvarni se izlazni kut suvremenih aerodinamički savršenih lopatica pri podzvučnim brzinama može uzeti da je jednak efektivnom izlaznom kutu. Za statorske rešetke vrijedi

$$\sin \alpha_1 \approx \sin \alpha_{1\text{ef}} = \frac{O_1}{t_1}, \quad (64)$$

a za rotorske rešetke

$$\sin \beta_2 \approx \sin \beta_{2\text{ef}} = \frac{O_2}{t_2}. \quad (65)$$

Za većinu rešetki razlika između stvarnog i efektivnog kuta nije velika. Stvarni izlazni kut rešetki s visokim koeficijentom gubitaka energije uvek je veći od efektivnog izlaznog kuta.

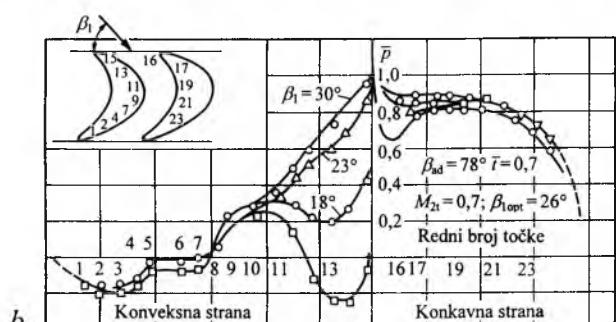
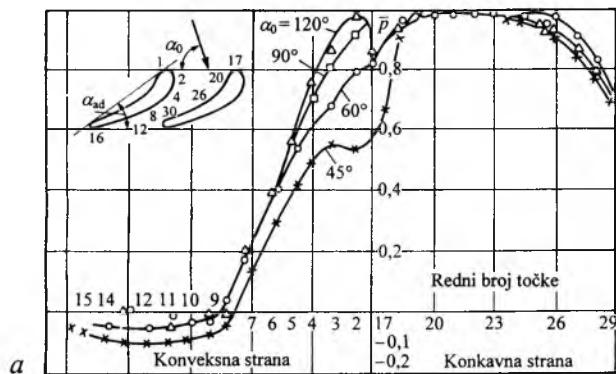
**Utjecaj geometrijskih parametara i parametara strujanja na gubitke kinetičke energije u turbinskim rešetkama.** Uкупni se gubitci u rešetki iskazuju koeficijentom gubitaka energije, a zbroj su profilnih gubitaka i gubitaka na rubnim površinama:

$$\zeta = \zeta_{\text{pr}} + \zeta_{\text{rub}}. \quad (66)$$

Profilni se gubitci mogu uvjetno podijeliti na gubitke zbog trenja, gubitke izlaznog brida i gubitke udarnih valova:

$$\zeta_{\text{pr}} = \zeta_{\text{tr}} + \zeta_{\text{ibr}} + \zeta_{\text{uv}}. \quad (67)$$

Gubitak zbog trenja  $\zeta_{\text{tr}}$  pojavljuje se u graničnim slojevima na konkavnoj i konveksnoj strani lopatice zbog zaustavljanja toka u graničnom sloju. Debljina graničnog sloja ovisi o raspodjeli tlaka uzduž konture profila lopatice (sl. 24). I za statorskiju i za rotorskiju rešetku srednji je tlak na konkavnoj strani lopatice bitno veći nego na konveksnoj strani. Integriranjem projekcije tlačne sile na površinu lopatice na smjer obodne brzine može se odrediti obodna sila  $F_u$  koja djeluje na rotorskiju lopaticu.



Sl. 24. Raspodjela tlaka uzduž konture profila statorskih (a) i akcijskih rotorskih lopatica (b)

Debljina graničnog sloja ubrzavajućeg toka blago se povećava. Povećavanje debljine sloja u usporavajućem toku može uzrokovati zaustavljanje toka na konveksnoj strani lopatice i stvaranje vrtloga uz dodatni gubitak energije, pa je poželjno osigurati ubrzavajući tok uzduž čitave konveksne i konkavne strane lopatice.

Gubitak izlaznog brida  $\zeta_{\text{ibr}}$  povezan je s vrtloženjem lopatice i s iznenadnom ekspanzijom toka na izlazu iz rešetke. Tu nastaju vrtlozi koji se periodički odcepljuju od lopatice niz struju, te zajedno s graničnim slojem na profilu oblikuju vrtložni trag s promjenljivim parametrima toka.

Gubitak izlaznog brida uglavnom ovisi o omjeru debljine izlaznog brida lopatice i veličine grla rešetke na izlazu kanala. Za statorskije rešetke reakcijskog tipa gubitak se izlaznog brida može odrediti pomoću jednadžbe

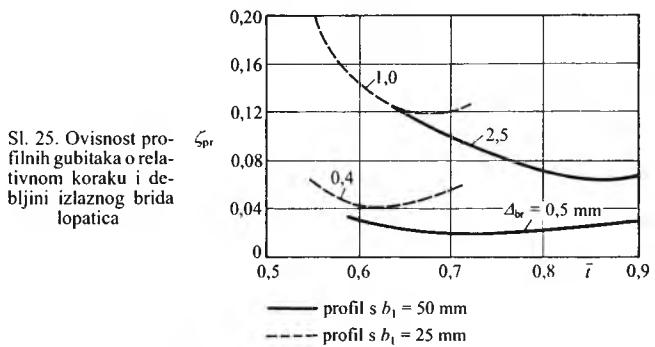
$$\zeta_{\text{ibr}} = \frac{0,18 \Delta_{\text{ibr}}}{O_1}. \quad (68)$$

Gubitak udarnog vala  $\zeta_{\text{uv}}$  pojavljuje se u toku koji struji brzinom zvuka ili većom. Uzrok tih gubitaka karakteristika je nadzvučnog toka, koja se sastoji u tome da se prijelaz iz nadzvučnoga u podzvučno strujanje odvija udarnim valom, što predstavlja dispaciju energije, to veću što je veći Machov broj strujanja.

Gubitci uz rubne površine kanala  $\zeta_{\text{rub}}$  pri korijenu i vrhu lopatice posljedica su sekundarnog strujanja uzrokovano poprečnim gradijentom tlaka u kanalu rešetke te međudjelovanjem graničnog sloja na rubnim stijenkama kanala i na konveksnoj strani lopatice. Gubitci se na rubnim površinama povećavaju sa smanjenjem duljine lopatice, što uzrokuje lošu korisnost turbine malih jediničnih snaga (malih masenih protoka). Osim relativne duljine lopatice, na rubne gubitke u rešetkama mogu utjecati i relativni korak  $t$ , zakretni kut za koji je rešetka konstruirana, oblik profila, ulazni kut toka u rešetku te Machov i Reynoldsov broj. Rubni se gubitci mogu mijenjati zbog promjene pada tlaka u smjeru od konkavne ka konveksnoj strani lopatice i zbog promjene debljine graničnog sloja na rubnim površinama i ledima lopatice, posebno u području usporavajućeg strujanja na izlazu iz rešetke. Povećanje kuta zakreta toka u rešetki uzrokuje veći pad tlaka između konkavne površine i leda lopatice, i zbog toga veće rubne gubitke. Pri velikim podzvučnim brzinama u rešetkama s konvergentnim kanalima povećanje Machova broja uvjetuje stanjivanje graničnih slojeva i smanjenje rubnih gubitaka. Slično se s povećanjem Reynoldsova broja (u područjima njegovih potkritičnih vrijednosti) smanjuju rubni gubitci.

**Utjecaj relativne duljine lopatice.** Ako se promijeni relativna duljina lopatice, ukupni gubitci kinetičke energije u rešetki ovise o promjeni rubnih gubitaka, kako je to već opisano.

**Utjecaj relativnog koraka profila lopatice.** Ako se promijeni relativni korak  $t$ , mijenjaju se profilni gubitci i rubni gubitci (sl. 25). Relativni korak  $t_{\text{opt}}$  koji odgovara najmanjim gubitcima kinetičke energije u rešetki naziva se *optimalni korak*. Povećanjem relativnog koraka na vrijednost veću od  $t_{\text{opt}}$  mijenja se oblik lopatičnih kanala i raspodjela tlaka uzduž profila lopatice. Zbog produljenja kosog dijela kanala i divergencije izlaznog konveksnog dijela lopatice povećavaju se gubitci zbog trenja. Ako se  $t$  povećava, povećava se gradijent tlaka u kanalu između konkavne i konveksne strane njih susjedne lopatice, a time se povećavaju i rubni gubitci. Ako se relativni korak  $t$  smanji na vrijednost manju od optimalne, povećavaju se gubitci izlaznog brida zbog smanjenja grla kanala i povećanja relativne debljine izlaznog brida. Promjene relativnog koraka više utječu na gubitke kinetičke energije akcijskih rešetki nego reakcijskih rešetki.



Sl. 25. Ovisnost profilnih gubitaka o relativnom koraku i debljini izlaznog brida lopatica

**Utjecaj kuta zakreta toka.** Profilni i rubni gubitci ovise o kutu zakreta toka  $\Delta\beta = 180^\circ - (\beta_{1\text{sk}} + \beta_{2\text{ef}})$  za rotorskije lopatice i  $\Delta\alpha =$

$= 180^\circ - (\alpha_{0sk} + \alpha_{1sk})$  za statorske lopatice. Uz velike kutove zakreta i male izlazne kute  $\alpha_1$ ,  $\beta_1$  povećava se duljina kosog područja u lopatičnom kanalu i relativna debljina izlaznog brida, a smanjuje se veličina grla kanala. Zbog velike duljine kosog presjeka rešetke povećava se debljina graničnog sloja, a time i gubitci trenja na konveksnoj strani lopatice, a zbog velike relativne debljine izlaznog brida povećavaju se gubitci izlaznog brida. Veliki kut zakreta također povećava rubne gubitke zbog većeg pada tlaka u kanalu rešetke između konkavne i konveksne strane lopatice. S povećanjem kuta zakreta toka u rešetki ukupni se gubitci kinetičke energije u rešetki povećavaju, a koeficijenti brzine se smanjuju.

**Utjecaj ulaznog kuta toka.** Promjena režima rada turbinskog stupnja uvjetuje i promjenu ulaznih kutova toka u rešetku statorskih lopatica  $\alpha_0$  i rešetku rotorskih lopatica  $\beta_1$ , i to zbog promjene raspodjele tlaka i brzina po profilu lopatice. Najmanji su gubitci u rešetki kada su ulazni kutovi neznatno veći od kutova skeletnice na ulaznom bridu. Za rotorske lopatice s  $\beta_{1sk} > 90^\circ$  najmanji su gubitci kad je ulazni kut u području  $[\beta_{1sk} + (2\cdots 6^\circ)] > \beta_1 > \beta_{1sk}$ . Kad je ulazni kut manji od optimalne vrijednosti, gubitci kinetičke energije rastu više nego kada je ulazni kut veći od optimalne vrijednosti. Ulazni kutovi manji od optimalnog kuta uzrok su stvaranja područja s povećanim brzinama na konveksnoj strani profila, iza kojeg slijedi difuzorski dio, što može uzrokovati zastoj toka uz ulazni brid te povećanje profilnih i rubnih gubitaka. Slična područja s povećanim brzinama nastaju na konkavnoj strani lopatice na strani ulaznog brida. Zastoj toka može tada nastati samo pri velikim odstupanjima ulaznog kuta od optimalne vrijednosti.

**Utjecaj Machova broja na izlazu iz rešetke.** Za strujanje s Machovim brojem  $Ma < 0,4$  profilni i rubni gubitci u konvergentnim kanalima rešetke lopatica gotovo da ne ovise o Machovu broju. Kada je  $Ma > 0,4$ , utjecaj kompresibilnosti radnog fluida postaje veći. U području  $0,4 < Ma < Ma_{kr}$  gubitci kinetičke energije smanjuju se s povećanjem Machova broja zbog povoljne promjene gradijenta tlaka niz tok. Pri brzinama  $Ma > Ma_{kr}$  gubitci kinetičke energije najvećim su dijelom posljedica udarnih valova.

**Utjecaj Reynoldsova broja na izlazu iz rešetke s podzvučnim brzinama.** Reynoldsov broj  $Re$  određuje uvjete strujanja u graničnom sloju. Za male vrijednosti  $Re$  strujanje je laminarno, a s njegovim povećanjem strujanje postaje turbulentno. Za glatke se površine turbinskih lopatica gubitci kinetičke energije smanjuju s povećanjem  $Re$  prema izrazu  $\zeta = A Re^{-m}$ , gdje je  $A$  konstanta,  $m=0,5$  za laminarno strujanje, a  $0,14 \leq m \leq 0,2$  za turbulentno strujanje. Za turbinske lopatice s hrapavim površinama i za  $Re = 3 \cdot 10^5 \cdots 10^7$  gubitci kinetičke energije u rešetkama lopatica ne ovise o  $Re$ , tj. nastaje tzv. automodelno strujanje ( $Re_{ss}$ ) u rešetkama. Najmanji Reynoldsov broj pri kojem se pojavljuje to strujanje ovisi o relativnoj hrapavosti površine  $h/b$ , gdje je  $h$  hrapavost, a  $b$  duljina teteve lopatice. Za praktički glatke lopatice vrijedi  $Re_{ss} \approx 10^7$ , a za lopatice  $h/b \approx 0,001$  vrijedi  $Re_{ss} \approx 10^5$ . Za turbinske lopatice  $3 \cdot 10^5 < Re_{ss} < 5 \cdot 10^5$ .

Gubitci trenja u rešetkama uz automodelni režim strujanja zbog relativne hrapavosti mogu se odrediti prema jednadžbi

$$\zeta_{tr} = 0,19 \left( \frac{h}{b} \right)^{0,251}. \quad (69)$$

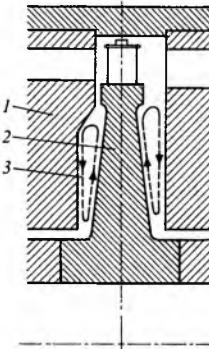
Strujanje u statorskim i rotorskim lopaticama većine turbinskih stupnjeva obično je u području automodelnog strujanja. Zbog toga je za djelotvoran rad tih stupnjeva bitna što manja hrapavost. U rešetkama posljednjih turbinskih stupnjeva može biti  $Re < Re_{ss}$ , pa se zbog toga pri proračunu tih stupnjeva mora uzeti u obzir utjecaj Reynoldsova broja.

**Dodatni gubitci i unutrašnja korisnost turbinskog stupnja.** Osim prije spomenutih gubitaka, u turbinskom se stupnju pojavljuje gubitak zbog trenja diska i bandaže lopatica  $\xi_{tr}$ , gubitak zbog parcijalnog privoda radnog fluida  $\xi_p$ , gubitak zbog propuštanja kroz brtve između statora i rotora  $\xi_b$  te gubitci zbog strujanja vlažne pare  $\xi_w$ . Te dodatne gubitke treba uzeti u obzir pri određivanju unutrašnje snage  $P_i$  koju razvija turbinski stupanj. Unutrašnja je korisnost turbinskog stupnja

$$\eta_i = \frac{P_i}{P_0} = \eta_u - \xi_{tr} - \xi_p - \xi_b - \xi_w. \quad (70)$$

Neki od nabrojenih gubitaka mogu u pojedinom turbinskom stupnju izostati. Tako, npr., gubitak zbog parcijalnog privoda radnog fluida ne postoji u turbinskim stupnjevima s punim privodom (parcijalnost  $e = 1,0$ ). Dodatni gubici ovise o omjeru brzina  $u/c_p$ , Reynoldsovom broju i dr.

**Gubitci zbog trenja diska i bandaže lopatica.** U zazoru između diska koji rotira i mirujućih dijafragmi nastaje trenje radnog fluida i diska (sl. 26). Sile otpora koje djeluju na rotirajući disk sile su trenja na glatkim površinama diska i bandaže, te sile otpora tlaka zbog zastaja toka na izbočenim dijelovima (šiljci bandaže ili kružni prvrti na disku). U srednjem su dijelu prostora, između rotirajućeg diska i mirujuće površine, brzine rotacijskog gibanja čestica približno jednake polovicu obodne brzine diska. Uz mirujuću površinu nastaje lokalno strujanje od periferije prema središtu zazora, a u području velikih brzina, uz disk, centrifugalne sile uzrokuju strujanje od središta k periferiji, pa nastaje cirkulacijsko strujanje.



Sl. 26. Strujanje pare u zazoru između diska i dijafragme. 1 dijafragma, 2 disk, 3 cirkulacijsko strujanje

Približno se naprezanje zbog trenja na površini diska uz turbulentno strujanje može odrediti prema izrazu

$$\tau_{tr} \approx \rho u^2 = \frac{u^2}{v}, \quad (71)$$

gdje je  $\rho$  gustoća radnog fluida u prostoru uz disk,  $u$  obodna brzina na polumjeru diska  $r$ , a  $v$  specifični obujam radnog fluida. Moment sile trenja na os rotora može se odrediti integracijom momenata koji djeluju na elementarne površine  $dA$  diska:

$$M_{tr} = \int \tau_{tr} r dA = 2 \int_{A_t}^{r_{pl}} \tau_{tr} r 2\pi r dr. \quad (72)$$

Snaga koja se troši zbog trenja diska može se odrediti pomoću jednadžbe

$$P_{tr} = M_{tr} \omega \approx \frac{u_k^3 d_k^2}{v} \quad (73a)$$

ili

$$P_{tr} = k_{tr} \frac{u^3 d^2}{2 v}. \quad (73b)$$

Koeficijent trenja  $k_{tr}$  određen je eksperimentalno, a ovisi o uvjetima strujanja u zazoru (Reynoldsov broj), hrapavosti površine diska, aksijalnom zazoru između diska i mirujuće stijenke, o tome je li disk izveden s pravtim za izjednačavanje tlaka po svojim površinama i dr. U prethodnoj se jednadžbi  $u$  i  $d_k$  mogu zamijeniti, zbog jednostavnosti,  $s$  i  $d$ , jer su te vrijednosti gotovo jednake.

Ovisnost koeficijenta trenja o Reynoldsovom broju i relativnom zazoru  $s/r$  eksperimentalna je korelacija koja se može opisati pomoću jednadžbe

$$k_{tr} = 0,025 \left( \frac{s}{r} \right)^{1/10} Re_u^{-1/5}. \quad (74)$$

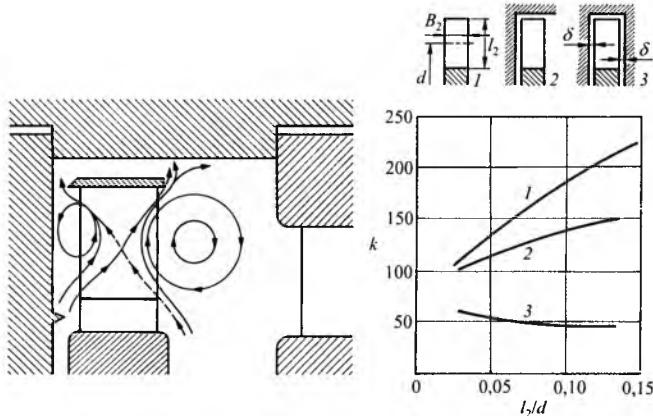
Za parne je turbine  $0,45 \cdot 10^{-3} \leq k_{tr} \leq 0,8 \cdot 10^{-3}$ .

Omjer snage trenja diska i raspoložive snage turbinskog stupnja jednak je koeficijentu gubitka energije zbog trenja diska i bandaže lopatica u turbinskom stupnju:

$$\xi_{tr} = \frac{P_{tr}}{P_0} = \frac{k_{tr} u^3 d^2}{2 v \dot{m} \Delta h_{0*}}. \quad (75)$$

U turbinskim stupnjevima s kratkim lopaticama, koji su karakterizirani s velikim omjerom  $d/l$ , gubitci su zbog trenja veći nego u turbinskim stupnjevima s dugim lopaticama, tj. s manjim omjerom  $d/l$ .

**Gubitci zbog parcijalnog privoda pare.** Parcijalni se privod pare u turbinskim stupnjevima primjenjuje za male protoke. Para se rotorskim lopaticama ne dovodi po cijelom obodu, već samo uzduž luka duljine  $e$ . Na dijelu gdje se ne dovodi para kanali se lopatica popunjavaju mrvom parom iz zazora uz disk. Ubrzana centrifugalnom silom, ta para struji od korijena prema vrhu rotorskih lopatica, te djelomice i s jedne na drugu stranu lopatica (sl. 27). Rad koji se troši na strujanje u kanalima rotorskih lopatica na pasivnom dijelu luka umanjuje korisni rad turbinskog stupnja.



Sl. 27. Dijagram ventilacijskog strujanja u turbinskom stupnju s parcijalnim privodom

Sl. 28. Utjecaj zaštitne košuljice i relativne duljine lopatice na ventilacijske gubitke pri omjeru  $B_2/l_2 = 0,076$

Snaga ventilacije u turbinskom stupnju s parcijalnim privodom određena je jednadžbom

$$P_v = k(1-e)dl_2 \left( \frac{u}{100} \right)^3 \frac{1}{v_2}. \quad (76)$$

Eksperimentalno utvrđeni koeficijent  $k$  u toj jednadžbi ovisi o geometrijskim karakteristikama rešetke i karakteristikama strujanja, a utjecaj se Machova i Reynoldsova broja zanemaruje. Ako su rotorske lopatice zaštićene zaštitnom košuljicom (sl. 28), koeficijent  $k$  opada za 50–67%, a količina pare koja ventilira bitno se smanjuje. U turbinskim stupnjevima bez zaštitne košuljice koeficijent  $k$  raste s povećanjem relativne duljine lopatice  $l_2/d$ , a ovisi i o relativnoj zračnosti  $\delta/l_2$ , relativnoj širini rotorskih lopatica  $B_2/l_2$ , kutovima  $\beta_1$  i  $\beta_2$  i parcijalnosti  $e$ .

Jednadžba za koeficijent gubitaka zbog ventilacije u turbinskom stupnju s parcijalnim privodom bez zaštite ima oblik

$$\xi_v = \frac{P_v}{P_0} = \frac{k_v}{\sin \alpha_{1ef}} \cdot \frac{1-e}{e} \left( \frac{u}{c_f} \right)^3, \quad (77)$$

gdje je koeficijent  $k_v = 0,065$ .

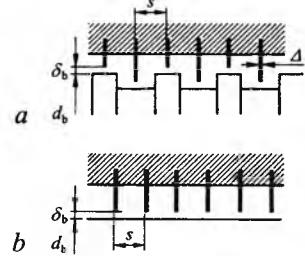
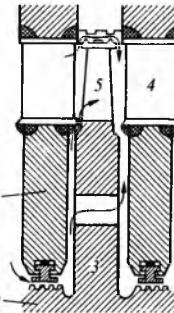
Gubitci zbog ventilacije samo su dio gubitaka koji se pojavljuju zbog parcijalnog privoda. Druga su komponenta gubitci na krajevima luka (segmenta) po kojima se dovodi para:

$$\xi_{seg} = 0,25 \frac{B_2 l_2}{A_1} \cdot \frac{u}{c_f} \eta_u i, \quad (78)$$

gdje je  $i$  broj lukova po kojima se dovodi para. Stoga je  $\xi_p = \xi_v + \xi_{seg}$ .

**Gubitci zbog propuštanja.** Propuštanje u turbinskom stupnju čini protok pare kroz zazore brtve između dijafragme i vratila, između benda rotorskih lopatica i statora, između dijafragme i oboda diska i kroz prvorane na disku za izjednačavanje tlaka (sl.

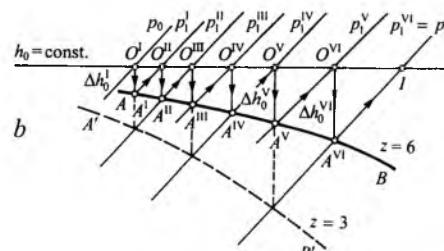
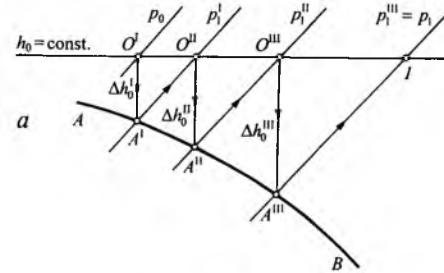
29). Zazor između mirujućih i rotirajućih dijelova brtvi se ugradnjom ravnih ili stupnjevitih labirintnih brtvi (sl. 30).



Sl. 29. Mjesto propuštanja pare u turbinskom stupnju. 1 dijafragma, 2 vratilo, 3 disk, 4 statorske lopatice, 5 rotorske lopatice

Sl. 30. Stupnjevita (a) i rvana (b) labirintna brtva

Tok se pare ubrzava u suženom dijelu brtve širine  $\delta_b$  na brzinu  $c_{s1}$ , a zatim se u proširenju usporava uz gotovo potpunu dissipaciju kinetičke energije toka koja se troši za zagrijavanje pare. Tlak je u proširenju niži nego ispred suženja. Taj se proces ponavlja u više međusobno spojenih suženja i proširenja. Tako tlak pare postupno opada, dok entalpija pare u svim proširenjima ostaje ista uz zanemarivo odvođenje topline.



Sl. 31.  $h,s$ -dijagram promjena stanja pare u stupnjevitoj labirintnoj brtvi s tri šiljka (a) i sa šest šiljaka (b)

Tok pare u labirintnoj brtvi prikazan je u  $h,s$ -dijagramu na slici 31. Stanje pare prije prvog suženja označeno je točkom  $O^1$ . Presek  $O^1 A^1$  odgovara ekspanziji pare u prvom suženju, a točka  $A^1$  stanje pare u suženju. Kinetička energija toka u prvom suženju,  $c_{s1}^2/2$ , jednaka je raspoloživom toplinskom padu  $\Delta h_0^1$ . Pri izobarnom usporavanju toka u proširenju poslijeprije prvog suženja (presjek  $A^1 O^{1II}$ ) kinetička se energija toka pretvara u toplinu pa je entalpija pare ispred drugog suženja (točka  $O^{1II}$ ) jednaka entalpiji ispred prvog suženja  $h_0$ . Proces se ponavlja, a raspoloživi se toplinski pad povećava u svakom sljedećem suženju, pa se brzina pare povećava od suženja do suženja uzduž toka, što slijedi iz jednadžbe kontinuitet:

$$c_{s1} = \frac{\dot{m}_b v}{A_b}, \quad (79)$$

gdje je  $\dot{m}_b$  protok pare kroz brtvu.

Za brtvu s konstantnim promjerom  $d_b$  i konstantnim zazorom  $\delta_b$  (sl. 30) površine su svih suženja međusobno jednake ( $A_b = \pi d_b \delta_b$ ). Maseni se protok kroz suženja ne mijenja, dok specifični obujam pare raste. Brzine pare u suženjima rastu uzduž brtve pa se najveća brzina postiže u posljednjem suženju.

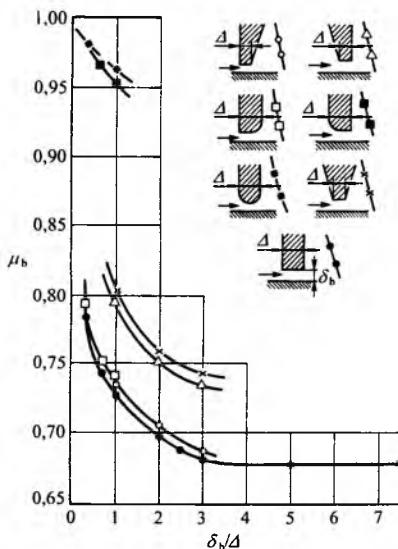
Za brtvu s udvostrućenim brojem suženja (šiljaka), toplinski je pad po suženju manji za  $\sim 50\%$ , a brzine pare u suženjima i maseni protoci manji su za faktor  $\sqrt{2}$ . Uz podzvučne brzine strujanja maseni je protok pare kroz brtvu obrnuto proporcionalan kvadratnom korijenu broja šiljaka  $z$ :

$$\dot{m}_b \approx \frac{1}{\sqrt{z}}. \quad (80)$$

Praktična jednadžba za određivanje masenog protoka kroz stupnjevitu brtvu s velikim brojem šiljaka ima oblik

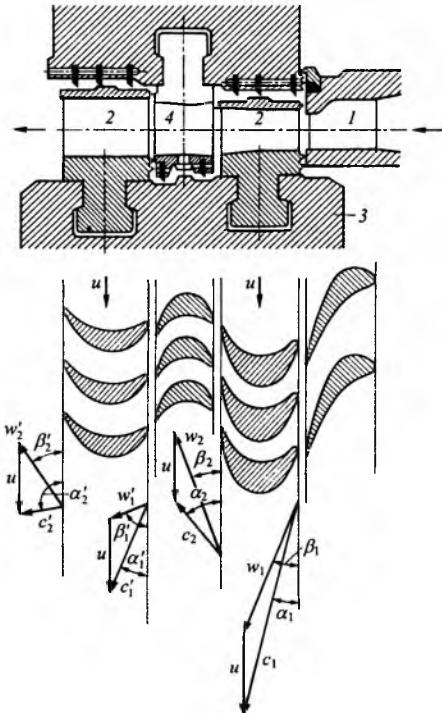
$$\dot{m}_b = \mu_b A_b \sqrt{\frac{p_{0*}}{v_{0*}}} \sqrt{\frac{1-\varepsilon^2}{z}}, \quad (81)$$

gdje je  $\mu_b$  eksperimentalni koeficijent protoka kroz suženja koja čine šiljci brtve različitih oblika (sl. 32),  $A_b (= \pi d_b \delta_b)$  površina prečnog presjeka zazora brtve,  $p_{0*}$  i  $v_{0*}$  zaustavni tlak i specifični obujam pare ispred brtve, a  $\varepsilon = p_1/p_0$  omjer tlakova iza i ispred brtve.



Sl. 32. Koeficijent protoka  $\mu_b$  za brtvene šiljke različitih geometrijskih oblika

štene obodne brzine rotorskih lopatica i naprezanja materijala lopatica i turbinskog kola. S povećanjem toplinskim padom raste brzina  $c_1$  pa turbinski stupanj s jednim redom rotorskih lopatica ima veliki gubitak kinetičke energije zbog velike izlazne brzine  $c_2$ . Za stupanj koji radi s manjim omjerom  $u/c_f$  taj se gubitak može smanjiti ugradnjom dodatnih skretnih lopatica i drugog reda rotorskih lopatica. To je turbinski stupanj s dva reda rotorskih lopatica ili *Curtisovo kolo* (sl. 33). Skretne lopatice skreću tok pare i usmjeravaju ga u rotorske lopatice drugog reda pod povoljnijim kutom, uz mogući mali toplinski pad ( $4\cdots7\%$  od ukupnog pada) i malu reaktivnost u lopaticama drugog rotora. U drugom se redu rotorskih lopatica preostala kinetička energija toka pretvara u mehanički rad.



Sl. 33. Protočni dio, profili lopatica i trokuti brzina turbinskog stupnja s dva reda rotorskih lopatica. 1 sapnica, 2 rotorske lopatice, 3 disk, 4 skretne lopatice

Gubitci zbog vlažne pare pojavljuju se u posljednjim stupnjima kondenzacijskih turbin u termoelektranama i u gotovo svim stupnjevima parnih turbin u većini nuklearnih elektrana.

Za razliku od pregrijane pare, vlažna je para dvofazni fluid i sastoji se od suhozasićene pare i čestica vlage. Relativno velike čestice vlage pri prolazu kroz statorske i rotorske rešetke zaostaju iza parne faze, pa je njihova brzina bitno manja od brzine pare. Stoga kapljice vlage udaraju s velikim kutom iza ulaznog brida lopatice, stvaraju kočni moment i uzrokuju eroziju materijala lopatice.

Pri strujanju iz pregrijanoga u zasićeno područje para se pothlađuje. Pothlađena je para u metastabilnom stanju, s temperaturom nižom od temperature zasićenja koja bi odgovarala tlaku pare. Iz pothlađenog metastabilnog stanja para prelazi u ravnotežno stanje uz djelomičnu kondenzaciju i stvaranje fino raspršene vlage.

Raspodjela je vlage u pari uzduž tetine i po duljini lopatice nejednolična. Udio se kapljivite faze povećava od korijena lopatice prema njezinu vrhu zbog utjecaja centrifugalne sile. S povećanjem omjera  $u/c_f$  udio kapljivite faze raste znatnije prema vanjskom obodu kola. Uz svu složenost pojave pri strujanju u području vlažne pare dobre rezultate daje približna jednadžba za određivanje koeficijenta gubitka:

$$\xi_w = a \frac{y_0 + y_2}{2}, \quad (82)$$

gdje je  $a$  eksperimentalni koeficijent ( $0,4\cdots1,4$ , već prema konstrukciji, parametrima i uvjetima rada turbine), a  $y_0$  i  $y_2$  udjeli vlage ispred i iza turbinskog stupnja.

**Turbinski stupanj s dva reda rotorskih lopatica.** Akcijski turbinski stupanj s optimalnim omjerom brzina  $u/c_f$  prikladan je za relativno malen toplinski pad,  $30\leq\Delta h_0\leq100\text{ kJ/kg}$ , zbog dopu-

Curtisovo kolo s više redova rotorskih lopatica služi kao prvi regulacijski stupanj s promjenljivim toplinskim padovima ili u turbinama malih snaga koje rade s promjenljivom brzinom vrtnje.

**Radijalni i radijalno-aksijalni turbinski stupnjevi.** Uz široko rasprostranjene akcijalne turbinske stupnjeve katkad se upotrebljavaju radijalni i radijalno-aksijalni turbinski stupnjevi. U radijalnom turbinskom stupnju strujnice toka radnog fluida leže u ravnini okomitoj na os turbinskog rotora (u meridionalnoj ravni). U centrifugalnom radijalnom stupnju radni fluid struji od osi turbine k periferiji, a u centripetalnom stupnju u obrnutom smjeru.

**Turbinski stupanj s dugim (visokim) lopaticama.** U turbinskim stupnjevima s relativno kratkim lopaticama ( $\Theta > 10\cdots13$ ) promjene su parametara toka uzduž polumjera male i mogu se pri proračunu i profiliranju stupnja zanemariti. U turbinskim stupnjevima s  $\Theta < 10$ , dakle s dugim lopaticama, parametri toka izrazito se mijenjaju uzduž polumjera, a profili statorskih i rotorskih lopatica različiti su zbog promjena kutova strujanja na ulazu i izlazu rešetke. Lopatice su uvijene da bi se postigla veća korisnost turbinskog stupnja.

U turbinskem stupnju u kojem strujnice toka leže u cilindričnim površinama radijalne su komponente brzine fluida jednake nuli. Uz to se pretpostavlja da je tok pare u stupnju osno simetričan, tj. da su parametri toka u obodnom smjeru konstantni. Za takav turbinski stupanj jednadžba radijalne ravnoteže glasi

$$\frac{dp_1}{dr} = \frac{1}{v_1} \cdot \frac{c_{1u}^2}{r}. \quad (83)$$

Za turbinski stupanj s aksijalno simetričnim strujanjem, u kojem se meridionalna komponenta brzine  $c_{1r}$  mijenja unutar zazora  $a$ , uzduž osi i uzduž polumjera turbine, jednadžba radikalne ravnoteže može se napisati u obliku

$$\frac{dp_1}{dr} = \frac{1}{v_1} \left( \frac{c_{1u}^2}{r} - c_{1a} \frac{\partial c_{1r}}{\partial a} - c_{1r} \frac{\partial c_{1u}}{\partial r} \right). \quad (84)$$

Ta jednadžba sadrži komponente radikalne akceleracije izdvojenog elementa toka. Jednadžbe radikalne ravnoteže za zazor ispred statorskih lopatica i iza rotorskih lopatica mogu se po analogiji napisati u obliku

$$\frac{dp_0}{dr} = \frac{1}{v_0} \cdot \frac{c_{0u}^2}{r}, \quad (85a)$$

$$\frac{dp_2}{dr} = \frac{1}{v_2} \cdot \frac{c_{2u}^2}{r}. \quad (85b)$$

Iz jednadžbe radikalne ravnoteže slijedi da je gradijent statičkog tlaka po polumjeru u zazoru proporcionalan kvadratu tangencijalne komponente brzine, a obrnuto proporcionalan polumjeru. Stoga, ako je tangencijalna komponenta brzine ispred ili iza turbinskog stupnja jednaka nuli, tj.  $\alpha_0 = 90^\circ$  ili  $\alpha_2 = 90^\circ$ , statički se tlak ispred i iza stupnja neće mijenjati po duljini lopatice.

U cilindričnom turbinskom stupnju (sa konstantnim profilom po duljini statorskih i rotorskih lopatica za  $\Theta < 10$ ) gubitci se kinetičke energije povećavaju sa smanjenjem  $\Theta$  zbog povećanja korača rešetke od korijena prema vrhu lopatice (tzv. gubitak lepeze).

Turbinski stupanj s neuvijenim statorskim lopaticama i s rotorskim lopaticama profiliranim po visini uz  $\Theta > 4 \dots 6$  nema bitno smanjenu korisnost u usporedbi sa stupnjem koji je profiliran pomoću uvjeta stalnoga specifičnog masenog protoka. Stupnjevi konstruirani pomoću tog uvjeta imaju male gubitke kinetičke energije u cijelom praktičnom području vrijednosti  $10 > \Theta > 2,5$ , pa se takvo profiliranje široko primjenjuje za turbinske stupnjeve s dugim uvijenim lopaticama.

Ovisnost reaktivnosti o duljini turbinskih lopatica profiliranih pomoću različitih metoda uvijanja može se odrediti pomoću jednadžbe

$$\rho = 1 - \frac{1 - \rho_k}{\bar{r}^{(2\varphi^2 \cos^2 \alpha_i)}}, \quad (86)$$

gdje je  $\rho_k$  reaktivnost u korijenskom presjeku lopatica turbinskog stupnja,  $\bar{r} = r/r_k$  relativni polumjer presjeka u kojem se određuje reaktivnost,  $r$  polumjer u promatranoj točki, a  $r_k$  polumjer u korijenskom presjeku.

Za stupnjeve s neuvijenim lopaticama reaktivnost na srednjem i vanjskom promjeru može se odrediti približnim jednadžbama:

$$\rho_{sr} = \rho_k + \frac{1,8}{\Theta + 1,8}, \quad (87a)$$

$$\rho_p = \rho_{sr} + \frac{1,8}{\Theta + 1,8}. \quad (87b)$$

Turbinski se stupnjevi s dugim lopaticama mogu lako profilirati postupkom elementarnih strujnica. Strujni se dio turbinskog stupnja, koji se proračunava prema parametrima na srednjem promjeru, dijeli po duljini lopatice na određeni broj prstenastih strujnica. Svaka se prstenasta strujnica proračunava kao turbinski stupanj s kratkim lopaticama. Raspodjela reaktivnosti između strujnica može se odrediti pomoću jednadžbe (86). Prilikom proračuna prvo se odabire reaktivnost za strujnicu u korijenu  $\rho_k = 0,1 \dots 0,3$ . Radi većeg momenta otpora korijenskog presjeka rotorskih lopatica (zbog uvjeta čvrstoće), pogodno je odabrati malu reaktivnost, tj. akcijski profil u korijenskom presjeku, no za bolje karakteristike turbinskog stupnja pri promjenljivim radnim uvjetima pogodnija je veća reaktivnost u korijenu lopatica.

Kada stupanj pri promjenljivom režimu rada treba pretvoriti povećani toplinski pad, vrijednost reaktivnosti u korijenu može

pasti na nulu ili zadobiti negativnu vrijednost, tako da se dobiva manji optimalni omjer brzina  $u/c_r$ . Negativna se reaktivnost u korijenskim presjecima nastoji izbjegći, iako se ona uvijek javlja pri protocima manjim od nominalnih.

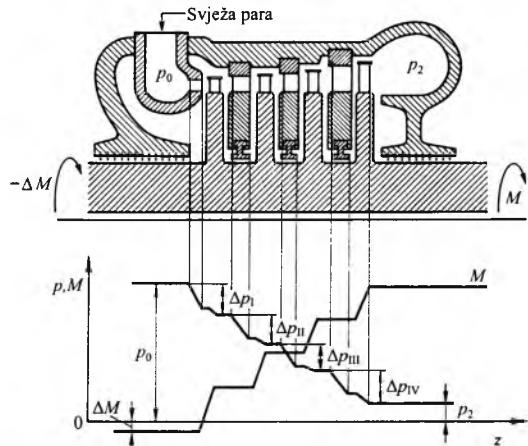
Na temelju izračunane vrijednosti za reaktivnost mogu se odrediti karakteristike strujanja u svakoj prstenastoj strujnici. Koeficijenti brzina  $\varphi$  i  $\psi$  te koeficijent protoka  $\mu$  promjenljivi su po duljini lopatice i uzimaju se na osnovi eksperimentalnih podataka.

U plinskih se turbine, zbog težje velikoj korisnosti, mijenjaju profili po duljini lopatice i za najkraće lopatice.

### Turbine s više stupnjeva i njihove prednosti

Jednostupanjske parne turbine gradile su se samo u početku primjene parnih turbinu, za najmanje jedinične snage i za pogon pomoćnih, mahom rezervnih strojeva, koji rade tek u nuždi.

U suvremenim parnim turbinama u termoelektranama i nuklearnim elektranama raspoloživi toplinski pad iznosi 1000 do 1600 kJ/kg. Čvrstoća suvremenih konstrukcijskih materijala one moguće konstrukciju djetotvorne parne turbine koja bi imala jedan stupanj i tako veliki toplinski pad. Stoga se turbine grade s većim brojem stupnjeva i s postupnom ekspanzijom pare. Obodna brzina lopatica u kondenzacijskim parnim turbinama s više stupnjeva iznosi 120–150 m/s za visokotlačne i srednjotlačne turbinske stupnjeve te 350–450 m/s za niskotlačne stupnjeve. Machov je broj većinom  $< 1$ .



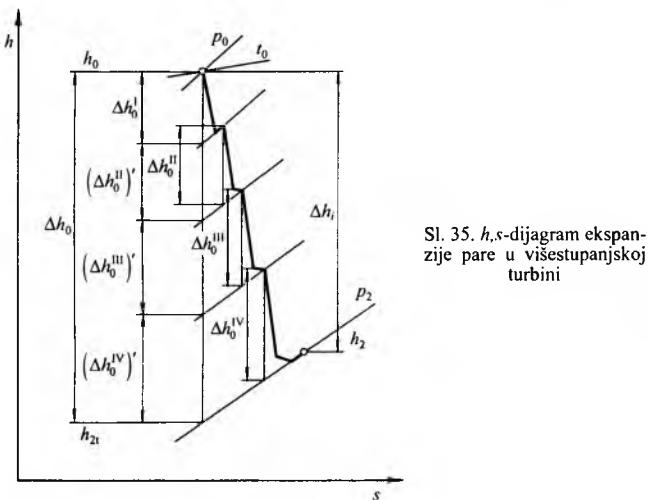
Sl. 34. Protočni dio četverostupanjske akcijske turbine s malom reaktivnošću i raspodjelom tlakova ( $p$ ) te moment ( $M$ ) uzduž osi turbine

Akcijska višestupanjska turbina s malom reaktivnošću prikazana je na slici 34. Na ulazu u turbinu svježa para prolazi kroz sapnice prveg turbinskog stupnja, koje su učvršćene u sapnište. Rotorske lopatice pojedinih stupnjeva pričvršćene su na diskove koji su sastojni dio vratila. Kad prostruji kroz rotorske lopatice prvega stupnja, para ulazi u statoske lopatice drugog stupnja, koje su učvršćene u dijafragmi. Dijafragme drugog i sljedećih stupnjeva učvršćene su u prstenastim kanalima u kućištu turbine. Labirintne brtve smanjuju propuštanje pare kroz zazore između vratila i dijafragmi. Tlak pare postupno opada u svakom turbinskom stupnju. Moment na turbinskom vratilu povećava se od stupnja do stupnja, a razvijena snaga na izlaznom dijelu vratila određena je zakretnim momentom  $M$  i kutnom brzinom  $\omega$ :

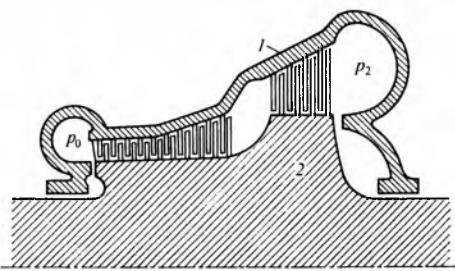
$$P = M \omega. \quad (88)$$

Na lijevi se kraj turbinskog vratila najčešće prenosi mali zakretni moment  $\Delta M$  za pogon uljne pumpe i pogon regulatora vrtnje smještenog u kućištu prednjeg ležaja turbine. Na slici 35 nalazi se  $h,s$ -dijagram ekspanzije pare za prikazanu turbinu s četiri stupnja. Kako se po stupnjevima tlak pare smanjuje, a specifični se obujam povećava, duljina se statoskih i rotorskih lopatica stoga prema izlazu iz turbine povećava.

U reakcijskim turbinama s više stupnjeva statoske lopatice učvršćene neposredno u kućište turbine, a rotorske na rotor u



obliku bubenja (sl. 36). Za jednaki raspoloživi toplinski pad broj je stupnjeva uz jednak obodnu brzinu veći nego u akcijskim turbinama.



Sl. 36. Protočni dio višestupanjske reakcijske parne turbine.  
1 kućište, 2 rotor

Suvremene turbine imaju najčešće mnogo turbinskih stupnjeva. Stupnjevi kondenzacijskih turbin velikih snaga obično su smješteni u više kućišta.

Prednost je višestupanjskih turbin što zbog manjeg raspoloživog toplinskog pada po stupnju i manjih obodnih brzina lakše ostvaruju optimalni omjer brzina  $u/c_f$ . Duljina statorskih i rotorskih lopatica u svim se stupnjevima povećava. Sto je veći broj stupnjeva, to je njihov srednji promjer manji, jer se smanjuje toplinski pad po stupnju. Površina se statorske rešetke  $A_1$  povećava zbog smanjenja brzine pare, a s većom se duljinom lopatica smanjuju rubni gubitci i propuštanje pare kroz zazore uz bandaže i obod diska.

Energijska izlazna brzina turbinskog stupnja iskorištava se djelomično u sljedećem stupnju, a predstavlja gubitak samo u posljednjem turbinskom stupnju i u međustupnjevima iz kojih para odlaže u neki međuprostor.

U višestupanjskim turbinama moguće je oduzimanje pare pri regenerativnom pregrijavanju napojne vode te primjena međupregrijavanja pare, što bitno povećava ukupnu korisnost turbinskog postrojenja. Višestupanjske turbine imaju veće gubitke zbog prostrujavanja pare kroz prednju labirintnu brtvu i brte između stupnjeva. Tlak pare na ulazu u prednju labirintnu brtvu veći je u turbinama s većim brojem stupnjeva.

**Koefficijent povrata topline.** Gubitci kinetičke energije u turbinskom stupnju pretvaraju se u toplinu i povećavaju entalpiju pare iza stupnja. To uzrokuje povećanje temperature pare u području pregrijane pare i porast zasićenosti pare u području vlažne pare. Toplinski se pad turbinskog stupnja povećava zbog divergencije izobara u  $h,s$ -dijagramu u smjeru povećanja entropije. Stoga će zbroj izentropnih toplinskih padova turbinskih stupnjeva biti veći od toplinskog pada turbine mjereno uzduž glavne izentropne (sl. 35, gdje je  $z=4$ ):

$$\sum_{i=1}^z \Delta h_0^i - \Delta h_0 = Q, \quad (89)$$

gdje je  $Q$  povratna energija gubitaka u turbinskih stupnjevima.

Povećanje ukupnog raspoloživog toplinskog pada označeno je koefficijentom povrata topline  $k_p$ , koji ima vrijednost od  $0,02 \dots 0,10$ , već prema toplinskom padu turbine, broju stupnjeva i korisnosti pojedinog stupnja.

**Višekućišne parne turbine** grade se stoga što velik broj stupnjeva turbine velike snage nije moguće smjestiti u jedno kućište. Parna turbinu može biti u jednom kućištu samo ako apsolutni obujam pare koja napušta posljednji stupanj nije odviše velik, kao u kondenzacijskoj turbinu sa snagom manjom od 50 MW ili u protutlačnoj turbinu.

Snaga turboagregata bez oduzimanja pare određena je rasploživim toplinskim padom turbine i protokom pare. Toplinski pad turbine  $\Delta h_0$  određen je početnim parametrima i klimatskim uvjetima te je samim time ograničen, pa se snaga turbine tada može povećati povećanjem protoka pare. Ako je turbinu jednoprotočna, protok pare koji struji kroz posljednji turbinski stupanj određen je jednadžbom

$$\dot{m}_{kon} = \frac{\Omega c_{2a}}{v_k}, \quad (90)$$

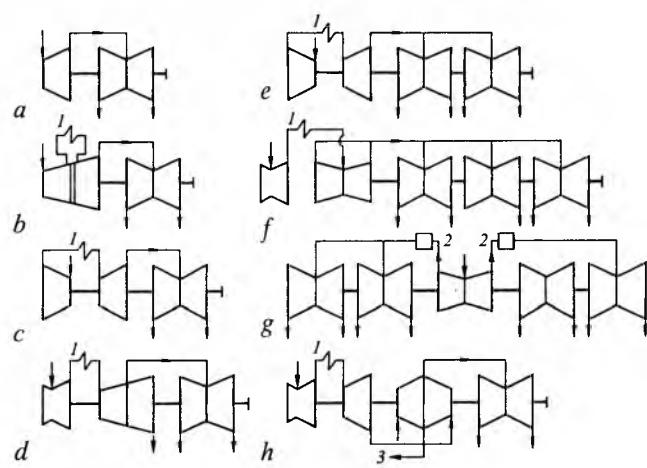
gdje je  $\Omega = \pi d l_2$  površina izlaznog presjeka stupnja,  $c_{2a}$  aksijalna komponenta apsolutne brzine toka  $c_2$  na izlazu iz posljednjeg turbinskog stupnja, a  $v_k$  specifični obujam pare na ulazu u kondenzator.

Uz stalne parametre pare u kondenzatoru i stalni gubitak zbog izlazne brzine, protok pare  $\dot{m}_{kon}$  koji prolazi kroz posljednji turbinski stupanj jednoznačno je određen prstenastom izlaznom površinom  $\Omega$ . Što je  $\Omega$  veći, to je veći protok  $\dot{m}_{kon}$ , a time i efektivna snaga turbine  $P_e$ . Snaga se turbine može, dakle, povećati povećanjem brzine  $c_{2a}$  i smanjenjem specifičnog obujma  $v_k$  pomoću povećanja tlaka  $p_k$  u kondenzatoru. To uzrokuje smanjenje apsolutne korisnosti, i to zbog smanjenja unutrašnje korisnosti turbine i zbog smanjenja termodinamičke korisnosti ciklusa parnog turbinskog postrojenja.

Snaga se turbine može povećati i povećanjem prstenaste izlazne površine. Dopuštena naprezanja određena su mehaničkom čvrstoćom rotorskih lopatica i proporcionalna su umnošku  $d l_2$ , gustoći materijala lopatice i kvadratu brzine vrtnje. Zbog toga, uz odabranu brzinu vrtnje dopuštena mehanička naprezanja lopatica posljednjeg turbinskog stupnja određuju prstenastu izlaznu površinu kroz koju struji para, a time protok i snagu turbine.

Regenerativnim pregrijavanjem napojne vode također se može povećati jedinična snaga turbine, jer je uz granični protok  $\dot{m}_{kon}$  kroz posljednji stupanj turbine protok kroz prethodne stupnjeve veći. Snage jednoprotičnih turbin iznose  $50 \dots 200$  MW.

Jedinične snage agregata mogu se povećati dijeljenjem toka pare u trenutku kada specifični obujam dostigne vrijednosti koje traže nedopustivo povećanje duljine lopatice. Zbog toga se grade jedno ili više dvostručnih niskotlačnih kućišta sa simetrično usmjerenim tokovima pare (sl. 37), čime se udvostručuje prstenasta izlazna površina.



Sl. 37. Višekućišne turbine velikih snaga. a 100 MW, b 160 MW, c 200 MW, d 300 MW, e 500 MW, f 800 MW, g 500 MW, h 250 MW. 1 međupregrijivanje, 2 separator, 3 oduzimanje pare za grijanje

Primjenom titanske slitine umjesto visokolegiranog nehrđajućeg čelika za izradbu rotorskih lopatica posljednjeg turbinskog stupnja povećala se prstenasta izlazna površina. Gustoća je titanove slitine upola manja od gustoće čelika, a čvrstoća približno jednaka kao u čeliku.

Bitno se povećanje turbinske snage može postići smanjenjem brzine vrtnje na polovicu i ugradnjom četveropolnog generatora. Dvostruko smanjenje brzine vrtnje uz iste izmjere smanjuje naprezanja u stupnju četiri puta ili omogućuje uz ista naprezanja četverostruko povećanje prstenaste izlazne površine, a time i snage.

Smanjenje brzine vrtnje turbinu za klasične termoelektrane nije pogodno jer se time smanjuje obodna brzina rotorskih lopatica u visokotlačnom kućištu, a uz optimalni omjer brzina  $u/c_f$  smanjuje se toplinski pad u pojedinom stupnju te povećava broj stupnjeva. Povećanje promjera stupnja, s namjerom da se zadrži obodna brzina, skratit će lopatice visokotlačnih rešetki, povećati gubitke u rešetkama i smanjiti korisnost.

U turbinama koje rade u nuklearnim termoelektranama raspoloživi je toplinski pad mnogo manji nego u turbinama klasičnih termoelektrana zbog nižih temperatura i tlaka pare na ulazu u turbinu iz sigurnosnih razloga (niže granične temperature reaktorske jezgre). Za dobivanje iste snage potreban je gotovo dvostruki protok pare pa rešetke lopatica imaju veću duljinu. Brzina je vrtnje takvih turbin  $25 \text{ s}^{-1}$ .

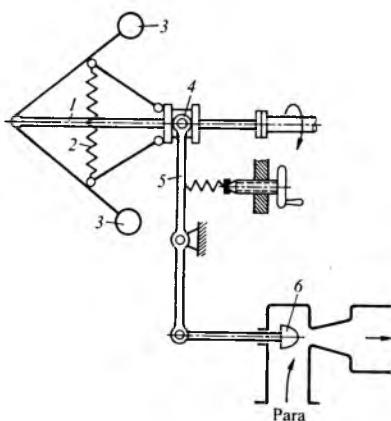
Današnje parne turbine velikih snaga za klasične termoelektrane i za nuklearne elektrane obično imaju visokotlačno kućište. Na njegovu izlazu tlak je pare  $2 \cdots 4 \text{ MPa}$ . Para se iz visokotlačnog kućišta odvodi na međupregrijanje, zatim u srednjotlačno kućište gdje ekspandira na tlak  $0,2 \cdots 0,4 \text{ MPa}$ , te u jedno ili više niskotlačnih kućišta. U turbinama za nuklearne elektrane para se obično iz visokotlačnog kućišta odvodi u separator vlage te u više dvostrujnih niskotlačnih kućišta.

### Turbinska regulacija

**Regulacija parnoturbinskog agregata.** Snaga koju prouzrokuje turboagregat treba se uvijek poklapati s potrošnjom. U skladu s tim u sklopu turbine nalaze se uređaji koji omogućuju promjenu njezine snage prema potrebi.

Kvaliteta električne energije određena je naponom i frekvencijom izmjenične struje, i to je viša što se s većom točnošću ti parametri drže konstantnima. Napon se regulira uglavnom pobudom električnoga generatora. Za održavanje konstantne frekvencije struje, odnosno konstantne brzine vrtnje turbine, turbinsko je postrojenje opremljeno regulatorskim uređajem koji prema vanjskom opterećenju generatora uskladijuje zakretni moment na turbinskom vratilu uz zadatu brzinu vrtnje.

Održavanje broja okretaja u određenim granicama glavna je funkcija uređaja za automatsku regulaciju kondenzacijske turbine. *Centrifugalni regulator* (sl. 38) najjednostavniji je uređaj regulacije brzine vrtnje. Vratilo s utezima vrti se zajedno s turbinskim vratilom. Utezi se djelovanjem centrifugalne sile nastoje razmaknuti, a u ravnotežnom ih položaju drži oprugu. Ako se brzina vrtnje poveća, kuglice se razmiju i preko spojke povlače polugu, a ona preko oslonca zatvara ventil koji upušta paru u turbinu. Obratno se, dakako, događa kada se brzina vrtnje smanjuje.



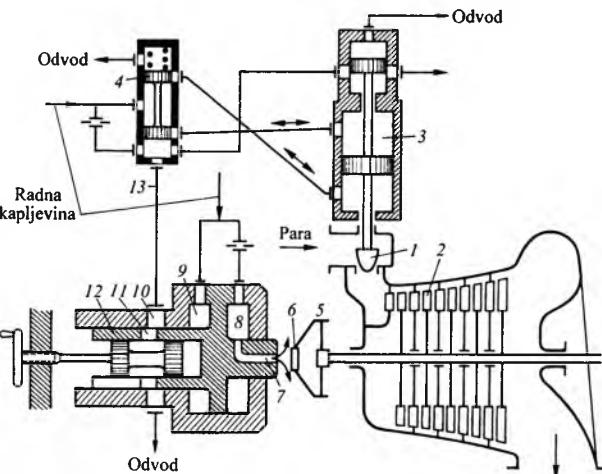
Sl. 38. Centrifugalni regulator brzine vrtnje turboagregata.  
1 vratilo, 2 opruga, 3 utezi,  
4 spojka, 5 poluga, 6 regulacijski ventil

Spojka, utezi i opruga predstavljaju osjetnik brzine vrtnje, koji se često naziva centrifugalni regulator brzine vrtnje.

Opisana regulacija, često zvana i izravnom regulacijom, sadrži sve osnovne elemente bilo kojeg najsloženijeg regulacijskog sustava, ali ima i nedostataka. Jedan je od njih mala sila regulatora potrebna za premještanje. Da bi regulator brzo reagirao na promjenu brzine vrtnje, potrebno je da su njegovi utezi lagani, ali tada centrifugalna sila koja pomiče polugu i zatvara ventil nije dovoljno velika. Na ventil djeleju jake sile, koje izravni centrifugalni regulator može prevladati samo u turbinama manje snage s nižim parametrima pare. Zbog toga se centrifugalni regulator ne spaja s ventilom izravno već preko mehanizma za pojačavanje (servomotor), pa je to neizravna regulacija.

Drugi su nedostatak mehaničke regulacije mnogi mehanički spojevi i oslonci, koji zbog zazorja i trenja ubrzano smanjuju osjetljivost regulatora. I u dobro podešenim regulacijskim uređajima nakon relativno kratkog rada pojavljuje se neosjetljivost, zbog čega treba zaustaviti turbinu i obaviti remont. Zato se u suvremenoj regulaciji rabe hidraulične veze, koje nisu izložene trošenju i u kojima se s vremenom ne smanjuje osjetljivost.

Na slici 39 prikazan je brzohodni regulator brzine vrtnje s hidrauličnim vezama. Pomicanje regulacijskog ventila (1), koji regulira dovod pare u protočni dio turbine (2), osigurava servomotor (3) u obliku cilindra unutar kojeg se pomiče stap. Prilikom dovođenja radne kapljeline pod tlakom u prostor iznad stapa i spajanja prostora ispod stapa s nižim tlakom (odvodom), stap se pomiče prema dolje i zatvara regulacijski ventil. Suprotno, prilikom dovođenja radne kapljeline u prostor ispod stapa regulacijski se ventil otvara.



Sl. 39. Brzohodni regulator brzine vrtnje s hidrauličkim vezama

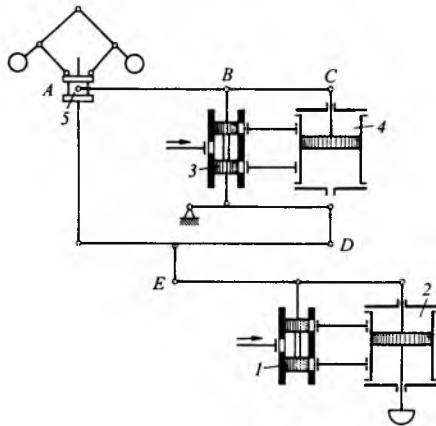
Dovođenjem radnog fluida u servomotor upravlja razvodnik (4), na koji odozgo djeluje sila opruge, a odozdo tlak radne kapljeline. Za vrijeme uspostavljenog, stabilnog režima rada turbine krajevi razvodnika zatvaraju otvore kućišta pa radna kapljlevina ne može prijeći iz razvodnika u servomotor i stoga je regulacijski ventil nepomičan.

Jedna od mogućih konstrukcija regulatora brzine vrtnje (5) smještena je neposredno uz turbinski rotor i izvedena je u obliku elastične trake. Deformacija trake uzrokuje premještanje odbojne pločice (6), koja pak mijenja protok kapljeline kroz sapnicu (7) u cilindru (12). Položaj cilindra određen je razlikom tlaka radne kapljeline u prostorima 8 i 9. Ako se brzina vrtnje povećava, odbojna pločica pomiče se udesno, protok se iz sapnice povećava, a tlak u prostoru 7 smanjuje. Zato se u cilindru pomiče udesno i povećava površinu za protok radne kapljeline kroz otvore 10 i 11 prema odvodu. To uzrokuje pad tlaka u liniji 13 i spuštanje razvodnika. Radna kapljlevina ulazi u gornji prostor servomotora, pa regulacijski ventil zatvara dovod pare.

Opisani regulator sadrži samo hidraulične veze, ali ima i mehanički centrifugalni regulator, u kojem deformacija trake daje impuls za rad regulacijskog sustava.

Radi povećanja brzine djelovanja regulacijski uređaj sadrži *diferencijator*, koji reagira na veće ubrzanje turbinskog rotora. Na

slici 40 prikazana je shema regulacije u kojoj se osim glavnog razvodnika (1) i glavnog servomotora (2) nalaze i dodatni razvodnik (3) i dodatni servomotor (4), koji obavljaju funkciju diferencijatora. Ako, npr., opterećenje turbogeneratora sporo opada, tada će se njegova brzina vrtnje polako povećavati, pa će se spojka regulatora brzine (5) polako podizati. Pritom će malo podizanje točke B uzrokovati podizanje razvodnika (3) i sruštanje stapa servomotora (4) uz istodobno isključenje razvodnika (3). Polaganje povećanje brzine vrtnje uzrokovat će zakretanje poluge ABC oko točke B, koja će praktički biti nepomična. To znači da će točka D takođe biti nepomična i regulacijski uređaj bit će analogan uređaju prikazanom na slici 38. Pomicanje točke A bit će uzrokom pomicanja točke E i premještanja glavnog razvodnika (1) i glavnog servomotora (2), koji će uspostaviti prethodnu brzinu vrtnje zatvaranjem turbinskog ventila.



Sl. 40. Regulacijski uređaj s diferencijatorom

Ako se opterećenje naglo smanji, tada se istodobno s podizanjem spojke regulatora brzine (5) podiže i razvodnik diferencijatora, dok se servomotor (4) neće uspijeti spustiti i isključiti razvodnik (3) zbog brzine kojom se proces zbiva. Tako će se točka E na poluzi koja upravlja radom glavnog razvodnika (1), podići ne samo zbog premještanja spojke nego i zbog premještanja u prvom trenutku točaka B i D. U skladu s tim na razvodniku (1) zbrajat će se impuls brzine (podizanje spojke) i ubrzanja (podizanje razvodnika diferencijatora). Nakon kratkog vremena točka B vratit će se u raniju poziciju i servomotori će zauzeti položaj koji odgovara statičkoj karakteristici, no impuls koji se dobiva u trenutku pada opterećenja bitno će povećati brzinu djelovanja regulacijskog sistema.

*Elektrohidraulični regulacijski sustav* upotrebljava se danas praktički u svim turbinama velike snage. Izvrsni dio sustava (razvodnik i servomotor) hidraulične je izvedbe kao i u opisanim jednostavnijim uređajima, dok električni dio sustava regulacije ima vlastiti električni osjetnik broja okretaja izведен kao induksijski tahometar, tj. generator električne struje male snage s pobudom pomoću permanentnih magneta smještenih na vratilu turbine. Zadržan je i mehanički regulator, no on obavlja svoju ulogu samo prilikom neispravnosti ili ako je isključen električni dio regulacijskog sustava. On sadrži i osjetnike aktivne snage generatora i tlaka pare ispred turbine te tlaka u parovodima međupregrijanja.

Električni se dio sastoji od odvojenih funkcionalnih blokova; to su blok za održavanje praznog hoda pri otvaranju generatora s mreže nakon dobivanja signala od blok-kontakata, blokovi korektorji za osiguravanje dodatnog pomicanja ventila (ventili kompenziraju utjecaj parovoda međupregrijanja), blok za rasterećenje turbine pri smanjenju tlaka ispred nje, blok brzodjelujućeg graničnika snage, koji brzo smanjuje opterećenje turbine prilikom havarije u energetskom sustavu.

Električni se signali sa svih blokova obrađuju u mikroprocesorskom regulatoru, a on djeluje na elektrohidraulični pretvornik, koji pretvara električni impuls u hidraulični i uvodi ga u hidraulični dio regulacijskog sustava. Električni dio sustava omogućuje jednostavnu promjenu stupnja nejednoličnosti statičke karakteristike, i to umjerenu promjenu u području velikih opterećenja, a znatnu u području praznog hoda i malih opterećenja.

*Regulacijski sustavi prema dovođenju pare u turbinu.* Električna snaga turboagregata bez oduzimanja pare može se odrediti prema jednadžbi

$$P_{el} = \dot{m} \Delta h_0 \cdot \eta_{ef} \cdot \eta_{el}, \quad (91)$$

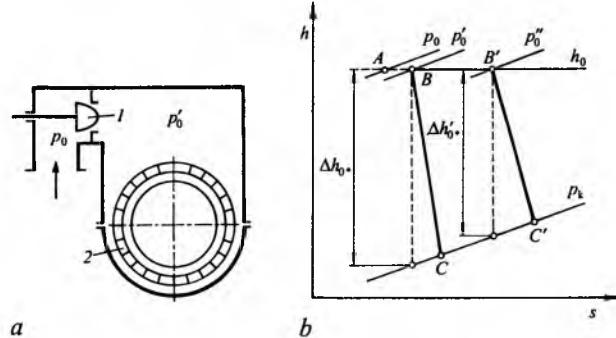
gdje je protok pare koja struji kroz turbinu,  $\eta_{ef}$  efektivna korisnost kao umnožak unutrašnje i mehaničke korisnosti,  $\eta_{el}$  korisnost električnog generatora.

Unutrašnja snaga turbine s oduzimanjima pare zbroj je snaga pojedinih odsječaka kojima je protok pare  $\dot{m}_i$ , raspoloživi toplinski pad  $\Delta h_{0i}$ , a unutrašnja korisnost  $\eta_i$ .

Snaga se turbine regulira promjenom protoka pare kroz turbinu ili njezine pojedine dijelove, ili mijenjanjem toplinskog pada pomoću početnih i krajnjih parametara pare. Parametri pare ispred turbine mijenjaju se, npr., promjenom količine napojne vode i goriva u generatoru pare. Takva regulacija snage naziva se *regulacija kliznim tlakom*, jer se mijenja samo tlak, a temperatura ostaje stalna. Promjena toplinskog pada turbine i protoka pare proporcionalna je početnom tlaku. Dodatni sustav za regulaciju turbine nije potreban. Nedostatak je regulacije kliznim tlakom nemogućnost regulacije protoka pare kroz turbinu pri prekoračenju brzine vrtnje i malim opterećenjima, kada generator pare radi nestacionarno. Toplinska je inercija generatora pare velika i zato turboagregat ne može brzo mijenjati svoje opterećenje. Takva je regulacija pogodna samo za monoblokovska postrojenja, gdje turbinu i generator nisu povezani i poprečnim vezama.

Zbog znatnog smanjenja termodinamičke korisnosti pri radu sa smanjenim toplinskim padom regulacija kliznim tlakom najčešće se upotrebljava samo pri startu turbopostrojenja. Stoga se za regulaciju parnih turbina od početka primjenjuju regulacijski ventili. Promjenom stupnja otvorenosti ventila mijenja se protok pare. Pri djelomičnoj otvorenosti ventila nastaje prigušivanje pare, što uzrokuje smanjenje toplinskog pada u protočnom dijelu turbine.

U suvremenim se parnim turbinama regulacija dovođenja pare ostvaruje prigušivanjem i pomoću skupina sapnica. Pri regulaciji prigušivanjem (sl. 41) cijelokupna para koja se dovodi u turbinu dolazi u zajedničku sapničku komoru nakon prigušivanja u jednom ili nekoliko djelomice otvorenih ventila. Para se dovodi lopaticama prvog turbinskog stupnja po cijelom srednjem promjeru ( $e=1$ ) ili pomoću tzv. sapničkih komora, koje su također razmještene po cijelom srednjem promjeru.



Sl. 41. Regulacija dovođenja pare prigušivanjem (a) i proces ekspanzije pare u turbinu uz različite stupnjeve otvorenosti prigušnog ventila (b). 1 prigušni regulacijski ventil, 2 sapnice prvog regulacijskog stupnja

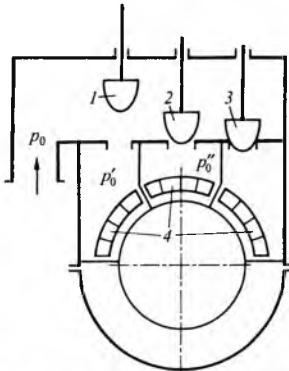
Pri punom opterećenju, kada su regulacijski ventili potpuno otvoreni, tlak  $p_0'$  ispred ventila razlikuje se od tlaka  $p_0$  ispred njih za samo nekoliko postotaka i turbinu ima raspoloživi toplinski pad  $\Delta h_0$ . Zatvaranjem regulacijskih ventila nastaje prigušivanje  $AB'$ , pa tlak  $p_0''$  ispred ventila postaje bitno niži, zbog čega se smanjuje i raspoloživi toplinski pad turbine na  $\Delta h_0'$ . Snaga se turbine mijenja, dakle, ne samo zbog smanjenja protoka pare već i zbog smanjenja toplinskog pada protočnog dijela turbine.

Smanjenje toplinskog pada zbog prigušivanja gubitak je energije koji ovisi o relativnom protoku pare  $\dot{m}/\dot{m}_0$  ( $\dot{m}$  je protok pare kroz potpuno otvoreni ventil) i o omjeru tlakova  $p_k/p_0$ . Što je manji relativni protok  $\dot{m}/\dot{m}_0$ , to je veće prigušivanje i gubici zbog njega. Što je veći omjer  $p_k/p_0$ , to je manji toplinski pad  $\Delta h_0$  i veća njegova relativna promjena, tj. smanjenje korisnosti zbog prigušenja.

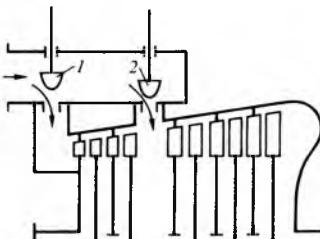
Važna je prednost regulacije prigušivanjem jednostavnost jer se može izvesti samo s jednim ili dva paralelna prigušna ventila,

zatim velika ekonomičnost pri potpunoj otvorenosti ventila i velika sigurnost zbog dovođenja pare po cijelom obodu. Regulacija prigušivanjem nije pogodna za turbine s malim toplinskim padom i izrazitom promjenom protoka pare, npr. za protutlačne turbine i turbine koje trajno rade s promjenljivim opterećenjem.

Pri regulaciji skupinama sapnica povećanje protoka pare kroz turbinu postiže se otvaranjem regulacijskih ventila. Svaki od ventila dovodi paru svojoj skupini sapnica, koje stvaraju luk na srednjem promjeru (sl. 42). Tlak iza potpuno otvorenog regulacijskog ventila 1 jednak je tlaku ispred njega i gubitci zbog prigušivanja nestaju. Protok se pare povećava otvaranjem ventila 2. Zbog prigušivanja će tlak iza njega,  $p_0''$ , biti niži, nego tlak  $p_0$  ispred ventila. Tako je prigušivanju izložen samo dio pare koji prolazi kroz djeломice otvoreni ventil.



Sl. 42. Regulacija dovodenja pare pomoću skupina sapnica. 1, 2, 3 regulacijski ventili, 4 skupine sapnica



Sl. 43. Bypass-regulacija. 1 regulacijski ventil, 2 obilažni ventil

Glavna je prednost regulacije skupinama sapnica velika ekonomičnost radnih režima koji se razlikuju od nominalnog radnog režima po tome što se gubitci zbog prigušivanja pojavljuju samo u jednom od ventila. Međutim, nedostatak je što je korisnost s potpuno otvorenim ventilima manja nego pri regulaciji prigušivanjem zbog gubitaka parcijalnog privoda.

Kada je povremeno potrebno preopterećenje turbine ili kada je potrebno da turbina daje najveću snagu i pri neželjenim sniženjima ulaznih parametara pare ili povećanju protutlaka, primjenjuje se regulacija obilaženjem (tzv. bypass-regulacija, sl. 43). Nominalna se snaga turbine osigurava potpuno otvorenim regulacijskim ventilima (ili skupinama ventila). Pri preopterećenju turbine otvara se ventil za obilaženje (bypass-ventil), pa se tlak i protok iza njega povećavaju. Protok se pare i snaga koju daju stupnjevi ispred ventila smanjuju, ali se u cijelini postiže preopterećenje turbine.

**Regulacija plinskoturbinskog agregata.** Plinskoturbinski agregat treba tijekom eksploracije često puta raditi na promjenljivom režimu. Korisna se snaga agregata može mijenjati promjenom temperature plinova izgaranja ispred turbine uz malu promjenu protoka komprimiranog zraka. Prilikom smanjenja opterećenja regulator brzine vrtnje smanjuje količinu goriva koja dolazi u komoru za izgaranje. Time nastaje višak zraka, pa se smanjuje temperatura plinova izgaranja, a također i toplinski pad u turbinu. Zbog odstupanja režima rada od nominalnog smanjuje se i korisnost turbostroja. Obrnuto, dakako, vrijedi za povećanje opterećenja. Takva je regulacija jednostavna, omogućuje rad plinskoturbinskog agregata na bilo kojem režimu, a primjenjuje se u jednostavnim jednoosovinskim agregatima koji rade s konstantnom brzinom vrtnje.

Snaga plinskoturbinskog agregata može se mijenjati i reguliranjem protoka plinova izgaranja. Takva se regulacija u osnovnom obliku može primijeniti samo u postrojenjima zatvorenog tipa. U postrojenjima otvorenog tipa takva se regulacija postiže reguliranjem brzine vrtnje kompresora, čime se mijenja protok zraka i kompresijski omjer.

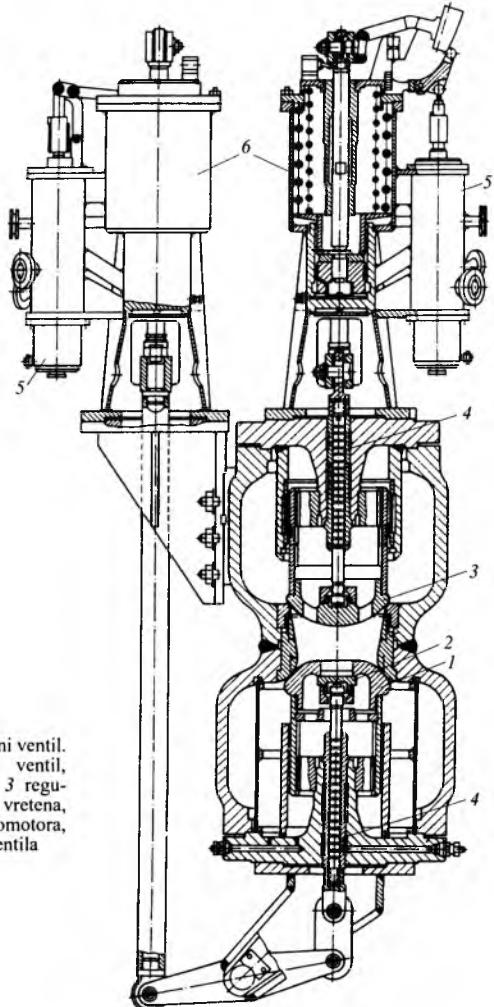
#### Automatska turbineska zaštita

**Zaštita parnoturbinskog agregata.** Normalan rad turbine osigurava se regulacijskim sustavom. Međutim, i u tom sustavu mogu se i u samoj turbići pojavitи neispravnosti, katkad tako ozbiljne da je potrebno brzo prekinuti dovođenje pare u turbinu,

a katkad i isključiti generator s mreže. Osim toga, turbina radi u kompleksu složenih komponenata kao što su generator pare (ili reaktor), kondenzator i regenerativni predgrijivači, a preko električnoga generatora povezana je i s električnom mrežom. Sve je to podložno mogućim kvarovima i može predstavljati opasnost, pa se parna turbina oprema zaštitnim sustavom, koji je automatski štititi od razaranja.

Potreba za brzim prekidom dovođenja pare u turbinu nastaje prilikom prekomjernog povećanja brzine vrtnje (pobjeg turbine) ili tlaka u kondenzatoru, prevelikog aksijalnog pomaka rotora prema statoru, ili prevelikog pada tlaka u sustavu za podmazivanje i regulaciju.

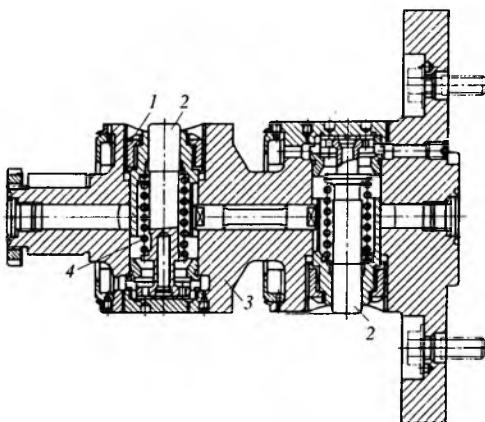
Izvršni su elementi zaštitnog sustava brzozatvarajući i protupovratni ventil (sl. 44). Turbina može imati jedan ili više brzozatvarajućih ventila, koji su smješteni ispred regulacijskih ventila. Brzozatvarajući ventil treba brzo i sigurno prekinuti dovođenje svježe pare u turbinu.



Sl. 44. Kombinirani ventil.  
1 brzozatvarajući ventil,  
2 rastereni ventil, 3 vreteno,  
4 razvodnici servomotora,  
5 servomotori ventila

U turbinama s međupregrijanjem pare nije dovoljno samo isključiti parovod svježe pare, jer će neko vrijeme para pritjecati iz parovoda međupregrijanja u srednjotlačno kućište i ubrzavati turbinu. Zato se neposredno ispred tog kućišta ili na njemu ugrađuju brzozatvarajući ventili. Ispred njih postavljaju se rastereni ventili za odvod pare iz sustava međupregrijanja u kondenzator. Para može u turbinu doći i iz parovoda reguliranih oduzimanja i regenerativnih predgrijivača. Zbog toga se na parovode za oduzimanje ugrađuju protupovratni ventili, često s pritudnim zatvaranjem pomoću servomotora. Servomotori dobivaju impuls od krajnjih isključivača ugrađenih na brzozatvarajućim ventilima, koji daju signal kad su gotovo potpuno zatvoreni.

**Zaštita od pobjega.** Pobjeg turbine, tj. prekomjerno povećanje brzine vrtnje, vrlo je opasno, a može nastati prilikom prekida veze (spojke) između pojedinih vratila turboagregata ili pri ispadu generatora iz mreže.



Sl. 45. Automatski izvrstilac. 1 regulacijska matica, 2 okidači, 3 prednji kraj turbinskog rotora, 4 opruga

Osjetnik zaštite od pobjega jest *automatski izvrstilac* (sl. 45), koji se pomoću prirubnice pričvršćuje na turbinsko vratilo i postavlja u kućište prednjega ležajnog bloka. Osnovni su elementi izvrstilaca dva jednaka okidača smještena u radijalnim provrtima. Prilikom vrtnje turbinskog vratila centrifugalna sila nastoji izvući okidače iz provrta, čemu se opire sile opruge. Pomoću regulacijske matice opruge se zbijaju tako da centrifugalna sila nadviše silu opruge pri brzini vrtnje većoj za 10–12% od nominalne.

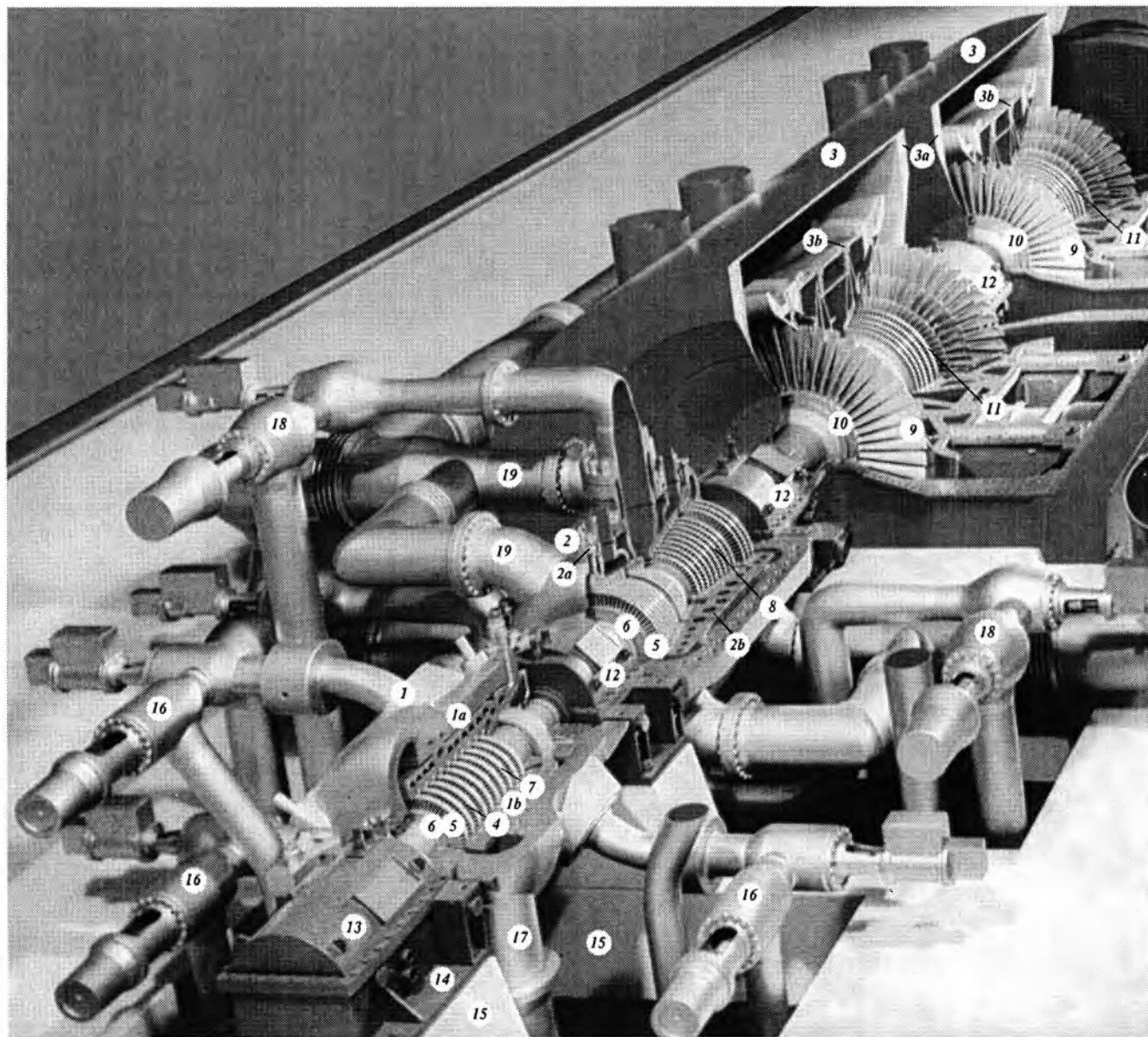
Okidači tada izlaze iz provrta i uključuju brzozatvarajući ventil.

*Zaštita od aksijalnog pomaka rotora.* Impuls za aktiviranje zaštite od prekomjernog aksijalnog pomaka rotora nastaje većim pomicanjem diska odrivnog ležaja, npr. prilikom taljenja bijele kovine s odrivnih segmenata, a pritom se primjenjuju hidraulični ili električni osjetnici. Princip rada hidrauličnog osjetnika jednak je kao u regulatora brzine vrtnje (sl. 39), samo što ulogu odbojne pločice koja se premješta ima odrivni disk. Impuls o padu tlaka ispred hidraulične sapnice zbog pomicanja grebena odrivnog diska služi za zatvaranje brzozatvarajućih, regulacijskih i protupovratnih ventila.

**Zaštita plinskturbinskog agregata.** Plinskturbinski agregat zaštićuje se od pobjega turbine, od loma elemenata agregata pri nepravilnom posluživanju i od pregrijavanja turbine pri prekomjernom povećanju temperature plinova izgaranja na ulazu u turbinu. U tu svrhu služe automatski izvrstilac (jednak onome u parnoj turbini), relj za zaustavljanje i granični regulator temperature, koji mogu brzo prekinuti dovođenje goriva u komoru za izgaranje.

## KONSTRUKCIJA TOPLINSKE TURBINE

Konstrukcija toplinske turbine prikazana je presjekom parne turbine snage 785 MW za pogon električnog generatora u nuklearnoj elektrani (sl. 46). Turbina se sastoji od četiri kućišta: jednostrujnog visokotlačnog (1), dvostrujnog srednjotlačnog (2) i dva dvostrujna niskotlačna kućišta (3). Sva su kućišta izvedena s dvije stijenke (s pripadajućim vanjskim dijelom kućišta (1a, 2a, 3a) te



Sl. 46. Presjek parne turbine