

VIKTORAS SENČILA
**LAIVŲ
TURBININĖS
MAŠINOS**



KLAIPĖDA, 2004

UDK 629.12(075.8)
Se74

Spausdinti rekomendavo: Klaipėdos universiteto Jūreivystės instituto
akademinė taryba 2003 11 18, protokolas Nr. 46-JI-LM Reg. Nr. 1

Aprobavo: Klaipėdos universiteto Jūreivystės instituto Laivų mechanikos
katedra 2002 11 14, protokolas Nr. 46-JI-LM Reg. Nr. 2

Recenzavo:

prof. habil. dr. Vytautas Smailys,
doc. dr. Pranas Jučas

Knygoje paaiškinta turbininių variklių konstrukcija ir jų veikimo principai, pateikta žinių apie turbininių ir kombinuotų laivų jėgainių sandarą, darbo efektyvumą.

Knyga skirta aukštųjų mokyklų laivų energetikos įrenginių eksploatavimo, laivų mašinų ir mechanizmų, laivų inžinerijos bei kitų specialybių studentams, taip pat minėtų sričių bei energetikos specialistams jų kvalifikacijai kelti.

© V. Senčila, 2004
© Klaipėdos universiteto leidykla, 2004

ISBN 9955-585-80-3

TURINYS

IVADAS.....	7
1. BENDROS ŽINIOS APIE TURBINAS.....	8
1.1. Turbinų sukūrimo istorija	8
1.2. Bendrieji turbinų veikimo principai	12
1.3. Kombinuota, kinematinė ryšį tarp variklių turinti jėgainė.....	16
1.4. Kombinuota, termodinaminė ryšį tarp variklių turinti jėgainė	19
1.5. Turbininių ir dyzelinių variklių parametrų lyginimas	23
1.6. Laivų turbinų klasifikacija	29
2. TURBINŲ CIKLŲ TEORIJA	32
2.1. Paprasto garo turbinos įrenginio schema ir teorinis ciklas	32
2.2. Paprasto garo turbinos įrenginio terminis naudingumo koeficientas	34
2.3. Garo turbinos įrenginys su tarpiniu garo kaitinimu.....	35
2.4. Garo turbinos įrenginys su regeneratyviniu vandens šildymu	37
2.5. Paprasto dujų turbinos įrenginio schema ir teorinis ciklas	37
2.6. Paprasto dujų turbinos įrenginio terminis naudingumo koeficientas	40
2.7. Maksimalus paprasto dujų turbinos įrenginio ciklo terminis naudingumo koeficientas	42
2.8. Dujų turbinos įrenginys su tarpiniu oro aušinimu	44
2.9. Dujų turbinos įrenginys su tarpiniu oro aušinimu ir dujų kaitinimu ..	45
2.10. Dujų turbinos įrenginio ciklas, įskaitantis nuostolius kompresoriuje ir turbinoje, jo naudingumo koeficientas	47
2.11. Dujų turbinos įrenginio su nuostoliais kompresoriuje, turbinoje ir degimo kameroje vidinis naudingumo koeficientas	50
2.12. Dujų turbinos įrenginio su išmetamųjų dujų šilumos regeneracija ciklo naudingumo koeficientas.....	52
2.13. Dujų turbinos ciklo su šilumos regeneracija naudingumo koeficientas	54
2.14. Hidraulinis nuostolių poveikis dujų turbinos įrenginio ciklui	56
3. TURBINOS PAKOPŲ TEORIJA.....	59
3.1. Dujų (garų) srauto energijos tvermės dėsnis.....	59
3.2. Dujų (garų) adiabatinio ištekėjimo pro tūtą greitis.....	61
3.3. Turbinos pakopų klasifikacija	64
3.4. Aktyvinė turbinos pakopa, pakopos $i - s$ diagrama.....	66
3.5. Reaktyvinė turbinos pakopa, pakopos $i - s$ diagrama.....	68
3.6. Greičių trikampis įeinant į turbinos darbo kanalą	71
3.7. Greičių trikampis išeinant iš turbinos darbo kanalo	72
3.8. Srauto energijos transformavimas darbo kanale	74

3.9. Aktyvinės ir reaktyvinės pakopų greičiai	76
3.10. Greičio pakopa	78
3.11. Turbinos pakopa su difuzoriumi.....	79
4. ORO KOMPRESORIAI.....	81
4.1. Išcentriniai kompresoriai, jų konstrukcija ir darbo procesas	81
4.2. Ašiniai kompresoriai, jų konstrukcija ir darbo procesas.....	83
5. DYZELIŲ TURBININIS PRIPŪTIMAS.....	85
5.1. Dyzelių turbininio pripūtimo principai.....	85
5.2. Turbokompresorinio agregato konstrukcija.....	87
6. TURBININIŲ MAŠINŲ KONSTRUKCIJA	90
6.1. Turbinų korpusai	90
6.2. Rotoriai ir diskai.....	93
6.3. Diafragmos	97
6.4. Tūtos.....	99
6.5. Darbinės ir kreipiančiosios mentės.....	101
6.6. Atraminiai ir įsirišimo guoliai.....	104
6.7. Sandarinimai	106
6.8. DTĮ degimo kameros ir purkštuvai	108
6.9. DTĮ regeneratoriai	111
6.10. GTĮ kondensatoriai.....	113
7. TURBINŲ TECHNINIO EKSPLOATAVIMO PAGRINDAI	115
7.1. Laivų garo turbinos priežiūra	115
7.2. Laivų garo turbinos įrenginio gedimai	117
7.3. Laivų dujų turbinos įrenginių priežiūra	118
7.4. Turbininio pripūtimo agregato priežiūros ypatumai.....	120
LITERATŪRA	122
Priedai	123

SUTRUMPINIMAI

ASK – aukšto slėgio kompresorius.
AST – aukšto slėgio turbina;
DK – degimo kamera;
DTĮ – dujų turbinos įrenginys;
GG – garo generatorius;
GTĮ – garo turbinos įrenginys;
K – garo kondensatorius GTĮ;
K, OK – oro kompresorius DTĮ;
n.k. – naudingumo koeficientas;
S – vandens siurblys;
T – turbina;
V – vartotojas, varytuvas;
VDV – vidaus degimo variklis;
ŽSK – žemo slėgio kompresorius;
ŽST – žemo slėgio turbina;

ŽYMĖJIMAI

r – reaktyvumo laipsnis (bedimensė pakopos charakteristika);
 h_e – efektyvusis naudingumo koeficientas;
 s – hidraulinių nuostolių koeficientas;
 r – regeneracijos laipsnis;
 x – temperatūros padidėjimo laipsnis;
 h_t – terminis naudingumo koeficientas;
 h_i – vidinis naudingumo koeficientas;
 e , p_k – slėgio padidėjimo laipsnis;
 h_T ir h_K – turbinos ir kompresoriaus naudingumo koeficientas;
 T – absoliutinė temperatūra, K;
 t – temperatūra, C;
 p – slėgis, Pa, MPa;
 C_p – izobarinė šiluminė talpa, J/(kg·K), kJ/(kg·K);
 C_v – izochorinė šiluminė talpa, J/(kg·K), kJ/(kg·K);
 q_1 – ciklo metu suteikta šiluma, J/kg, kJ/kg;
 q_2 – ciklo metu aušintuvui atiduota šiluma, J/kg, kJ/kg;

h_T ir h_K – turbinos ir kompresoriaus darbas, J/kg, kJ/kg;
 h – darbas, entalpijos pokytis, J/kg, kJ/kg;
 u – vidinė energija, J/kg, kJ/kg;
 i – entalpija, J/kg, kJ/kg;
 s – entropija, J/(kg·K), kJ/(kg·K);
 r – tankis, kg/m³;
 v – specifinis tūris, m³/kg;
 c – absoliutinis greitis, m/s;
 w – reliatyvusis greitis, m/s;
 u – apskritiminis greitis, m/s;
 ω – kampinis sukimosi greitis, rad/s;
 G – masinis dujų (garų) debitas, kg/s;
 B_k – valandinis masinis kuro sunaudojimas, kg/h arba g/h;
 b_e – specifinis efektyvus kuro sunaudojimas, g/ kW·h;
 m_e – variklio specifinė masė, kW/kg;
 N – variklio galia, kW;
 P – jėga, N;
 M – jėgos momentas, N·m.

IVADAS

Bioenergetikos epochoje gana nedideliam laivui – 200 tonų vandentalpos galerai – plaukti 7 mazgų greičiu reikėjo 174 irklininkų. Panašaus dydžio buriniam laivui valdyti reikėjo jau 40 žmonių įgulos, o XIX amžiaus garlaiviui su stūmokline garo mašina užtekdavo 6 žmonių įgulos. Šiandien panašaus dydžio motorlaivio įgulą gali sudaryti 3 nariai – kapitonas, jūreivis ir motoristas.

Pirmas garo turbinos varikliais varomas laivas *Turbinia* pastatytas 1896 metais. Nuo 1907 metų greičiausiu transatlantinių laivybos linijų tarp Europos ir JAV laivu 20 metų buvo keturių sraigtų 240,8 m ilgio ir 26,8 m pločio 31 938 t vandentalpos keleivinis laivas *Mauretania*. Čia buvo įrengta 73 000 arklio jėgų galingumo garo turbinos jėgainė. 1924 metais *Mauretania* perplaukė Atlantą per 5 dienas 1 valandą 49 minutes rekordiniu 26,25 mazgų (42 km/h) vidutiniu greičiu.

Šiuo metu laivų energetikoje plačiausiai naudojamos jėgainės su dyzeliais, dujų bei garo turbinų varikliais ir kombinuotos jėgainės. Nors ekonomiškiausi yra dyzeliniai varikliai, turbininiai varikliai plačiai naudojami karo laivyne, kur svarbus kompaktiškumas ir manevringumas, didelis jėgainės galingumas ir maža santykinė masė, taip pat tanklaiviuose, keleiviniuose laivuose ir pan. Dažnai darbai laive pritaikomi dujų turbinų varikliai, kurie iš pradžių buvo sukonstruoti naudoti aviacijoje.

Laivų dujų ir garo turbinų variklius bei dyzelių turbokompresorinius pripūtimo agregatus gamina garsiausios pasaulio firmos, tokios kaip *GE Power Systems (General Electric)*, *MAN Turbomaschinen AG (MAN turbo)*, *Rolls-Royce*, *Pratt & Whitney Power Systems*, *ABB Turbo Systems* ir kt.

Šioje knygoje išdėstytas laivų turbininių mašinų kursas, kurio struktūra yra tradicinė. Kursas yra dėstomas laivų inžinieriams, remiantis Tarptautinės jūrų organizacijos (IMO) rekomendacijomis, gali būti naudingas ir kitų specialybių atstovams.

Knygos pirmojoje dalyje pateikta žinių iš turbinų sukūrimo istorijos, bendros informacijos apie turbininių ir kombinuotų jėgainių sandarą, veikimo principus, lyginami turbininių ir dyzelinių variklių parametrai.

Antrojoje knygos dalyje nagrinėjama dujų ir garo turbinų įrenginių ciklą teorija, pateikiama jų efektyvumo priklausomumo nuo įrenginio sandaros ir darbo medžiagos (garo arba dujų) parametrų analizė.

Trečiojoje knygos dalyje išdėstyti turbininio variklio darbo procesų termodinaminiai pagrindai, paaiškinti aktyvinės, reaktyvinės, greičio bei kt. tipų pakopų veikimo principai, greičių trikampių, pakopos išvystomo sukimo momento ir galingumo nustatymo būdai.

Ketvirtojoje ir penktojoje dalyse pateikti išcentrinių ir ašinių kompresorių bei turbokompresorinių agregatų konstrukcijos ir darbo procesų paaiškinimai.

Šeštojoje knygos dalyje aprašytos dujų ir garo įrenginių elementų konstrukcijos.

Septintojoje knygos dalyje išdėstyti laivų turbininių įrenginių techninio eksploatavimo pagrindai.

1. BENDROS ŽINIOS APIE TURBINAS

Turbina yra rotacinio tipo šiluminis variklis. Čia nėra stūmoklių ir jos dalys juda kitaip nei vidaus degimo stūmoklinio variklio. Pastarajame stūmoklis juda grįžtamuoju-slenkamuoju judesiu, įveikiant inercijos jėgas, nes stūmoklio greitis vienos eigos (takto) metu padidėja nuo nulio iki maksimalaus ir vėl sumažėja iki nulio. Dėl šios priežasties vidutinis laivų dyzelių stūmoklių greitis būna 6–11 m/s. Iš fizikos yra žinoma, kad judančio kūno galia bendruoju atveju lygi kūno greičiui, padaugintam iš kūną veikiančios jėgos.

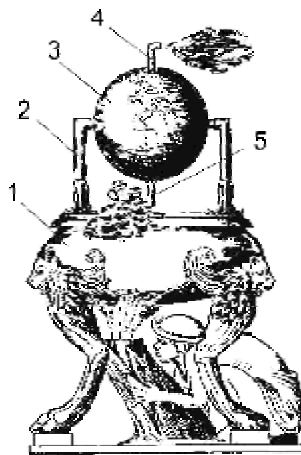
Tuo tarpu turbinos pagrindinė judančioji dalis – rotorius – sukosi pastoviu duotu greičiu. Šiuolaikinių turbinų rotorių apskritiminis greitis siekia 300–350 m/s.

Turbininiai varikliai, kurių mentės juda didesniu greičiu, yra daug mažesnių matmenų ir svorio, lyginant su to paties galingumo stūmokliniais varikliais.

Knygos pirmojoje dalyje pateikta žinių iš turbinų sukūrimo istorijos, bendros informacijos apie turbininių ir kombinuotų jėgainių tipus, sandarą ir veikimo principus, lyginami šiuolaikinių turbininių ir dyzelinių variklių parametrai, pateikta laivų turbininių variklių klasifikacija.

1.1. Turbinų sukūrimo istorija

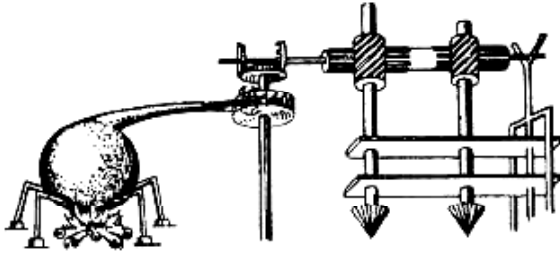
120 metų iki mūsų eros graikų mokslininkas, matematikas ir išradėjas Heronas Aleksandrietis (*Heron of Alexandria*) pirmasis aprašė šiluminį variklį (gr. *aeolipile*), verčiantį šiluminę garo energiją į mechaninę. Pagal veikimo principą Herono aprašytas šiluminis variklis buvo reaktyvinė garo turbina.



1.1 pav. Herono Aleksandriečio aprašyta reaktyvinė garo turbina:
1 – garo katilas, 2 – tuščiaaviduriai pusašiai garui patekti iš katilo į sferinį rotorių,
3 – sferinis rotorius, 4, 5 – priešingai nukreipti lenkti antgaliai

Garų srovės, išsiveržiančios iš rutulio formos rotoriaus per tangentinius lenktus antgalius, suteikdavo rotoriumi sukamąjį judesį, priešingą srovių išsiveržimo kryptį.

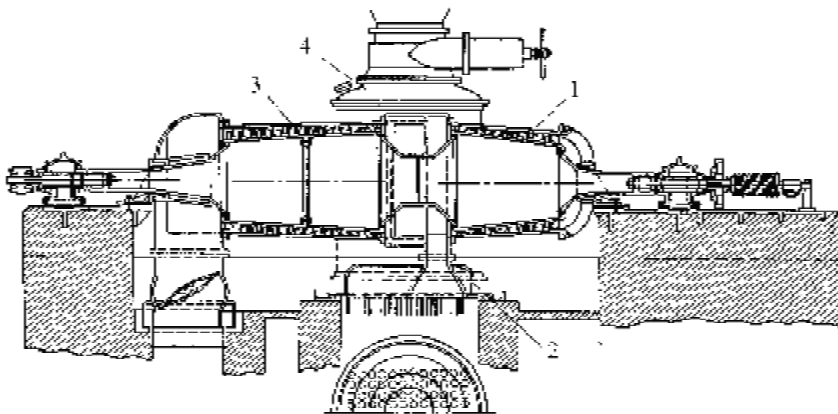
1629 metais italų inžinierius Džovani Branka (*Giovanni Branca*) pasiūlė parako gamyboje (sierai ir angliai smulkinti) naudoti malūną, varomą garo turbiną.



1.2 pav. Džovani Brankos malūnas, naudojamas parako gamyboje

XIX amžiuje buvo suformuluoti pagrindiniai termodinamikos dėsniai, Anglijoje, Prancūzijoje, Jungtinėse Amerikos Valstijose ir kt. šalyse garo turbinos toliau tobulinamos. Kadangi gaminamos turbinos buvo mažai efektyvios (naudingumo koeficientas pasiekdavo vos 4–5%), jos negalėjo konkuruoti su stūmoklinėmis garo mašinomis (naudingumo koeficientas – 6–8%).

1872 metais vokiečių inžinierius F. Štolcas (dr. *F. Stolze*) užpatentavo dujų turbinos įrenginį, kurį pastatė 1900–1904 metais. F. Štolco įrenginys turėjo pagrindinius šiuolaikinio dujų turbinos įrenginio elementus.



1.3 pav. F. Štolco konstrukcijos dujų turbina:

1 – ašinis oro kompresorius, 2 – oro kaitintuvas, 3 – turbina, 4 – degimo kamera

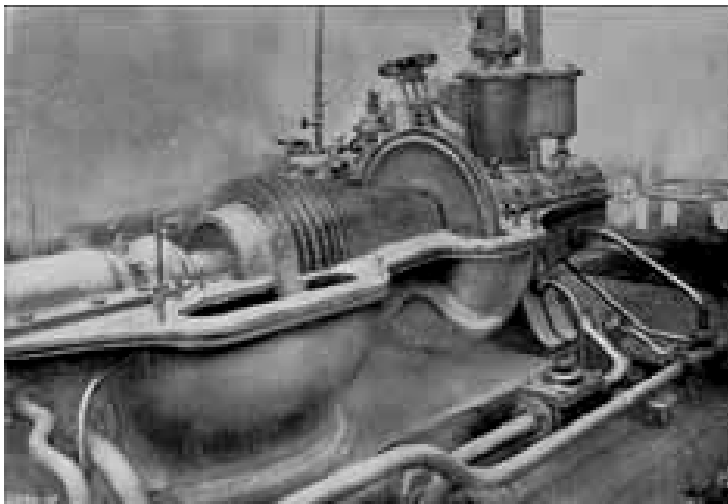
Oras buvo suslegiamas dešimties pakopų ašiniame oro kompresoriuje (1) ir nukreipiamas į oro kaitintuvą (2). Kaitintuve jis leidžiamas vamzdžiais ir šildomas apiplaukiant dujomis iš degimo kameros (4), kūrenamos anglimis. F. Štolco įrenginyje į turbiną patekdavo šilumokaityje įkaitintas oras, o daugelyje šiuolaikinių dujų įrenginių suslėgtas oras tiekiamas tiesiogiai į degimo kamerą, iš kurios į turbiną nukreipiamas skysto kuro degimo produktų ir oro mišinys. Į turbiną (3) patekęs suslėgtas ir įkaitintas oras išsiplėsdavo iki

atmosferos slėgio, ją sukant. Planuota, kad įrenginys, esant 2000 apskukų per minutę, pasieks 200 arklių jėgų galingumą. Atliekant skaičiavimus priimti turbinos naudingumo koeficientas (n.k.) $h_t = 0,8$ ir kompresoriaus n.k. $h_k = 0,7$. Bet bandant nustatyta, kad turbinos galingumo vos užtekdavo kompresoriui sukti. Faktiškai turbinos n.k. sudarė 0,75, kompresoriaus – 0,5. Dėl mažesnių n.k. turbina pagamindavo mažiau, o kompresorius sunaudodavo daugiau energijos. Todėl viso įrenginio naudingas darbas, lygus turbinos pagamintos ir kompresoriaus sunaudotos energijų skirtumui, bei naudingumo koeficientas buvo artimi nuliui.

Tobulinant dujų turboagregatų konstrukciją ir didinant jų n.v.k. buvo sprendžiamos dvi pagrindinės problemos: kompresoriaus ir turbinos kanalų dujų dinaminis tobulinimas bei turbinos menčių mechaninio temperatūrinio atsparumo didinimas. Šiuolaikinių turbinų ir kompresorių n.k. siekia net 0,90–0,91.

1883 metais švedų inžinierius Gustavas Lavalis (*Carl Gustaf Patrik de Laval*) užpatentavo, o 1890 metais pastatė 5 arklio jėgų galingumo pirmąją pramoninę garo turbiną. Aktyvinio tipo vienos pakopos garo turbina pasiekdavo 25 000 apskukų per minutę ir buvo naudojama išcentriniam pieno separatoriui varyti.

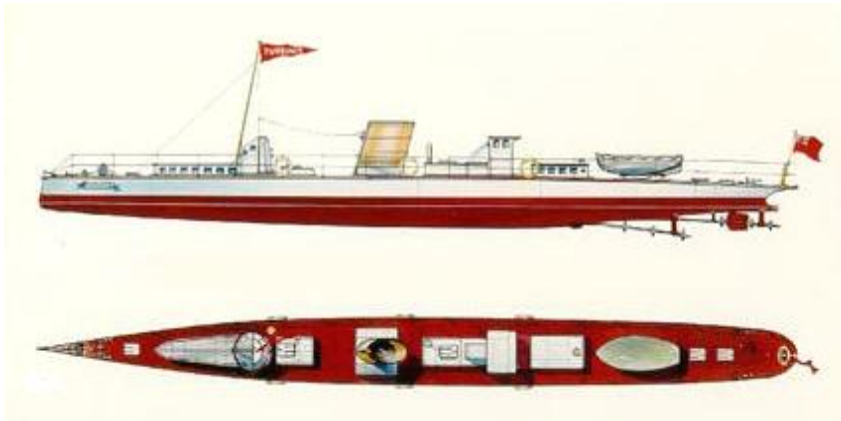
1884 metais Didžiojoje Britanijoje inžinierius Charlzas Parsonsas (*Charles A. Parsons*) sukūrė pirmąją daugiapakopę turbiną, 1893 metais įsteigė jūrinių turbinų kompaniją *Marine Steam Turbine Company*.



1.4 pav. Pirmoji Ch. Parsonso jūrinė daugiapakopė garo turbina, sukurta 1884 metais

1896 metais Ch. Parsonsas pridavė D. Britanijos jūrų ministerijai pirmąjį laivą su garo turbinos eigos varikliais. Laive *Turbinia* buvo įrengtos trys garo turbinos su tiesioginiu energijos perdavimu trims sraigtų velenams. Turbinų

apsukos – nuo 2000 iki 2230 min⁻¹, garo slėgis – 1,48 MPa. Laivas pasiekdavo 34 mazgų greitį.



1.5 pav. 1896 metais pastatytas pirmasis laivas su garo turbinos eigos varikliais *Turbinia*

Šiuolaikiniai turbininiai įrenginiai komponuojami iš kelių nuosekliai jungiamų daugiapakopių turbinų. Pagal efektyvumą turbininiai varikliai konkuruoja su dyzeliniais įrenginiais.

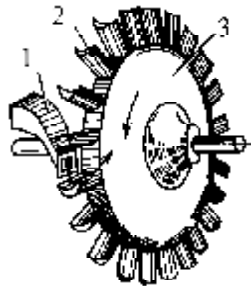
Garų turbina šiuo metu yra vienintelis tokio tipo šiluminis variklis, kuriame galima panaudoti energiją, gaunamą branduoliniame reaktoriuje. Atskirų branduolinių elektrinių turbininių įrenginių galingumas viršija 1000 MW.



1.6 pav. Vienos iš Japonijos branduolinių atominių elektros stočių turbogeneratorių skyrius (dešinėje stovi du žmonės)

1.2. Bendrieji turbinų veikimo principai

Turbininė mašina (turbina) yra rotacinio tipo šiluminis variklis, kuriame garo arba dujų šiluminė energija verčiama į mechaninę veleno sukimosi energiją. Lotynų kalbos žodis *turbo* reiškia sukamąjį judesį, sukurį.

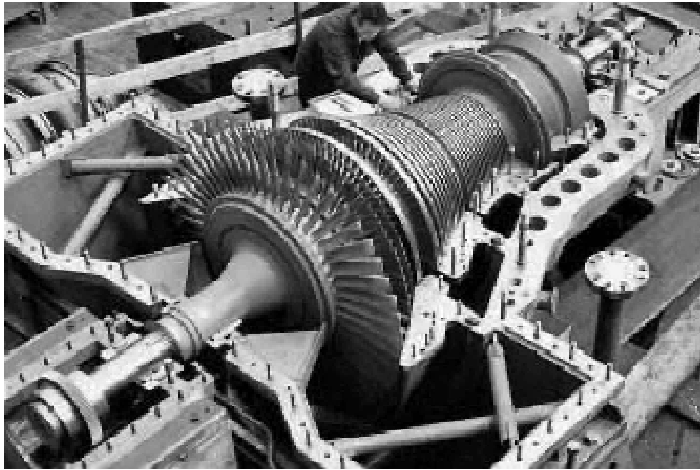


1.7 pav. Vienos pakopos garo turbina:

1 – kreipiantysis aparatas, tūta, 2 – darbo mentės, 3 – darbo ratas, rotorius

Vienos pakopos garo turbinos pagrindinis konstrukcijos elementas yra darbo ratas (rotorius) su pritvirtintomis prie jo lenktomis darbo mentėmis. Iš kreipiančiojo aparato – tūtos (1) garas išsiveržia dideliu greičiu ir stumia mentes (2), atiduodamas joms dalį savo kinetinės energijos. Gavęs srauto kinetinės energijos, darbo ratas (3) sukasi.

Prie turbinos korpuso pritvirtintos nejudančios tūtos (arba kreipiančiosios mentės) bei prie rotoriaus pritvirtintos besisukančios darbo mentės (darbo menčių vainikas) sudaro turbinos pakopą. Turbina gali būti vienos arba kelių pakopų.



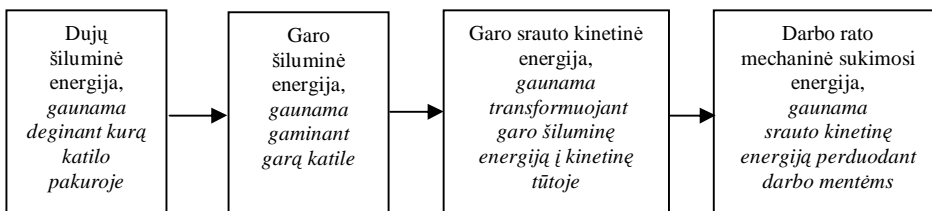
1.8 pav. Firmos MAN turbo daugiapakopė kondensatorinė garo turbina be viršutinio dangčio

Šiuolaikinis turbininis įrenginys dažnai sudarytas iš kelių nuosekliai sujungtų daugiapakopių turbinų (variklių).

Turbininiu įrenginiu vadinamas turbininis variklis (varikliai) kartu su kitais jo darbą užtikrinančiais konstrukcijos elementais, kurių sandara priklauso nuo įrenginio tipo.

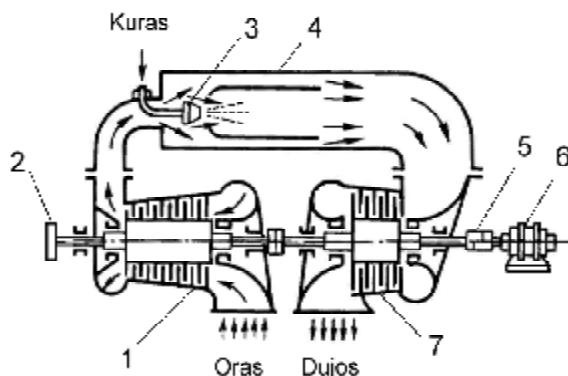
Atsižvelgiant į darbo medžiagos tipą, turbininis įrenginys gali būti dujų, garo arba kombinuotas.

Garų turbino įrenginyje aukštos temperatūros ir slėgio (temperatūra iki 500 C, slėgis – iki 6 MPa) garas patenka į turbiną iš garo generatoriaus (garo katilo). Panaudotas garas surenkamas, kondensuojamas ir apdorojus vėl nukreipiamas į garo generatorių. Taip vyksta uždaras įrenginio darbo ciklas.



1.9 pav. Energijos transformacija garo turbino įrenginyje

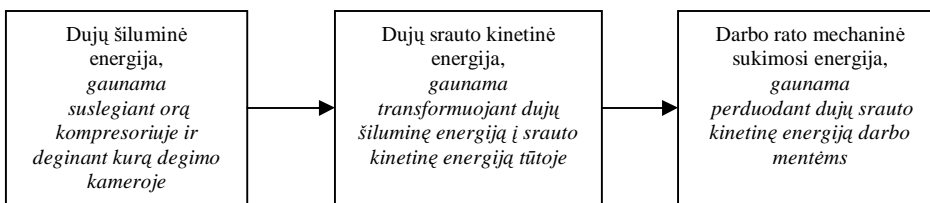
Kad dujų turbino įrenginys dirbtų, be turbino, reikia dar mažiausiai dviejų konstrukcijos elementų: kompresoriaus ir degimo kameros. Paveiksle 1.10 parodyta paprasto dujų turbino įrenginio konstrukcija.



1.10 pav. Paprasto dujų turbinos įrenginio konstrukcija:

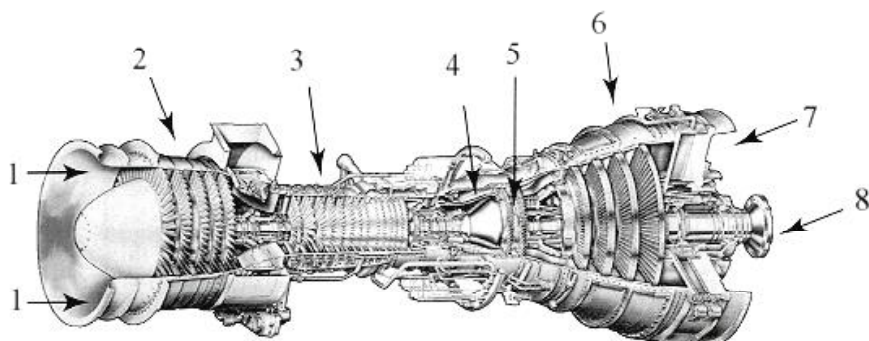
1 – kelių pakopų ašinis oro kompresorius, 2 – flanšas energijos vartotojui prijungti, 3 – kuro purkštuvai, 4 – degimo kamera, 5 – paleidimo variklio mova, 6 – paleidimo variklis, 7 – kelių pakopų dujų turbina

Atmosferos oras išsiurbiamas į kompresorių ir suslegiamas, padidinant jo slėgį 5–20 kartų. Kompresorius gali būti ašinio arba išcentrinio tipo ir paprastai montuojamas viename velene su turbina. Suslėgtas oras nukreipiamas į degimo kamerą, kur jo temperatūra didinama iki 800–1200 C, deginant kurą, įpurškiamą masiniu santykiu apie 1 : 60 su oru. Panaudotos dujos išmetamos į atmosferą arba nukreipiamos į likutinės šilumos utilizavimo įrenginį.



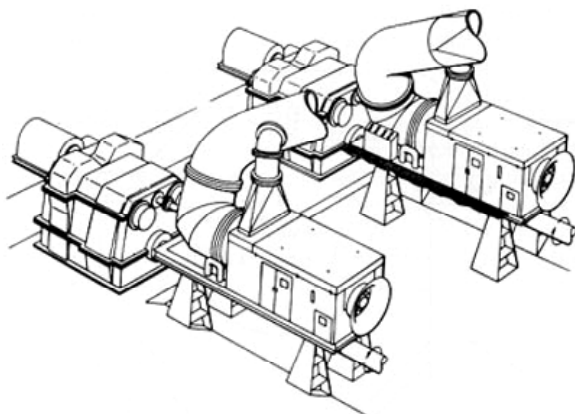
1.11 pav. Energijos transformavimas dujų turbinos įrenginyje

1.12 paveiksle parodytas firmos *General Electric* gamybos dujų turbinos įrenginys LM5000. Įrenginio galingumas – 55 MW, apsukos – 3600 min⁻¹. Įrenginį sudaro keli nuosekliai sujungti daugiapakopiai kompresoriai ir turbina.



1.12 pav. Firmos *General Electric* gamybos dujų turbinos įrenginys LM5000:

1 – oro įsiurbimas, 2 – penkių pakopų žemo slėgio oro kompresorius, 3 – keturiolikos pakopų aukšto slėgio oro kompresorius, 4 – degimo kameros, 5 – dviejų pakopų aukšto slėgio dujų turbina, 6 – keturių pakopų žemo slėgio dujų turbina, 7 – panaudotų dujų išmetimas, 8 – flanšas apkrovai prijungti



1.13 pav. Laivo jėgainės, kurią sudaro du dujų turbinos įrenginiai su atskirais reduktoriais ir dviem sraigtų velenais, komponavimo pavyzdys

1.3. Kombinuota, kinematinė ryšį tarp variklių turinti jėgainė

Turbininiai varikliai jėgainėje gali būti jungiami tarpusavyje arba su kito tipo varikliais. Jungimasis gali būti:

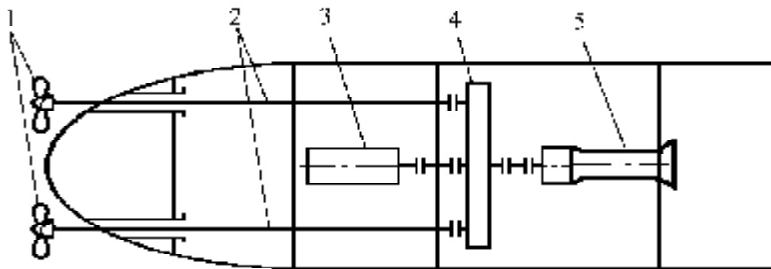
- kinematinis, kai variklių velenai jungiami su bendru energijos vartotoju (pavyzdžiui, per reduktorių);
- termodinaminis (šiluminis), kai jungiamos variklių šiluminės schemas ir vieno variklio šiluminė energija panaudojama kitame variklyje;
- mišrus jungimasis.

Kombinuotos jėgainės, kuriose tarp variklių yra kinematinis, bet nėra termodinaminio ryšio, dažniausiai naudojamos specialios paskirties laivuose (ledlaužiuose, gelbėjimo, kariniuose ir pan.), kai reikia užtikrinti jų ilgalaikį autonominį plaukiojimą mažu ir vidutiniu greičiu, o prireikus – maksimaliu greičiu, greičiui didinti panaudojant turbininį variklį. Šis variklių derinys naudojamas todėl, kad dyzeliniai varikliai yra ekonomiškai ir patikimi dirbant skirtingu greičiu, bet turi didelę specifinę masę, tenkančią galingumo vienetui. Dujų turbinos įrenginiai turi didelį galingumą ir mažą specifinę masę, bet nėra ekonomiškai, dirbant mažu apkrovimu.

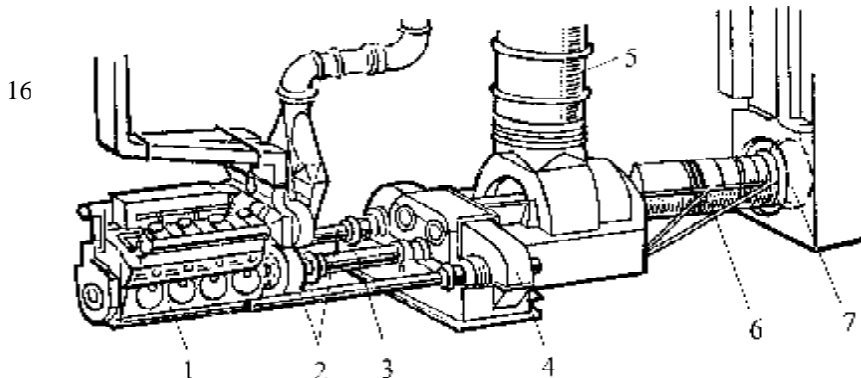
Prie šios grupės priskiriamos termodinamiškai nesusijusios dyzelių ir dujų turbinos įrenginių kombinuotos jėgainės, žinomos kaip CODOG ir CODAG tipo įrenginiai.

CODOG (*Combined Diesel Or Gas turbine*) kombinuotose jėgainėse numatoma, kad laivui plaukiant mažu greičiu, jis būtų varomas tik dyzeliniu varikliu, laivui plaukiant dideliu greičiu – tik dujų turbinos varikliu. CODOG tipo jėgainėje dyzelinio variklio galingumas paprastai yra daug mažesnis už dujų turbinos variklio.

CODOG tipo dviejų velenų jėgainėje (pav. 1.14, 1.15) dyzelinis variklis naudojamas laivui judant ekonominiu greičiu. Plaukiojant maksimaliu greičiu, naudojamas galingesnis dujų turbinos variklis. Tada dyzelis nenaudojamas, atjungiama mova tarp dyzelio ir reduktoriaus.



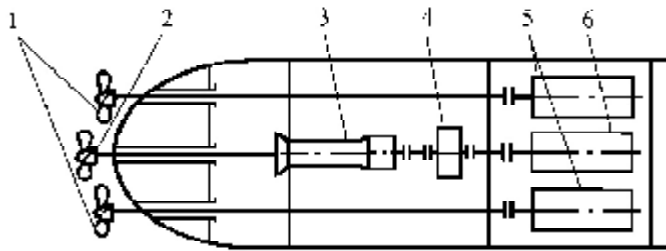
1.14 pav. CODOG tipo dviejų velenų jėgainės principinė schema:
1 – reguliuojamoji žingsnio sraigčiai, 2 – sraigčių velenai, 3 – dyzelinis variklis,
4 – galingumą skiriantis reduktorius, 5 – dujų turbinos variklis



1.15 pav. CODOG tipo trijų velenų jėgainė:

1 – dyzelinis variklis, 2 – sraigtų velenai, 3 – velenas, jungiantis dyzelinį variklį ir reduktorių, 4 – galingumą skirstantis reduktorius, 5 – turbinoje panaudotų dujų išmetimas, 6 – dujų turbinos variklis, 7 – oro tiekimo į dujų turbinos variklį šachta

Paveiksle 1.16 parodytame įrenginyje bortiniai dyzeliai (5) dirba su reguliuojamojo žingsnio sraigtais (1) plaukiojant visais režimais. Judant mažu arba vidutiniu greičiu, fiksuotojo žingsnio sraigtas (2) sukamas centriniu dyzeliu, siekiant sumažinti nesisukančio sraigto hidraulinį pasipriešinimą. Judant dideliu greičiu, centrinis sraigto velenas varomas dujų turbinos varikliu (3), tada centrinis dyzelis sustabdomas ir atjungiamas nuo veleno. Vienu metu naudotis dujų turbinos varikliu ir centriniu dyzeliu vengiama dėl dyzeliui per didelių turbina varomo veleno apsukų ir mažo dyzelio galingumo.

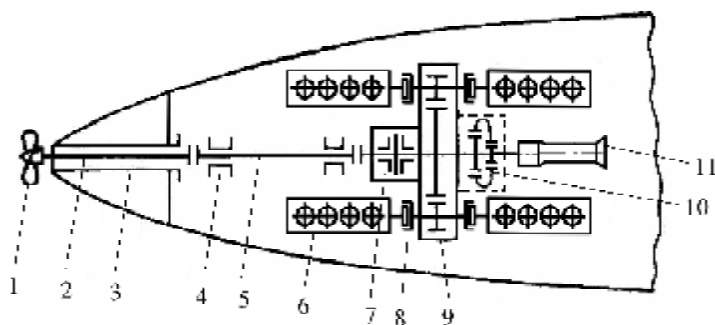


1.16 pav. CODOG tipo trijų velenų jėgainės principinė schema:

1 – reguliuojamojo žingsnio sraigtai, 2 – fiksuotojo žingsnio sraigtas, 3 – dujų turbinos variklis, 4 – reduktorius, 5 – bortiniai dyzeliai, 6 – centrinis dyzelis

CODAG (*Combined Diesel And Gas turbine*) schema numato turbininio ir dyzelinio variklių darbą kartu, perduodant energiją bendram vartotojui. Judant mažu ir vidutiniu greičiais, laivas varomas dyzeliniu varikliu, o judant didesniu greičiu – turbininiu ir dyzeliniu varikliais kartu. CODAG tipo jėgainėse turbininio variklio funkcija – papildomas galingumas, būtinas laivo greičiui didinti. Forsavimo turbina galingumas paprastai sudaro nuo 30 iki 60% suminio jėgainės galingumo. Šio tipo jėgainių konstrukcija yra sudėtingesnė nei CODOG tipo įrenginiai. Paveiksle 1.17 parodytame CODAG įrenginyje, atsižvelgiant į laivo greitį, vienu metu gali dirbti nuo vieno iki keturių dyzelinių variklių, arba visi keturi dyzeliniai varikliai ir dujų turbina.

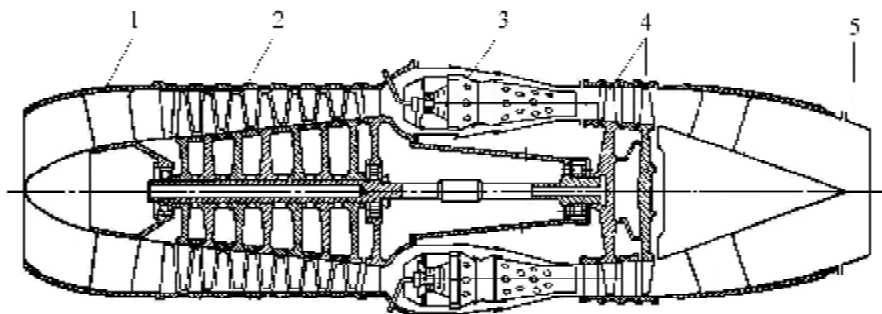
CODOG ir CODAG tipo kombinuotos jėgainės leidžia jas sudarančius variklius eksploatuoti ekonomiškai palankesniu, artimu nominaliam režimu, bet neturi įtakos bendram jėgainės ekonomiškumui, ypač laivui judant maksimaliu greičiu.



1.17 pav. CODAG tipo jėgainė:

- 1 – reguliuojamojo žingsnio sraigtas, 2 – sraigto velenas, 3 – deidvudo guolis,
- 4 – atraminis guolis, 5 – tarpinis velenas, 6 – dyzelinis variklis, 7 – įsirišimo guolis,
- 8 – jungiamoji mova, 9 – reduktorius, 10 – planetarinio tipo turbininio variklio reduktorius, 11 – dujų turbina greičio didinimo variklis

Įdomūs aviacijoje naudojamų kombinuotų turboreaktyvinių ir turbosraigtinių variklių veikimo principai. Turboreaktyvinio variklio schema parodyta 1.18 paveiksle. Čia turbina (4) darbas eikvojamas tik tame pačiame velene esančio kompresoriaus (2) pavarai. Iš turbosraigtiniame variklyje išeinant iš kompresorinės turbos (arba viename velene su ja) yra jėgos turbina, varanti sraigą.



1.18 pav. Turboreaktyvinis variklis:

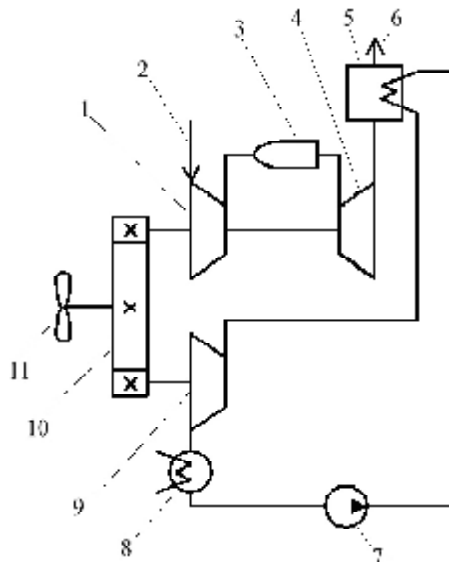
- 1 – oro įleidimo atvamzdis, 2 – ašinis kompresorius, 3 – degimo kamera,
- 4 – dujų turbina, 5 – dujų išleidimo atvamzdis

1.4. Kombinuota, termodinaminė ryšį tarp variklių turinti jėgainė

Jėgainė, turinti termodinaminę ryšį tarp variklių, leidžia ne tik padidinti jėgainės galingumą, bet ir kardinaliai pagerinti ekonomiškumą, sumažinti specifinį kuro sunaudojimą. Tai gali būti:

- dujų ir garo turbinų kombinuotas įrenginys;
- dyzelinis variklis, kombinuotas su dujų turbina ir oro kompresoriumi (dyzelis su turbopripūtimu);
- dyzelinis variklis, kombinuotas su garo turbinos elektros generatoriumi, jėgos dujų turbina ir kt.

Dujų ir garo turbinų kombinuotose jėgainėse (pav. 1.19) didžiausią dalį efektyvaus galingumo pagamina dujų turbina. Dujų turbinoje (4) panaudotos dujos ne išmetamos į aplinką, o nukreipiamos į utilizacinį garo generatorių (5), kur jų šiluma naudojama garui gaminti. Pagamintas garas naudojamas mažesnio galingumo garo turbinoje (9) ir kitiems tikslams. Taip mažinami jėgainės šiluminiai nuostoliai ir specifinis kuro sunaudojimas.

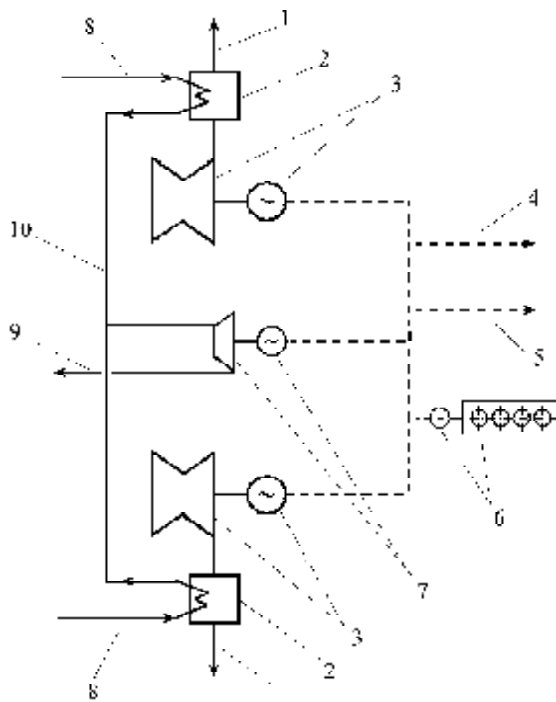


1.19 pav. Dujų ir garo turbinų kombinuota jėgainė:

1 – oro kompresorius, 2 – oro įsiurbimas į kompresorių, 3 – degimo kamera, 4 – dujų turbina, 5 – utilizacinis garo generatorius, 6 – dujų išmetimas, 7 – kondensato siurblys, 8 – garo kondensatorius, 9 – garo turbina, 10 – reduktorius, 11 – vartuvas

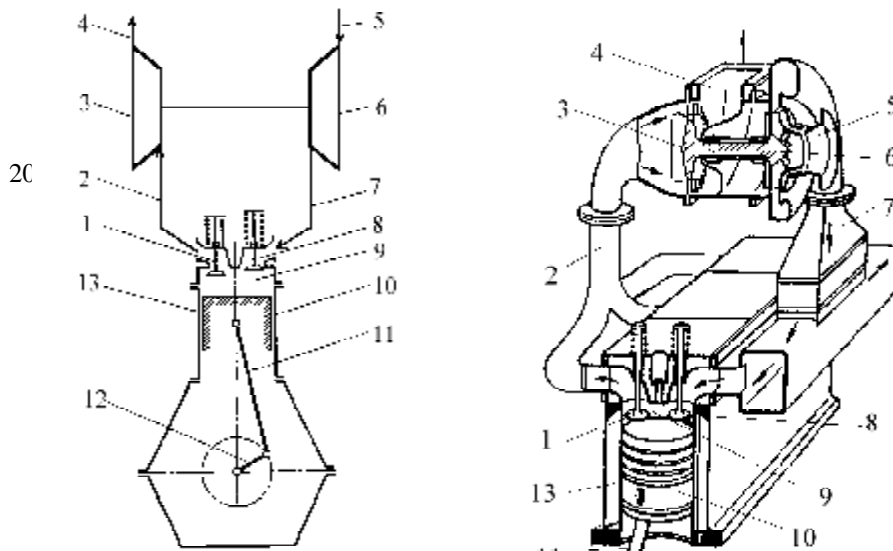
Prie dujų ir garo turbinų kombinuotų įrenginių priskiriami šiuo metu naudojami kombinuoti dujų ir garo turbinų įrenginiai su elektros generatoriais, anglų kalba vadinami *Combined Gas turbine and steam turbine integrated electric drive System* (COGES).

Firmos *General Electric* kruiziniuose (*Caribbean Millenium* serijos) laivuose įrengiama COGES tipo kombinuota jėgainė parodyta 1.20 paveiksle. Pagrindinė jėgainės dalis – du firmos *General Electric* LM2500+ dujų turbinos varikliai su elektros generatoriais (3), kurių kiekvieno efektyvus galingumas – 25 MW, efektyvumas – 39%. Panaudotos dujos iš turbinų nukreipiamos į du utilizacinius katilus (2), kiekvienas gamina 38 t/h garo, slėgis – 32,5 barai, temperatūra – 410 C. Garas nukreipiamas į 9 MW galingumo garo turbinos elektros generatorių (7), iš kurio panaudotas garas 3 barų slėgiu nukreipiamas į laivo garo sistemą kitoms laivo reikmėms (9). Trijų turbininių generatorių suminis galingumas – 59 MW, kombinuoto įrenginio efektyvumas – 45–50%. Stovėjimo metu laivui aprūpinti elektros energija panaudojamas 3 MW galingumo dyzelinis elektros generatorius (6).



1.20 pav. Firmos *General Electric* COGES tipo kombinuoto dujų ir garo turbinų įrenginio principinė schema:

1 – dujų išmetimas, 2 – utilizacinis garo generatorius, 3 – dujų turbinos elektros generatoriai, 4 – elektros energijos tiekimas eigos varikliams, 5 – elektros energijos tiekimas kitoms reikmėms, 6 – dyzelinis elektros generatorius, 7 – garo turbinos elektros generatorius, 8 – vandens kondensato gražinimas į garo generatorių, 9 – panaudoto garo nukreipimas kitoms reikmėms, 10 – garo tiekimas į turbina

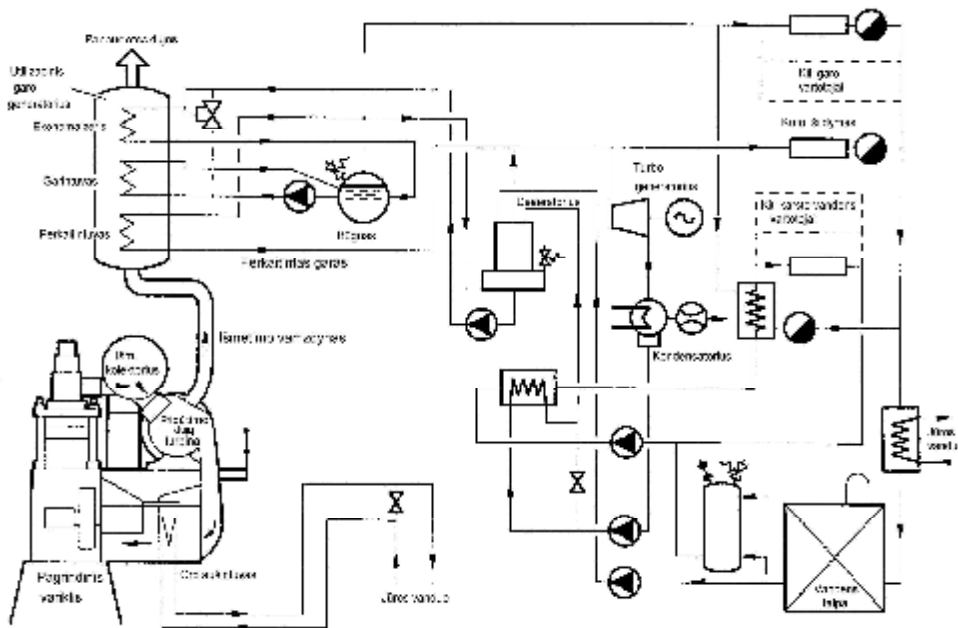


1.21 pav. Keturtakčio dyzelio su turbininiu dujų pripūtimu schema:

1 – dujų išleidimo vožtuvas, 2 – panaudotų dujų nukreipimas į turbiną, 3 – dujų turbina, 4 – dujų išmetimas, 5 – oro įsiurbimo atvamzdis, 6 – išcentrinis oro kompresorius, 7 – suslėgto oro nukreipimas į cilindrus per aušintuvą ir oro resiverį, 8 – įleidimo vožtuvas, 9 – degimo kamera, 10 – stūmoklis, 11 – švaistiklis, 12 – alkūninis velenas,
13 – cilindro įvorė

Dyzeliniam įrenginyje su dujų turbininiu pripūtimu (pav. 1.21) dyzelio panaudotos dujos nukreipiamos į pripūtimo agregato dujų turbiną. Turbinoje dalis dujų srauto kinetinės ir šiluminės energijos panaudojama darbo ratui sukti. Sukimo momentas nuo turbinos veleno perduodamas išcentriniam kompresoriui. Kompresorius suslegia įtraukiamą atmosferos orą ir nukreipia į cilindrus, taip didindamas oro kiekį cilindre suslėgimo takto pradžioje.

Paveiksle 1.22 parodyta *Wärtsilä NSD Switzerland Ltd.* firmos rekomenduojama kombinuota laivo jėgainė su mažų apsukų dyzeliu, turbininiu pripūtimu ir utilizaciniu garo turbinos elektros generatoriumi. Jėgainės pagrindą sudaro mažų apsukų (103 min^{-1}) dyzelis (serija SULZER RTA58P) – 5, 6, 7 arba 8 cilindru. Cilindrinis galingumas – 2000 kW. Dirbant 85% apkrovimu, 6 cilindru variklis per valandą išmeta 82,5 t panaudotų dujų, kurių temperatūra išeinant iš pripūtimo agregato dujų turbinos sudaro 290 C. Dujos nukreipiamos į utilizacinį katilą, kur teka tarp perkaitintuvo, garintuvo ir ekonomizerio vamzdelių, atiduodamos šilumą. Utilizacinio garo generatoriaus būgne kaupiamas garas leidžiamas į perkaitintuvą, iš kur perkaitintas garas nukreipiamas į garo turbiną ir kitoms reikmėms. Garo turbinoje panaudotas garas nukreipiamas į kondensatorių. Gautas kondensatas praleidžiamas per deaeratorių, kur iš jo pašalinamas oras, tada nukreipiamas į ekonomizerį ir ten pašildytas vanduo patenka atgal į garo generatoriaus būgną. Cirkuliuodamas per garintuvą kondensatas vėl virsta garu.



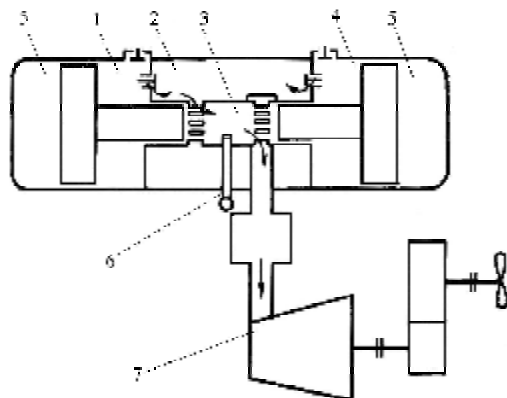
1.22 pav. Kombinuota laivo jėgainė su mažų apsukų dyzeliu, turbininiu įpūtimu ir utilizaciniu garo turbinos elektros generatoriumi

Kai kuriose jėgainėse naudojama utilizacinė garo arba dujų eigos turbina, jungiama prie pagrindinio reduktoriaus. Į eigos dujų turbiną paprastai nukreipiama apie 15% panaudotų variklio dujų.

Laivų jėgainėse kaip pagrindiniai varikliai buvo naudojami ir kito tipo kombinuoti įrenginiai – DTĮ su dujų generatoriumi su laisvaisiais stūmokliais (žr. 1.23 pav.). Įsiurbiamas iš atmosferos oras suslegiamas stūmokliniame kompresoriuje (1) ir perduodamas į orinę talpyklą (2), iš kur patenka į variklio cilindą (3). Du kompresoriaus stūmokliai tvirtai sujungti su dviem variklio stūmokliais, kurie juda į įvairias puses ir vidurinėje cilindro dalyje suformuoja suslėgimo kamerą. Stūmoklių judėjimą derina kinematinė sistema. Kuras į variklio cilindą įpurškiamas purkštuvu (6). Darbo ciklas cilindre vyksta per dvi stūmoklio eigas (taktus), kaip ir dvitakčiame variklyje. Šiam procesui pasibaigus stūmokliai suartėja, veikiami suslėgto oro, kuris yra oriniuose buferiuose (5). Išmetamosios dujos iš variklio cilindro patenka į dujų turbiną (7), kuri pro reduktorių perduoda galią vartytuvui. Iš turbinos dujos išmetamos į atmosferą.

Dujų generatoriuose su laisvaisiais stūmokliais oras stūmokliniame kompresoriuje paprastai suslegiamas iki 0,6–0,7 MPa slėgio. Slėgis, įeinant į turbiną, yra žemesnis – 0,5–0,6 MPa, kas užtikrina gerą cilindro prapūtimą. Temperatūra įeinant į turbiną taip pat neaukšta – apie 500–600 C. Tai leidžia turbinų gamybai naudoti kaitrai atsparius neaustenitinius lydinius, kurie yra gana nebrangūs ir lengvai apdorojami mechaniškai.

Dujų generatoriaus su laisvaisiais stūmokliais galia vadinama dujine ir yra lygi galiai, kurią pasiektų be nuostolių dirbanti dujų turbina.



1.23 pav. DTĮ su dujų generatoriumi ir laisvaisiais stūmokliais schema:

1, 4 – stūmoklinio kompresoriaus darbo kameros, 2 – oro talpykla (resiveris), 3 – variklio cilindras, 5 – oro buferiai, 6 – purkštuvas, 7 – dujų turbina

Dujų generatoriaus su laisvaisiais stūmokliais ir DTĮ privalumai: maži gabaritai ir mažesnė kaina, lyginant su vidaus degimo varikliais; komponavimo patogumas; nedidelis naudingumo koeficiento sumažėjimas esant daliniams apkrovimams, paprastesnė remonto darbų technologija.

Dujų generatoriaus su laisvaisiais stūmokliais ir DTĮ trūkumai: nedidelė atskirų dujų generatorių su laisvaisiais stūmokliais galia (iki 1000 kW); žemesnis naudingumo koeficientas, lyginant su vidaus degimo varikliais.

1.5. Turbininių ir dyzelinių variklių parametrų lyginimas

Šiuo metu laivyne naudojamos jėgainės su dyzeliniais varikliais, dujų turbinų įrenginiais, garo turbinų įrenginiais ir kombinuotos. Svarbiausi jėgainės parametrai yra jos galingumas, ekonomiškumas, santykinė masė, gabaritai, patikimumas, manevringumas, ekologiniai ir kt. rodikliai.

Jėgainės tipas pasirenkamas atsižvelgiant į laivo paskirtį ir tinkamiausią jėgainės parametrų kombinaciją. Šiuo metu populiariausios ir ekonomiškiausios yra dyzelinės laivų jėgainės, ypač naudojančios mažų apsukų dyzelius. Garo turbinos įrenginiai sunaudoja daugiau kuro, bet yra mažiau reiklūs kuro kokybei, patikimi, turi didesnę motoresursą. Šie įrenginiai paprastai naudojami tanklaiviuose. Dujų turbinos įrenginiai naudojami ten, kur yra svarbūs jų pranašumai – maža santykinė masė, kompaktiškumas, manevringumas, galimybė atlikti greitą remontą keičiant agregatus – tai karo ir greitaeigiai laivai.

Ekonomiškumas.

Šiluminių variklių efektyvumas (ekonomiškumas) rodo jų gebėjimą kuro šiluminę energiją transformuoti į naudingą mechaninį darbą. Ekonomiškumą paprastai apibūdina specifinis efektyvusis kuro sunaudojimas (b_e) arba

efektyvus naudingumo koeficientas (h_e), kurie yra tarpusavyje susiję – kuo efektyvesnis variklis, tuo didesnis jo n.k., tuo mažiau jis sunaudoja kuro.

Specifinis efektyvumas kuro sunaudojimas:

$$b_e = \frac{B_k}{N_e} \text{ kg/kWh arba g/kWh,}$$

čia: B_k – valandinis masinis kuro sunaudojimas, kg/h arba g/h;

N_e – efektyvusis variklio galingumas, kW.

Efektyvusis naudingumo koeficientas h_e yra susijęs su specifiniu efektyviu kuro sunaudojimu b_e :

$$h_e = \frac{\text{Naudingas darbas per valandą/Sudeginto per valandą kuro šiluma}}{B_k \cdot Q_z} = \frac{N_e \cdot 3600}{b_e \cdot Q_z},$$

čia: Q_z – žemutinis kuro šilumingumas, kJ/kg.

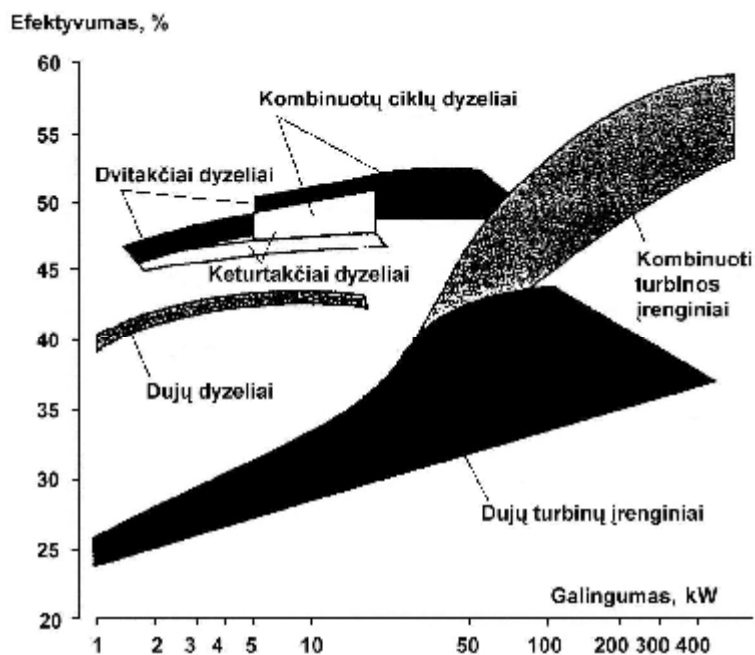
Laivų variklių efektyvumas priklauso nuo jų tipo, komplektavimo, techninės būklės ir pan. Lentelėje 1.1 pateiktas laivų variklių ekonomiškumo palyginimas. Efektyviausi šiuo metu dyzeliniai įrenginiai.

1.1 lentelė

Laivų variklių ekonomiškumo lyginimas

Nr.	Pagrindinio variklio tipas	Efektyvusis n.k., h_e	Specifinis efektyvusis kuro sunaudojimas b_e , g/kWh
1.	Dyzeliniai įrenginiai (mažų ir vidutinių apsukų)	0,47÷0,5	179÷169
2.	Garų turbinos įrenginiai	0,3÷0,38	222÷280
3.	Dujų turbinos įrenginiai	0,24-039	350÷216
4.	Kombinuoti turbinos įrenginiai	iki 0,5	daugiau kaip 169

Paveiksle 1.24 parodytas skirtingų tipų ir galingumo energetinių įrenginių (dujų turbinos įrenginių, kombinuotų turbinos ir įvairių tipų dyzelinių įrenginių) efektyvumas (firmos MAN B&W duomenys). Kai galingumas yra iki 50 MW, turbinos įrenginiai mažiau efektyvūs negu dyzeliniai. Galingumui didėjant, turbinų įrenginių efektyvumas didėja sparčiau nei dyzelinių, o kai galingumo diapazonas yra daugiau kaip 50 MW, kombinuoti turbinos įrenginiai yra efektyvesni.



1.24 pav. Variklių efektyvumo priklausomumas nuo jų tipo ir galingumo (MAN B&W firmos dyzelių duomenys)

Efektyvumo parametrai buvo nustatomi standartinėms oro sąlygoms (1.2 lentelė).

1.2 lentelė

Efektyvumo parametrų nustatymo standartinės sąlygos

	Parametrai	Dimen- sijos	Dujų turbinų standartas ISO 3077	Dyzelinių variklių standartas ISO 3046
1.	Oro temperatūra	C	15	25
2.	Aušinančios terpės temperatūra	C	15	25
3.	Barometrinis slėgis	mbar	1013	1000
4.	Santykinis drėgnumas	%	60	60

Jėgainės masė.

Jėgainės masė daro įtaką tokiems laivo rodikliams, kaip naudingai naudojama vandentalpa, plaukiojimo greitis, manevringumas ir pan. Skiriama jėgainės sausoji masė (kai imama visų jėgainės elementų, t. y. pagrindinių ir pagalbinių variklių bei energetinės įrangos, masė be tepalo, kuro ir vandens), darbo būklės masė (kai varikliai ir sistemos užpildytos tepalu, kuru ir vandeniu) ir visa jėgainės masė su atsargomis (šiam parametru įtakos turi ir plaukiojimo autonomiškumas).

Jėgainės masė ir masės pasiskirstymas tarp jėgainės elementų priklauso nuo jėgainės tipo. Norint įvertinti šią įtaką, naudojama specifinė masės rodiklio m_e ir nustatomas sausosios jėgainės (arba jos elementų) masės santykis su jėgainės galingumu. Specifinė masė rodo, kiek jėgainės masės (kilogramų) tenka vienam jos galingumo kilovatui. Apytiksliai specifinės masės dydžiai parodyti 1.3 ir 1.4 lentelėse.

1.3 lentelė

Skirtingų tipų jėgainių specifinė masė

Jėgainės tipas	m_e , kg/kW
Jėgainė su mažų apsukų dyzeliu ir tiesioginiu energijos perdavimu sraigtui	80 ÷ 100
Jėgainė su vidutinių apsukų dyzeliu ir mechaniniu reduktoriumi	60 ÷ 70
Transportinio laivo jėgainė su garo turbinos įrenginiu	50 ÷ 60
Transportinio laivo dujų turbinos jėgainė su regeneratoriumi	25 ÷ 35
Lengvo tipo laivo dujų turbinos jėgainė (kariniam laivui)	5 ÷ 10
Laivo ant povandeninių sparnų dujų turbinos jėgainė	2 ÷ 3

1.4 lentelė

Skirtingų tipų jėgainių elementų specifinė masė

Jėgainės elementas	m_e , kg/kW
Mažų apsukų dvitaktis kryžgalvinis reversuojamasis dyzelis	24 ÷ 50
Mažų apsukų dvitaktis tronkinis reversuojamasis dyzelis	27 ÷ 32
Mažų apsukų keturtaktis tronkinis nereversuojamasis dyzelis	10 ÷ 15
Vidutinių apsukų dvitaktis reversuojamasis dyzelis	9 ÷ 13
Pagalbinis dyzelinis elektros generatorius	18 ÷ 25
Pagrindiniai garo generatoriai	10 ÷ 13
Pagrindinės garo turbinos su kondensatoriais	4 ÷ 5
Krumpliaratinis reduktorius	5 ÷ 8
Sunkaus tipo dujų turbinos įrenginys su reduktoriumi	11 ÷ 13
Lengvo tipo dujų turbinos variklis	0,3 ÷ 0,5

Išmetamųjų dujų toksiškumas.

Vidaus degimo ir turbininių variklių panaudotos dujos yra daugiakomponentis dujų, garų, skysčio lašelių ir dispersiškų kietųjų dalelių mišinys, kurį sudaro daugiau kaip 300 įvairiausių cheminių medžiagų.

Didžiausią variklių panaudotų dujų masės dalį (iki 90–95%) sudaro atmosferos azotas, anglies dioksidas (CO₂), vandens garai ir neišnaudotas deguonis. Iš šių medžiagų tik anglies dioksidas priskiriamas prie silpnai toksiškų medžiagų. Toksiškų medžiagų dalis išmetamųjų dujų sudėtyje yra palyginti nedidelė – 0,2–2,0%. Toksiškos medžiagos skiriasi pagal neigiamo poveikio žmogaus organizmui būdą ir laipsnį. Pavojingiausias yra benzpirenas (C₂₀H₁₂), kurio maksimali leidžiama koncentracija ore – 15·10⁻⁵ mg/m³. Toliau – azoto oksidai (2,0 mg/m³), aldehydai (0,2–5,0 mg/m³), sieros trioksidas (1,0 mg/m³), gazifikuoti angliavandeniliai, suodžiai (4,0 mg/m³), sieros dioksidas (10,0 mg/m³), anglies monoksidas (20,0 mg/m³) ir kt. Toksiškų medžiagų koncentracija išmetamosiose dujose priklauso nuo kuro rūšies, variklio tipo, darbo režimo, oro sąlygų ir pan.

Toksiškas medžiagas, kurios išmetamos su panaudotomis variklių dujomis, atsižvelgiant į jų atsiradimo prigimtį, galima suskirstyti į dvi grupes:

- nevisiško degimo produktai: anglies monoksidas (CO), angliavandeniliai (CH_x), aldehydai (RCHO), suodžiai ir kt.;
- oro ir kuro cheminių elementų oksidavimo produktai: sieros bei azoto oksidai (SO_x ir NO_x) ir pan.

Sieros oksidai susidaro oksidavusis kuro sudėtyje esančiai sierai, o azoto oksidų šaltinis – oro azotas.

Apytiksliai pagrindinių toksiškų medžiagų specifinės emisijos dydžiai, atsižvelgiant į variklio tipą, pateikti 1.5 lentelėje.

1.5 lentelė

Transporto šiluminių variklių apytiksliai specifinės emisijos dydžiai dirbant eksploataavimo ciklo režimais

Variklio tipas	Specifinė emisija, g/kWh		
	CO	CH _x	NO _x
Dyzelis su tiesioginiu kuro įpurškimu	4,9	3,0	11,7
Dyzelis su prieškamera	2,3	0,27	7,9
Garų turbinos įrenginys	5,7	0,34	4,1
Dujų turbinos įrenginys	6,0	1,22	2,7
Benzininis variklis su priverstiniu uždegimu (be katalitinio konverterio)	38,1	2,7	21,8

Motoresurasas.

Motoresurasas – tai variklio patikimumo ir ilgaamžiškumo rodiklis, matuojamas darbo valandomis iki kapitalinio remonto, kai variklis yra visiškai išardomas, nustatomi visų jo dalių defektai, netinkamos dalys remontuojamos arba keičiamos.

Apytiksliai motoresurso dydžiai pateikti 1.6 lentelėje.

1.6 lentelė

Apytiksliai motoresurso dydžiai

Variklio tipas	Motoresurasas, h
Mažų apskukų dyzelis	50 000÷80 000
Vidutinių apskukų dyzelis	20 000÷40 000
Didelių apskukų dyzelis	1000÷15 000
Garų turbinos variklis (revizija ir einamasis remontas)	15 000÷12 000
Garų turbinos variklis (visas motoresurasas)	80 000÷100 000
Dujų turbinos įrenginys (mažesni dydžiai tenka forsavimo ir pan. karo technikos varikliams)	1000÷20 000

Dyzelinio variklio motoresurasas priklauso nuo cilindro diametro (didėjant cilindro diametru didėja motoresurasas), variklio greitaieigiškumo (didėjant vidutiniam stūmoklio greičiui, motoresurasas mažėja), variklio tipo (reversinis, nereversinis), kuro kokybės ir pan.

Vidutinis laivų eksploataavimo laikas paprastai sudaro nuo 18 iki 25 metų. Garų turbinos įrenginio vamzdynus reikia pakeisti po 12–17 metų. Pačios garų turbinos resurasas, kai technika prižiūrima kokybiškai, gerokai viršija laivų eksploataavimo laiką.

GTĮ ilgaamžiškumą rodo „Klaipėdos energijos“ AEG firmos garų turbinos elektros generatoriai AP-3.8 ir AP-7 (atitinkamai 3,8 ir 7,0 MW galingumo), pastatyti 1934 ir 1939 metais bei sėkmingai eksploatauojami jau apie 70 metų.



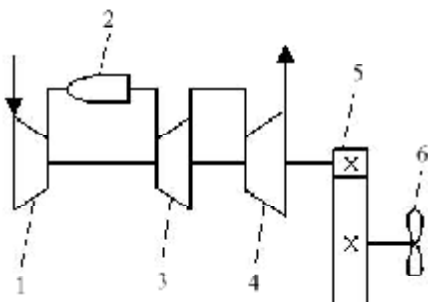
1.25 pav. AEG firmos garų turbinos elektros generatoriai AP-3.8 ir AP-7, pastatyti 1934 ir 1939 metais (2004 metų nuotrauka)

Įvertinant jėgainę arba renkantis jos tipą, be išvardintų rodiklių, lyginami jų matmenys, pastatymo ir metinė eksploataavimo kainos, autonomiškumas, manevringumas (paleidimo, apkrovimo, reversavimo laikas, darbo režimų diapazonas ir pan.), ergonominiai bei ekologiniai (be toksiškų medžiagų emisijos, įvertinamas triukšmas, vibracija ir pan.) ir kt. parametrai.

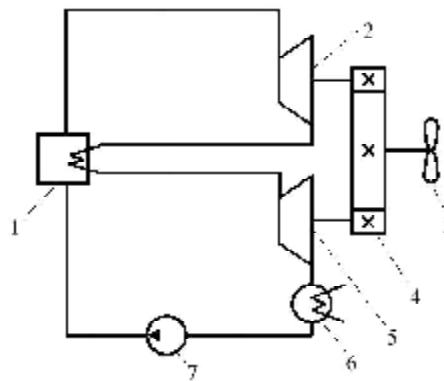
1.6. Laivų turbinų klasifikacija

Laivų turbinos ir jų įrenginiai klasifikuojami pagal tokius požymius:

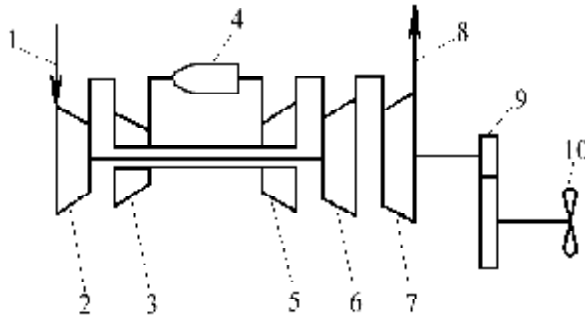
- Atsižvelgiant į darbo medžiagos tipą, gali būti dujų arba garo.
- Atsižvelgiant į darbo proceso pobūdį, skirstomos į aktyvines ir reaktyvines.
- Pagal paskirtį turbinos būna pagrindinės ir pagalbinės. Pagrindinės turbinos varo laivo sraigto veleną, tai yra gamina energiją laivo eigai. Pagalbinės turbinos varo pagalbinius mechanizmus (pagalbinius elektros generatorius, ventiliatorius, siurblius ir pan.).
- Pagal pakopų skaičių turbinos gali būti vienos pakopos arba daugiapakopės. Daugiapakopėje aktyvinėje turbinoje pakopų skaičius neviršija 10–12, reaktyvinėje turbinoje – 20–25. Pagrindinės turbinos paprastai būna daugiapakopės, pagalbinės – vienpakopės. Vienos pakopos turbinos yra paprastesnės konstrukcijos, bet turi mažesnę n.k. ir ribotą (iki 600–1000 kW) galingumą.
- Turbina gali turėti nuo vieno iki trijų korpusų (aukšto, vidutinio ir žemo slėgio korpusai) su atskirais rotoriais. Korpusai kanalais jungiami į įrenginio bendrą šiluminę schemą. Mechaninei energijai perduoti rotorų velenai gali būti jungiami nuosekliai – toks įrenginys vadinamas vieno veleno daugiakorpusine turbina. Jeigu kiekvienas velenas jungiamas prie vartotojo atskirai arba velenai jungiami į vieną kinematinę schemą reduktoriumi, t. y. lygiagrečiai, įrenginys vadinamas daugiaveleniniu.



1.26 pav. Vieno veleno dujų turbinos įrenginys:
1 – kompresorius, 2 – degimo kamera,
3 – aukšto slėgio turbina, 4 – žemo slėgio turbina, 5 – reduktorius, 6 – vartuvas



1.27 pav. Dviejų velenų garo turbinos įrenginys:
1 – garo generatorius, 2 – aukšto slėgio turbina, 3 – vartuvas, 4 – reduktorius,
5 – žemo slėgio turbina, 6 – kondensatorius, 7 – vandens siurblys



1.28 pav. Trijų velenų dujų turbinos įrenginys:

1 – oro įsiurbimas, 2 – žemo slėgio kompresorius, 3 – aukšto slėgio kompresorius, 4 – degimo kamera, 5 – aukšto slėgio turbina, 6 – vidutinio slėgio turbina, 7 – žemo slėgio turbina, 8 – dujų išmetimas, 9 – reduktorius, 10 – vartytuvas

- Pagal energijos perdavimo vartotojui būdą turbinos skirstomos į tiesiogiai ir per pavaras perduodančias energiją. Laivo sraigtui sukti naudoja pavaras, kurios mažina turbinų apsukas, nes didesnis sraigto n.k. pasiekiamas, kai apsukos yra apie 100 min^{-1} , o turbinų apsukos – keli tūkstančiai per minutę. Pagrindinių turbinų apsukoms sumažinti paprastai naudojamos mechaninės pavaros – reduktorius, kurio perdavimo skaičius nuo 30 iki 60, arba elektrinės pavaros. Pagalbinėse turbinose paprastai naudojamos mechaninės pavaros arba tiesioginis energijos perdavimas.
- Pagal sukimosi kryptį turbinos skirstomos į reversines ir nereversines. Reversinės turbinos naudojamos kaip pagrindinės laivuose su mechanine pavara ir fiksuoto žingsnio sraigtu. Siekiant, kad turbina sukėtųsi atbuline kryptimi, ant jos veleno išdėstomos dvi atskirai veikiančios turbinos: viena – priekinės, kita – atbulinės eigos. Priekinės eigos turbina suka veleną laivui judant priekine kryptimi, atbulinės – judant atbuline kryptimi. Nereversinės turbinos, kaip pagrindinės, naudojamos su elektros arba mechanine pavara ir kintamojo žingsnio sraigtu.
- Pagal rotorių išdėstymą turbinos būna horizontaliosios arba vertikaliosios (pagalbinės).
- Pagal darbo medžiagos judėjimo kryptį rotoriaus ašies atžvilgiu turbinos skirstomos į ašines ir radialines. Populiareesnės yra ašinės turbinos, kur garas arba dujos juda išilgai rotoriaus ašies. Radialinėse – statmenai rotoriaus ašiai, radialine kryptimi nuo centro link periferijos (kaip išcentriniam siurblyje) arba atvirkščiai – nuo periferijos link centro (tokia schema naudojama impulsinio tipo turbopripūtimo agregatuose).
- Dujų turbinos taip pat skirstomos pagal leidžiamą į turbiną dujų temperatūrą be menčių aušinimo (dujų temperatūra – iki 800 C) ir su menčių aušinimu (kai dujų temperatūra siekia 1200 C ir daugiau). Atsižvelgiant į dujų turbinos darbo režimą, ji gali būti daugiarežimė arba pagreičio (forsavimo) turbina. Pagreičio turbina dažniausiai naudojama laivų dyzelių ir turbinų kombinuotose jėgainėse, kad laivas galėtų judėti

didesniu greičiu. Mažu ir vidutiniu greičiu toks laivas plaukioja varomas dyzelinio įrenginio. Dideliu greičiu – varomas DTĮ arba dyzeliu ir DTĮ kartu.

- Garo turbinos dar skirstomos atsižvelgiant į slėgį už turbinos – į kondensatorines turbinas ir turbinas su priešslėgiu. Kondensatorinėse turbinose panaudotas garas nukreipiamas į kondensatorių, kur yra vakuumas (slėgis – 0,004–0,006 MPa), taip užtikrinama žemesnė garo kondensavimo temperatūra išeinant iš turbinos ir didesnis viso įrenginio n.k. Turbinose su priešslėgiu (paprastai tai pagalbinės turbinos) slėgis, išeinant iš turbinos, didesnis už atmosferinį.

2. TURBINŲ CIKLŲ TEORIJA

Šioje knygos dalyje nagrinėjami dujų ir garo turbinų įrenginių teoriniai ciklai. Išsiaiškinama įrenginio darbo medžiagos (garo arba dujų) parametrų kaita

$p - n$ ir $t - s$ koordinatėse. Turbinos, kaip variklio, darbas įrenginyje nagrinėjamas „makrolygiu“, imant darbo medžiagos įėjimo ir išėjimo parametrus, nesiaiškinant darbo procesų turbinos viduje.

Šios dalies pradžioje nagrinėjami paprastieji ciklai, turintys minimumą elementų. Nagrinėjama, kaip darbo medžiagų (garo arba dujų) parametrai (slėgis bei temperatūra) veikia ciklų energetinį efektyvumą, išreikštą ciklo terminiu naudingumo koeficientu h_t .

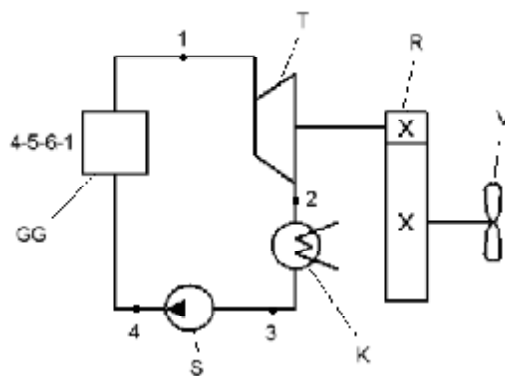
Toliau nagrinėjami sudėtingesni ciklai, didinantys jų energetinį efektyvumą: tarpinis darbo medžiagos kaitinimas, šilumos regeneracija ir pan.

Taip pat šioje dalyje nagrinėjami ciklai, įvertinantys nuostolius įrenginio elementuose.

Ciklų energetinio efektyvumo analizė atliekama naudojant analitinius-matematinius modelius, gautus ciklo aprašymui taikant pirmąjį ir antrąjį termodinamikos dėsnius.

Skaitant skyrius su analitiniais h_t modeliais, nereikia stengtis išiminti vienos ar kitos sudėtingos formulės. Svarbu suprasti modelio gavimo fizikines prielaidas ir žiūrėti į formules kaip į ciklo efektyvumo analizės priemonę.

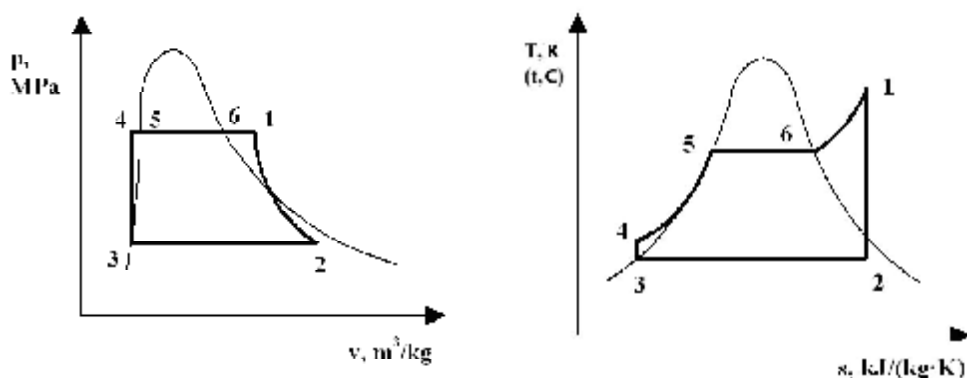
2.1. Paprasto garo turbinos įrenginio schema ir teorinis ciklas



2.1 pav. Paprasto garo turbinos įrenginio schema:

S – vandens siurblys, GG – garo generatorius, T – garo turbina, K – garo kondensatorius, R – reduktorius, V – mechaninės energijos vartotojas (vartytuvas), taškai 1, 2, 3, 4, 5, 6 – darbo medžiagos parametrų nustatymo taškai

Paprastą (elementarą) garo turbinos įrenginį sudaro darbai būtinų elementų minimumas. Skystas vanduo siurbliu (S) patenka į garo generatorių (GG), kur jis garuoja, gautas garas perkaitinamas ir nukreipiamas į turbiną (T). Čia garas dalį šiluminės energijos panaudoja darbui. Panaudotas garas patenka į kondensatorių K, kur vėl virsta skystu vandeniu ir siurbliu grąžinamas į garo generatorių.



2.2 pav. Paprasto garo turbinos įrenginio $p-v$ ir $t-s$ diagramos

Ciklų darbo procesui pavaizduoti ir nagrinėti naudojamos $p-v$ ir $t-s$ diagramos. Čia taškai žymi darbo medžiagos (vandens) būsenas, kurias apibūdina atitinkami parametrai. Linijos diagramose žymi perėjimo iš vienos būsenos į kitą procesus. Plotas po linijos $p-v$ diagramoje rodo proceso metu atliktą darbą. Kai procesas vyksta didėjant specifiniam tūriui v (į dešinę), darbo agentas atlieka teigiamą darbą. Mažėjant darbo agento tūriui, energija eikvojama darbo medžiagai suspausti. Diagramoje $t-s$ (pakeitus temperatūrą t C į absoliučią temperatūrą $[T = t + 273,3 \text{ K}]$) plotai po linijomis rodydys šilumą, suteiktą darbo medžiagai (procesui vykstant diagramoje iš kairės į dešinę) arba atimtą iš darbo medžiagos (procesui vykstant iš dešinės į kairę).

Paprasta turbininė garo jėgainė dirba pagal škotų inžinieriaus fiziko V. Renkino (*V. Renkine*) aprašytą ciklą.

Procesas 3–4 – adiabatiniis vandens suslėgimas siurblyje (S). Vandens slėgis siurblyje padidinamas iki slėgio garo generatoriuje p_1 , vandens temperatūra siurblyje adiabatiniio suslėgimo metu padidėja nuo t_3 iki t_4 . Vanduo patenka į garo generatorių taške 4.

Garo generatoriuje vanduo pašyla izobara 4–5 iki virimo temperatūros t_5 ir verda izobara-izoterma 5–6. Virimo ir garavimo procesas yra izoterminis, nes visa proceso metu vandeniui suteikiama šiluma sunaudojama fizikiniam virsmui. Taške 5 turime 100% skysto vandens, taške 6 – 100% garo. Izobarinio proceso 6–1 metu garas perkaista garo generatoriaus perkaitintuve iki darbo temperatūros t_1 . Perkaitintas garas su 1 taško parametrais patenka į turbiną, kur plėsdamasis joje nuo slėgio p_1 iki p_2 (adiabatiniis procesas 1–2) atlieka darbą. Panaudotas drėgnas garas ciklo taške 2 iš turbinos išleidžiamas į kondensatorių. Čia garas izoterminio-izobarinio proceso 2–3 metu kondensuojasi, aušinamas jūros vandeniu.

2.2. Paprasto garo turbinos įrenginio terminis naudingumo koeficientas

Jėginių terminiai n.k. h_t įvertina vieno tipo ciklo šiluminius nuostolius – šilumą, paimamą nuo darbo medžiagos aušintuve. Dujų turbinos variklių aušintuvas yra oras, o aušinimas vyksta dujų išmetimo į atmosferą metu. Garo turbinos įrenginyje aušinama kondensatoriuje jūros vandeniu.

Bendru atveju jėginės terminis n.k. lygus:

$$h_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1},$$

čia: q_1 – darbo medžiagai ciklo metu suteikiama šiluma;

q_2 – šiluma, paimama nuo darbo medžiagos aušintuve.

Šios šilumos skirtumas $q_1 - q_2$ yra ciklo naudingas darbas.

Garų turbinos įrenginyje:

q_1 – šiluma, teikiama (vienam darbo medžiagos kilogramui) vandeniui izobarinių šildymo, virimo bei perkaitinimo procesų 4–5–6–1 metu, kJ/kg. Šią šilumą galima rasti kaip entalpijų skirtumą:

$$q_1 = i_1 - i_4, \text{ kJ/kg,}$$

čia: i_4 – į garo katilą patenkančio vandens entalpija, kJ/kg;

i_1 – perkaitinto garo entalpija, kJ/kg;

q_2 – šiluma, atiduodama aušinimo vandeniui kondensatoriuje proceso 2–3 metu. Šią šilumą galima rasti kaip entalpijų skirtumą:

$$q_2 = i_2 - i_3, \text{ kJ/kg,}$$

čia: i_2 ir i_3 – panaudoto garo ir kondensato entalpijos, patenkant į kondensatorių ir paliekant jį, kJ/kg.

Įrašę q_1 ir q_2 išraiškas į h_t formulę, gauname:

$$h_t = \frac{(i_1 - i_4) - (i_2 - i_3)}{i_1 - i_4}.$$

Neįvertinę vandens temperatūros pakilimo adiabatinio suspaudimo siurblyje 3–4 metu, prilyginame $i_4 = i_3$ ir gauname n.k. formulę:

$$h_t = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_3},$$

čia: $i_1 - i_2$ – ciklo naudingas darbas arba garo darbas turbinoje adiabatinio proceso 1–2 metu, kai garo entalpija mažėja nuo i_1 iki i_2 ;

$i_1 - i_3$ – cikle sunaudota šiluma, arba šiluma, suteikta vandeniui procesų 3–1 metu.

Kondensavimo proceso 2–3 metu drėgno garo temperatūra nesikeičia (procesas izoterminis), nes pastovų slėgį kondensatoriuje palaiko vakuuminiai siurbliai. Paimant šilumą, keičiama vandens fazinė būklė, didinant kondensato dalį mišinyje su garu. Entalpija i_3 gali būti prilyginta verdančio vandens entalpijai, kai slėgis p_2 .

Savo ruožtu entalpijos i_1 ir i_2 gali būti nustatytos iš vandens garų $i-s$ diagramos pagal slėgius p_1 ir p_2 bei temperatūrą t_1 .

Lentelėje 2.1 parodyta terminio n.k. h_t priklausomybė nuo t_1 , kai $p_1 = 9,8$ MPa, $p_2 = 3,9$ kPa.

2.1 lentelė

Paprasto garo turbinos įrenginio terminio n.k. h_t priklausomybė nuo garo temperatūros įeinant į turbiną t_1

t_1, C	350	400	500	600
$h_t, \%$	40,5	41	42,5	44,2

Paprasto GTĮ terminis n.k. didėja, didėjant slėgiui ir temperatūrai garo generatoriuje. Gaminti garą, kai temperatūra didesnė kaip 600 C, sudėtinga, nes garo generatoriaus perkaitintuvo medžiagos mechaninis temperatūrinis atsparumas temperatūrą riboja. Perkaitintuvai turi būti gaminami iš karščiui atsparaus metalo, pvz., austenitinio plieno, kuris yra brangus.

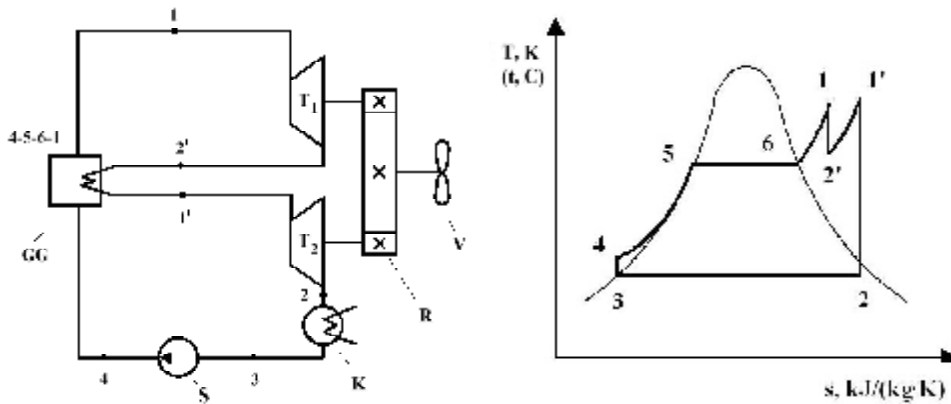
Paprasto GTĮ terminis n.k. taip pat didėja, mažėjant slėgiui už turbinos, kuris yra lygus slėgiui kondensatoriuje p_2 . Savo ruožtu slėgis kondensatoriuje priklauso nuo aušinimo vandens (jūros) temperatūros. Kadangi aušinimo vandens temperatūra vidutiniškai būna 10–15 C, prisotinto garo temperatūra kondensatoriuje, įskaitant temperatūrinį skirtumą, sudaro 25–35 C. Šią temperatūrą atitinka vandens kondensavimo slėgis 3–5 kPa. Todėl, panaudojant paprasto GTĮ schemą, didinti efektyvumą mažinant p_2 praktiškai nebeįmanoma.

Norint padidinti įrenginio efektyvumą, reikia vietoj paprasto įrenginio naudoti sudėtingesnes schemas.

2.3. Garo turbinos įrenginys su tarpiniu garo kaitinimu

Vienas iš GTĮ ekonomiškumo (terminio n.k.) padidinimo būdų yra tarpinis garo kaitinimas. Įrenginyje statomos dvi turbinos (du korpusai), sujungtos nuosekliai. Garas, išsiplėtes pirmoje turbinoje – adiabatiniis procesas 1–1',

nukreipiamas į garo generatorių pakartotinai kaitinti iki temperatūros, kuri artima temperatūrai t_1 – izobarinis procesas $2'-1'$. Tada garas nukreipiamas į antrąją turbiną, kurioje atliekant darbą adiabiškai plečiasi iki slėgio kondensatoriuje.



2.3 pav. Garo turbinos įrenginio su tarpiniu garo kaitinimu šiluminė schema ir $t-s$ diagrama:

S – vandens siurblys, GG – garo generatorius, T_1 – aukšto slėgio garo turbina, T_2 – žemo slėgio garo turbina, K – garo kondensatorius, R – reduktorius, V – mechaninės energijos vartotojas (vartuvas), taškai 1, 2', 1', 2, 3, 4, 5, 6 – darbo agento parametrų nustatymo taškai

Skirtingai nuo paprasto GTĮ ciklo, cikle su tarpiniu kaitinimu šiluma garui suteikiama du kartus: $q_1 = (i_1 - i_3) + (i_{1'} - i_2)$. Garas atlieka darbą turbinose du kartus, naudodamas darbui energiją $l = (i_1 - i_2) + (i_{1'} - i_2)$.

GTĮ su tarpiniu garo kaitinimu terminis n.k.:

$$h_t = \frac{l}{q_1} = \frac{(i_1 - i_2) + (i_{1'} - i_2)}{(i_1 - i_3) + (i_{1'} - i_2)}$$

čia: $(i_1 - i_2)$ – garo darbas aukšto slėgio garo turbinoje T_1 ;

$(i_{1'} - i_2)$ – garo darbas žemo slėgio garo turbinoje T_2 ;

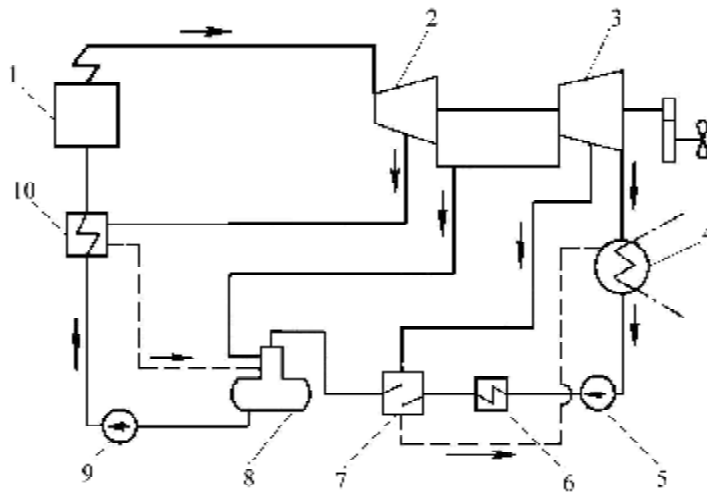
$(i_1 - i_3)$ – energija, perduota vandeniui pirmojo kaitinimo (procesas 3–1) metu;

$(i_{1'} - i_2)$ – energija, suteikta vandens garui tarpinio kaitinimo (procesas 2'–1') metu.

Tarpinis garo kaitinimas mažina GTĮ kuro sunaudojimą apie 2%. Kadangi būtinas tarpinis kaitinimas, sudėtingesnė darosi įrenginio konstrukcija. Laivui manevruojant ir dirbant atbuline eiga, tarpinis garo kaitinimas nenaudojamas.

2.4. Garo turbinos įrenginys su regeneratyviniu vandens šildymu

Transportiniuose laivuose dažnai naudojami garo turbinų įrenginiai, kur vanduo pašildomas garu, kuris imamas iš turbinų. Tokio tipo cikle garo sunaudojama šiek tiek daugiau, bet mažiau kuro, nes regeneratoriuose sunaudojama dalis šilumos, kuri būtų prarasta kondensatoriuje. Paveiksle 2.4 parodyta garo turbinos įrenginio su trim regeneravimo šilumokaičiais schema. Suminis garo sunaudojimas regeneracijai sudaro iki 10–20% nuo viso garo sunaudojimo. Ežektoriaus aušintuve (6) kondensatas pašyla 1,5–2 C. Šildytuvuose (7) ir (10) vanduo pašyla iki 4–10 C – žemesnės už šildančiojo garo temperatūrą.



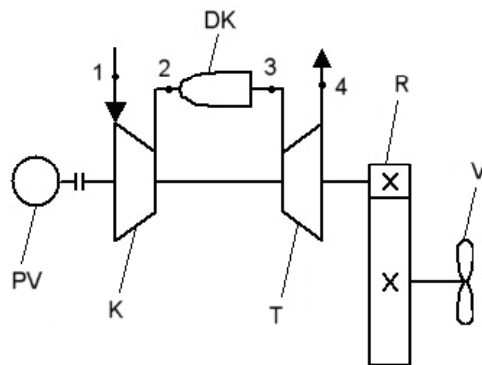
2.4 pav. Garo turbinos įrenginio su regeneratyviniu maitinimo vandens pašildymu schema:

1 – garo generatorius, 2 – aukšto slėgio turbina, 3 – žemo slėgio turbina, 4 – kondensatorius, 5 – kondensato siurblys, 6 – ežektoriaus aušintuvas, 7 – žemo slėgio šildytuvas, 8 – deaeratorius, 9 – maitinimo siurblys, 10 – aukšto slėgio šildytuvas

2.5. Paprasto dujų turbinos įrenginio schema ir teorinis ciklas

Paprasto (elementaraus) dujų turbinos įrenginio kompresoriaus ir turbinos darbo ratai tvirtinami prie turboagregato veleno, perduodančio energiją vartotojui. Tokio įrenginio kompresoriaus apsukos tiesiogiai priklauso nuo

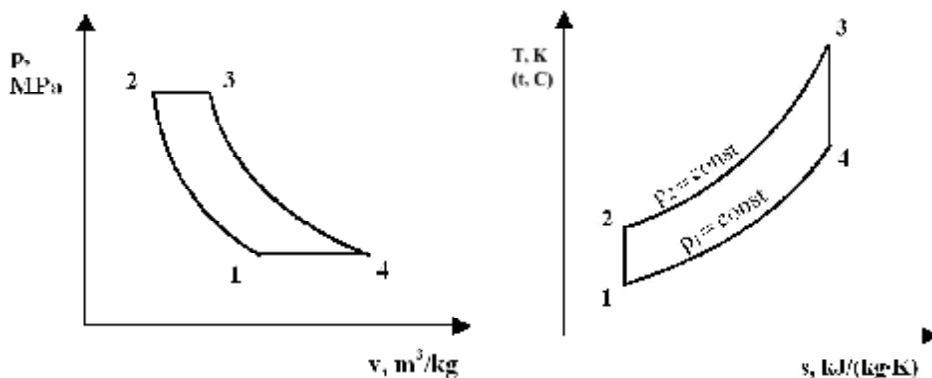
varytuvo apsuokų (charakteristikų), todėl įrenginys dirba neefektyviai, esant mažoms varytuvo apsuokoms paleidimo metu arba jei yra tik iš dalies apkrautas.



2.5 pav. Paprasto dujų turbinos įrenginio šiluminė schema:

DTĮ elementai: PV – paleidimo variklis, K – oro kompresorius, DK – degimo kamera, T – turbina, R – reduktorius, V – vartotojas

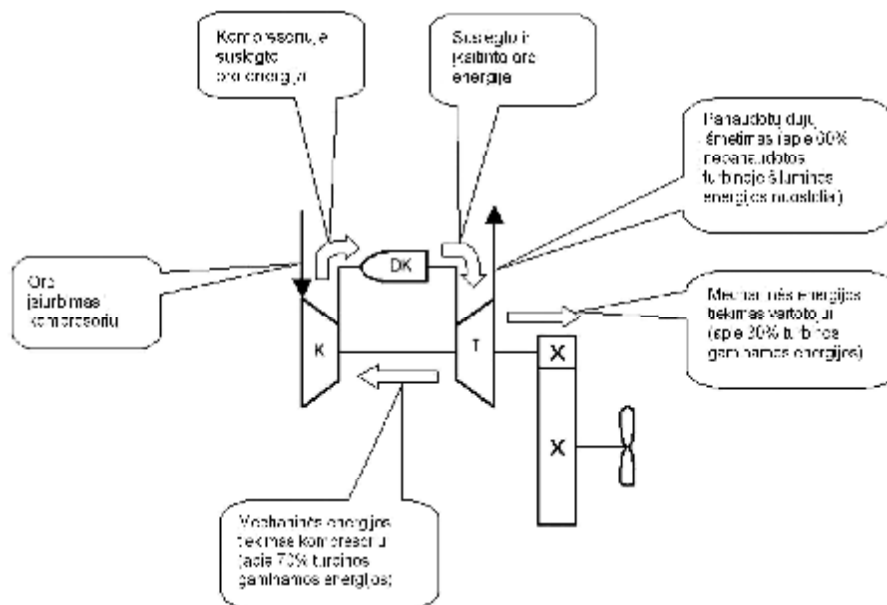
Paleidimo metu variklis (PV) įsuka turboagregato veleną. Kompresorius (K) įtraukia orą pro išsiurbimo atvamzdį, suspaudžia iki tam tikro slėgio ir perduoda į degimo kamerą (DK). Per purkštuvą į kamerą tiekiamas kuras. Po degimo susidaranti dujos patenka į turbiną (T), kur jų šiluminė energija virsta mechanine.



2.6 pav. Paprasto dujų turbinos įrenginio $p-v$ ir $t-s$ diagramos

Paprasto įrenginio termodinaminis ciklas parodytas $p-v$ ir $t-s$ diagramose (pav. 2.6). Oras kompresoriuje suslegiamas nuo atmosferos slėgio p_1 iki slėgio p_2 (procesas 1–2) adiabiatiškai. Degimo kameroje izobarinio proceso 2–3 metu orui perduodama šiluma. Adiabatinio proceso 3–4 metu dujos

turbinoje išsiplečia iki atmosferos slėgio vykdant darbą, kuris vadinamas techniniu ir susideda iš naudingo darbo ir darbo, sunaudojamo kompresoriui sukti. Naudojamų dujų aušinimas (išmetimas į atmosferą) vyksta izobarinio proceso 4–1 metu. Ciklas sąlygiškai užsidaro.

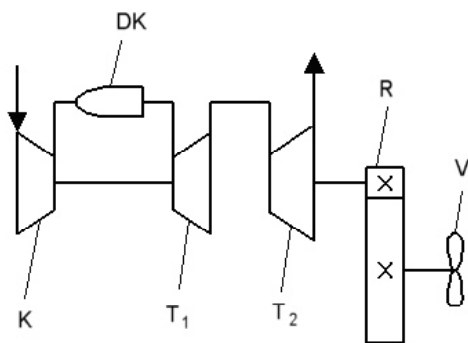


2.7 pav. Energijos srautai paprastame dujų turbinoje įrenginyje:
K – oro kompresorius, DK – degimo kamera, T – turbina

Paveiksle 2.7 parodytas energijos srautų pasiskirstymas paprastame dujų turbinoje įrenginyje. Kompresoriuje oras suslegiamas, naudojant dalį (apie 70%) visos turbinoje gaminamos mechaninės energijos. Mechaninė energija tiekama, perduodant velenu sukimo momentą nuo turbinoje kompresoriui. Kompresoriuje gauta mechaninė energija paverčiama oro slėgio, arba pjezometriniu, energija. Degimo kameroje suspaustas oras įgauna šiluminės energijos nuo kuro degimo. Tada dujos patenka į turbiną, kur mažėja jų slėgis ir temperatūra, slėgio ir šiluminės energijos dalis verčiami į mechaninę variklio pagamintą energiją. Nepanaudota šiluminė energija išeina kartu su naudotomis dujomis, kas sudaro įrenginio šilumos nuostolius. Variklio pagaminta mechaninė energija pasiskirsto dviem srautais: dalis šios energijos perduodama vartotojui, dalis – kompresoriui. Kompresoriui perduota energija išsilaisvina turbinoje mažėjant dujų slėgiui. Taip dalis energijos cirkuliuoja įrenginyje.

Paveiksle 2.8 parodytas dujų turbinoje įrenginys su dviem velenais ir vadinamoji laisva, t. y. nesusijusi su kompresoriumi, eigos turbina T_2 . Dujos iš degimo kameros patenka į aukšto slėgio turbiną T_1 . Visa šioje turbinoje gaminama mechaninė energija naudojama kompresoriui sukti ir perduodama jam velenu. Pakankamai aukštos temperatūros dujos iš turbinoje T_1 leidžiamos į

žemo slėgio turbiną T_2 . Visa turbinoje T_2 pagaminta energija perduodama vartotojui ir sudaro įrenginio naudingą galingumą.



2.8 pav. Dujų turbino įrenginys su dviem velenais ir „laisva“ eigos turbina: K – oro kompresorius, DK – degimo kamera, T_1 – kompresorių sukanti aukšto slėgio turbina (AST), T_2 – žemo slėgio turbina (ŽST), kuri gamina energiją vartotojui

2.6. Paprasto dujų turbino įrenginio terminis naudingumo koeficientas

Terminis paprasto dujų turbino įrenginio ciklo n.k. nustatomas kaip ciklo naudingo darbo ir suteiktos šilumos santykis:

$$h_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1},$$

čia: q_1 – šiluma, suteikta degimo kameroje izobarinio proceso 2–3 metu;

q_2 – šiluma, atiduota su panaudotomis dujomis proceso 4–1 metu, tada

$$h_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{C_p(T_4 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2},$$

čia: C_p – izobarinė šiluminė talpa, priimta vienoda dujoms ir orui;

T – absoliutinė temperatūra.

Vienas svarbiausių dujų turbino ciklo rodiklių yra oro slėgio padidinimo kompresoriuje laipsnis $e = p_2 / p_1$, kurio praktinės reikšmės paprastai pateikiamos intervale tarp 6 ir 12 (kartais iki 20).

$$\text{Iš adiabatės lygties } \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^m = \frac{1}{e^m},$$

čia: $m = \frac{k-1}{k}$, o $k = \frac{C_p}{C_v}$ – adiabatės rodiklis.

Pertvarkykime h_t priklausomybę, įrašę į formulę temperatūrų T_1/T_2 santykį:

$$h_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \cdot \frac{T_4/T_1 - 1}{T_3/T_2 - 1}.$$

Gauta terminio n.k. išraiška gali būti supaprastinta. Tam tikslui įrodykime, kad $\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$. Sukeitus vietomis absoliutines temperatūras T_1 ir T_3 , gauname

lygybę $\frac{T_4}{T_3} = \frac{T_1}{T_2}$, kurioje $\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^m$, o $\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^m$, tada $\frac{T_4}{T_3} = \frac{T_1}{T_2}$, nes

$p_4 = p_1$ ir $p_2 = p_3$.

Galutinė terminio n.k. išraiška:

$$h_t = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{e^m}.$$

Pagal gautą formulę terminis n.k. priklauso nuo slėgio padidėjimo laipsnio e . Lentelėje parodyti terminiai n.k. dydžiai atsižvelgiant į slėgio padidėjimo laipsnį, esant dujų adiabatės rodikliui $k = 1,33$.

e	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$h_t, \%$	16	24	29	33	36	38,5	40,5	42	43,5	45	46

Didėjant slėgio laipsniui e , didėja ciklo terminis n.k. h_t . Bet didinant e didinama ir suspaudimo pabaigos temperatūrą t_2 , dėl ko didėja ir maksimali ciklo temperatūra t_3 .

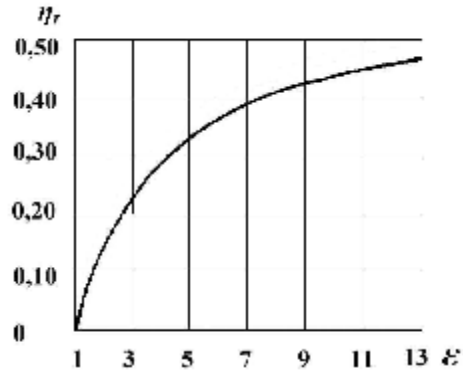
Maksimali temperatūra t_3 (į turbiną patenkančių dujų) ribojama metalo mechaniniu atsparumu kaitrai. Norint padidinti temperatūrą t_3 , menčių gamyboje naudojami karščiui atsparūs metalai ir aušinimas oru. Kai kuriose turbinose su aušinamomis mentėmis maksimali ciklo temperatūra siekia 1400–1500 C (nedidelio motoresurso turbinose, pvz., aviacijoje).

Norint padidinti variklių ilgaamžiškumą, temperatūra t_3 sąmoningai mažinama, tiekiant į degimo kamerą perteklinį oro kiekį. Laivų turbinose su aušinamosiomis mentėmis maksimali temperatūra $t_3 = 1100$ – 1200 C.

Laivų DTĮ su neaušinamosiomis mentėmis paprastai leidžiama maksimali ciklo temperatūra t_3 iki 800 C.

2.7. Maksimalus paprasto dujų turbinos įrenginio ciklo terminis naudingumo koeficientas

Didėjant slėgio didinimo laipsniui e , didėja DTĮ ciklo terminis n.k., kitaip tariant, teoriškai jeigu $e \rightarrow \infty$, tai $h_t \rightarrow 1$.

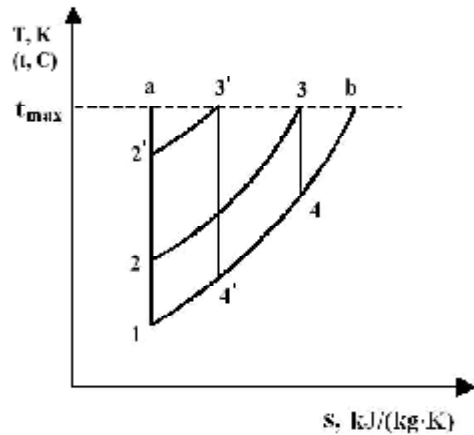


2.9 pav. Paprasto DTĮ terminio n.k. h_t priklausomybės nuo ciklo slėgio padidėjimo laipsnio e diagrama

Diagramoje $t-s$ (pav. 2.10) parodytas ciklas su fiksuotomis minimalia t_1 ir maksimalia t_3 temperatūromis. Ciklo minimali temperatūra t_1 – aplinkos oro temperatūra. Maksimali ciklo temperatūra t_3 apribota darbo menčių metalo temperatūriniu mechaniniu atsparumu ir priklauso nuo to, ar turbinoje numatytas menčių aušinimas. Jei mentės neturi aušinimo, leidžiama maksimali ciklo temperatūra – 800 C, apie 1200 C – kai mentės aušinamos.

Išnagrinėkime DTĮ ciklo terminį n.k., esant apribotoms t_1 bei t_3 temperatūroms ir kintamam slėgio padidėjimo laipsnio e dydžiui.

Paprasto DTĮ ciklo terminio n.k. išraiška: $h_t = 1 - \frac{1}{e^m}$.



2.10 pav. DTĮ ciklai, turintys nustatytas t_1 ir $t_3 = t_{\max}$ temperatūras bei kintamą slėgio padidėjimo laipsnio ϵ dydį

Nustatykite ciklo terminio naudingumo koeficiento h_t dydžius, esant kraštutinėms ϵ reikšmėms:

- Minimalus slėgio padidėjimo laipsnis. Esant slėgio padidėjimo laipsniui $\epsilon = 1$, ciklo terminis n.k. nustatomas pagal žinomą išraišką $h_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^m} = 0$. Tada slėgis cikle nedidėja, $p_1 = p_2$ ir ciklas vaizduojamas kreive 1–b–1. Šiuo atveju ir ciklo naudingasis darbas lygus nuliui (nuliui lygus diagramos plotas).
- Didėjant slėgio padidėjimo laipsniui ϵ , didėja ciklo terminis n.k. h_t . Didėja ciklo diagramos aukštis (ciklai 1–2–3–4 ir 1–2'–3'–4'), nes kuo didesnis slėgio padidėjimo laipsnis ϵ , tuo didesnė suslėgto oro temperatūra t_2 . Maksimalus n.k. pasiekiamas pasiekus didžiausią galimą ϵ . Tokio ciklo maksimali temperatūra t_3 pasiekama adiabatinio oro suslėgimo kompresoriuje metu $t_2 = t_{\max} = t_3$. Ciklas su didžiausiu galimu ϵ vaizduojamas linijomis 1–a–1. Ciklo naudingas darbas lygus nuliui, nes temperatūros įeinat į degimo kamerą t_2 ir išeinant iš jos t_3 yra lygios, t. y. ciklo metu gaunama šiluma lygi nuliui.

Nors ciklo terminis n.k. ir didėja, didėjant ϵ , dauguma šiuolaikinių DTĮ naudoja slėgio padidėjimo laipsnį ϵ intervale nuo 6 iki 12. Tai paaiškinama tuo, kad GTĮ efektyvusis n.k. h_e , priklausantis nuo naudingo darbo, perduodamo variklio velenui, didėjant ϵ iš pradžių irgi didėja, vėliau pradeda mažėti dėl augančių įrenginio vidinių ir mechaninių nuostolių.

Ciklo terminis naudingumo koeficientas h_t gali būti išreikštas formule:

$$h_t = \frac{h_T - h_K}{q_1},$$

čia: h_T – vieno dujų kilogramo turbinoje atliekamas darbas;

h_K – kompresoriuje atliekamas darbas;

q_1 – dujoms suteikta šiluma.

Akivaizdu, kad ciklo terminis naudingumo koeficientas h_t gali būti padidintas, didinant h_T arba mažinant h_K bei q_1 .

2.8. Dujų turbinos įrenginys su tarpiniu oro aušinimu

Naudingasis DTI ciklo darbas gali būti padidintas, sumažinus oro suslėgimo kompresoriuje darbą h_K . Bendru atveju oro adiabatinio suslėgimo darbas:

$$h_K = c_p \cdot T_1 (\varepsilon^m - 1),$$

čia: c_p – oro izobarinė šiluminė talpa;

T_1 – oro pradinė absoliutinė temperatūra;

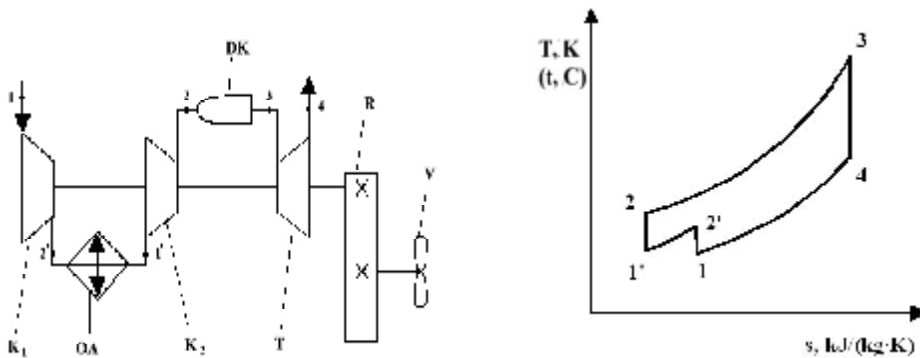
ε – slėgio padidėjimo laipsnis.

Norint sumažinti suslėgimo darbą, vietoj vieno kompresoriaus panaudojami du nuosekliai sujungti kompresoriai su oro aušintuvu tarp jų (pav. 2.11). Oras kompresoriuje K_1 suslegiamas pagal adiabatę 1–2' iki slėgio $p_{2'}$. Slegiant jo temperatūra padidėja nuo T_1 iki $T_{2'}$. Tada oras aušinamas aušintuve OA jūros vandeniui izobara 2'–1' iki temperatūros $T_1' = T_1 + (15 \div 20)$ K. Ataušintas oras nukreipiamas į kompresorių K_2 , kuriame suslegiamas nuo slėgio $p_{1'}$ iki p_2 .

Slėgio padidėjimo kompresoriuose K_1 ir K_2 laipsniai: $e_1 = \frac{p_{2'}}{p_1}$ ir $e_2 = \frac{p_2}{p_{1'}}$.

Tada jų bendras slėgio padidėjimo laipsnis (tai būtų slėgio padidėjimo laipsnis cikle), išraišką išreikštus p_1 ir p_2 būtų:

$$e = \frac{p_2}{p_1} = \frac{e_2 \cdot p_{2'}}{p_{2'}/e_1} = e_2 \cdot e_1.$$



2.11 pav. Dujų turbinos įrenginio su tarpiniu oro aušinimu šiluminė schema ir $t-s$ diagrama:

K_1 – žemo slėgio kompresorius, OA – oro aušintuvas, K_2 – aukšto slėgio kompresorius, DK – degimo kamera, T – dujų turbina, R – reduktorius, V – varytuvas

Ciklo su tarpiniu oro aušinimu suslėgimo darbas yra mažesnis, nes antrasis kompresorius pradeda slėgti orą, esant temperatūrai $T_1' < T_2'$. Kai naudojamas vienas kompresorius (arba kai nėra aušinimo tarp kompresorių), oro suslėgimas nuo taško 2' būtų tęsiamas esant pradinei temperatūrai T_2' ir pareikalautų daugiau darbo.

Optimalūs kompresorių slėgio padidėjimo laipsniai priklauso nuo kompresorių naudingumo koeficientų h_{K1} , h_{K2} ir ciklo temperatūros padidėjimo laipsnio $x = T_3/T_1$:

$$e_1 = \sqrt{e} \cdot \left(x \cdot \frac{h_{K1}}{h_{K2}} \right)^{1/2m} \quad \text{ir atitinkamai} \quad e_2 = \frac{e}{e_1}.$$

Skaičiavimais nustatyta, kad naudojant tarpinį oro aušinimą, galima santykinai padidinti ciklo n.k. apie 7% ir sumažinti oro sunaudojimą apie 20%.

2.9. Dujų turbinos įrenginys su tarpiniu oro aušinimu ir dujų kaitinimu

Naudingas ciklo darbas gali būti padidintas naudojant antrą turbiną su papildoma degimo kamera. Bendru atveju plėtimosi darbas turbinoje gali būti įvertintas formule:

$$h_T = C_p \cdot T_3 \left(1 - \frac{1}{e^m} \right),$$

čia: C_p – dujų izobarinė šiluminė talpa;

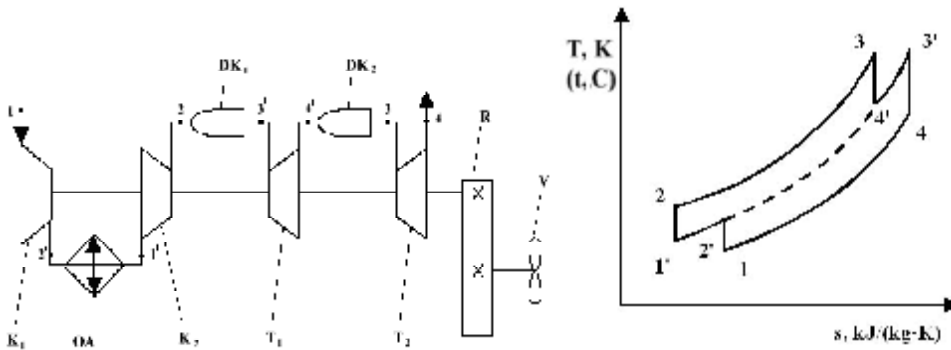
T_3 – dujų plėtimosi pradinė absoliutinė temperatūra;

e – slėgio mažėjimo turbinoje laipsnis (čia priimtas lygus slėgio padidėjimo laipsniui).

Dujoms cikle suteikiama šiluma q_1 .

Paveiksle 2.12 parodytas dujų turbino įrenginys su tarpiniu dujų kaitinimu ir tarpiniu oro aušinimu. Dujos turbinoje T_1 adiabatiškai plečiasi nuo temperatūros T_3 iki $T_{4'}$. Tada jos papildomai kaitinamos degimo kameroje DK_2 izobara $4'-3'$ iki temperatūros $T_{3'}$ ir atlieka darbą turbinoje T_2 adiabate $3'-4$.

Papildomos degimo kameros naudojimas, nukreipiant į ją pirmosios turbinos panaudotas dujas įmanomas dėl didelių DTĮ oro pertekliaus koeficientų. DTĮ be regeneratorių oro pertekliaus koeficientas $a = 5 \div 8$, įrenginiuose su regeneratoriais $a = 3 \div 5$.



2.12 pav. Dujų turbino įrenginio su tarpiniu oro aušinimu bei garo kaitinimu šiluminė schema ir $t-s$ diagrama:

K_1 – žemo slėgio kompresorius, OA – oro aušintuvas, K_2 – aukšto slėgio kompresorius, DK_1 ir DK_2 – degimo kameros, T_1 – aukšto slėgio turbina, T_2 – žemo slėgio turbina, R – reduktorius, V – varytuvas

Panagrinėkime ciklą su tarpiniu suslėgto oro aušinimu ir tarpiniu dujų kaitinimu.

Ciklas su tarpiniu aušinimu ir tarpiniu kaitinimu gali būti nagrinėjamas kaip vientisas ($1-2'-1'-2-3-4'-3'-4-1$) ir kaip susidedantis iš dviejų atskirų elementarių ciklų ($1'-2-3-4'-1'$ ir $1-2'-3'-4-1$).

Prilyginkime ciklų temperatūras $T_{1'} \approx T_1$, $T_2 \approx T_{2'}$, $T_3 \approx T_{3'}$ ir $T_{4'} \approx T_4$ bei slėgio padidėjimo laipsnius $e_1 = e_2$.

Vientiso ciklo $1-2'-1'-2-3-4'-3'-4-1$ naudingas darbas (procesai $3-4'$ ir $3'-4$) yra du kartus didesnis už atskiro elementaraus ciklo darbą (procesai $3-4'$ arba $3'-4$) arba lygus jų sumai.

Šiluma q_1 , teikiama dujoms vientisame cikle, yra mažesnė už šilumą, kuri suteikta elementariuose cikluose, kadangi tarpiniam kaitinimui imamų dujų temperatūra $T_{4'}$ yra didesnė už $T_{2'}$.

$$\begin{aligned} q_{vientiso} &= C_p (T_3 - T_2) + C_p (T_{3'} - T_{4'}) < 2 \cdot q_{elementaraus} = \\ &= C_p (T_3 - T_2) + C_p (T_{3'} - T_{2'}). \end{aligned}$$

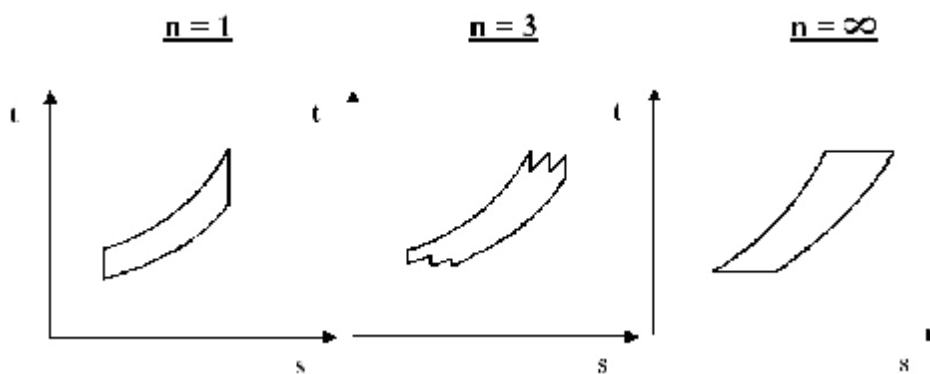
Todėl vientiso ciklo $1-2'-1'-2-3-4'-3'-4-1$ n.k. yra didesnis už elementarių ciklų $1'-2-3-4'-1'$ ir $1-2'-3'-4-1$ n.k.

Skaičiuojant nustatyta, kad naudojant tarpinį dujų kaitinimą, galima santykinai padidinti ciklo n.k. apie 6%.

Bet naudojant antrąją degimo kamerą įrenginio kuro sistemos konstrukcija tampa gerokai sudėtingesnė, komplikuoja įrenginio valdymą bei reguliavimą ir mažina patikimumą.

Teoriškai yra įdomus ribinis atvejis, kai tarpinių ciklų kiekis artėja prie begalybės (pav. 2.13). Ciklas su izobariniu suslėgimu ir išsiplėtimu (kai ciklų skaičius $n = 1$) tampa ciklu su izoterminiu suslėgimu ir išsiplėtimu (kai tarpinių ciklų skaičius $n \rightarrow \infty$).

Jeigu tokiaime cikle naudojamas panaudotų dujų šilumos regeneratoriums, kai regeneracijos laipsnis $r = 1$ (žr. 2.13 skyrių), šio ciklo naudingumo koeficientas bus lygus Karno ciklo n.k., t. y. bus maksimalus galimas variklio n.k. (jo dydis priklausys tik nuo ciklo maksimalios ir minimalios temperatūrų).



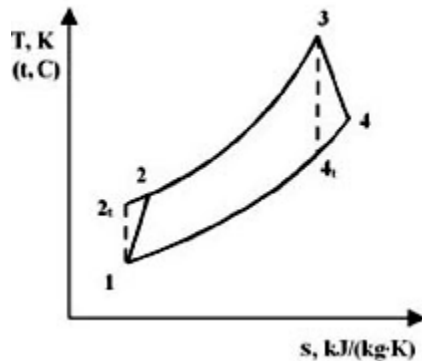
2.13 pav. DTĮ ciklų transformacija, įvedant tarpinius oro aušinimą ir dujų kaitinimą

2.10. Dujų turbinos įrenginio ciklas įskaitantis nuostolius kompresoriuje ir turbinoje, jo naudingumo koeficientas

Imkime paprastą DTĮ ciklą, kai neįvertinami nuostoliai įrenginio kompresoriuje ir turbinoje. Paveiksle 2.14 toks ciklas pažymėtas figūra 12,34_t. Oro suspaudimas ir dujų plėtimasis jame vyksta pagal adiabates, t. y. be šilumos mainų (diagramoje tai parodyta vertikaliomis linijomis, izoentropėmis 12_t ir 34_t).

Hidrauliniai (vidiniai ir pasienio srauto trinties) nuostoliai kompresoriuje ir turbinoje virsta šiluma ir padidina temperatūras procesų pabaigoje, pastumiant suslėgimo ir plėtimosi procesų linijas 1-2 ir 3-4 (politropes) į entropijos didėjimo pusę. Taškai 2 ir 4 žymi suslėgimo ir išsiplėtimo procesų su

nuostoliais pabaigą. Nuostoliai mažina turbinos atliekamą darbą ir didina kompresoriaus sunaudojamą darbą, mažinant bendrą įrenginio darbo efektyvumą.



2.14 pav. Dujų turbinos įrenginio ciklo, įskaitančio nuostolius kompresoriuje ir turbinoje, $t - s$ diagrama

Išveskime vidinį ciklo naudingumo koeficientą h_i , įskaitanti hidraulinis nuostolius kompresoriuje ir turbinoje, kuris lygus naudingo darbo ir tiekiamos šilumos santykiui:

$$h_i = \frac{h_n}{q_1} = \frac{h_T \cdot h_T - \frac{1}{h_K} \cdot h_K}{C_p (T_3 - T_2)},$$

čia: h_T ir h_K – turbinos ir kompresoriaus darbas;

h_T ir h_K – turbinos ir kompresoriaus n.k.;

$q_1 = C_p (T_3 - T_2)$ – šiluma, suteikta dujoms degimo kameroje.

Kompresoriaus darbas gali būti išreikštas formule

$$h_K = C_p (T_2 - T_1) = C_p (T_{2t} - T_1) / h_K.$$

Iš kur absoliutinė temperatūra išeinant iš kompresoriaus T_2 gali būti išreikšta temperatūra T_{2t} :

$$T_2 = T_1 + \frac{1}{h_K} (T_{2t} - T_1).$$

Dujomis atliktas darbas turbinoje izoentropinio plėtimosi metu:

$$h_T = C_p (T_3 - T_{4t}) = C_p \cdot T_3 \left(1 - \frac{T_{4t}}{T_3} \right).$$

Žinoma, kad pagal adiabatės lygtį $\frac{T_{4t}}{T_3} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^m = e^m$, kur $m = \frac{k-1}{k}$, o

$k = \frac{C_p}{C_v}$ – adiabatės rodiklis.

$$\text{Tada } h_T = C_p T_3 \left(1 - \frac{1}{e^m}\right).$$

Panašiai gali būti išreikštas izoentropinis darbas kompresoriuje:

$$h_K = C_p \cdot (T_{2t} - T_1) = C_p \cdot T_1 \cdot \left(\frac{T_{2t}}{T_1} - 1\right) = C_p \cdot T_1 \cdot (e^m - 1).$$

Irašę į vidinio naudingumo koeficiento h_i formulę izoentropinių h_T ir h_K darbų bei temperatūros T_2 išraiškas bei sulyginę oro ir dujų C_p , gauname:

$$h_i = \frac{h_T \cdot T_3 \cdot \left(1 - \frac{1}{e^m}\right) - \frac{1}{h_K} \cdot T_1 \cdot (e^m - 1)}{T_3 - T_1 - \frac{1}{h_K} \cdot (T_{2t} - T_1)}.$$

Padalinkime skaitiklį ir vardiklį iš T_1 ir įrašykime $\frac{T_{2t}}{T_1} = e^m$ bei $\frac{T_3}{T_1} = x$:

$$h_i = \frac{h_T \cdot \frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{e^m}\right) - \frac{1}{h_K} \cdot (e^m - 1)}{\frac{T_3}{T_1} - 1 - \frac{1}{h_K} \left(\frac{T_{2t}}{T_1} - 1\right)} = \frac{h_T \cdot x \cdot \left(1 - \frac{1}{e^m}\right) - \frac{1}{h_K} \cdot (e^m - 1)}{x - 1 - \frac{1}{h_K} \cdot (e^m - 1)}.$$

Kelis kartus supaprastinę DTĮ vidinio n.k. analitinę išraišką, gauname matematinį modelį, leidžiantį nustatyti ciklo n.k. priklausomybę nuo pagrindinių ciklo parametrų, turbinos ir kompresoriaus n.k.:

$$h_i = \frac{(e^m - 1) \cdot (h_T \cdot h_K \cdot x - e^m)}{e^m \cdot [(x - 1) \cdot h_K - (e^m - 1)]},$$

čia: $x = T_3/T_1$ – ciklo temperatūros padidėjimo laipsnis;

$e = p_2/p_1$ – slėgio padidėjimo kompresoriuje laipsnis.

Nuostolius kompresoriuje ir turbinoje prilyginę nuliui ir įrašę į turimą h_i išraišką $h_K = 1$, $h_T = 1$ dydžius, gauname žinomą paprasto dujų turbinos įrenginio terminio naudingumo koeficiento formulę: $h_i = h_i = 1 - \frac{1}{e^m}$.

2.11. Dujų turbinos įrenginio su nuostoliais kompresoriuje, turbinoje ir degimo kameroje vidinis naudingumo koeficientas

Paprasto dujų turbinos įrenginio su nuostoliais kompresoriuje ir turbinoje ciklo vidinis naudingumo koeficientas:

$$h_i = \frac{h_n}{q_1} = \frac{h_T \cdot h_T - \frac{1}{h_K} \cdot h_K}{C_p (T_3 - T_2)}.$$

Įvertinkime degimo kameros šilumos nuostolius į išorę. Šie nuostoliai nėra tokie jau dideli, bet jie mažina ciklo n.k., didinant suvartojamos šilumos kiekį:

$$q_{1su\ nuost.} = q_1 + q_{nuost.} = q_1 / \eta_{DK}.$$

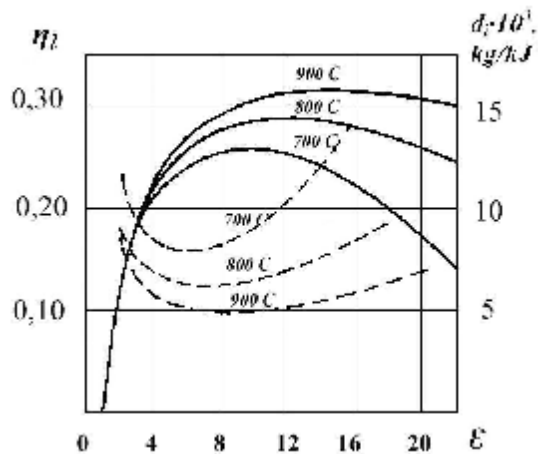
Tada ciklo vidinio naudingumo koeficiento formulė iš 2.10 skyriaus įgauna tokią formą:

$$h_i = \frac{(e^m - 1) \cdot (h_T \cdot h_K \cdot x - e^m)}{e^m \cdot [(x - 1) \cdot h_K - (e^m - 1)]} \cdot h_{DK}.$$

Pateiktame modelyje įrenginio vidinis naudingumo koeficientas h_i priklauso nuo įrenginio elementų efektyvumo rodiklių – kompresoriaus, turbinos bei degimo kameros n.k. h_K , h_T bei h_{DK} , ir ciklo rodiklių – slėgio ir temperatūros padidėjimo laipsnių: $e = p_2 / p_1$, $x = T_3 / T_1$. Visi šie rodikliai yra bedimensiai.

Įsiurbiamo oro temperatūra T_1 yra lygi aplinkos oro temperatūrai ir gali būti imama pastovi, šiuo atveju koeficiento x dydis priklausys nuo dujų temperatūros įeinant į turbiną T_3 .

Paveiksle 2.15 pateikta diagrama, rodanti DTĮ vidinio naudingumo koeficiento h_i ir specifinio masinio oro sunaudojimo $d_i = G_{oro} / N_i$ priklausomybę nuo maksimalios ciklo temperatūros T_3 bei slėgio padidėjimo laipsnio e . Elementų naudingumo koeficientai priimti: $\eta_K = 0,88$, $h_T = 0,87$, $h_{DK} = 0,97$. Pradinė oro temperatūra $t_1 = 15$ C, dujų koeficientas $m = 0,286$.



2.15 pav. DTĮ vidinio naudingumo koeficiento h_i (———) ir specifinio masinio oro sunaudojimo d_i (- - - -) priklausomybės nuo maksimalios ciklo temperatūros T_3 ($t_3 = 700, 800$ ir 900 C) bei slėgio padidėjimo laipsnio e diagrama

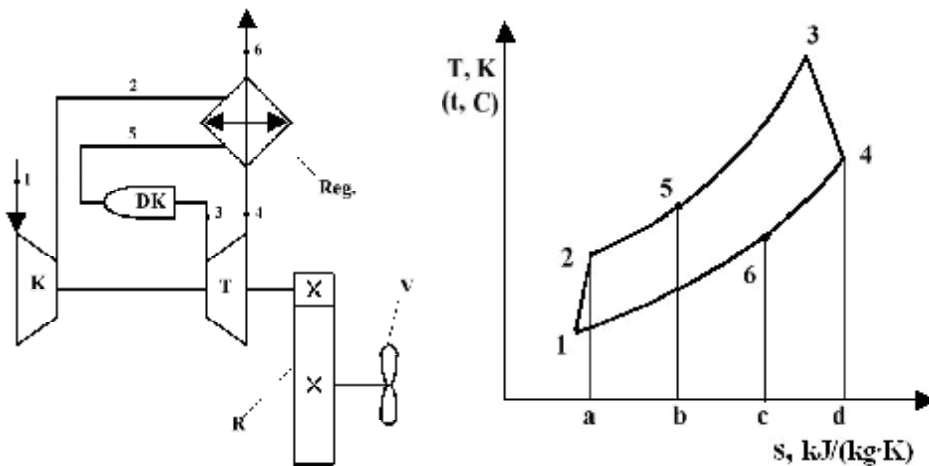
Diagramos analizė rodo, kad:

- naudingumo koeficientas h_i , skirtingai nei teorinio ciklo n.k. h_i (žr. 2.6 skyrių), didėjant slėgio padidėjimo laipsniui e , iš pradžių auga, bet pasiekęs maksimumą pradeda mažėti. Tai atsitinka dėl didėjančio energijos sunaudojimo kompresoriuje ir atitinkamai mažėjančio naudingo ciklo darbo;
- didėjant maksimaliai ciklo temperatūrai T_3 , didėja optimalaus slėgio padidėjimo laipsnio e dydis;
- esant pastoviai temperatūrai T_1 , ciklo efektyvumas labai priklauso nuo maksimalios ciklo temperatūros T_3 . Kuo didesnė temperatūra T_3 , tuo didesnis ciklo vidinio naudingumo koeficientas h_i ;
- ciklo efektyvumas h_i priklauso nuo temperatūros padidėjimo laipsnio $x = T_3/T_1$ (čia imamos absoliutinės temperatūros). Didėjant aplinkos temperatūrai T_1 , įrenginio efektyvumas mažėja, mažėjant temperatūrai T_1 – didėja;
- pradinės temperatūros T_1 mažėjimas vienu laipsniu ekvivalentiškas temperatūros T_3 padidinimui $3,5 \div 4,0$ laipsniais;

- kompresoriaus n.k. h_K padidinimas 1% didina ciklo vidinio naudingumo koeficientą h_i 3%; turbinos n.k. h_T padidinimas 1% didina ciklo vidinio naudingumo koeficientą h_i 4%.

2.12. Dujų turbinos įrenginio su išmetamųjų dujų šilumos regeneracija ciklo naudingumo koeficientas

Didžiausi DTĮ šilumos nuostoliai yra šiluma, išmetama į atmosferą su panaudotomis dujomis. Paprastame cikle išmetama daugiau kaip 50% ciklo šilumos (žr. 2.6 skyrių). Išmetamųjų dujų temperatūra t_4 siekia 400 C. Norint sumažinti ciklo nuostolius ir padidinti DTĮ efektyvumą, oras iš kompresoriaus, prieš patekdamas į degimo kamerą, šildomas specialiaame aparate – regeneratoriuje, naudojant išmetamųjų dujų šilumą. Naudojant regeneratorių būtina, kad išmetamųjų dujų temperatūra T_4 būtų didesnė už kompresoriuje suslėgto oro temperatūrą T_2 .



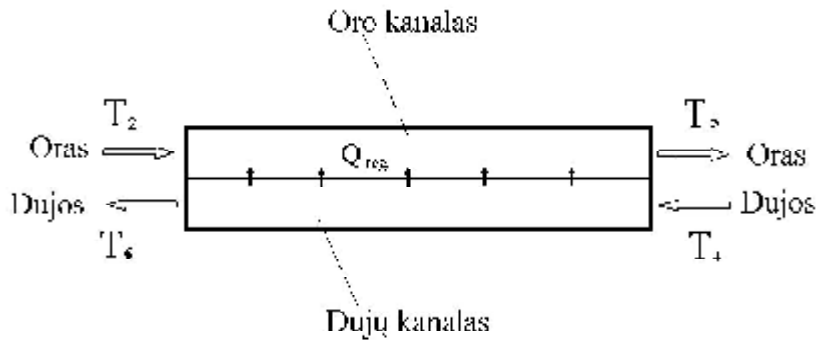
2.16 pav. DTĮ ciklo su išmetamųjų dujų šilumos regeneracija šiluminė schema ir $T - s$ diagrama:

K – oro kompresorius, DK – degimo kamera, T – turbina, Reg. – regenerorius, R – reduktorius, V – varytuvas

Paveiksle 2.16 parodyti dujų turbinos įrenginio su regeneratoriumi šiluminė schema ir ciklo diagrama. Ciklas įvertina hidraulinius nuostolius turbinoje bei kompresoriuje ir neįvertina hidraulinių nuostolių regeneratoriuje. Parodytame cikle politropė 1–2 žymi oro suslėgimą kompresoriuje; izobara 2–5 yra oro pašildymas regeneratoriuje; izobara 5–3 – dujų kaitinimas degimo kameroje;

politropė 3–4 – dujų plėtimasis turbinoje; izobara 4–6 – šilumos tiekimas dujomis regeneratoriuje; taškas 6 – panaudotų dujų išmetimas į atmosferą; atmosferinio slėgio izobara 6–1 – degimo produktų aušinimas atmosferoje ir santykinis ciklo užbaigimas.

Regeneratoriuje orui suteikta šiluma (plotas – $a25b$) lygi regeneratoriuje dujomis atiduotai šilumai (plotas – $c64d$).



2.17. pav. Šilumos regeneratoriaus principinė schema

Paveiksle 2.17 parodyta šilumos regeneratoriaus su priešpriešiais judančiais oro ir dujų srautais principinė schema. Taikant šią schemą, kad šiluma per šilumokaičio sienelę būtų perduota nuo dujų orui, dujų temperatūra turi būti didesnė. Todėl ciklo temperatūros $T_6 > T_2$ ir $T_4 > T_5$.

Regeneratoriaus efektyvumas įvertinamas regeneracijos koeficientu (arba laipsniu) r , kuris nustatomas kaip šilumos, perduotos nuo dujų orui regeneratoriuje, ir maksimalios šilumos, kuri teoriškai galėtų būti perduota orui perduota orui išnaudojant visą temperatūrinį skirtumą, santykis:

$$r = \frac{C_p \cdot (T_5 - T_2)}{C_p \cdot (T_4 - T_2)},$$

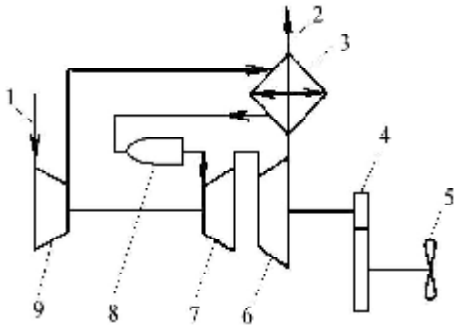
čia: $C_p(T_5 - T_2)$ – šiluma, perduota orui izobarinio kaitinimo 2–5 metu;

$C_p(T_4 - T_2)$ – maksimali šiluma, kuri teoriškai galėtų būti perduota orui, jeigu oras būtų šildomas iki temperatūros T_4 .

Prilyginus oro ir dujų šilumines talpas C_p , gauname supaprastintą formulę:

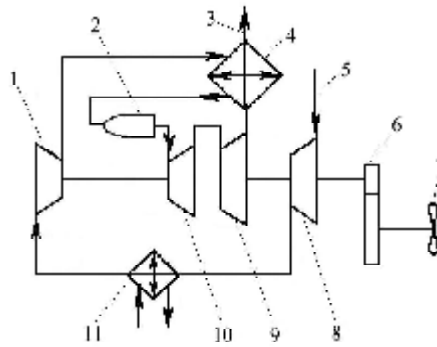
$$r = \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2}.$$

Teoriškai regeneracijos koeficientas gali pasiekti vienetą – $r \rightarrow 1$, kai regeneratoriaus plotas begalinis – $F \rightarrow \infty$.



2.18 pav. DTĮ ciklo su regeneracija ir „laisva“ turbina šiluminė schema:

- 1 – oro įsiurbimas, 2 – dujų išmetimas, 3 – regenerorius, 4 – reduktorius, 5 – varytuvas, 6 – žemo slėgio turbina, 7 – aukšto slėgio turbina, 8 – degimo kamera, 9 – oro kompresorius



2.19 pav. DTĮ ciklo su regeneracija ir tarpiniu oro aušinimu šiluminė schema:

- 1 – aukšto slėgio kompresorius, 2 – degimo kamera, 3 – dujų išmetimas, 4 – regenerorius, 5 – oro įsiurbimas, 6 – reduktorius, 7 – varytuvas, 8 – žemo slėgio kompresorius, 9 – žemo slėgio turbina, 10 – aukšto slėgio turbina, 11 – oro aušintuvas

2.13. Dujų turbinos ciklo su šilumos regeneracija naudingumo koeficientas

Regenerorius leidžia sumažinti ciklo nuostolius ir padidinti DTĮ efektyvumą. Oras patenka į degimo kamerą, kai temperatūra T_5 , kuri yra aukštesnė už temperatūrą T_2 , kai regeneratoriaus nėra. Mažėja šilumos, suteikiamos dujoms degimo kameroje, sąnaudos q_1 .

Norint įvertinti regeneracijos koeficiento ir ciklo parametrų įtaką įrenginio efektyvumui, naudojamas supaprastintas DTĮ matematinis modelis.

Paimkime iš 2.10 skyriaus vidinio ciklo naudingumo koeficiento h_i formulę ir pakeiskime šildymo degimo kameroje pradžios temperatūrą T_2 į temperatūrą T_5 :

$$h_i = \frac{h_n}{q_1} = \frac{h_T \cdot h_T - \frac{1}{h_K} \cdot h_K}{C_p(T_3 - T_5)}$$

Įrašykime temperatūrą $T_5 = r(T_4 - T_2) + T_2$ ir žinomas darbo turbinoje ir kompresoriuje formules:

$$h_T = C_p \cdot T_3 \left(1 - \frac{1}{e^m}\right) \text{ ir } h_K = C_p \cdot T_1 (e^m - 1).$$

Gauname vidinio naudingumo koeficiento h_i tarpinę formulę:

$$h_i = \frac{h_T \cdot T_3 \left(1 - \frac{1}{e^m}\right) - \frac{1}{h_K} \cdot T_1 (e^m - 1)}{T_3 - T_2 - r \cdot (T_4 - T_2)}.$$

Temperatūras T_2 ir T_4 galima išreikšti per T_{2t} ir T_{4t} (žr. 2.13 pav.):

$$T_2 = T_1 + \frac{1}{h_K} \cdot (T_{2t} - T_1),$$

$$T_4 = T_3 - h_T \cdot (T_3 - T_{4t}).$$

Irašę į h_i formulę gautas temperatūras T_2 ir T_4 , padalinę skaitiklį ir vardiklį iš T_1 bei pakeitę temperatūrų santykius temperatūros ir slėgio padidėjimo koeficientais, gausime:

$$\frac{T_3}{T_1} = x \text{ ir } \frac{T_{2t}}{T_1} = \frac{T_3}{T_{4t}} = e^m.$$

Irašę papildomai degimo kameros n.k. h_{DK} , gauname supaprastintą DTĮ matematinį modelį, įvertinantį regeneracijos koeficiento r ir ciklo rodiklių įtaką įrenginio efektyvumui:

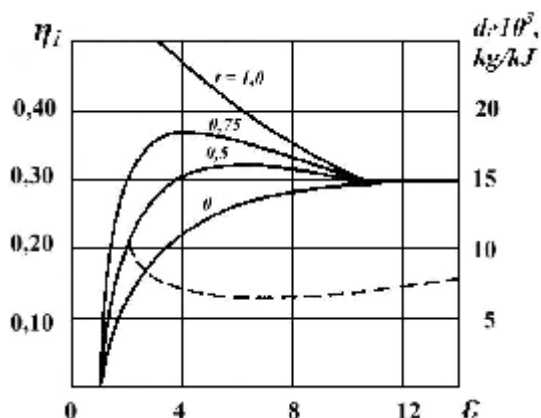
$$h_i = \frac{(e^m - 1) \cdot (x \cdot h_T \cdot h_K - e^m)}{e^m \cdot [(x - 1) \cdot h_K - e^m + 1] \cdot (1 - r) + r \cdot x \cdot h_T \cdot h_K \cdot (e^m - 1)} \cdot h_{DK}.$$

Jeigu įrenginys dirbtų be šilumos regeneracijos, t. y. regeneracijos laipsnis r būtų lygus nuliui ($r = 0$), modelis supaprastėtų iki modelio su nuostoliais kompresoriuje ir turbinoje (žr. 2.10 ir 2.11 skyrius).

Sulyginę $h_K = 1$ ir $h_T = 1$, gautume žinomą (žr. 2.6 skyrių) paprasto dujų turbinos įrenginio terminio naudingumo koeficiento formulę:

$$h_i = h_t = 1 - \frac{1}{e^m}.$$

Paveiksle 2.20 pateikta diagrama, rodanti DTĮ vidinio naudingumo koeficiento h_i ir specifinio masinio oro sunaudojimo d_i priklausomybę nuo regeneracijos laipsnio r bei slėgio padidėjimo laipsnio e , esant maksimaliai ciklo temperatūrai 800 C. Elementų naudingumo koeficientai: $h_K = 0,88$, $h_T = 0,87$. Pradinė oro temperatūra $t_1 = 15$ C, dujų koeficientas $m = 0,286$.



2.20 pav. DTĮ vidinio naudingumo koeficiento η_i (_____) ir specifinio masinio oro sunaudojimo d_i (_ _ _ _) priklausomybės nuo regeneracijos laipsnio r bei slėgio padidėjimo laipsnio ϵ diagrama, esant maksimaliai ciklo temperatūrai 800 C

Diagramos analizė rodo, kad:

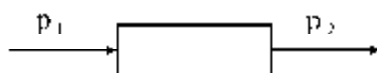
- šilumos regeneracija leidžia ženkliai padidinti įrenginio efektyvumą;
- šilumos regeneracija mažina optimalų slėgio padidėjimo laipsnį ϵ , todėl gali būti naudojamas kompresorius su mažesniu pakopų skaičiumi;
- realus η_i padidėjimas būtų mažesnis už parodytą diagramoje dėl hidraulinių nuostolių regeneratoriuje;
- didėjant regeneracijos laipsniui, didėja šilumokaičio masė bei matmenys, be to, didėja ir eksploataavimo išlaidos. Laivų įrenginiuose paprastai $r \leq 0,85$.

2.14. Hidraulinių nuostolių poveikis dujų turbinos įrenginio ciklui

Dujų turbinos įrenginio ekonomiškumą, be hidraulinių nuostolių kompresoriuje bei turbinoje, mažina ir hidrauliniai nuostoliai kituose elementuose (degimo kameroje, regeneratoriuje ir pan.).

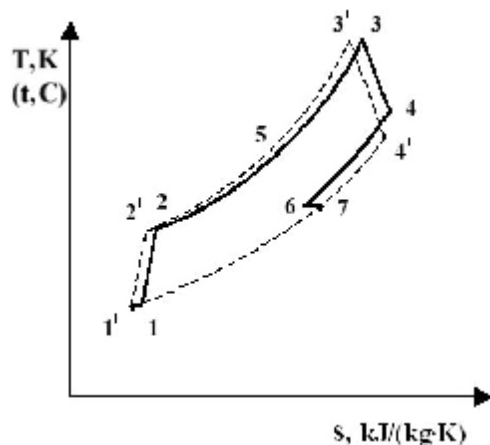
Imkime elementarų elementą su hidrauliniu pasipriešinimu (pav. 2.21). Dujos patenka į elementą slėgiu p_1 ir išteka slėgiu p_2 . Dėl hidraulinių nuostolių elemente išėjimo slėgis $p_2 < p_1$. Slėgio nuostoliai elemente gali būti įvertinami dviem būdais:

- absoliutiniais slėgio nuostoliais $\Delta p = p_1 - p_2$;
- santykiniais slėgio nuostoliais, naudojant hidraulinių nuostolių koeficientą $S = p_2 / p_1$; nuostolių koeficientas $S \leq 1,0$.



2.21 pav. Elementas su hidrauliniu pasipriešinimu

Paveiksle 2.22 parodytas jau žinomas DTI ciklas su hidrauliniiais nuostoliais kompresoriuje ir turbinoje $1'-2'-5'-3'-4'-1'$. Šiame cikle oro suslėgimas ir oro plėtimasis $1'-2'$ ir $3'-4'$ yra politropiniai procesai, $2'-3'$ ir $4'-1'$ – izobariniai procesai. Slėgio mažėjimo turbinoje laipsnis lygus slėgio padidėjimo kompresoriuje laipsniui: $e_T = e_K = e$, nes $p_{1'} = p_{4'} = p_0$ ir $p_{2'} = p_{3'}$, kur p_0 – atmosferos slėgis.



2.22 pav. DTI ciklo su regeneracija $T - s$ diagrama:

$1'-2'-5'-3'-4'-1'$ – ciklas su hidrauliniiais nuostoliais kompresoriuje ir turbinoje;
 $1'-1-2-5-3-4-6-7-1'$ – ciklas su hidrauliniiais nuostoliais kompresoriuje, turbinoje ir kituose elementuose

Panagrinėkime ciklą, įskaitantį hidraulinius nuostolius visuose elementuose.

Taške 1' turime aplinkos oro slėgį p_0 . Linija $1'-1$ – izoterminis oro įsiurbimo procesas. Dėl hidraulinių nuostolių oro įsiurbimo sistemoje slėgis įsiurbiant į kompresorių (taškas 1) yra šiek tiek mažesnis už atmosferinį:

$$p_1 = S_{is} \cdot p_0,$$

čia: $S_{is} = p_{1'}/p_1$ – nuostolių įsiurbimo sistemoje koeficientas;

$$S_{is} = 0,98 \div 0,99.$$

Taškas 2: slėgis kompresoriuje padidėja iki $p_2 = p_1 \cdot e_K$, kur e_K – slėgio padidėjimo kompresoriuje laipsnis.

$$\text{Įrašę } p_1 = S_{is} \cdot p_0, \text{ gauname } p_2 = e_K \cdot p_1 = S_{is} \cdot e_K \cdot p_0.$$

Dėl nuostolių regeneratoriaus oro kanaluose ir degimo kameroje slėgis taške 3 bus mažesnis už slėgį taške 3':

$$p_3 = S_R \cdot S_{DK} \cdot p_2 = S_r \cdot S_{DK} \cdot e_K \cdot p_0,$$

čia: S_{DK} – hidraulinių nuostolių degimo kameroje koeficientas, lygus $0,95 \div 0,98$;

S_R – hidraulinių nuostolių regeneratoriaus oro kanaluose koeficientas,

kuris gali būti nustatytas pagal empirinę formulę: $S_R \approx 1 - \frac{0,012 \cdot r}{1 - r}$.

Slėgis išeinant iš turbinos bus didesnis už atmosferos slėgį p_0 dėl regeneratoriaus dujų kanalų ir dujų nuvedimo vamzdyno hidraulinio pasipriešinimo. Linija 4–6 – dujų aušinimas regeneratoriaus kanaluose, izobara 6–7 – dujos teka išmetimo vamzdyne. Tada slėgis išeinant iš turbinos:

$$p_4 = \frac{p_0}{(S_{R'} \cdot S_{ism.})},$$

čia: $S_{R'}$ – hidraulinių nuostolių regeneratoriaus dujų kanaluose koeficientas, kuris gali būti priimtas $d_{R'} \approx d_R$;

$S_{ism.}$ – hidraulinių nuostolių dujų išmetimo vamzdyne koeficientas

$S_{ism.} = 0,95 \div 0,98$.

Taigi gauname slėgių skirtumą $p_3 - p_4$, sunaudojamą turbinoje, ir dujų slėgio mažėjimo turbinoje laipsnį:

$$e_T = \frac{p_3}{p_4} = S_{is.} \cdot S_R \cdot S_{DK} \cdot S_{R'} \cdot S_{ism.} \cdot e_K.$$

Gauta formulė rodo, kad hidrauliniai nuostoliai mažina turbinoje sunaudojamą slėgių skirtumą, slėgio mažėjimo turbinoje laipsnis mažesnis už slėgio padidėjimo kompresoriuje laipsnį:

$$e_T < e_K.$$

Hidrauliniai nuostoliai sumažina DTĮ vidinį n.k. (h_i) apytiksliai 9%, tiek pat padidindami specifinį masinį oro sunaudojimą. Hidrauliniai nuostoliai didesni DTĮ su regeneracija.

3. TURBINOS PAKOPŲ TEORIJA

Šioje dalyje turbinos darbo procesas nagrinėjamas „mikrolygiu“, išsiaiškinant ir aprašant elementariosios turbinos dalies – pakopos – darbo procesus. Čia išdėstyti turbininio variklio darbo procesų termodinaminiai pagrindai, paaiškinti aktyvinės, reaktyvinės, greičio bei kt. tipų pakopų veikimo principai, turbinos greičių trikampių nustatymo, sukimo momento ir galingumo skaičiavimo būdai.

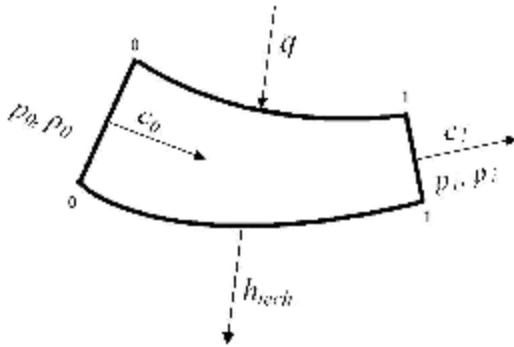
3.1. Dujų (garų) srauto energijos tvermės dėsnis

Turbininių mašinų konstrukcijoje naudojami siaurėjantys ir platėjantys kanalai. Siaurėjantys konfuzoriniai kanalai skirti srauto greičiui padidinti – potencinei energijai paversti kinetine. Siaurėjantys kanalai plačiai naudojami turbinose. Platėjantys, arba difuzoriniai, kanalai, esant ikigarsiniams greičiams, atvirkščiai – kinetinę energiją verčia potencine. Visi kompresorių tarpmentiniai kanalai, išskyrus įleidžiamuosius, yra difuzoriniai.

Dujų (visos nuostatos taikomos ir garams) tekėjimui kanalais būdinga netolygi erdvinė struktūra, srauto parametrai keičiasi išilgai ir statmenai ašiai, pasienio sluoksnyje slopinamas srauto greitis.

Turbinų teorijoje dažniau nagrinėjami vienamačiai nusistovėję srautai, kuriuose dujų parametrai tolygiai pasiskirsto statmenai srauto ašiai.

Elementarusis dujų srautas parodytas paveiksle 3.1. Čia parametrų pokyčiai vyksta nuo vieno skerspjūvio iki kito ir fiksuojami skerspjūviuose.



3.1. pav. Elementarusis dujų srautas

Elementariajame sraute (pav. 3.1) dujos teka nuo skerspjūvio 0–0 iki skerspjūvio 1–1. Taikant energijos tvermės dėsnį vidinės, kinetinės ir

potencinės (tiksliau, pjezometrinės, slėgio) energijų, einant iš elementaraus srauto, suma lygi šių energijų sumai įeinant į srautą, pridėjus srautui suteiktą šiluminę energiją, atėmus energijos išlaidas srauto atliekamam mechaniniam (techniniam) darbui. Energijos tvermės dėsnį elementariajam dujų srautui galima suformuluoti taip:

$$u_0 + \frac{c_0^2}{2} + \frac{p_0}{r_0} + q - h_{tech.} = u_1 + \frac{c_1^2}{2} + \frac{p_1}{r_1} \quad (\text{J/kg}),$$

kur: u_0 ir u_1 – srauto vidinė energija skerspjūviuose 0–0 ir 1–1;

$\frac{c_0^2}{2}$ ir $\frac{c_1^2}{2}$ – kinetinė srauto energija skerspjūviuose 0–0 ir 1–1;

$\frac{p_0}{r_0}$ ir $\frac{p_1}{r_1}$ – potencinė (pjezometrinė) srauto energija skerspjūviuose

0–0 ir 1–1;

q – srautui iš išorės suteikta šiluma;

$h_{tech.}$ – dujomis atliktas techninis darbas (pvz., turbinos rato sukimas).

Žinoma, kad tankis yra atvirkščiai proporcingas specifiniam tūriui:

$$r = 1/v,$$

kur: r – dujų tankis, kg/m^3 ;

v – specifinis dujų tūris, m^3/kg .

Tada slėgio ir tankio santykis $p/r = pv$.

Iš termodinamikos žinoma, kad dujų vidinės u ir potencinės energijų suma lygi jų entalpijai: $u + pv = i$.

Įrašę į energijos tvermės dėsnį $u_0 + p_0 v_0 = i_0$ ir $u_1 + p_1 v_1 = i_1$ gauname tokią dėsnio išraišką:

$$i_0 + \frac{c_0^2}{2} + q - h_{tech.} = i_1 + \frac{c_1^2}{2}.$$

Jeigu techninis darbas neatliekamas ($h_{tech.} = 0$) ir tekėjimas adiabatinis, t. y. dujoms nesuteikiama šiluma $q = 0$, lygtis dar supaprastėja:

$$i_0 + \frac{c_0^2}{2} = i_1 + \frac{c_1^2}{2}, \text{ arba } i + \frac{c^2}{2} = \text{const}.$$

Tada dujų ištekėjimo greitis priklauso nuo pradinio srauto greičio c_0 ir entalpijos, t. y. šiluminės energijos pokyčio:

$$c_1 = \sqrt{2(i_0 - i_1) + c_0^2}.$$

Kadangi aukščiau pateiktoje greičio formulėje neįvertinti trinties nuostoliai elemente, ištekėjimo greitis turi būti žymimas indeksu t – teorinis. Tada teorinis ištekėjimo greitis:

$$c_{1t} = \sqrt{2(i_0 - i_1) + c_0^2}.$$

Realus išėjimo iš elemento greitis mažesnis už teorinį dėl trinties nuostolių $c_1 < c_{1t}$.

Realus išėjimo iš elemento greitis nustatomas formule:

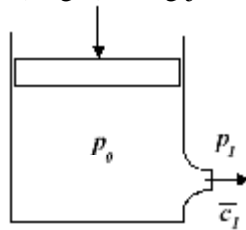
$$c_1 = j \cdot c_{1t} = j \sqrt{2(i_0 - i_1) + c_0^2} = j \sqrt{2h_a + c_0^2},$$

kur: j – greičio koeficientas, įvertinant greičio nuostolius elementariajame sraute dėl trinties, $j = 0,93 \div 0,98$;

h_a – adiabatinis entalpijų pokytis elemente: $h_a = i_0 - i_1$, J/kg.

3.2. Dujų (garų) adiabatinio ištekėjimo pro tūną greitis

Tarkime, kad inde su cilindrinio antgaliu po laisvai padėto stūmoklio yra dujos, kurių slėgis p_0 (3.2 pav.). Išorinis slėgis yra mažesnis už slėgį inde $p_1 < p_0$. Dujos veršis iš indo pro angą į aplinką. Dujoms ištekant jų slėgis mažėja, tūris didėja, potencinė (slėgio) energija virsta kinetine judesio energija.



3.2 pav. Indas su laisvai padėtu stūmokliu ir cilindrinio ištekėjimo antgaliu

Žinoma, kad teorinis (neįskaitant hidraulinių nuostolių) dujų ištekėjimo greitis $c_1 = \sqrt{2(i_0 - i_1) + c_0^2}$, o esant dideliame patekimo į antgalį (tūną) skerspjūvio plotui, galime greitį inde (pradinį ištekėjimo greitį) prilyginti nuliui: $c_0 = 0$, tada $c_1 = \sqrt{2(i_0 - i_1)}$, kur $(i_0 - i_1)$ – adiabatinis entalpijų pokytis plėtimosi metu.

Arba nustačius entalpijas: $c_1 = \sqrt{2 \cdot [(u_0 - u_1) + (p_0 v_0 - p_1 v_1)]}$.

Norint nustatyti ištekėjimo greičio priklausomybę nuo slėgių inde ir aplinkoje santykio, įvertinamas dujomis atliekamas adiabatinis ištekėjimo darbas.

Kadangi remiantis pirmuoju termodinamikos dėsniu adiabatiniame (izoentropiniame) plėtimosi procese darbas atliekamas vidinės energijos sąskaita, viena iš plėtimosi proceso darbo formulių rašoma taip:

$$l = -\Delta u = c_v (T_0 - T_1) = \frac{R}{k-1} (T_0 - T_1),$$

kur: c_v – izochorinė šiluminė dujų talpa;

R – dujų konstanta;

k – adiabatės rodiklis.

Remiantis dujų būklės lygtimi $p v = RT$, plėtimosi proceso darbas gali būti išreikštas taip:

$$l = \frac{1}{k-1} (p_0 v_0 - p_1 v_1).$$

Bet žinodami, kad adiabatiniame plėtimosi procese darbas $l = -\Delta u = u_0 - u_1$, įrašius gautą darbo l formulę į ištekėjimo greičio c_1 formulę, gauname:

$$c_1 = \sqrt{2 \cdot \left[\frac{1}{k-1} (p_0 v_0 - p_1 v_1) + (p_0 v_0 - p_1 v_1) \right]}.$$

Arba
$$c_1 = \sqrt{\frac{2k}{k-1} (p_0 v_0 - p_1 v_1)}.$$

Iškėlę $p_0 v_0$ prieš skliaustus gauname:

$$c_1 = \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_0 v_0 \left(1 - \frac{p_1 v_1}{p_0 v_0} \right)}.$$

Išreiškę ir pakeitę specifinių tūrių santykį slėgių santykiu $\frac{v_1}{v_0} = \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}}$,

gauname galutinę ištekėjimo greičio priklausomybę nuo slėgių inde ir aplinkoje santykio:

$$c_1 = \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}.$$

Masinis dujų ištekėjimo greitis (debitas) priklauso nuo dujų specifinio tūrio ir išėjimo angos ploto:

$$m = F \cdot c_1 / v_1 \text{ kg/s,}$$

kur: F – išėjimo iš tūtos plotas, m²;
 c_1 – dujų ištekėjimo greitis, m/s;
 v_1 – specifinis dujų tūris, $\frac{m^3}{kg}$.

$$m = F \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \frac{p_0}{v_0} \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}.$$

Linijinis c_1 ir masinis m ištekėjimo greičiai priklauso nuo pradinių dujų parametrų p_0 ir v_0 bei slėgių inde ir aplinkoje santykio p_1/p_0 . Šis santykis žymimas raide $\beta = p_1/p_0$.

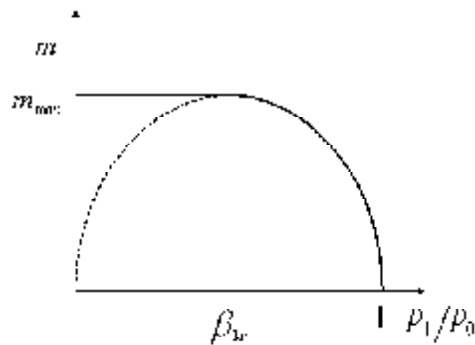
Esant vienodiems slėgiams indo viduje ir išorėje, slėgių santykis p_1/p_0 yra lygus vienetui, dujų ištekėjimo greičiai c_1 ir m – lygūs nuliui. Slėgių santykiui mažėjant, ištekančių dujų debitas didėja (3.3 pav.). Kaip parodė praktiniai tyrimai, greitis didėja iki tam tikros slėgių santykio reikšmės, kuri vadinama kritinių slėgių santykiu b_{kr} . Tolesnis slėgių santykio mažinimas neturi įtakos ištekėjimo greičio dydžiui. Masinis greitis, nustatomas formulėmis, esant $p_1/p_0 < b_{kr}$, turėtų mažėti iki nulio. Praktiškai esant slėgių santykiui $p_1/p_0 < b_{kr}$, masinis ištekėjimo greitis m , pasiekus maksimalų dydį m_{max} , nesikeičia.

Kritinio slėgių santykio b_{kr} dydis priklauso nuo dujų (garų) savybių. Daugelio dujų (garų) kritinis slėgių santykis b_{kr} artimas 0,5. Kritiniai srauto duomenys pateikti 3.1 lentelėje.

3.1 lentelė

Kritiniai srauto parametrai

Parametrai	Vienatomės dujos (He)	Dviatomės dujos, oras	Triatomės dujos, perkaitinti garai	DTĮ dujos (vidutiniškai)
Dujų konstanta R , J/(kg·K)	2077,2	287,2	461,5	288,5
Adiabatės rodiklis k	1,67	1,4	1,3	1,33
Kritinis slėgių santykis b_{kr}	0,4875	0,5283	0,5457	0,5404



3.3 pav. Masinio dujų ištekėjimo greičio priklausomybė nuo slėgių santykio p_1/p_0

Kritinis slėgių santykis b_{kr} gali būti rastas formule: $b_{kr} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$.

Kritinis (esant santykiui $b = b_{kr}$ ir mažesniai) linijinis ištekėjimo greitis c_1 lygus lokaliniam dujų (garų) garso sklidimo greičiui a , atitinkančiam dujų parametrus. Lyginant srauto greitį su garso sklidimo greičiu naudojamas Macho skaičius:

$$M = c/a,$$

kur: c – srauto linijinis greitis;
 a – lokalinis garso sklidimo greitis.

Esant $M < 1$, turime ikigarsinį srautą, $M > 1$ – srautas yra viršgarsinis.

Norint gauti ištekėjimo iš tūtos greitį c_1 , didesnę už garso sklidimo greitį a , reikia naudotis siaurėjančiu ir plėtėjančiu kanalu (Lavalio tūta). Garo greičiai turbinose kartais siekia 600–700 m/s ir daugiau, gerokai viršydami garso sklidimo greitį.

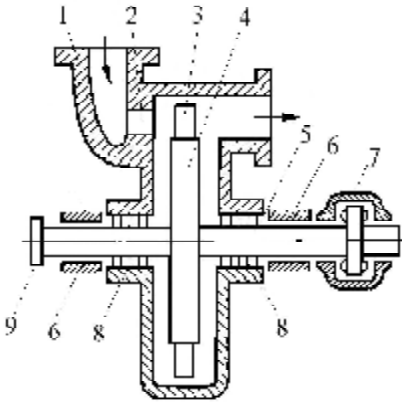
3.3. Turbinos pakopų klasifikacija

Prie turbinos korpuso pritvirtintos nejudančios kreipiančiosios mentės (arba tūtos) bei šalia besisukančios prie rotoriaus pritvirtintos darbo mentės sudaro turbinos pakopą. Turbina gali būti vienos arba kelių pakopų.

Atsižvelgiant į turbinos tipą, jos pakopos yra garo arba dujų. Smulkiau pakopos skirstomos į tokias grupes:

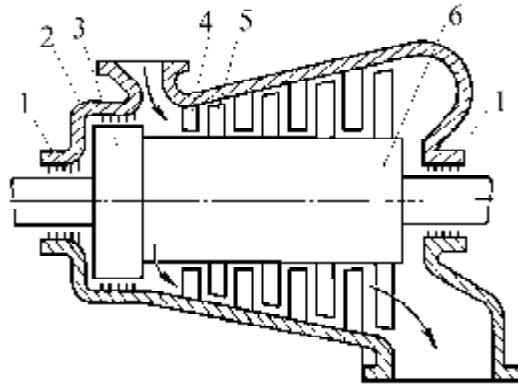
1. Atsižvelgiant į pakopų skaičių turbinoje, pakopa gali būti:

- izoliuota – vienpakopėje turbinoje;
- pirmoji, tarpinė ir išleidžiamoji pakopos – daugiapakopėje turbinoje.



3.4 pav. Izoliuota pakopa
(vienpakopė turbina):

1 – korpusas, 2 – tūta, 3 – darbo mentės,
4 – rotoriaus diskas, 5 – velenas, 6 –
atraminiai guoliai, 7 – iširėmimo guolis,
8 – labirintiniai sandarinimai, 9 – flanšas



3.5 pav. Daugiapakopė turbina:

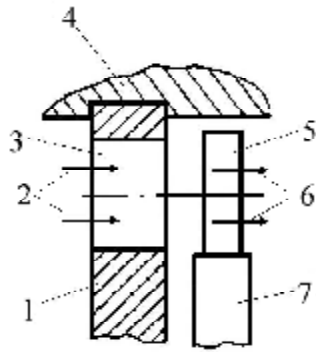
1 – labirintiniai sandarinimai, 2 –
korpusas, 3 – ašinės jėgos kompensavimo
diskas (dumis stūmoklis), 4 –
kreipiančiosios mentės, 5 – darbo mentės,
6 – rotorius (būgninio tipo)

2. Pagal dujų (garų) išleidimo į pakopą pobūdį:

- pilnutinis išleidimas, kai dujos išleidžiamos per visą pakopos apskritimo ilgį;
- parcialinės pakopos, kai dujos išleidžiamos per apskritimo dalį.

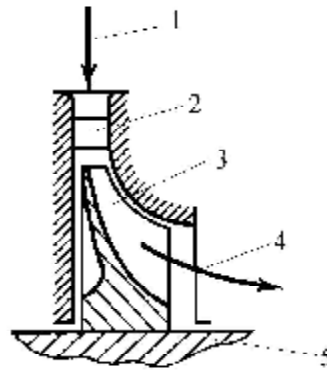
3. Pagal dujų (garų) judėjimo turbinoje kryptį:

- ašinės pakopos, kai judėjimas vyksta rotoriaus ašies kryptimi. Nors atskiros ašinės pakopos n.k. nėra didelis, ašinės daugiapakopės turbinos yra plačiai naudojamos, nes gali būti didelio galingumo ir turėti didelį n.k.;
- radialinės pakopos, kuriose dujos (garai) juda nuo periferijos link centro – įcentrinės pakopos, arba nuo centro link periferijos – išcentrinės pakopos; radialinių turbinų privalumas – trumpas velenas, esant mažam galingumui, lyginant su ašinėmis, jos yra efektyvesnės; pagrindinis trūkumas – mažas agregatinis galingumas; laivų jėgainėse radialinės pakopos dažniausiai naudojamos turbokompresoriniuose dyzelių pripūtimo agregatuose.



3.6 pav. Ašinė turbinos pakopa:

1 – prie korpuso pritvirtinta diafragma su kreipiančiosiomis mentėmis, 2 – dujų patekimas į pakopą, 3 – kreipiančiosios mentės, 4 – korpusas, 5 – darbo mentė, 6 – dujų išėjimas, 7 – rotoriaus diskas su pritvirtintomis darbo mentėmis



3.7 pav. Radialinė įcentrinė turbinos pakopa:

1 – dujų patekimas į pakopą, 2 – prie korpuso pritvirtintos kreipiančiosios mentės (kreipratis), 4 – prie rotoriaus pritvirtintos radialinės mentės, 5 – velenas

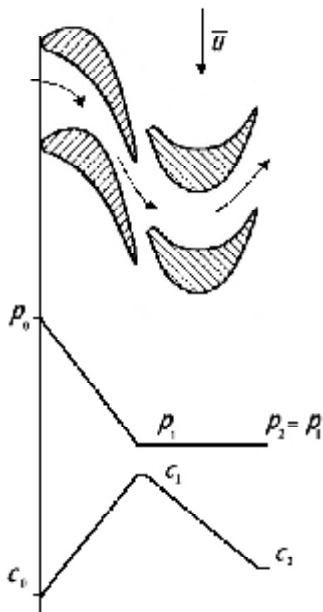
4. Pagal energijos transformacijos būdą pakopos būna:

- aktyvinės;
- reaktyvinės;
- greičio.

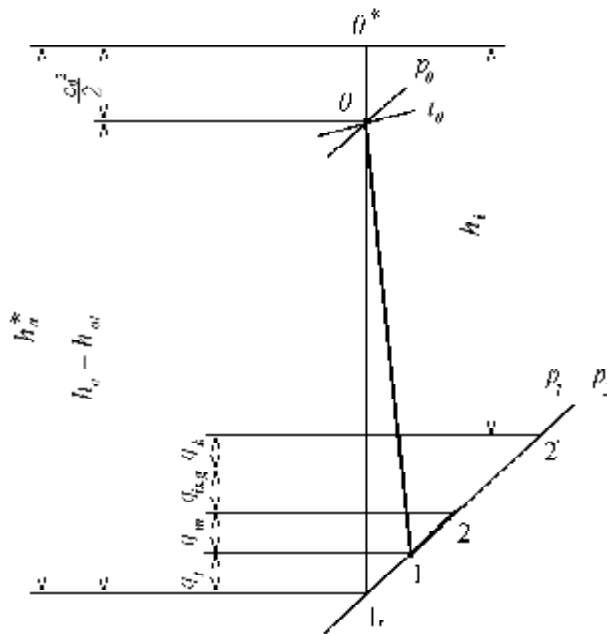
3.4. Aktyvinė turbinos pakopa, pakopos $i - s$ diagrama

Aktyvinėje pakopoje (3.8 pav.) dujos (garai) plinta siaurėjančioje tūtoje (kreipiančiosiose mentėse), kur srauto slėgis mažėja nuo slėgio p_0 iki slėgio p_1 ir srautas įgyja greitį c_1 , naudojant entalpijos pokytį $(i_0 - i_1)$. Dujų srautas, patekęs į darbo kanalą, turi pasisukti pagal kanalo profilį, atiduodamas dalį kinetinės energijos darbo mentėms. Aktyvinio tipo pakopoje darbo kanalų skerspjūvio plotas nekinta, todėl menčių atžvilgiu srautas neįgyja pagreičio ir nenaudoja pagreičiui srauto šiluminės energijos. Slėgis darbo kanale nesikeičia – $p_2 = p_1$.

Panagrinėkime aktyvinės pakopos darbo procesą, naudojant entalpijos-entropijos $i - s$ diagramą (3.9 pav.), kuri rodo pakopos energijos balansą.



3.8 pav. Dujų srauto slėgio p ir absoliutinio greičio c pokyčiai aktyvinėje pakopoje



3.9 pav. Aktyvinės pakopos $i-s$ diagrama:
 0–1 – politropinis dujų plitimas tūtoje,
 1–2 – izobarinis procesas darbo kanale

Taškas 0 atitinka pradinius dujų parametrus, t. y. parametrus patenkant į pakopą. Jeigu turime ne izoliuotą ir ne pirmąją daugiapakopės turbinos pakopą, pradinis dujų greitis c_0 yra pakankamai didelis (120–180 m/s) ir juo į pakopą atnešama energija gali būti įvertinta žymint i viršų nuo taško 0 srauto kinetinės energijos atkarpą $c_0^2/2$. Parametrai su žvaigždute (*) vadinami stabdymo parametrais. Tarsi pasiimame srauto kinetinę energiją, jį sustabdydami.

Iš taško 0 žymime adiabatę iki izobaros p_1 , susikirtimo taškas 1_t . Linija 0– 1_t – dujų plitimo tūtoje adiabatė, neįskaitanti srauto trinties nuostolių. Hidrauliniai (vidiniai ir pasienio srauto trinties) nuostoliai kanale virsta šiluma ir padidina plitimo proceso pabaigos temperatūrą. Realus plitimo procesas yra politropinis procesas 0–1. Taškas 1 gaunamas žymint palei izobarą nuostolius tūtoje $q_t = i_1 - i_{1_t}$. Tie nuostoliai (kaip ir kiti) mažina naudingam darbui pakopoje sunaudojamą entalpijų skirtumą.

Darbo kanale slėgis p_1 nesikeičia. Srautas šiek tiek pašyla dėl trinties nuostolių kanale (mentėse) q_m . Linija 1–2 rodo izobarinį procesą darbo kanale. Taškas 2 apibūdina dujų parametrus išeinant iš turbinos.

Energija patenka į pakopą su dujomis šiluminės h_a ir kinetinės $c_0^2/2$ energijų pavidalu: h_a – adiabatinis entalpijos pokytis pakopoje (žr. 3.9 pav.). Aktyvinėje pakopoje visas entalpijos pokytis vyksta tūtoje (siaurėjančiame kreipiančiajame kanale) ir $h_a = h_{at}$, kur h_{at} – adiabatinis entalpijos pokytis tūtoje.

Jei dujų tekėjimo greitis didelis, įvertinama ir į pakopą su dujomis patenkanti kinetinė energija. h_a^* – visas adiabatinis entalpijos pokytis pakopoje:

$$h_a^* = h_a + c_0^2/2.$$

Pakopoje dalis energijos sunaudojama pakopos vidiniam darbui h_i atlikti, dalis virsta nuostoliais, kurių suma: $\Sigma q = q_t + q_m + q_{is.g} + q_k$, kJ/kg,

kur: q_t – trinties nuostoliai tūtoje (kreipiančiajame kanale);

q_m – trinties nuostoliai darbo kanale;

$q_{is.g}$ – energijos nuostoliai su dujų išėjimo greičiu, $q_{is.g} = c_2^2/2$;

q_k – kamerinių nuostolių suma; prie šių nuostolių priskiriami dujų pertekėjimo, nutekėjimo, rotoriaus trinties su dujomis, ventiliacijos, nuostoliai dėl garų drėgnumo, konstruktyviniai ir kt.

Pakopos vidinis naudingas darbas:

$$h_i = h_a^* - \Sigma q = h_a^* - q_t - q_m - q_{is.g} - q_k, \text{ kJ/kg.}$$

Pakopos energijos balansas gali būti suformuluotas kaip į pakopą patekusios energijos lygybė pakopoje atliktam darbui ir įvairiems nuostoliams:

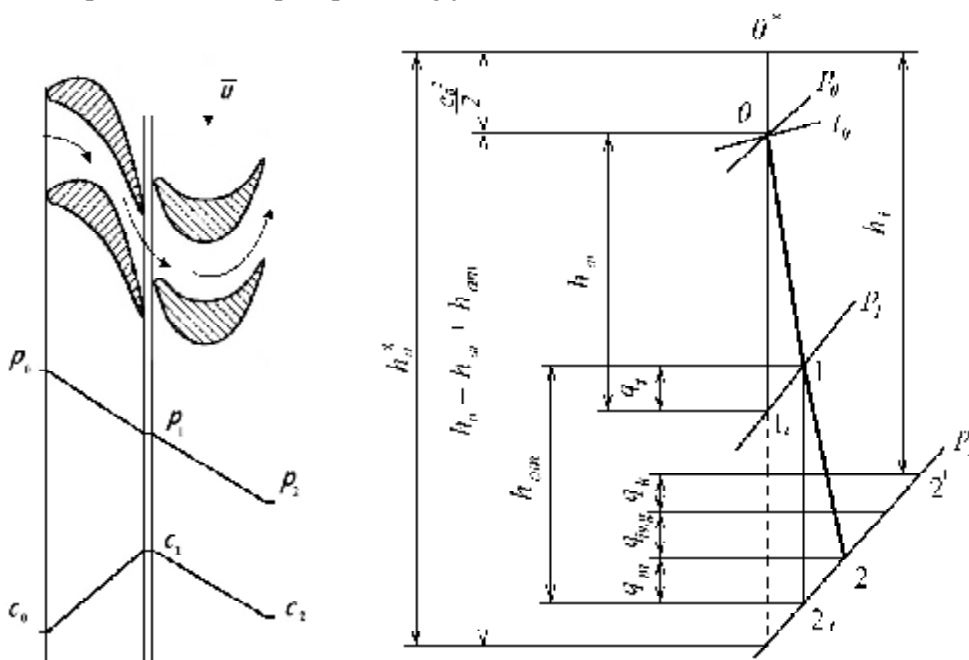
$$h_a + \frac{c_0^2}{2} = h_i + q_t + q_m + \frac{c_2^2}{2} + q_k.$$

3.5. Reaktyvinė turbinos pakopa, pakopos $i - s$ diagrama

Reaktyvinėje pakopoje (pav. 3.10) dujos (garai) plinta siaurėjančioje tūtoje (kreipiančiosiose mentėse), kur srauto slėgis mažėja nuo slėgio p_0 iki slėgio p_1 , ir srautas įgyja greitį c_1 , panaudojant entalpijos pokytį $(i_0 - i_1)$. Vėliau dujų srautas patenka į darbo kanalą, kuris taip pat yra siaurėjantis, dėl ko ir jame dujos plečiasi, įgyja pagreitį, naudojant entalpijos pokytį $(i_1 - i_2)$. Slėgis darbo kanale krenta nuo p_1 iki p_2 . Reaktyvinio tipo pakopoje darbo menčių poveikis srautui yra mišrus. Dujų srautas, veikiamas menčių, turi pasukti pagal darbo kanalo trajektoriją, atiduodamas darbo mentėms dalį kinetinės energijos. Ka-

dangi darbo kanalai yra siaurėjantys, menčių atžvilgiu srautas įgyja papildomą pagreitį, taikant reaktyvinio judėjimo principą.

Panagrinėkime reaktyvinės pakopos darbo procesą, taikant $i-s$ diagramą (3.11 pav.), kuri rodo pakopos energijos balansą.



3.10 pav. Dujų srauto slėgio ir absoliutinio greičio pokyčiai reaktyvinėje pakopoje

3.11 pav. Reaktyvinės pakopos $i-s$ diagrama:
0-1 – politropinis dujų plitimas tūtoje,
1-2 – politropinis dujų plitimas darbo kanale

Taškas 0 atitinka pradinius dujų parametrus, t. y. parametrus patenkant į pakopą. Jeigu turime ne izoliuotą ir ne pirmąją daugiapakopės turbinos pakopą, pradinis dujų greitis c_0 yra pakankamai didelis (120–180 m/s) ir tuo greičiu atnešama į pakopą energija gali būti įvertinta žymint į viršų nuo taško 0 srauto kinetinės energijos atkarpą $c_0^2/2$. Parametrai su žvaigždute (*) vadinami stabdymo parametrais.

Iš taško 0 žymime adiabatę iki izobaros p_1 , susikirtimo taškas 1_t. Linija 0-1_t – dujų plitimo tūtoje adiabatė, neįskaitanti srauto trinties nuostolių. Realus plitimo procesas yra politropinis procesas 0-1. Taškas 1 gaunamas žymint palei izobarą nuostolius tūtoje $q_t = i_1 - i_{1t}$. Šitie nuostoliai (kaip ir kiti) mažina naudingam darbui pakopoje sunaudojamą entalpijų skirtumą.

Darbo kanale slėgis p_1 krenta iki slėgio p_2 . Linija 1–2_t – dujų plitimo darbo kanale adiabatė. Dėl trinties nuostolių darbo kanale q_m dujų plitimas baigiasi esant aukštesnei temperatūrai taške 2. Linija 1–2 rodo politropinį dujų plitimo procesą darbo kanale. Taškas 2 apibūdina dujų parametrus išeinant iš turbinos.

Energija patenka į pakopą su dujomis šiluminės h_a ir kinetinės $c_0^2/2$ energijų pavidalu. Šiluminę energiją rodo h_a – adiabatinis entalpijos pokytis pakopoje (žr. 3.11 pav.). Reaktyvinėje pakopoje entalpijos pokytis virsta kinetine energija – tūtoje ir darbo kanale:

$$h_a = h_{at} + h_{am}, \text{ kJ/kg,}$$

kur: h_{at} – adiabatinis entalpijos pokytis tūtoje;

h_{am} – adiabatinis entalpijos pokytis darbo kanale.

Pakopos reaktyvumas įvertinamas reaktyvumo laipsniu r , kuris rodo, kuri pakopos šiluminės energijos dalis sunaudojama darbo kanaluose:

$$r = h_{am}/h_a.$$

Reaktyvumo laipsnis r gali būti nuo 0 iki 1,0. Esant $r = 0$, pakopa yra aktyvinė. Dauguma ašinių turbinų pakopų turi reaktyvumo laipsnį intervale $r = 0 \div 0,5$.

Jei dujų įėjimo greitis didelis, įvertinama ir su dujomis į pakopą patenkanti kinetinė energija. h_a^* – visas adiabatinis entalpijos pokytis pakopoje:

$$h_a^* = h_a + c_0^2/2.$$

Pakopoje dalis energijos sunaudojama pakopos vidiniam darbui h_i atlikti, dalis virsta nuostoliais, kurių suma: $\Sigma q = q_t + q_m + q_{is.g} + q_k$, kJ/kg,

kur: q_t – trinties nuostoliai tūtoje (kreipiančiajame kanale);

q_m – trinties nuostoliai darbo kanale;

$q_{is.g}$ – nuostoliai su dujų išėjimo greičiu, $q_{is.g} = c_2^2/2$;

q_k – kamerinių nuostolių suma; prie šių nuostolių priskiriami dujų pertekėjimo, nutekėjimo, rotoriaus trinties su dujomis, ventiliacijos, nuostoliai dėl garų drėgnumo, konstruktyviniai ir kt.

Pakopos vidinis naudingas darbas:

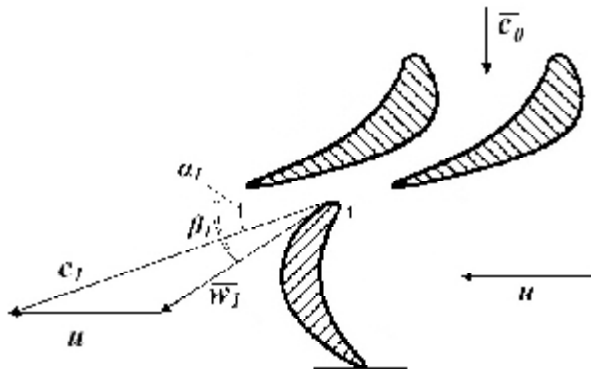
$$h_i = h_a^* - \Sigma q = h_a^* - q_t - q_m - q_{is.g} - q_k, \text{ kJ/kg.}$$

Kaip ir aktyvesnėse pakopose, energijos balansas gali būti suformuluotas kaip į pakopą patekusios energijos lygybė pakopoje atlikto darbo ir įvairių nuostolių sumai:

$$h_a + \frac{c_0^2}{2} = h_i + q_t + q_m + \frac{c_2^2}{2} + q_k.$$

3.6. Greičių trikampis įeinant į turbinos darbo kanalą

Aptariant turbinos darbo procesą, kol kas buvo nagrinėjami tik absoliutinio dujų (garų) greičio c dydžio pokyčiai pakopoje. Srauto energijos transformacija darbo kanale nagrinėjama naudojant greičių trikampius įeinant ir išeinant iš darbo kanalo. Išdėstykite turbininę pakopą vertikaliai (pav. 3.12).



3.12 pav. Greičių trikampis įeinant į darbo kanalą

Tegul gas iš nejudančio kreipiančiojo kanalo išeina greičiu \bar{c}_1 kampu α_1 . Išėjimo iš kreipiančiojo kanalo greitis \bar{c}_1 yra absoliutinis dujų įėjimo į darbo kanalą greitis (taškas 1). Greičio dydis gali būti nustatytas aktyvinėje pakopoje formule:

$$c_1 = j \cdot c_{1t} = j \sqrt{2(i_0 - i_1) + c_0^2} = j \sqrt{2h_a + c_0^2}$$

arba reaktyvinėje pakopoje, atsižvelgus į reaktyvumo laipsnį r :

$$c_1 = j \cdot c_{1t} = j \sqrt{2(i_0 - i_1) + c_0^2} = j \sqrt{2h_a \cdot (1 - r) + c_0^2}.$$

Mentės atžvilgiu dujos juda reliatyviau greičiu \bar{w}_1 , kuris yra mažesnis už absoliutinį \bar{c}_1 dėl pačios mentės apskritiminio greičio \bar{u} .

Darbo mentė dėl rotoriaus sukimosi juda linijiniu apskritiminiu greičiu \bar{u} nurodyta kryptimi. Greičio \bar{u} dydis:

$$u = \omega \cdot r, \text{ m/s,}$$

kur: r – rato spindulys, m;

ω – kampinis sukimosi greitis, rad/s.

Atėmę iš absoliutinio greičio vektoriaus \bar{c}_1 apskritiminio greičio vektorių \bar{u} , gauname reliatyvųjį įėjimo į darbo kanalą greitį \bar{w}_1 mentės atžvilgiu:

$$\bar{w}_1 = \bar{c}_1 - \bar{u}.$$

Reliatyvusis greitis \bar{w}_1 yra nukreiptas kampu b_1 . Kad dujų srautas patektų į tarpmentinį kanalą be smūgių, pageidaujama, kad greičio \bar{w}_1 kryptis (kampas b_1) sutaptų su mentės liestinės taške 1 kryptimi.

Greitį w_1 , absoliutinį dydį ir kampą b_1 galima nustatyti formulėmis:

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2u \cdot c_1 \cdot \cos a_1} \quad \text{arba} \quad w_1 = \frac{c_1 \sin a_1}{\sin b_1},$$

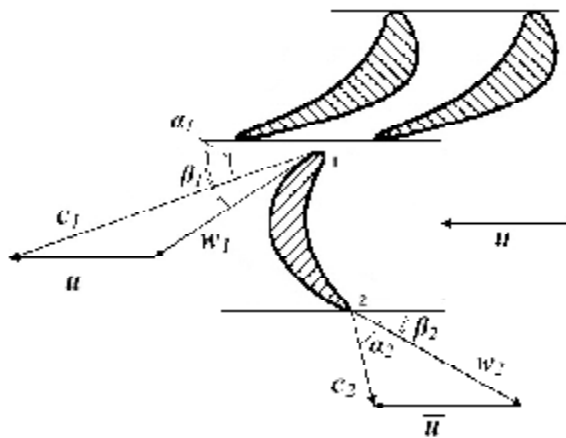
$$b_1 = \arctg \frac{\sin a_1}{\cos a_1 - u/c_1}.$$

Nubraižytas trikampis vadinamas greičių trikampiu įeinant į darbo kanalą.

3.7. Greičių trikampis išeinant iš turbinos darbo kanalo

Nustatyta, kad dujos (garai) įeina į darbo kanalą menčių atžvilgiu greičiu \bar{w}_1 .

Judėdamos darbo kanalu jos pakeičia judėjimo kryptį ir išeina iš kanalo greičiu \bar{w}_2 , nukreiptu kampu b_2 . Bendru atveju išėjimo kampas sutampa su mentės liestinės taške 2 kampu. IštekJimo iš kanalo greitis w_2 gali būti mažesnis ar didesnis už įėjimo į kanalą greitį w_1 , atsižvelgiant į kanale įgyjamą pagreitį ir trinties nuostolius.



3.13 pav. Greičių trikampis išeinant iš darbo kanalo

Aktyvinio tipo pakopoje ($r = 0$) darbo kanalai turi pastovų skerspjūvio plotą, todėl judėdamas kanalu srautas neįgyja pagreičio. Teorinis išėjimo greitis – $w_{2t} = w_1$. Realus greitis – $w_2 < w_1$. Dujų judėjimo menčių atžvilgiu greitis w mažėja dėl trinties nuostolių kanale. Greitį galima rasti formule:

$$w_2 = \gamma \cdot w_{2t} = \gamma \cdot w_1,$$

čia: $\gamma = 0,83 = 0,92$ – empirinis greičio koeficientas, analogiškas greičio koeficientui kreipiančiajame kanale j .

Reaktyvinio tipo pakopoje ($r > 0$) darbo kanalai yra siaurėjantys, dėl ko judėdamas kanalu dujos įgyja pagreitį, sunaudojant kanale atsiradusį entalpijos pokytį:

$$h_{am} = h_a \cdot r,$$

kur: h_a – adiabatinis entalpijų pokytis pakopoje, J/kg;
 r – pakopos reaktyvumo laipsnis.

Energijos darbo kanale tvermės dėsnį galima užrašyti taip:

$$\frac{w_{2t}^2}{2} = \frac{w_1^2}{2} + h_{am};$$

iš čia ištekėjimo iš kanalo greitis: $w_2 = \gamma \cdot w_{2t} = \gamma \cdot \sqrt{w_1^2 + 2h_{am}}$.

Turėdami reliatyvaus \bar{w}_2 ir apskritiminio \bar{u} greičių vektorius galime rasti greičių trikampį išeinant iš darbo kanalo ir absoliutinį išėjimo greitį \bar{c}_2 :

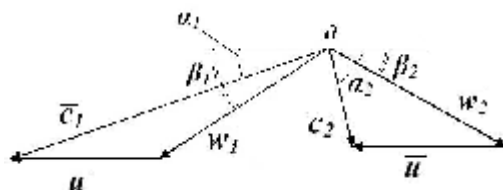
$$\bar{c}_2 = \bar{w}_2 + \bar{u}.$$

Analitiškai greitį c_2 ir kampą a_2 galime rasti formulėmis:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2 \cdot u \cdot \cos b_2}; \quad c_2 = \frac{w_2 \cdot \sin b_2}{\sin a_2};$$

$$a_2 = \arctg \frac{\sin b_2}{\cos b_2 - u/w_2}.$$

Sprendžiant praktines užduotis abu trikampiai braižomi iš vieno taško (pav. 3.14). Greičių trikampių dėka galima nustatyti priklausomybes tarp greičių dydžių ir jų kampų. Atsižvelgiant į kampus galima pasirinkti būtiniausių menčių profilių. Trikampiai būtini nustatant pakopos darbo rodiklius.

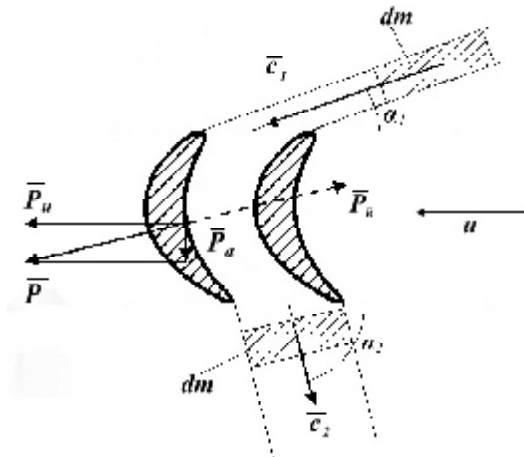


3.8. Srauto energijos transformavimas darbo kanale

Darbo kanale vyksta energijos perdavimas nuo dujų (garų) srauto darbo mentėms, kinetinė srauto energija verčiama mechanine rotoriaus sukimosi energija.

Tarkim, į tarpumentinį kanalą per laiką dt greičiu \bar{c}_1 patenka elementari dujų masė dm .

Kai tekėjimas yra nusistovėjęs, tuo pačiu metu iš kanalo išteka tokia pat dujų masė dm greičiu \bar{c}_2 . Greičiai \bar{c}_1 ir \bar{c}_2 yra absoliutiniai dujų greičiai įeinant ir išeinant iš darbo kanalo, nustatomi greičių trikampiais.



3.15 pav. Dujų judėjimo darbo kanale schema

Yra žinoma (antrasis Niutono dėsnis), kad materialiojo taško judesio kiekio pokytis lygus tašką veikiančiam jėgos impulsui: $m \cdot d\bar{v} = \bar{F} \cdot dt$,

kur: $m \cdot d\bar{v}$ – materialaus taško judesio kiekio pokytis esant pastoviai masei, masės ir greičio pokyčio sandauga; gali keistis ir greičio dydis, ir kryptis;
 $\bar{F} \cdot dt$ – materialųjį tašką veikiantis jėgos impulsas, jėgos ir jos veikimo laiko sandauga.

Darbo kanalo atveju dujų srauto judesio kiekio pokytis tarpmenčių kanale lygus srautą veikiančiam menčių reakcijos jėgos impulsui:

$$dm \cdot (\bar{c}_2 - \bar{c}_1) = \bar{P}_R \cdot dt,$$

kur: dm – elementari dujų masė;

$(\bar{c}_2 - \bar{c}_1)$ – absoliutinio dujų greičio pokytis darbo kanale;
 dt – elementarios dujų masės buvimo kanale laikas;
 \bar{P}_R – mentės reakcijos jėga, kuria mentė veikė elementarią masę, keisdama jos greitį.

Išskyrus reakcijos jėgą \bar{P}_R , gaunama formulė:

$$\bar{P}_R = \frac{dm}{dt} \cdot (\bar{c}_2 - \bar{c}_1).$$

Ši formulė gali būti supaprastinta, pakeitus dm/dt masiniu dujų debitu G , kg/s, o vietoj mentės reakcijos jėgos \bar{P}_R įrašius priešingai nukreiptą jėgą \bar{P} , kuria dujos veikia mentę $\bar{P} = -\bar{P}_R$.

Taip gaunama jėgos \bar{P} , kuria dujos veikia mentę, paprastesnė formulė:

$$\bar{P} = G \cdot (\bar{c}_1 - \bar{c}_2).$$

Jėgos dydis priklauso nuo dujų debito kanale ir dujų absoliutinio greičio pokyčio. Jėga veikia mentę ašine \bar{P}_a ir apskritimine \bar{P}_u kryptimis. Apskritiminės dedamosios \bar{P}_u kryptis sutampa su apskritiminio linijinio greičio \bar{u} kryptimi, ji sudaro darbo rato sukimo momentą ir atlieka naudingą darbą. Ašinė dedamoji \bar{P}_a nukreipta rotoriaus ašies kryptimi dujų išėjimo link ir naudingo darbo neatlieka. Ašinei jėgai kompensuoti ir neleisti rotoriumi pasislinkti turbinos korpuse jos konstrukcijoje numatomi iširėmimo guoliai ir kompensacinės arba dumis kameros (angl. *dummy* – „tuščiaiegis“).

Ašinė \bar{P}_a ir apskritiminė \bar{P}_u jėgos gali būti nustatytos iš vektorių lygčių:

$$\begin{aligned} \bar{P}_u &= G \cdot (\bar{c}_{1u} - \bar{c}_{2u}); \\ \bar{P}_a &= G \cdot (\bar{c}_{1a} - \bar{c}_{2a}). \end{aligned}$$

Arba rastos formulėmis:

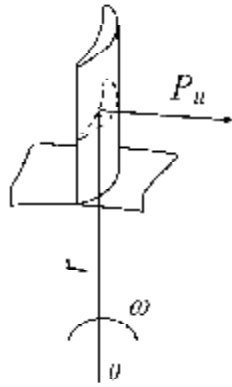
$$\begin{aligned} P_u &= G \cdot (c_1 \cdot \cos a_1 + c_2 \cdot \cos a_2) = G \cdot (c_{1u} + c_{2u}); \\ P_a &= G \cdot (c_1 \cdot \sin a_1 - c_2 \cdot \sin a_2) = G \cdot (c_{1a} - c_{2a}). \end{aligned}$$

Turbinos pakopos išvystomas sukimo momentas (apskritiminis):

$$M = P_u \cdot r = G \cdot (c_{1u} + c_{2u}) \cdot r,$$

kur: P_u – apskritiminė sukimo jėga;
 G – masinis dujų debitas pakopoje;
 r – vidutinis mentės spindulys.

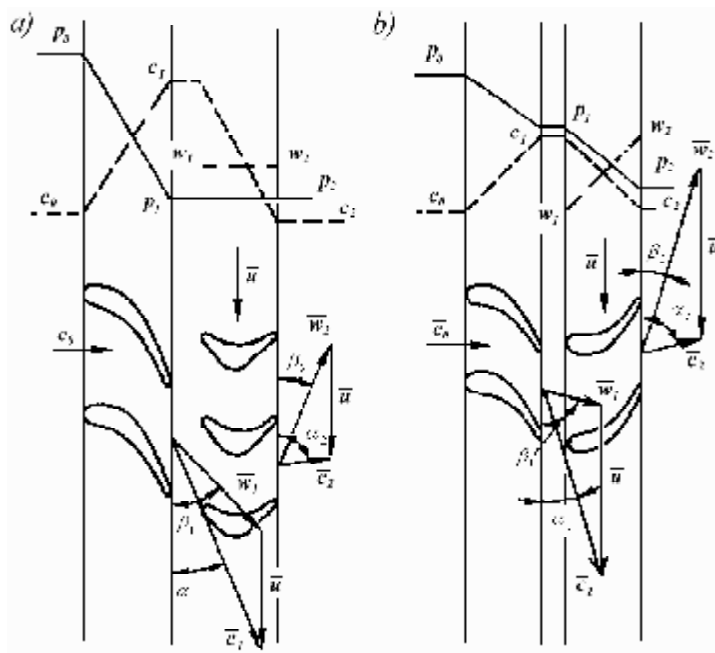
Atitinkamai pakopos galingumas lygus momento ir kampinio greičio sandaugai: $N = M \cdot \omega$.



3.16. pav. Apskritiminės jėgos \bar{P}_u veikimo schema

3.9. Aktyvinės ir reaktyvinės pakopų greičiai

Paveiksle 3.17 parodytos aktyvinės ir reaktyvinės turbinų pakopų darbo procesą iliustruojančios diagramos.



3.17 pav. Aktyvinės (a) ir reaktyvinės (b) pakopų darbo proceso iliustracijos

Aktyvinėje pakopoje dujų (garų) slėgis kreipiančiajame kanale krenta nuo pradinio p_0 iki išėjimo slėgio $p_1 = p_2$, tuo metu srauto šiluminė energija verčiama kinetine, pradinis greitis c_0 išauga iki maksimalaus absoliutinio greičio c_1 . Darbo kanale slėgis nekrenta, šiluminės energijos virtimas kinetine nevyksta, todėl judėjimo kanalo atžvilgiu greičio dydis nesikeičia – $w_2 = w_1$, bet kinta greičio kryptis. Absoliutinis srauto greitis c_1 mažėja iki c_2 , nes kinetinė energija atiduodama darbo mentėms ir greičių trikampyje $\bar{c}_2 = \bar{w}_2 + \bar{u}$ greičiai \bar{w}_2 ir \bar{u} nukreipti priešingomis kryptimis.

Reaktyvinėje pakopoje tik dalis šiluminės energijos virsta kinetine kreipiančiajame kanale. Maksimalus dujų greitis c_1 reaktyvinėje pakopoje bus mažesnis už aktyvinės pakopos maksimalų greitį c_1 (turbinoje su vienodai sunaudojamu entalpijos pokyčiu). Kita šiluminės energijos dalis verčiama kinetine energija darbo kanale, kuris yra siaurėjantis, ir slėgis jame mažėja nuo p_1 iki p_2 . Todėl išeinant iš darbo kanalo reliatyvusis greitis w padidėja nuo w_1 iki w_2 . Kuo didesnis pakopos reaktyvumo laipsnis r , tuo labiau išauga darbo kanale greitis w . Bet absoliutinis dujų greitis \bar{c} , kuris yra reliatyvaus \bar{w} ir apskritiminio \bar{u} suma, mažėja. Nes srauto kinetinė energija atiduodama judančioms mentėms.

Reaktyvinės pakopos su reaktyvumo laipsniu $r = 0,5$ įėjimo ir išėjimo greičių trikampiai bus simetriški. Kampai $a_1 = b_2$ ir $b_1 = a_2$. Greičių absoliutiniai dydžiai $c_1 = w_2$ ir $w_1 = c_2$.

Didelę įtaką pakopos efektyvumui daro greičių santykis u/c_1 . Bendru atveju optimaliu laikomas toks u/c_1 santykis, kuriam esant pasiekiamas mažiausias absoliutinis išėjimo greitis c_2 ir jo išėjimo kampas a_2 artimas 90° . Kai u/c_1 santykis yra neoptimalus, padidėja energijos nuostoliai su išeinamuoju greičiu ir mažėja pakopos naudingas darbas.

Vienpakopėje turbinoje sunku išlaikyti optimalų u/c_1 , kai sunaudojamas entalpijos pokytis viršija 190–210 kJ/kg. Kadangi dėl atsirandančių didelių išcentrinų jėgų rotoriaus apskritiminis greitis ribojamas, $u \leq 250\text{--}350$ m/s.

Aktyvinėje pakopoje optimalus greičių santykis u/c_1 artimas 0,5.

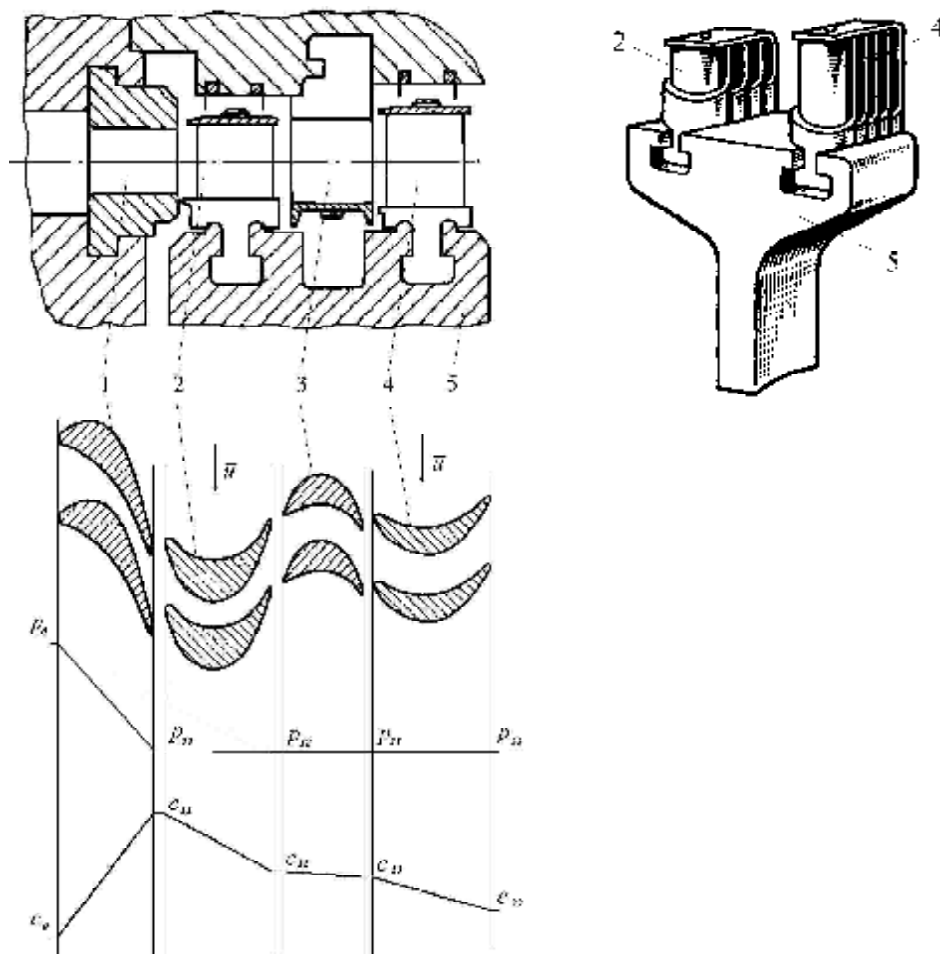
Didėjant reaktyvumo laipsniui, optimalus santykis u/c_1 taip pat didėja. Esant $r = 0,5$,

$$(u/c_1)^{opt} = \cos a_1.$$

3.10. Greičio pakopa

Dėl stiprumo sąlygų menčių maksimalus apskritiminis greitis $u = w \cdot r$ neturėtų viršyti 250–300 m/s. Kai pakopoje sunaudojamas entalpijos pokytis viršija 190–210 kJ/kg, dujų (garų) greičiai turbinoje didėja, todėl sunku išlaikyti optimalų greičių santykį u/c_1 . Santykio u/c_1 dydis pasislenka nuo optimalaus prie mažesnio dydžio, didėja nuostoliai su išėjimo greičiu.

Siekiant sumažinti nuostolius su išėjimo greičiu (pav. 3.18 tai greitis c_{12}), naudojamos viena arba dvi papildomos pakopos, dirbančios panaudojant likutinį greitį.



3.18 pav. Aktyvinė pakopa su greičio pakopa:

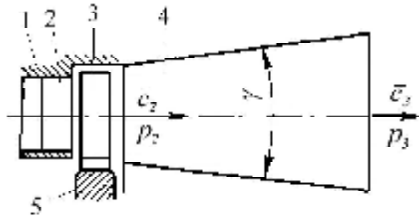
1 – aktyvinės pakopos kreipiančiosios mentės, 2 – aktyvinės pakopos darbo mentės, 3 – greičio pakopos kreipiančiosios mentės, 4 – greičio pakopos darbo mentės, 5 – dviejų vainikų rotoriaus diskas, prie kurio pritvirtintos darbo mentės

Greičio pakopą sudaro prie korpuso pritvirtintos nejudančios kreipiančiosios mentės ir judančios darbo mentės. Dažnai abiejų pakopų darbo mentės tvirtinamos prie dviejų vainikų disko. Greičio pakopoje būna nedidelis slėgio mažėjimas dėl trinties, bet šiluminė energija nevirsta kinetine. Greičio pakopoje sunaudojama kinetinė energija, likusi po pirmosios pakopos.

Paprastai pirmoje pakopoje sunaudojama daugiausiai šiluminės energijos, greičio pakopoje sunaudojama $4 \div 12\%$ viso entalpijos pokyčio.

3.11. Turbinos pakopa su difuzoriumi

Pirmosios, arba tarpinės, pakopos išmetamųjų dujų (garų) kinetinė energija iš dalies sunaudojama kitoje pakopoje. Vienpakopėje turbinoje arba daugiapakopės turbinos išleidžiamojėje pakopoje tokios galimybės nėra. Tada, norint panaudoti dalį išmetamųjų dujų kinetinės energijos, išeinant iš darbo rato statomas nejudantis difuzorius (su mentėmis arba be jų). Paveiksle 3.19 parodyta vienos pakopos turbina su difuzoriumi be menčių.



3.19 pav. Vienos pakopos turbina su difuzoriumi:

1 – turbinos korpusas, 2 – kreipiančiosios mentės, pritvirtintos prie korpuso,
3 – darbo mentės, tvirtinamos prie rotoriaus, 4 – difuzorius (be menčių),
5 – rotoriaus diskas

Slėgis išeinant iš difuzoriaus p_3 priklauso nuo aplinkos slėgio (t. y. atmosferos slėgio, slėgio garo kondensatoriuje ir pan.). dujų greitis plėtėjant difuzoriui mažėja: išėjimo iš difuzoriaus greitis c_3 mažesnis už įėjimo į difuzorių greitį c_2 .

Taigi nuostoliai mažinami mažinant išmetamųjų dujų greitį. Be difuzoriaus, išmetamųjų dujų greitis lygus greičiui c_2 , naudojant difuzorių – c_3 , bet c_3 yra mažesnis už c_2 .

Dėl greičio mažėjimo, remiantis Bernulio lygtimi, slėgis, įeinant į difuzorių, p_2 yra mažesnis už slėgį išeinant p_3 . Šio fenomeno dėka paskutinėje turbinos pakopoje panaudojamas didesnis entalpijų pokytis, atitinkamai didėja pakopos n.k.

Energijos tvermės dėsnis gali būti išreikštas formule:

$$\frac{c_2^2}{2} = h_d + \frac{c_3^2}{2}.$$

Papildomas entalpijos pokytis, atsirandantis dėl greičio skirtumo difuzoriuje

$$h_d = \frac{c_2^2 - c_3^2}{2}.$$

Entalpijos pokytis h_d yra papildoma šiluminė energija, sunaudojama pakopoje. Be difuzoriaus ši energija būtų išleista išmetamųjų dujų greičiu.

Dalis energijos difuzoriuje virsta nuostoliais, todėl gaunamas adiabatinis entalpijos pokytis h_{ad} yra mažesnis už h_d :

$$h_{ad} = h_d \cdot h_d.$$

Jeigu greičio c_2 išeinant iš pakopos kampas $\alpha_2 = 80 \div 100^\circ$, esant difuzoriaus angos kampui $\beta = 10 \div 14^\circ$, difuzoriaus naudingumo koeficientas $h_d = 0,75$.

Pakopos be difuzoriaus vidinį n.k. galima apskaičiuoti formule:

$$h_i = \frac{h_i}{h_a^*},$$

kur: h_i – pakopos vidinis naudingas darbas;

h_a^* – pilnasis adiabatinis entalpijos pokytis pakopoje.

Pakopos su difuzoriumi vidinis n.k.:

$$h_i = \frac{h_i}{h_a^* - h_{ad}}.$$

4. ORO KOMPRESORIAI

Šioje knygos dalyje pateikta išcentrinių ir ašinių kompresorių klasifikacija, aprašyta kompresorių konstrukcija, paaiškinti kompresorių darbo procesai.

4.1. Išcentriniai kompresoriai, jų konstrukcija ir darbo procesas

Išcentriniai oro kompresoriai skirti orui (dujoms) suslėgti. Jie suteikia orui potencinę ir kinetinę energijas, įsukant orą darbo rate, kur jis juda veikdamas išcentrine jėga nuo centro link periferijos. Išėjęs iš darbo rato oras patenka į difuzorių, kur jo kinetinė energija virsta potencine, didindama įgautą slėgį.

Išcentrinio kompresoriaus privalumai yra: aukštas slėgis vienoje pakopoje – slėgio padidėjimo laipsnis pakopoje e (arba p_k) siekia 4,5, paprasta konstrukcija ir patikima įrenginio eksploatacija, nedideli ašiniai matmenys ir svoris.

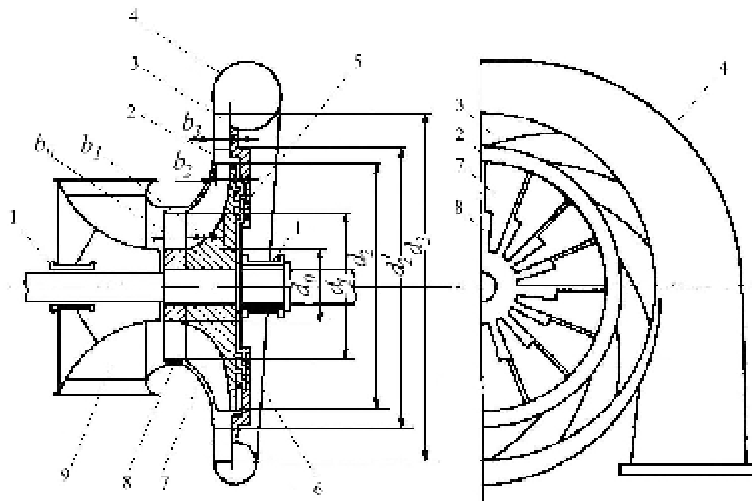
Trūkumai: žemesnis, lyginant su ašiniais kompresoriais, n.k. (75–81%), santykinai dideli diametraliniai matmenys, daugiapakopės konstrukcijos su aukštu n.k. sudarymo sudėtingumas.

Išcentriniai kompresoriai paprastai naudojami pagalbinuose DTĮ, oro pripūtimo agregatuose, ir kaip paskutinė pakopa ašiniuose kompresoriuose.

Išskiriami šių tipų išcentriniai kompresoriai:

1. Atsižvelgiant į oro įsiurbimą – kompresoriai su vienpusiu įėjimu ir vienpusiu ratu, kompresoriai su dvipusiu įėjimu ir dvipusiu ratu, pastarieji naudojami esant didelėms oro sąnaudoms.
2. Atsižvelgiant į rato menčių konstrukciją – su radialinėmis mentėmis ir mentėmis, užlenktomis į sukimosi pusę.
3. Atsižvelgiant į rato tipą – su atviru, iš dalies atviru ir uždaru ratu.
4. Atsižvelgiant į suslėgimo pakopų skaičių – vienpakopiai ir daugiapakopiai.
5. Atsižvelgiant į difuzoriaus tipą – su bemenčiu arba mentiniu difuzoriumi.

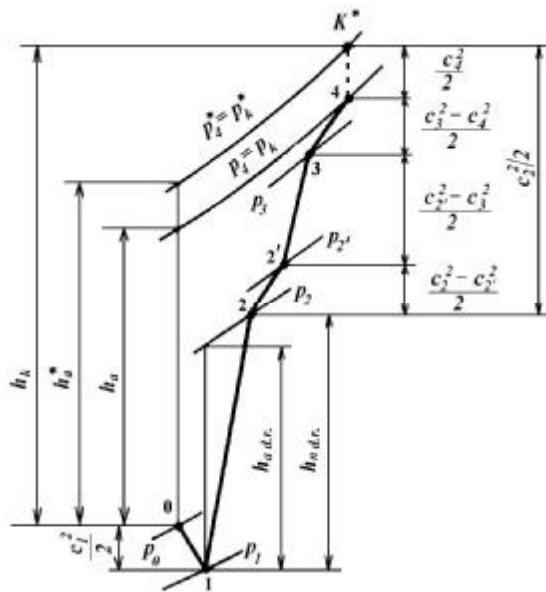
4.1 paveiksle parodytas vienpakopis išcentrinis kompresorius su vienpusiu įėjimu ir iš dalies atviru darbo ratu.



4.1 pav. Išcentrinio kompresoriaus schema:

1 – atraminis (iš įsiurbimo pusės) ir atraminis išsivėmimo guoliai, 2 – bementis difuzorius, 3 – mentinis difuzorius, 4 – spiralinė (difuzorinė) kamera, 5 – sandarinimai, 6 – korpusas, 7 – darbo ratas su darbo mentėmis, 8 – kreipiančiosios įleidimo mentės, besisukančios su darbo ratu, 9 – oro įsiurbimo aparatas (korpuso dalis)

Vienpakopio išcentrinio kompresoriaus darbo proceso $i-s$ diagrama pateikta paveiksle 4.2.



4.2. pav. Vienpakopio išcentrinio kompresoriaus darbo proceso $i-s$ diagrama

Oro būklė įeinant į kompresorių pažymima diagramoje tašku 0, nes patenkant į kompresorių oro greitis $c_0 \approx 0$, nurodyti taške 0 ir stabdymo (įskaitantys kinetinę energiją) parametrai yra lygūs. Įsiurbimo aparatas (9) yra siaurėjantis, todėl jame mažėja oro slėgis (linija 0–1). Įleidimo aparate srautas įgauna pagreitį, kad sumažėtų įėjimo į darbo ratą hidraulinis smūgis. Procesą darbo rate rodo linija 1–2, bemenčiame difuzoriuje – 2–2', mentiniame difuzoriuje – 2'–3, galiniame difuzoriuje (spiralinėje kameroje) – 3–4. Taške 4 baigiasi suslėgimo (kompresoriuje) procesas.

Įskaitant išėjimo greitį pilnutinė srovės energija apibūdinama stabdymo taško K^* parametrais. Vidinis kompresoriaus darbas atitinka atkarpą h_k , kJ/kg. Izoentropinis entalpijos energijos prieaugis kompresoriuje h_a (remiantis statiniais parametrais, neįvertinant išėjimo greičio) arba h_a^* (remiantis stabdymo parametrais, įvertinant išėjimo greitį). Atitinkamai izoentropinis n.k., remiantis statiniais parametrais $h_k = \frac{h_a}{h_k}$, remiantis stabdymo parametrais

$$h_k^* = \frac{h_a^*}{h_k}.$$

Politropinių procesų kompresoriuje rodikliai yra tokie: įleidimo aparato $n_{01} = 1,37–1,39$; darbo rato $n_{12} = 1,44–1,55$; bemenčio difuzoriams $n_{22'} = 1,8–2,0$; mentinio difuzoriaus $n_{2'3} = 1,6–1,7$; spiralinės (difuzorinės) kameros $n_{34} = 1,8–2,1$.

Rekomenduojami šie geometriniai santykiai: darbo rato (žr. 4.1 pav.): $d_0/d_2 = 0,15–0,25$; $d_1/d_2 = 0,45–0,65$, darbo rato menčių skaičius $z = 16–30$.

Oro srauto greitis išeinant iš mentinio difuzoriaus $c_3 = 100–150$ m/s, išeinant iš kompresoriaus $c_4 = 60–100$ m/s.

Apskritiminis darbo rato greitis ribojamas, atsižvelgiant į stiprumo sąlygas $u_2 < 500$ m/s.

4.2. Ašiniai kompresoriai, jų konstrukcija ir darbo procesas

Ašiniame kompresoriuje oras (dujos) įgauna potencinę ir kinetinę energiją judėdamas tarp radialinių kreipiančių ir darbo menčių. Pagrindinė jo judėjimo kryptis sutampa su kompresoriaus rotoriaus ašimi.

Kompresoriaus aerodinaminę sistemą sudaro įleidžiamoji, pratekėjimo ir išleidžiamoji dalys. Darbo mentelių ir už jų esančių kreipiančių menčių

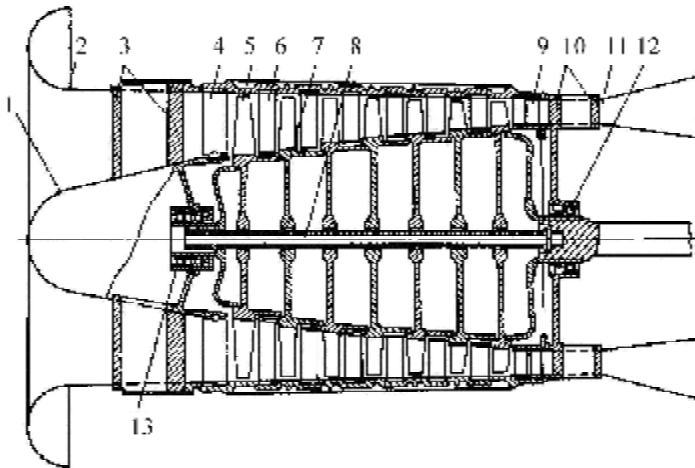
komplektas sudaro pakopą. Visų nuosekliai išdėstytų pakopų aibė vadinama kompresoriaus pratekėjimo dalimi.

Skiriami šių tipų ašiniai kompresoriai:

1. Atsižvelgiant į srovės greitį – iki ir viršgarsinio greičio.
2. Atsižvelgiant į rotorių skaičių – vieno (vienkaskadiniai) ir dviejų rotorių.
3. Atsižvelgiant į rotoriaus konstrukciją – su diskiniiais, būgniniais ir sudėtiniais rotoriais.
4. Atsižvelgiant į pratekėjimo dalies formą – nuolatinio išorinio ratų skersmens, nuolatinio vidutinio ratų skersmens ir nuolatinio rotoriaus skersmens.

Ašinių kompresorių privalumai, lyginant su išcentriniais, yra aukštesnis n.k. (85–89%), didelis našumas ir mažesni diametraliniai matmenys. Trūkumai: mažas slėgio padidėjimo vienoje pakopoje laipsnis $e(p_k)$ yra intervale 1,1–1,3, iš čia – didesnis menčių skaičius, todėl ir ilgesnė kompresoriaus konstrukcija. Reikia paminėti ir mažesnę patikimumą, ryškų n.k. sumažėjimą dirbant nenominaliu darbo režimu.

Laivų DTĮ paprastai naudojami iki garsinio greičio kompresoriai su vieno arba dviejų kaskadų rotoriais, žemo slėgio kompresoriai – pastovaus išorinio skersmens.



4.3 pav. Ašinio kompresoriaus schema:

1 – priekinė aptakioji dalis, 2 – oro įsiurbimo atvamzdis, 3 – priekiniai stovai, 4 – įleidžiamasis nukreipiantysis aparatas, 5 – pirmosios pakopos darbo mentė, 6 – pirmosios pakopos kreipiančioji mentė, 7 – rotoriaus sekcija, 8 – rotoriaus suveržiamasis varžtas, 9 – išleidžiamasis kreipiantysis (išlyginantis) aparatas, 10 – galinis stovas, 11 – difuzorius, 12 – atraminis guolis, 13 – atraminis įsiremimo guolis

Sąveikos tarp besisukančių darbo mentelių su oro srove procese dalis rotoriaus mechaninės energijos sunaudojama oro slėgiui padidinti, dalis – padidinti srauto kinetinę energiją. Kreipiančiuosiuose kanaluose (tarp nejudančių kreipiančiųjų menčių) slėgis toliau didėja, nes sumažėja srovės kinetinė energija.

5. DYZELIŲ TURBININIS PRIPŪTIMAS

Šioje knygos dalyje paaiškinti dyzelių turbininio pripūtimo principai, aprašoma turbokompresorinio agregato konstrukcija ir darbo procesai.

5.1. Dyzelių turbininio pripūtimo principai

Naudojami du laivų dyzelinų variklių pripūtimo būdai: dujų turbininis ir mišrusis.

Dujų turbininis pripūtimas naudojamas keturtakčiuose ir dvitakčiuose varikliuose su tiesiogine vožtuvine dujų mainų sistema. Suslėgtasis oras nukreipiamas į dyzelio cilindrus specialiu papildomu įrenginiu – turbokompresoriumi. Vienam dyzeliniam varikliui gali būti įrengti 1–4 turbininiai kompresoriai.

Turbininis kompresorius – tai įrenginys, kurį sudaro išcentrinis kompresorius ir vienpakopės dujų turbina. Turbininio kompresoriaus rotorius neturi kinematinės jungties su dyzelinio variklio alkūniniu veleno. Kompresorius sujungtas su dyzelinio varikliu tik kanalu orui nukreipti į resiverį, o turbina – vamzdynu, tiekiančiu dujas nuo dyzelinio variklio išmetamųjų dujų sistemos.

Schemoje (1 skyrius, pav. 1.21) keturtakčiuose dyzelinuose varikliuose dujų turbininio pripūtimo oras iš aplinkos išsiurbiamas į kompresorių (6) pro oro išsiurbimo atvamzdį (5), suslegiamas ir nukreipiamas pro aušinimo įrenginį (7) į resiverį, iš kur patenka į cilindrą pro įleidžiamąjį vožtuvą (8).

Kompresoriaus darbo ratas pritvirtintas ant bendro veleno su dujų turbina rotoriumi. Dujų turbina sukasi naudodama dyzelyje panaudotų dujų energiją. Dujos patenka į turbiną nuo dyzelinio variklio išleidžiamųjų vožtuvų (1) per išleidžiamuosius vamzdinius dujų kanalus (2).

Esant dujų turbininiam pripūtimui, kai dirbama visais nustatytais dyzelinio variklio režimais, nusistovi pusiausvyra tarp galios, kurią naudoja kompresorius, ir galios, kurią išvysto dujų turbina. Keičiant dyzelinio variklio darbo režimą keičiasi pripūtimo slėgis. Pavyzdžiui, didinant variklio apkrovą, didėja ciklinis kuro tiekimas ir panaudotų dujų temperatūra. Padidėjus dujų temperatūrai, padidėja turbina ir kompresoriaus apsukos, dėl ko didėja į cilindrus tiekiamo oro kiekis. Taigi naudojant turbininį pripūtimą reguliuojasi dyzelinio variklio ir turbokompresoriaus bendras darbas.

Santykinė galia, kurią pasiekia laivų dyzelinų variklių turbokompresoriaus turbina, sudaro 6–20% dyzelio indikatorinės galios, todėl dyzeliai su dujų turbininiu pripūtimu vadinami kombinuotais turbininiais-stūmokliniais varikliais. Dujų turbinoje utilizuojama didžioji dalis cilindruose panaudotų dujų energijos, kuri dyzeliuose be pripūtimo išmetama su dujomis į atmosferą.

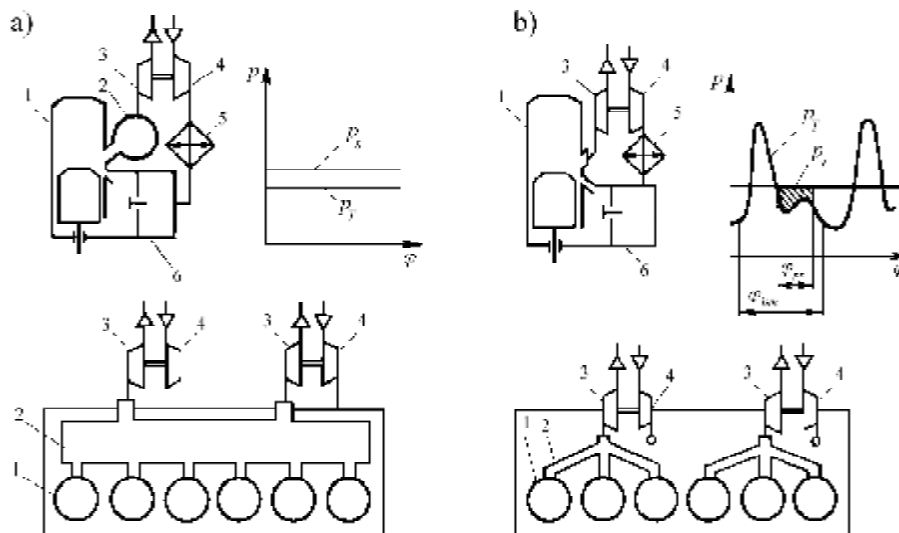
Naudojant mišrų pripūtimą (dvitakčiuose varikliuose) vyksta dvipakopis oro suslėgimas. Kaip pirmoji pakopa naudojamas turbokompresorius, kaip antroji –

stūmoklinis kompresorius arba cilindrų postūmoklinės ertmės (naudojant dyzelio 4–6% indikatorinę galią).

Mišrus pripūtimas dvitakčiuose varikliuose naudojamas paleidimo metu ir esant mažam apkrovimui.

Atsižvelgiant į dujų tiekimo į turbiną tipą ir dujų energijos panaudojimo joje principą, laivų dyzelinių variklių pripūtimo sistemos skirstomos į izobarines ir impulsines. Skiriasi jos išleidžiamosios sistemos konstrukcija ir dujų slėgio keitimo įeinant į turbiną būdai.

Izobarinės pripūtimo sistemos (pav. 5.1a) pirmiausiai naudojamos dvitakčiuose ir vidutinių apskukų keturtakčiuose varikliuose. Dyzeliniuose varikliuose su tokia pripūtimo sistema dujos tiekiamos į dujų turbiną (3) pro didelės apimties išleidžiamąjį vamzdį (kolektorių) (2). Dėl didelės kolektoriaus apimties, išleidžiant dujas iš cilindro (1), kolektoriuje slėgis svyruoja nedaug. Nusistovėjęs dyzelinio variklio režimui, dujos į dujų turbiną patenka esant pastoviam slėgiui p_T . Dujų greitis išleidžiamajame kolektoriuje (2) yra mažesnis už išėjimo iš vožtuvų ar langų greitį. Mažėjant greičiui dujų kinetinė energija virsta šilumine. Dujų temperatūra įeinant į turbiną padidėja 30–50 C, lyginant su temperatūra išeinant iš cilindrų. Turbinos darbo našumas dėl šių pokyčių nedaug tepadidėja.



5.1. pav. Izobarinio (a) ir impulsinio (b) pripūtimų schemas bei dujų slėgio įeinant į turbiną diagramos:

- 1 – dyzelio cilindras, 2 – dujų vamzdis, resiveris, 3 – dujų turbina, 4 – oro kompresorius, 5 – oro aušintuvas, 6 – pripūtimo oro resiveris

Impulsinės pripūtimo sistemos (pav. 5.1b) dažniausiai naudojamos keturtakčiuose ir kai kuriuose dvitakčiuose dyzeliniuose varikliuose, kurių

pripūtimo slėgis neviršija 200 kPa, naudojant dujų turbininį ir mišrų pripūtimo būdus.

Dujos į dujų turbinas patenka trumpais išleidžiamaisiais vamzdžiais, kurių skerspjūvio plotas ne daugiau kaip 20% viršija išleidimo vožtuvų ar langų plotą. Turbokompresoriai išdėstomi arti dujų išmetimo iš cilindro vietos, jungiant juos su dviem arba trimis cilindrais. Tokia sistema leidžia išsaugoti dujų kinetinę energiją.

Dujų išmetimo pradžioje (j_{ism} – dujų išmetimo periodas) dujų slėgis prieš turbiną p_T padidėja dėl išmetamųjų dujų kinetinės energijos. Pripūtimo periodo metu ($j_{pr.}$) pripučiamojo oro slėgis p_s viršija išmetamųjų dujų slėgį. Didžiausias impulsinio pripūtimo naudojimo efektas pasiekiamas dvitakčiuose dyzeliuose su tiesiogine vožtuvine dujų mainų sistema, kai pripūtimo slėgis – iki 200 kPa.

Kai pripūtimo slėgis daugiau kaip 200 kPa, impulsinis pripūtimas netenka savo privalumų, lyginant su izobariniu, todėl naujose laivų dyzelinių dvitakčių variklių konstrukcijose, didinant pripūtimo slėgį, naudojamos izobarinės įpūtimo sistemos. Jų konstrukcija yra paprastesnė, nesudėtingas montavimas, n.k. dirbant nominaliuoju režimu yra aukštesnis, todėl dyzelinio variklio rodikliai yra geresni nei esant impulsinei pripūtimo sistemai.

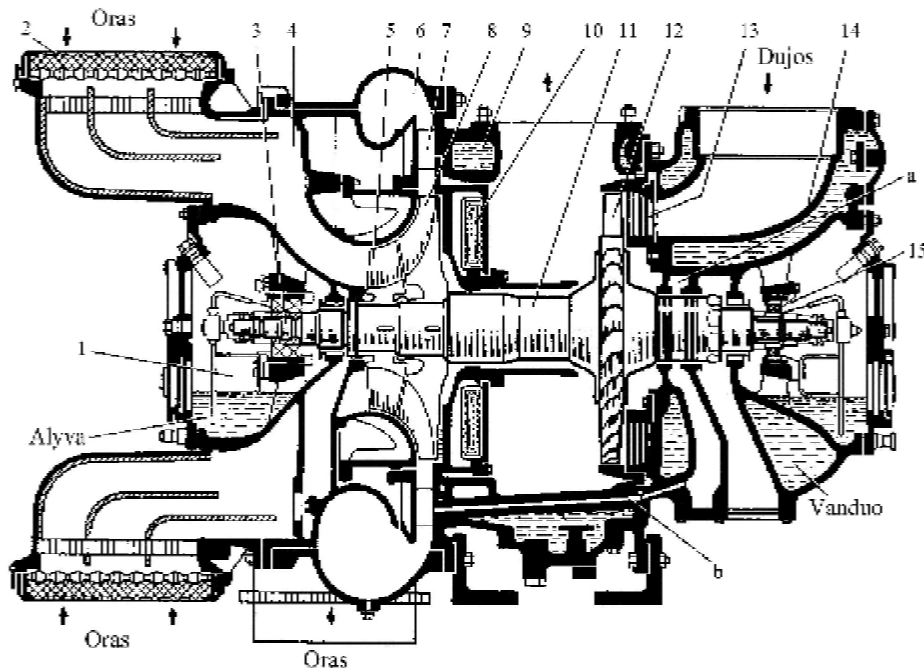
5.2. Turbokompresorinio agregato konstrukcija

Turbina ir kompresorius, sujungti į vieną agregatą (įrenginį), vadinami dujų turbokompresoriumi (DTK). Atsižvelgiant į tai, kaip dujų kanalai prijungti prie turbinų, jos gali dirbti esant pastoviam dujų slėgiui įeinant į turbinas (pastoviojo slėgio turbinos) arba esant kintamam slėgiui (impulsinio tipo turbinos). Vidutinė dujų temperatūra įeinant į turbiną yra 400–550 C, padidintos galios greitaeigiuose varikliuose gali siekti 600–700 C.

DTK pagrindą (pav. 5.2) sudaro trys flanšais sujungtos dalys: kompresorinė (4), dujų įleidžiamoji (14) ir dujų išleidžiamoji (9). Dvi pastarosios aušinamos vandeniu. Kompresoriaus korpusas izoliuotas nuo įkaitusios dujų turbinos karščiui atsparia sienele (10), jis neaušinamas. Kai kurių modifikacijų (firmos *ABB Turbo Systems Ltd*) turbokompresorių korpusai neaušinami, dėl to išvengiama korpusų korozijos bei pasiekama aukštesnė dujų temperatūra išeinant iš turbinos, kas nulemia geresnį jų energijos panaudojimą utilizacijos katile. Prie korpuso tvirtinama tūta (13), kurią sudaro segmentai su profiliuotomis mentėmis.

Rotorių (11) sudaro didelio skersmens velenas, ant kurio pritvirtinti turbinos (12) ir kompresoriaus (8) darbiniai ratai. Kompresoriaus įsiurbimo kamera turi filtrą (2) ir garso izoliacinę dangą.

Siekiant užtikrinti oro patekimą į kompresoriaus darbinį ratą be smūgių, įrengiamas nukreipiantysis sukamasis mentinis aparatas (5). Išeinant iš darbinio rato (8) yra difuzorius (7), kuris oro srauto kinetinę energiją paverčia potencine, srovės greitis jame mažėja, o slėgis didėja. Išėjęs iš difuzoriaus, oras patenka į spiralinę kamerą (6), kurioje toliau mažėja oro greitis ir didėja slėgis.



5.2 pav. Turbokompresorius VTR-320

Dujos iš dyzelio išleidžiančiojo kolektoriaus patenka į dujas tiekiančius kanalus, vėliau praeina turbinos tūtos kanalais, kur vyksta dalinis dujų išsiplėtimas ir potencinės energijos virtimas kinetine. Iš tūtų dujos patenka į turbinos (12) kanalus tarp darbo menčių. Darbinėms mentėms perduodama dujų kinetinė energija pradeda sukėti turbinos veleną.

Rotorius yra nukalamas kartu su diskais arba gaminamas privirinant prie diskų iš dviejų pusių trumpesnius velenus. Diskas prie velenų gali būti pritvirtintas varžtais. Rotoriaus velenai liejami iš paprasto anglingojo plieno, diskai – iš karščiui atsparaus plieno.

Darbinės mentelės gaminamos iš karščiui atsparaus plieno arba nikelio lydinio su chromo, kobalto ir molibdeno priemaišomis. Mentelės prie disko privirinamos arba tvirtinamos specialios formos grioveluose, arba „eglutės“ formos sujungimu.

Kompresoriaus ratas užmaunamas ant veleno ir tvirtinamas pleištu. Paprastai gaminami pusiau uždari su radialinėmis mentelėmis ratai. Užlenktos ratų priekinės briaunos nukreipia orą ir garantuoja jo besmūgį patekimą į ratą. Kai

kurie DTK turi aparatą, sudarytą iš nejudančių mentelių grotelių, kurios nukreipia orą į besisukančio rato pusę.

Rotoriaus guoliai būna dviejų tipų: riedėjimo ir slydimo.

Riedėjimo guoliai – rutuliniai arba ritininiai. Iš kompresoriaus pusės montuojamas atraminis iširėmimo rutulinis vienaeilis arba dvieilis guolis (3). Atraminis guolis iš turbinos pusės (15) turi leisti velenui pasislinkti ašine kryptimi dėl temperatūros velenui pailgėjus, todėl čia dažniausiai montuojamas ritininis arba vienaeilis rutulinis guolis. Kad guoliai dėl vibracijos nebūtų pažeisti, jie statomi ant tamprios atramos.

Slydimo guolis (didelio našumo agregatuose) susideda iš bronzinės įvorės, užlietos $0,3 \pm 0,5$ mm babito sluoksniu. Ant veleno atraminių dalių užpresuojamos nuimamos cementuotos ir nušlifuotos įvorės. Tokių guolių motoresursas sudaro 20–30 tūkst. val. Guoliams sutepti alyva tiekama pritvirtintu ant rotoriaus siurbliu iš kamerų.

Labirintinis sandarinimas atskiria dujinę ertmę nuo oro ir atraminio guolio. Labirintai sudaryti iš rotoriaus grioveluose įvalcuotų plonų ($0,1-1,2$ mm) žalvarinių žiedų – šukų. Į sandarinimo slėgio kamerą *a* tarp šukų kanalu *b* nuo kompresoriaus tiekiamas suslėgtas oras, kurio slėgis didesnis už dujų slėgį.

Tepalo sandariklį (saugantį nuo tepalo patekimo į agregato dujinę ir oro dalis) sudaro tepalo pašalinimo išpjovos, nukreiptos į priešingą rotoriaus sukimuisi pusę, arba tepalo išmetimo diskai, esantys ant veleno ir nejudančių, korpuse privirintų žiedų.

6. TURBININIŲ MAŠINŲ KONSTRUKCIJA

Šiame skyriuje pateiktas dujų ir garo turbinų įrenginių konstrukcijos aprašymas.

6.1. Turbinų korpusai

Statorius ir rotorius yra pagrindiniai kiekvienos turbinos mazgai. Statorių sudaro visos nejudamosios turbinos dalys, t. y. korpusas, jame esančios tūtų kameros ir kreipiančiosios mentės, diafragmos, labirintiniai sandarinimai, guoliai.

Turbinų korpusas sudaro uždaras ertmes, kuriose vyksta darbo procesai, jų cilindrinė arba konusinė forma suderinama su rotorius forma. Korpusai būna pilno cilindro arba kūgio pavidalo (kartais su standumo flanšais arba/ir briaunomis). Jų forma priklauso nuo rotorius formos. Korpusas santykinai dalijamas į tris dalis: priekinę, vidurinę ir galinę. Priekinėje dalyje yra įleidimo atvamzdis, vidurinėje tvirtinamos diafragmos arba kreipiančiosios mentės, galinėje yra išmetimo atvamzdis. Priekinėje ir galinėje turbinos korpuso dalyse yra veleno galų sandarinimai.

Pagal darbo medžiagos tipą turbininių mašinų korpusai skirstomi į garo turbinų, dujų turbinų ir kompresorių korpusus.

Atsižvelgiant į konstrukciją korpusai būna vientisi, su horizontaliuoju arba vertikaliuoju pjūviu.

Pagal gamybos būdą: lieti, lieti-suvirinti, suvirinti iš šampuotų elementų.

Korpusų skaičius priklauso nuo vienam korpusui leidžiamų temperatūrinių įtempimų ir turboagregato bendrų įėjimo ir išėjimo temperatūrų skirtumo, taip pat nuo turboagregate esančių pakopų skaičiaus. Daugiakorpusiniai agregatai skirstomi į aukšto, vidutinio ir žemo slėgio korpusus.

Korpusai yra labai sudėtingos formos, juose yra daug atvamzdžių ir flanšų. Kad būtų galima lengvai išimti ir sumontuoti rotorius, laivų pagrindinės turbinos korpusas turi turėti horizontalų skyrimą, dalijantį jį į dvi dalis: apatinę, vadinamąją korpusą, ir viršutinę, t. y. dangtelį. Kiekviena korpuso dalis gaminama iš dviejų arba kelių mažesnių dalių, sujungtų vertikaliaisiais neišardomais flanšiniais sujungimais, arba suvirintų. Tokia technologija leidžia lengviau išlieti ir apdoroti detales, gaminti atskiras dalis iš skirtingų medžiagų. Pagalbinės turbinos korpusas paprastai turi vieną skyrimą – horizontalų arba vertikalus.

Dangtis ir apatinė korpuso dalis sujungti storais horizontaliaisiais flanšais, kurie sutvirtinami varžtais ir smeigėmis, esančiais netoli korpuso sienelių. Varžtai per visą korpuso ilgį yra vienodi, jų tvirtinimo dažnumas priklauso nuo slėgio, esančio korpuse: kur slėgis yra didelis, varžtais tvirtinama dažniau.

Turbinos korpusui darbo metu tenka dideli įtempimai: nuo jame esančio slėgio, vibracijos, perduodamos per atramas, kreipiančiųjų menčių ir diafragmos, įtvirtintų korpusė, išlinkimo, savo ir rotoriaus sunkio jėgos. Be išorinio poveikio, korpusai patiria nemažus temperatūrinius įtempimus (šiuolaikinėse garo turbinose vieno korpuso temperatūrų skirtumas tarp įeinančio ir išeinančio garo siekia iki 200–250 C, daugiakorpusinėse turbinose – iki 300–350 C). Didžiausi temperatūriniai įtempimai gali būti skirtingo pločio perėjimo, ypač flanšinio sujungimo, esant horizontaliam skyrimui, vietose.

Atsižvelgiant į patenkančio į korpusą garo temperatūrą, korpusai gaminami iš šių medžiagų:

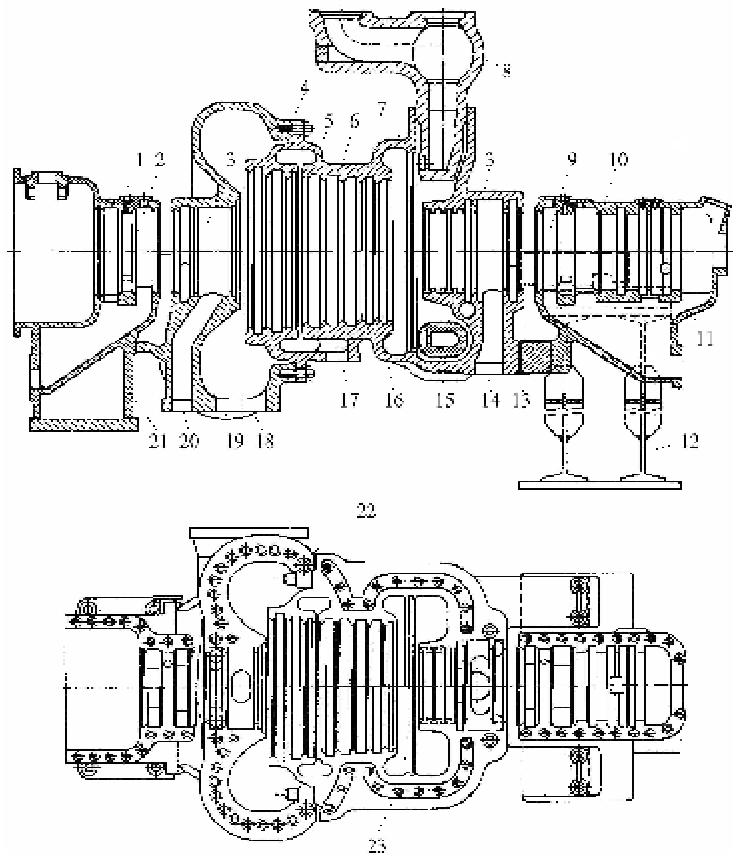
ketaus	iki 270°C;
labai anglingo plieno (C40)	iki 420°C;
neanglingojo plieno su molibdeno priemaišomis	iki 470°C;
chrommolibdeninio ir chromnikelinio plieno	apie 500°C.

Temperatūros ribojamos dėl atsirandančių mechaninių temperatūrinių įtempimų, pvz., ketaus temperatūrinis plėtimasis pasireiškia esant aukštesnei kaip 270 C temperatūrai.

Paveiksle 6.1 pavaizduotas aukšto slėgio garo turbinos išilginis ir skersinis pjūviai. Iš chromnikelinio plieno nulietą korpusą sudaro apatinė (16) ir viršutinė (6) dalys. Kiekviena korpuso dalis pagaminta iš dviejų dalių, tarpusavyje sujungtų vertikaliaisiais flanšiniaisiais sujungimais (4). Horizontaliojo sujungimo smeigės turi gaubtines veržles (22). Korpuso apatinės dalies flanše išgręžtos srieginės angos (23) smeigėms. Korpuso vidiniame paviršiuje ištekinti žiediniai grioveliai: 5 – diafragmai pastatyti ir tvirtinti; 7 – kreipiančiųjų menčių pirmos eilės segmentams ir 3 – sandarinimo kamerai.

Korpusas plieninėmis atramomis pastatytas ant pamato. Priekinė atrama stovi ant tvirtų atramų (12), sujungtų su korpusu trim pleištais, kurie užtikrina korpuso ir atramos griovelių ašių sutapimą, esant šiluminėms korpuso deformacijoms. Galinė atrama (21) privirinta prie apatinės korpuso dalies ir standžiai – prie išilginio pamato. Atramose yra cilindriniai lizdai (2 ir 9), skirti atraminių guolių apatiniams įdėklams, ir lizdas (11) įsiremimo guoliui. Atraminiai ir įsiremimo guoliai turi dangtelius (1 ir 10), kuriuose ištekinti lizdai guolių viršutiniams įdėklams.

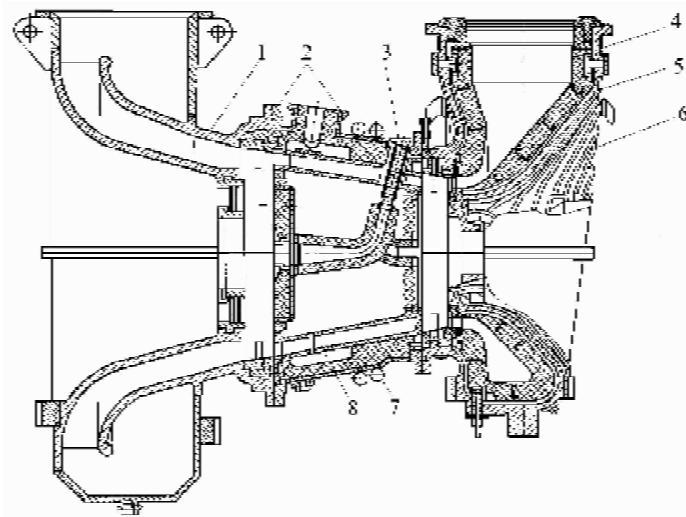
Viršutinėje ir apatinėje korpuso dalyse įtvirtintos tūtų dėžutės (8 ir 15), nulietos iš legiruotojo plieno. Toks dėžučių išdėstymas užtikrina tolygų korpuso išilimą. Korpusas turi šiuos atvamzdžius: 18 – garui nukreipti į žemo slėgio turbiną, 19 – garui nukreipti iš turbinos į kondensatorių (jei sugedo ŽST), 17 – garo nukreipimo regeneracijai, 14 ir 20 – garui nukreipti nuo galinio ir priekinio sandarinimų į sandarinimo sistemos kolektorių.



6.1 pav. Aukšto slėgio garo turbinos korpusas: išilginis vertikalusis ir išilginis horizontalusis pjūviai:

- 1 – atraminio guolio korpusas, 2 – atraminio guolio lizdas, 3 – sandarinimo kameros, 4 – flanšinis sujungimas, 5 – grioveliai diafragmai, 6 – korpuso viršutinė dalis, 7 – pirmos pakopos kreipiančiųjų menčių segmentas, 8 – manevriniai vožtuvai, 9 – atraminio guolio lizdas, 10 – guolio korpusas, 11 – įsiremimo guolio lizdas, 12 – koja, 13 – korpuso atrama, 14 – garo nukreipimas iš sandarinimo kameros, 15 – tūtų dėžės, 16 – korpuso apatinė dalis, 17 – garo nukreipimo regeneracijai anga, 18 – garo nukreipimo į žemo slėgio turbiną atvamzdis, 19 – garo nukreipimas į kondensatorių, 20 – garo nukreipimas iš sandarinimo kameros, 21 – korpuso atrama

Norint sumažinti šilumos nuostolius, visos aukštos temperatūros veikiamos korpuso dalys padengiamos izoliacija. Tam tikslui naudojamos izoliacinės medžiagos, aliuminio folija. Korpuso izoliacija ne tik mažina šilumos nuostolius, bet ir temperatūrinę deformaciją. Storas izoliacijos sluoksnis gali akumuliuoti didelį šilumos kiekį, todėl ji neleidžia korpusui per greitai įkaisti ir atvėsti.



6.2 pav. Dujų turbinos korpuso išilginis pjūvis:

1 – žemo slėgio korpusas, 2 – tarpinis korpusas, 3 – aušinamojo oro kanalas, 4 – vidinis korpusas, 5 – išorinis korpusas, 6 – aušinimo pusvamzdžiai, 7 – šiluminio plėtimosi kompensatoriai, 8 – difuzoriniai kanalai

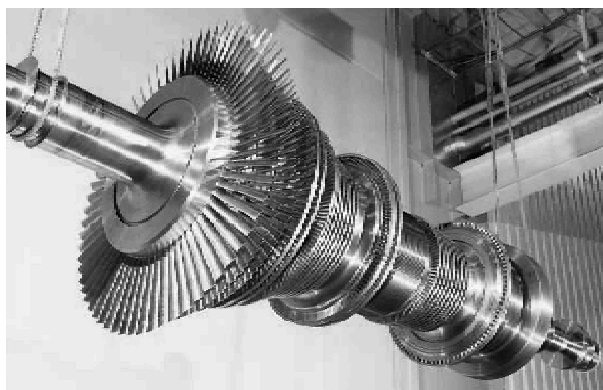
Paveiksle 6.2 parodytas dujų turbinos korpuso išilginis pjūvis. Turbinos korpusą sudaro aukšto slėgio korpusas (5), žemo slėgio korpusas (1) ir juos flanšais jungiantis tarpinis korpusas (2). Aukšto slėgio korpusas yra dvigubas, susidedantis iš vidinio (4) ir išorinio (5) korpusų. Vidinis korpusas yra plonasienis, suvirintas iš karščiui atsparaus austenitinio plieno, kuris saugo nuo karščio išorinį korpusą. Išorinis korpusas (5) yra lietas, aušinamas distiliuotu vandeniu, cirkuliuojančiu prie korpuso privirintais pusvamzdžiais (6). Erdvė tarp vidinio ir išorinio korpusų užpildyta šilumine izoliacija. Tarpinis korpusas (2) taip pat yra dvigubas su šiluminio plėtimosi kompensatoriais (7). Kanalais (3) tiekiamas oras mentėms aušinti. Dujos iš aukšto slėgio korpuso patenka į žemo slėgio korpusą difuzoriniais kanalais (8). Pavaizduoto įrenginio aukšto slėgio turbina jungiama velenu su aukšto slėgio kompresoriumi, žemo slėgio turbina varo žemo slėgio kompresorių, o prie jos veleno jungiamas vartotojas (žr. pav. 2.19).

DTĮ ašinių ir išcentrinių kompresorių korpusai gaminami liejant, liejant-suvirinant ir suvirinant. Korpusai gali būti vientisi arba su pjūviais (horizontaliuoju arba keliais vertikaliaisiais).

6.2. Rotoriai ir diskai

Rotoriumi vadinama besisukanti turbinos dalis. Jį sudaro šios pagrindinės detalės: velenas, diskai arba būgnas su darbinėmis mentėmis, įsiremimo

briaunos ir sujungimo flanšas. Kai kuriose turbinų konstrukcijose ant rotoriaus veleno pritvirtinamos išorinių sandarinimų įvorės ir tepaliniai žiedai.



6.3 pav. Firmos MAN turbo garo turbinos diskinis rotorius

Pagal konstrukciją rotoriai skirstomi į diskinius, būgninius ir kombinuotus. Aktyvinėse turbinose rotorius sudarytas iš diskų. Reaktyvinėms turbinoms pigiau ir patogiau naudoti būgninius rotorius. Aktyvinių reaktyvinių turbinų rotoriai sudaryti iš vieno ar kelių diskų – aktyviosios dalies ir būgno – reaktyviosios dalies. Rotoriai gali būti standieji ir lankstieji. Standžiųjų darbinis sukimosi dažnis – 20–30% mažesnis už kritinį, lankstųjų – 1,5÷2 kartus didesnis už kritinį. Kritiniu rotoriaus sukimosi dažniu vadiname tokį dažnį, kai savųjų veleno virpesių dažnis sutampa su priverstinių virpesių dažniu.

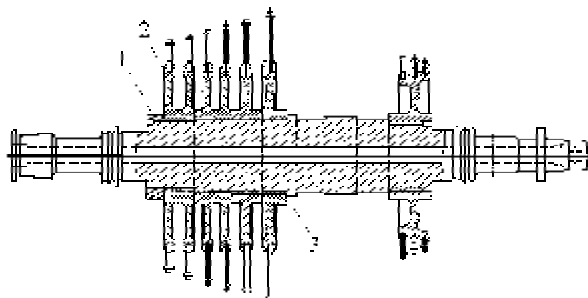
Laivų pagrindinės turbinos turi dirbti patikimai, esant bet kokiems sukimosi dažniams, todėl jų rotoriai būna standieji. Turbininių generatorių rotoriai gali būti ir standieji, ir lankstieji, nes jie gali dirbti esant pastoviam bei kintamajam sukimosi dažniams.

Diskiniai rotoriai. Diskas yra pagrindinė rotoriaus dalis perduodant sukimo momentą nuo darbo menčių velenui. Kai diskų skersmuo yra daugiau kaip 1200 mm, gaminami sudėtiniai rotoriai, renkami iš atskirų diskų, užmaunamų ant veleno.

Diską sudaro trys pagrindinės dalys: disko dalis, ant kurios tvirtinamos mentės, vadinama žiedu; dalis, kuria diskas užmaunamas ant veleno – stebulė; vidurinioji dalis, jungianti žiedą su stebule – juosta. Žiedo forma priklauso nuo menčių jungiamojo galo tipo ir stebulės, juostos forma – nuo disko apkrovos ir apskritiminio greičio.

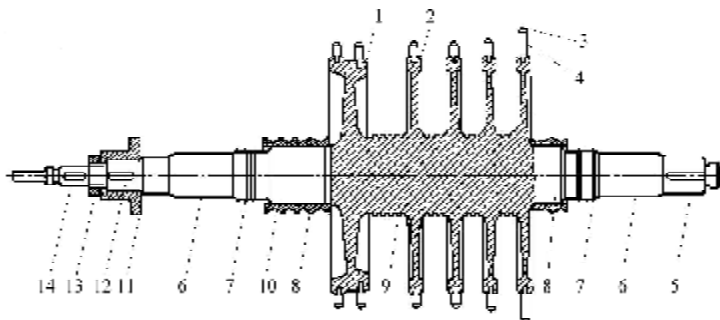
Dažniausiai laivų turbinose naudojamas tiesioginis diskų tvirtinimas ant sudėtinių rotorių (6.4 pav.), kas leidžia diskus patikimai pritvirtinti prie veleno. Daromi ir laiptuoti velenai, kai ant kiekvieno laiptelio pritvirtinamas vienas, kartais du diskai. Kad disko sujungimas su veleno būtų standus, užtikrinantis gerą sukimo momento perdavimą velenui, diskai ant veleno tvirtinami su įvarža. Įvarža sudaroma naudojant veleno kakliuko ir disko stebulės angų skersmenų skirtumą (disko stebulės angos skersmuo 0,001 veleno skersmens dalimi mažesnis už veleno skersmenį) ir taikant aukštos temperatūros montavimo

technologiją. Nors įvarža ir suteikia pakankamą veleno su disku sujungimo tvirtumą, jie sutvirtinami vienu arba dviem pleištais – jei diskas atsiskirtų nuo veleno esant greitam perkaitimui arba veikiant inercinėms jėgoms. Prieš užmaunant ant veleno diskai įkaitinami iki 150÷200 C tepalo vonioje arba specialiu elektros transformatoriumi. Prieš nuimant diskus nuo veleno, jie pakaitinami dujiniais arba žibaliniais degikliais. Paskutinis diskas sutvirtinamas fiksavimo veržle.



6.4 pav. Sudėtinis rotorius:
1 – velenas, 2 – diskas, 3 – pleištai

Kai disko skersmuo iki 1200 mm, diskiniai rotorai dažniausiai nukalami vienisiai. Tokie rotorai yra pakankamai stiprūs ir standūs, patikimi eksploatuojant. Paveiksle 6.5 pavaizduotas diskinis nukaltasis legiruotojo plieno rotorius. Pirmasis diskas (1) yra dviejų vainikų, kiti – vieno (2). Prie diskų apskritimo pritvirtintos mentės (4) su bandažine juosta (3). Tarp diskų ant veleno ištekinti grioveliai (9), galuose (10) užmautos įvorės (8) su keteromis, skirtos labirintiniams sandarinimams. Prie atraminių guolių kaklelių (6) ištekinti grioveliai (7), skirti tepaliniam guolių sandarinimui. Laivagalinis veleno galas (5) baigiasi dalimi, ant kurios užmaunamas pusmovės krumpliaratis.



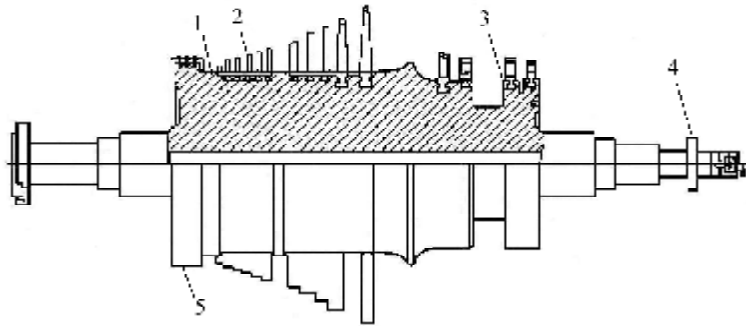
6.5 pav. Nukaltasis garo turbinos rotorius:

1 – dviejų vainikų diskas, 2 – vieno vainiko diskas, 3 – mentė, 4 – bandažinė juosta, 5 – veleno galas, prie kurio tvirtinamas pusmovės krumpliaratis, 6 – atraminių guolių kakleliai, 7 – grioveliai, skirti tepaliniam guolių sandarinimui, 8 – įvorės su labirintinio

sandarinio keteromis, 9 – ištekinti labirintinio sandarinimo grioveliai, 10 – kakleliai su įvorėmis, 11 – įsiremimo guolio diskas, 12 – pleištas, 13 – veržlė, 14 – kaklelis

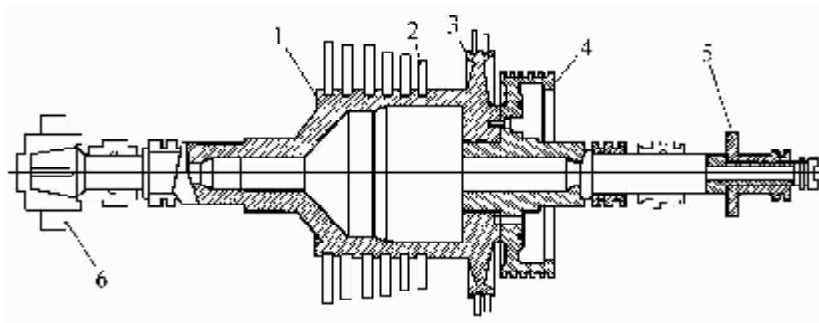
Priekinėje veleno dalyje yra įsiremimo guolio diskas(11) (nėra vientisas su rotoriumi), sutvirtintas pleištu (12) ir veržle (13). Ant kaklelio (14) užmaunamas greičio viršijimo hidraulinio daviklio darbo ratas (impeleris).

Būgniniai rotoriai. Pagal konstrukciją ir gamybos būdą skirstomi į kaltus, tuščiavidurius sudėtinius ir suvirintuosius. Vientisi nukaltieji rotoriai naudojami nedidelio skersmens greitaeigėse reaktyvinėse turbinose, paprastai jie gaminami su išilgine centrine skylė (6.6 pav.). Norint sumažinti rotorių svorį, didelio skersmens būgniniai rotoriai gaminami tuščiaviduriai (6.7 pav.).



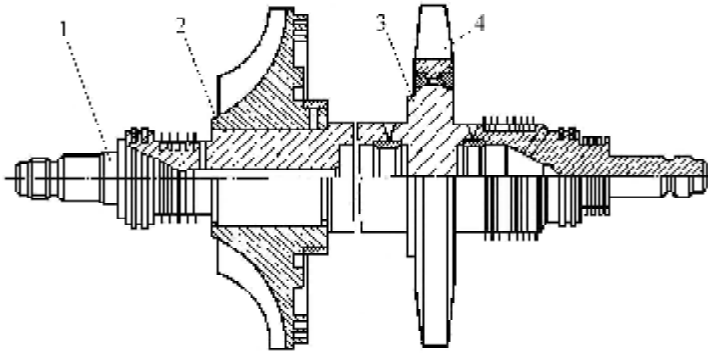
6.6 pav. Būgninis rotorius:

1 – rotoriaus statinė (būgnas), 2 – priekinės eigos mentės, 3 – atbulinės eigos darbinis ratas, 4 – ašinės jėgos kompensacinis diskas (dumisas), 5 – atraminio guolio ketera (diskas)



6.7 pav. Tuščiaviduris būgninis rotorius:

1 – rotoriaus statinė (būgnas), 2 – priekinės eigos mentės, 3 – atbulinės eigos darbinis ratas, 4 – ašinės jėgos kompensacinis diskas (dumisas), 5 – atraminio guolio ketera (diskas), 6 – pusmovės krumpliaratis



6.8 pav. Turbokompresorinio pripūtimo agregato rotorius:
 1 – velenas, 2 – kompresoriaus darbo ratas (išcentrinio tipo), 3 – turbinos darbo ratas (privirtas prie kitų dalių), 4 – turbinos darbo mentės

6.3. Diafragmos

Diafragma atskiria vieną slėgio pakopą nuo kitos arba priekinės ir atbulinės eigos turbinos dalis. Pagal paskirtį jos skirstomos į tarpines ir skiriamąsias. Pagal darbo medžiagą – į garo turbinų, dujų turbinų ir kompresorių diafragmas. Pagal konstrukciją – į diafragmas su užlietomis tūtos mentelėmis, surenkamas ir suvirintas. Surenkamos diafragmos gali būti suvirinamos.

Tarpinėmis diafragmomis vadinamos tos, kurios atskiria turbinos pakopas ir turi tūtas arba kreipiančiąsias mentes. Skiriamosiomis diafragmomis atskiriama priekinės eigos turbinos ertmė nuo atbulinės. Šios diafragmos tūtų neturi. Tarpines diafragmas veikia didesnis slėgis ašine kryptimi iš vienos pusės, skiriamąsias – iš abiejų. Šiuolaikinėse garo turbinose gaminamos dviejų dalių diafragmos, kad lengviau būtų surinkinėti turbinas, jas remontuoti ir pan.

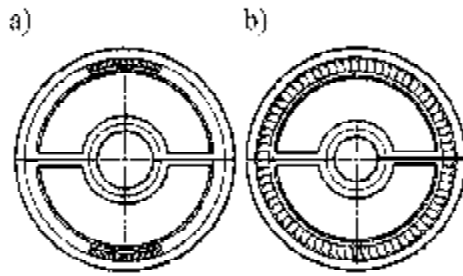
Darbinės mentės yra išdėstytos atitinkamu apskritimu priešais darbinės mentes. Tūtos gali būti išdėstytos palei visą diafragmos apskritimą ar tik palei jo dalį, atsižvelgiant į pakopos įleidimo (parciališkumo) laipsnį. Galimi du tūtų išdėstymo atvejai:

- išdėstytos palei visą apskritimą, kai darbo medžiaga leidžiama pro jas iš karto į visas darbinės mentes, toks garo įleidimas vadinamas pilnutiniu;
- išdėstytos palei apskritimo dalį, kai garas vienu metu įleidžiamas tik į dalį darbinėjų menčių. Toks garo įleidimas vadinamas daliniu, arba parcialiniu, jį apibūdina santykis: $e = m/(p \cdot d)$,

kur: e – įleidimo (parciališkumo) laipsnis;

m – lanko, kuriame išsidėstę tūtų segmentai, ilgis, mm;

d – vidutinis menčių apskritimo skersmuo, mm.

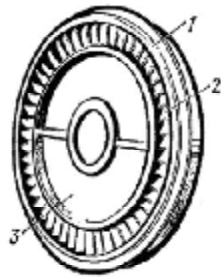


6.9 pav. Diafragmos:

a – su parcialiniu garo įleidimu, b – su pilnutiniu garo įleidimu

Diafragmos būna išardomos ir neišardomos. Neišardomas diafragmas sudaro apvalus diskas, kurio centre yra anga, išardomos susideda iš dviejų pusdiafragmių (pusdiskių). Viršutinė pusdiafragmė tvirtinama turbinose dangtelyje, apatinė – apatinėje korpuso dalyje. Kad patogiau būtų išardyti ir surinkti, laivų pagrindinėse turbinose naudojamos tik išardomos diafragmos.

Pagal pagaminimo būdą ir tvirtinimą tūtų segmentų diafragmos skirstomos į nulietas, surinktas ir suvirintas.



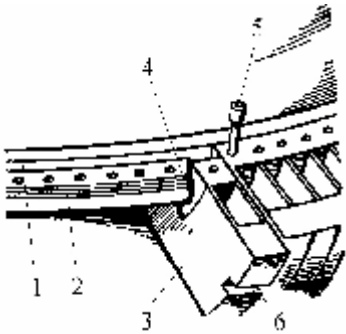
6.10 pav. Nulieta diafragma:

1 – apvadas, 2 – mentės, 3 – diafragmos diskas (juosta, lenta)

Nulietoje diafragmoje (6.10 pav.) tūtų kanalai sudaryti iš šampuotų menčių (2), sutvirtintų užliejant metalu apvade (1) ir diafragmos diske (3). Kad mentės būtų tvirčiau sukabintos su apvado ir diafragmos disko metalu, jų galuose frezuojami grioveliai. Diafragmos liejamos iš ketaus ir naudojamos, kai garo temperatūra yra iki 200÷270 C. Tūtų mentės šampuojamos iš lakštinio nikelinio arba chromnikelinio plieno.

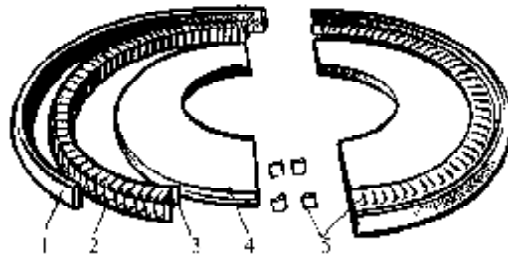
Surinkta nukaltoji diafragma (6.11 pav.) sudaryta iš dviejų vienodo storio pusdiskių (1). Pusediskio išoriniame paviršiuje yra žiedinis išsikišimas (2), ant kurio tvirtinamos frezuotos tūtos (3) su galinėje dalyje esančiomis išpjovomis (4). Tūtas pastačius į vietą, jos tvirtinamos prie iškyšos (2) kniedėmis (5). Norint padidinti standumą, tūtos sutvirtinamos išoriniais pusžiedžiais, kurie

statomi į tūtos iškyšose išpjautą griovelį (3), ir sujungiamos kaiščiu su kiekviena tūta.



6.11 pav. Surinkta nukaltoji diafragma:

1 – pusdiskis, 2 – žiedinis išsikišimas, 3 – frezuota tūta, 4 – tūtos išpjova, 5 – kniedė, 6 – griovelis



6.12 pav. Suvirintoji diafragma:

1 – apvadas, 2 – išorinė bandažinė juosta, 3 – vidinė bandažinė juosta, 4 – diafragmos diskas (lenta), 5 – mentės

Šiuolaikinėse turbinose dažnai naudojamos suvirintos diafragmos (6.12 pav.), kurios pasižymi nesudėtinga gaminimo technologija. Tūtų mentės (5) dažniausiai išpjaunamos iš traukinės plieninės juostos, galuose įstatomos dvi bandažinės juostos – išorinė (2) ir vidinė (3). Išorinis bandažas privirinamas prie apvado (1), vidinis – prie diafragmos disko (4).

6.4. Tūtos

Garų turbinose garas, tiekiamas į aukšto slėgio korpusą, patenka į tūtas. Tūtų paskirtis (kaip ir kreipiančiųjų menčių) – paversti garo potencinę energiją į kinetinę ir nukreipti garo srautą į darbinės mentes.

Pirmos pakopos tūtos jungiamos į vadinamuosius tūtų segmentus. Pagrindinėse turbinose tūtų segmentai yra išdėstomi didesnėje apskritimo dalyje, bet jungiami ne vienu metu, o atsižvelgiant į reikiamą galingumą.

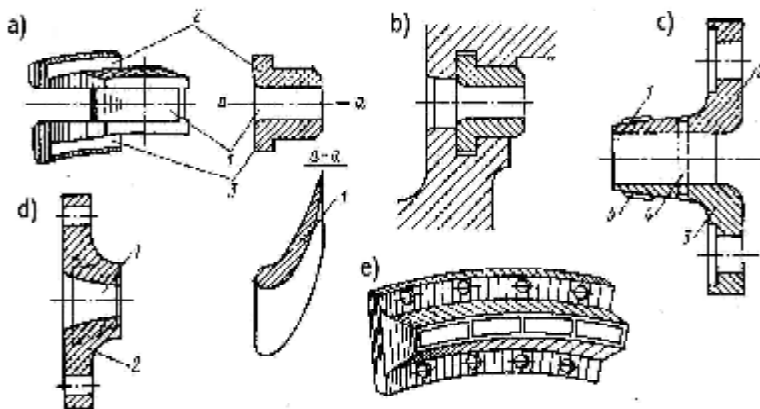
Garų turbinose naudojamos tūtos būna siaurėjančiosios ir platėjančiosios: siaurėjančiosiose tūtose skerspjūvio plotas tolygiai mažėja, o platėjančiosiose pirmiausiai tolygiai mažėja, o vėliau tolygiai padidėja (Lavalio tūta). Siaurėjančiosios tūtos naudojamos priekinės eigos pakopose, esant ikigarsiniams ir garsiniams garo tekėjimo greičiams, o platėjančiosios – atbulinės eigos ir pagalbinių mechanizmų turbinose, kuriose pasiekiami kritiniai srauto parametrai.

Atsižvelgiant į konstrukciją ir apdorojimo būdus, tūtų segmentai būna: nulietieji, surenkamieji, frezuotieji ir suvirintieji.

Frezuotosios tūtos (6.13a, b pav.) gaminamos iš atskirų plieno gabaliukų. Tūta (1) tvirtinama viršutiniu (2) ir apatiniu (3) flanšais. Jos naudojamos pagrindinių laivo turbinų pirmosiose pakopose.

Surenkamasis tūtų segmentas (6.13c pav.) susideda iš frezuotų menčių (1) [iš chromnikelinio plieno] ir dviejų rėmelių – viršutinio (2) ir apatinio (3). Kiekviena tūtų mentė turi po du galinius kakliukus [iškyšas] (5). Surenkant segmentą galiniai kakliukai įstatomi į apatinio ir viršutinio rėmelio skyles ir užkniedijami (4). Surenkamosios tūtos naudojamos pagalbinių mechanizmų ir atbulinės eigos turbinose.

Tūtos segmentas su užlietomis mentėmis (6.13d pav.) susideda iš plieninių valcuotų menčių (1) su išlietais ketaus segmentais (2).



6.13 pav. Garo turbinų tūtos:

- a – individualios frezuotosios tūtos, b – tūtos tvirtinimas korpuse, c – surenkamasis tūtos segmentas, d – tūtos segmentas su užlietomis mentėmis, e – nulietasis tūtos segmentas

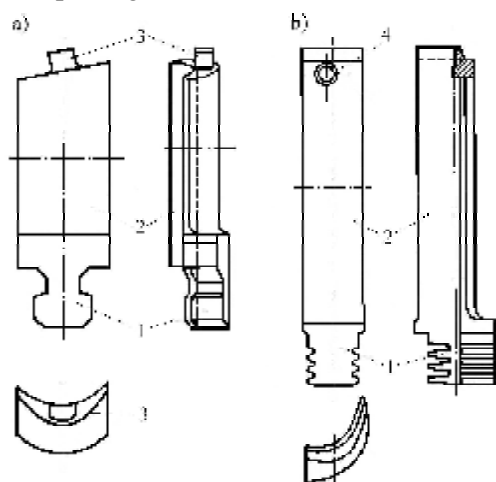
Nulietosios tūtos naudojamos labai retai ir tik pagalbinių mechanizmų turbinose. Jos liejamos iš bronzos. Leidžiamas temperatūrinis darbo režimas – $\leq 250\text{ C}$.

Nulietojo tūtų segmento (6.13e pav.) mentės gaminamos atskirai, šampuojant iš plieninių plokštelių. Šampuotosios mentės įstatomos nustatytu atstumu viena nuo kitos į specialų liejimo strypą taip, kad menčių briaunos išsikištų iš strypo 8–12 mm. Strypo rinkinys su mentėmis pastatomas į formą ir užpilamas karštu metalu. Auštant liejiniui, metalas susikabina su išsikišusiomis iš strypo menčių briaunomis.

6.5. Darbinės ir kreipiančiosios mentės

Mentės yra svarbiausios ir labiausiai apkrovų bei įtempimų veikiamos turbinos dalys. Menčių aparato gamyba sudaro 35% visos turbinos kainos. Pagal savo paskirtį mentės skirstomos į darbinės, tvirtinamas ant rotoriaus, ir kreipiančiasias, įtvirtintas korpuse.

Mentės (6.14 pav.) sudaro trys dalys: jungiamasis galas (1), naudojamas tvirtinimui rotoriuje arba korpuse, darbinė dalis (2) ir viršūnė (3). Mentės viršūnė yra iškyša, panaši į spyglį, ant kurios užmaunama bandažinė juosta, sutvirtinanti paketuose 6–18 menčių, užkniedijant jų viršūnes. Kitas sutvirtinimo būdas – surišimas viela, einančia pro angas mentėse (4).



6.14 pav. Aktyvinė (a) ir reaktyvinė (b) darbo mentės:
1 – mentės jungiamasis galas, 2 – mentės darbinė dalis, 3 – mentės viršūnė,
4 – anga surišimo vielai



6.15 pav. Mentės, sutvirtintos

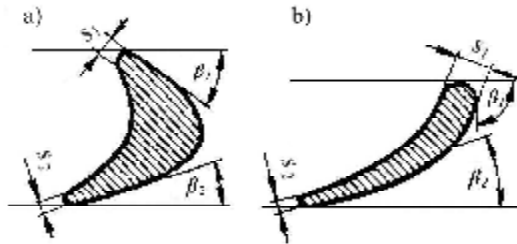


6.16 pav. Mentės,

bandažine juosta

sutvirtintos surišimo viela

Mentės pjūvis darbinėje dalyje vadinamas mentės profiliu, kuris turi išgaubtą ir įgaubtą dalis. Išgaubtas profilio paviršius vadinamas mentės nugarėle. Mentės briauna iš įėjimo pusės vadinama įėjimo briauna, iš išėjimo pusės – išėjimo briauna.

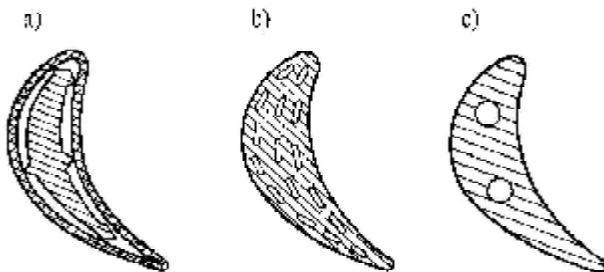


6.17 pav. Darbo mentės:
aktyvinė (a) ir reaktyvinė (b)

Darbinės ir kreipiančiosios mentės, atsižvelgiant į profilį, skirstomos į aktyvines ir reaktyvines. Aktyviųjų menčių (6.17a pav.) profilis beveik simetriškas, išėjimo kampas β_2 mažai skiriasi nuo įėjimo kampo β_1 . Reaktyviųjų menčių (6.17b pav.) profilis nesimetriškas, įėjimo kampas β_1 didesnis už išėjimo kampą β_2 , kurio dėka kanalas tarp menčių siaurėja.

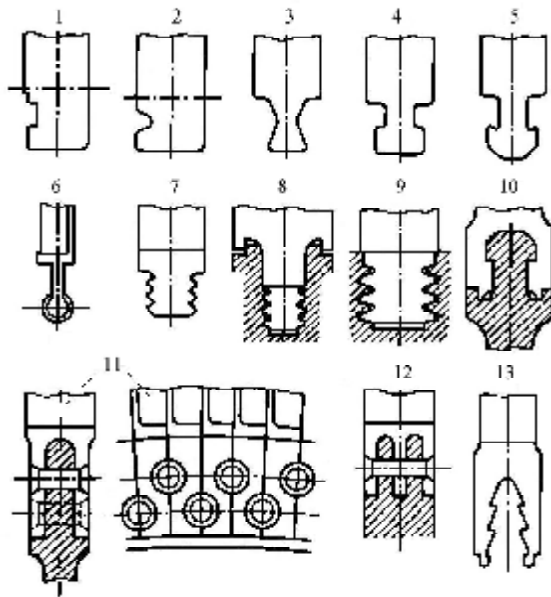
Aktyviųjų menčių profiliai yra stori, o reaktyviųjų – ploni ir iš pirmo žvilgsnio panašūs į lėktuvo sparną. Laidų turbinų menčių aukštis svyruoja nuo 10 mm pirmose AST pakopose iki 400 mm paskutinėse pakopose, menčių plotis – 14÷60 mm. Kai kurių konstrukcijų turbinose ant vieno disko gali būti iki 700 menčių.

Dujų turbinose gali būti numatytas menčių aušinimas, mentės vidiniais kanalais leidžiant suslėgtą orą (6.18a ir b pav.). Kai kuriose senesnėse turbinose mentės buvo aušinamos vandeniu (6.18c pav.).

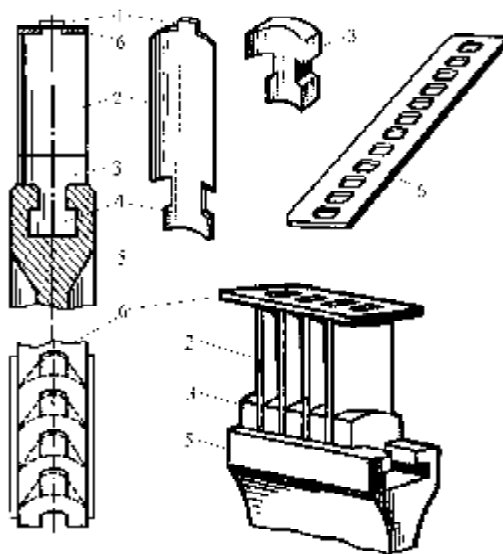


6.18 pav. Dujų turbinos aušinamosios mentės:
a – su deflektoriumi, b – su pailgintais kanalais, c – su išgręžtais apvaliais kanalais

Siekiant sumažinti menčių paviršiaus įtempimą, jos gaminamos didelio tikslumo ir poliruotų paviršių. Mentės jungiamasis galas gaminamas pagal kalibrus.



6.19 pav. Kreipiančiųjų ir darbo menčių jungiamųjų galų konstrukcija:
 1, 2 – su šoninėmis išpjovomis, 3 – „kregždutės“ jungiamasis galas, 4 – T-formos,
 5 – kūjo formos, 6 – Lavalio jungiamasis galas, 7, 8, 9 – krumpliuoti jungiamieji galai,
 10 – grybo formos, 11, 12, 13 – „šakutės“, „eglutės“ formos jungiamieji galai



6.20 pav. Frezuotųjų menčių tvirtinimas:

- 1 – iškyša bandažinei juostai pritvirtinti užkniedijant, 2 – mentės darbinis paviršius,
3 – tarpinis įdėklas, 4 – mentės jungiamasis galas, 5 – vieno vainiko diskas,
6 – bandažinė juosta

Menčių gaminimas. Atsižvelgiant į gamybos būdą, mentės būna trauktinės, pusiau frezuotosios, frezuotosios ir štampuotosios.

Trauktinės mentės gaminamos iš valcuotų profiliuotų juostų karštu ir šaltu būdu. Jos naudojamos nedidelių kampinių greičių turbinose. Šių menčių mechaninis apdorojimas ribojasi jungiamojo galo ir viršūnės frezavimu. Įdėklai gaminami atskirai.

Pusiau frezuotosios mentės gaminamos iš profiliuotų valcuotų plieninių juostų, kurių storis lygus mentės jungiamojo galo storiui. Įgaubta profilio pusė gaunama tempimo būdu, o išgaubtoji dalis ir jungiamasis galas frezuojami. Gaminant šias mentes sunaudojama 50% mažiau nerūdijančio plieno lyginant su frezuotųjų menčių gaminimu.

Frezuotosios mentės gaminamos kartu su įdėklais iš karštai valcuoto juostinio plieno. Jos yra labai brangios, nes maždaug 85% brangaus metalo apdorojimo metu virsta drožlėmis.

Dabar mentės su pastorintu jungiamuoju galu gaminamos iš ruošinių, gautų karšto štam pavimo būdu. Jas reikia šiek tiek mechaniškai apdoroti, tada tik apie 10% metalo virsta drožlėmis.

Medžiaga, iš kurios gaminamos mentės, turi turėti geras mechanines savybes, pakankamą atsparumą aukštai temperatūrai, taip pat turi būti atspari korozijai, erozijai, būti nebrangi.

Mentėms, kurios dirba esant temperatūrai iki 450 C, gaminti naudojami nerūdijantys chromo plienai, kur chromas sudaro 12÷14%. Šie plienai atitinka visus anksčiau minėtus reikalavimus. Šie atkaitinti plienai lengvai valcuojami šaltu būdu, štampuojami, pratempiami.

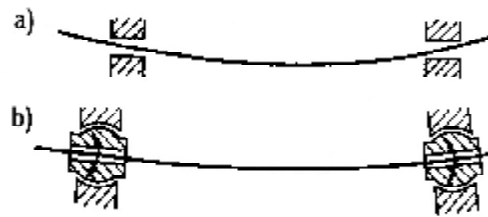
Pirmų pakopų AST mentės, dirbančios esant aukštesnei kaip 450 C temperatūrai, gaminamos iš plienų, kurių sudėtyje yra 10÷16% chromo, 0,5–38% nikelio, taip pat molibdeno, vanadžio, volframo priemaišų.

6.6. Atraminiai ir įsirišimo guoliai

Atraminiai guoliai. Atraminiai guoliai atlaiko rotoriaus svorį, fiksuoja teisingą rotoriaus padėtį, užtikrina vienodus tarpus išsiplėtimui tarp rotoriaus ir statoriaus detalių.

Atsižvelgiant į įdėklų statymo į korpusą būdą, atraminiai guoliai skirstomi į kietuosius ir savaiminio reguliavimo. Pagalbinėse turbinose dedami ne tik slydimo, bet ir rutuliniai guoliai, ritiniai.

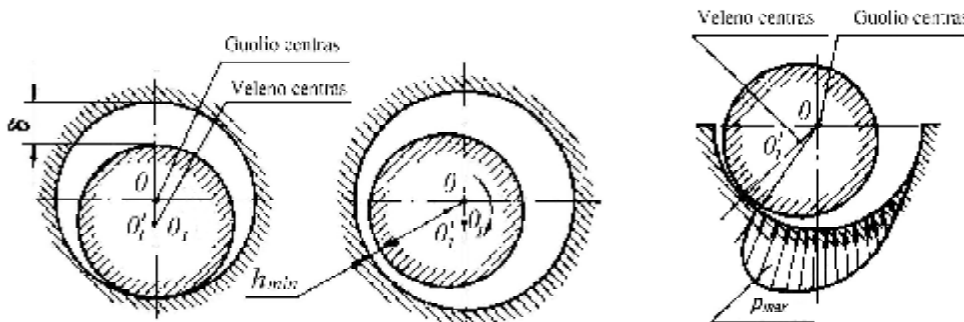
Kietieji guoliai turi cilindrinės formos įdėklus, įstatomus į cilindrinės formos išpjovas korpuse. Dėl veleno prasilenkimo tokio tipo guoliuose gali padidėti guolių įdėklų ir veleno kaklelių išsidėvėjimas. Todėl jie naudojami turbinose su trumpais velenais. Savaiminio reguliavimo guoliai su sferiniais guolių korpusais gali šiek tiek pasisukti korpuse, kad guolio ašies kryptis sutaptų su veleno ašimi.



6.21 pav. Rotoriaus išlinkimas kietuosiuose (a) ir savaiminio reguliavimo (b) guoliuose

Atraminiai guoliai susideda iš korpuso, dviejų įdedamų antifrikcinių įdėklų (viršutinio ir apatinio), tepimo įrenginio ir kitų detalių (varžtų, tepalo vamzdžių, kontrolinių prietaisų). Atraminio guolio korpusas dažniausiai gaminamas kaip atskira konstrukcija arba liejamas su turbinos korpusu (kietuoju guoliu). Siekiant užtikrinti tikslų dangčio pastatymą, naudojami centruojantys fiksatoriai.

Turbinų guoliai apskaičiuojami taip, kad patikimai dirbtų esant didelei apkrovai ir sukimosi greičiui. Šiuolaikinių turbinų rotoriaus kaklelių sukimosi apskritiminis greitis siekia $60\div 80$ m/s, o paviršiaus apkrovimas – $0,14\div 0,16$ MPa. Turbinų guoliai turi tenkinti patikimumo, išsidėvėjimo, nuostolių dėl trinties reikalavimus. Guoliai tepami alyva, kurios slėgis sistemoje paprastai neviršija 0,3 MPa.



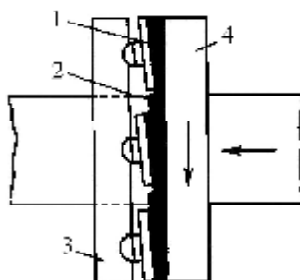
6.22 pav. Hidrodinaminio tepimo pleišto susidarymas atraminiame guolyje, slėgio tepimo pleište epiūra:

θ – guolio centras, θ_1 – veleno centras ramybės būsenos,
 θ'_1 – besisukančio veleno centras

Įsirėmimo guoliai. Turbinų įsirėmimo guoliai atlaiko ašinę jėgą, veikiančią rotorių, ir fiksuoja rotoriaus padėtį turbinos statoriaus atžvilgiu.

Įsirėmimo guoliai turbinoje paprastai statomi iš darbo medžiagos įleidimo pusės, prieš atraminį guolį. Pagal konstrukciją įsirėmimo guoliai skirstomi į kietuosius ir susireguliuojančiuosius. Kietųjų guolių korpusė įstatoma cilindrinė apkaba su fiksuotais nejudančiais antifrikciniais segmentais (pagalvėmis). Į

šiuos segmentus remiasi veleno įsiremimo briauna. Susireguliuojančiuose guoliuose segmentai tvirtinami korpuse sferiniais arba cilindriniais pasukamaisiais šarnyrais (atramomis) ir pasisuka, atsižvelgiant į sukimosi greitį ir hidrodinamines tepimo sąlygas, keičiant tepalo pleišto kampą. Rotoriaus pasislinkimą įsiremimo guolio korpuse riboja 0,3–0,4 mm ašinio guolio tarpas.



6.23 pav. Guolio su pasukamaisiais segmentais schema:

- 1 – susireguliuojantysis (pasukamasis) segmentas, 2 – tepančiosios alyvos sluoksnis,
3 – nejudanti atrama (guolio korpusas), 4 – įsiremimo briauna (vientisa su velenu arba kietai tvirtinama prie veleno)

6.7. Sandarinimai

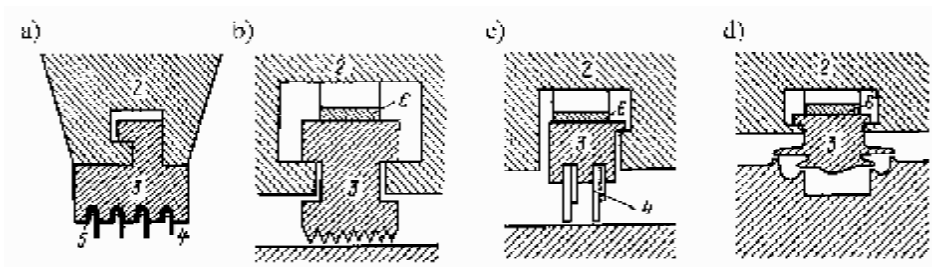
Turbinų sandarinimai skirstomi į vidinius ir išorinius (galinius). Kai velenas išsikiša iš turbinos korpuso, yra išorinis sandarinimas, skirtas tam, kad sumažintų darbo medžiagos nutekėjimus iš turbinos. Vidiniai sandarinimai skirti sumažinti darbo medžiagos nutekėjimą turbinos viduje.

Garų turbinose naudojami tokio tipo išoriniai sandarinimo būdai: labirintiniai-metaliniai, grafitiniai-kampiniai, hidrauliniai ir jų deriniai. Hidrauliniai sandarinimai šiuolaikiniuose laivuose beveik nenaudojami.

Kad labirintinis sandarinimas būtų patikimas, jis daromas iš briaunų (peilių) grupių. Tarp grupių įtaisomos kameros likutiniam slėgiui (žemo slėgio garų turbinose iš kondensatoriaus pusės – vakuumui) kompensuoti (kompensavimo ir nusausinimo kameros).

Labirintinis sandarinimas. Pagal briaunų padėtį veleno atžvilgiu labirintinį sandarinimą galima suskirstyti į radialinį, ašinį ir mišrų. Atsižvelgiant į tvirtinimo tipą, briaunų sandarinimas gali būti tamprusis ir elastinis.

Sandarinant kietuoju būdu (6.24a pav.) briaunos gaminamos, atsižvelgiant į temperatūrą, iš nerūdijančio, legiruotojo su chromo priemaišomis, austenitinio plieno, žalvario ir įstatomos bei įkalamos į griovelius diafragmoje arba plieniniuose pusžiedžiuose, kurie tvirtai įtaisyti kiekvienoje diafragmos pusėje. Sandarinimo vietoje radialinis tarpas būna $0,2 \div 0,4$ mm. Tokio sandarinimo trūkumas – galima briaunų deformacija, kontaktuojant su rotoriumi (arba korpusu).



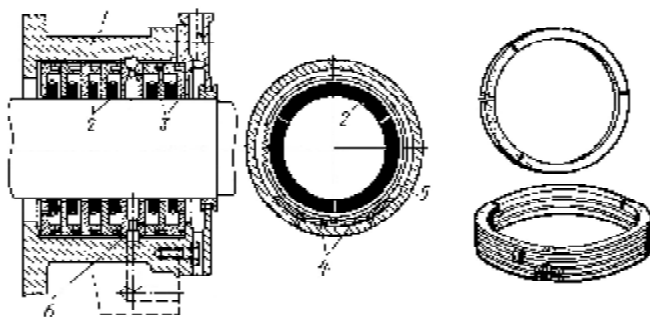
6.24 pav. Labirintinių sandarinių schemos:

a – tamprusis sandarinimas, b, c, d – elastingieji sandarinimai, 2 – diafragma, 3 – sandarinimo pusžiedis, 4 – sandarinimo briaunos (peiliai), 5 – fiksavimo viela, 6 – juostinė spyruoklė

Sandarinant elastiniu būdu (6.24c pav.) diaqramų segmentuose įstatomi pusžiedžiai su sandarinimo briaunomis. Pusžiedžiai diafragmos segmentuose spyruoklėmis spaudžiami į veleną.

Grafitinio sandarinimo tipinė konstrukcija parodyta 6.25 paveiksle. Ją sudaro 3–8 žiedai, pagaminti iš specialiosios presuotos anglies, prisotintos grafito. Kiekvienas žiedas, kad būtų patogiau surinkti, sudarytas iš 3–6 segmentų, sutrauktų spyruokle. Kampinio tipo sandarinimai yra kompaktiški, mažai praleidžia garą. Gali tinkamai funkcionuoti velenui sukantis apskritimu iki 35÷45 m/s. Tarpas tarp veleno ir žiedo sudaro 0,001÷0,002 kaklelio skersmens, skirtas temperatūriniam išsiplėtimui kompensuoti.

Trūkumai: greitas žiedų išsidėvėjimas, sudėtingas jų surinkimas. Negalima naudoti, kai darbo medžiagos temperatūra – 300 C, todėl paprastai naudojamas pagalbinėse turbinose.



6.25 pav. Kampinis sandarinimas:

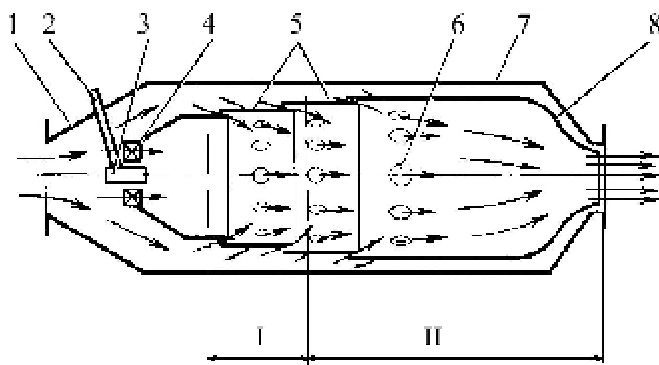
1 – korpusas, 2 – grafitiniai žiedai, 3 – ketinė L-formos apkaba, 4, 5 – spiralinė ir lanksčioji spyruoklės, 6 – angos

6.8. DTĮ degimo kameros ir purkštuvai

Degimo kameros. Degimo kamera yra vienas pagrindinių DTĮ elementų, skirtas suteikti darbinėms dujoms šiluminės energijos, deginant įpurškiamą kurą iš kompresoriaus tiekiamame suslėgta ore.

Purkštuvu į degimo kamerą tiekiamas kuras. Degant kurui, temperatūra degimo kameroje pakyla net iki 1500÷2000 C, esant oro pertekliaus koeficientui $a = 1,3-2$. Bet tokia aukšta temperatūra netinka turbinos darbui, todėl degimo metu išsiskyrę produktai aušinami papildomu oru. Vienas esminių reikalavimų, taikomų degimo kamerei, – degimo patikimumas dirbant bet koku darbo režimu. Taip pat būtinas geras oro ir kuro maišymasis degimo kameroje, norint sudeginti visą tiekiamą kurą. Suminis degimo kameros oro pertekliaus koeficientas $a = 3-6(8)$. Ašinis dujų srauto greitis kameroje siekia 30 m/s.

Šilumos nuostolius degimo kameroje apibūdina n.k., kuris įskaito produktų degimo fizinius ir cheminius nuostolius. DTĮ degimo kamerų n.k. – apie 0,96÷0,98.



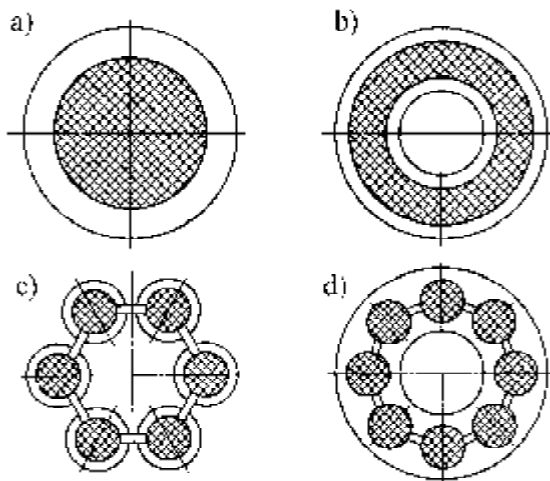
6.26 pav. Cilindrinės degimo kameros schema:

I – degimo zona, II – maišymo zona, 1 – difuzorius, 2 – kuro tiekimo vamzdis, 3 – purkštuvai, 4 – sukuryklis, 5, 8 – karštasis vamzdis, 6 – angos, 7 – DK korpusas

Į degimo kamerą (6.26 pav.) kuras tiekiamas ir joje išsklaidomas purkštuku (3). Dalis oro patenka į karštą vamzdį pro menteles (4). Šis oras naudojamas degimo procese, kitaip jis dar vadinamas pirminiu. Mentelėse pirminis oras įsukamas, kad geriau susimaišytų su kuru. Kita dalis oro juda žiediniu kanalu tarp korpuso ir karštojo vamzdžio. Šis oras vadinamas antriniu. Jis patenka į karštą vamzdį pro jo angas (6) ir maišosi su degančiomis dujomis, mažindamas jų temperatūrą. Visą degimo kameroje vykstantį procesą galima suskirstyti į šiuos etapus: mišinio susidarymas, užsiliepsnojimas, degimas, degimo produktų maišymasis su oru ir aušinimas.

Pirminis oras reaguoja su kuru degimo zonoje, antrinis – visose zonose. Karštojo vamzdžio angos, pro kurias tiekiamas antrinis oras, yra išdėstytos per visą vamzdžio ilgį. Taip oras mažina vamzdžio sienelių temperatūrą, nesudarydamas didelio degančių dujų temperatūrų skirtumo, siekiant išvengti lokalinio perkaitinimo.

Egzistuoja daug degimo kamerų konstrukcijų. Laivų DTĮ plačiausiai naudojamos cilindrinės degimo kameros. Jas sudaro išorinis korpusas, pagamintas iš anglinio plieno, ir vidinis karštasis vamzdis. DTĮ gali turėti vieną (paprastai pagalbiniai DTI), du arba keletą (nuo 6 iki 16) degimo kamerų (vamzdžių). Jos išdėstomos aplink veleną tarp kompresoriaus ir turbinos ir vadinamos sekcinėmis arba daugiavamzdėmis degimo kameromis (žr. 1.12 pav.).

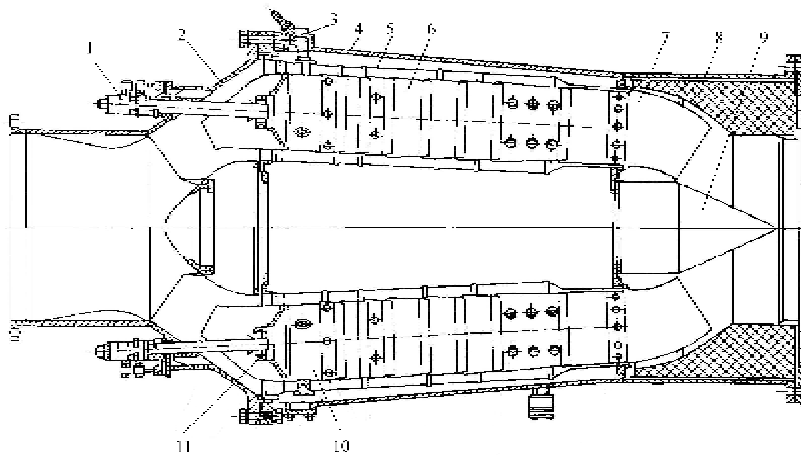


6.27 pav. Degimo kamerų tipai:

a – individuali (vieno vamzdžio), b – žiedinė, c – blokinė (sekcinė), d – sekcinė-žiedinė

Kartais degimo kameros išdėstomos statmenai (arba kampu) turbinos ašiai, kad būtų patogiau prižiūrėti, be to, toks išdėstymas mažina ašinius turbinos matmenis. Vertikalią blokinę degimo kamerą su 6 karštais vamzdžiais parodyta 6.28 paveiksle.

Šiuolaikiniuose DTĮ naudojamos degimo kameros su keraminiu karštojo vamzdžio dengimu. Tai leidžia sumažinti šilumos nuostolius iš degimo zonos pro karštojo vamzdžio sieneles ir didina dujų temperatūrą. Aukšta dujų temperatūra degimo zonoje užtikrina visišką kuro sudegimą.



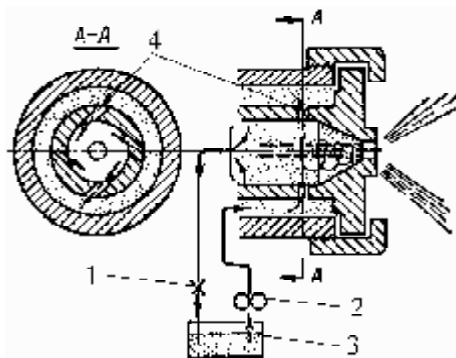
6.28 pav. Vertikalioji blokinė degimo kamera su 6 vamzdžiais:

1 – kuro purkštuvai, 2 – oro įleidimo atvamzdis, 3 – užsidegimo įrenginys,
4 – kameros korpusas, 5 – gaubtas, 6 – karštasis vamzdis, 7 – dujų išleidimo atvamzdis,
8 – termoizoliacija, 9 – išleidžiamasis aptakas, 10 – degimo zona, 11 – sukuryklis

Purkštuvai. DTĮ plačiai naudojami mechaniniai purkštuvai. Kuras slėgiu 8–12 MPa tiekiamas siurbliu į išorinę žiedinę purkštuvo kamerą ir tangentiniais kanalais patenka į vidinę kamerą, kur įgauna didesnę greitį judėdamas nuo periferijos į centrą ir išpurškiamas pro centrinę angą kūgio pavidalu.

Vienas pagrindinių reikalavimų yra kuro išpurškimo kokybė – dalelių dydis (paprastai apie 0,075÷0,15 mm) ir fakelo kūgio forma, dirbant visais darbo režimais. Sudeginamo kuro kiekis tuo atveju kinta dešimt ir daugiau kartų.

Keičiant slėgį, galima keisti kuro išseikvojimą purkštuve ne daugiau kaip 2÷2,5 karto. Dirbant mažu apkrovimu kuro eikvojimas purkštuve reguliuojamas išleidžiant jį iš kameros į kuro talpą.



6.29 pav. Mechaninio-išcentrinio kuro purkštuvo schema:

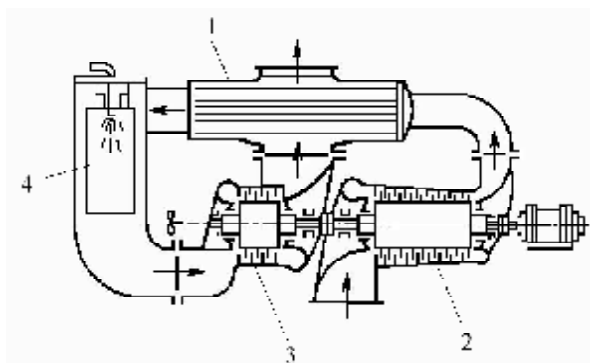
1 – išleidimo vožtuvas, 2 – kuro siurblys, piltuvėlis, 3 – kuro bakas,
4 – tangentiniai kanalai

Naudojami ir dvipakopiai išcentriniai purkštuvai. Kai įpurškiamo kuro kiekis yra mažas, dirba tik pirmoji dalis. Padidinus kuro kiekį, pradeda veikti abi dalys.

Taip pat DTĮ naudojami ir pneumatiniai bei gariniai purkštuvai, kuriuose kuras paskirstomas naudojant suslėgtą orą arba garą. Šių purkštuvų privalumas – esant geram kuro paskirstymui, galimas didesnis kuro reguliavimo diapazonas. Trūkumas – reikia papildomai oro arba garo, pneumatiniuose purkštuvuose oro sunaudojama nuo 0,3 iki 0,8 kg 1 kilogramui kuro.

6.9. DTĮ regeneratoriai

Regeneratoriai skirti orui, išėjusiam iš oro kompresoriaus, pašildyti prieš jam patenkant į degimo kamerą, naudojant išmetamųjų dujų šilumą. Naudojant regeneratorių, didinamas DTĮ ekonomiškumas. Pagal konstrukciją regeneratoriai skirstomi į dvi pagrindines grupes: paviršiniai ir akumuliaciniai.

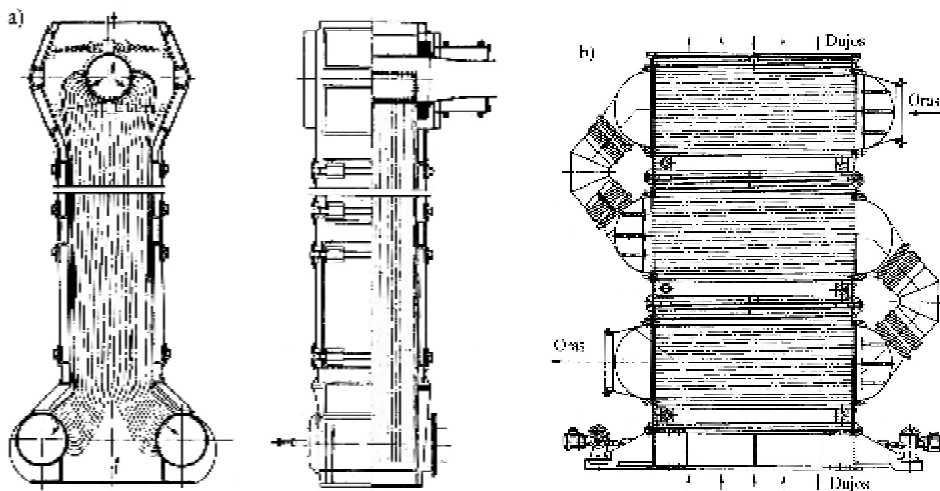


6.30 pav. DTĮ su regeneratoriumi:

1 – regeneratorius, 2 – oro kompresorius, 3 – dujų turbina, 4 – degimo kamera

Paviršiniuose regeneratoriuose šiluma perduodama orui nuo dujų per juos skiriančią sienelę. Šio tipo regeneratorių dar galima skirstyti į vamzdinius ir plokštelines. Abiejų paviršiai gali būti lygūs arba briaunuoti.

Šiuo metu plačiai DTĮ naudojami vamzdiniai regeneratoriai. Jie atlaiko didelį slėgį, yra paprastos konstrukcijos ir lengvai eksploatuojami. Paprastai šių regeneratorių vamzdžiais praeina oras su didesniu nei dujų slėgiu, o tarp vamzdžių – degimo produktai. Vamzdžiai tvirtinami valcuojant arba privirinant. Norint užtikrinti laisvą vamzdžių temperatūrinį išsiplėtimą, viena iš vamzdžių lentų paprastai netvirtinama prie regeneratoriaus korpuso. Visada būtina atkreipti dėmesį į regeneratoriaus sandarumą, siekiant išvengti šilumos nuostolių.

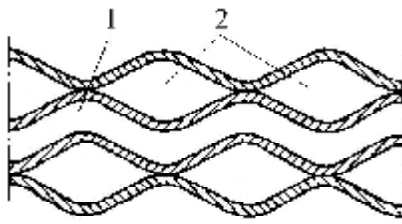


6.31 pav. DTĮ regeneratoriai:

a – vertikalusis vamzdinis regeneratorium, b – vertikalusis plokštelinis regeneratorium

Vertikalusis priešsrovinis regeneratorium (6.31a pav.) turi vieną viršutinį kolektorių, kuriuo tiekiamas oras, ir du apatinius kolektorius orui nukreipti. Po jais sumontuotos degimo kameros. Oras įleidžiamas pro viršutinį kolektorių ir tekėdamas vamzdžiais patenka į apatinius kolektorius, iš ten – į degimo kameras. Išmetamosios dujos juda išorine vamzdžių puse. Regeneratoriaus korpuso vidurinės dalies skersinė yra kvadratinė; 22% ploto užima oro zona; 9% – vamzdžiai ir 69% – dujų zona. Iš visų regeneratoriaus pusių yra dideli liukai jam išvalyti. Vertikali regeneratoriaus forma mažina vamzdžių išilimo laiką, be to, jis neužima daug vietos mašinų skyriuje.

Plokštelių regeneratorių (6.31b pav.) šilumos mainų paviršius sudarytas iš suvirintų gofruotų plieno lakštų. Regeneratorių konstrukcija yra paprasta, mažą masę ir nedidelį gabaritą. Konstrukcijoje nėra vamzdžių ir vamzdinių lentų. Oras ir dujos juda statmenai nukreiptais kanalais tarp šampuotų nerūdijančio plieno lakštų (6.32 pav.).

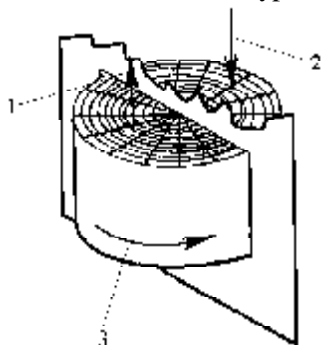


6.32 pav. Plokštelinio regeneratoriaus segmento horizontalusis pjūvis
(vaizdas iš viršaus):

1 – oro kanalai, 2 – dujų kanalai

Akumuliaciniuose regeneratoriuose šilumos perdavimas nuo dujų orui vyksta per paviršius, kurie periodiškai nuplaunami tai karštomis dujomis, tai

šaltu oru. Šie regeneratoriai dar skirstomi į besisukančiuosius ir statiškuosius. Pagrindinis besisukančiųjų regeneratorių privalumas – maža masė ir gabaritai. Trūkumas – dideli nuostoliai sandarinimo vietose, ypač esant dideliam oro slėgiui.



6.33 pav. Besisukančio akumuliacinio regeneratoriaus schema:
1 – dujų judėjimo regeneratoriuje kryptis, 2 – oro judėjimo regeneratoriuje kryptis,
3 – akumuliacinio cilindro sukimosi kryptis

6.10. GTĮ kondensatoriai

Kondensatoriai naudojami garo turbinų įrenginiuose ir atlieka tokias funkcijas:

- užtikrina turbinose panaudoto garo kondensaciją: kondensatas (vanduo), kuris yra be druskų ir mechaninių priemaišų, toliau naudojamas cikle katilams maitinti;
- palaiko mažą (4–6 kPa) slėgį už turbinos, taip padidindamas garo išsiplėtimo diapazoną ir įrenginio efektyvumą: vakuomo kondensatoriuje mažėjimas (slėgio padidėjimas) 1% padidina GTĮ kuro sunaudojimą 1,2–2%;
- termodinaminiam cikle atlieka garo aušinimo funkciją: kondensacijos procese panaudoto garo šiluma nukreipiama naudojant užbortinį vandenį, kuris tiekiamas į kondensatorių cirkuliaciniu aušinimo siurbliu.

GTĮ kondensatoriai taip pat skirstomi į pagrindinius, kuriuose kondensuojasi garas iš pagrindinės turbinos ir pagalbinių mechanizmų, ir pagalbinius, į kuriuos panaudotas garas patenka tik iš pagalbinių mechanizmų. Kartais naudojami pagalbiniai kondensatoriai su atmosferos slėgiu.

Oras iš kondensatoriaus pašalinamas ežektoriniais siurbliais.

Paveiksle 6.33 parodyta pagrindinio kondensacinio įrenginio schema. Turbinoje panaudotas garas patenka į kondensatorių (9) per viršutinę kondensatoriaus angą. Siekiant sumažinti hidraulinį pasipriešinimą įeinant, žemo slėgio turbina paprastai montuojama virš kondensatoriaus ir jungiama prie jo tiesiogiai. Garas, tekėdamas tarp vamzdžių (8), kondensuojasi ant šalto jų paviršiaus. Vamzdžiais (8) cirkuliuoja užbortinis jūros vanduo, pumpuojamas cirkuliaciniais siurbliais (19). Susidaręs kondensatas išsiurbiamas iš

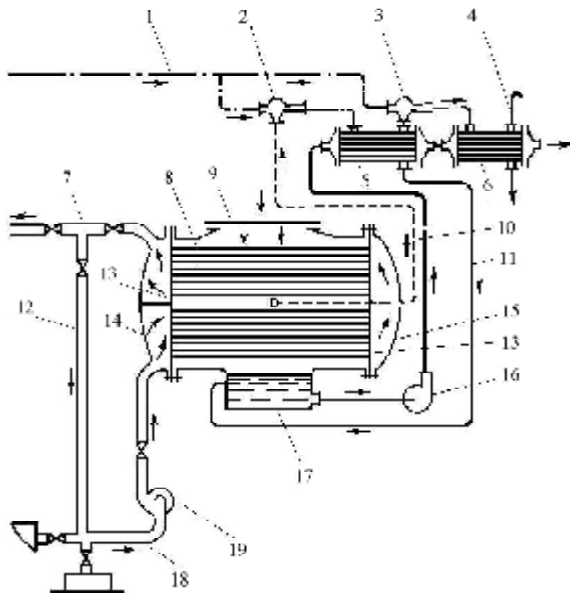
kondensatoriaus dugninės (17) siurbliu (16) ir tiekiamas į garo ežektorių (2) ir (3), garo aušintuvus (5 ir 6), iš kur nukreipiamas į katilo maitinimo sistemą.

Oras pašalinamas iš kondensatoriaus ežektoriais (2) ir (3) vamzdžiu (10). Darbinis garas ežektoriams tiekiamas vamzdynu (1).

Didesnė ežektoriuje (2) panaudoto garo dalis aušintuve (5) virsta kondensatu. Susidaręs kondensatas vamzdynu (11) nukreipiamas į kondensatorių. Ataušintas oro ir garo mišinys, išsiurbtas iš aušintuvo (5), ežektoriumi (3) slėgiu, šiek tiek viršijančiu atmosferinį, patenka į aušintuvą (6), iš kurio oras su nedidele garo koncentracija oro vamzdžiu (4) išmetamas į atmosferą.

Norint sumažinti šilumos nuostolius su aušinančiu jūros vandeniu, naudojamas recirkuliacinis vamzdis (12), jungiantis aušinančio vandens išleidimo vamzdį (7) su įsiurbimo atvamzdžiu (18). Bet pernelyg didelis aušinančio vandens temperatūros kėlimas didina ir kondensavimo temperatūrą, ir slėgį, kas gali sumažinti GTĮ ekonomišumą.

Kondensatoriaus korpusas iš dviejų pusių uždaromas dangčiais (14 ir 15), sudarančiais vandens kameras. Dangtis (14) turi horizontalią pertvarą, dalijančią ją į dvi kameras: apatinę – priėmimo, viršutinę – išleidimo. Po dangčiais yra vamzdžių lentos (13), prie kurių tvirtinami aušinimo vamzdeliai (8).



6.34 pav. Pagrindinio kondensatoriaus schema

- 1 – garo tiekimas ežektoriams, 2, 3 – ežektoriai, 4 – oro vamzdis, 5, 6 – aušintuvai,
 7 – aušinančio vandens išleidimo vamzdis, 8 – aušinimo vamzdeliai, 9 –
 kondensatorius, 10 – oro šalinimo vamzdis, 11 – kondensato vamzdis, 12 – užbortinio
 vandens recirkuliacinis vamzdis, 13 – vamzdžių lentos, 14, 15 – dangčiai, 16 –
 kondensato siurblys, 17 – kondensatoriaus dugninė, 18 – siurbimo atvamzdis, 19 –
 aušinančio jūros vandens cirkuliacinis siurblys

7. TURBINŲ TECHNINIO EKSPLOATAVIMO PAGRINDAI

Šioje knygos dalyje išdėstyti laivų dujų ir garo turbininių įrenginių bei turbokompresorinių pripūtimo agregatų techninės priežiūros pagrindai.

7.1. Laivų garo turbinos priežiūra

Garų turbinos paruošimas darbui. Ruošti pradedama nuo agregato ir prižiūrinių sistemų patikros.

Apžiūrint turbiną ir reduktorių reikia įsitikinti, ar tvarkingi kontroliniai matavimo įrenginiai, patikrinti korpusų plėtimosi ir slenkančiųjų atramų rodiklius, išmatuoti ašinę ir radialinę velenų padėtis ir korpusų ašinę padėtį.

Tepalų (alyvos) sistema paruošiama tepalus pašildant iki 30–36 C, tada paleidžiamas alyvos siurblys ir stebima, kaip besitrinančios detalės tepamos alyva.

Turboagregatas prasukamas veleno sukimo įrenginiu uždarius greito uždarymo ir manevrinis vožtuvus. Patikrinamas turbinos ir reduktoriaus darbas, stebimi elektros variklio krūvio duomenys ampermetre. Didelis elektros srovės stiprumas rodo gedimą, kuris šalinamas tik sustabdžius įrenginį.

Ruošiant garo ir valdymo sistemas darbui, patikrinama, ar uždaryti garo ėmimo iš turbinos vožtuvai, ir atidaromi prapūtimo garų vožtuvai. Atidaromi ir uždaromi greito uždarymo, manevriniai ir tūtų vožtuvai, norint įsitikinti jų veikimo tikslumu. Prieš pašildant turbiną arba pašildymo pradžioje lėtai atidaromi pagrindiniai atskiriamieji vožtuvai, pašildomas pagrindinis garo vamzdynas.

Ruošiant darbui kondensacinę sistemą, atidaromi priimamasis ir nutekamasis klinketai, įjungiamas (nedideliu našumu) pagrindinis cirkuliacinis siurblys.

Turbinos pašildymas. Paprastai jos šildomos sukantis rotoriams, iš pradžių sukant veleno sukimo įrenginius, vėliau – naudojant darbinį garą.

Naudojant visus šildymo būdus turbinos leidžia garą pro sandarinimo sistemą, paleidžia pagrindinį ežektorių ir sudaro vakuumą kondensatoriuje iki lygio, nurodyto instrukcijoje. Tada išorinių velenų sandarinimų sistemai nustatomas automatinis valdymas.

Turbinos paleidimas ir aptarnavimas darbo metu. Turbinai sušilus, cirkuliaciniam, kondensaciniam ir alyvos siurbliams nustatomas normalus darbo režimas, vakuumas pagrindiniame kondensatoriuje padidėja iki normalaus. Gavus komandą pradėti darbą, lėtai atidaromas manevrinis vožtuvas ir didinamas rotoriaus sukimosi dažnis iki nustatyto. Tuo pačiu metu reikia įdėmiai stebėti turbinos ir reduktoriaus darbą, turbinų korpusų plėtimosi tolygumą, rotorų padėtį, alyvos temperatūrą ir slėgį, kondensato lygį kondensatoriuje.

Pereinant į nustatytą darbo režimą atidaromi tūtų vožtuvai, parenkama tokia kombinacija, kad naudojamas manevrinis vožtuvas būtų maksimaliai atidarytas. Uždaromi prapūtimo vožtuvai ir kondensato recirkuliacijos vožtuvai.

Budintis mechanikas turi stebėti šiuos turbinos įrenginio rodmenis: velenų apsakas, garo temperatūrą ir slėgį, garų slėgį sandarinimo sistemoje, vakuumą kondensatoriuje, alyvos temperatūrą ir slėgį, guolių temperatūrą, rotorų ašinę padėtį ir turbinų korpusų šiluminį išsiplėtimą, kondensato temperatūrą, lygį ir druskingumą kondensatoriuje.

Budintis mechanikas privalo įrašyti į žurnalą visus gautus nurodymus, kontrolinio matavimo įrenginių rodmenis ir visą informaciją apie nustatytus gedimus.

Turbinos sustabdymas. Stabdant turbiną iš pradžių reikia uždaryti manevrinį vožtuvą ir atidaryti prapūtimo vožtuvus, tada mažinti apkrovą. Uždarius vožtuvo garų pagrindinę magistralę, atsargiai atidaromas manevrinis vožtuvas ir įjungiamas veleno pasukimo įrenginys. Turbinų korpusai išdžiūsta per dvi valandas, esant mažam vakuumui kondensatoriuje. Turbinoms išdžiūvus, kondensatas išpumpuojamas iš kondensatoriaus ir atjungiami visi pagalbiniai mechanizmai, išskyrus alyvos siurblių ir veleno pasukimo įrenginį, kurie sustabdomi turbinoms visiškai ataušus. Praėjus valandai po alyvos siurblių sustabdymo, iš pagrindinio atraminio guolio karterio ir alyvos aušintuvo ertmių išleidžiamas likęs vanduo. Praėjus trims valandoms po alyvos siurblio sustabdymo vėl paleidžiamas siurblys ir agregatas prapumpuojamas alyva, sukant veleno pasukimo įrenginį 5–10 minučių.

Praėjus 24 valandoms po agregato sustabdymo išmatuojamos turbinos rotorų radialinė ir ašinė padėties.

Turbinos įrenginio priežiūra jo nedarbo metu. Turbinos įrenginio detalių korozijos profilaktikai būtina pirmąsias tris dienas ne rečiau kaip kartą per parą, vėliau tik kartą per tris paras prapumpuoti turbinine alyva agregatą, prasukant jį 5–10 minučių. Į sustabdytas turbinas neturi patekti garas, todėl visi vožtuvai, išskyrus prapūtimo į atmosferą vožtuvus, turi būti sandariai uždaryti. Būtina kartą per tris dienas, taip pat po kiekvieno ženklus drėgmės padidėjimo mašinų skyriuje vėdinti turbinas 15–20 minučių, paleidžiant ežektorius, cirkuliacinį ir kondensacinį siurblius. Mašinų skyrių taip pat reikia reguliariai vėdinti.

Jei stovėta ilgiau (daugiau kaip 25–30 parų), iš kondensatoriaus išleidžiamas aušinamasis vanduo ir uždaromi priėmimo ir išleidimo klinketai.

Pagalbinių turbinų priežiūra. Pagalbinės turbinos darbui ruošiamos panašiai kaip ir pagrindinės.

Paleidžiant turbinas, dirbančias su garo nukreipimu į panaudoto garo magistralę, pirmiausiai toje magistralėje atidaromi vožtuvai, tada panaudoto garo vožtuvas turbinoje. Jeigu pagalbinė turbina turi kondensacinę įrangą, pirmiausia paleidžiama ji.

Pašildžius garo vamzdžius, paleidžiamuoju siurbliu tiekama alyva tepimui ir laipsniškai atidaromas greito uždarymo vožtuvas.

Pagalbinės turbinos jų eksploatavimo metu prižiūrimos stebint pagrindinius duomenis, kaip ir prižiūrint pagrindines turbinas.

Stabdant turbiną, nuimama apkrova, uždaromas greito uždarymo vožtuvas ir atidaromi prapūtimo vožtuvai. Jeigu turbinos dirba į panaudoto garo magistralę, būtina uždaryti panaudoto garo vožtuvus turbinoje ir magistralėje; sumažėjus alyvos slėgiui – tiekti alyvą paleidžiamuoju siurbliu, kol turbina visiškai sustos.

7.2. Laivų garo turbinos įrenginio gedimai

Išnagrinėsime turbinos įrangos gedimų tipus.

Gedimai sukant turbiną veleno pasukimo įrenginiu. Sukimo metu labai padidėja krūvis elektros varikliui arba vyksta staigūs krūvio svyravimai. Girdimas užkliuvimui būdingas garsas. Galimos gedimo priežastys: netvarkingas veleno pasukimo įrenginys; neatleistas veleno stabdis; neatleistas deidvudinio guolio riebokšlis; užterštas deidvudinis vamzdis; korozijos pažeisti velenų kakleliai; užteršti guoliai ir pavaros krumpliai, detalės nesuteptos alyva; rotorius mentelės kliūva į korpusą arba sandarinimuose, į turbinos vidų pateko vanduo.

Šalinant gedimus būtina patikrinti visų išvardintų įrenginių būklę, išjungti veleno pasukimo įrenginį ir jį patikrinti.

Gedimai paleidžiant turbinas. Nors garų rodikliai prieš turbiną yra normalūs, rotorius nesisuka. Labiausiai tikėtinos priežastys: rotorius nukrypimas dėl neteisingo turbinos šildymo ir detalių kliudymas, kliudymas krumplinėje pavaroje, nepakankamas sutepimas ir įvykęs guolių sulydimas; nepakankamas vakuumas kondensatoriuje.

Šalinant gedimus būtina patikrinti alyvos sistemos darbą, uždaryti garą ir sukant turbininį agregatą veleno sukamuoju įrenginiu 10–15 minučių klausytis, kaip dirba turbina ir reduktorius. Būtina atidaryti ir apžiūrėti darbo metu įkaitusius guolius, veleno liniją.

Guolių gedimai. Jie dažniausiai pasireiškia guolių perkaitimu, nepakankamu alyvos tiekimu, padidėjusiu ašiniu slėgiu. Labiausiai tikėtinos priežastys: nekokybiški tepalai, jų nepakankamumas arba guolių korpuso perpildymas tepalu, velenų centravimo pažeidimas, netinkamas tarpas sandarinimuose, padidinta ašinė jėga. Pastaroji priežastis atsiranda dėl padidėjusių rotorius ir diafragmų bei dumiso tarpų, pratekamosios dalies užnešimo druskomis, mentelės briaunos (krašto) sulenkimo.

Šalinant išvardintus gedimus būtina patikrinti alyvos kokybę, ją išseparuoti arba pakeisti; nuimti guolių dangčius ir pašalinti defektus; patikrinti velenų centravimą, nustatyti normalius tarpus; išvalyti menčių aparatą. Prieš šalinant priežastis, lemiančias didesnę ašinį slėgį, reikia stebėti apkrovą, kad guolio temperatūra neviršytų leistinos normos.

Gedimai tepimo sistemoje. Prie šių gedimų pirmiausiai priskiriamas nepakankamas alyvos tiekimas ir jos užteršimas vandeniu. Labiausiai tikėtinos priežastys: tepimo sistemos filtrų ir vamzdynų užteršimas, žemas alyvos lygis cisternose ir oro patekimas į siurbli, alyvos siurblio gedimas, nepakankamai atidaryti vožtuvai, neteisingai sureguliuotas redukcinis vožtuvas, alyvos

nutekėjimas pro didelius tarpus, garų patekimas į guolius, vandens patekimas į alyvą, kai nesandarūs alyvos aušintuvai (jeigu vandens slėgis didesnis už alyvos slėgį) ir cisternos.

Išvardinti gedimai šalinami taip: sistemos perjungiamos į kitą filtrą, valomi užteršti filtrai ir alyvos vamzdžiai, cisternos papildomos alyva, naudojamas rezervinis alyvos siurblys, reguliuojamas redukcinis vožtuvas, šalinami nesandarumai, sutvarkomi tarpai, taisomas alyvos aušintuvas.

Kondensatoriaus gedimai. Pasireiškia vakuumo sumažėjimu. Pagrindinės priežastys: ežektoriaus, cirkuliacinio arba kondensacinio siurblio darbo sutrikimas. Galimas ir oro patekimas į kondensatorių pro nedirbančio mechanizmo atidarytą vožtuvą, pro ŽST galinius sandarinimus, kitus nesandarumus.

Išvardintų gedimų šalinimo būdai: ežektoriaus šaldytuvo vamzdelių valymas, pažeistų vamzdelių užsandarinimas arba keitimas, ežektoriaus tūtų padėties reguliavimas, kingstoninių grotelių ir priėmimo vamzdyno valymas, kondensato lygio kondensatoriuje nustatymo regulatoriaus valymas, garų slėgio reguliavimas, nesandarumų šalinimas ir kt.

7.3. Laivų dujų turbinos įrenginių priežiūra

DTĮ priežiūros ypatumai. Laivų dujų turbinų įrenginiai prižiūrimi laikantis laivų instrukcijose numatytų reikalavimų DTĮ paruošti, paleisti, prižiūrėti darbo metu, sustabdyti ir prižiūrėti nedarbo metu.

Aptarnaujant DTĮ reikia žinoti, kad dujų turbinos variklis sunaudoja daug oro. Eksploatuojant jūrinėmis sąlygomis kartu su oru į turbinos kanalus patenka ir jūros vandens pusrų. Ant kompresoriaus mentelių susidariusios nuosėdos keičia jų geometriją, kas lemia n.k. mažėjimą ir temperatūros pakilimą prieš turbiną dėl sumažėjusio oro patekimo. Nuosėdos ant turbinos darbinių mentelių sukelia ir mentelių koroziją. Pratekamosios dalies užteršimo šaltinis gali būti ir alyvos siurbimas iš kompresoriaus priekinio guolio, panaudotos dujos, o kai laivas būna prie kranto – dulkės, pelenai ir pan.

Didelę įtaką eksploatacinei charakteristikai daro įleidžiamosios DTĮ dalies apledėjimas. Siurbiant orą padidėja oro greitis, dėl ko temperatūra nukrenta apie 5 C. Žiemos sąlygomis tai lemia oro įsiurbimo angos ir oro nukreipiamojo aparato apledėjimą. Dėl apledėjimo mažėja n.k. ir galia, padidėja dujų temperatūra prieš turbiną, patekęs į turbinos kanalus ledas gali pažeisti kompresoriaus menteles.

Dirbant dujų turbinų varikliui jo detalės įkaista, atsiranda dideli įtempimai. Todėl jį eksploatuojant reikia atidžiai stebėti rotorų apsukas, korpuso ir dalių temperatūras.

DTĮ kanalų valymas ir priemonės nuo apledėjimo. Užsinešus kanalams jūros vandens druskomis, efektyvi priemonė yra kanalų praplovimas gėlu vandeniu arba garais. Jeigu nuosėdų sudėtis sudėtingesnė (dėl alyvos, kuro, dūmų kietųjų dalelių ir dujų garų patekimo), pirmiausiai praplaunama vandens ir žibalo

arba dyzelino mišiniu, tada gėlu vandeniū arba garais. Taip kartojama kelis kartus, kol atstatomos DTĮ charakteristikos. Labai efektyviai veikia vandens ir specialių sintetinių plovimo priemonių mišiniai. Mišiniai išpurškiami į kompresoriaus įėjimo įrenginį specialiomis tūtomis. Kartais, kai užteršimas yra didelis, tenka naudoti kietą valiklį – karbobląstą (pvz., grūdėtą mišinį, sudarytą iš graikiškų riešutų kevalų, abrikosų, slyvų ir kt. kauliukų). Nuolat naudoti kietą valiklį nerekomenduojama, nes jis gali užkimšti turbinos oro aušinimo sistemos kanalus.

Kompresoriaus įėjimo angos apledėjimui pašalinti tiekiamas garas, išleidžiamosios dujos, karštas oras.

DTĮ būdingiausi gedimai. Gedimus, pasitaikančius eksploatuojant DTĮ, galima klasifikuoti taip:

- gedimai, sukant veleno pasukimo įrenginį;
- gedimai įjungiant variklį;
- gedimai varikliui dirbant.

Gedimai, sukant veleno pasukimo įrenginį, ir jų šalinimo būdai panašūs kaip ir garo turbinų. Galima paminėti papildomą jų atsiradimo priežastį – kompresoriaus mentelių kliudymas į korpusą. Gedimai, atsirandantys įjungiant variklį, galimi dėl techniškai netvarkingo paleidimo įrenginio, sutrikimų kuro sistemoje ir uždegimo įrenginyje. Pirmuoju atveju paleidimo įrenginys (pvz., elektros variklis) nesisuka arba sukimasis neperduodamas turbinos velenui dėl sankabos movos gedimo arba dėl alyvos nebuvimo hidrosistemoje. Kai genda kuro sistema, gali neužsidegti kuras degimo kameroje (kuras nepatenka dėl mažo slėgio arba purkštovo užsikimšimo ir kt.). Jeigu pažeistas uždegimo įrenginys, dirba tik kai kurios degimo kameros ir suveikia antipompažinė arba tepimo avarinės sistemos, variklis gali užsivesti, bet nepasiekti reikiamų apsukų.

Visais išvardintais atvejais būtina atidžiai patikrinti įrenginius ir sistemas (paleidžiamąjį ir degimo įrenginius, kuro filtrus ir purkštuvus, alyvos ir antipompažinę sistemas), suderinti automatiką.

DTĮ gedimai taip pat gali būti skirstomi į eksploatacinius ir gamybinius. Eksploataciniams gedimams priskiriami:

- galios mažėjimas ir dujų temperatūros pakilimas dėl kompresoriaus mentelių apledėjimo arba nuosėdų;
- nenormalus detalių temperatūros režimas dėl nekokybiškos alyvos naudojimo arba jos nepakankamo tiekimo;
- kuro aparatūros ir turbinos mentelių korozija dėl nekokybiško kuro naudojimo;
- vibracija dėl detalių jungčių išlaisvinimo arba slystamųjų korpuso atramų užsikirtimo;
- degimo kameros vibracija dėl purkštuvų tūtų nusidėvėjimo;
- svetimkūnių patekimas į kanalus ir pan.

Teisingai eksploatuojant variklį minėtų gedimų galima išvengti.

Gamybiniai gedimai gali atsirasti dėl netinkamo medžiagų parinkimo, technologinių procesų pažeidimų gaminant ir renkant DTĮ. Išvardinti veiksniai sukelia vibracijas, neretai lemia ir DTĮ detalių lūžimą. Vibracija atsiranda dėl rotoriaus bloko išbalansavimo, netikslaus centravimo ir pan.

Ekspluatuojant laivuose aviacinio tipo DTĮ, dažniausi yra kuro sistemos agregatų, pakabinamųjų agregatų pavaros dėžių, valdymo pneumatinės sistemos gedimai. Dauguma gedimų susiję su mentelių ir tvirtinimo detalių nutrūkimu, turbinos mentelių pradeginimu, degimo kamerų pradeginimu ir susiraitymu, guolių sandarinimo pažeidimu, kuro purkštuvų, kuro reguliavimo aparatūros, elektros įrangos gedimais.

Kai kuriuos gedimus gali pašalinti už DTĮ aptarnavimą atsakingas darbuotojas, remdamasis firmos gamintojos instrukcijomis. Šiems darbams galima priskirti: kanalų praplovimą, filtrų, magistralių, alyvos purkštuvų valymą arba keitimą, alyvos, kuro sistemų reguliavimą, guolių pakeitimą ir sandarinimą ir pan. Kai kurie gedimai turi būti šalinami gamyklos sąlygomis.

Akcentuotinas teisingas alyvos naudojimas ir keitimas.

7.4. Turbininio pripūtimo agregato priežiūros ypatumai

Turbokompresorinių pripūtimo agregatų eksploatavimo rodikliai priklauso nuo agregato charakteristikų ir išorinių veiksnių: oro temperatūros ir drėgmės patenkant į kompresorių, atmosferos oro ir oro pripūtimo resiveriye slėgio, užbortinio vandens temperatūros ir pan.

Oro įleidimo kanalų užsikimšimas (pvz., dyzelio oro filtrų užteršimas, kompresoriaus kanalų užsikimšimas ir pan.) padidina išmetamųjų dujų temperatūrą, dėl sumažėjusio oro tiekimo gali sumažėti kompresoriaus našumas, oras gali būti išmetamas atgal į įleidimo traktą. Šis reiškinys vadinamas pompažu.

Kompresorių filtrų užsikimšimas. Laivų dyzelių dujų turbinų pripūtimo agregatų kompresoriai orą ima iš denio arba mašinų skyriaus patalpų. Orui apvalyti nuo aerosolinių dalelių prieš jam patenkant į kompresorių įstatomi oro filtrai, kurie būna dviejų tipų: tinkliniai su metalinės supintos vielos kamšalu ir sudrėkinti alyva. Filtrų užakimo simptomai pasireiškia pripučiamojo oro slėgio kritimu.

Tinklinius filtrus su kamšalu galima valyti bet kuriuo alyvos tirpikliu (dyzelinu, vandenilio polisulfido (sulfano) tirpikliu ir kt.). Nuplovus filtras prapučiamas drėgnais garais, vėliau – suslėgtu oru.

Sudrėkinti alyva filtrai plaunami sulfane arba kitame gamintojo rekomenduojamame tirpiklyje. Plauti dyzelinu arba žibalu negalima. Apiplovus filtrų elementai praplaunami gėlame pašildytame vandenyje ir išdžiovinami sausu oru. Išdžiūvusias filtrų detales reikia 1 min. pamerkti į alyvą, tada palikti šiltoje patalpoje 8–10 val. alyvos likučiams nuvarvėti. Šitaip paruošus filtrą galima jį rinkti ir ruošti naudoti.

Kompresoriaus ir turbinos kanalų užsikimšimas. Užsiteršimo pobūdis ir intensyvumas priklauso nuo oro drėgmės, druskingumo ir oro paėmimo vietos, degalų ir tepimo medžiagų kokybės bei rūšies, išmetamųjų dujų temperatūros ir kitų veiksnių.

Pripūtimo agregatų kanalų užteršimo požymiai pasireiškia pripučiamo oro slėgio kritimu ir rotoriaus sukimosi dažnio padidėjimu. Be to, esant tokiai pat apkrovai pakyla dyzelio išmetamųjų dujų temperatūra.

Kanalus valyti galima darbo metu arba išardžius agregatą. Norint praplauti darbo metu, naudojamas pašildytas gėlas vanduo, kuris tiekiamas suslėgtas specialiomis tūtomis. Praplovimo efektas pagrįstas smulkių lašelių smūginio poveikiu. Kompresoriai praplaunami kas 100–150 darbo valandų, turbinos – po 250–300 darbo valandų. Kompresorių rekomenduojama plauti esant nominaliai apkrovai, turbiną – 25% apkrovimui. Po praplovimo dyzelis turi dirbti ne mažiau kaip 1 val., kad išdžiovintų oro įleidimo kanalus.

Praplovimo įrenginį sudaro 5–6 litrų talpos bakelis su nuvestu vamzdeliu iš gėlo karšto vandens sistemos. Bakelis išdėstomas maždaug 5 metrų aukštyje arba numatomas suslėgto oro nuo kompresoriaus tiekimas į bakelį vandeniui išspausti.

Turbinai praplauti tiekiamas 50 C temperatūros vanduo, suslėgto oro slėgis – 0,6÷0,7 MPa. Taip užtikrinamas smulkių vandens dalelių išpurškimas ir išvengiama darbinių mentelių korozijos.

Pripūtimo agregatų turbinų ir kompresorių detalėms plauti, kai jie išardyti, naudojamas bet kuris alyvos tirpiklis. Vėliau darbinės ir kreipiančiosios turbinų mentės nuplaunamos karštu gėlu vandeniu. Nuplovus prapučiamos suslėgtu oru.

LITERATŪRA

- Bendroji šiluminė technika. N. Milenskio mokslinė redakcija. Vilnius: Mintis, 1974, 570 p.
- Energy Solutions for Combined Heat and Power. MAN Turbomaschinen AG. Germany, September, 2003, 12 p.
- Heppenstall, T.* Advanced gas turbine cycles for power generation: a critical review *Applied Thermal Engineering*, Volume 18, Issues 9–10, 1 September, 1998, p. 837–846.
- Horst, W. K.* Operating Cost Comparison of Gas Turbine and Diesel Driven Passenger Vessel. 21st Marine propulsion conference Propulsion in the New Millennium, 1999, The Motor Ship, Athens, p. 153–172.
- Industrial Steam Turbines. MAN Turbomaschinen AG. Germany, May, 2002, 20 p.
- Jakštas, A.* Energijos transformavimo mašinos. Mokomoji knyga. Vilnius: Technika, 2000, 144 p.
- Model courses: 7.02 “Chief and Second Engineer Officer”, 7.04 “Engineer Officer in Charge of a watch”. London, IMO, 1995.
- Molière, M.* Stationary gas turbines and primary energies: A review of fuel influence on energy and combustion performances // *International Journal of Thermal Sciences*, Volume 39, Issue 2, February, 2000, p. 141–172.
- Nurmi, J.* The Royal Caribbean Millennium Class Cruise Ships – from studies to virtual reality. 21st Marine propulsion conference Propulsion in the New Millennium, 1999, The Motor Ship, Athens, p. 139–151.
- SULZER RTA-T. Engine Selection and Project Manual, Wärtsilä NSD Switzerland Ltd. Printed in Switzerland, 1999, 116 p.
- Taylor, D. A.* Dictionary of Marine Technology. London: Butterworth & Co, 1989, 244 p.
- Верете, А. Г., Дельвиг, А. К.* Судовые паровые и газовые энергетические установки. Москва: Транспорт, 1990, 340 с.
- Котляр, И. В.* Судовые газотурбинные установки. Ленинград: Судостроение, 1967, 284 с.
- Марков, В. А., Баширов, Р. М., Габитов, И. И.* Токсичность отработавших газов дизелей. Москва: МГТУ, 2002, 376 с.
- Овсянников, М. Л., Костылев, И. И.* Теплотехника: Техническая термодинамика и теплопередача. Учебник. СПб.: ЭЛМОР, 1998, 208 с.
- Самсонов, В. И., Худов, Н. И.* Двигатели внутреннего сгорания морских судов. Москва: Транспорт, 1990, 368 с.
- Слободянюк, Л. И., Поляков, В. И.* Судовые паровые и газовые турбины и их эксплуатация. Ленинград: Судостроение, 1983, 360 с.

1 priedas. Laivų dujų turbinų įrenginių duomenys

Gamintojas	Modelis	Galingumas, kW	Slėgio padidėjimo laipsnis	Panaudotų dujų temperatūra, C	Veleno apsukos, min ⁻¹
Alstom	GT35C	17 000	12,1	378	3300
Alstom	GT10B	25 235	13,6	546	7700
Alstom	GT10C	29 235	17,5	520	6500
GE Power Systems	LM500	4474	14,4	565	7000
GE Power Systems	LM1600	14 920	21,4	504	7000
GE Power Systems	LM2500PF	25 060	19,3	557	3600
GE Power Systems	LM2500+(PK)	30 200	22,2	518	3600
GE Power Systems	MC6000PC	42 750	28,5	456	3600
MAN Turbomaschinen AG	THM1304-11	11 200	11,3	505	8600
MAN Turbomaschinen AG	FT8	24 918	18,8	461	3600
MAN Turbomaschinen AG	FT8 Plus	27 461	19,7	481	3600
MTU Friedrichshafen GmbH	TF40	2983		610	1030
MTU Friedrichshafen GmbH	TF50	4177		633	1070
MTU Friedrichshafen GmbH	LM2500	25 060	19,3	566	3600
MTU Friedrichshafen GmbH	LM2500+	30 110	21,5	516	3600
Pratt & Whitney Power Systems	ST6L-721	508	6,9	514	33 000
Pratt & Whitney Power Systems	ST6L-794	604	7	561	33 000
Pratt & Whitney Power Systems	ST6L-812	734	8	542	33 000
Pratt & Whitney Power Systems	ST6L-90	1175	10,4	536	30 000
Pratt & Whitney Power Systems	ST18A	1961	14	532	18 900
Pratt & Whitney Power Systems	ST40	4039	16,9	544	14 875
Pratt & Whitney Power Systems	FT8	24 862	18,8	462	5500
Rolls-Royce	501-KF5	3900	10,1	579	13 800
Rolls-Royce	AG9140	3950	11,3	570	14 340
Rolls-Royce	501-KF7	5200	13,4	517	13 800
Rolls-Royce	Spey	19 500	21,9	458	5500
Rolls-Royce	WR 21	25 000	16,2	356	3600
Rolls-Royce	MT30	36 000	24	466	3600
Rolls-Royce	MT50	50 000	32,7	458	3600
Vericor Power Systems	TF 5	481	8,5		6120
Vericor Power Systems	TF 40	3429	9	636	15 400
Vericor Power Systems	TF 50	4175	10,5	623	16 000
Vericor Power Systems	TF 80	6680	9	636	
Vericor Power Systems	TF 100	8132	10,5	623	

2 priedas. Laivų ir pramoninių kombinuotų turbinų įrenginių duomenys

Gamintojas	Modelis	Galingumas, kW	Efektyvumas, %	Dujų turbinų skaičius įrenginyje ir jų modeliai	Dujų turbinos galingumas, kW	Garų turbinos galingumas, kW
Alstom	KA10B-1	36 100	50,5	1 x GT10B	24 000	12 100
Alstom	KA10C-1	41 280	51,1	1 x GT10C	28 400	12 880
Alstom	KAX100-1	62 000	54	1 x GTx100	41 500	20 500
Alstom	KA10B-2	73 200	50,7	2 x GT10B	48 000	25 200
Alstom	KA8C2-1(2P)	80 000	49	1 x GT8C2	57 000	26 000
Alstom	KA10C-2	83 630	51,8	2 x GT10C	56 800	26 830
Alstom	KAX100-2	124 500	54,3	2 x GTx100	83 000	41 500
Alstom	KA11N2-2(2P)	337 800	49,7	2 x GT11N2	224 000	121 400
Alstom	KA13E2-2(2P)	480 000	52,9	2 x GT13E2	318 600	167 000
Alstom	KA13E2-3(2P)	720 000	52,9	3 x GT13E2	477 900	249 600
Ansaldo Energia	COBRA 164,3	90 425	51,6	1 x V64,3	60 666	32 000
Ansaldo Energia	COBRA 164,3A	102 000	54	1 x V64,3A	66 500	37 500
Ansaldo Energia	COBRA 264,3	183 000	52,1	2 x V64,3	122 000	64 000
Ansaldo Energia	COBRA 264,3A	206 000	54,4	2 x V64,3A	133 000	76 000
Ansaldo Energia	COBRA 194,2	236 000	52,3	1 x V94,2	152 000	88 500
Ansaldo Energia	COBRA 194,3A	395 000	57,5	1 x V94,3A	262 000	138 000
Ansaldo Energia	COBRA 294,2	475 000	52,5	2 x V94,2	304 000	177 000
Ansaldo Energia	COBRA 394,2	712 500	52,6	3 x V94,2	459 000	265 500
Ansaldo Energia	COBRA 294,3A	790 000	57,5	2 x V94,3A	524 000	276 000
GE Power Systems	S106B*	64 300	49	1 x MS6001B	41 600	23 800
GE Power Systems	S106FA**	107 400	53,2	1 x MS6001FA	69 100	40 100
GE Power Systems	S107EA*	130 200	50,2	1 x MS7001EA	83 500	48 700
GE Power Systems	S206B*	130 700	49,8	2 x MS6001B	83 200	49 400
GE Power Systems	S109E*	193 200	52	1 x MS9001E	124 300	71 800
GE Power Systems	S206FA**	217 000	53,7	2 x MS6001FA	137 800	83 700
GE Power Systems	S206FA**	218 700	54,1	2 x MS6001FA	138 200	84 000
GE Power Systems	S109EC**	259 300	54	1xMS9001EC	166 600	96 600
GE Power Systems	S406B*	261 300	49,8	4 x MS6001B	166 400	99 000
GE Power Systems	S107FA**	262 600	56	1 x MS7001FA	170 850	95 600
GE Power Systems	S207EA*	263 600	50,9	2 x MS7001EA	167 000	100 700
GE Power Systems	S107FB	280 300	57,3	1 x MS7001FB	183 150	101 030
GE Power Systems	S109FA**	390 800	56,7	1 x MS9001FA	254 100	141 800
GE Power Systems	S209E*	391 400	52,7	2 x MS9001E	248 600	148 500
GE Power Systems	S209EC**	522 600	54,4	2xMS9001EC	333 200	197 600
GE Power Systems	S207FA**	529 900	56,5	2 x MS7001FA	341 700	195 800
GE Power Systems	S207FB	562 500	57,5	2 x MS7001FB	366 300	204 000
GE Power Systems	S209FA**	786 900	57,1	2 x MS9001FA	508 200	289 200

Kawasaki Heavy Industries, Ltd.	PUCS160	15 530	42,7	2 x M7A-01	10 500	5030
Kawasaki Heavy Industries, Ltd.	PUCS250	24 700	47,1	1 x L20A	17 100	7600
Kawasaki Heavy Industries, Ltd.	PUCS500	50 000	47,1	2 x L20A	34 200	15 800
MAN Turbomaschinen AG	2xTHM1304-11	31 260	45	2 x THM1304-11	20 160	11 100
MAN Turbomaschinen AG	FT8 Powerpac	32 910	49,7	1 x FT8	24 155	8755
MAN Turbomaschinen AG	FT8 Plus Powerpac	36 570	50,6	1 x FT8 Plus	26 564	10 006
MAN Turbomaschinen AG	FT8 Twinpac	66 745	50,4	2 x FT8	48 725	18 020
MAN Turbomaschinen AG	FT8 Plus Twinpac	74 185	51,3	2 x FT8 Plus	53 588	20 597
Mitsui Engineering & Shipbuilding Co., Ltd.	SB30	7700	38,1	1 x SB30	5060	2640
Mitsui Engineering & Shipbuilding Co., Ltd.	SB60	17 650	41,5	1 x SB60	12 270	5380
Mitsui Engineering & Shipbuilding Co., Ltd.	SB120	32 810	42,4	1 x SB120	22 340	10 470
Pratt & Whitney Power Systems	FT8 Power Pac	32 910	49,7	1 FT8	24 737	8755
Pratt & Whitney Power Systems	FT8 Twin Pac	66 745	50,4	2 FT8	49 828	18 020
Rolls-Royce Naval Marine	RB211-6556DLE	33 890	48,5	1 x RB211	23 394	11 455
Rolls-Royce Naval Marine	RB211-6562DLE	37 725	50,2	1 x RB211	26 716	12 045
Rolls-Royce Naval Marine	RB211-6762DLE	39 760	51,4	1 x RB211	28 626	12 205
Rolls-Royce Naval Marine	RB211-6761DLE	42 640	52,8	1 x RB211	31 171	12 593
Rolls-Royce Naval Marine	TRENT DLE	64 170	53,3	1 x TRENT	50 250	15 474
Rolls-Royce Naval Marine	TRENT DLE	64 290	52,9	1 x TRENT	50 289	15 558
Rolls-Royce Naval Marine	2 x RB211-6556DLE	67 800	48,5	2 x RB211	46 788	22 938
Rolls-Royce Naval Marine	TRENT*	71 880	49,8	1 x TRENT	58 000	15 570
Rolls-Royce Naval Marine	TRENT*	72 110	50,1	1 x TRENT	58 000	15 804
Rolls-Royce Naval Marine	2 x RB211-6562DLE	75 480	50,2	2 x RB211	53 432	24 118
Rolls-Royce Naval Marine	2 x RB211-6762DLE	79 540	51,4	2 x RB211	57 252	24 439
Rolls-Royce Naval Marine	2 x RB211-6761DLE	85 300	52,8	2 x RB211	62 342	25 215

Rolls-Royce Naval Marine	2 x TRENT DLE	128 360	53,3	2 x TRENT	100 500	30 977
Rolls-Royce Naval Marine	TRENT DLE	128 600	52,9	2 x TRENT	100 578	31 145
Rolls-Royce Naval Marine	TRENT*	143 780	49,8	2 x TRENT	116 000	31 169
Rolls-Royce Naval Marine	TRENT*	144 235	50,1	2 x TRENT	116 000	31 638
Siemens AG	1.W501D5A	173	50,5		117,1	58,5
Siemens AG	2.V64,3A	201,1	52,6		65,6	75,7
Siemens AG	1.V94,2	239,4	52,2		154,3	89,3
Siemens AG	1.W501F	283,3	56		184,9	102,7
Siemens AG	2.W501D5A	346,9	50,6		117,1	118
Siemens AG	2.V94,2	478,8	52,2		154,3	178,5
Siemens AG	2.V94,2A	559,1	54,4		175,2	217,2
Siemens AG	2.W501F	568,5	56,3		184,9	207,3
Siemens AG	2.W501G	730	58		250	245
Siemens AG	2.V94,3A	783,9	57,3		257,8	280,5
Solar Turbines Incorporated	Stac 60	7300	39,6	1 x Taurus 60	5500	1800
Solar Turbines Incorporated	Stac 70	9480	41,7	1 x Taurus 70	7520	1960
Solar Turbines Incorporated	Stac 100	13 770	41	1 x Mars100	10 690	3080
Solar Turbines Incorporated	Stac 130	17 724	42,7	1 x Titan130	14 000	3724

Klaipėdos universiteto leidykla

V. Senčila. Laivų turbininės mašinos

Redagavo V. Urbonavičiūtė

Maketavo D. Stepukonienė

Viršelio autorius A. Kliševičius

Klaipėda, 2004

SL 1335. 2004 10 27. Apimtis 16 sąl. sp. l.

Klaipėdos universiteto leidykla, H. Manto 84, 92294 Klaipėda

Tel. (8-46) 39 88 91, el. paštas: leidykla@ku.lt

Dauginta Klaipėdos universiteto leidykloje, H. Manto 84, 92294 Klaipėda