



GASTURBINER

4. udgave 2005
© *Niels-Erik Hansen*

FORORD

Denne lærebog er skrevet på foranledning af at gasturbinen nu indgår som emne i pensum til maskinmesteruddannelsen.

I denne 4. udgave er der ikke medtaget smøreolie- og brændoliesystemer o.l. Ligeledes er heller ikke beskrevet sikkerhedssystemer. De forskellige maskindele er beskrevet generelt, altså er vægten ikke lagt på noget bestemt fabrikat.

På samme måde er der ikke fokuseret på et enkelt anvendelsesområde, men land- og skibsbaserede anlæg beskrives i størst omfang.

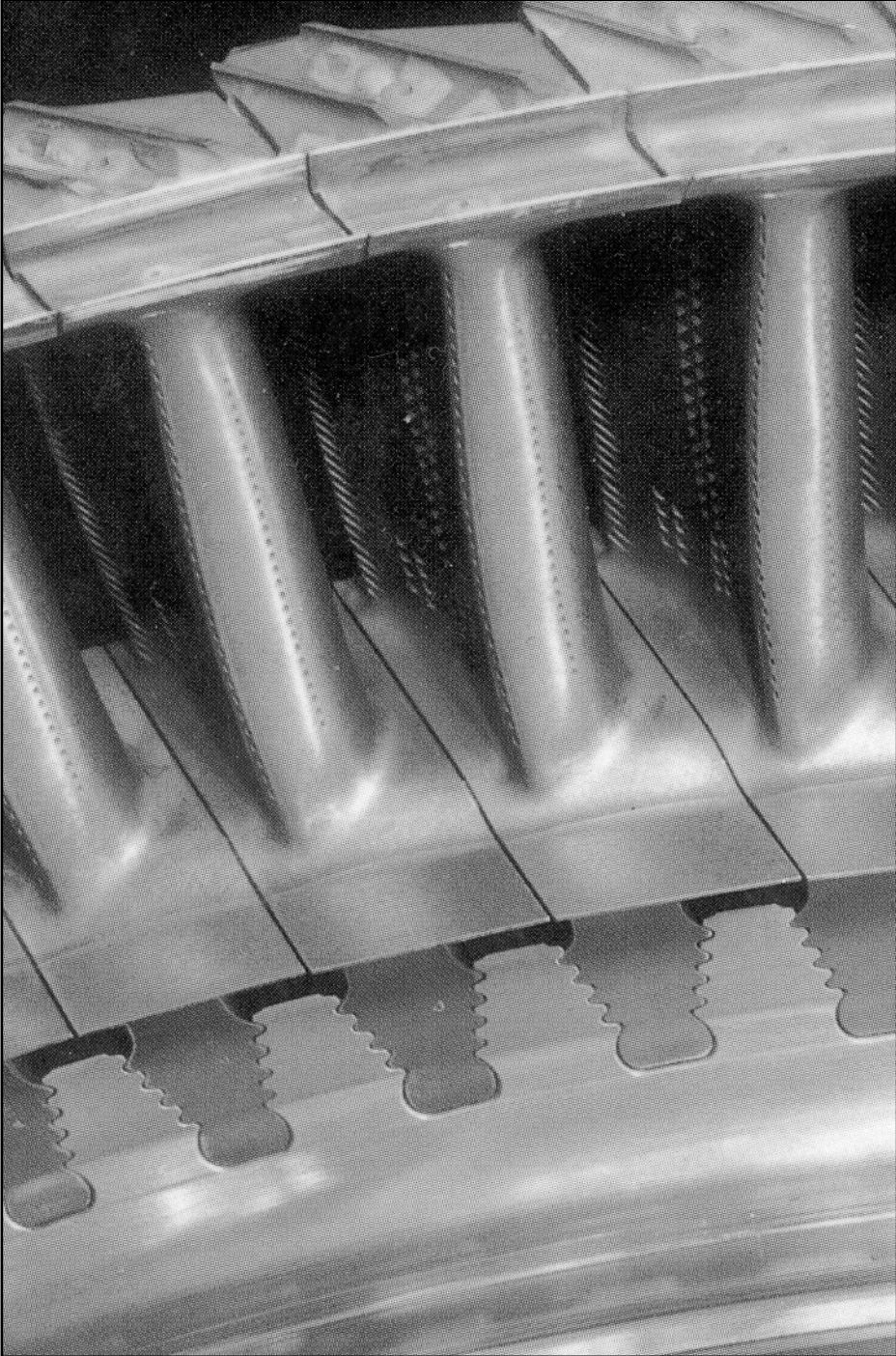
Det er hensigten at bogen løbende revideres i takt med udviklingen inden for området og i takt med indvundne undervisningserfaringer. Især vil der blive holdt øje med danske anlæg på land og til søs. Afsnit 8 og 9 er en meget "let" orientering om forskellige anlægstyper.

For korrekturlæsning og gode ideer takkes Jacob Nørgaard Andersen, Martin Andersen, Rico Lorentsen og Jess Nøbølle.

Du ønskes en behagelig rejse ind i gasturbinens interessante og komplicerede univers.

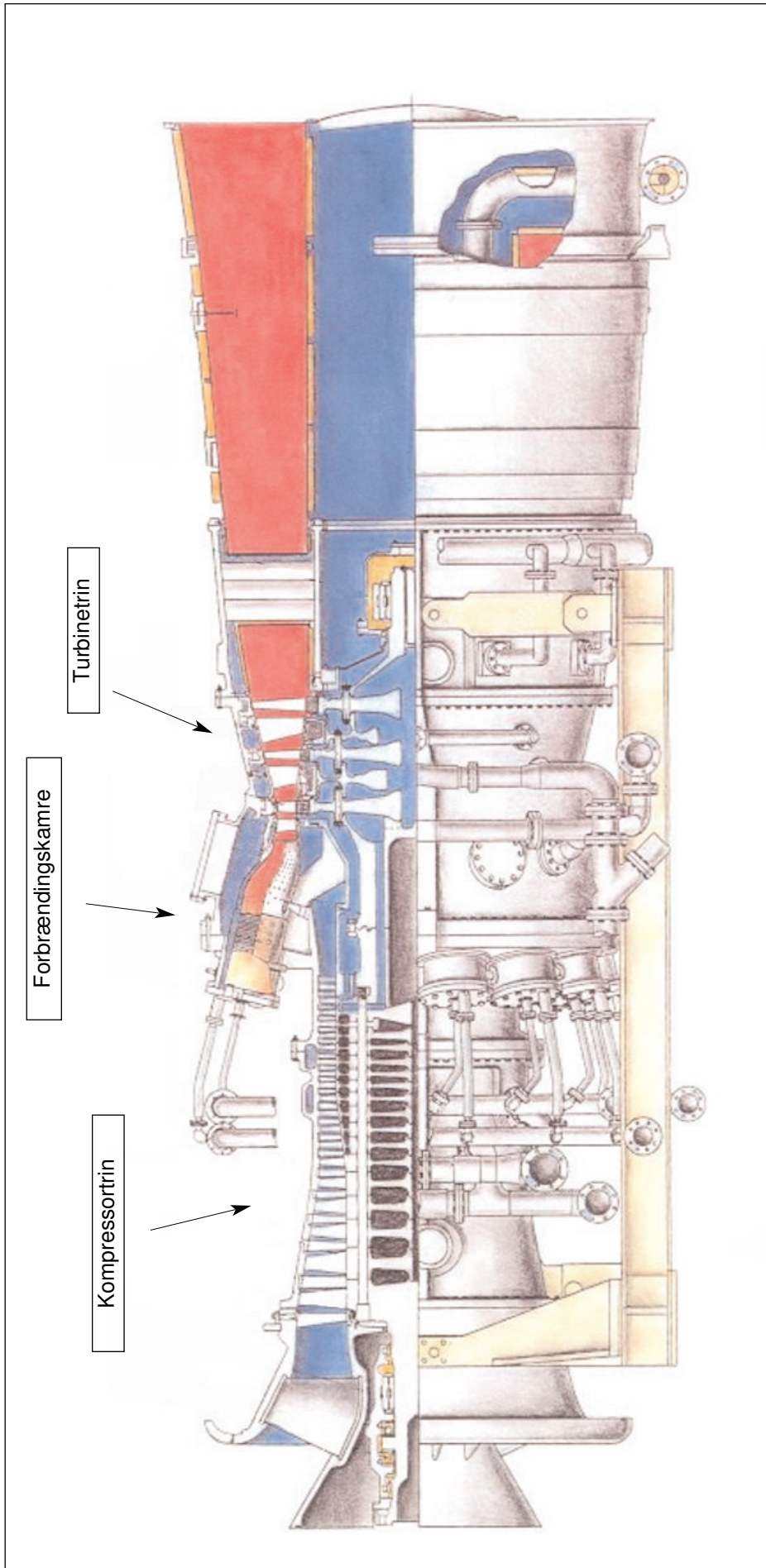
Odense, marts 2005.

Niels-Erik Hansen



INDHOLDSFORTEGNELSE

FORORD	3
1 INDLEDNING	7
2 TEORI	9
2.1 Gasturbinens kredsproces	9
2.2 Gasturbinens termiske virkningsgrad	11
2.3 Gasturbinens specifikke arbejdsevne	15
2.4 Den virkelige gasturbine	19
2.5 Gasturbinens 2 grundformer	21
2.6 Gasturbinens reguleringsforhold	21
3 AKSIAL KOMPRESSOREN	23
4 FORBRÆNDINGSSYSTEMET	27
4.0 Alment	27
4.1 Kammertyper	29
4.2 Vigtige faktorer, som har indflydelse på designet	29
4.3 Forbrændingsprocessen	31
5 TURBINEN	33
5.0 Alment	33
5.1 Turbinekøling	33
5.2 Teknikker hvor der bruges luft som kølemiddel	35
5.3 Vand som kølemiddel	35
6 OPSTART OG DRIFT	37
6.1 Opstart af turbinen	37
6.2 Drift	41
7 ANLÆGSOPBYGNINGER	43
7.1 Kraftværk med kombinerede kredsprocesser	43
8 DANSKE ANLÆG	47
8.1 Kraftvarmeproduktion med gasturbiner	47
8.2 Gasturbinefabrikater	47
8.3 Miljøforhold	47
9 INTERESSANTE UDENLANDSKE ANLÆGSTYPER	51
9.0 Generelt	51
9.1 Cheng Cycle princippet	51
9.2 Lean-burn forbrændingskamre	53
9.3 Flertrins forbrænding	53
9.4 Vand- og dampindsprøjtning	53
9.5 Katalytisk forbrænding	55
LITTERATURHENVISNINGER	57
STIKORDSREGISTER	59
APPENDIKS A	63



1 INDLEDNING

Formålet med en gasturbine er at omsætte noget af den lagrede energi i fossilt brændstof til mekanisk arbejde eller elektrisk effekt.

Ved et dampturbineanlæg ved vi, at den lagrede energi i det fossile brændsel frigøres ved forbrænding i en kedel, og en del af denne energi i røggassen overføres til vandet i kedlen, således at vandet bringes på gasform ved et højt tryk og en høj temperatur. Gassens (dampens) høje tryk og temperatur er et udtryk for et højt energiindhold pr. kg. (entalpi). For at omdanne noget af denne energi til mekanisk arbejde i dampturbinen omdannes trykenergien trinvis til hastighedsenergi som kan transformeres til mekanisk arbejde på dampturbinens løbeskovle.

Kedlen har jo et tab, og behandlingen af vandet i kredsløbet kræver foruden kedlen en masse indretninger, såsom kondensatorer, varmevekslere, pumper, ventiler og rør, som skal overvåges og vedligeholdes.

Så lad os udelade vanddelen og lade røggassen strømme til en turbine direkte. For at kunne omsætte væsentlige energimængder til mekanisk arbejde i gasturbinen er vi nødt til at frigive store energimængder fra fossilt brændsel på meget kort tid. Desuden skal røggassens energiindhold være til stede som højt tryk og høj temperatur. Hvis vi komprimerer forbrændingsluften, som vi kender det fra en dieselmotors turboladersystem kan vi tilføje forbrændingen en større mængde ilt pr. sekund. Hvor får vi så den effekt fra, der skal til at drive kompressoren? Vi kobler en elmotor til kompressoren, der via en aksel er forbundet til gasturbinen. Ved opstart leverer elmotoren det nødvendige arbejde, der skal til for at drive kompressoren. En del af energien i røggassen omdannes til mekanisk arbejde i gasturbinen efter samme princip som vi kender fra dampturbinen. Da gasturbinen og kompressoren er monteret på samme aksel, vil gasturbinen efterhånden som indfyringen øges overtage mere og mere af elmotorens arbejde, og denne kan på et tidspunkt kobles ud.

Formålet var jo ikke kun at drive en kompressor, men også at kunne drive en generator eller en skibsskrue. Det vil sige, at gasturbinen skal kunne levere mere arbejde end det, der kræves for at drive kompressoren. På nogle anlæg er der på samme aksel monteret kompressor, gasturbine og generator. Gasturbinen leverer altså effekt til både kompressor og generator via samme aksel.

På andre anlæg er der monteret en kompressor og en gasturbine på samme aksel. Denne gasturbine har kun til opgave at drive kompressoren. Røggassen fra denne gasturbine sendes til anden gasturbine, som driver en generator eller en skibsskrue.

Altså - gasturbinens hoveddele er *kompressoren, forbrændingskamrene* og selve *turbinen*.

Kompressoren er normalt en aksialkompressor med 15 til 19 skovltrin. I sjældnere tilfælde kan kompressoren være en centrifugalkompressor (som i dieselmotorens turbolader), som da normalt har 2 eller 3 trin. Fra kompressoren ledes luften til forbrændingskamrene.

I forbrændingskamrene blandes brændstoffet i den komprimerede luft og forbrændes. Fra forbrændingskamrene ledes forbrændingsgassen til selve turbinen.

Selve turbinen er altid en aksialturbine med 2 til 4 skovltrin. Mere om konstruktionen i kapitel 3, 4 og 5.

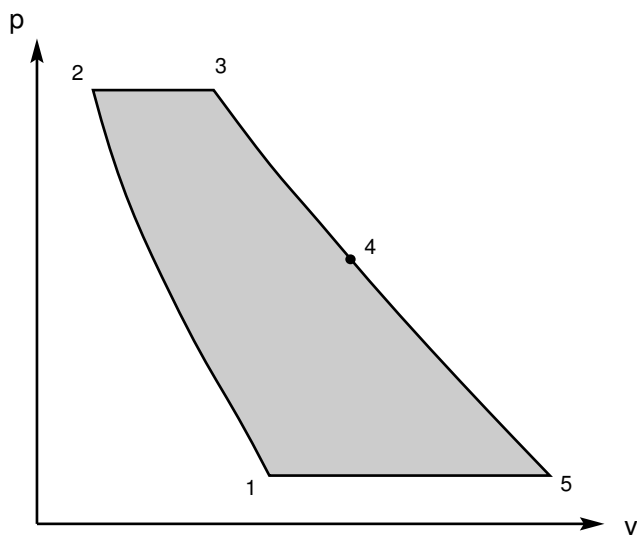


Fig 2.1.1
tryk/specifikt volumen

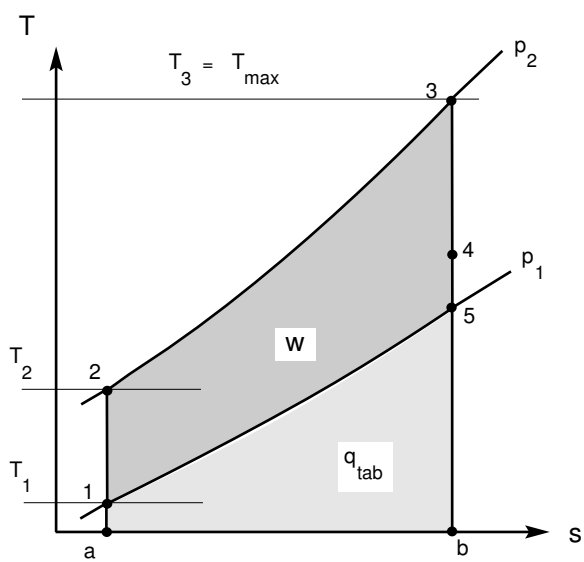


Fig 2.1.2
Temperatur/entropi

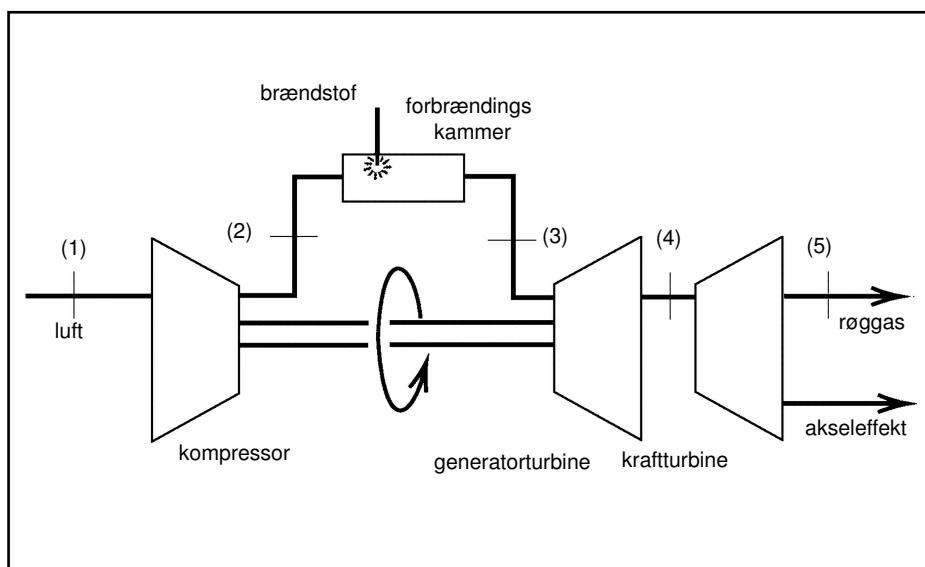


Fig 2.1.0 Almindeligt gasturbine anlæg

2 TEORI

2.1 Gasturbines kredsproces

Gasturbines kredsproces er afbildet på fig. 2.1.1. Herpå kan den teoretiske arbejdsproces følges med henvisning til punkterne på ovenstående figur. Kompression 1-2, forbrænding af brændstof (uden trykstigning) 2-3 og ekspansion 3-4(5). Imidlertid egner denne diagramform sig ikke godt for de beregninger, man kan ønske at udføre på gasturbiner.

Den normale fremstilling af gasturbines arbejdsproces sker derfor i et T,s-diagram (temperatur, entropi-diagram), som vist på fig. 2.1.2. Heri er på ordinaten afsat absolut temperatur i K, og på abscissen er afsat entropien.

Entropi er den betegnelse, der i termodynamikken anvendes til at beskrive irreversibilitet. Det vil sige det forhold, at virkelige arbejdsprocesser ikke kan løbe baglæns, så den energi, der er sat i processen, fuldt ud kan genvindes. Virkelige arbejdsprocesser er altid forbundne med tab i form af friktion og udveksling af varme med omgivelserne.

Fig. 2.1.2 viser gasturbineprocessen uden friktionstab. Alle entropiændringer sker derfor kun ved tilførsel og bortførsel af varme. Kompressionen 1-2 giver derfor kun en temperaturstigning. Tilførslen af brændselsvarmen 2-3 giver både temperatur- og entropistigning, men sker i øvrigt uden trykændring. Ekspansionen 3-5 giver igen kun temperaturfald. Afgivelsen af udstødsvarmen 5-1 fjerner entropi fra gasturbinen og sænker temperaturen, men sker i øvrigt uden trykændring.

Processen kaldes den dobbelte isentrop isobar proces, idet den følger 2 isentropier (isentrop = samme entropi) og 2 isobarer (isobar = samme tryk).

Dimensionen af det areal processen omkranser fås ved at gange aksernes dimensioner.

Herved fås $K \cdot \text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) = \text{kJ}/\text{kg}$, hvilket er arbejde pr. kg gas, der passerer gennem gasturbinen. Senere bliver der redegjort nærmere for gasturbines ydeevne. Først skal vi imidlertid se på gasturbines termiske virkningsgrad.

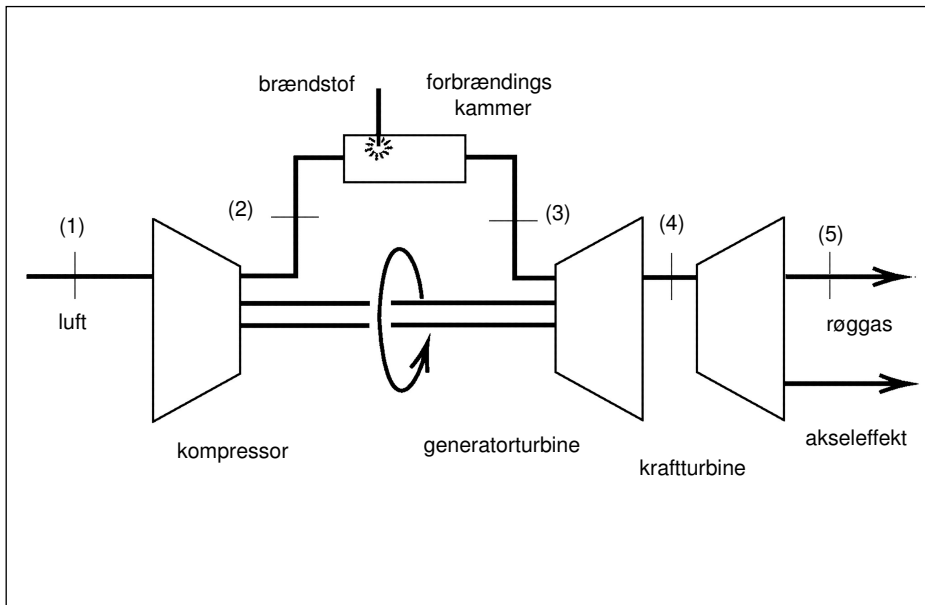


Fig 2.2.0
Almindeligt gasturbine anlæg

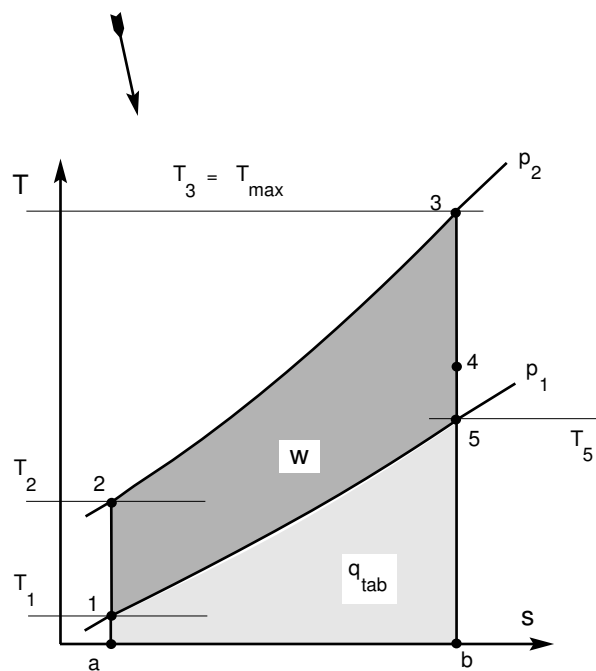
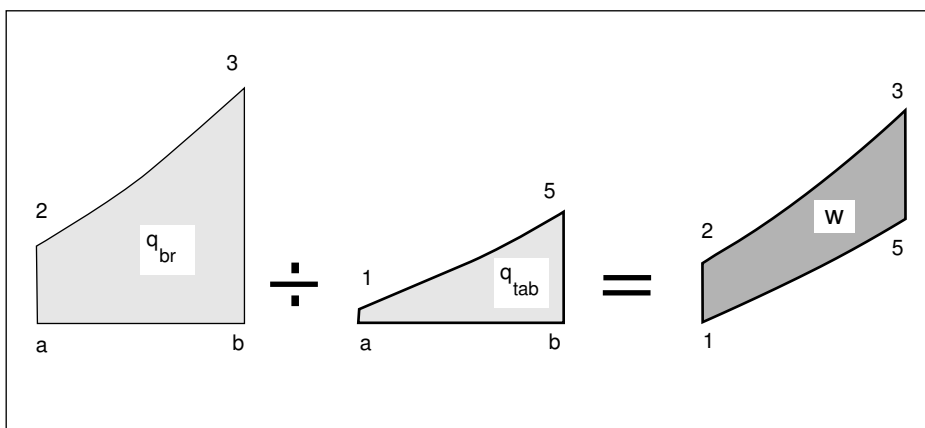


Fig 2.2.1
Temperatur/entropi

2.2 Gasturbinens termiske virkningsgrad

Det ses af fig. 2.2.1, at det arbejde turbinen kan præstere pr. kg gas, er differensen mellem den med brændstoffet tilførte varme (q_{br}) og den med udstøds-gassen bortførte varme (q_{tab}).

$$W = q_{br} - q_{tab}$$

Den termiske virkningsgrad er derfor

$$\eta_t = \frac{q_{br} - q_{tab}}{q_{br}} = 1 - \frac{q_{tab}}{q_{br}}$$

Dette fortæller i grunden kun hvad der er ret indlysende - at tabene skal minimeres. Så vi omskriver ligningen.

Da

$$q_{tab} = \text{arealet } a15b = \Delta s \cdot (T_5 - T_1)$$

og

$$q_{br} = \text{arealet } a23b = \Delta s \cdot (T_3 - T_2)$$

er

$$\eta_t = 1 - \frac{q_{tab}}{q_{br}} = 1 - \frac{\Delta s \cdot (T_5 - T_1)}{\Delta s \cdot (T_3 - T_2)}$$

altså

$$\eta_t = 1 - \frac{(T_5 - T_1)}{(T_3 - T_2)}$$

Vi ser nu, at for at få en høj termisk virkningsgrad skal (iflg. teorien)

- T_3 være høj (begrænses af materialevalg)
- T_2 være lav (dårlig ide med hensyn til forbrændingsprocessen)
- T_5 være lav (udnyttelse af røggassen)
- T_1 være høj (i modstrid med ønsket om høj ydeevne)

Dette skal opfattes som en indikering af, hvordan den termiske virkningsgrad kan forbedres, og vi indser hurtigt, at der hvor der kan sættes ind er T_3 og T_5 .

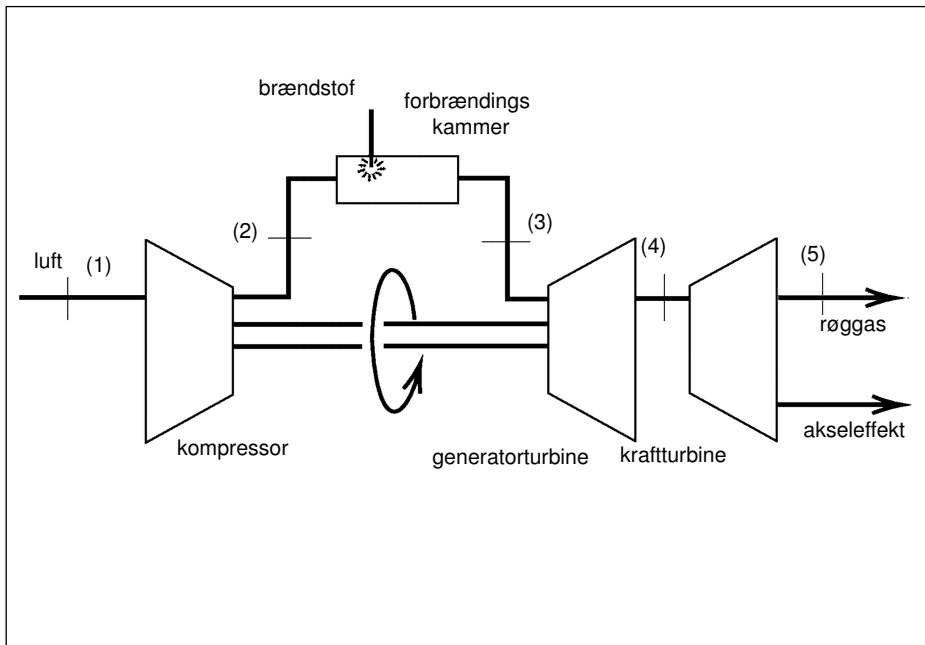


Fig 2.2.0

Almindeligt gasturbine anlæg

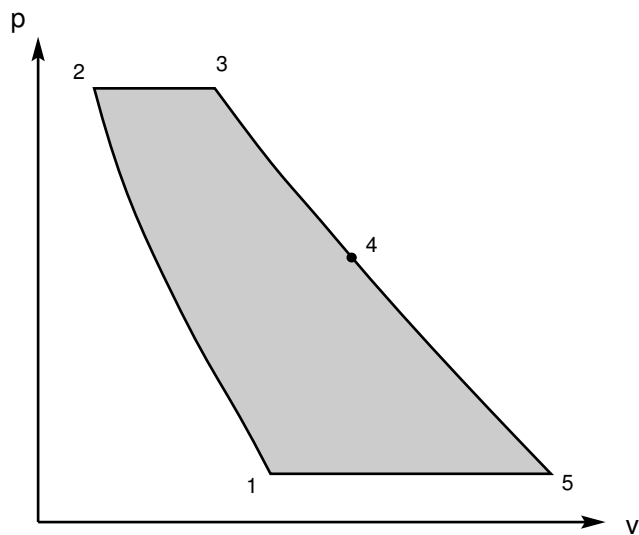


Fig 2.2.2

tryk/specifikt volumen

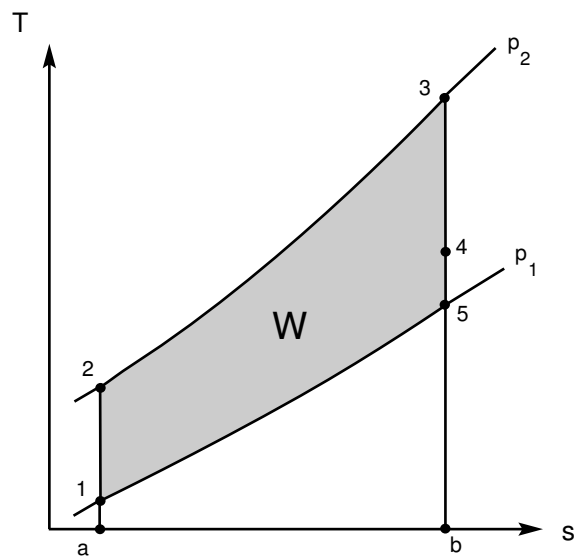


Fig 2.2.3

Temperatur/entropi

En betydende karakteristisk størrelse for gasturbinen er trykforholdet π , som angiver den relative trykstigning i kompressoren respektive det relative trykfald i turbinen.

$$\pi = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_5}$$

For en ideal gas med konstant varmekapacitet som gennemløber en adiabatisk og reversibel proces gælder

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\kappa/\kappa-1}$$

(Heri er kappa (κ) den såkaldte adiabatexponent, som egentlig er forholdet c_p/c_v hvor c_p = varmekapaciteten ved konstant tryk og c_v = varmekapaciteten ved konstant volumen. Kappa varierer med antallet af atomer i gassernes molekyler som følger:

enatomige gasser $\kappa = 1,67$

toatomige gasser $\kappa = 1,4$

treatomige gasser $\kappa = 1,33$

Med stigende antal atomer i molekylerne nærmer kappa sig til 1).

Da kompressions- og ekspansionsprocesserne er adiabatisk, reversible og har samme trykforhold fås

$$\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\kappa-1/\kappa} = \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_3}{p_5} \right)^{\kappa-1/\kappa} = \frac{T_3}{T_5}$$

Kombineres dette med

$$\eta_t = 1 - \frac{(T_5 - T_1)}{(T_3 - T_2)}$$

fås

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{(p_2/p_1)^{\kappa-1/\kappa}}$$

eller

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\pi^{\kappa-1/\kappa}}$$

Vi ser altså, at for en ideal kredsløbsproces stiger den termiske virkningsgrad ved forøgede trykforhold. Forudsætningen har været at varmekapaciteterne var ens og konstante. Det vil sige, at vi ikke kan bruge ligningen til at udregne den termiske virkningsgrad for en virkelig proces, men *den giver anvisning om, hvordan den termiske virkningsgrad kan forbedres.*

π	$\frac{W_N}{c_p \cdot T_1}$	$1 - 1/A$	$A - 1$
1	0,00	0,00	0,00
1,5	0,30	0,11	0,12
2	0,48	0,18	0,22
4	0,79	0,33	0,49
6	0,89	0,40	0,67
8	0,94	0,45	0,81
10	0,95	0,48	0,93
15	0,93	0,54	1,17
20	0,89	0,58	1,36
30	0,78	0,62	1,65
40	0,67	0,65	1,87
50	0,56	0,67	2,06
60	0,47	0,69	2,23
80	0,28	0,71	2,50
100	0,12	0,73	2,73

Tabel
2.3.0

2.3 Gasturbinens specifikke arbejdssevne

Man kan opstille et udtryk

$$\frac{W_N}{c_p \cdot T_1}$$

w regnes i kJ/kg, c regnes i kJ/(kg · K) og T i K.

Udtrykket er dimensionsløst og kaldes den *specifikke arbejdssevne*.

For nemheds skyld kaldes følgende udtryk

$$\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

for A

Man kan i følge det foregående og en del mellemregninger nå frem til et udtryk for den specifikke arbejdssevne (se appendiks A)

$$\frac{W_N}{c_p \cdot T_1} = \frac{T_3}{T_1} \cdot (1 - 1/A) - (A - 1)$$

hvor det første led i parentesen er et udtryk ekspansionen i turbinen og det andet led er et udtryk for kompressionen i kompressoren.

(Der regnes med, at forbrændingsluftmængden og røggasmængden er lige store. Det er de i praksis naturligvis ikke. Det er dog sådan, at der af hensyn til overholdelse af de maksimalt tilladelige materialetemperaturer i gasturbiner køles med store luftmængder. Disse store luftmængder ansuges og komprimeres sammen med den nødvendige forbrændingsluft. Gasturbiner kører derfor i praksis med enormt store luftoverskud.

Luftmængden er 20 - 30 gange større end den teoretisk nødvendige. Når det er tilfældet, bliver fejlen ved at regne med, at forbrændingsluftmængden og røggasmængden er lige store meget lille.)

Det ses, at arbejdssevnen afhænger af såvel temperaturen af den ansugede luft før kompressoren som af temperaturen af røggassen før turbinen. Denne afhængighed er umiddelbart gennemskuelig. Lav lufttemperatur og høj gastemperatur giver høj arbejdssevne.

Arbejdssevnen afhænger derudover af trykforholdet π , som jo er indeholdt i "A", på en knap så gennemskuelig måde.

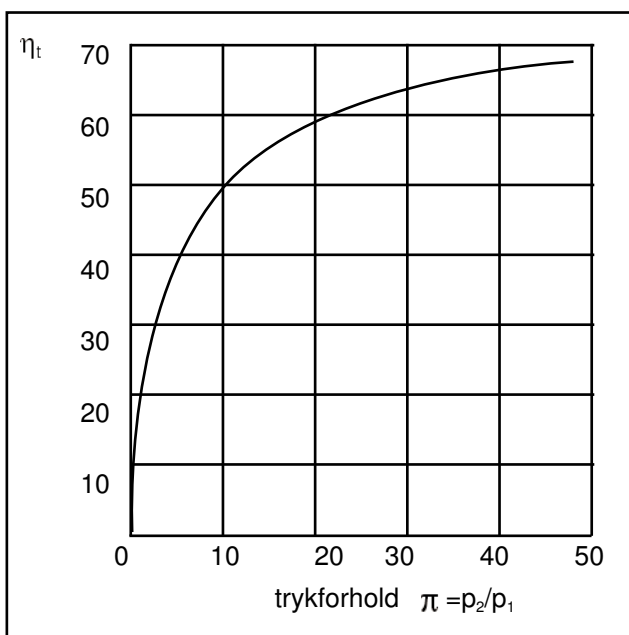
Beregninger af den specifikke arbejdssevne ved forskellige værdier af π fører til de i tabel 2.3.0 viste resultater. Her er valgt $\kappa = 1,4$, $T_1 = 15^\circ\text{C}$ og $T_3 = 850^\circ\text{C}$.

Af eksemplet ses, at den specifikke arbejdssevne er 0 ved trykforholdet 1. Derefter vokser den med stigende trykforhold. Ved et vist trykforhold når den et maksimum, for derefter at falde igen.

En nærmere forklaring på fænomenet ses af de 2 kolonner som repræsenterer henholdsvis ekspansion og kompression.

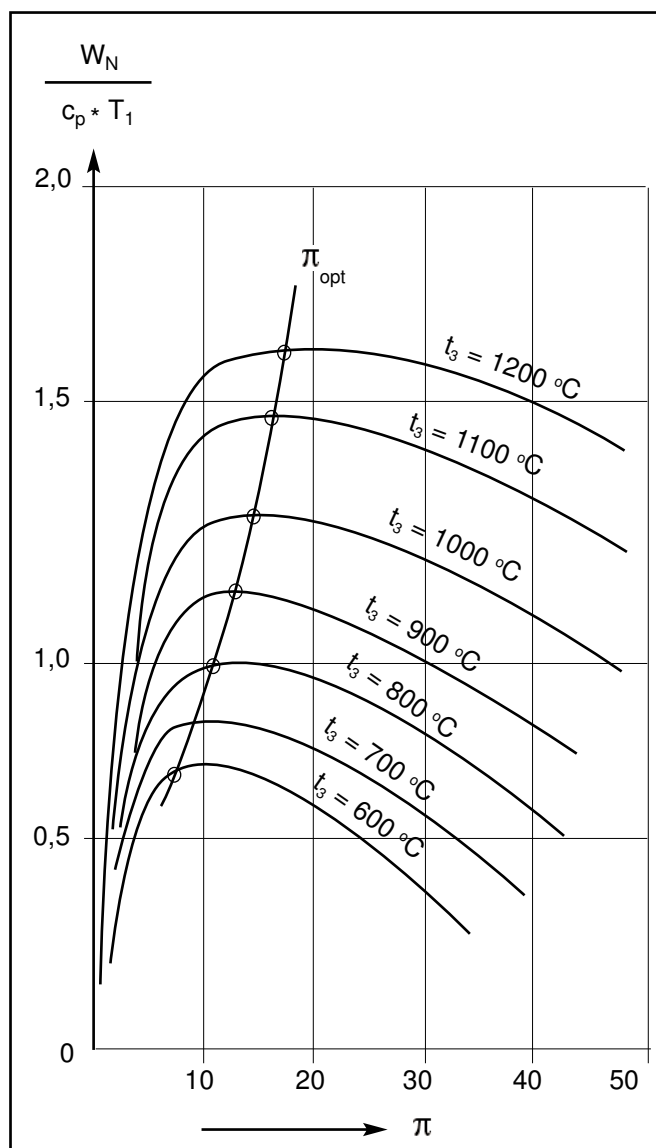
Som nævnt vokser både ekspansionsleddet og kompressionsleddet med stigende trykforhold. Kompressionsleddet vokser dog hurtigst, og får derfor ved et

Gasturbinens termiske virkningsgrad

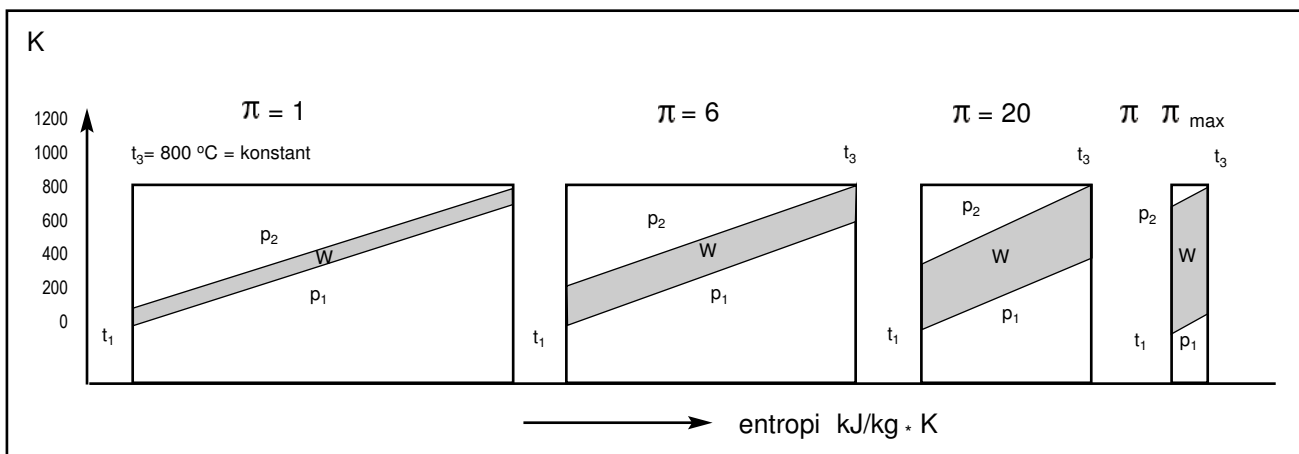


Figur 2.3.0

Gasturbinens specifikke arbejde



Figur 2.3.1



Figur 2.3.2 Gasturbinens arbejde ved konstant gastemperatur og variationer i trykforholdet

vist trykforhold overtaget.

At det forholder sig sådan, kan også indses ved at tænke på, at T_2 vokser, når π vokser.

Derved mindskes afstanden mellem T_2 og T_3 , der jo er begrænset af turbine-skovlenes materiale, og derfor er fast for den enkelte gasturbine.

Der kan således omsættes mindre brændstof. Hvis T_2 bliver lig med T_3 , bliver brændstofmængden 0. Ved den π -værdi er den specifikke arbejdssevne altså 0.

Her ligger altså også en væsentlig del af forklaringen på, hvorfor man ikke bare øger gasturbinernes virkningsgrad ved at sætte trykforholdet i vejret.

I det beregnede tilfælde er det optimale trykforhold ca. 10. På fig. 2.3.1 ses en række af kurver for den specifikke arbejdssevne som funktion af trykforholdet ved forskellige gastemperaturer.

Det fremgår heraf, at ikke kun den specifikke arbejdssevne, men også det optimale trykforhold vokser med stigende gastemperatur.

I figur 2.3.2 er det kurver for turbinens arbejde ved konstant gastemperaturer og varierende trykforhold, og i figur 2.3.0 ses en kurve for den termiske virkningsgrad som funktion af kompressionsforholdet

RESUME:

En høj termisk virkningsgrad kræver:

- a) *høj gastemperatur før turbinen.*
- b) *lav gastemperatur efter turbinen.*
- c) *store trykforhold.*

En høj arbejdssevne kræver:

- a) *høj gastemperatur før turbinen.*
- b) *lav lufttemperatur før kompressoren.*
- c) *optimale trykforhold.*

Vi har nu en ide om hvad der teoretisk tilsiger gasturbineproducenterne at arbejde ud fra for at skabe økonomiske og højt ydende gasturbiner.

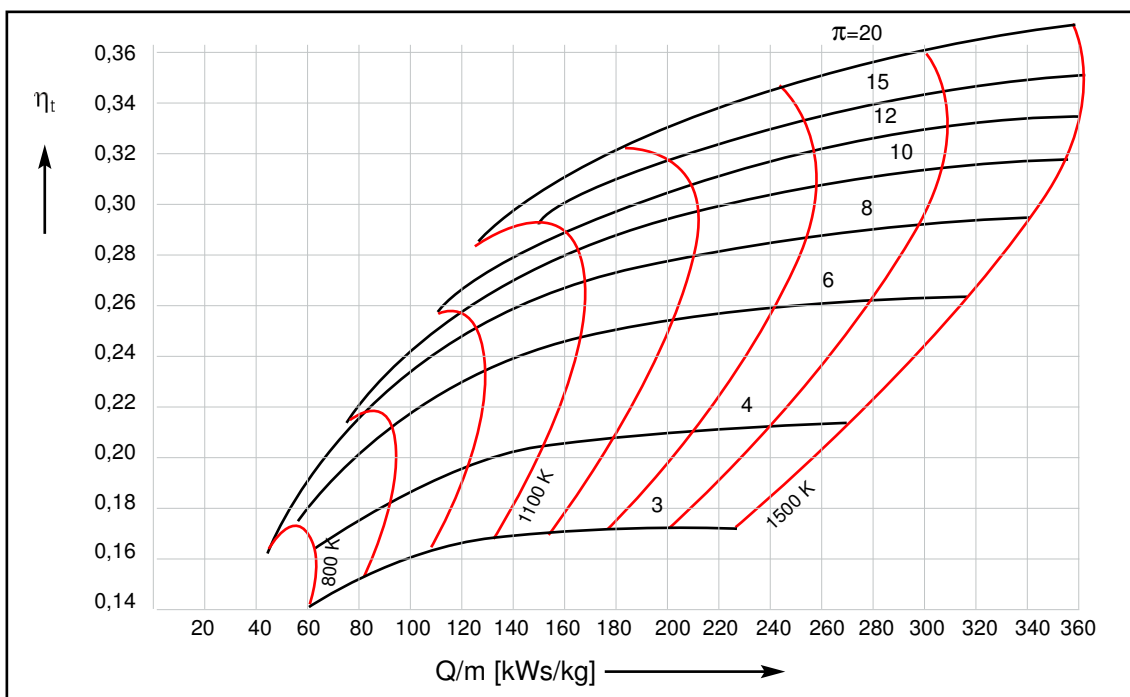
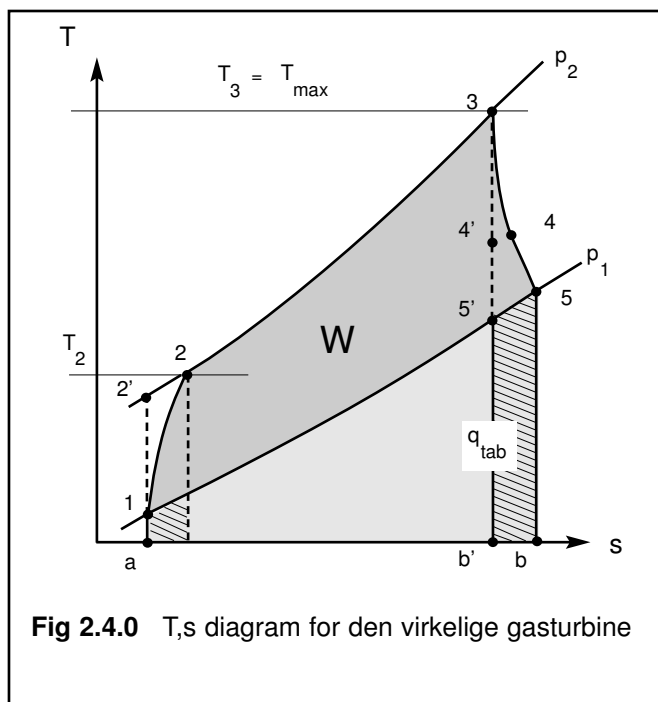


Fig 2.4.1

2.4 Den virkelige gasturbine

Den virkelige gasturbine arbejder med en række tab. Arbejdsdiagrammet for den virkelige gasturbine er afbildet i fig. 2.4.0. I samme diagram er vist forløbet af den virkelige proces 1-2-3-5, og forløbet af den teoretiske proces 1-2'-3-5'.

Det ses, at kompressionen som følge af friktionstab øger entropien og derfor går fra 1 til 2 og ikke til 2'. Derved mindskes afstanden til 3, som af hensyn til den maksimale gastemperatur ligger fast. Dette indebærer, at den resterende entropiforøgelse og dermed den mulige brændstofforførelse er begrænset i forhold til den teoretiske. Det ses også, at ekspansionen som følge af friktionstab går fra 3 til (4)5 og ikke til (4')5'. Dette indebærer en relativ forøgelse af ud-



stødgastabet q_{tab} . Til de nævnte tab kommer i den virkelige gasturbine tryktab og strålingstab fra brændkamre og gaskanaler samt mekaniske tab.

Endelig gælder for den virkelige gasturbine, at en del af den komprimerede luft ledes direkte fra kompressoren uden om forbrændingskammeret til turbinen, hvor den tjener til køling af beskovlingen. Denne køleluftmængde yder kun delvis arbejde i turbinen, og giver derfor anledning til indførelsen af en korrektionsfaktor. For den virkelige gasturbine afbildes sammenhængen mellem specifik ydelse og virkningsgrad ved forskellige tilgangstemperaturer og trykforhold som vist i fig. 2.4.1.

Desuden skal omtales det forhold, at gasturbinen er følsom for ændringer i indsugningsluftens tryk og temperatur. Faldende tryk og stigende temperatur foran gasturbinens kompressor medfører faldende ydelse. Den ydelsesreduktion, der er forårsaget af faldende tryk og stigende temperatur, betegnes normalt *de-rating*. De-rating beregninger bruges af leverandørerne til at tage hensyn til, at turbinens driftsforhold på opstillingsstedet er anderledes end de driftsforhold, maskinen er konstrueret for.

De sidste er normalt lufttrykket ved havoverfladen og en lufttemperatur mellem 0 og 20 °C. Opstilles gasturbinen i en større højde over havets overflade (for eksempel Mexico City) er lufttrykket lavere end ved havoverfladen. Opstilles

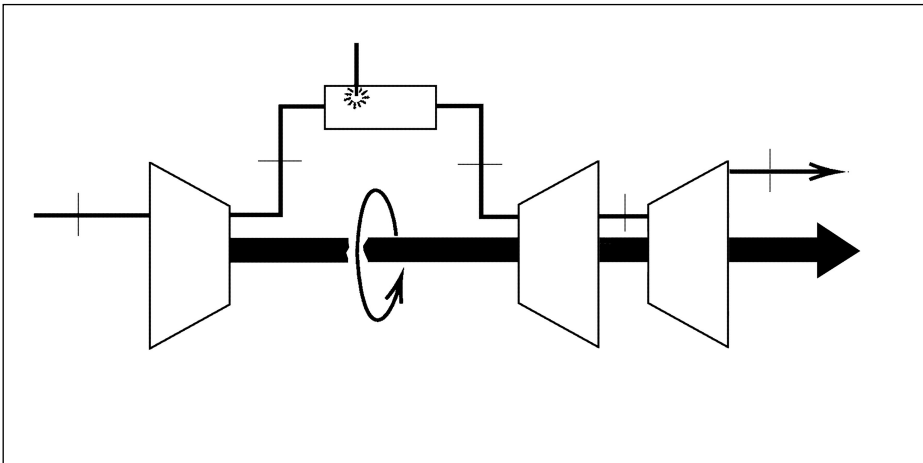


Fig 2.5.0

En-akslet gasturbine

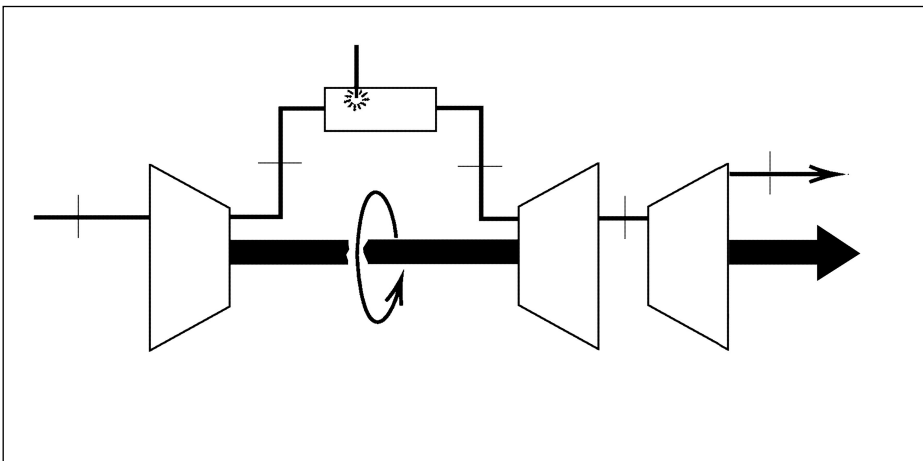


Fig 2.5.1

To-akslet gasturbine

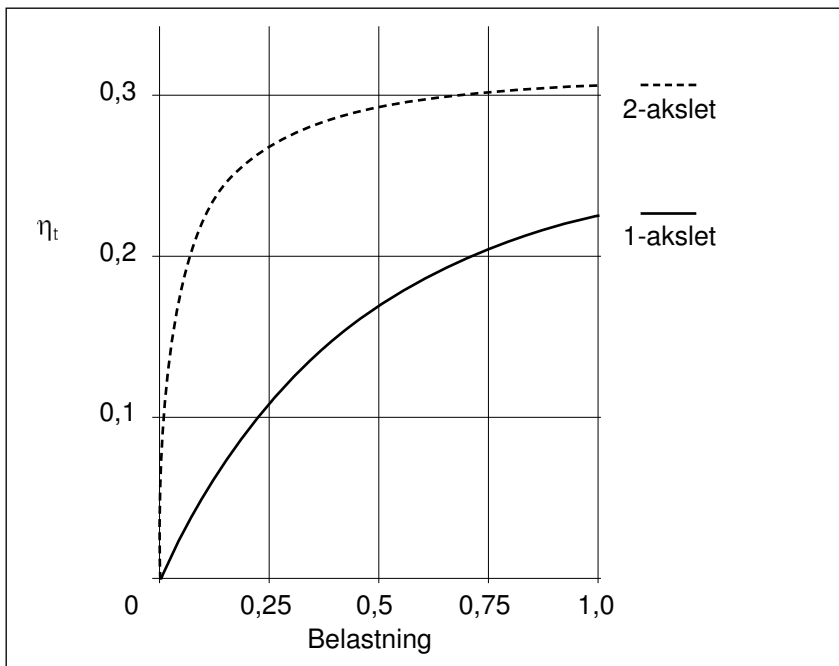


Fig 2.6.0

Virkningsgradskurver for en- og to-akslede gasturbiner

gasturbinen i tropisk område (for eksempel Bangkok) er lufttemperaturen højere end konstruktionstemperaturen. I begge tilfælde er virkningen, at luften bliver tyndere. Gasturbinen har pr. volumenenhed en mindre luftmasse at arbejde med, og kan derfor ikke præstere så stor en effekt.

Danmark er hverken bjergrigt eller tropisk. Alligevel er det også under danske forhold nødvendigt at tage fænomenet i betragtning. Til beskyttelse af gasturbinen er denne forsynet med et indsugningsfilter, som kan blive mere eller mindre snavset, og derfor give anledning til forskellige tryktab foran maskinen.

Desuden er sommertemperaturen i Danmark somme tider stor nok til at give en reduktion i ydelsen.

2.5 Gasturbinens 2 grundformer

Grundlæggende findes gasturbiner opbygget på 2 forskellige måder. I den enkleste form er kompressor og turbine monteret på samme aksel. Dette kaldes den en-akslede gasturbine.

I den anden opbygning er selve turbinen i to dele. Den ene del af turbinen sidder på samme aksel som kompressoren. Denne turbinedel har udelukkende til formål at drive kompressoren. Den anden turbinedel sidder på en separat aksel og har udelukkende til formål at drive den tilhørende arbejdsmaskine, i kraftværkstilfældet en generator.

Denne opbygning kaldes den to-akslede gasturbine. De to byggeformer er skematisk vist i fig. 2.5.0. og fig. 2.5.1. I kapitlerne 7, 8 og 9 er beskrevet forskellige byggeformer med tilbehør.

2.6 Gasturbinens reguleringsforhold

Gasturbinen bruger en stor del af turbinens effekt til at trække kompressoren med, og i virkeligheden er kun en mindre del af den effekt turbinen faktisk præstere til rådighed til at trække generatoren med. Det er ikke usædvanligt, at effektfordelingen turbine : kompressor : generator er 3 : 2 : 1. Det vil sige, at for at få 1 MW effekt til generatoren, skal turbinen præstere 3 MW, idet de 2 MW går til at trække kompressoren med.

Hvis en en-akslet gasturbine trækker en arbejdsmaskine, som netop er en generator, som skal køre synkront, drives hele gasturbinearrangementet med et fast omløbstal uanset belastningen.

Når omløbstallet er fast, arbejder kompressoren med en fast luftmængde. Det betyder, at uanset om generatoren skal præstere 1 MW; 0,8 MW; 0,2 MW eller 0 MW, så skal kompressoren bruge 2 MW. Det indebærer, at den en-akslede gasturbine ved 80 % last bruger næsten 95 % af fuldlast brændstofmængden. Ved 20 % last er forbruget ca 75 % og ved tomgang ca. 65 %.

For den to-akslede gasturbine er forholdene lidt gunstigere. Her arbejder kompressoren jo med sin egen turbine mekanisk adskilt fra arbejdsturbinen. Kompressoren kan derfor køre med et omløbstal, som er uafhængigt af arbejdsturbinens synkron omløbstal. Det indebærer, at kompressoren under dellast kan falde lidt af og arbejde med en forholdsvis mindre luftmængde. Derved optager kompressoren i den to-akslede gasturbine under dellast en forholdsvis mindre effekt.

Fig. 2.6.0. viser dellastvirkningsgrader for de 2 byggeformer. Forskellen på den en-akslede og den to-akslede gasturbine ses tydeligt. Den to-akslede gasturbine bevarer en relativ høj virkningsgrad længere ned i dellastområdet.

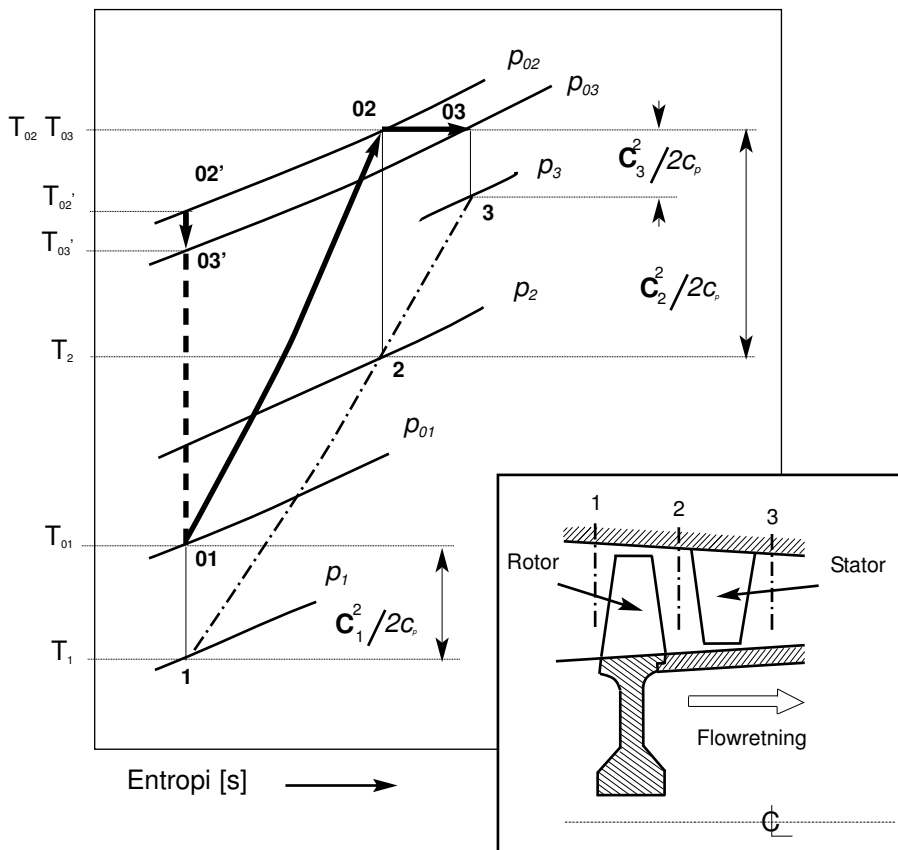


Fig 3.0
Kompressortrin og T,s-diagram

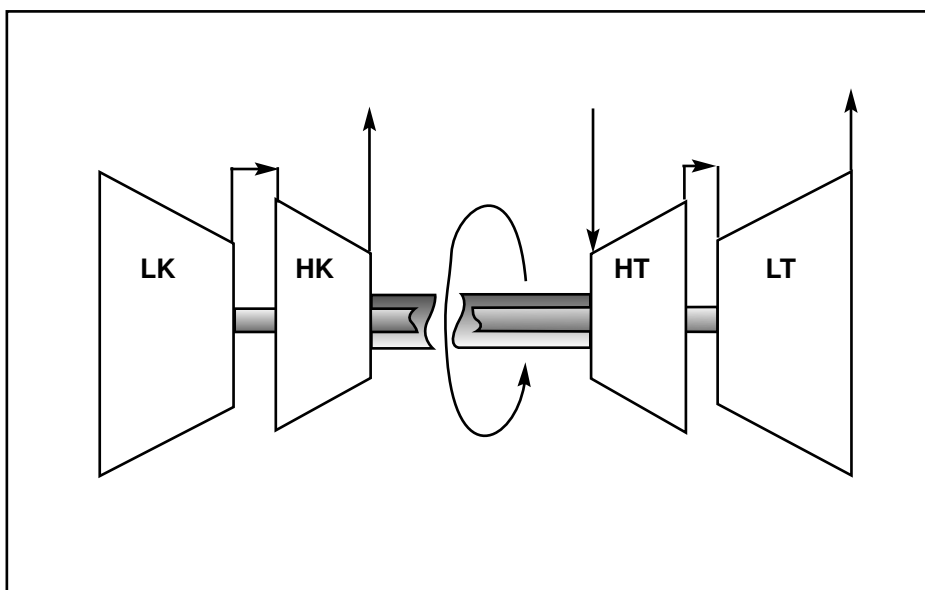
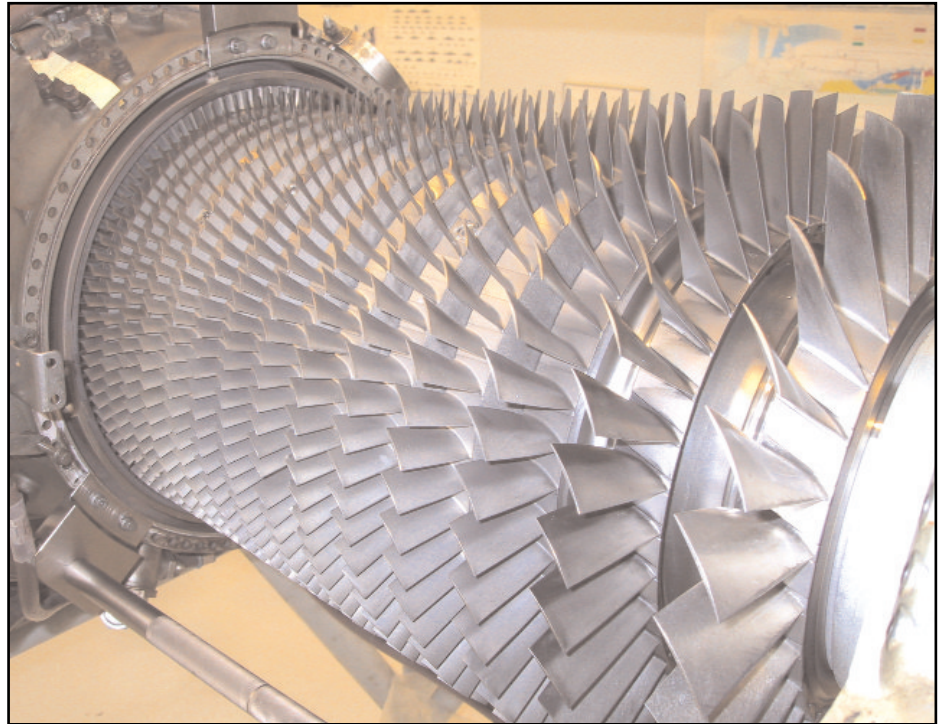


Fig 3.1
2-spool



3 AKSIAL KOMPRESSOREN

Kompressoren med aksialt flow består af en række trin, hvor hvert trin består af en krans af løbeskovle (fastgjort på rotoren) efterfulgt af en krans af ledeskovle (fastgjort på statoren). Et enkelt trin kan ses på figur 3.0. Luftens hastighed bliver først accelereret i løbeskovlene og derefter decelereret i ledeskovlene, herved omdannes den hastighedsenergi, der er dannet i løveskovlene, til et statisk tryk. Denne proces gentages i lige så mange trin, som det er nødvendigt, for at opnå det samlede trykforhold som kræves.

Luftflowet er altid udsat for påvirkningen af det stigende tryk (modsat turbinen), og designet bliver vanskeligere jo højere trykforhold der ønskes. Hvert trin giver kun en moderat trykstigning. Forskellen i trykgradient kontra flow ved kompressor og turbine kan også ses ved de mange trin i kompressoren og de få trin i turbinen. Figur 3.0 viser den markante ændring af skovlstørrelsen fra indløb til udløb af et trin. Det er ønskeligt at opretholde en konstant flowhastighed igennem hele kompressoren, og med en stigende densitet for hvert trin er det nødvendigt at reducere flowarealet og dermed skovlenes størrelse.

Hvis rotorhastigheden ikke passer til den maksimale hastighed kompressorskovlene er designet til, vil man, ligesom vi kender det fra turboladeren, opleve at kompressoren staller. Især ved kompressorer med stor kompression og dermed mange trin, er det vanskeligt at finde en rotorhastighed, der tilfredsstiller alle trin så der ikke sker stalling. Løsningen er såkaldte "multi-spools".

På figur 3.1 er vist et 2-spool anlæg - lavtrykskompressoren (LK) bliver trukket af lavtryksturbinen (LT). Højtrykskompressoren (HK) bliver trukket af højtryksturbinen (HT) via en hul aksel. Inde i denne hule aksel løber akslen mellem LK og LT. De to kompressorer kan nu drives med hver sin rotorhastighed der tilgodeiser kompressionsniveauet, og man undgår på denne måde stalling.

Til jettfly bygges endda 3-spool anlæg. En anden og mere kompliceret løsning er at indbygge ledeskovle som kan drejes efter behov.

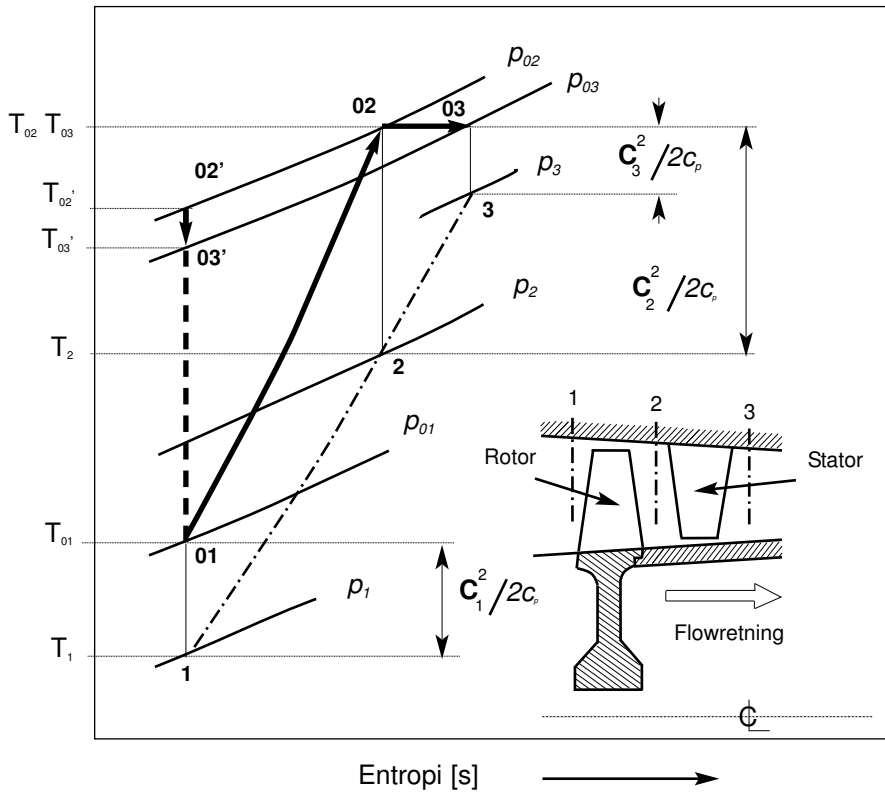


Fig 3.0

Kompressortrin og T,s-diagram

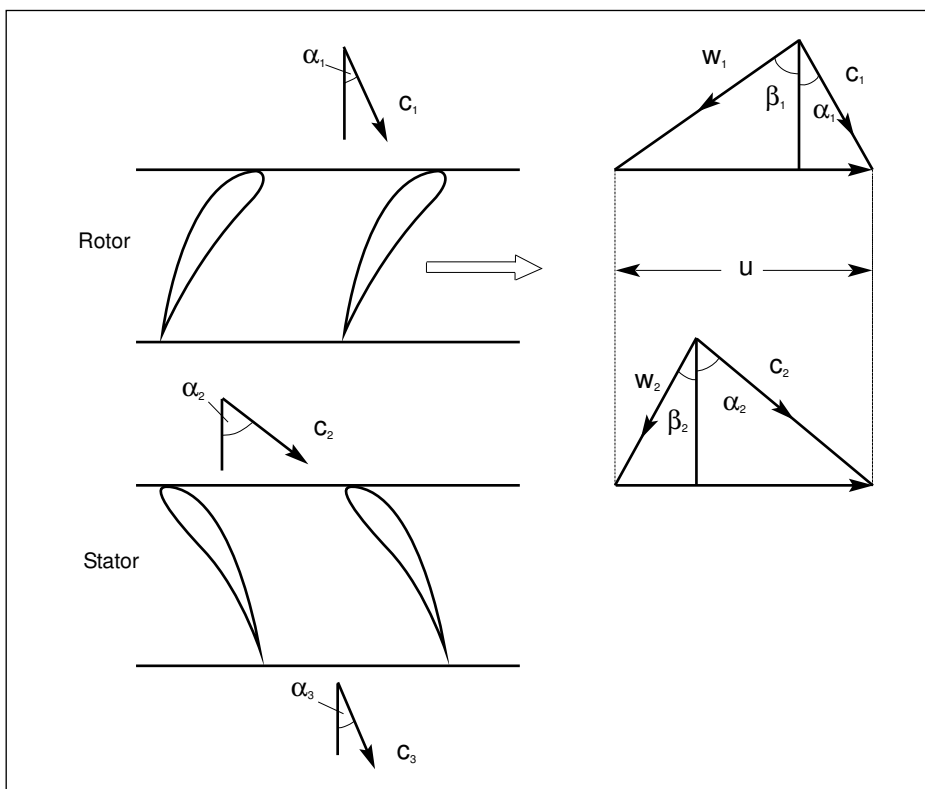


Fig 3.2

Hastighedstrekanter for et trin

Energisætningen

$$h_o + C_o^2/2 = h + C^2/2$$

kan omskrives til

$$(h_o - h) + \frac{1}{2}(C_o^2 - C^2) = 0$$

Stagnations entalpien h_o eller den *absolutte entalpi* er defineret som den entalpi en gasstrøm med entalpien h og hastigheden C ville få ved opbremsning (adiabatisk og uden udførelse af arbejde). Energisætningen kan reduceres til

$$(h_o - h) + \frac{1}{2}(0 - C^2) = 0$$

og h_o får nu værdien

$$h_o = h + C^2/2$$

For en ideal gas kan entalpien udtrykkes som varmekapaciteten gange temperaturen, og ved at dividere igennem med varmekapaciteten c_p får vi nu

$$T_o = T + C^2/2c_p$$

hvor T_o kaldes *Stagnations temperaturen* eller den *absolutte temperatur*, T kaldes den *statiske temperatur* og $C^2/2c_p$ repræsenterer den *dynamiske temperatur*.

På samme måde er der en opdeling i trykket i absolut, statisk og dynamisk tryk. I T,s diagrammet i figur 3.0 kan vi følge hvorledes det statiske tryk vokser fra 1 til 2 til 3. Det absolutte tryk vokser fra 01 til 02 og mindskes fra 02 til 03. Vi ser desuden at $T_{o2} = T_{o3}$.

Når vi betragter et trin kan det måske være nyttigt at tænke på kompressoren i en turbolader - kompressorhjulet, som svarer til løbeskivlene, giver luften en stor hastighed (stort dynamisk tryk), og diffusoren, som svarer til ledeskivlene, omdanner en stor del af det dynamiske tryk til statisk tryk. Kompressorens indre isentropiske virkningsgrad for et trin kan udtrykkes som:

$$\eta_{iis} = \frac{T_{o2'} - T_{o1}}{T_{o2} - T_{o1}} = \frac{h_{o2'} - h_{o1}}{h_{o2} - h_{o1}}$$

Det vil sige, at ledeskivlene ikke optager nogen effekt, men som antydnet ovenover kun omdanner en del af det dynamiske tryk til statisk tryk. Den optagne kompressionseffekt findes som

$$P_{\text{komp}} = \dot{m}_{\text{luft}} \cdot (h_{o2} - h_{o1})$$

Der skal desuden tages hensyn til varmetab og mekanisk virkningsgrad for kompressoren. I figur 3.2 ses hastighedsvektorerne for et trin. c er den absolutte hastighed, w er den relative hastighed og u er skovlhastigheden (målt midt på skovlene). Det tilstræbes ved konstruktionen af skovlene at $c_1 = c_3$ og $\alpha_1 = \alpha_3$.

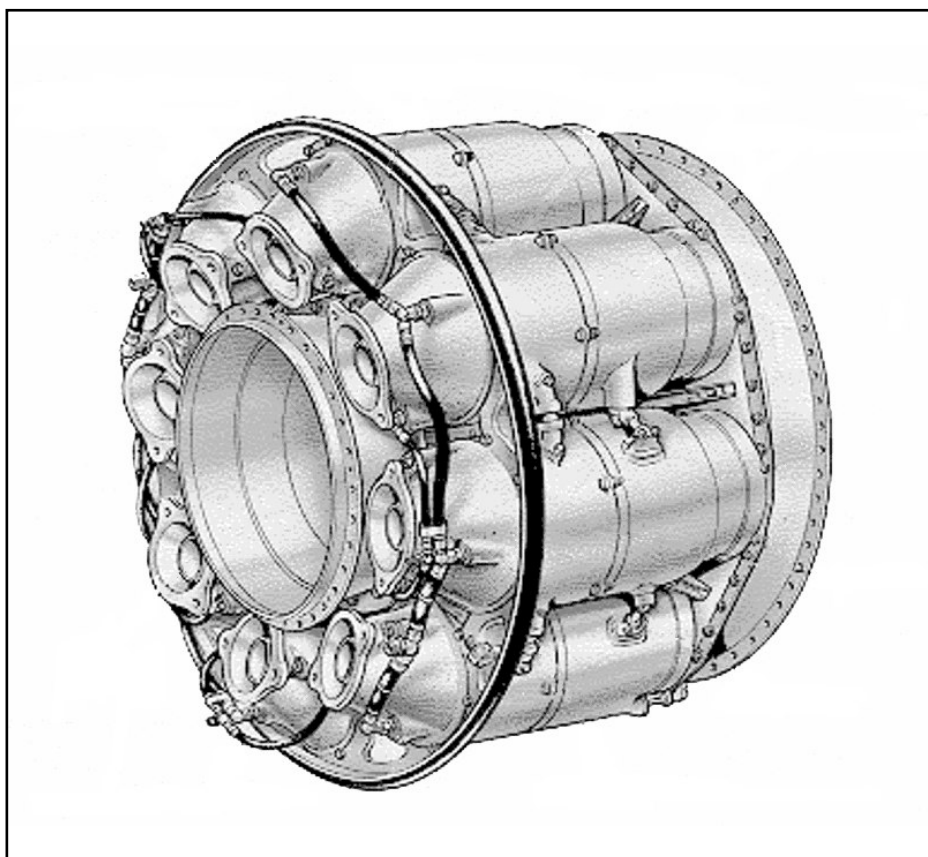


Fig 4.1.1
Multikammer typen.

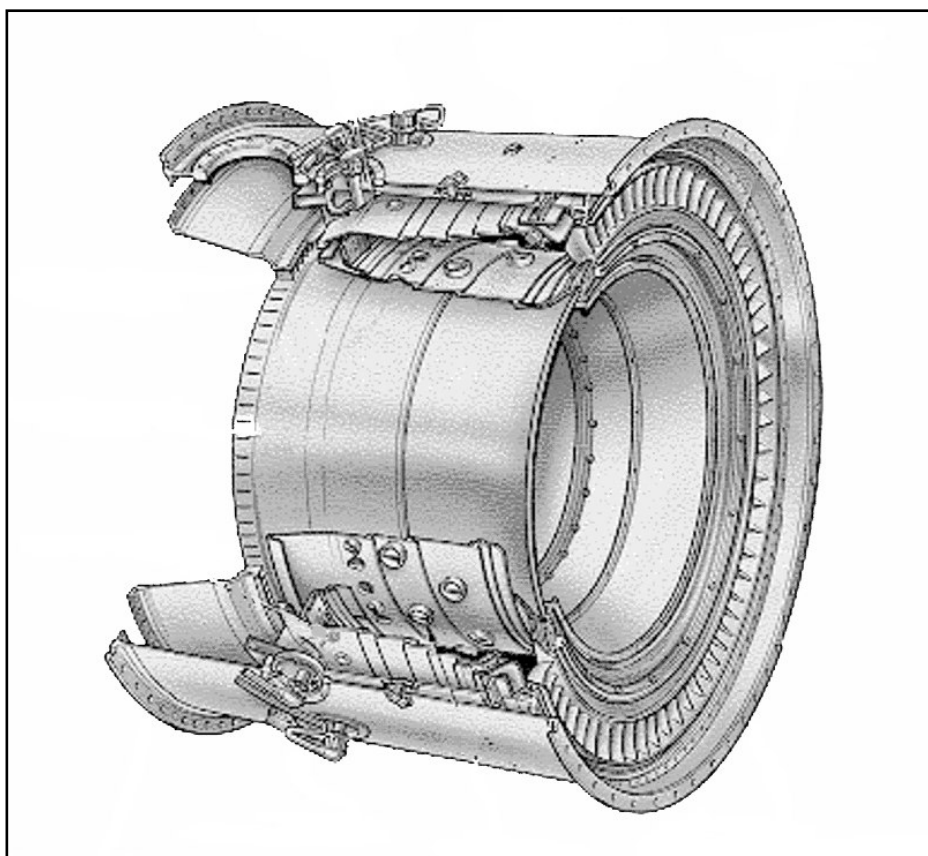


Fig 4.1.2
Beholderring typen.

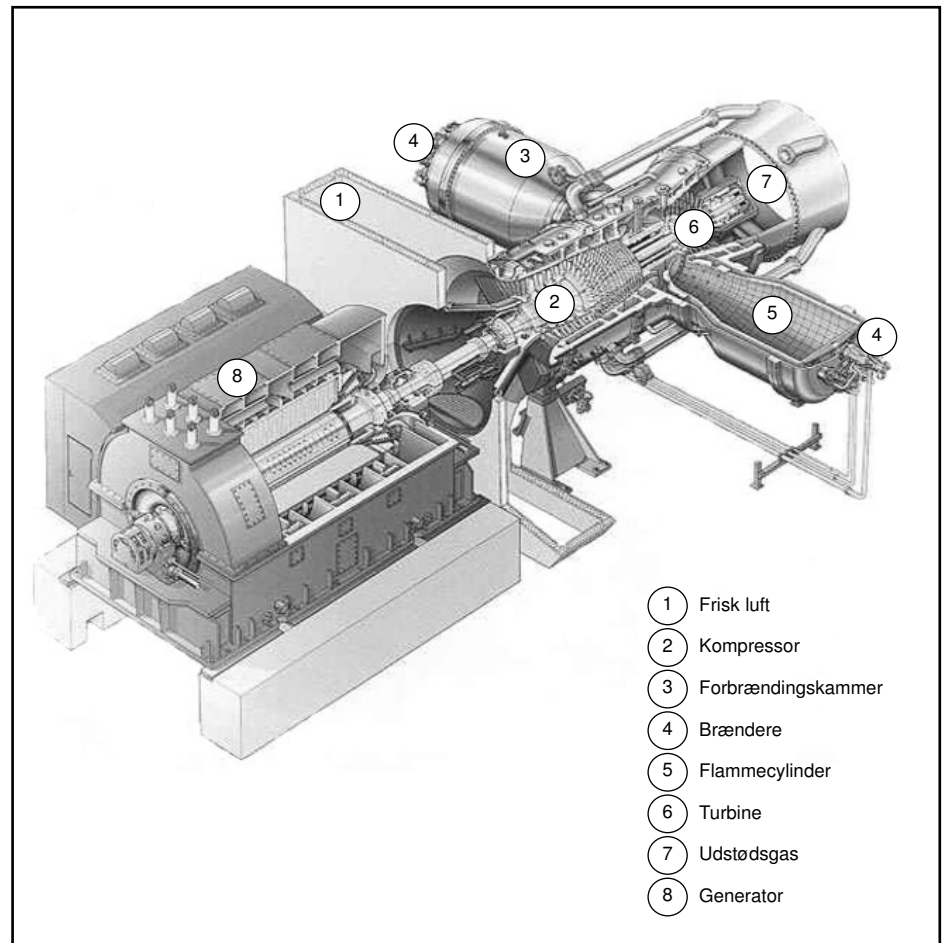


Fig 4.1.0

Siemens anlæg med brændkamre af silotypen.

4 FORBRÆNDINGSSYSTEMET

4.0 Alment

At konstruere et velfungerende forbrændingssystem til et gasturbineanlæg er en svær opgave. I dag tager man computerprogrammer til hjælp for at forstå de komplekse processer der foregår i systemet.

Vi vil se på hvorledes man kan tilfredsstille de forskellige krav, som processen kræver for en optimal drift. De mest brugte brændstoffer er olie og naturgas. Før 1970 arbejdede man især på at opnå en mere effektiv forbrænding, altså bedre udnyttelse af brændstoffet, og at fjerne synlig røg. På disse områder er man i dag kommet langt, og det er nu især reduktion af emissioner som NOx'er, der arbejdes på.

Forbrændingskammeret har den vanskelige opgave at afbrænde store mængder brændstof (som bliver leveret gennem dyser) sammen med enorme mængder luft (leveret af kompressoren) og aflevere den dannede accelererede og varme gas som et jævnt strømmende medium. Samtidig skal processen foregå med et minimalt tryktab og maksimal varmedannelse på et meget begrænset område.

Mængden af brændstof som blandes med luften afhænger af den krævede temperatur. Maksimumstemperaturen er imidlertid begrænset til et område mellem 850 °C og 1700 °C, bestemt af de materialer, der er anvendt til turbineskovlene.

Luften er allerede blevet opvarmet til 200 °C - 550 °C i kompressoren. Det kræver altså at forbrændingen hæver temperaturen med 650 °C - 1150 °C. Det

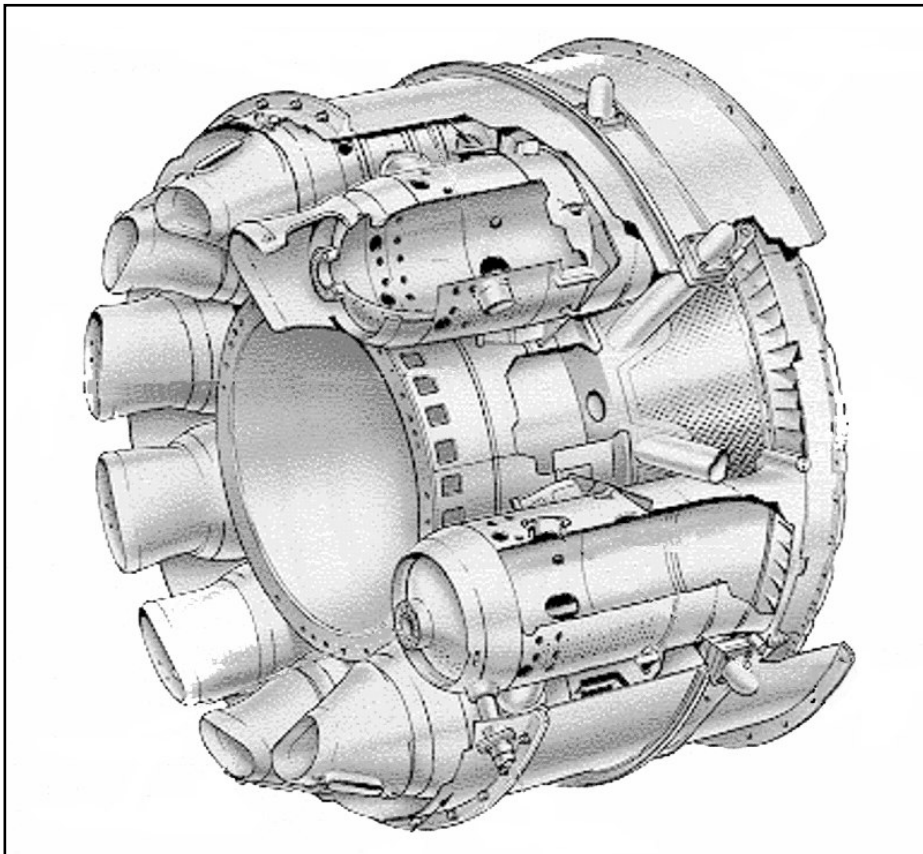


Fig 4.1.3
Ringkammer typen.

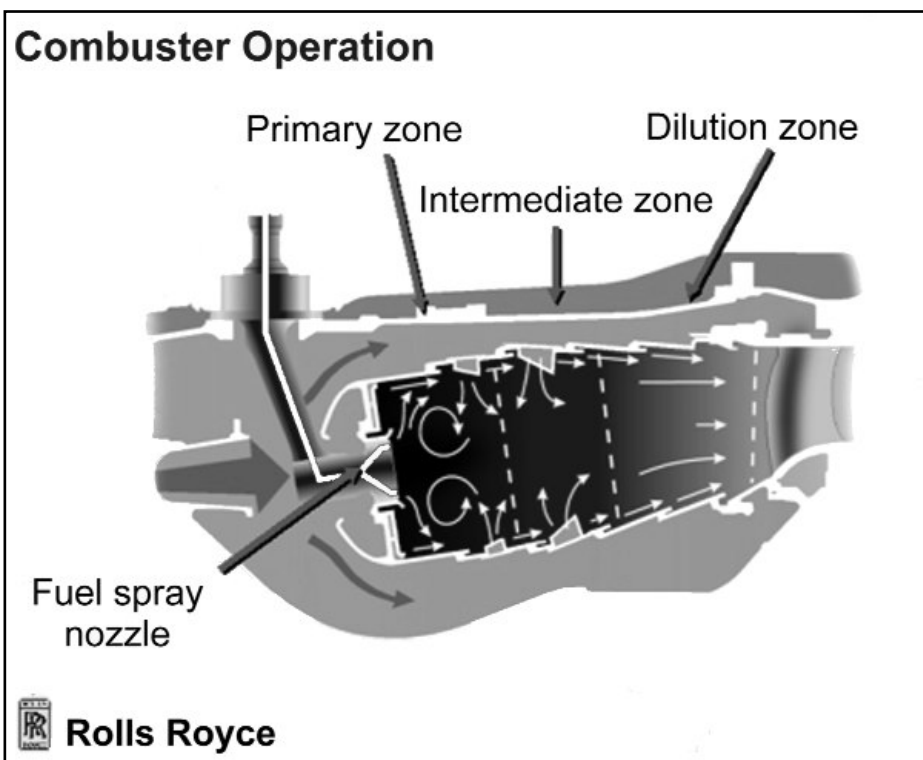


Fig 4.1.4
Lean-burn brænder.

er der heller ingen problemer med at nå - tværtimod - temperaturen efter forbrændingen ligger mellem 1800 °C og 2000 °C, hvilket er alt for høje temperaturer for turbinen. Den luft, der ikke forbruges ved forbrændingen, bruges til køling af forbrændingsrummet og væggene i denne. Denne mængde udgør ca. 60% af det totale luftflow.

4.1 Kammertyper

Der er fire hovedtyper af forbrændingskamre. Det er multikammer typen, beholder-ring typen, ringkammer typen og silo typen.

Multikammer typen

Denne type bliver brugt i forbindelse med aksialkompressoren. Kamrene er placeret rundt på et hus, og kompressorluften dirigeres via kanaler ind til hvert enkelt kammer. Hvert kammer har et indre flammerør om hvilket der er en luftcasing (se figur 4.1.1 side 26).

Beholderring typen

Denne type har et antal flammerør fastgjort indeni en fælles luftcasing (se figur 4.1.2 side 26). Luftflowet er ligesom beskrevet ovenfor. Arrangementet kombinerer let adgang ved overhaling og ringkammer typens kompaktthed.

Ringkammer typen

Denne brændkammer type består af et stort ringformet brænderør som er fastgjort mellem en indre og en ydre casing (figur 4.1.3). De største fordele ved denne type er den korte længde og meget få problemer med at forplante flammen hele vejen rundt.

Silo typen

Store industriturbiner, hvor pladsen ikke er så afgørende som i et skib eller især et jefly, bruger ofte en eller to store cylindriske brændkamre (se figur 4.1.0 side 27). I begyndelsen var det meget almindeligt at den/de var placeret vertikalt - deraf navnet. I dag er det mere brugt at arrangere dem horisontalt. I denne type brændkammer er det også muligt at afbrænde tungere fuelolier.

4.2 Vigtige faktorer, som har indflydelse på designet

1)

Gastemperaturen efter forbrændingen må tilpasses de kraftigt påvirkede turbinematerialer. Udvikling af forbedrede materialer og skovlkøling har imidlertid hævet de tilladelige temperaturer fra omkring 1400 °C op til omkring 2200 °C for visse flyturbiner.

2)

Temperaturfordelingen skal være ensartet ved indløb i turbinen, således at man undgår lokal overophedning af skovlene.

3)

Forbrændingen skal opretholdes i en luftstrøm, der bevæger sig afsted med en høj hastighed på 30-60 m/s, og der kræves en stabil proces over et stort område hvad angår luft/brændstof forholdet - fra fuldlast til aflastet arbejdsturbine. Forholdet mellem luft og brændstof kan variere fra 60 :1 til 120 :1 ved simple gasturbine kredspocesser og fra 100 :1 til 200 :1 hvis der bruges varmeveksler. Når man tager i betragtning at forholdet ved en støkiometrisk forbrænding

er ca 15 :1 er det indlysende, at man blander meget luft i røggassen for at tilfredstille de tilladte maks. temperaturer for turbinen.

4)

Det skal undgås at der dannes sod, især sod af en hård beskaffenhed. Små hårde sodpartikler, som føres ind i turbinen med høj hastighed, vil erodere skovlene og blokere kølekanaler. Det værste, der kan ske, er vel nok, at større flager af sod river sig løs i forbrændingskammeret og fører til havari i turbinen. Desuden er der jo også et miljømæssigt aspekt ved et anlæg, der sender røg ud i atmosfæren.

5)

Det sidste vigtige punkt er netop eliminering af forurenende emissioner. Det drejer sig især om NO_x, CO og uforbrændte carbonhydrider.

4.3 Forbrændingsprocessen

Da luft/brændstofforholdet ligger på ca. 100:1, mens forholdet ved en støkiometrisk forbrænding ligger på ca. 15:1 er det åbentlyst, at luften må tilledes i trin.

Man inddeler tilledningen af luft i tre markante trin. Ca. 15-20 % af luften tilledes rundt om det indsprøjtede brændstof i den såkaldte primær zone for at sørge for en tilstrækkelig høj temperatur for en hurtig forbrænding.

Yderligere ca. 30% af den totale luftmængde bliver tilledt gennem huller i flammehøret til den såkaldte sekundær zone for at fuldføre forbrændingen. For at opnå en effektiv forbrænding skal denne luft tilledes på en sådan måde at flammen ikke køles for meget.

Til sidst tilledes den sidste luft i tertiær zonen og blandes med røggassen for at sænke denne til et for den efterliggende turbine acceptabelt niveau. Blandingen skal også i tertiær zonen være meget effektiv for at opnå en ensartet temperaturfordeling, således at der ikke opstår termiske spændinger ved indløb til turbinen.

Trin metoden er i sig selv ikke nok til at opretholde en flamme i en luftstrøm, som bevæger sig med en hastighed der er langt større end brændstoffets forbrændingshastighed. Det er derfor vigtigt at recirkulere en del af den brændende blanding i primær zonen tilbage til den indstrømmende luft og brændstof.

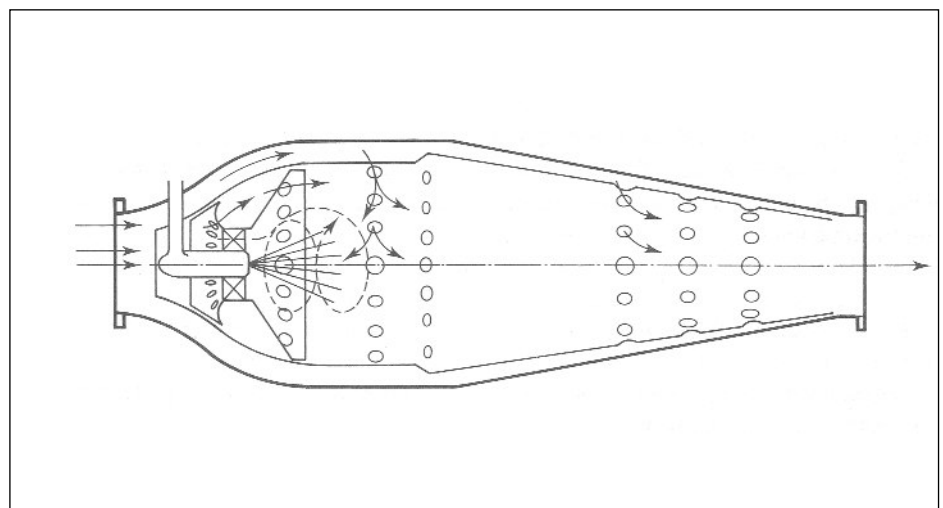


Fig 4.1.5

Brænder med efterkøling.

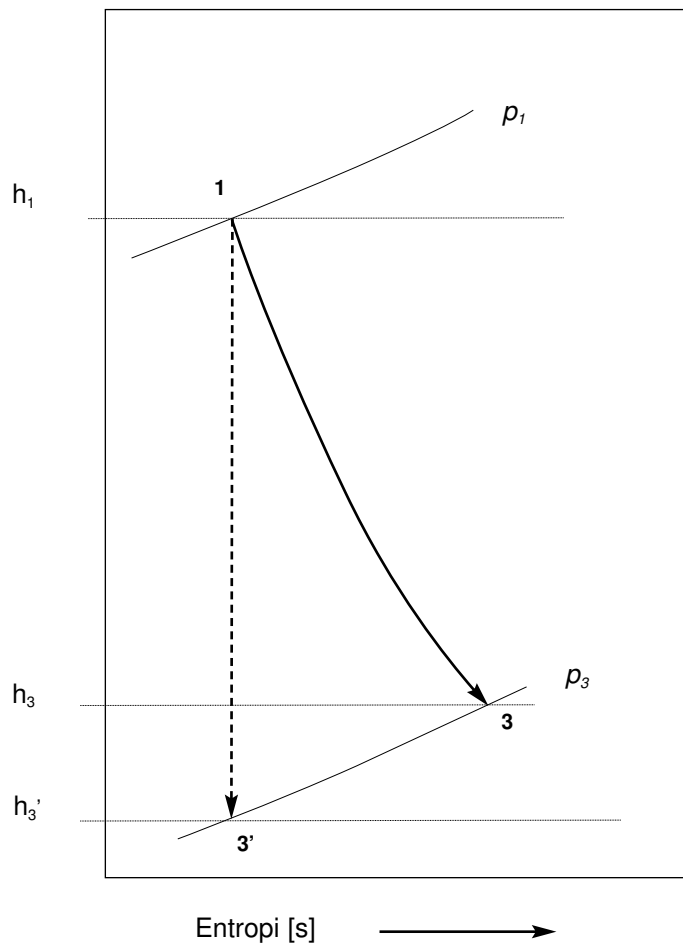


Fig 5.0.1

h,s-diagram for 1 turbinetrin

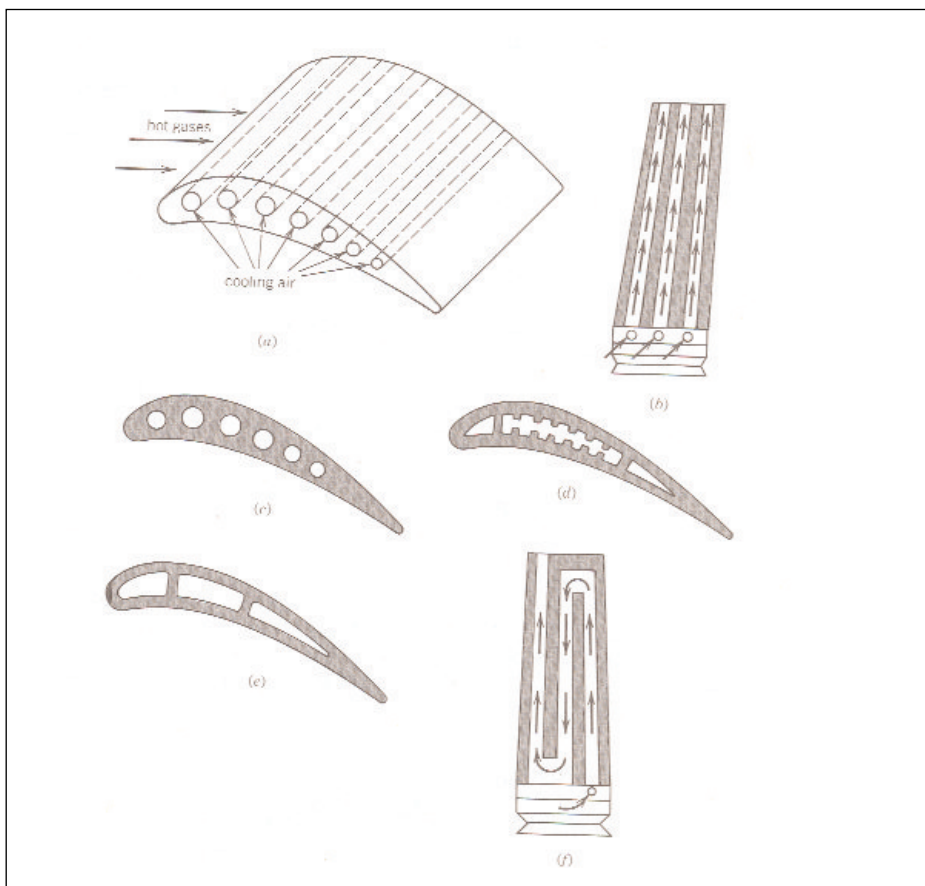


Fig. 5.2.0

Skovle hvor der bruges konvektionskøling

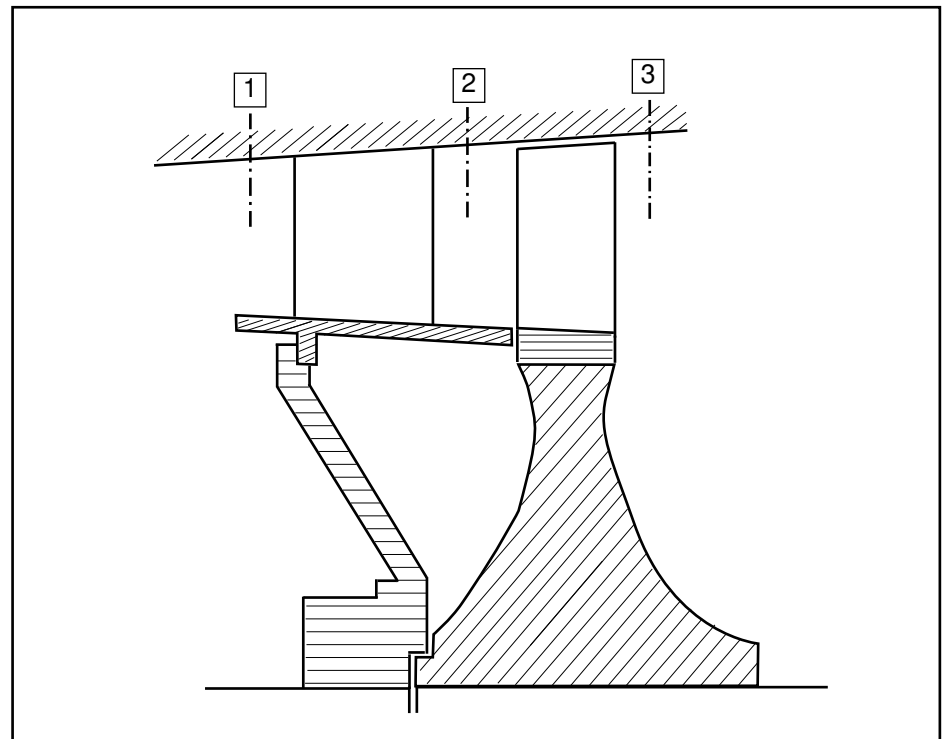


Fig 5.0.0
Turbinetrin

5 TURBINEN

5.0 Alment

For at forenkle forklaringen af energiomsætningen i gasturbinen vil vi her se på processen i et h,s -diagram og anvende absolutte enheder. Det teoretiske (isentropiske) entalpifald for et trin bliver:

$$\Delta h_{is} = h_1 - h_3'$$

og det virkelige entalpifald bliver:

$$\Delta h_v = h_1 - h_3$$

Den indre isentropiske virkningsgrad for et trin bliver:

$$\eta_{iis} = \frac{\Delta h_v}{\Delta h_{is}}$$

og koblingseffekten for turbinen bliver:

$$P_k = \dot{m}_{gas} * (h_{ind} - h_{ud})$$

5.1 Turbinekøling

Gasturbinedesignerne prøver til stadighed på at øge den effekt, man kan få ud af en given gasturbine og reducere dens vægt og brændstofforbrug. Det blev vist i det foregående, at en af måderne til at opnå ovennævnte er ved at operere med så høj en indløbstemperatur til turbinen som muligt. Indløbstemperaturen er begrænset af de materialer, der bruges til turbineskovlene.

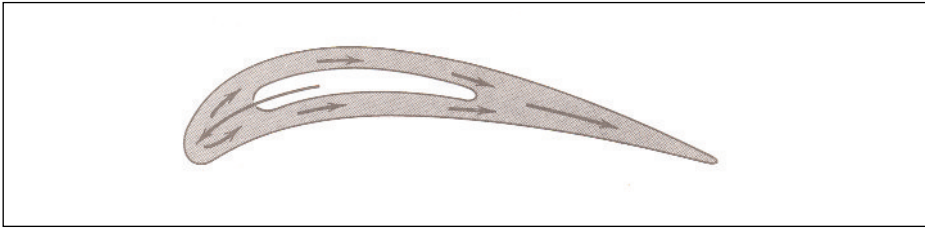


Fig. 5.2.1
Kollisionsprincippet

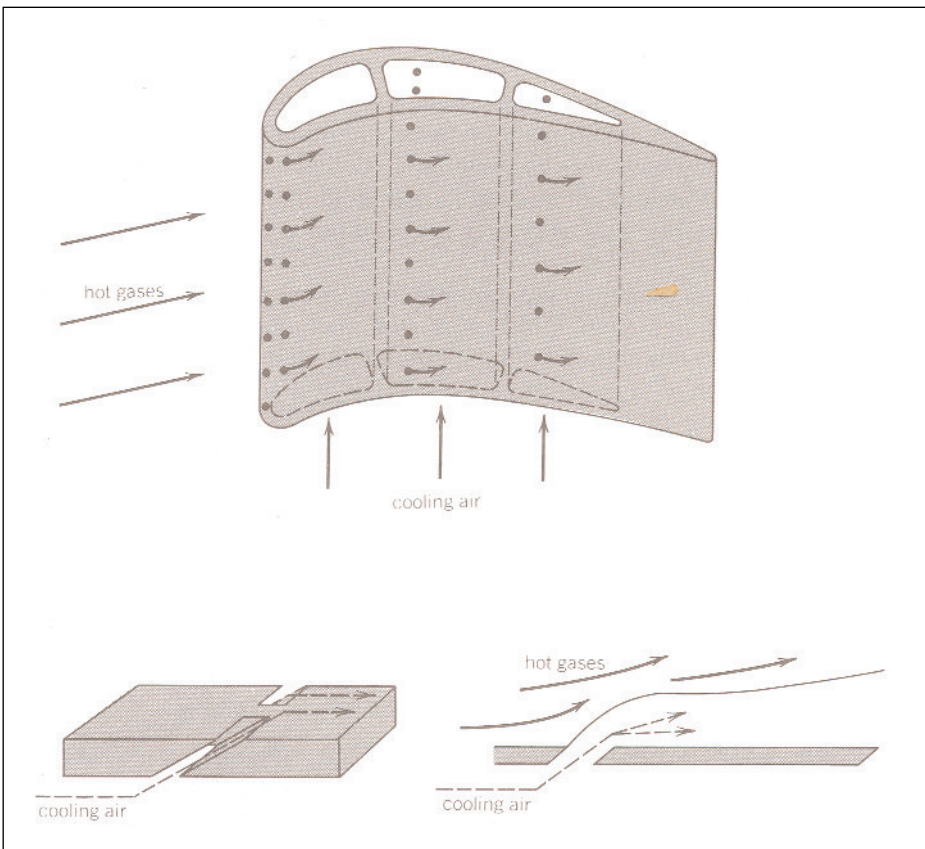


Fig. 5.2.2
Filmkøling

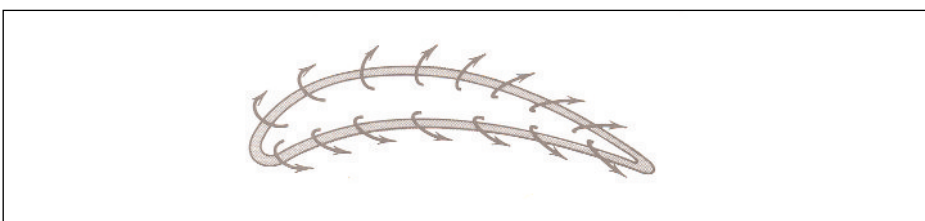


Fig. 5.2.3
Transpirationsprincippet

Forbedrede materialer har løbende tilladt at hæve indløbstemperaturen gennem årene, men designerne har været nødt til at finde metoder, for at kunne hæve temperaturen, i en hastighed, hvor materialeforbedringer slet ikke har kunnet følge med.

En løsning har været at anvende køling, som har tilladt at man kan hæve indløbstemperaturen og samtidig bibeholde samme tilladelige skovltemperatur. Hvilket kølemiddel skal man så anvende? Luft vil selvfølgelig være det mest logiske valg, da det er tilstede i rigelige mængder. Det kan udtages fra kompressoren og føres frem til skovlene via kanaler. Vand (og andre væsker) er et andet brugbart kølemiddel.

5.2 Teknikker hvor der bruges luft som kølemiddel

Luft er det mest anvendte kølemiddel. Der bruges 4 forskellige principper: Konvektion, kollision, film og transpiration.

Konvektionskøling er den simpleste og var den metode, der først blev taget i anvendelse. Køleluften strømmer fra rod til spids gennem kanaler i skovlen. Forskellige konfigurationer for skovlkøling efter konvektionsprincippet er vist på side 32 figur 5.2.0. Køleeffekten er begrænset af størrelsen af de forskellige kanaler og mængden af luft, der kan strømme igennem. Luft som kølemiddel kræver store indvendige arealer og en stor strømningshastighed. Det er jo i virkeligheden et spørgsmål om at opnå så god varmetransmission som muligt. En af de største problemer med denne metode har været at få tilstrækkeligt luft ud i "halen" på skovlen, hvor materialetykkelsen er lille.

Kollisionsmetoden (fig.5.2.1) er en form for konvektionskøling, hvor den egentlige forskel ligger i, at ved den almindelige konvektionskøling strømmer luften radiale gennem en eller flere sektioner, hvor den ved kollisionsmetoden først føres radiale op gennem en central hulhed og herfra fordeles ud gennem borer til skovlens forkant hvor luften "kolliderer" med den kraftige varmepåvirkning på dette sted. Herfra ledes luften videre gennem borer mod skovlens hale.

Filmkølingen (fig.5.2.2) går ud på at sende en kølende luftfilm ud over skovlens overflade. Tænk på det isolerende lag, vi kender fra varmetransmissionen i en kedel. Filmkølingen er langt mere effektiv end de to foregående metoder, men har de ulemper at den indstrømmende luft reducerer noget af gevinsten ved at kunne køre med forhøjet indløbstemperatur - desuden er de mange borer til overfladen af skovlen med til at svække materialet.

I de senere år har man med held anvendt en kombination af de tre foregående metoder. Transpirationsmetoden (fig.5.2.3) er den mest effektive metode. Ved denne metode bruges et porøst materiale, igennem hvilket køleluften tvinges og danner en effektiv kølende film på skovlens overflade. Ulemperne ved denne metode er følsomheden over for blokering af de fine porer i materialet.

Almene ulemper ved at bruge skovlkøling er:

1. Dyrere skovle
2. Mindre robuste skovle
3. Lavere effekt, da luften sænker gassens entalpi.

Man må altså finde et punkt for kølingen, hvor fordelene ved en højere indløbstemperatur ikke ophæves af kølingen.

5.3 Vand som kølemiddel

Køling med vand bruges især på anlæg i land og slet ikke indenfor flyindustrien. Denne form for køling er meget effektiv på grund af vandets større varmekapacitet. Ulemperne er tætnings- og korrosionsproblemer.

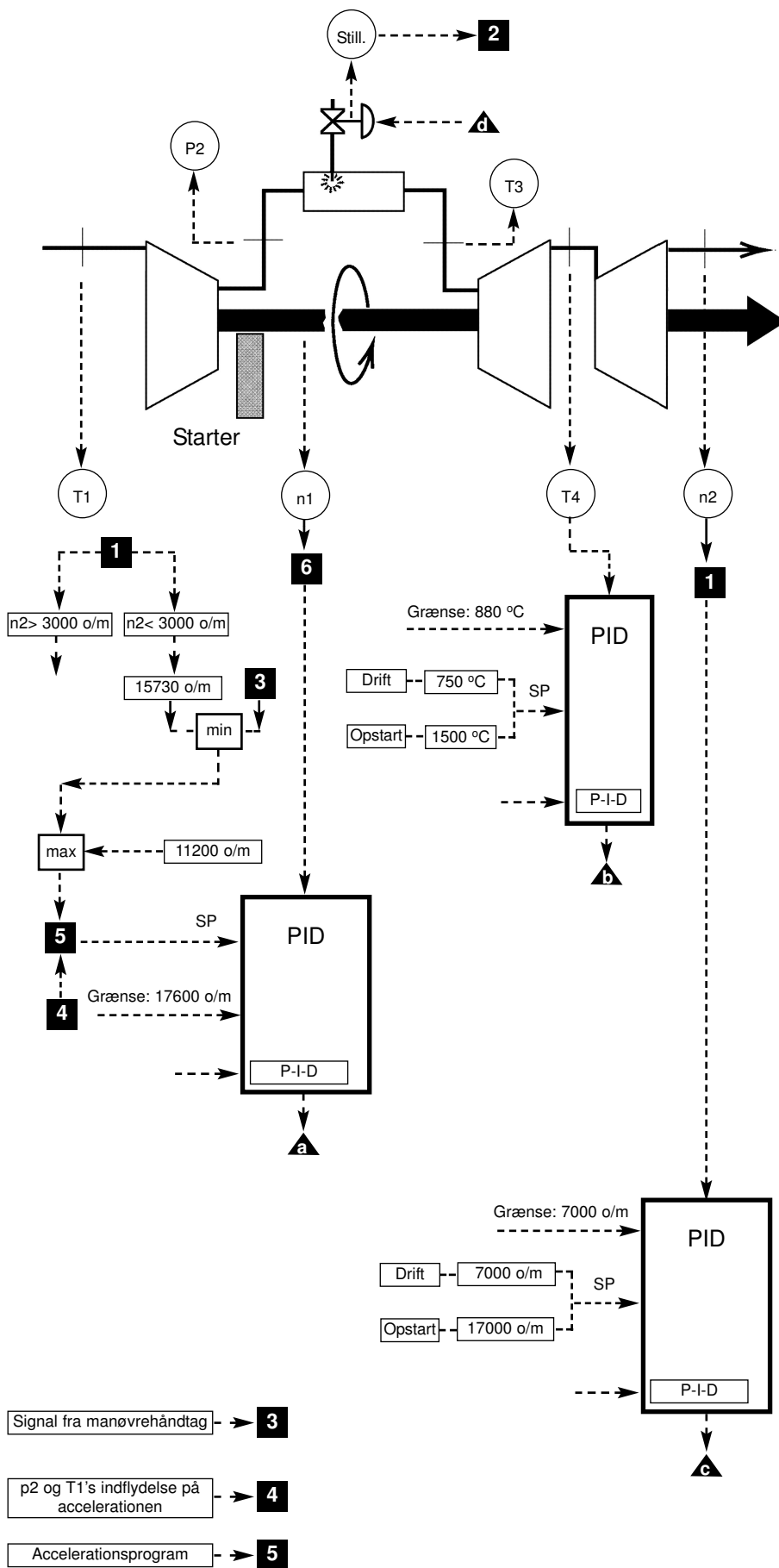
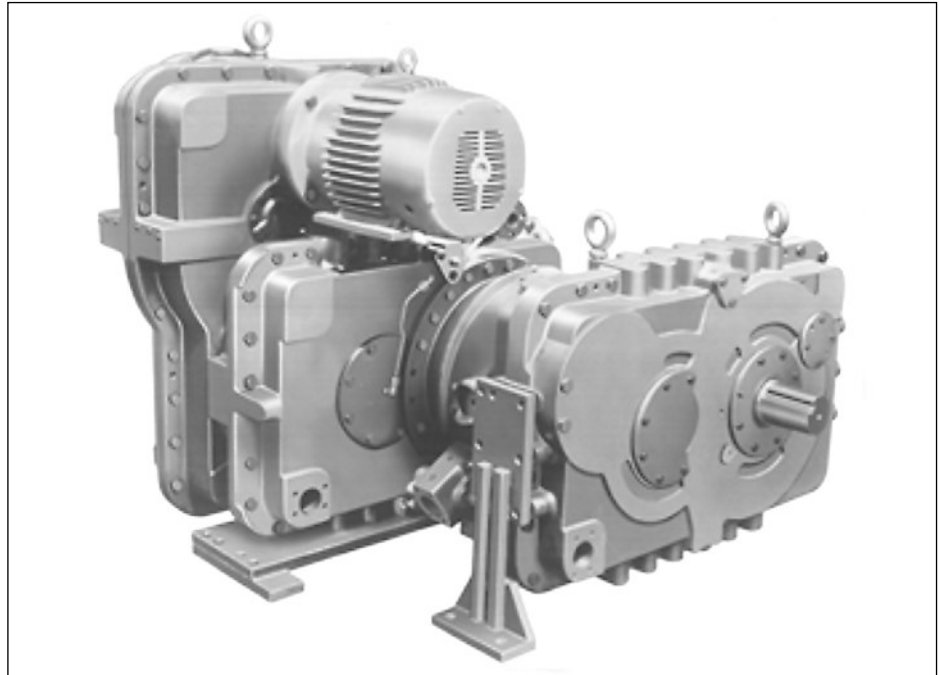


Fig. 6.1.0

Diagram for opstart



6 OPSTART OG DRIFT

6.1 Opstart af turbinen

Startmekanismen til en gasturbine kan være eldrevne, pneumatisk drevne, hydraulisk drevne eller gasturbinedrevne. Indenfor flyindustrien findes hurtigstartere, som benytter sig af forbrænding af f.eks. isopropylnitrat. Vi vil ikke beskæftige os med konstruktionen af de forskellige startere her, men derimod se på proceduren ved opstart.

Anlægget er et 2-akslet anlæg, hvilket, alt andet lige, nødvendiggør flere reguleringsmæssige tiltag, end det er tilfældet ved den 1-akslede turbine. Det beskrevne anlæg er et skibsfremdrivningsanlæg, hvor der er "skelet" til et LM500 anlæg fra General Electric.

Som vi kender det fra dieselmotorer og dampturbiner, skal en række krav være opfyldt inden man kan starte. Det kan være fejlfri følere, sm.o.tryk o.l. Man sikres sig mod, at turbinen allerede roterer, og at der ikke er en forbrænding i gang.

Når der gives grønt lys for opstart, indkobles startmotoren, og denne driver nu det såkaldte generatorset (kompressor/generatorturbine) op i omdrejningshastighed efter en forudbestemt gradient. Det kan f.eks. være fra 0 til 3600 o/m på 30 sekunder. Når de 3600 o/m ikke inden 30 sekunder afbrydes opstarten. Lykkes det imidlertid, giver automatikken signal om start af brændstofdindsprøjtning.

Startmotoren trækker stadig på akslen og får sammen med generatorturbinen omdrejningshastigheden op på over 9000 o/m. Når de 9000 o/m ikke inden f.eks. 100 sek. afbrydes opstarten. Er alt i orden udkobles startaggregatet ved de 9000 o/m og turbinen skal nu alene nå 11200 o/m inden der er gået yderligere 80 sekunder. Ved denne hastighed er opstartssekvensen afsluttet og anlægget kører i tomgang.

For at forhindre at kraftturbinens regulator "blander sig" i opstartsforløbet skiftes til et sætpunkt der ligger langt over regulatorens grænseværdi, og kraftturbinens regulator gøres på denne måde inaktiv. På samme måde gøres regula-

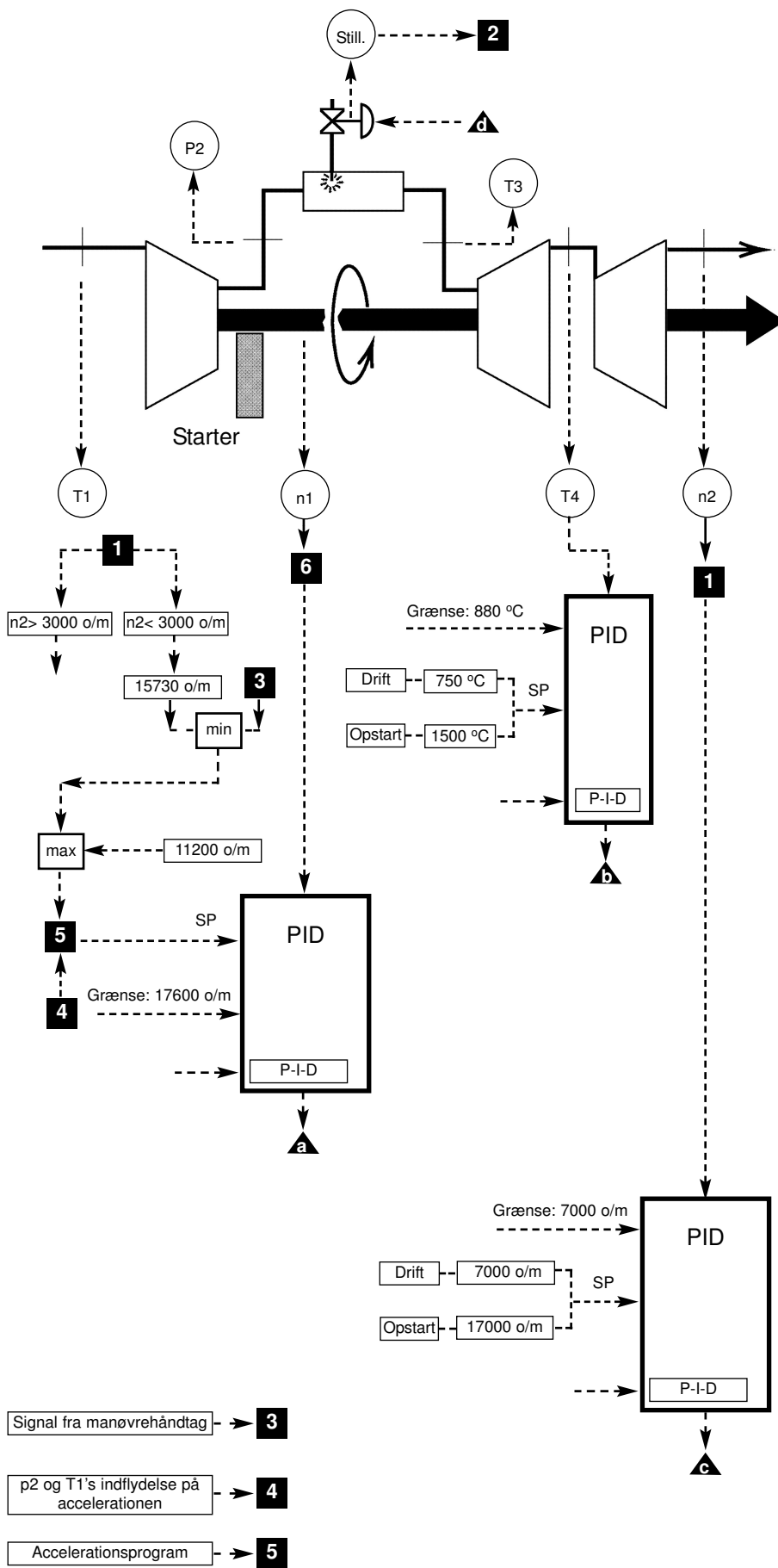
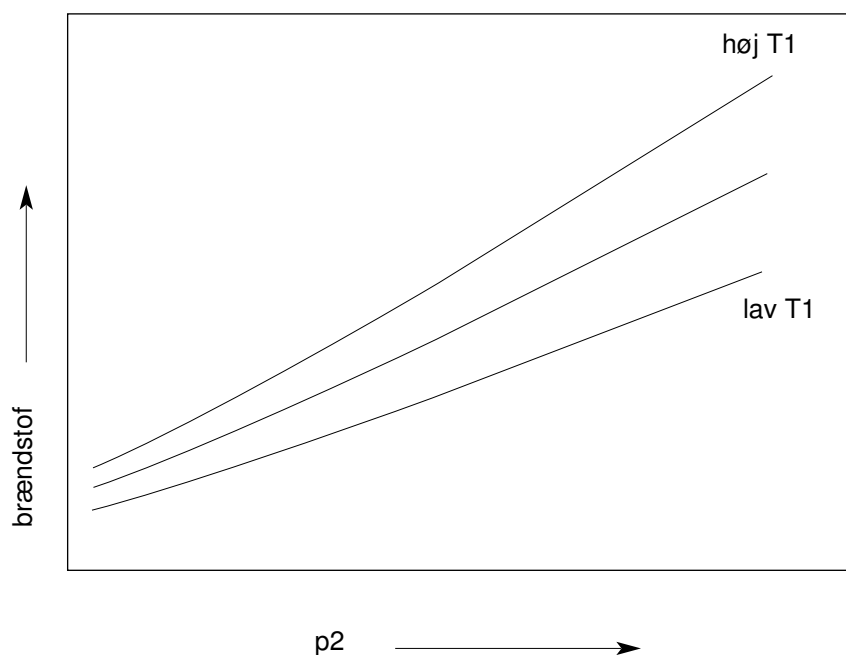


Fig. 6.1.0

Diagram for opstart



toren for udstødstemperaturen inaktiv, altså ved at sætte sætpunktet på en værdi, der overskrider grænseværdien. Signalet fra udstødstemperaturen bruges derimod ved opstarten som indikering på, at tænding har fundet sted.

Lad os se på opstartsforløbet, mens vi følger tegningen på modstående side.

Signal fra kraftturbinens omdrejningshastighed **1** sendes til dennes regulator, hvor vi lige har læst, at det bliver ignoreret under opkørsel. Det samme signal bliver også aflæst af opstartsprogrammet, og da kraftturbinens omdrejningshastighed ved opstart ligger under 3000 o/m, vælges en værdi på 15730 o/m, som den værdi der skal sendes videre som sætpunkt til generatorturbinens regulator. Inden signalet når så vidt, sammenlignes det i en minimumsvælger med signalet fra manøvrehåndtaget **3**.

Herfra går signalet gennem en maksimumsvælger og sammenlignes med en fast værdi på 11200 o/m. Denne funktion bruges ved nedkørsel for at sikre tilstrækkeligt gas til generatorturbinen ved tomgang.

Trykket efter kompressor (p_2) og temperaturen før kompressor (T1) sammenholdes **4** for at give et udtryk for hvor mange kg luft, der er komprimeret.

I diagrammet ovenover kan det ses, at ved lav temperatur har kurven mindre hældning end ved en høj temperatur, d.v.s. at accelerationen er mindre ved lav lufttemperatur. Det er for at undgå for højt forbrændingstryk, som kunne skade turbinen. Jo lavere lufttemperaturen er før kompressoren, jo flere kg kan kompressoren levere til forbrændingskammeret, og de ekstra kg kan resultere i et for højt forbrændingstryk.

Værdien fra **4** sendes til et accelerationsprogram **5**, som også får signal fra generatorturbinen, kraftturbinen og udstødstemperaturen. Den værdi, accelerationsprogrammet kommer frem til bliver sætpunkt for generatorturbinens regulator, og denne sender signal **a** til brændstofventilens aktuator **d**.

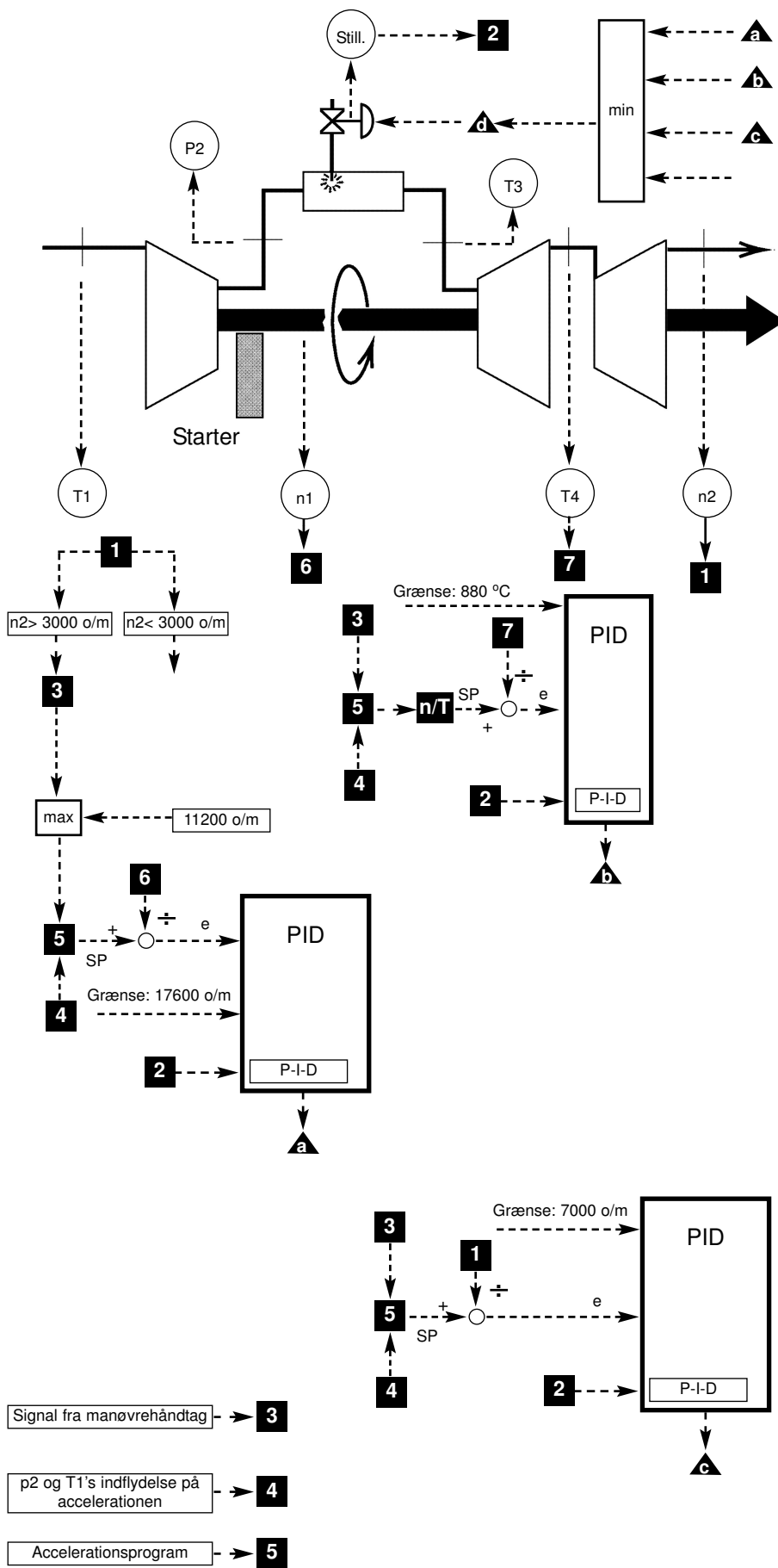


Fig. 6.2.0

Diagram for drift

6.2 Drift

Generatorturbinen

Kraftturbinen kører nu med en omdrejningshastighed over 3000 o/m og signalet fra manøvrehandtaget **3** føres gennem maksimumsvælger og accelerationsprogram (for drift) **5** og lægges med fortegn sammen med generatorturbinens følersignal for omdrejningshastighed (maks. 17600 o/m) **6**, og resultatet giver til slut indgangsværdien **e** til generatorturbinens regulator.

Regulatoren modtager desuden signal om brændstofventilens stilling **2**. Dette signal påvirker parametrene **P**, **I** og **D** i regulatoren. Ved lav last vil indflydelsen af dette signal være beskedent, mens det ved høj belastning har stor betydning.

En tilsvarende funktion kendes i andre regulatorer, hvor man på grund af, at en reguleringsløjfe ikke har lineær karakteristik, er nødt til at ændre regulatorparametrene alt efter anlæggets belastningsgrad.

I dette tilfælde er problemet et lidt andet. Man ønsker ikke at reguleringen er for "livlig" når man er tæt på maksimum for turbinen. En overreaktion i forbindelse med brændstofindsprøjtning ved denne tilstand kan meget nemt resultere i overskridelse af den tilladelige røggastemperatur med havari til følge. Derfor gøres regulatoren mere og mere "sløv", jo nærmere man kommer maksimum.

Det vil sige, at man reducerer forstærkningen, øger integraltiden og reducerer eller fjerner differentialdelen. Som indikation af belastningsgraden bruges som nævnt brændstofventilens stilling.

Kraftturbinen og udstødstemperaturen T4

Som det ses på tegningen på modstående side er hovedprincippet for kraftturbinens regulator og T4's regulator næsten identiske med generatorturbinens regulatorkonfiguration. Det er selvfølgelig tre forskellige procesvariable, der bliver behandlet, og referencesignaler fra manøvrehandtag og accelerationsprogram er tilpasset PV signalets type og område.

De tre udgangssignaler **a**, **b** og **c** føres til en minimumsvælger og det mindste signal føres derfra videre til brændstofventilens aktuator. Hvorfor nu det? Jo, det mindste udgangssignal indikerer, at her er man tættest på at nå setpunktet.

Det vil sige, at signalet til brændstofventilen kan skifte mellem disse tre signaler, men de to regulatorer med de største udgangssignaler har ingen indflydelse på brændstofindsprøjtningen.

Da regulatorerne alle har en integraldel, vil de forsætte med at regulere deres respektive udgangssignaler op, så længe **e** har en værdi forskellig fra **0**. Det er i denne forbindelse værd at bemærke, at alle regulatorerne er udstyret med en maks. grænse, og at integraldelens virkning jo er betydelig reduceret i denne situation.

El-producerende anlæg

For et elproducerende anlæg skal kraftturbinen levere effekten ved konstant omløbstal. Det primære er altså her at holde omløbstallet for kraftturbinen, og generatorturbine/kompressor må derfor følge kraftturbinen.

Hvorledes et sådan anlæg bliver reguleret vil blive beskrevet i en senere udgave af dette kompendium.

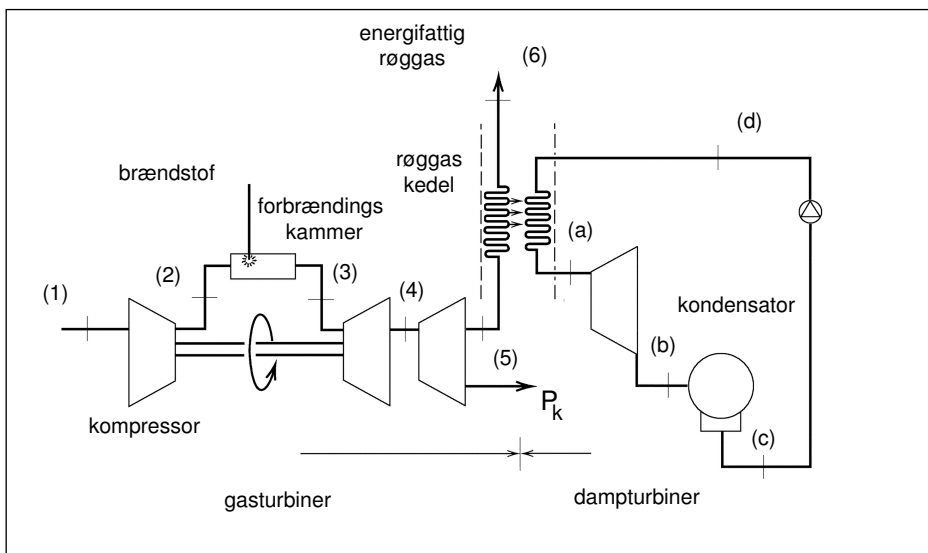


Fig. 7.0
Kombineret kredsløb uden supplerende forbrænding

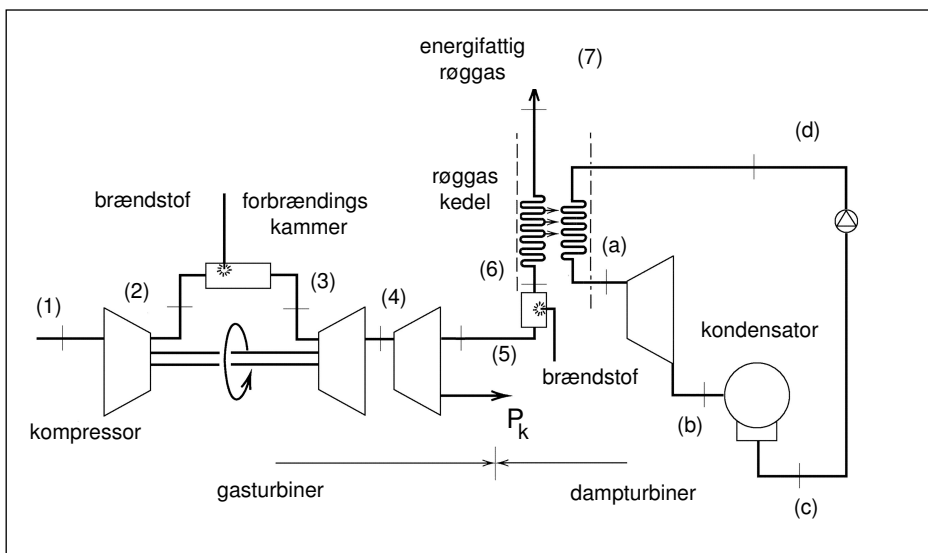


Fig. 7.1
Kombineret kredsløb med supplerende forbrænding

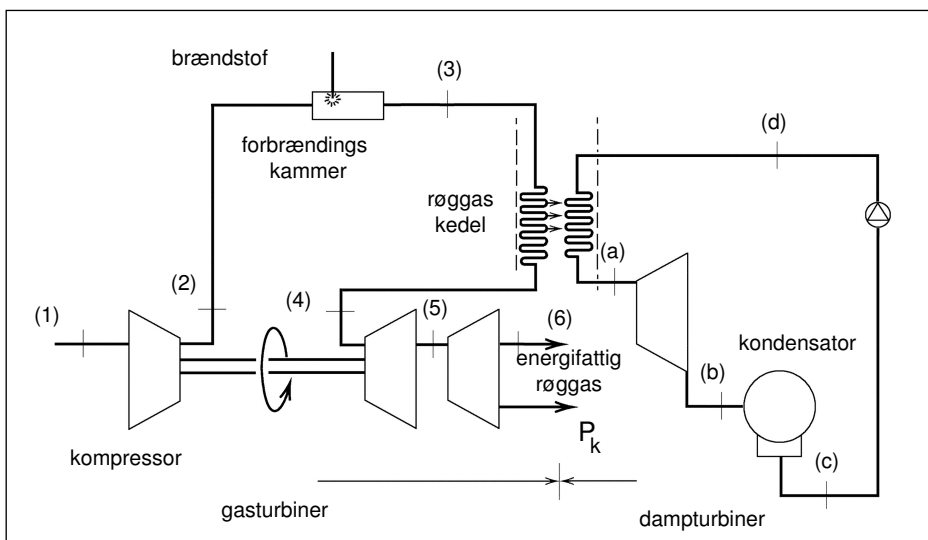


Fig. 7.2
Kombineret kredsløb med røggaskedel mellem kompressor og gasturbine

7 ANLÆGSOPBYGNINGER

7.1 Kraftværk med kombinerede kredspocesser

Der er tre typer belastningskrav som skal tages i betragtning, når et anlæg planlægges. Det er:

1. Grundlast krav
2. Variabellast krav
3. Spidslast krav

Der er ikke nogen skarp grænse mellem definitionerne på belastningstyperne. Grundlast enheder kører i det væsentlige hele året. Disse enheder er normalt de mest effektive og driftsikre. Her spiller det driftsøkonomiske en stor rolle.

Spidslast enheder kører som regel meget få timer på et år. Det driftsøkonomiske spiller af denne grund ingen større rolle. Disse enheder må imidlertid være i stand til at give sikker standby reserve.

Variabellast enheder må løbende være i stand til at efterkomme skiftende lastkrav fra elnettet. Dampmaskiner har her i landet traditionelt været brugt som kraftkilde ved grundlast enheder og variabel-last enheder, og gasmaskiner har været kraftkilden ved spids-last enheder.

Der har i litteraturen været forslået mange forskellige måder at kombinere to eller flere termiske kredspocesser i et kraftværk. Det eneste måde, der er bredt accepteret, er kombinationen af gasmaskiner og dampmaskiner.

Nogle af argumenterne for at overveje et kombineret anlæg er:

1. Høj termisk virkningsgrad
2. Behovet for kølevand reduceres, da kun dampmaskinedelen behøver kølevand.
3. Det er muligt at bygge anlægget i trin. Man kan starte med gasmaskineanlægget og senere bygge et dampmaskine anlæg ind i det eksisterende anlæg.
4. Man er i stand til at køre med gasmaskinerne og samtidig regulere på dampmaskinerne ved at by-passe en del af røggassen udenom røggaskedlen.
5. Den samlede enhed bliver mindre.

Undersøgelser har vist, at et kombineret anlæg vil være optimalt for grundlast enheder og variabel-last enheder med termiske virkningsgrader over 0,5. Det kombinerede anlæg er som regel opbygget af en eller flere gasmaskiner, som sender røggassen igennem en røggaskedel. Nogle af anlæggene får supplerende brændstof tilført til gasmaskinens røggas. Fig. 7.0, 7.1 og 7.2 viser tre mulige konfigurationer af et kombineret anlæg.

I fig. 7.0 bliver der ikke tilført supplerende brændstof mellem kedel og gasmaskiner. I fig. 7.1 bliver der tilført supplerende brændstof mellem kedel og gasmaskiner. Når der bliver tilført supplerende brændstof ligger indløbstemperaturen for kedlen på 425 - 830 °C I fig. 7.2 ligger gasmaskinerne efter kedlen. Dette medfører at kedlen udsættes for et højt tryk på gassiden og det kan give problemer ved lækager.

Arrangementet medfører også en lavere indløbstemperatur på gassen til gasmaskinerne.

nr.	figur	proces	π	kWs/kg	η_t
1	2.2.1	Simpel (ideel)	12	449	0,483
2	2.4.0	Simpel (virkelig)	12	333	0,377
3	2.4.0	Simpel (virkelig)	4	262	0,247
4	8.1.0	Regenerativ	4	262	0,449
5	8.1.1	Dampindsprøjtning	12	375	0,375
6	7.2	Fordampning-regenerativ	12	437	0,513
7	8.3.1	Intercool-reheat-regenerativ	12	443	0,537
8	8.3.2	Simpel kombineret	12	473	0,535
9	7.1	Kombineret-ekstra indfyring	12	563	0,495

Tabel. 7.4

Resultater af forskellige anlægskonfigurationer

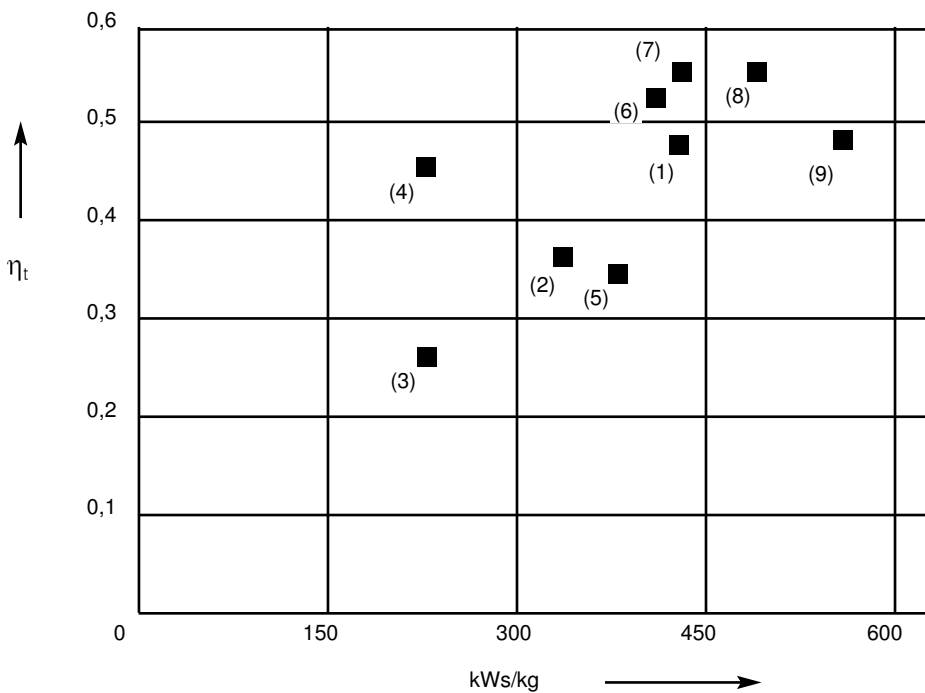


Fig. 7.5

Resultater af forskellige anlægskonfigurationer

Ved indretning af et kombineret anlæg er det vigtigt at udnytte gassen fra gasturbinen optimalt i røggaskedlen.

Et typisk T,h -diagram for en gaskedel er vist i figur 7.3. Gasserne forlader gasturbinen med tilstand 5 som illustreret i figur 7.0, strømmer ind i gaskedlen og forlader kedlen med tilstand 6. Vandet strømmer ind i kedlens economizer som underkølet væske ved d.

Med tilstand x, ved afgang fra economizeren, har vandet nået sin mætningstemperatur. I dette punkt forekommer den mindste temperaturdifferens mellem gasstrømmen og vandstrømmen. Dette punkt kaldes *pinch punktet*. Typiske pinch punkt temperaturer ligger mellem 15 °C og 30 °C. Den transmitterede varmemængde kan øges ved at mindske pinch punkt temperaturdifferencen. Dette kræver en kedel med større hedefladeareal.

Damturbineanlæggets belastningsgrad og pinch punkt temperaturen har stor indflydelse på det samlede anlægs ydeevne.

I figur 7.4 og figur 7.5 kan data fra forskellige konfigurationer sammenlignes. Læg mærke til sammenhængen mellem termisk virkningsgrad og specifikt arbejde i figur 7.5.

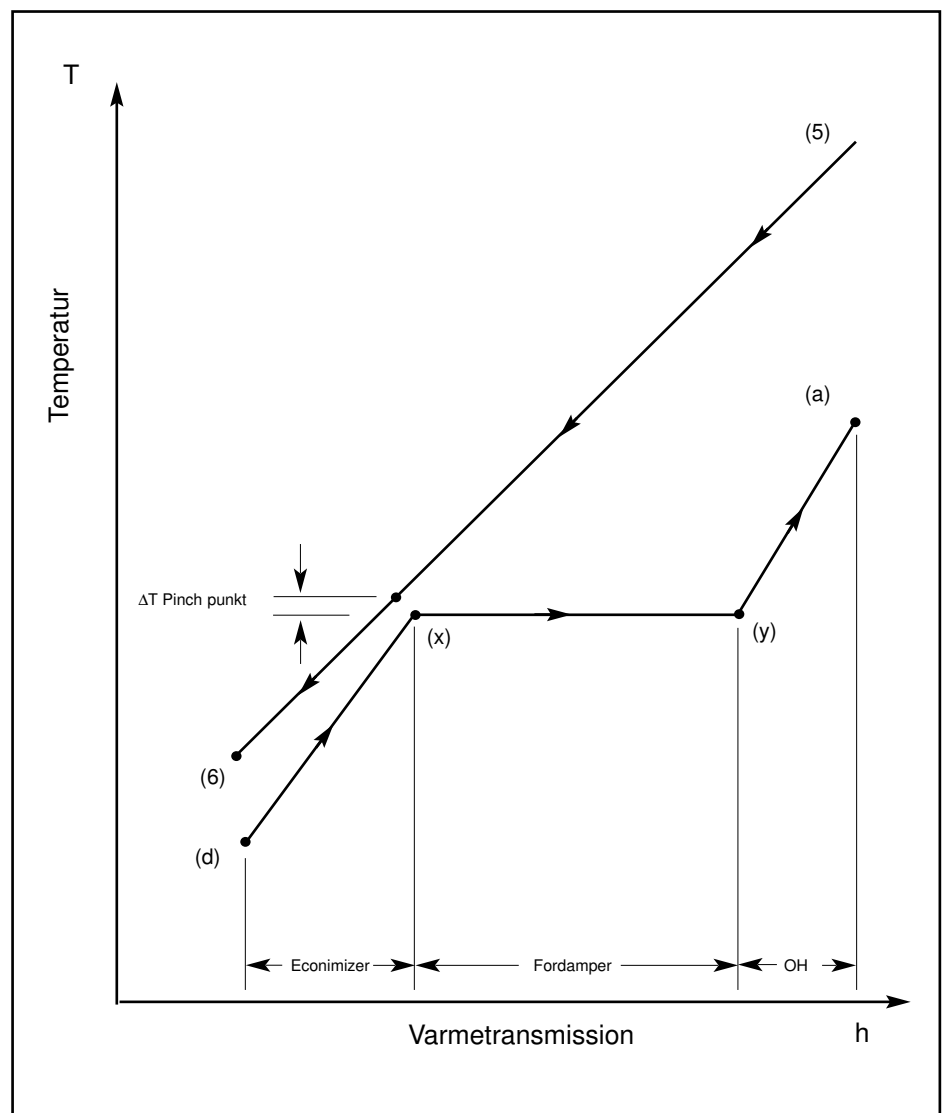


Fig. 7.3

T,h diagram for kombineret kredsløb (henført til anlægget i fig. 7.42)

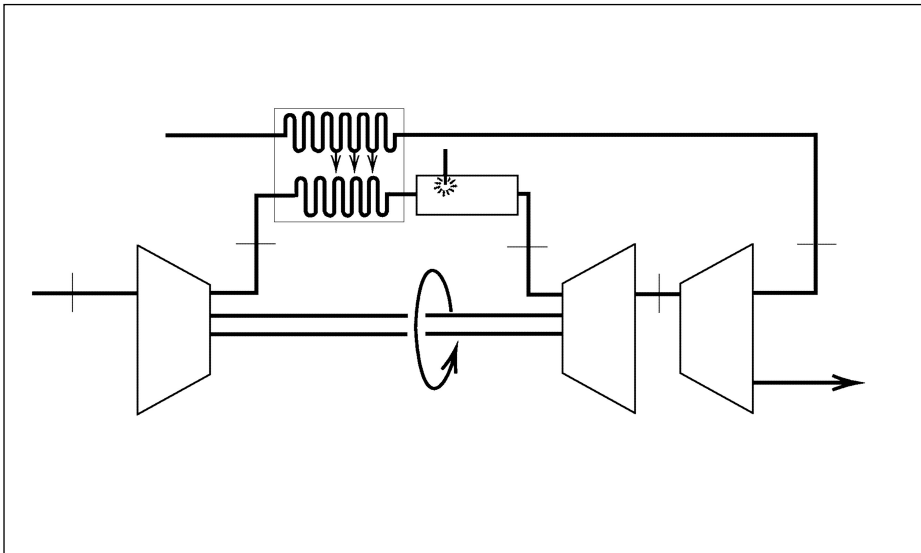


Fig. 8.1.0

Gasturbine med regenerativ/rekuperativ forvarmning af komprimeret luft

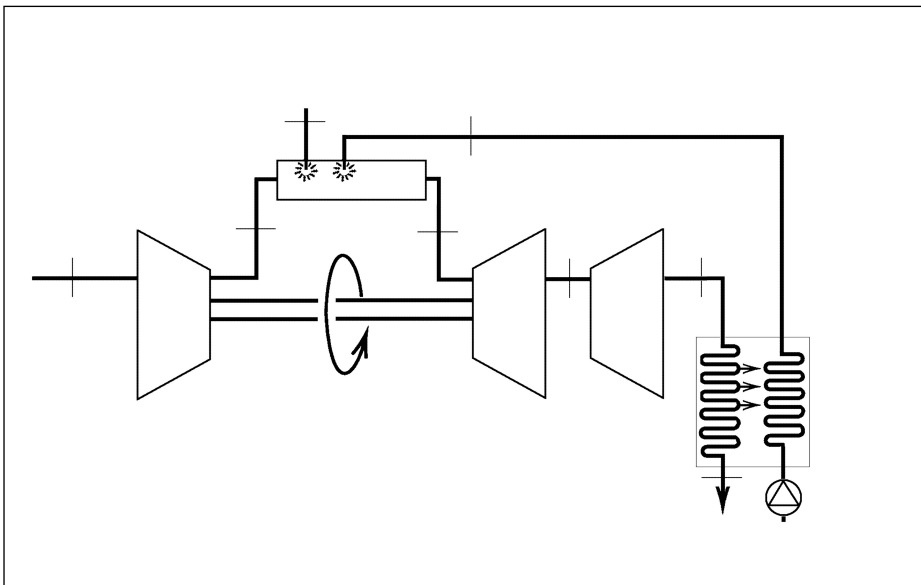


Fig. 8.1.1

Gasturbine med dampindsprøjtning

	CO ₂ [kg/GJ]	SO _x * [g/GJ]
Naturgas	55-60	0
Gasolie	78	0,09
Svær fuelolie	74	0,50

Fig. 8.3.0

typiske emissioner af CO₂ og SO_x

* regnet som SO₂

8 DANSKE ANLÆG

8.1 Kraftvarmeproduktion med gasturbiner

Kraftvarmeproduktion baseret på gasturbiner kan, som vi allerede har set, udføres efter forskellige anlægsprincipper. Ved kraftvarmeproduktion med gasturbiner er der mulighed for at udnytte energien i afkastrøgen til fjernvarme- eller dampproduktion.

Gasturbineanlæg vil som hovedregel være prismæssigt konkurrencedygtige med gasmotorer for anlægsstørrelser større end ca. 4 MWe. Gasturbineanlæg kræver et gastryk på omkring 10 -16 bar bl.a. afhængigt af hvorvidt, der er tale om en "simpel" gasturbine eller en mere kompleks installation.

Som følge af det store luftoverskud ved forbrændingen i gasturbinen kan der være 10-15% ilt tilbage i røggassen fra turbinen, og der kan derfor eventuelt ind sættes en efterbrænder her, inden røggasserne ledes til udstødske del.

På figur 8.1.0 og 8.1.1 er vist principskitser hvor en del af afkastrøgens energi føres tilbage til gasturbinen.

Den varme afkastrøg fra gasturbinen kan også anvendes til produktion af højtryksdamp til drift af en damp turbine/generator. Hermed øges anlæggets samlede elproduktion. Fjernvarmeproduktionen finder så sted i dampkredsløbets kondensator.

8.2 Gasturbinefabrikater

Der er 10 gasturbiner af 5 forskellige fabrikater i drift på danske decentrale kraftvarmeværker (1991). Disse varierer i størrelse fra 0,6 MW til 17 MW elektrisk.

8.3 Miljøforhold

Røggasemission.

Generelt dannes ved forbrænding af fossilt brændsel især kuldioxid (CO_2) og vanddamp (H_2O). Herudover kan dannes/emitteres små mængder svovlilte (SO_x), kvælstofilte (NO_x), kulilte (CO) og evt. uforbrændt kulbrinte-forbindelser (CH).

Dannelsen af CO_2 , H_2O og SO_x knytter sig mere direkte til det anvendte brændsel end til forbrændingsprincippet. Af ovennævnte røggaskomponenter er det i forureningsøjemed især CO_2 og SO_x , der påkalder sig interesse.

I figur 8.3.0 er typiske emissioner af CO_2 og SO_x vist for en række forskellige brændsler. Emissionen er angivet pr. indfyret energienhed brændsel, så sammenligning mellem de enkelte brændsler er mulig.

For mange af de øvrige røggaskomponenter (f.eks. CO , NO_x og CH) gælder at emissionen i høj grad også er afhængig af selve forbrændingsforholdene (temperatur, luftoverskud, opholdstid, opblanding m.v.).

For disse komponenter vil der således kunne være stor forskel på emissionen fra f.eks. kedler, motorer og gasturbiner. Emissionen af komponenterne måles ofte i ppm (parts per million), dvs. en koncentrationsangivelse. For at gøre sammenligning imellem forskellige anvendelser mulig, omregnes ppm oftest til en referencetilstand (f.eks. en fast ilt%), således man ikke kan "snyde" med koncentrationen ved fortynding med f.eks. friskluft. Man kan også angive den fak-

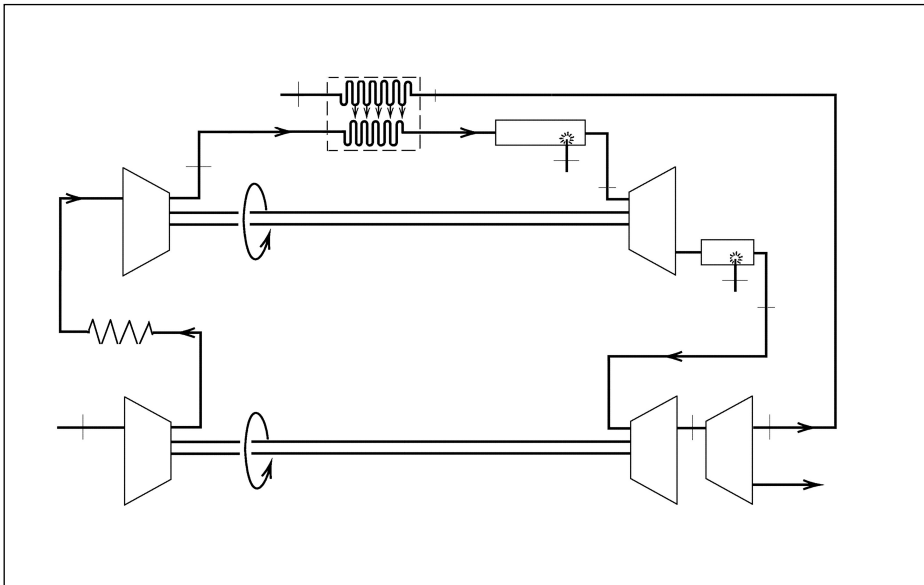


Fig. 8.3.1
Intercooler-reheat-regenera-
tivt gasturbineanlæg

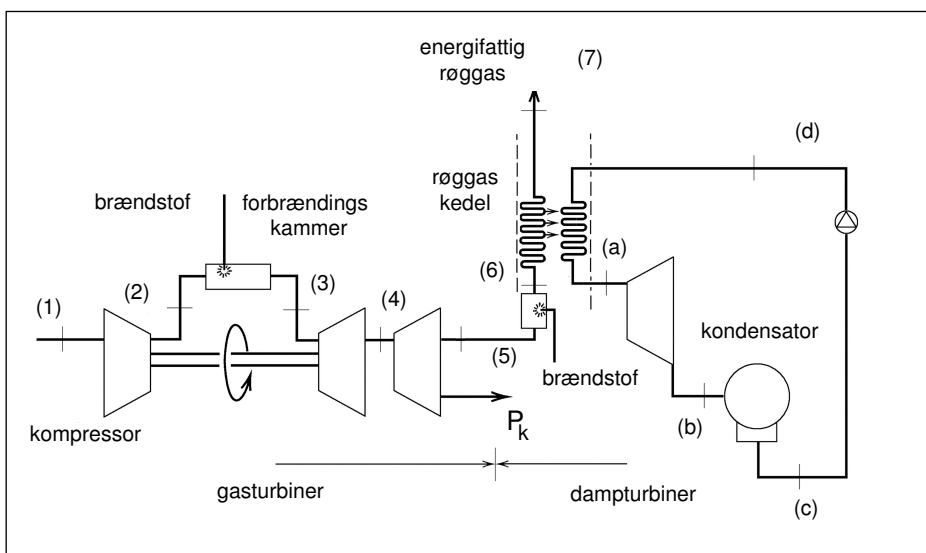


Fig. 8.3.2
Kombineret kredsløb
med supplerende for-
brænding

tiske emission relateret til indfyret energimængde (f.eks. g/GJ), hvorved sammenligning mellem forskellige anlæg også muliggøres.

For komponenterne NO_x, CO og uforbrændt (CH) gælder generelt, at jo lavere forbrændingstemperatur, der arbejdes ved, desto lavere emission af NO_x, men med tendens til stigning i CO og CH emissionen.

I gasturbinens forbrændingskammer optræder som beskrevet tidligere meget høje temperaturer, som siden sænkes ved tilledning af "køleluft". Dette er hvad angår NO_x-emission et uheldigt forhold, idet den høje temperatur i brændkammeret (inden tilledning af køleluft) har stor betydning for NO_x-emissionen. Man har udviklet brændkammerkonstruktioner med lavere max. temperatur (lean-burn teknologi).

En anden metode til sænkning af forbrændingstemperaturen er indsprøjtning af vand eller vanddamp. Herom senere.

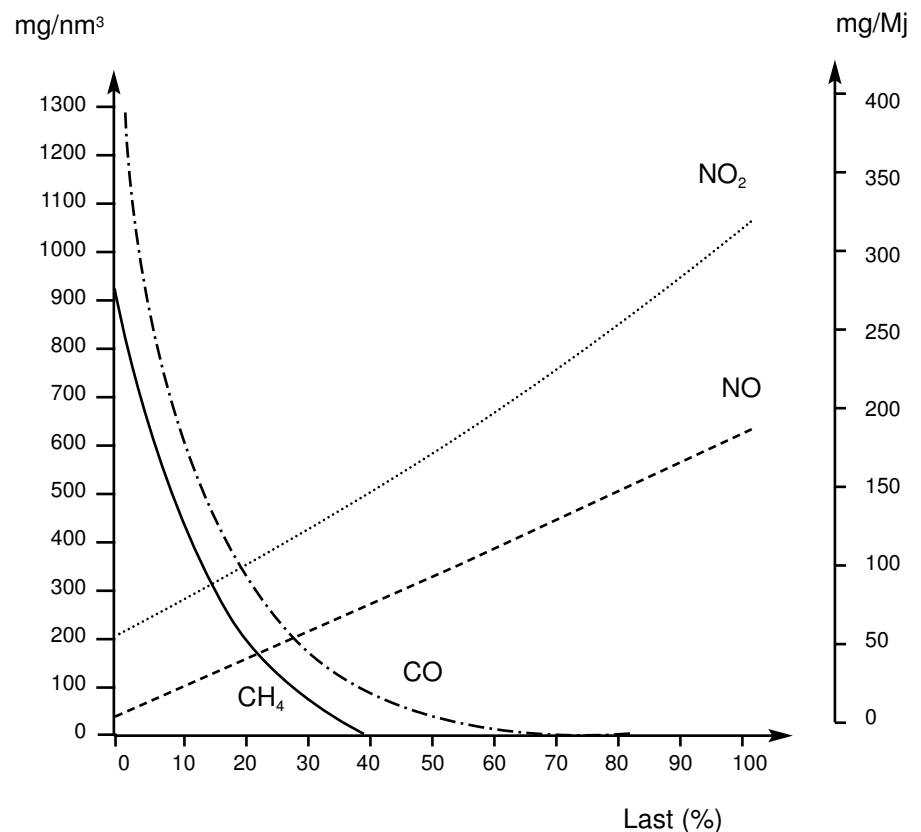
Det ses på figur 8.3.3, at NO_x-emissionen stiger med belastningen. Endvidere ses det, at emissionen af kulmonoxid (CO) og uforbrændt (CH) er meget lav i den øverste halvdel af lastområdet. Ved meget lav last udsendes betragtelige mængder af sidstnævnte komponenter.

Det vil dog høre til undtagelserne, at gasturbineanlægget bringes til at arbejde i dette lastområde, da el-virkningsgraden her er meget lav.

I næste udgave af dette kompendium vil nogle danske anlæg blive beskrevet i detaljer.

Fig. 8.3.3

Emission af NO₂, NO, CO og CH₄ som funktion af belastningen



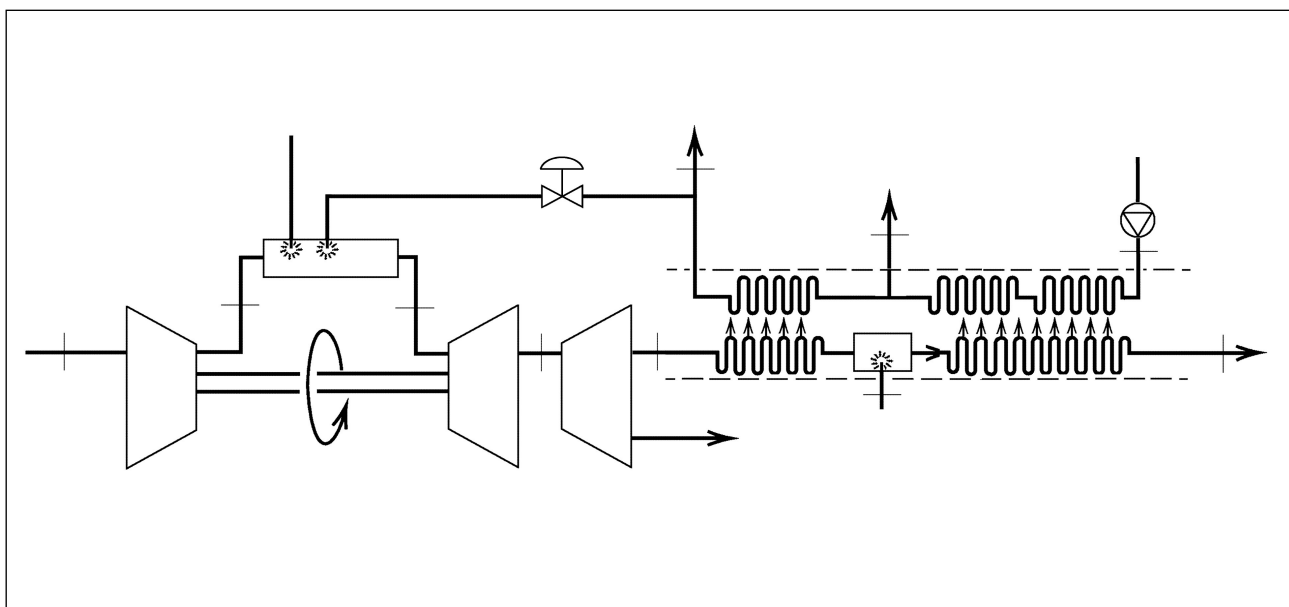


Fig 9.1 Cheng Cycle anlæg

9 INTERESSANTE UDENLANDSKE ANLÆGSTYPER

9.0 Generelt

I dette kapitel omtales eksempler på en række nye anlægstyper og udviklingsprojekter indenfor gasturbineområdet. Udviklingen har i hovedtræk som mål at forøge brændselsudnyttelsen (virkningsgradsforbedringer) samt at mindske miljøbelastningen fra sådanne anlæg.

Der foregår et stort materialeteknologisk udviklingsarbejde for at udvikle materialetyper, der kan klare den hårde termiske belastning af de første skovlrækker i turbinens kraftdel. Det er p.t. temperaturen her, der i hovedsagen sætter begrænsning for turbinens virkningsgrad.

Der udføres også løbende udviklingsarbejde af skovlgeometri m.v. Det er i dag muligt at købe "simple-cycle" industrielle gasturbiner med en virkningsgrad på omkring 0,40 ved fuldlast. Der er her tale om gasturbiner i størrelsen 25 - 50 MWe, for mindre gasturbiner vil virkningsgraden være lidt lavere (typisk 0,30 - 0,36).

9.1 Cheng Cycle princippet

Cheng Cycle princippet er amerikansk udviklet og beskyttet af en lang række patenter på selve konceptet og tilknyttet udstyr.

Princippet udnytter injektion af en stor dampstrøm i gasturbinen, og denne kommer herved til at fungere som kombineret gas- og damp turbine. Den nødvendige dampmængde produceres ved hjælp af den varme afkaststrøm fra gasturbinen.

Princippet med damp- (eller vand-) injektion er ikke nyt, men har hidtil været anvendt med henblik på at opnå reduktion af NO_x-emission. Den indsprøjtede dampmængde ved Cheng Cycle anlæggene ligger dog væsentligt over de mængder, der anvendes, såfremt man udelukkende sigter på emissionsreduktion.

Ved Cheng Cycle princippet opnås både en højere virkningsgrad samt mulighed for højere effektafgivelse for samme turbinestørrelse. Der er af denne vej opnået virkningsgrader noget over 0,40 og op til 50% forøget effektafgivelse.

Der stilles selvfølgelig høje krav til renheden af den indsprøjtede damp. Dette betyder normalt, at man må råde over et godt vandbehandlingsanlæg.

Der er p.t. 8 Cheng Cycle anlæg i drift i USA, og flere er under konstruktion. Det ældste af disse anlæg har været i drift siden 1984.

I figur 9.1 er vist et principdiagram for et Cheng Cycle anlæg med hovedvægt på vand/dampkredsløbet. På visse af anlæggene arbejdes med supplerende vandindsprøjtning, da man af hensyn til nødvendig varmeproduktion (vand eller damp) ikke har den fulde dampmængde til rådighed for injektion. Man kan i sådanne situationer alternativt arbejde med flere indsprøjtningsteder for vand-dampen og tilsætte den, hvor der opnås størst effekt.

Dampindsprøjtningen har som nævnt en NO_x-begrænsende effekt. Det opgives, at der ved høj dampinjektion kan opnås en NO_x-emission på ned til 25% af turbinens niveau uden dampinjektion. Afkaststrømmen fra et Cheng Cycle anlæg vil have et højt vanddampindhold. Anlæggets totalvirkningsgrad vil derfor være ret afhængigt af returtemperaturen fra det tilkoblede vandsystem (kølesystem).

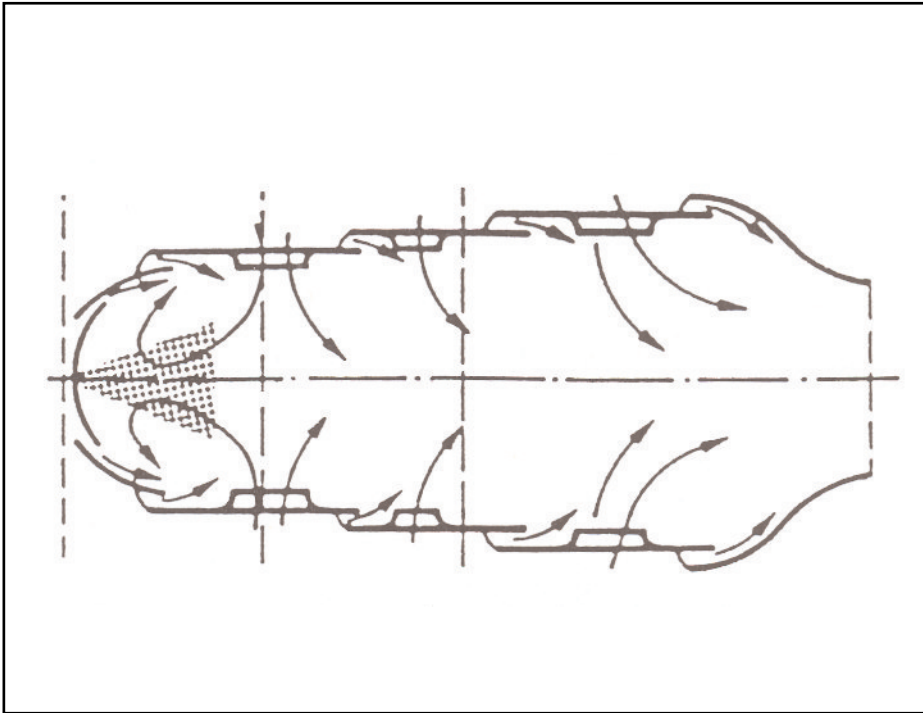


Fig. 9.2

Traditionelt forbrændingskammer

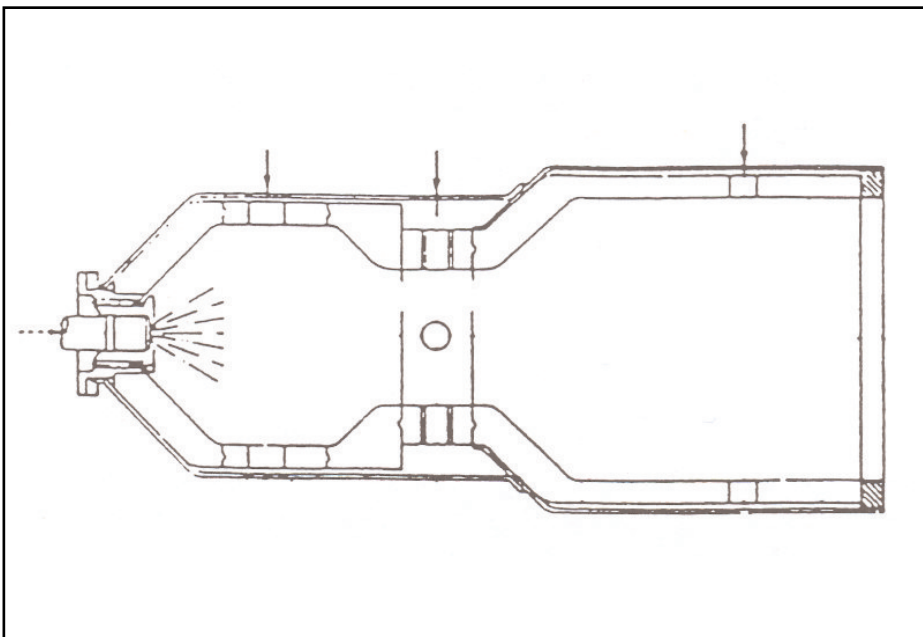


Fig. 9.3

Flertrins forbrændingskammer

Andre emissionsbegrænsende teknologier

9.2 Lean-burn forbrændingskamre

Som nævnt tidligere sætter materialemæssige forhold omkring de ukølede skovlrækker umiddelbart efter forbrændingskammeret/kamrene grænser for hvor høj røggastemperatur, der må optræde.

Denne temperaturbegrænsning opnås ved sekundært at tildele køleluft til røggasserne fra forbrændingskammeret, hvori der hersker højere temperaturer, se figur 9.2. Dette forhold er uheldigt, idet netop maksimaltemperaturen ved forbrændingen har stor indflydelse på NO_x-emissionen.

Såfremt luften tilledes umiddelbart omkring forbrændingszonen opnås samme temperatur ved indløb til skovlene, men en væsentlig lavere forbrændingstemperatur.

Sidstnævnte kan føre til lidt højere emission af uforbrændt kulilte. Man har p.t. udviklet gasturbinebrændkamre med en NO_x-emission på ca. 100 mg/MJ (120 mg/nm³ v. 15% ilt). Ved yderligere at udvikle teknikken samt at forblende gas og forbrændingsluft, regner man dog med at kunne nå noget længere ned. CO-emissioner for disse brændkamre er ved fuldlast omkring 10 mg/m³ v. 15% (9 mg/MJ), stigende ved dellast.

Man arbejder ved denne teknik tæt på grænsen for flammesvigt og flammestabiliteten kan være kritisk ved dellast. Man har af denne årsag bygget brændere, der ved lav last arbejder som mere traditionel diffusionsbrænder og først ved højere last arbejder som premix lean-burn brænder.

Der er udviklet forsøgsbrændkamre med så lav emission af NO_x, som 30 mg/MJ og tilsvarende lave resultater for CO og uforbrændte kulbrinter (Solar Turbines, USA).

9.3 Flertins forbrænding

En anden teknik, der kan anvendes til nedbringelse af NO_x-emissionen er flertinsforbrænding. Ved denne teknik etableres først en forbrænding med luftunderskud. Luftens ilt vil under sådanne omstændigheder primært reagere med brændslets kulstofindhold fremfor luftens kvælstof og hermed reducere NO_x-dannelsen. Forbrændingstemperaturen er også lavere end ved støkiometrisk forbrænding.

Efter første trins forbrænding, køles den ufuldstændigt forbrændte gas/røggasblanding med en høj mængde sekundær luft og en slutforbrænding finder nu sted. Sekundær forbrænding finder sted som lean-burn forbrænding, hvilket også betyder en moderat NO_x-dannelse.

På figur 9.3 er vist en skitse af et sådant brændkammer.

Generelt er denne type brændkammer lidt kompliceret at få til at virke sikkert, dvs. uden utilsigtet højt indhold af uforbrændt brændsel i afkastet. Metoden regnes derfor ikke på så kommercielt stadi som lean-burn brændkammeret.

9.4 Vand- og dampindsprøjtning

Vand- og dampindsprøjtning har, som omtalt, en temperatursænkende virkning, hvilket fører til reduktion i NO_x-emissionen.

Det er dog væsentligt at have for øje, at såfremt vandet/dampen ikke udkondenseres og genbruges, vil der for større turbiner kunne medgå betragtelige mængder konditioneret vand til denne rensningsproces. Dette vandforbrug og de tilhørende konditioneringskemikalier må indgå i en miljømæssig helhedsvur-

dering af anlægget. Vand/dampforbruget kan typisk variere mellem 0-1 kg/kg brændsel. For Cheng Cycle anlæg anvendes op til 6 kg/kg brændsel.

9.5 Katalytisk forbrænding

Med den p.t. begrænsende røggastemperatur, der kræves ved indløb til de første af kraftturbinens skovlrækker og de forbrændingsforhold, der i øvrigt hersker her, har det været nærliggende at prøve at udvikle katalytiske brændere til brug for gasturbinedrift med gasformige brændsler. Der har været udført mange forsøg, men hidtil uden udsigt til snarlig kommerciel introduktion.

Kombinationen af katalytisk og "almindelig" forbrænding er blevet forsøgt og har udvist lovende resultater i laboratoriet.

LITTERATURHENVISNINGER

William W. Bathie *“Fundamentals of gas turbines”*
2. edition. 1996.

Cohen, H., Rogers, G.F.C., Saravanamuttoo, H.I.H. *“Gas turbine theory”*
4. edition. 1996.

Flemming Petersen, Jan de Wit
“Naturgasdrevne gasturbineanlæg i Danmark : beskrivelser og driftserfaringer”
1991.

Søren H. Knudsen, Kim Jepsen
Automationsprojekt på Odense Maskinmesterskole
“Gasturbine i søværnets Standard Flex 300”
2001.

Kraftværkernes kursusudvalg (KRAKU) *“Kraftværksregulering”*
afsnit 2. 2001.

Cheng Cycle
http://www.ltk.mw.tu-muenchen.de/ChengOnline/ChengOnline_d.html

Kraft-Wärme-Kopplung - TechnologiePortrait (Kapitel 2.2)
http://energytech.at/kwk/portrait_kapitel-2_2.html

Siemens - Kombi-kraftværk med brændstofceller og gasturbiner.
<http://www.siemens.dk/energi-miljo/nyheder/kombi-kraftvaerk-2000-05-22.html>

3A Gas Turbines Family
<http://www.pgd.siemens.ca/gas/gas-fam.htm>

Rolls-Royce: Education and training
<http://www.rolls-royce.com/education/gasturbine/>

Operating Data Resources
<http://gatorpwr.che.ufl.edu/cogen/data/default.asp>

Gas Compressors
<http://esolar.cat.com/solar/cda/>

Gas Generator (Core Engine)
<http://www.grc.nasa.gov/WWW/K-12/airplane/Animation/turbtyp/etcs.html>

UNIFIED ENGINEERING
http://web.mit.edu/16.unified/www/FALL/thermodynamics/chapter_6.htm

Burner Basics
<http://roger.ecn.purdue.edu/~propulsi/propulsion/jets/basics/burner.html>

ALSTOM Power
<http://www.power.alstom.com>

Gas Turbine Plant
http://navsci.berkeley.edu/ns10/gas_turbine_plant.htm

STIKORDSREGISTER

2-akslet anlæg 37
2-spool 23
3-spool 23

A

absolutte hastighed 25
absolutte temperatur 25
acceleration 39
accelerationsprogram 39, 41
accelereret 23
adiabatisk 13
afkastrog 47
aksialkompressor 23
anlægsopbygninger 43
anlægsprincipper 47
arbejdsevne 15
arbejdsproces 9

B

Beholder-ring typen 29
belastningsgrad 41, 45
brændkammer 29, 49, 55
brændkamre 19
brændstofforbrug 33
brændstofindsprøjtning 37, 41
brændstofventilens aktuator 39, 41
brændstofventilens stilling 41
byggeformer 21

C

carbonhydrider 31
CH 47
Cheng Cycle princippet 53
CO 31, 47, 55
CO₂ 47
combined-cycle 47

D

decelereret 23
dellast 21
densitet 23
de-rating 19
differentialdel 41
diffuser 25
drift 41
driftøkonomisk 43
dynamiske temperatur 25
dyser 27

E

economizer 45
efterbrænder 51
ekspansion 9, 15

eldreven 37
el-producerende anlæg 41
elproduktion 47
el-virkningsgrad 47, 51
emission 27, 46, 49, 51, 55
emissionskrav 49
en-akslede gasturbine 21
energiomsætningen i gasturbinen 33
entropi 8, 9, 19
entropiforøgelse 19

F

fejlfri følere 37
filmkøling 35
flammerør 29, 31
flertrins forbrænding 55
forbrænding 9, 27, 29
forbrændingshastighed 31
forbrændingskammer 27, 49
forbrændingsluftblæser 51
forbrændingssystem 27
forbrændingszone 55
forstærkning 41
fossilt brændsel 47
friktionstab 9, 19
følersignal 41

G

gastemperatur 17
General Electric 37
generatorset 37
generator turbine 37
grund-last 43
grænseværdi 37, 49

H

h,s-diagram 33
H₂O 47
hastighedsenergi 23
hastighedsvektorer 25
havari 41
hedefladeareal 45
hul aksel 23
hurtigstartere 37
hydraulisk 37
høj arbejdsevne 17
høj termisk virkningsgrad 17, 43
højt forbrændingstryk 39
højtryksdamp 47
højtrykskompressor 23
højtryksturbine 23

I

indløbstemperatur 33, 35, 43

indre isentropiske virkningsgrad 25, 33
indsugningsfilter 21
industriturbiner 29
integraltid 41
isopropylnitrat 37

K

kammertyper 29
katalytisk forbrænding 57
koblingseffekt 33
kollisionsmetoden 35
kombi-anlæg 47
kombinerede kredspocesser 43
kombineret anlæg 43
kompression 9
kompressionsforhold 17
kompressionsniveau 23
kompressor 27
konstant omløbstal 41
konvektionskøling 35
korrektionsfaktor 19
korrosionsproblemer 35
kraftturbiner 37
kraftvarmeproduktion med gasturbiner 47
kraftværk 43
kredspocess 9, 13, 31, 43
kuldioxid 47
kulilte 47
kvælstofilte 47
kølekanaler 31
køleluft 19, 35, 49, 55
kølemiddel 35
køling 29
køling af beskovling 19
køling med vand 35

L

lavtrykskompressor 23
lavtryksturbine 23
lean-burn forbrænding 55
ledeskovle 23
lineær karakteristik 41
LM500 37
luft som kølemiddel 35
luffilm 35
luftoverskud 15, 47, 51
lufftryk 19
løbeskovle 23

M

maks. grænse 41
maksimale gastemperatur 19
maksimumstemperatur 27
maksimumsvælger 39
manøvrehåndtag 39, 41
materialeforbedringer 35
mekanisk virkningsgrad 53
mekaniske tab 19

mellemkølingsrekuperator 47
mellemovehøring 47
miljøforhold 47
miljømæssig 31
minimumsvælger 39, 41
multikammer typen 29
multi-spools 23
mætningstemperatur 45

N

naturgas 27
NOx 27, 31, 47

O

olie 27
omdrejningshastighed 37
opstart af turbinen 37
opstartsforløb 39
opstartssekvens 37
overophedning af skovle 29

P

parametrene P, I og D 41
pinch punkt 45
pneumatisk 37
primær zone 31
procesvariable 41

R

reduktion af NOx-emission 53
reduktionsgear 51
referencesignaler 41
regulator 37
regulatorkonfiguration 41
regulatorparametre 41
reguleringsforhold 21
relative hastighed 25
reversibel proces 13
reversible 13
ringformet brænderør 29
ringkammer typen 29
rotor 23
røggas 47
røggasemission 47
røggaskedlen 43

S

sekundær zone 31
silo typen 29
skovlgeometri 53
skovlhastigheden 25
skovlkøling 29
skovlstørrelse 23
sm.o.tryk 37
sodpartikler 31
SOx 47
specifik ydelse 19

specifikke arbejdsevne 15, 17
specifikt arbejde 45
spids-last 43
stagnation 25
stalling 23
standby reserve 43
startaggregat 37
startmekanisme 37
startmotor 37
statisk tryk 23
statiske temperatur 25
stator 23
strålingstab 19
støkiometrisk forbrænding 31
supplerende brændstof 43
svovlilte 47
synkrone omløbstal 21
synkront 21
sætpunkt 37

T

T,h -diagram 45
T,s-diagram 9
temperaturdifference 45
teoretiske proces 19
termisk virkningsgrad 11, 45
termiske spændinger 31
termiske virkningsgrad 13, 16, 17, 43
tertiær zonen 31
tilladelige temperaturer 29
to-akslede gasturbine 21
tomgang 37, 39

transpirationsmetoden 35
trin 23
trin metoden 31
trykforhold 13, 15, 17
trykgradient 23
tryktab 19
tungere fuel olie 29
turbinekøling 33
turbineskovle 17

U

udstødskedel 47
udstødstemperatur 39
uforbrændte kulbrinter 55
ulemper ved at bruge skovlkøling 35

V

vand- og dampindsprøjtning 57
vanddamp 47
variabel-last 43
varmedannelse 27
varmefylde 13
varmetransmission 35
varmeveksler 31
virkelig proces 13
virkelige entalpifald 33
virkelige gasturbine 19
virkelige proces 19

Y

ydeevne 45

Udregninger vedrørende gasturbinens specifikke arbejdssevne (se side 15)

Det arbejde, turbinen udfører pr. kg, røggas er:

$$W_T = c_p * (T_3 - T_5) \quad (I)$$

Det arbejde der, pr. kg forbrændingsluft, ydes af kompressoren er:

$$W_V = c_p * (T_2 - T_1) \quad (II)$$

Fra gennemgangen af gasturbinens termiske virkningsgrad vides at

$$\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_5}$$

Heraf kan udledes

$$T_2 = \pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} * T_1 \quad (III)$$

og

$$\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \frac{T_2}{T_1} \quad (IV)$$

og

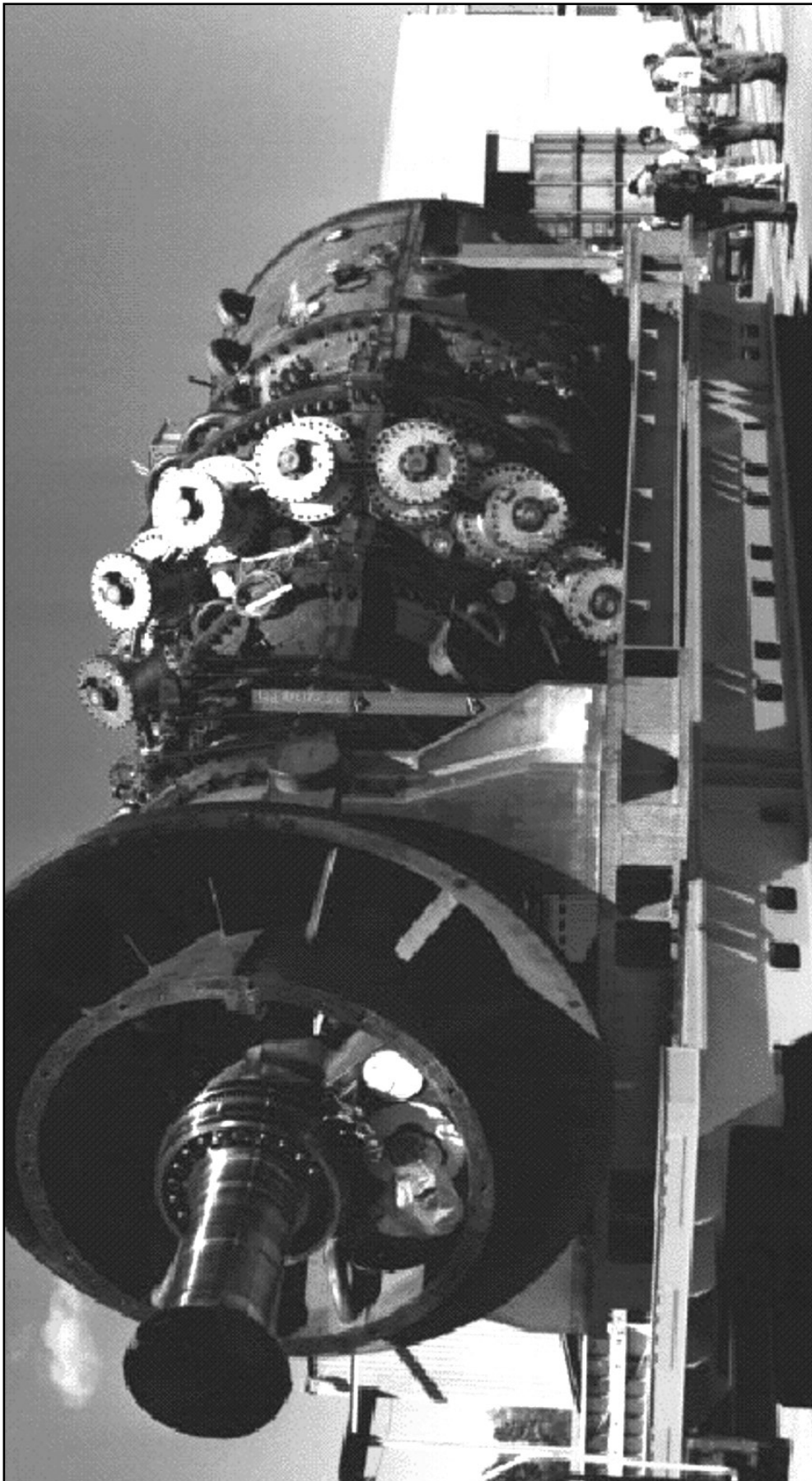
$$T_5 = \frac{T_1}{T_2} * T_3 \quad (V)$$

Indsættes (V) og (IV) i (I) fås

$$\begin{aligned} W_T &= c_p * (T_3 - T_5) = c_p * \left(T_3 - \frac{T_1}{T_2} * T_3 \right) = \\ c_p * T_3 * \left(1 - \frac{T_1}{T_2} \right) &= c_p * T_3 * \left(1 - \frac{1}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \right) \end{aligned}$$

Indsættes (III) i (II) fås

$$\begin{aligned} W_V &= c_p * (T_2 - T_1) = c_p * \left(\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} * T_1 - T_1 \right) = \\ c_p * T_1 * \left(\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \end{aligned}$$



Det arbejde, der kan nyttiggøres er

$$W_N = W_T - W_V = c_p \cdot T_3 \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}\right) - c_p \cdot T_1 \cdot \left(\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1\right)$$

Der divideres nu igennem med $c_p \cdot T_1$

$$\frac{W_N}{c_p \cdot T_1} = \frac{T_3}{T_1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}\right) - \left(\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1\right)$$

Som i sin simple form fra side 15 bliver til

$$\frac{W_N}{c_p \cdot T_1} = \frac{T_3}{T_1} \cdot (1 - 1/A) - (A - 1)$$

