

(19) DANMARK



PATENTDIREKTORATET
TAASTRUP

(12) FREMLÆGGELSESSKRIFT

(11) 160331 B

(21) Patentansøgning nr.: 5891/84

(51) Int.Cl.⁵ F 24 F 5/00
F 25 B 9/00

(22) Indleveringsdag: 10 dec 1984

(41) Alm. tilgængelig: 13 jun 1985

(44) Frømlagt: 25 feb 1991

(86) International ansøgning nr.: -

(30) Prioritet: 12 dec 1983 US 560612

(71) Ansøger: *UNITED TECHNOLOGIES CORPORATION; 1 Financial Plaza; Hartford; Connecticut 06101, US

(72) Opfinder: George C. *Rannenber; US

(74) Fuldmægtig: Patentbureauet Magnus Jensens Eftf.

(54) Luftkonditioneringsystem

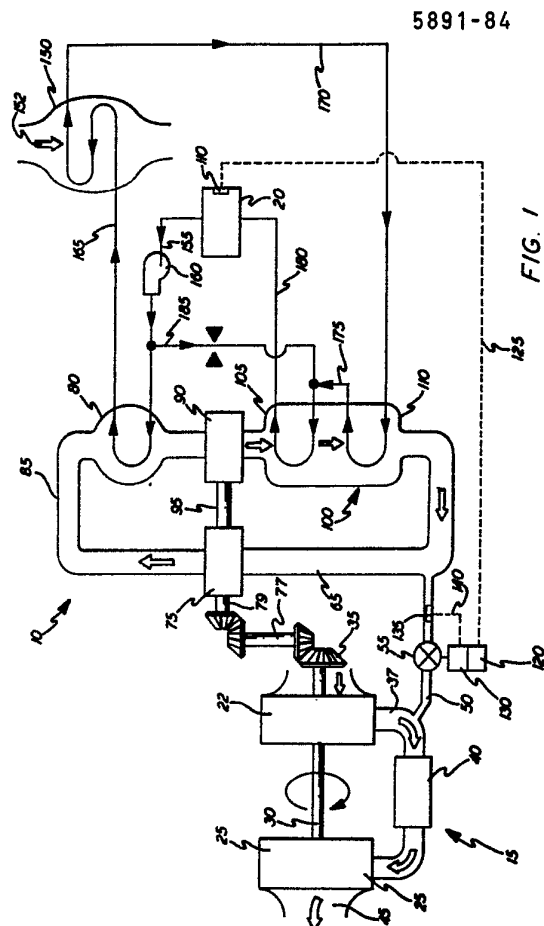
(56) Fremdragne publikationer

US pat. nr. 2966047, 3355903, 4127011

(57) Sammendrag:

5891-84

Et luftkredsløbsluftkonditioneringsystem (10) tilvejebringes med regenerative varmevekslere (80,110) ovenfor og nedenfor en ekspansionsturbine (90). Et lukketsøjfævskecirkulationssystem serieforbinder de to regenerative varmevekslere med henblik på regenerering uden den omfangsrighed, der er forbundet med luft-til-luft varmeveksling. Væskecirkulationssystemet kan også tilvejebringe varmetransport til en fjernplaceret optagevarmeveksler (150) og fra en fjern belastning (20) såvel som varmeveksling inden i optagevarmeveksleren og belastningen med henblik på forbedret kompaktthed og effektivitet.



Denne opfindelse angår luftkredsløbsluftkonditionerings-systemer i almindelighed og specielt et kompakt, højeffekt lukketsløjfeluftkredsløbsluftkonditioneringsystem, der er an-bragt fjernt fra systemets varmebelastning.

5 Luftkredsløbsluftkonditioneringsystemer er velkendte og ganske populære til afkøling og overtrykssætning af rum, såsom passagerkabiner i kommercielle og militære flyvemaskiner. Fornylig er sådanne luftkonditioneringsystemer blevet studeret med henblik på potentielt brug i mandskabs- og udstyrsrum i
10 sådanne landkøretøjer som kampvogne og andre militærkøretøjer, som drives af en gasturbine eller andre typer maskineri. En årsag til populariteten af sådanne systemer er den væsentlige mængde køling, der er til rådighed fra luftkredsløbssystemer af relativt beskeden størrelse. En anden grund til populari-
15 teten af sådanne systemer er tilpasningsevnen herfor til gas-turbinemotordrevne køretøjer, hvor kompressorudladningssektionen af gasturbinemotoren repræsenterer en bekvem kilde for kølings-luft under tryk til luftkonditioneringsystemet.

 Typisk anvender den nuværende tekniks luftkredsløbs-
20 luftkonditioneringsystem en kompressor, der modtager luft under tryk fra en kilde herfor, og som yderligere komprimerer luften og udlader luften til en varmeveksler, hvor luften af-giver en del af kompressionsvarmen. Fra denne varmeveksler bliver den komprimerede luft ledet til en ekspansionsturbine,
25 hvori arbejde, der udføres af luften ved bevægelse af turbine-rotoren, forårsager en hurtig ekspansion og afkøling af luften, og hvor den afkølede luft så bliver udladet til en belastning, såsom en flyvemaskinekabine. Turbinen er forbundet til kompres-soren i en bootstrapkobling, hvorved rotation af turbinerotoren,
30 forårsaget af den ekspanderende luft, tilvejebringer inputeffekt til kompressoren.

 For det meste har sådanne luftkredsløbsluftkonditione-ringssystemer været åbensløjffesystemer. D.vs., efter at have afkølet belastningen bliver kølingsluften udstødt udenbords,
35 og kun en lille del deraf bliver i nogle tilfælde recirkuleret til turbineudstødningen med henblik på at smelte is deri på den måde, der er fremsat i US patent nr. 4.374.469 til Rannen-berg.

Mens åbensløjfeluftkredsløbsluftkonditioneringssystemer har vist sig effektive ved visse anvendelser, gør sådanne systemers krav til vedvarende genforsyning af kølemiddel fra omgivelserne sådanne systemer generelt uanvendelige i et foruren
5 et miljø. Lukketsløjfeluftkredsløbssystemer er på den anden side i stand til at tilvejebringe køling ved hjælp af en forseglet, recirkulerende mængde kølingsluft, har potentielt til at være mere effektive end åbensløjfesystemer og er bedre egnet til brug i et foruren et miljø, såsom i tilfælde af kemisk
10 krig. Sådanne lukketsløjfesystemer kræver i almindelighed den ovenfor anførte afgivelse af varme til omgivelserne ved hjælp af en optagevarmeveksler ved udladningen for systemets kompressor og kan, når de er tilpasset til funktion i et foruren et miljø, kræve placering af optagevarmeveksleren på et sted, som
15 er fjernet fra systemets turbokompressoraggregat. En sådan fjernplacering af optagevarmeveksleren ville kræve lange strækninger luft-rør mellem kompressoren og optagevarmeveksleren, hvorved det samlede rumfang, som systemet optager, ville forøges væsentligt, ligesom det ville forårsage store trykfaldsstrømnings-
20 tab i forbindelse med luftstrømningen igennem sådanne rørstrækninger. Ydermere kan sådanne systemer drage fordel af udnyttelsen af regenerativ luft-til-luft varmeveksling mellem udladningskølemiddel til belastningen og kølemiddel ved turbineindgangen, som, hvor systemet er tilvejebragt til køling af en fjernbelig-
25 gende belastning, yderligere bidrager til lange strækninger af luftrør og derfor bidrager yderligere til systemopsvulmning og ineffektivitet. Afhængigt af anvendelsen kan en sådan volumenforøgelse og ineffektivitet være uacceptabel.

Det er derfor et hovedformål med den foreliggende opfindelse at tilvejebringe et luftkredsløbsluftkonditioneringssystem, som er kendetegnet ved forøget kompakthed og effektivitet.

Det er et andet formål med den foreliggende opfindelse at tilvejebringe et sådant luftkonditioneringssystem, der er kendetegnet ved mindst mulig luftrørsføring og mindst muligt
35 luft-til-luft varmeveksling.

Opfindelsen angår nærmere bestemt et luftkonditioneringsystem, som omfatter en luftsløjfe med en kompressor til komprimering af luft, som ledes dertil, og hvor nævnte kompressor udlader til en ekspansionsturbin, som ekspanderer og afkøler nævnte komprimerede luft med henblik på afkøling af en belastning, f.eks. en kabine i en flyvemaskine, og hvor nævnte system yderligere indbefatter en højtryks regenerativ varmeveksler, ved hjælp af hvilken nævnte afkølede luft forkøler den komprimerede luft før ekspansionen indeni nævnte turbine, samt en varmeveksler, som afgiver varme hidrørende fra komprimeringen af trykluft i kompressoren ved stråling til omgivelserne. Det nævnte luftkonditioneringsystem er ejendommeligt derved, at luftsløjfen er en lukket luftrecirkulationssløjfe, hvor turbineafgangen står i fluidum-forbindelse med kompressor-tilgangen, at en lavtryks varmeveksler er anbragt i nævnte luftrecirkulationssløjfe efter turbinen, og at den regenerative højtryks- og lavtryks-varmeveksler udgøres af luft-til-væske-varmevekslere, som har væskekanaler, der indgår i et væskerecirkulationssystem med lukket sløjfe, idet væske, som cirkulerer i det nævnte væskerecirkulationssystem med lukket sløjfe, afkøler luftkonditionerings-systemets strømmende luft ved at absorbere varme fra denne i nævnte regenerative højtryksvarmeveksler og ved at aflevere denne varme til den nævnte kolde luft i lavtryks varmeveksleren.

I overensstemmelse med et aspekt af den foreliggende opfindelse opnås forøget kompakthed og effektivitet i et luftkredsløbsluftkonditioneringsystem ved at udnytte regenerativ varmeveksling mellem kølemiddelluft både før og efter ekspansionsturbinen og et flydende varmetransportfluidum, som cirkulerer til og fra en fjern varmebelastning i et lukketsløjfevæskerecirkulationssystem, hvorved kølemiddelluften med henblik på forøget effektivitet ikke behøver at fungere som et varmetransportfluidum.

Varmetransport bliver udført ved hjælp af den cirkulerende væske, idet rørene fører væskestrømmen herfor og fastlægger lukketsløjfeluftkredsløbssystemet samt har mindre strømningsareal end luftrør med henblik på forøget system-

5 kompakthed og effektivitet.

I overensstemmelse med andre aspekter af den foreliggende opfindelse kan systemets optagevarmeveksler, som afkøler kompressorudladningsluft ved hjælp af afgivelse af varme

10 derfra til omgivelserne, være fjernt placeret i forhold til luftkredsløbsdelen af luftkonditioneringssystemet og anbragt i varmeoverføringsforbindelse med lukketsløjfevæskedirkulationssystemet, hvorved væsken udover at tilvejebringe regenerativ forkøling af turbineindgangs-

15 luften også udgør et middel, ved hjælp af hvilket kompressorudladningsluft sammen med belastningen bliver afkølet på grund af varmetransporten bort derfra ved hjælp af en væske i modsætning til med et luftformigt medium, hvilket yderligere forøger kompakheden og den termodynamiske

20 effektivitet.

I US patentskrift nr. 3.355.903 anvises et kølesystem, ikke et luftkonditioneringssystem. En regenerativ varmeveksler sørger for afkøling af tilgangsluften til turbinen ved

25 hjælp af afgangsluften fra belastningen. Ulempen herved er netop dette behov for en luft-til-luft-varmeveksling, hvis man forestiller sig det i dette patentskrift anviste system ændret til anvendelse i et luftkonditioneringssystem. Der er i dette skrift ikke antydning af anvisninger for fagfolk på i et luftkredsløbsluftkonditioneringssystem med lukket

30 luftsløjfe at udforme højtryks varmeveksleren før turbinen som en luft-til-væske-varmeveksler og lavtryksvarmeveksleren efter turbinen som en luft-til-væske-varmeveksler, hvor væskestrømmen til de to varmevekslersystemer føres i

35 et væske-lukket-sløjfe-recirkulationssystem. Derimod anvises der i patentskriftet et recirkulationssystem for et gasformigt kølemiddel, såsom helium.

I US patentskrift nr. 4.127.011 anvises et luftkredsløbs-luftkonditioneringssystem af åben-sløjfe-typen. Kun en ganske lille mængde luft recirkuleres til forhindring af isdannelse i turbinens afgang. Der tilvejebringes ikke
5 noget væskerecirkulationssystem med lukket sløjfe og med væskeforbindelse til en højtryks- eller lavtryksvarmeveksler før, henholdsvis efter, turbinen.

I US patentskrift nr. 2.966.047 beskrives et luftkonditioneringssystem til et luftfartøj. Systemet omfatter et
10 kølemiddelsystem i lukket sløjfe og to vandcirkulationssystemer med lukket sløjfe, hvor kølemidlet varmeveksles med vandet i vandsystemerne ved hjælp af evaporatorer. Dette system kan i sin helhed dog ikke på nogen måde
15 sammenlignes med luftkonditioneringssystemet ifølge opfindelsen, som omfatter en ekspansionsturbin til ekspansion og afkøling af komprimeret luft med henblik på afkøling af en belastning, jvf. krav 1's indledning. I det i ovennævnte patentskrift beskrevne system anvendes
20 turbinedrevne kompressorer eller pumper i kølemiddel-systemet og i vandsystemerne. Trykluftten til drift af turbinerne tages fra luftfartøjets maskiner, og efter ekspansionen inde i turbinerne ledes den overbord - i modsætning til luftkonditioneringssystemet ifølge
25 opfindelsen, hvor den ledes til belastningen som konditioneret luft.

Opfindelsen skal i det følgende nærmere beskrives ved hjælp af tegningen, hvor

30 fig. 1 skematisk viser en foretrukket udførelsesform for luftkonditioneringssystemet ifølge opfindelsen,

fig. 2 skematisk en første alternativ udførelsesform, og

35 fig. 3 skematisk en anden alternativ udførelsesform for luftkonditioneringssystemet ifølge opfindelsen.

Under henvisning til fig. 1 bliver luftkredsløbsluftkonditioneringssystemet i den foreliggende opfindelse, som angivet generelt ved 10, både ladet og drevet af en gasturbine-motor 15, og tilvejebringer køling af en belastning 20. Typisk indbefatter gasturbinemotoren 15 en kompressor 22, der drives af en turbine 25, og hvor rotorerne på turbinen og kompressoren er forbundet ved hjælp af aksel 30, som har det koniske tandhjulsgear 35 påmonteret. Som det er velkendt i teknikken, bliver luft trukket ind i kompressoren, komprimeret til et forøget tryk, udladet fra kompressoren i udladningssektionen 37 og blandet med brændstof i brænderen 40, hvor luftbrændstofblandingen bliver brændt. Forbrændingsprodukterne, der udstødes fra brænderen 40, bliver ført til turbinen 25, hvorved turbinen drives, så der både tilvejebringes effekt til kompressoren og tilvejebringes nytte tryk gennem udstødningsdyse 45.

Luft fra kompressorudladningssektionen 37 i gasturbine-maskinen 15 lader luftkonditioneringssystemet 10 gennem rør 50, hvori der findes en reguleringsventil 55. Denne systemforsyningsluft har typisk et tryk inden for området 30 til 120 p.s.i. Fra kanal 50 fødes ladeluften til en lukketsløjfedel af systemet 10 gennem kanal 65. Kølemiddelluften bliver af rør 65 fødet til kompressor 75, som drives af motor 15 fra gear 35, og de gearede aksler 77 og 79. Kompressor 75 komprimerer kølemiddelluften med henblik på levering gennem rør 85 til (højtryks) regenerative varmeveksler 80 ved turbineindgangen. Luften bliver leveret fra den regenerative varmeveksler 80 direkte til ekspansionsturbine 90, hvis rotor er forbundet med rotoren på kompressor 75 ved hjælp af aksel 95. I traversen på turbine 90 tilfører den komprimerede luft et positivt moment til turbinerotoren (og derfor til aksel 95), hvorved der udføres arbejde derpå og forårsages en ekspansion af luften, hvorved luften bliver afkølet, så der opnås et kølelufttemperaturfald på ca. 100°F, når trykket derfor bliver sænket ved et trykforhold på ca. 3 til 1. Den afkølede og ekspanderede luft bliver udstødt fra turbinen direkte til en turbineudstødnings(lavtryks) varmeveksler 100, som indbefatter en belastningssektion 105 og en regenerativ sektion 110. Fra lavtryksvarmeveksler 100 bliver den ekspanderede kølemiddelluft returneret til kompressor 75 gennem kanal 65 med henblik på genkomprimering deri.

Reguleringsventil 55 arbejder som reaktion på temperaturføler 110, der er anbragt inden i belastning 20. Denne føler tilvejebringer signaler, der angiver temperaturen i belastning 20 til regulator/aktuator 120 gennem ledning 125. Regulator/aktuator 130 modtager et signal, der angiver trykket i rør 50, fra trykføler 135 gennem ledning 140. I begge tilfælde justerer regulator/aktuator 120/130 kontinuert reguleringsventil 55 for at opretholde ønskede temperaturer og tryk som reaktion på signalerne, der modtages fra følere, henholdsvis 110 og 140 og inputsignaler til regulator/aktuator, som angiver ønskede temperaturer og tryk.

Inputeffekten, som leveres til systemet af maskine 15, samt kølingsoutputtet fra systemet bliver styret af ventil 55. Ved stationære forhold, dvs. når kølingen, som tilvejebringes af system 10, er lig med den, der kræves af belastningen, bliver ventil 55 holdt i en i det væsentlige lukket tilstand ved hjælp af regulator/aktuator 120 og 130, idet denne ventil kun åbner for at kompensere for enhver lækage af kølemiddelluft fra systemet, og de forskellige tryk og strømningshastigheder inden i systemet forbliver konstante, ligesom dets kølings-output gør. Når kølingsbehovet for belastning 20 vokser, bliver det kontrollerede kølemiddellufttryk hævet, idet regulator/aktuator 120 og 130 åbner reguleringsventil 55 som reaktion på udgangssignalet fra føler 110, hvorved kølemiddeltrykket i system 10 stiger for at forøge dets kapacitet og derfor dets output. I tilfælde af, at der kræves mindre køling fra belastningen, vil regulator/aktuator 120 lukke ned for reguleringsventil 55, hvorved normal luftlækage fra systemet i tidens løb vil reducere kølemiddeltrykket i systemet, hvorved kølemiddelluftstrømmen reduceres og således også kølingsoutputtet fra systemet såvel som akseleffekten, der optages af kompressoren 75 og den kinetiske energi, der optages fra gasturbinemaskinens kompressorudladningsluft. Dette reducerer naturligvis den effekt, der forbruges af maskine 15 til at drive systemet. System 10 er forsynet med et lukketsløjfevæskecirculationssystem, der serielt forbinder højtryksregenerativ varmeveksler 80 med den fjernplacerede optagevarmeveksler 150, lavtryksvarmeveksler 100 og

belastning 20. Som vist i fig. 1 indbefatter lukketsløjfevæskesystemet rør 155, der forbinder belastning 20 med indgangen til højtryks regenerativ varmeveksler 80 og en pumpe 160, der er anbragt et hvilket som helst sted i sløjfen for at pumpe flydende kølevæske, såsom etylen-glykol eller et andet passende varmetransportfluidum gennem sløjfesystemet. Rør 165 forbinder afgangssiden af den regenerative varmeveksler 80 med tilgangen for optagevarmeveksler 150, som udlader gennem rør 170 til indgangen for den regenerative sektion 110 for lavtryksvarmeveksler 100. Den regenerative sektion 110 udlader gennem rør 175 til indgangen for belastningssektion 105 i lavtryksvarmeveksleren, og belastningssektionen udlader til belastning 20 gennem rør 180. Fra belastning 20 bliver det flydende kølemiddel trukket ind i pumpen 160 med henblik på gentagen cirkulation rundt i den således fastlagte sløjfe.

Når under drift det flydende kølemedium cirkulerer i pilenes retning, optager kølemediet varme inden i højtryks regenerative varmeveksler 80, strømmer gennem rør 165 og afgiver så i det mindste en del af den således optagne varme til kølemediet (i de fleste tilfælde omgivelsesluft), der strømmer gennem optagevarmeveksleren 150 i pilene 150's retning. Kølemiddelvæsken strømmer så gennem rør 170 til den regenerative sektion 110 i lavtryksvarmeveksler 100, hvor kølemedievæsken bliver afkølet af kold luft, som udlades fra ekspansionsturbinen 90. Kølemedievæsken bliver yderligere afkølet inden i belastningssektionen 105 i lavtryksvarmeveksleren 100, hvorfra kølemediet bliver ført gennem belastning 20, hvorfra det optager varme, idet det derved tilvejebringer den krævede køling deraf. Kølemedievæsken bliver så recirkuleret gennem denne sløjfe af pumpen 160. Den lukkede væskekredsløbssløjfe er også forsynet med et forgreningsrør 185, som forbinder indgangen for belastningssektionen 105 til kølemedievæske, som udlades fra belastningen. Det ses således, at strømmen af kølemedievæske fra pumpen 160 bliver delt, en portion af den bliver ledet gennem højtryks regenerativ varmeveksler 80 og lukketsløjfecirkulationssystemet, der er beskrevet ovenfor, og resten af kølemedievæsken bliver kanaliseret gennem forgreningsrør 185, (hvor

der befinder sig åbning 190) til indgangen for belastningssektion 105. Denne del af strømmen ledes gennem belastningssektionen og bliver så udladet derfra gennem rør 180 til belastningen 20 og returneret til pumpe 160 gennem rør 155.

- 5 Som det vil erkendes af fagfolk, tillader forgreningsrør 185 en del af væskestrømmen gennem lukketsløjfesystemet at cirkulere mellem belastningen og belastningssektionen i lavtryksvarmeveksleren uden cirkulation gennem højtryks regenerative varmeveksler og den dermed følgende varmeoptagelse. Dette re-
- 10 serverer i virkeligheden en del af kølekapaciteten for forgreningsrørstrømmen udelukkende til belastningskøling uden nogen som helst opvarmning af forgreningsstrømmen ved hjælp af den varme kompressorudladningsluft i højtryks regenerative varmeveksler 80. Det vil erkendes, at kølemediestrøm gennem for-
- 15 grening 185 bliver fastlagt ved hjælp af størrelsen af åbning 190. Åbningen er dimensioneret i overensstemmelse med sådanne faktorer som karakteristikkene for luftstrømmen gennem luftkredsløbsdelen af luftkonditioneringssystemet 10, kølemediestrøm gennem belastningen og kølemediestrøm gennem den højtryks
- 20 regenerative varmeveksler. Det er blevet fastlagt, at der for maksimal køling gælder:

$$\frac{W_{\text{luft}} C_{p, \text{luft}}}{W_{\text{regen. kølevæske}} C_{p, \text{regen. kølevæske}}} \approx 1,0$$

25 hvori:

W_{luft} og $C_{p, \text{luft}}$ er henholdsvis massestrømningshastighed og specifik varme for luftstrømmen gennem luftkredsløbsdelen af luftkonditioneringssystemet, og

- 30 $W_{\text{regen. kølevæske}}$ og $C_{p, \text{regen. kølevæske}}$ er henholdsvis massestrømningshastighed og specifik varme for det flydende kølemedium, der cirkulerer gennem højtryks regenerative varmeveksler 80 og lavtryks regenerative varmeveksler 110.

Det er også blevet fastlagt, at der ved minimum input-

35 effekt for at drive system 10 er iagttaget det følgende forhold:

$$\frac{W_{\text{belastn. kølevæske}} C_{p, \text{belastn. kølevæske}}}{W_{\text{regen. kølevæske}} C_{p, \text{regen. kølevæske}}} \approx 2,5$$

hvor:

$W_{\text{belastn.kølevæske}}$ og $C_{p,\text{belastn.kølevæske}}$ er henholdsvis massestrømningshastighed og specifik varme for det flydende kølemedium, som cirkulerer gennem belastningen, og

5 $W_{\text{regen.kølevæske}}$ og $C_{p,\text{regen.kølevæske}}$ er henholdsvis massestrømningshastighed og specifik varme for det flydende kølemedium, som cirkulerer gennem højtryks regenerative varmeveksler.

10 Ud fra disse to udtryk kan strømning gennem forgreningsrør 185 for maksimal køling og minimal systeminputeffekt beregnes, og således kan størrelsen af åbning 190 nemt fastlægges.

Idet der henvises til fig. 2, vises der en første alternativ udførelse af luftkonditioneringssystemet i den foreliggende opfindelse. I fig. 1 og 2 svarer ens referencetal til ens 15 komponenter. Som fagfolk vil erkende, er den eneste forskel mellem udførelserne i fig. 1 og 2, at i udførelsen i fig. 1 anvendes et enkelt væskecirkulationssystem, mens der i den første alternative udførelse anvendes to separate og uafhængige væskecirkulationssystemer.

20 I den alternative udførelse udlader pumpe 160, ligesom i systemet i fig. 1, til højtryks regenerative varmeveksler 80, som så udlader gennem rør 165 til optagevarmeveksler 150. Fra optagevarmeveksleren bliver kølemediet udladet til den regenerative 25 sektion 110 i lavtryksvarmeveksler 100 gennem rør 170. Snarere end at udlade til belastningen udlader den regenerative sektion 110 imidlertid gennem rør 200 tilbage til pumpe 160, hvorved kølemediet i denne ydre sløjfe transporterer varme, som er optaget i højtryks regenerative varmeveksler, til op- 30 tage- og lavtryks regenerative varmevekslere, hvor denne varme bliver afgivet henholdsvis til omgivelserne og til afkølet turbineudladningsluft, uden nogen som helst belastningskøling. Belastningskøling tilvejebringes alene af det andet (indre) lukket sløjfevæske-system, hvori det flydende kølemiddel efter 35 at have kølet belastning 20 bliver returneret af en anden pumpe 210 tilbage til belastningssektion 105 gennem rør 220 uden optagelse af varme fra kompressorudladningsluft i den regenerative varmeveksler. Størrelsen af strømmene gennem den første og den

anden lukkede sløjfe kan bestemmes ud fra de ovenfor nævnte relationer, der involverer strømmene og specifik varme for luft og kølemiddelvæske, der strømmer gennem systemet.

Det vil ses, at systemerne, der er vist i fig. 1 og 2 udviser forøget kompakthed på grund af fjernelsen af al luft-til-luft varmeveksling deri, idet al varmeveksling i systemerne bliver udført af mere kompakte luft-til-væske varmevekslere. Yderligere gælder, at hvor belastningen og optagevarmeveksleren er placeret fjernt fra turbokompressor- (luftkredsløbs) delen af systemet, reducerer brug af en væske, i modsætning til luft som varmetransport-fluidum mellem turbokompressoren og belastningen og optagevarmevekslerne, ikke alene strømningsstrykfaldstab, hvilket forøger effektiviteten, men forøger kompakheden ved at erstatte lange luft-rørsstrækninger med væskerør, som har væsentligt mindre strømningsareal.

Under henvisning til fig. 3 afbildes der en anden alternativ udførelse af luftkonditioneringssystemet i den foreliggende opfindelse. I fig. 3, hvor absolut minimering af systemstørrelse ikke kræves, og derfor luft-til-luft varmeveksling (kompressorudladningsluft bliver afkølet af omgivelsesluft) i optagevarmeveksler 225 er tilladelig, serieforbinder lukket-sløjfecirkulationssystemet belastningen med højtryks regenerative varmeveksler og de serieforbundne belastnings-og regenerative sektioner i lavtryksvarmeveksleren. Med undtagelse af luft-til-luft varmeveksling i optagevarmeveksleren er virkemåden af udførelsen, der er vist i fig. 3, den samme som udførelserne, der er vist i fig. 1 og 2. Kølemedium cirkulerer gennem den lukkede sløjfe, optager varme fra kompressorudladningsluft i højtryks regenerative varmeveksler, afgiver varmen i belastningen og regenerative sektioner i lavtryksvarmeveksleren, hvorefter kølemediet bliver cirkuleret gennem belastningen med henblik på fjernelse af varme derfra. Udførelsen i fig. 3 er kendetegnet ved fordelene af høj effektivitet og kompakthed, som er forbundet med et væske-varmetransportsystem i stedet for den tidligere tekniks luftsystemer til fjernelse af varme fra belastningen og tilvejebringelse af regenerativ varmeveksling.

Mens der er vist disse særlige udførelser af den foreliggende opfindelse, vil det forstås, at adskillige modifikationer af den foreliggende opfindelse ud fra fremlæggelsen heri vil frembyde sig over for fagfolk. F.eks. vil det forstås, at
5 mens de viste systemer bliver drevet og ladet med luft fra en gasturbinemaskine, kan alternativ drivning (elektriske motorer) og lademetoder anvendes uden at afvige fra denne opfindelse, og det er hensigten med de følgende krav at dække sådanne modifikationer, der falder inden for ånden og hensigten med denne
10 opfindelse.

15

20

25

30

35

P A T E N T K R A V

1. Luftkonditioneringssystem omfattende en luftsløjfe med en kompressor (75) til komprimering af luft, som leveres dertil, og hvor nævnte kompressor udlader til en ekspansions-
5 turbine (90), som ekspanderer og afkøler nævnte komprimerede luft med henblik på afkøling af en belastning (20), f.eks. kabinen i en flyvemaskine, og hvor nævnte system yderligere indbefatter en højtryks regenerativ varmeveksler (80), ved hjælp af hvilken nævnte afkølede luft forkøler nævnte komprimerede luft før ekspansionen deraf inden i nævnte turbine (90), samt en varmeveksler (150,225), som afgiver varme hidrørende fra komprimeringen af trykluft i kompressoren (75) ved stråling til omgivelserne, k e n d e t e g n e t ved, at luftsløjfen er en lukket luftrecirkulationssløjfe, hvor turbineafgangen står i fluidumforbindelse med kompressortilgangen, at en lavtryks varmeveksler (100) er anbragt i nævnte luftrecirkulationssløjfe efter turbinen (90), og at den regenerative
10 højtryks varmeveksler (80) og lavtryks varmeveksleren (100) udgøres af luft-til-væske-varmevekslere med væskekanaler, som er placeret i et væskerecirkulationssystem med lukket sløjfe, idet væske, som cirkulerer i nævnte væskerecirkulationssystem med lukket sløjfe afkøler luftkonditioneringssystemets strømmende luft ved absorption af varme fra denne i nævnte regenerative højtryks varmeveksler (80) og ved aflevering af nævnte varme til nævnte afkølede luft i nævnte lavtryks varmeveksler (100).

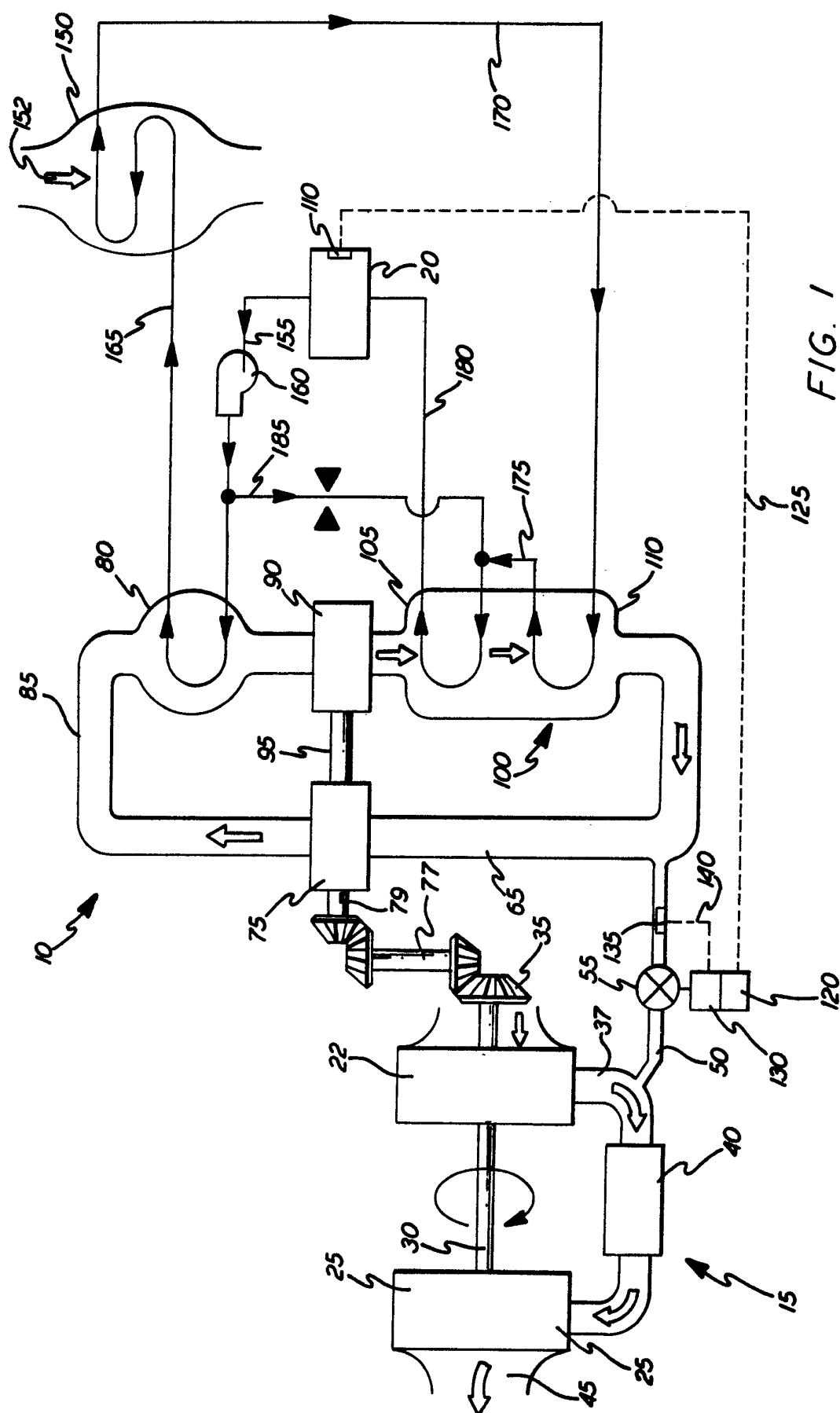
2. Luftkonditioneringssystem ifølge krav 1, k e n d e t e g n e t ved, at varmeveksleren (150), som afgiver varme ved stråling, er en omgivningsluft-til-væske-varmeveksler med en væskekanal koblet ind mellem den regenerative højtryks varmevekslers (80) væskekanalafgang og lavtryks varmevekslerens (100) væskekanaltilgang.

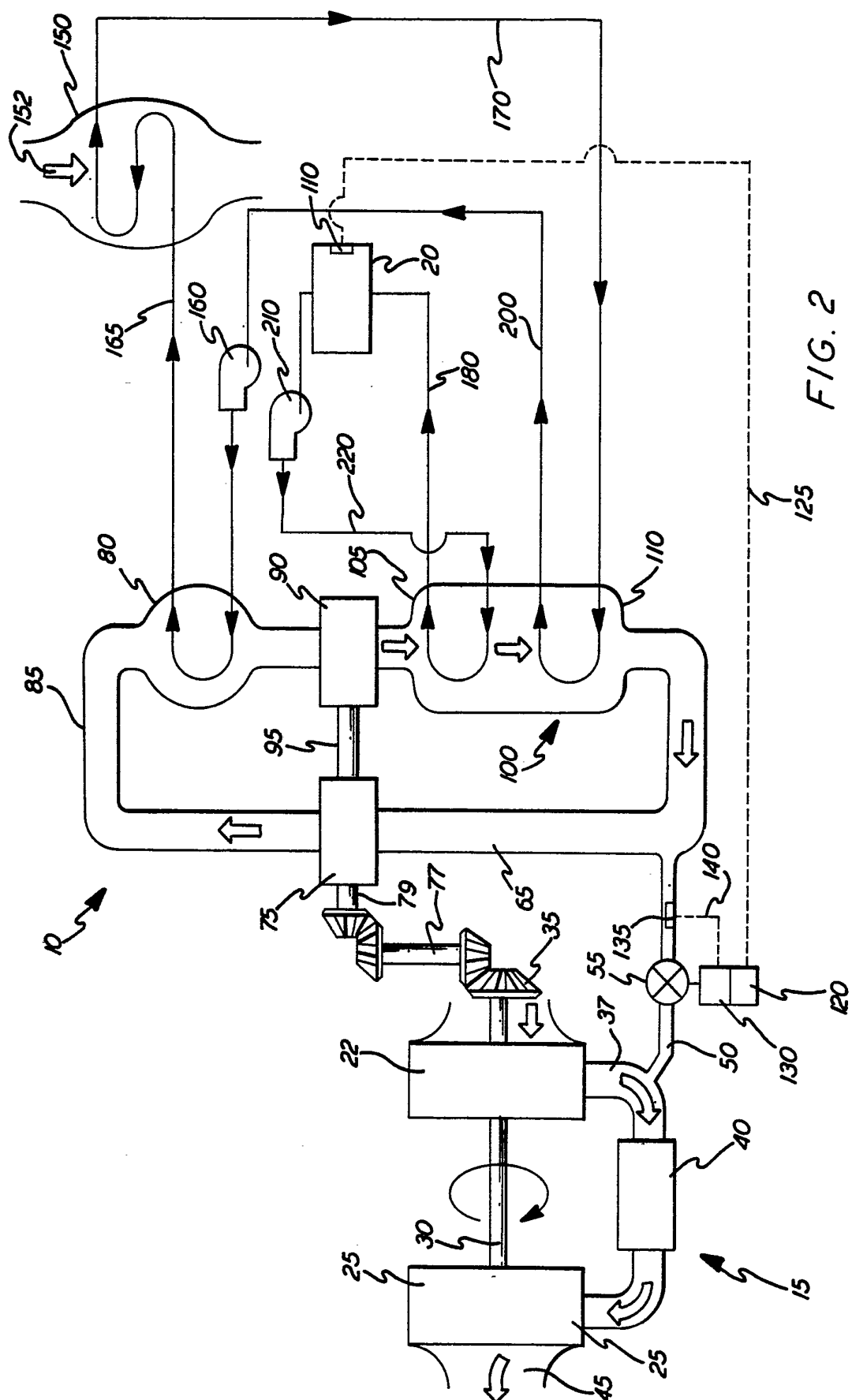
3. Luftkonditioneringssystem ifølge krav 2, k e n d e-
t e g n e t ved, at belastningen (20) er anbragt i væske-
recirkulationssystemet, idet belastningens afløb står i
fluidumforbindelse med tilgangen til den regenerative
5 højtryks varmevekslers (80) væskekanal, at lavtryks varme-
veksleren (100) har en belastningsdel (105) med henblik på
afkøling af mediet, som skal til belastningen, og en
regenerativ del (110), idet afgang fra væskekanalen i den
regenerative del (110) af lavtryks varmeveksleren (100)
10 står i fluidumforbindelse med tilgangen til væskekanalen i
belastningsdelen (105) af lavtryks varmeveksleren (100), og
afgangen fra væskekanalen i belastningsdelen (105) af
lavtryks varmeveksleren (100) står i forbindelse med
belastningens tilgang, og at et forgreningsrør (185)
15 forløber fra belastningens afgang til tilgangen af belast-
ningsdelen (105) i lavtryks varmeveksleren (100).

4. Luftkonditioneringssystem ifølge krav 3, k e n d e-
t e g n e t ved, at en åbning (190) er anbragt i nævnte
20 forgreningsrør (185).

5. Luftkonditioneringssystem ifølge krav 2, k e n d e-
t e g n e t ved, at lukket-sløjfe-væskerecirkulations-
systemet omfatter en første del med lukket sløjfe, hvori
25 indgår væskekanalerne for den regenerative højtryks varme-
veksler (80), for varmeveksleren (150), som afgiver varme
ved stråling, og for en regenerativ del (110) af lavtryks
varmeveksleren (100), samt en anden del med lukket sløjfe,
hvori indgår belastningen (20) og væskekanalen for en
30 belastningsdel (105) af nævnte lavtryks varmeveksler.

6. Luftkonditioneringssystem ifølge krav 1, k e n d e-
t e g n e t ved, at varmeveksleren (225), som afgiver
varme ved stråling, er en luft-til-luft-varmeveksler, som
35 er placeret i luftsløjfen mellem kompressoren (75) og tur-
binen (90).





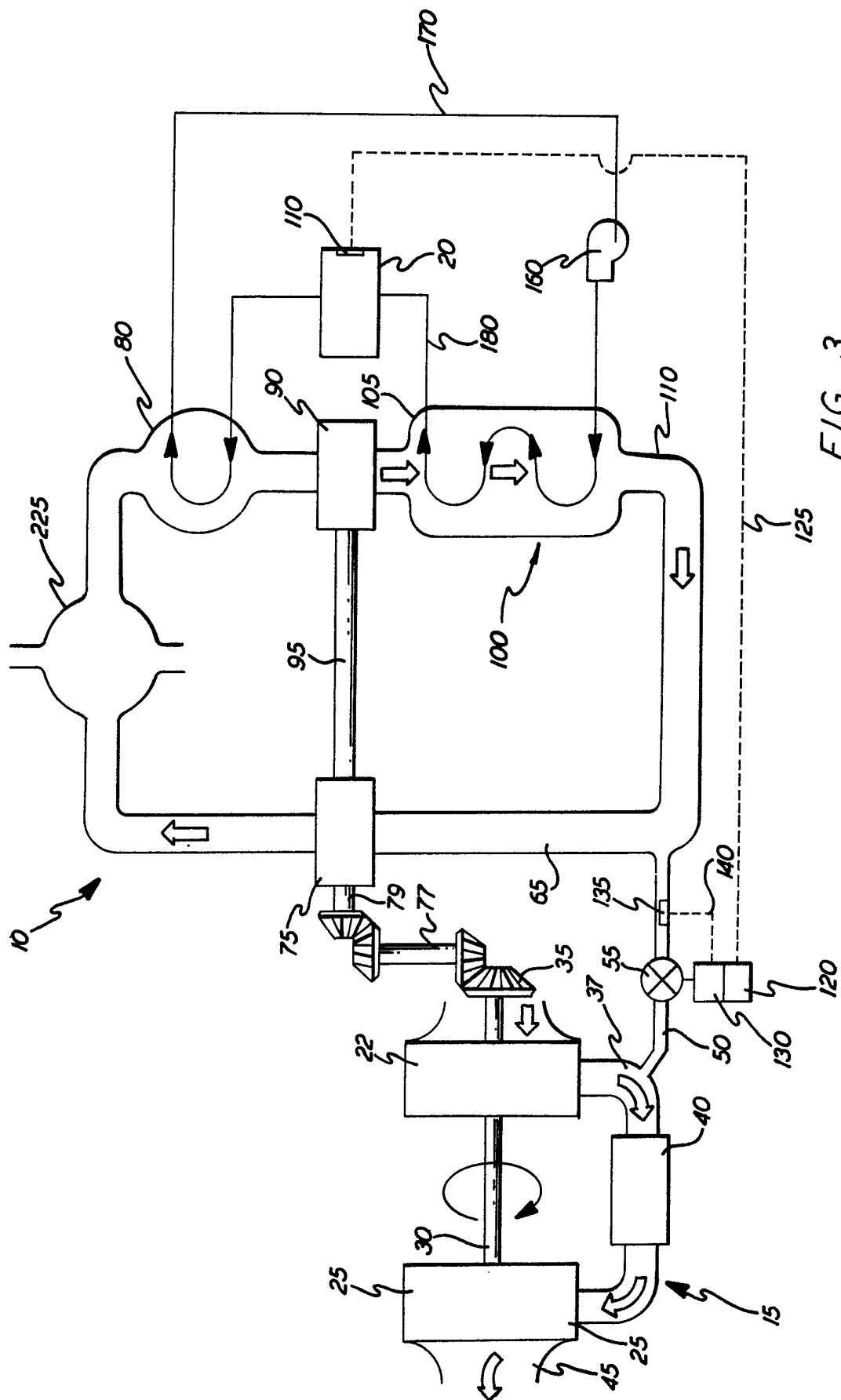


FIG. 3