



Det här verket har digitaliserats vid Göteborgs universitetsbibliotek och är fritt att använda. Alla tryckta texter är OCR-tolkade till maskinläsbar text. Det betyder att du kan söka och kopiera texten från dokumentet. Vissa äldre dokument med dåligt tryck kan vara svåra att OCR-tolka korrekt vilket medför att den OCR-tolkade texten kan innehålla fel och därför bör man visuellt jämföra med verkets bilder för att avgöra vad som är riktigt.

This work has been digitized at Gothenburg University Library and is free to use. All printed texts have been OCR-processed and converted to machine readable text. This means that you can search and copy text from the document. Some early printed books are hard to OCR-process correctly and the text may contain errors, so one should always visually compare it with the images to determine what is correct.



Rapport

R50:1983

# Flerstegsabsorptions- värmepumpar

Förstudie

Ernst Morawetz

INSTITUTET FÖR BYGGDOKUMENTATION	
Accnr	Plac Ser

U  
And

Byggforskningsrådet

R50:1983

FLERSTEGSABSORPTIONSVÄRMEPUMPAR

Förstudie

Ernst Morawetz

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 801500-0  
från Statens råd för byggnadsforskning till BEMO Projekt-  
service, Staffanstorp.

I Bygghforskningsrådets rapportserie redovisar forskaren sitt  
anslagsprojekt. Publiceringen innebär inte att rådet tagit  
ställning till åsikter, slutsatser och resultat.

R50:1983

ISBN 91-540-3934-7

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

LiberTryck Stockholm 1983

## INNEHÅLL

	Sida
Sammanfattning	5
1. Inledning	8
2. Enstegsabsorptionsvärmepumpen	10
2.1 Drivenergin	10
2.2 Arbetsmediepar	11
2.3 Absorptionsvärmepumpens enda rörliga del	13
2.4 Absorptionsvärmepumpens kompressor	13
2.5 Temperaturnivåer och värmegivare	14
2.6 Externa och interna värmeväxlare	15
2.6.1 Värmeväxling mellan olika medier	15
2.6.2 Värmeväxling mellan processmedier	16
2.7 Sorptionsprocessen i $\ln p$ - $1/T$ -diagrammet	16
2.8 Enstegsprocessens Carnot-värmefaktor	18
2.9 Resorptionsvärmepumpen	19
3. Varför flerstegsabsorptionsvärmepumpar?	20
4. Äldre systematiseringar	22
4.1 Systematik baserd på trycksteg	22
4.2 Systematik baserad på temperatursteg	23
4.3 Systematik baserad på funktionssteg	24
5. Nyare systematisering enligt processteg	26
5.1 Flerstegskopplingar med ett arbetsmediapar	26
5.1.1 Flerstegsabsorption-desorption	27
5.1.2 Flerstegsorption-desorption	28
5.1.3 Flerstegsdesorption-absorption	29
5.1.4 Flerstegsdesorption-resorption	30
5.1.5 Värmefaktorn för ideala flerstegskopplingar	31
5.1.6 Värmefaktorn för reala flerstegskopplingar	31
5.2 Flerstegskopplingar med flera arbetsmediepar	32
6. Borsigs klassificering	35
7. Kontinuerliga sorptionsflerstegs-värmepumpar: teknologi	38
7.1 Enkelstegs-desorption med flerstegs-absorption	39
7.1.1 Exempel 1: kylanläggningar	40
7.1.2 Exempel 2: Saar-absorptionsvärmepumpen	41
7.2 Tvåstegsdesorption	44
7.3 Anläggning för dubbla kyleffekten	45
7.4 Tranes tvåstegs-sorptionstyp	46
7.5 Nya utvecklingar	47

7.5.1	Dao-Sorptionsvärmepumpen	47
7.5.2	Thermosorb-processen	48
7.5.3	Utföranden med två mediepar	49
7.5.4	Periodisk flerstegssorptionsvärmepump	50
8.	Ekonomi	52
9.	Litteraturförteckning	55

#### Figurbilaga

Bilaga 1:	Beräkning av enstegs- och flerstegsprocesser
Bilaga 2:	Samband mellan dimensionering och investering för Borsigs flerstegsutföranden

## SAMMANFATTNING

Absorptionsvärmepumpar tilldrar sig intresse därför att de kan drivas med ånga eller brännbara material. Man behöver alltså inte el som drivenergi. Syftet med denna förstudien har varit att belysa teknik och ekonomi för flerstegsabsorptionsvärmepumpar. Dyliga värmepumpar är intressanta därför att man i vissa kopplingar kan uppnå större värmefaktorer än för ett enstegsutförande för vilket den maximala teoretiska värmefaktorn är 2. Med andra typer av flerstegskopplingar kan man visserligen inte uppnå ens denna värmefaktor, men i gengäld kan värme- och energikällor utnyttjas som eljest inte skulle kunna användas vid enstegsdrift.

Idag finns endast en enda flerstegsabsorptionsvärmepump i drift, men denna är också än så länge den största absorptionsvärmepumpen för värmeproduktion som byggts (Borsigs Saar-värmepump på 3,5 MW värme).

Underlag för denna förstudien har därför i stor utsträckning måst hämtas från facklitteraturen och tillverkarinformationer som avser absorptionsvärmepumpar för köldalstring. Från teknisk synvinkel är detta emellertid helt acceptabelt eftersom termodynamiken för sorptionsprocesser är densamma för både köld- och värmealstringsfunktionen. Skillnader framkommer emellertid då någondera funktion skall process- och apparattekniskt optimeras.

För att förstå hur en flerstegs-sorptionsprocess fungerar är det nödvändigt att först sätta sig in i den enkla enstegs-absorptionsvärmepumpens funktion samt enstegsprocessens förlopp och begränsningar. Därför ges inledningsvis en enkel beskrivning av enstegsutförandet. Sedan behandlas enstegsprocessens begränsningar och därmed också spörsmålet varför flerstegsprocesser överhuvudtaget är av intresse.

Det är ganska komplicerat att beräkna ens den enklaste flerstegsprocessen, nämligen tvåstegsprocessen. Det blir emellertid betydligt lättare om man först lärt sig förstå och använda beräkningsgången för enstegs-processen. Därför visas i en bilaga först beräkningsgången för enstegs-processen och därefter en kompletterande beräkningsgång för en godtyckligt vald tvåstegsprocess.

Det finns många kombinationsmöjligheter av apparater, funktioner och delprocesser som kan ge upphov till en mångfald av flerstegs-absorptionsvärmepumpar

med olika egenskaper. Det har därför ansetts riktigt att ägna förhållandevis stort utrymme åt klassificering och systematik av flerstegsprocesser.

Det är sannolikt att den specifika investeringskostnaden (kr/kW uteffekt) för många flerstegsutföranden är större än för enstegsutförandet. I sådana fall uppstår frågan om den marginella merkostnaden i jämförelse med enstegsanläggningens investeringskostnad kompenseras av energikostnadsbesparingen på grund av en eventuell högre värmefaktor. För de mest intressanta utföranden - de med Carnot-värmefaktorer större än 2- finns emellertid (för närvarande) ingen möjlighet att tillfredsställande besvara detta spörsmål. Så länge det inte finns publicerat underlag för utförda anläggningar tillgängliga är det praktiskt taget omöjligt att göra tillförlitliga ekonomiska bedömningar. Under den tid utvecklingen av dylika absorptionsvärmepumpar pågår kommer relevant underlag att vara bristfälligt. Visserligen marknadsförs en tvåstegsabsorptionsvärmepump men den är optimerad för kyländamål. Meningsfulla och realistiska bedömningar avseende ekonomin för värmeproduktionen låter sig på g a bristfälligt underlag inte heller för denna apparat göras.

För tre flerstegsutföranden av Borsigs typ (med maximal Carnot-värmefaktor  $\varnothing_c = 2$ ) har användningsbart underlag kommit fram. Motsvarande underlag finns även för enstegsutförandet varför vissa jämförelser kan göras.

De tre flerstegsvärmepumparna utgörs av

- ett utförande motsvarande Saar-absorptionsvärmepumpen med enstegsdesorption och tvåstegsförångning och -absorption.
- ett utförande med ett låg- och ett högtrycksdesorptionssteg med ett förångnings- och absorptionssteg i lågtryckssteget och ett absorptionssteg i högtryckssteget
- ett utförande som kan betraktas som en kombination av de förnämnda typerna

Denna och enstegsvärmepumpen kännetecknas av en maximal teoretisk värmefak-



tor 2 och behov av högtemperaturånga (168-190C) som drivenergi. Den beräknade medelverkningsgraden är 141% för enstegstypen och 1.44 % för det första flerstegsutförandet vid 14<sup>0</sup>C i värmekällan och värmeleverans av 70-gradigt vatten till ett 95<sup>0</sup>/45<sup>0</sup>-värmesystem. De båda andra flerstegsutföranden kännetecknas av en maximal teoretisk värmefaktor 1.5 och behov av lågtemperaturånga (128-138<sup>0</sup>C) som drivenergi. Den beräknade medelverkningsgraden är 125%, resp 126% för vid samma förhållanden som ovan.

Om man antar att värmepumpen levererar 80% av Årsenergin i ett bivalent värmesystem med en spetslastpanna i paralleldrift så erhåller man bästa ekonomi med det första utförandet då drivången utgörs av prima ånga. Om däremot endast lågtemperaturspillånga står till förfogande kan denna version och enstegstypen inge köras alls. För de båda andra erhålls i detta fall betydligt bättre ekonomi än för någon dessa versioner vid drift med prima ånga.

## 1. INLEDNING

Syftet med denna förstudien har varit att belysa sorptionsprocesser (utan energilagring) i flerstegsutföranden för värmeproduktion. Förstudien omfattar inte sk energitransformatorer eller temperaturuppvandlare, utan begränsar sig till flerstegs-, absorptions- och resorptionsvärmepumpar. Ett handikapp har varit att det än så länge inte finns fler än en flerstegs-absorptionsvärmepump byggd och idrift (om man undantar en periodiskt arbetande prototyp). För närvarande förekommer därför flerstegs-absorptionsvärmepumpar praktiskt taget endast för köldalstring. Av denna anledning finns i facklitteraturen huvudsakligen diverse redogörelser för flerstegskylapparater och -processer. Av samma anledning utnyttjas i första hand litteraturuppgifter som avser sorptionskylprocesser för köldalstring. Detta är emellertid från teknisk synpunkt helt acceptabelt eftersom termodynamiken för sorptionsprocesser är densamma, vare sig de används för värmealstring eller köldalstring. Skillnader uppträder först när det gäller att optimera någon av dessa funktioner apparattekkniskt, processtekniskt och därmed också ekonomiskt.

Begreppet absorptionsvärmepumpar har i Europa traditionellt använts endast för sorptionsprocesser för värmealstring. Av ovannämnda skäl tilläts i denna förstudien detta begrepp att även omfatta sorptionsprocesser vars egentliga syfte är att alstra köld och förkasta det spillvärme som nödvändigtvis erhålls på en medeltemperaturnivå.

För att förstå hur en flerstegs-sorptionsprocess fungerar är det nödvändigt att först sätta sig in i den enkla enstegs-absorptionsvärmepumpens funktion samt enstegsprocessens förlopp och begränsningar. Därför ägnas det följande kapitlet åt en enkel beskrivning av enstegsutförandet. Sedan behandlas enstegsprocessens begränsningar och därmed också spörsmålet varför flerstegsprocesser överhuvudtaget är av intresse.

Det är också ganska komplicerat att beräkna ens den enklaste flerstegsprocessen, nämligen tvåstegsprocessen. Det blir emellertid betydligt lättare om man först lärt sig förstå och använda beräkningsgången för enstegs-processen. Därför visas i en bilaga först beräkningsgången för enstegs-processen och därefter en kompletterande beräkningsgång för en godtyckligt vald tvåstegsprocess.

Det finns många kombinationsmöjligheter av apparater, funktioner och delprocesser som kan ge upphov till en mångfald av flerstegs-absorptionsvärmepumpar med olika egenskaper. Det har därför ansetts riktigt att ägna förhållandevis stort utrymme åt klassificering och systematik av flerstegsprocesser.

Samma handikapp har varit hindrande vid bedömning av ekonomin för flerstegsanläggningar. Många flerstegskopplingar uppvisar större Carnot-värmefaktor än enstegsutföranden. Det grundläggande problemet är att få klarhet i huruvida en större förväntad värmefaktor för praktiskt genomförbara flerstegskopplingar - och därav följande energikostnadsbesparing - ger utrymme för ökade investeringskostnader. Det är praktiskt taget omöjligt att göra tillförlitliga bedömningar så länge det inte finns publicerat underlag för utförda anläggningar tillgängligt. I detta fall är det nämligen inte rådligt att gå tillbaka till utförda kylanläggningar av gammalt datum. Dessutom visade det sig vara omöjligt att erhålla kalkylunderlag av tillverkare för kylanläggningar av senare datum. Kapitlet om ekonomin för flerstegs-absorptionsvärmepumpar blir därför tyvärr bristfälligt. Självklart kan man detaljberäkna investeringar för olika flerstegsutföranden. Men även om man begränsar sig till tvåstegsutföranden så blir en ekonomisk detaljkalkyl endast meningsfull om den avser den mest optimala bland de många tvåstegsalternativen som står till buds för en viss tillämpning. Optimeringsberäkningar kräver många processberäkningar för vilket man behöver ett väl fungerande dataprogram. Genom tillmötesgående av Dr W Malewski, Borsig (Berlin), har för vissa flerstegstyper teknisk-ekonomisk jämförelseunderlag erhållits (bilaga 2). Dessa typer ingår i Borsigs tillverkningsprogram som emellertid endast omfattar utföranden med en maximal Carnot-värmefaktor  $\vartheta_c = 2$ .

## 2. ENSTEGSABSORPTIONSVÄRMEPUMPEN

För att underlätta förståelsen av flerstegs-absorptionsvärmepumpen beskrivs i detta kapitel den enkla absorptionsvärmepumpens funktion och processförlopp.

Utseende och utformning av absorptionsvärmepumpar skiljer sig i flera avseenden från de mera kända principerna för mekanisk kompressorvärmepump t ex elvärmepump, men funktionen är densamma, nämligen att lyfta upp en viss värmemängd från en låg temperaturnivå till en högre temperaturnivå.

Vissa kyltekniska komponenter är också gemensamma för de båda värmepumpstyperna, nämligen

- kondensorn för kondensering av högspänd köldmedieånga och värmeöverföring av kondensationsvärmets till värmebärarna i ett uppvärmningssystem
- förångaren för förångning av lågspänd köldmedievätska med hjälp av värme från en värmekälla
- expansionsventilen i ledningen mellan kondensorn och förångaren.

Sättet att driva en absorptionsvärmepump och medel härför är däremot helt annorlunda.

### 2.1. Drivenergin

För att driva värmepumpsprocessen måste man offra en viss mängd prima energi. I en elvärmepump används elkraft som drivenergi, i en absorptionsvärmepump utnyttjas däremot värmeenergi inom ett temperaturområde 120-200°C.

Detta är en av de mest iögonfallande skillnaderna mellan elvärmepumpen och absorptionsvärmepumpen. Normalt alstras den nödvändiga värmeenergin genom förbränning av gas i en panna. Förbränningsvärmets tillförs absorptionsvärmeprocessen antingen på direkt eller indirekt väg.

Den direkta vägen innebär att pannan - som då kallas kokare eller generator - är en integrerad del av värmepumpen och pannans uppgift blir att regenerera en vätska som erhålls när köldmedieånga av ett visst ämne löses i ett härför lämpligt lösningsmedel.

Denna vätska som kan vara en saltlösning betecknas som "termodynamiskt stark lösning" när den håller låg koncentration av löst köldmedieånga, resp "termodynamiskt svag lösning" när koncentrationen är hög. Ofta utelämnas adverbet "termodynamiskt" i facktexter och då används endast uttrycken stark och svag lösning. Regenereringen består i att vid högt processtryck och hög temperatur i pannan driva ut en viss mängd av det lösta köldmediet ur lösningen med följd att koncentrationen ändras.

Den indirekta vägen att utnyttja förbränningsvärmets är att i en separat panna först producera högspänd vattenånga eller hetvatten som sedan får avge sitt värmeinnehåll till köldmedielösningen i en ångkondensator som nu övertar rollen som generator.

Den regenererade lösningen används efter detta regenereringssteg i en annan apparat, som kallas absorptor, i vilken den vid lågt processtryck och lägre temperatur absorberar köldmedieånga.

## 2.2 Arbetsmediepar

En annan skillnad mellan elvärmepumpen och absorptionsvärmepumpen består i att man för värmepumpsprocessen i den eldrivna kompressorvärmepumpen använder sig av ett enda arbetsmedium - det s k köldmediet -, medan man i den värmedrivna absorptionsvärmepumpen behöver två arbetsmedier, nämligen ett köldmedium och ett lösningsmedel för detta köldmedium. Dessa båda tillsammans utgör vad som kallas för "arbetsmediepar" vilket är identiskt med den tidigare nämnda vätskan.

Det finns många ämnen som kan utgöra lämpliga arbetsmediepar för absorptionsprocesser, men det är endast följande två par som används i kommersiella absorptionsvärmepumpar:

- a. Ammoniak (köldmedium) - vatten (lösningsmedel)
- b. Vatten (köldmedium) - litiumbromidlösning (lösningsmedel)

Dessa arbetsmediepar har olika egenskaper av vilka några är sammanställda i tabell 2.1. De i tabellen angivna egenskaperna gäller om temperaturen i värmekällan är  $0^{\circ}\text{C}$ . I värmetekniskt avseende finns det en viktig skillnad. Det framgår att vatten-litiumbromid värmepumpens arbetsområde är i praktiken begränsat till temperaturlyft mellan ca  $10^{\circ}$  och  $60^{\circ}\text{C}$ , medan ammoniak-vatten

värmepumpen kan klara temperaturlyft inom temperaturområdet under vattnets fryspunkt och över vattnets kokpunkt.

Tabell 2.1 Några egenskaper av kommersiella arbetsmediapar

Arbetsmediapar	Ammoniak/vatten	Vatten/Litiumbromid
Förångningstemperatur	+70 <sup>o</sup> /-60 <sup>o</sup> (max/min)	+30 <sup>o</sup> /0 <sup>o</sup> (max/min)
Framloppstemperatur (vid 0 <sup>o</sup> C i värmekällan)	+65 <sup>o</sup> (max)	+50 <sup>o</sup> (max)
Generatortryck (bar)	40/15 (max/min)	1/0.002 (max/min)
Fördelar	Låg fryspunkt Billigt mediepar Låg viskositet	Låga tryck
Nackdelar	Höga tryck Giftigt	Hög fryspunkt Kristallisationsrisk Korrosionsrisk

I teknologiskt avseende finns också en viktig skillnad. Litiumbromid är ett salt som vid här aktuella temperaturer inte kan förångas. Därför får man vid regenerering av en vatten-litiumbromidlösning ren vattenånga som utgör köldmediet. Den erhållna vattenången kan utan ytterligare åtgärder ledas till en kondensator där den avger sitt kondensationsvärme till en kylvätska, t ex returvattnet i ett fjärrvärmesystem.

Det andra paret medier, ammoniak och vatten, är däremot båda flyktiga, även vid högt tryck. Detta innebär att man vid regenerering av en svag lösning inte erhåller ren ammoniak-ånga vilket är nödvändigt för processen utan en ångblandning med hög ammoniakhalt och låg vattenhalt. Men för att uppnå en hög verkningsgrad måste vattenången långtgående avlägsnas. Detta gör man i en sk rektifikator som oftast utformas som ett vertikalt torn efter generatoren.

Rektifikatorn fungerar som en kombinerad värme- och entalpväxlare. Den är karakteristisk för ammoniak-vatten absorptionsvärmepumpen.

### 2.3. Absorptionsvärmepumpens enda rörliga del

Absorption av köldmedieånga i en absorber vid lågt tryck och låg temperatur samt desorption (avdrivning) av absorberat köldmedium i en generator vid högre tryck och lägre temperatur är processteg som är kännetecknande för alla typer av absorptionsvärmepumpar.

När köldmedieabsorptionen i lösningen gått så långt att en lösning med en given koncentration erhållits så pumpas denna lösning med hjälp av en tryckstegringspump - som kallas lösningspump - till generatoren för regenerering. Härvid höjs trycket i lösningen. Då den regenererade lösningen återförs till absorbern sänks åter trycket med hjälp av en tryckreduktionsventil. Lösningspumpen är absorptionsvärmepumpens enda rörliga del i vilken slitage förekommer. Den enda likheten med en elvärmepumps mekaniska kompressor är tryckstegringsfunktionen. Effektbehovet för denna tryckstegring motsvarar ca 1-10% av den mekaniska kompressorns.

### 2.4 Absorptionsvärmepumpens kompressor

Funktionen av apparatkombinationen panna - generator/rektifikator - absorbator (inklusive lösningspump och reduktionsventil) är precis densamma som hos maskinkombinationen elmotor-mekanisk kompressor i en eldriven värmepump. Funktionen i båda är nämligen att dels suga köldmedieånga på en låg tryck- och temperaturnivå från en förångare och dels höja köldmedieångans tryck och temperatur samt pumpa den till en kondensor.

I absorptionsvärmepumpen svarar lösningen i absorbatoren för avsugning av kall köldmedieånga från förångaren, lösningspumpen svarar för tryckstegringen och generatoren svarar för den huvudsakliga temperaturökningen och överföringen av het köldmedieånga till kondensorn. Eftersom apparatkombinationen absorber-generator (inkl lösningspump och reduktionsventil) har samma funktion som den mekaniska kompressorn i den "vanliga" elvärmepumpen kallar man sagda apparatkombination ibland för "absorptionskompressor" eller "termisk kompressor" eller "termokemisk kompressor".

Det förhållande att absorptionsvärmepumpens kompressor inte består av en maskin utan av en kombination av apparater - väsentligen värmeväxlare - resulterar i följande fördelaktiga egenskaper:

- utöver lösningspumpen finns inga rörliga komponenter och därför inga slitdelar, varför absorptionsvärmepumpens tekniska livslängd är betydligt större och underhållsbehovet avsevärt mindre än för en eldriven eller dieselmotordriven värmepump,
- verkningsgraden vid dellast är betydligt bättre än för en mekanisk kompressor,
- eftersom rörliga maskindelar i det närmaste saknas är bullernivån betydligt lägre, eventuellt buller härrör från köldmediets strömning framför allt i ventiler och värmeväxlare (som i andra värmepumpstyper) och från brännaren i en direkt-eldad generator.

## 2.5 Temperaturnivåer och värmegivare

Det finns ytterligare en väsentlig skillnad mellan en elvärmepump och den enkla absorptionsvärmepumpen. Den skillnaden består i antalet "värmegivare" och temperaturnivåer vid vilka dessa värmegivare (dvs olika typer av värmeväxlare) lämnar värme till en kylvätska vars temperatur skall höjas.

I en elvärmepump förekommer normalt endast en enda värmegivare, nämligen kondensorn. Antalet temperatur- och trycknivåer i värmepumpsprocessen är två, nämligen en lågtemperaturnivå och en lågtrycksnivå vid förångning och en högre temperaturnivå och högre trycknivå vid kondensering.

I enstegs-absorptionsvärmepumpen förekommer också två trycknivåer. Däremot förekommer minst tre temperaturnivåer och minst två värmegivare. Dels finner man samma temperaturnivåer som i elvärmepumpen, nämligen en låg temperaturnivå vid förångning och en högre temperaturnivå vid kondensering. Men dessutom finns en nivå vid något högre temperatur vid absorption av köldmedieånga. De två primära värmegivarna i en enkel absorptionsvärmepump är kondensorn och absorbern. I kommersiella enstegs-värmepumpar förekommer dessutom ofta ytterligare en värmegivare. Denna utgörs antingen av en vätske-vätske värmeväxlare, som betecknas lösningskylare eller en ånga-vätske -värmegivare, som kallas ångkylare eller refluxkylare. Dessa typer av värmegivare överför värme vid den högsta användbara temperaturnivån.



## 2.6 Externa och interna värmeväxlare

I de föregående avsnitten har omnämnts ett flertal olika värmeväxlare som förekommer i en enkel, resp i en kommersiell ammoniak/vatten enstegs-absorptionsvärmepump. Utöver de redan nämnda finns emellertid ytterligare några typer. För att underlätta förståelsen för de olika värmeväxlarnas förekomst och funktion är det lämpligt att dela in dem i två grupper som här godtyckligt betecknas externa och interna värmeväxlare.

### 2.6.1 Värmeväxling mellan olika medier

Till gruppen externa värmeväxlare räknas bl a alla som överför nyttovärme till en värmeupptagande kylvätska, normalt vatten, vilkens temperatur skall höjas så att den kan användas för uppvärmningsändamål. De tidigare omnämnda värmegivarna är identiska med externa värmeväxlare. Till denna grupp räknas också värmeväxlare som överför värme från en yttre värmekälla till ett flytande köldmedium eller en lösning.

Externa värmeväxlare utgörs således av följande värmeväxlare (i parantes beteckningar enligt principiellt flödesdiagram, figur 2.1:

- ångkondensorn till en separat ångpanna, resp konvektionsdelen i en direkteldad generator (V1)
- lösningsmedelkylare
- refluxkylare eller ångkylare (V4)
- absorbator (V6)
- kondensator (V10)
- förångare (V11)

Ett gemensamt kännetecknen för externa värmeväxlare är att det ena mediet utgörs av ett processmedium, antingen köldmediet för sig eller i lösning, medan det andra är ett medium som tillhör någon av de yttre processerna (förbränningsprocessen, värmeutvinning ur värmekällan, uppvärmning av ett värmesystems värmebärare). Alla externa värmeväxlare, med undantag för lösningsmedel- och ångkylaren, är nödvändiga för att kunna genomföra värmepumpsprocessen. I enklare utföranden eller enklare typer av enstegs-absorptionsvärmepumpar förekommer inte lösningsmedel- eller ångkylare.

Den procentuella andelen av nyttovärmeproduktionen som nyttovärmegivarna i en enstegs-absorptionsvärmepump (ammoniak/vatten) står för är approximativt följande:

kondensorvärme	35-40 %
absorbervärme	45-55 %
övrigt	8 -12 %

Den värmemängd som växlas i förångaren motsvarar ca 80-90 % av den värmemängd som överförs i kondensorn. Värmeväxlingen i generatorn motsvarar ca 70-80 % av hela nyttovärmemängden.

### 2.6.2 Värmeväxling mellan processmedier

Till gruppen interna värmeväxlare räknas alla värmeväxlare i vilka ett varmare processmedium överför värme till ett kallare. Dessa värmeväxlare utgörs i en enstegs-absorptionsvärmepump (ammoniak/vatten) av följande typer (figur 2.1):

- temperaturväxlaren i vilken lösningen som upphettats i generatorn värmes mot lösningen som kommer från absorbererna (V5)
- köldväxlaren (efterkylaren eller underkylaren) i vilken varmt köldmediekondensat från kondensorn värmes mot kall köldmedieångor från förångaren (V8)
- rektifikatorn, som är en kombinerad stoft- och värmeväxlare och som behövs i ammoniak-vatten värmepumpar för att befria ammoniakångor från vatten (B3)
- restlösningsskylare i vilken lösningssrester i förångaren värmes mot varmt köldmediekondensat (V9)

Den kännetecknande gemensamma funktionen för dessa värmeväxlare är endast att förbättra enstegs-absorptionsvärmepumpens verkningsgrad.

### 2.7 Sorptionsprocessen i ln p-1/T-diagrammet

Ett vedertaget sätt att enkelt beskriva de olika termodynamiska tillstånden som delprocesserna i en absorptionsvärmepump passerar är att rita in processförloppen i ett  $\ln p-1/T$ -diagram för ett givet arbetsmediepar. Detsamma kan naturligtvis också göras i ett tryck-temperaturdiagram, men sättet att istället plotta logaritmen av jämviktstrycket över en lösning mot den reciproka absoluta

temperaturen har den fördelen att praktiskt taget linjära grafer erhålls för lösningar med varierande koncentrationer av köldmediet. Koncentrationen ( $x$ ) uttrycks vanligen som kg köldmedium/kg blandning (eller lösning). Det området som ligger mellan grafen för  $x = 0$  (figur 2.2, längst till höger, rent vatten i ett ammoniak-vattensystem) och grafen för  $x = 1$  (längst till vänster, ren ammoniak) betecknas enligt (Nesselmann, 1934) med lösningsfält. För att demonstrera användningen av diagrammet för processbeskrivningen för en enstegs-absorptionsvärmepump (och längre fram för flerstegs-kopplingar) kan vi anta att lösningen är ideal, vilket bl a innebär att lösningsentalpin är noll. En direkt följd av detta är att samtliga grafer i lösningsfältet har samma lutning och förlöper därigenom parallellt. För enkelhetens skull antas att arbetsmedieparet fortsättningsvis består av ammoniak som arbetsmedium (köldmedium) och vatten som lösningsmedel. Vidare bortses från alla interna värmeväxlare. Ritar man nu in det ideala reversibla processförloppet för den på så sätt mycket förenklade enstegsvärmepumpen så erhåller man diagrammet enligt figur 2.2. Alla tillståndsändringar för vätskor (lösningen och flytande köldmedium) är ritade med heldragna streck. Det gasformiga köldmediets väg visas med brutna streck.

Det normala förloppet indikeras med icke-apostroferade siffror. (De apostroferade processstegen behandlas nedan).

Punkterna 1 och 2 ligger på grafen för ren ammoniak ( $x = 1$ ). De karakteriserar tillstånden vid köldmediets kondensering i kondensorn, vid trycket  $p$  och temperaturen  $T$ , resp förångning i förångaren vid trycket  $p_0$  och temperaturen  $T_0$ . Lösningens processförlopp indikeras av graferna 3-4-5-6-3.

Absorption av köldmedieånga (från punkt 2) sker mellan tillståndspunkterna 3 och 6, desorption sker i generatoren mellan tillståndspunkterna 5 och 4. I absorbatoren ökar den (termodynamiskt) starka lösningens koncentration från  $x = x_s$  till den (termodynamiskt) svaga lösningens koncentration  $x_{sv}$ . Differensen  $x_{sv} - x_s$  betecknas här med desorptionsdifferens (ty "Lösungsbreite"). Dess storlek har stor betydelse för genomförbarheten av den enkla absorptionsprocessen. Den har också stor inverkan på lösningspumpens effektbehov.

Förångningstemperaturen  $T_0$  bestäms av värmekällans temperatur. Likaledes bestäms kondenseringstemperaturen av ett värmesystems returvattentemperatur, resp vid värmepumpens användning för köldalstring av kylvattentemperaturen. Temperaturen i tillståndspunkt 3 - den lägsta temperaturen i absorbatoren - bestäms vid värmepumpsdrift för värmealstring av temperaturen hos det från

kondensorn kommande, redan uppvärmda returvattnet (absorbatorn ligger på vattensidan i serie med kondensorn, men ordningsföljden är normalt den omvända i vatten-litiumbromid absorptionsvärmepumpar). Vid drift för köldalstring däremot är absorbatorn och kondensorn på vattensidan oftast parallellkopplade. I detta fall bestäms temperaturen i punkt 3 också av kylvattentemperaturen. Teoretiskt sker kondensering och desorption i generatoren vid samma tryck  $p_1$  förångning och absorption vid samma tryck  $p_0$ . I verkligheten uppträder emellertid tryckdifferenser. Deras betydelse undersöks mera i detalj i bilaga 1.

Från tillståndspunkt 3 (tryck  $p_0$ ) lyftes den svaga lösningen genom tryckstegring medelst lösningspumpen och temperaturökning till tillstånd 4 (tryck  $p$ ) där desorption av ammoniak ur lösningen med koncentration  $x_{sv}$  påbörjas. Genom ytterligare uppvärmning i generatoren genom extern värmeförsel slutförs desorptionen längs grafen 4-5 tills den i punkt 5 nått sitt slutliga tillstånd vid koncentrationen  $x_s$  och temperaturen  $T_G$ . Längs grafen 5-6 följer nu den starka lösningens expansion till trycknivå  $p_0$  vid samtidig avkylning. Längs grafen 6-3 mättas nu den starka lösningen igen genom absorption av köldmedium vid samtidig avkylning medels returvattnet, resp kylvattnet. Därmed är lösningsprocesscykeln sluten.

Figur 2.3 visar hur det verkliga sambandet mellan  $\ln p$  och  $1/T$  ser ut för ammoniak-vatten för processtryck upptill 50 bar (Ziegler 1981).

## 2.8 Enstegsprocessens Carnot-värmefaktor

Ur  $\ln p$ - $1/T$ -diagrammet kan man på ett enkelt sätt bestämma Carnot-värmefaktorn som förhållandet av två sträckor. Carnot-processen är en ideal sorptionsprocess för vilken man antar att desorption, absorption, kondensering och förångning sker vid konstant temperatur och att desorptionsdifferensen är oändligt liten (grafernas längd 4-5 och 3-6 blir oändligt liten, figur 2.2). Antar man för enkelhetens skull att kondenserings- och absorptionstemperaturen är densamma så erhåller man för Carnot-processen det diagram som visas i figur 2.4.

Den ideala värmefaktorn erhålls som förhållandet mellan sträckorna a och b:

$$\varnothing_c = a/b = (1/T_0 - 1/T_G)/(1/T_0 - 1/T_A) = (1 - T_0/T_G)/(1 - T_0/T_A) \quad (1)$$

För den ideala enstegsprocessen är den maximala teoretiska värmefaktorn  $\vartheta_c = 2$ . Det kommer att visas att Carnot-värmefaktorn för flerstegsprocesser kan bli både större och mindre.

## 2.9 Resorptionsvärmepumpen

För att underlätta förståelsen av de senare behandlade flerstegskopplingar i vilka sk resorptions-desorptionsprocessen ingår är det nödvändigt att man gör sig förtrogen med denna processtyp.

I motsats till processförloppet med endast en komponent för köldalstring (såsom i en mekanisk kompressionsvärmepump) kan man i en absorptionsvärmepump byta ut delprocesserna kondensering och förångning av det rena köldmediet mot en absorptionsdesorptionsprocess i en andra lösningscykel, figur 2.5.

Istället för att kondensera köldmedieångan i en kondensator vid konstant temperatur absorberas den av en stark lösning i en absorbator vid tryck  $p$ . Denna absorbator har fått beteckningen resorbator. Resorptionen sker under värmeavgivning vid glidande temperaturer i en motströmsvärmeväxlare mellan tillstånd 1a och 1b. Den erhållna svaga lösningen med högre koncentration av köldmedium ( $x'_{sv}$ ) expanderas till tryck  $p_0$ .

Från tillståndspunkt 2a till 2b desorberas köldmediet i en lågtemperaturgenerator som här betecknas desorbator (ty "Entgaser") under värmeupptagning från en värmekälla. Den erhållna varma, starka lösningen pumpas med en andra lösningspump till resorbatorn på trycknivån  $p$ . Köldalstringen åstadkommes här alltså inte genom förångning av det rena kondenserade köldmediet, utan genom avdrivning av köldmediet ur en lösning.

En fördel med resorptionsvärmepumpen med ammoniak-vatten som arbetsmediepar är att processtrycket i motströmsvärmeväxlarna reduceras. Nackdelarna är att man får svårbemästrade koncentrationsförskjutningar mellan de båda internt kopplade lösningscyklerna samt att det specifika investeringsbehovet (kr/kW) ökar på grund av de större motströmsvärmeväxlarna.

### 3. VARFÖR FLERSTEGS-ABSORPTIONSVÄRMEPUMPAR?

Enstegs-absorptionsvärmepumpen kan maximalt uppnå den teoretiska värmefaktorn 2 vid ideala processförlopp. I verkligheten uppnås under "normala" förhållanden inte bättre värden än ca 1 för mycket enkla utföranden (t ex utan interna värmeväxlare) och ca 1.2-1.6 vid maximalt utnyttjande av intern värmeväxling och rektifikation. Detta betyder att Carnot-verkningsgraden  $\eta_c$  är av storleksordningen 0.6-0.8.

Intresset för flerstegskopplingar bottnar i det förhållandet att vissa utföranden av flerstegskopplingar ger högre ideala värmefaktorer. T ex för vissa tvåstegstyper är Carnot-värmefaktorn 2.5 eller 3. Om man antar samma Carnot-verkningsgrad som ovan innebär detta att man i praktiken skulle kunna uppnå processvärmefaktorer mellan ca 1.5 och 2.4 vid samma yttre förhållanden som gäller för drift av en enstegs-absorptionsvärmepump. Den marginella merkostnaden för investeringar i fler ingående apparater måste då sättas i relation till den marginella ökningen av energivinsten som den större värmefaktorn bereder.

Ovan har antagits att sorptionsprocessen kan på grund av de yttre omständigheterna (temperaturer i värmekällan, drivkällan och hos förbrukaren) fritt väljas som enstegs- eller flerstegsutförande. Men så är inte alltid fallet. När vissa för sorptionsprocesserna karakteristiska gränsbetingelser överskrides är processen termodynamiskt inte genomförbar i enstegsutförandet. Man tvingas till att övergå till en flerstegskoppling.

Under vilka förhållanden blir nu enstegsprocessen icke genomförbar? Denna fråga har både ett för praktiken relevant svar och ett teoretiskt svar.

Det teoretiska svaret innehåller krav på vissa gränstemperaturer som måste tillfredsställas för att enstegsprocessen ens teoretiskt kan genomföras. I praktiken finns utöver temperaturbegränsningarna andra gränsbetingelser som inverkar. Denna problematik behandlas i bilaga 1 (Schulz 1971).

Det teoretiska svaret härleds ur ekv 1 som för den maximala teoretiska värmefaktorn för enstegsprocessen är

$$\eta_c, \max = (1 - T_o / T_G) / (1 - T_o / T_A) = 2 \quad (2)$$

Ur detta uttryck härleds tre svar: Enstegsprocessen blir ogenomförbar

- a. när generatortemperaturen  $T_G$  underskrider den teoretiska gränstemperaturen

$$T'_G = T_o T_A / (2T_o - T_A) \quad (3)$$

- b. när förångningstemperaturen  $T_o$  underskrider den teoretiska gränstemperaturen  $T_o'$ , således om

$$T_o < T_o' = T_G T_A / (2T_G - T_A) \quad (4)$$

- c. när absorptionstemperaturen  $T_A$  (=kondenseringstemperaturen) överskrider den teoretiska gränstemperaturen  $T'_A$ , således om

$$T_A > T'_A = 2T_o T_G / (T_o + T_G) \quad (5)$$

De yttre omständigheterna måste alltså vara sådana att processtemperaturerna motsvarar minst  $T'_G$  eller  $T'_o$ , resp högst  $T'_A$ . Om detta inte inträffar måste sorptionsprocessen genomföras i två eller flera steg.

#### 4. ÄLDRE SYSTEMATISERINGAR

Det finns en förvirrande mångfald av kopplingsmöjligheter för flerstegsresorptionsprocesser. Därför är det inte förvånansvärt att man tidigt försökt att klassificera de olika processerna. Emellertid syns det vara omöjligt att hitta en enkel systematik i vilken alla tänkbara flerstegskombinationer logiskt kan inordnas. Alla systematiseringsförsök, både av äldre och nyare datum, kännetecknas därför av vissa begränsningar och olika definitioner för flerstegsutföranden.

En fördel med en systematik av olika kopplingsmöjligheter är att det normalt blir relativt lätt att härleda den för ett flerstegsutförande kännetecknande ideala processvärmefaktorn (Carnot-värmefaktorn). Den utgör ett under helt ideala förhållanden maximalt uppnåbart värde. Först på senare tid har insikten vuxit fram (Malewski, 1982) att alla i facklitteraturen beskrivna systematiseringar och de därvid härledda ideala värmefaktorerna i de flesta fall vid praktisk tillämpning endast är strängt giltiga för arbetsmediepar där absorptionsmediet är icke-flyktigt. I synnerhet i flerstegstyper i vilka resorptionssteg ingår och där man tänker sig använda t ex ammoniak-vatten under för övrigt ideala förhållanden uppträder på grund av vattnets flyktighet koncentrationsförskjutningar som leder till en försämrad värmefaktor. Om i flerstegsprocessen inte ingår en kontinuerlig koncentrationsutjämnning mellan de berörda stegen så avstannar slutligen processen. Men även om lämpliga ideala eller reala åtgärder vidtages erhåller man en betydligt sämre ideal värmefaktor, som i reala utföranden kan t o m bli sämre än för en enstegsprocess.

Insikten om dessa förhållanden har hos Borsig lett fram till en (icke-publicerad) systematik för praktiskt utförbara flerstegskopplingar med arbetsmediepar av typen ammoniak-vatten. Den är begränsad till desorptions-, förångnings- och absorptionssteg. Teoretiskt innehåller den inget nytt eftersom den inte ger upphov till nya kopplingar med bättre Carnot-värmefaktorer.

##### 4.1 Systematik baserad på trycksteg

De första grundläggande undersökningarna om flerstegs(kyl)anläggningar gjordes i seklets början (Altenkirch 1914). Flerstegs-resorptionskopplingar karakteriserades genom att absorption och desorption uppträder på flera trycknivåer. Målet med dessa flerstegskopplingar var att förskjuta värmeförsel och värmeförsel till lägre eller högre temperaturer.



I Altenkirchs systematik görs skillnad mellan flerstegs-absorptionsapparater där flera absorptions-desorptionsförlopp (de senare i generatorer) förekommer och resorptions-desorptions-apparater i vilka flera resorptions-desorptionsförlopp (de senare i desorbatorer, ty "Entgser") äger rum, samt en tredje apparatgrupp där både dessa apparattyper kombineras. Med sin klassificering av flerstegskopplingar efter trycksteg framhåller Altenkirch analogin med kompressionsvärmepumpar i vilka köldmediet vid högt tryckförhållande också överförs stegvis från förångningstrycket till kondenseringstrycket. Genom möjligheten att i de olika stegen fritt kunna välja tryckförhållandet kan man i stor utsträckning med hjälp av flerstegskompressorer uppnå fritt väljbara kondenseringstryck och kondenserings-temperaturer. Något liknande kan man också åstadkomma med sorptionsvärmepumpen ifall absorptionsförloppet uppdelas på flera trycksteg och det absorberade köldmediet i löst form pumpas stegvis. På ett analogt sätt kan i resorptionsprocesscykeln tryckminskningen också ske stegvis.

Utgående från Altenkirchs systematik utvecklades nya kopplingar (Blière 1936) i vilka den interna värmeväxlingen förbättrades vilket i sin tur förbättrar den effektiva värmefaktorn. Dessa förslag resulterade dock inte i nya flerstegskopplingar med högre Carnot-värmefaktorer. Optimalt utnyttjande av intern värmeväxling är en teknik som i alla typer av absorptionsvärmepumpar förbättrar den effektiva värmefaktorn.

#### 4.2 Systematik baserad på temperatursteg

Senare försökte Nesselmann att helt allmänt klassificera värmeöverföringar i sorptionsprocesser med avseende på temperaturnivåer (Nesselmann 1933). Han urskiljde härvid tre olika syften vid tillämpning av sorptionsprocesser vid värmeöverföring:

- a) värmeupptagning vid lägsta temperaturnivån (som i en sorptionskylanläggning),
- b) värmeavgivning vid en medeltemperaturnivå (som i en sorptionsvärmepump) och
- c) värmeavgivning vid högsta temperaturnivån (som i en sorptionsvärmemetransformator).

Vid användning av temperatursteg erhåller man en annan definition för flerstegsprocesser. Enligt Nesselmann skiljer man mellan positiva och negativa flerstegsprocesser. Om man utgår från medeltemperaturen  $T$  mot högre temperaturer så uppstår positiva steg. Går man mot lägre temperaturer så uppträder negativa steg. För denna och mera avancerade typer visas i figur 4.1 processerna i  $\ln p-1/T$  diagram. Under varje diagram visas temperaturstegen och den teoretiskt uppnåbara processvärmefaktorn.

Figur 4.1.b visar en positiv tvåstegsvärmeöverföring. Härvid används den i absorbatoren A avgivna värmen för att driva generatoren B.

Figur 4.1.c visar en negativ tvåstegsvärmeöverföring.

Figur 4.1.d visar en värmeöverföring med ett halvt positivt steg och figur 4.1.e med en negativ två-tredjedelsstegs värmeöverföring. Det framgår att i denna systematik även icke-heltalssteg är praktiskt meningsfulla.

Med kännedom av antalet positiva steg  $p$  och negativa steg  $n$  kan man beräkna flerstegsprocessens teoretiska processvärmefaktor. För absorptionsvärmepumpar med värmeavgivning på medeltemperaturnivå beräknas Carnot-värmefaktorn enligt

$$\emptyset_c = (n + p)/p \quad (6)$$

Den teoretiska värmefaktorn kan bli både större och mindre än den för den enkla sorptionsprocessen för vilken den har värdet 2.

Nesselmanns tolkning av flerstegsprocesser innebär också att samma ändring av värmefaktorn som Altenkirch uppnår med flera trycksteg kan uppnås även med ett enda trycksteg genom att uppdelat lösningscykeln i flera koncentrationsområden. Å andra sidan kan vid användning av enbart temperatursteg inte alla på trycksteg baserade flerstegsprocesser framställas.

#### 4.3 Systematik baserad på funktionssteg

Senare försök att systematisera kopplingsmöjligheternas mångfald är baserade på var någonstans i flerstegsprocessen en termodynamisk funktion utförs i flera steg (Niebergall 1959). Man skiljer här mellan följande klasser:

- A. (högtemperatur)desorption i flera steg
- B. köldalstring i flera steg
- C. en kombination av dessa funktioner i flera steg, s k kombinationskoppling (ty. "Verbundschaltung").

Denna klassificering motsvarar Altenkirchs indelning i flerstegs-absorptionsapparater och -resorptionsapparater.

Klass A kännetecknas av att den teoretiska värmefaktorn är lika med eller mindre än 1.5, således mindre än för den enkla enstegsprocessen för vilken den har värdet 2. För båda övriga är däremot den teoretiska värmefaktorn större, nämligen lika med 3.

Niebergalls klassificering inryms i en senare utvecklad mera omfattande systematik som beskrivs i följande kapitel.

## 5. NYARE SYSTEMATISERING ENLIGT PROCESSTEG

Man kan visa (Girsberger 1981) att man kan uppnå en mera fullständig klassificering av flerstegs-sorptionsprocesser om man vid undersökning av sådana inte begränsar sig till vanliga absorptionsprocesser med kondensation och förångning utan även inkluderar resorptionsprocesser i vilka man ju istället för kondensation och förångning av köldmediet använder resorption och desorption, (ty "Entgasung") av köldmediet i ett separat lösningskretslopp. Den vanliga absorptionsvärmepumpen kan betraktas som ett gränsfall av en resorptionsvärmepump med en oändligt liten resorptionslösningscykel.

I In  $p$ - $1/T$ -diagrammet uppträder absorptions-(högtemperatur)desorptionsförloppet som en process som cirkulerar medurs, medan resorptions-(lågtemperatur)desorptionsförloppet cirkulerar moturs.

Girsbergers systematik begränsas till de egentliga värmepumpsprocesserna vid vilka alltså värme tillförs vid låg och hög temperatur och värme bortförs vid en mellantemperatur. Därför betraktas endast de kopplingsmöjligheter vid vilka sorptionsvärmepumpen värmeväxlar värme med omgivningen på tre temperaturnivåer. Denna systematik omfattar även flerstegskopplingar med flera arbetsmediepar. Enkla regler för flerstegskopplingar med ett enda arbetsmediepar har framtagits av (Alefeld 1982).

Grundläggande flerstegstyper demonstreras enklast i form av kopplingar med två hela steg. Men även det mera allmänna fallet med icke-heltaliga processteg inryms i systematiken. Som basis för flerstegstyper godtas endast sorptionsprocessen som sådan eftersom det är ändringar i denna som ger upphov till ändringar av processens Carnot-värmefaktorn. Därför blir en klassificering med avseende på processdelen i vilken flerstegsförlopp uppträder åskådlig och meningsfull. En flerstegsprocess kännetecknas därför av att en processdel genomförs flera gånger.

### 5.1 Flerstegskopplingar med ett arbetsmediepar

Flerstegsprocesser kan genomföras antingen med samma arbetsmediepar gemensamt i alla steg eller med olika par separat i de olika stegen. Emellertid kan flerstegsprocesser med extern värmeväxling vid tre temperaturnivåer endast genomföras med ett i samtliga steg gemensamt arbetsmediepar.

För att underlätta jämförelsen mellan olika processmöjligheter antas ideala förhållanden vilket innebär att arbetsmedieparets blandningsentalpi är noll och att förångningsentalpin är konstant i hela arbetsområdet. Tryckgraferna i  $\ln p$ - $1/T$ -diagrammet blir här praktiskt taget raka linjer med samma lutning.

### 5.1.1 Flerstegsabsorption - desorption

Med desorption avses här regenerering av den svaga lösningen i en (högtemperatur)generator. Kännetecknande för denna klass av tvåstegsprocesser är att köldmediet absorberas och desorberas två gånger i två olika trycksteg eller vid två olika temperatursteg. Man kan skilja mellan en tvåstegs-seriekoppling, fig 5.1, där allt köldmedium absorberas och desorberas i de båda tryckstegen, och en tvåstegs-parallellkoppling, där endast en del av köldmediet genomlöper den andra absorptions-desorptionscykeln, fig 5.2.

Apparatbeteckningarna i dessa och de följande figurerna har följande betydelse: A = absorbator, D = högtemperaturdesorbator = generator, E = lågtemperaturdesorbator (ty "Entgaser"), R = resorbator. Pilarna avser till- och bortförda värmeenheter. De uttrycker kvantitativt identiska storheter.

Seriekopplingen är identisk med Niebergalls klass A (högtemperadesorption i flera steg). I denna koppling uppträder två efter varandra kopplade absorptionsprocesscykler, som förlöper vid samma temperaturer  $T_1$  och  $T_2$ , men vid olika tryck.

Man kan föreställa sig att denna koppling uppstår ur enstegs-kopplingen genom att dela upp enstegsprocessens absorptionscykel på två tryckområden samt att förflytta högtrycks-cykeln till vänster på temperaturaxeln tills båda absorbatorerna uppvisar samma temperaturer. Detta leder till att desorptionstemperaturen i generatorerna minskar. Eftersom köldmediet nu måste desorberas två gånger i generatorerna så minskar den teoretiska värmefaktorn från 2 (för enstegsprocessen) till 1.5.

Man kan självfallet också tänka sig att förflytta högtrycksprocesscykeln mot höger till en högre temperatur, eller att förflytta lågtrycksprocesscykeln till vänster mot lägre temperatur. Men för de så erhållna tvåstegskombinationerna behövs fler än endast tre temperatursteg för extern värmeväxling. De faller därför utanför ramen för denna systematik.

I apparatkopplingen enligt figur 5.2 cirkulerar köldmediet i två parallellkopplade absorptionsprocesser vid samma tryck, men olika temperaturer. Denna koppling kan man tänka sig ha uppstått ur enstegskopplingen genom att dela upp absorptionsprocesscykeln i två delar med olika koncentrationsområden. Processcykeln med låg köldmediekoncentration förflyttas mot högre temperatur tills dennas absorptor uppvisar samma temperatur som generatoren för processcykeln med hög köldmediekoncentration. Genom intern värmeväxling värms lågtemperaturgeneratoren av högttemperaturabsorptorn. Härigenom ökas temperaturen hos den genom extern värmeförsel uppvärmda generatoren. Nyttovärmen från absorptorerna minskar eftersom den ena absorptorns värmeöverskott tillförs en av generatorerna. Men avgörande för värmefaktorn är ändå att desorptionsvärmebehovet halveras på grund av den interna värmeväxlingen. Som följd härav ökar den teoretiska värmefaktorn från värdet 2 (för enstegsprocessen) till värdet 3. Som synes erhåller man denna anmärkningsvärda ändringen av värmefaktorn genom intern värmeväxling.

Denna flerstegstyp, liksom några av de följande, är i själva verket specialfall av värmeöverföringen vid fyra temperaturnivåer, hos vilka tack vare intern, balanserad processvärmeväxling vid den fjärde temperaturnivån den externa värmeväxlingen ändå begränsas till tre temperaturnivåer.

### 5.1.2 Flerstegsresorption-desorption

Denna klass av flerstegskopplingar avser sorptionsprocesser i vilka köldmediet resorberas och desorberas (i lågtemperaturdesorptorn, ty. "Entgaser") flera gånger i flera trycksteg och flera temperatursteg. Även här kan man skilja mellan en seriekopplad flerstegstyp, figur 5.3, och en parallellkopplad, figur 5.4

Flerstegstyper, motsvarande Niegerfalls klass B (köldalstring i flera steg), inryms inom denna kategori av seriekopplingar enligt figur 5.3. På ett liknande sätt som för seriekopplad absorption-desorption i två steg, där köldmediet lyftes i två trycksteg från absorptortrycknivån till desorptortrycknivån, kan här köldmediet expandera från högtrycksresorptorn till lågtrycksdesorptorn. Man kan åter igen utgå från enstegskopplingen och föreställa sig att enstegs-resorptionsprocesscykeln uppdelas i två tryckområden. Lågtrycksprocesscykeln förskjuts mot högre temperaturer (i  $\ln p-1/T$ -diagrammet) tills resorptorn når mellantemperaturnivån. Vid fixerad desorptionstemperatur i generatoren kommer då desorptortemperaturen att stiga. Detta har som följd att temperaturdifferensen  $T_1 - T_0$  minskar i jämförelse med enstegsprocessen, medan temperaturdifferensen  $T_2 - T_1$ , förblir

densamma. Termodynamiskt sett resulterar detta i en större teoretisk värmefaktor, som ökar från 2 (för enstegsprocessen) till 3.

Omvänt skulle en förflyttning av lågtrycksprocesscykeln mot lägre temperaturer resultera i en sämre värmefaktor. Den sortens tvåstegsresorptions-desorptionsprocesser kan inte heller förverkligas vid extern värmeväxling vid endast tre temperaturnivåer och beaktas därför inte i denna systematik. Detsamma gäller vid förflyttning av resorptionsprocesscykeln vid lågt tryck uppåt eller nedåt längs temperaturaxeln.

I tvåstegskopplingen enligt figur 5.4 är båda resorptionsprocesscykler parallellkopplade och därför behövs endast ett trycksteg. De båda temperaturstegen för resorptionen uppstår genom att dela upp resorptionsprocesscykeln i två olika koncentrationsområden. Processcykeln med hög koncentration förflyttas mot lägre temperatur tills dennas resorbator hamnar på samma temperaturnivå som desorbatorn av det andra steget. Sedan kopplas dessa båda apparaterna ihop via intern värmeväxling. Detta har som följd att desorbatorntemperaturen sjunker. Men nu cirkuleras endast halva köldmediemängden genom det andra steget, medan den andra halvan passerar genom första steget utan värmeökning. Som en logisk följd härav reduceras den teoretiska värmefaktorn från 2 (för enstegsprocessen) till 1.5. Även i detta specialfall erhålls en flerstegskoppling med extern värmeväxling vid endast tre temperaturnivåer, tack vare intern värmeväxling.

### 5.1.3 Flerstegs desorptions-absorption

Med desorption avses här processen i (lågtemperatur)desorbatorn (ty "Entgaser"). Denna typ av flerstegskoppling kännetecknas av att köldmediet flerfaldigt desorberas och absorberas i delprocesser vid olika trycknivåer och över olika temperatursteg, figur 5.5.

Tvästegskopplingen erhålles genom intern värmeväxling. Även här passerar endast en del av köldmediet det andra steget. Denna koppling kan man föreställa sig ha uppkommit genom tudelning av en enstegs desorptions-absorptionsprocess varvid köldmediets desorption och absorption äger rum i två parallellkopplade steg. Uppdelningen är analog den som beskrivits ovan (5.1.1). Man delar desorptions-absorptionsprocessen (dvs det ångformiga köldmedieflödet) i ln p-1/T-diagrammet på mitten (i två lika stora flöden) mellan  $T_0$  och  $T_1$  och förskjuter den ena delen parallellt mot lägre tryck tills den nytillkomna absorbatoren kan värma den befintliga desorbatorn genom intern värmeväxling.

Även här är det fråga om värmeöverföring vid fyra temperaturnivåer som kan reduceras till tre temperaturnivåer för extern värmeväxling endast om lika mycket köldmedium absorberas i lågtrycksabsorbatorn som frigörs i mellantrycks desorbatorn. I den andra desorbatorn som förflyttats mot lägre temperatur kan endast den ena halvan av köldmediemängden uppta värme från omgivningen. Den värmemängd som tillförs generatoren för desorption av hela köldmediemängden är emellertid oförändrad. Därför reduceras den teoretiska värmefaktorn från 2 (för enstegsprocessen) till 1.5.

En motsvarande uppspjälkning av desorptions-absorptionsprocessen i seriekopplade steg är inte möjlig eftersom en absorption (enligt definitionen för en högercirkulerande absorptionsprocesscykel) inte kan åtföljas av en desorption i desorbatorn.

#### 5.1.4 Flerstegsdesorption-resorption

Med desorption avses här processen i (lågtemperatur) desorbatorn.

Köldmediets tillståndsändring från desorptionssteget till resorptionssteget kan också genomlöpa flera steg. Flerstegskopplingens delprocesser förlöper även här på flera trycknivåer och över flera temperatursteg. Om man spjälkar upp enstegsprocessen i två parallella delprocesser med halva köldmedieflödet i varje del så erhåller man en tvåstegskoppling enligt figur 5.6. En delprocess av det normala enstegsutförandet förskjuts vid samma koncentration mot högre tryck tills en balanserad intern värmeväxling mellan den erhållna högtrycksresorbatorn och mellantrycksdesorbatorn möjliggörs. Åter igen kan genom den balanserade interna värmeväxlingen antalet temperaturnivåer för extern värmeväxling begränsas till tre.

Högtemperaturdesorbatorn (generators) temperatur ökar visserligen, men i gengäld minskar den nödvändiga drivenergitillförseln till hälften. Endast en del av köldmediet passerar det andra steget med dess höga tryck och temperatur. Dessutom passerar hela köldmedieflödet lågtemperaturdesorbatorn och tar upp värme vid  $T_0$  från en värmekälla. Den ideala värmefaktorn ökar därigenom till 3. Av liknande skäl som anförts i föregående kapitel är en seriekoppling inte realiserbar.

Till denna klass av flerstegskopplingar kan också räknas Niebergalls kombinationskopplingar.



De i denna systematik visade ideala flerstegskopplingar utgör varianter av olika principiella flerstegstyper. Andra varianter av samma principiella flerstegstyp kan framtagas. Som exempel härför visas i figur 5.7a-c tre processvarianter av den nyss beskrivna tvåstegsdesorptions-resorptionsprocessen. Allt efter sättet som de olika stegen i resorptions- och absorptionsprocesscykeln följer på varandra erhålles dessa ytterligare varianter. Beroende av ordningsföljden av mellantrycks- och högtrycksprocessen kan i en verklig process olika värmefaktorer erhållas. Varianterna enligt fig 5.6 och 5.7c är fördelaktiga därför att nyttotemperaturens medelvärde ligger på en lägre nivå och kan därför ge en något högre värmefaktor än de övriga två varianterna. I varianten enligt figur 5.6 behövs dessutom endast en lösningspump i vardera lösningscykel.

#### 5.1.5 Värmefaktorn för ideala flerstegskopplingar

När man går från enstegsutförandet till tvåstegsutförandet så kan Carnot-värmefaktorn för de här visade ideala processerna öka från 2 till 3 eller minska från 2 till 1.5. Man kan emellertid även erhålla värden som ligger mellan dessa extremvärden genom att kombinera olika grundkopplingar. Ett exempel på en sådan kopplingskombination visas i figur 5.8 som utgör en hopkoppling av en trestegs resorptions-desorptions seriekoppling och en tvåstegs absorptions-desorptionskoppling med Carnot-värmefaktor  $\emptyset = 2.5$ .

#### 5.1.6 Värmefaktorn för reala flerstegskopplingar

Genom att kombinera olika processer i olika steg kan man i princip uppnå en maximal värmefaktor för en flerstegskombination som kan optimalt anpassas till yttre, givna parametrar som kännetecknar värmekällan, drivenergikällan och värmesystemet. Gör man den optimala anpassningen av sorptionsprocessen till det yttre systemets parametrar alltför sofistikerad i form av flerstegskopplingar, så erhåller man emellertid lätt en rad nackdelar som ger allt annat än en teknisk-ekonomisk optimal lösning. Som sådana nackdelar måste anses kopplingar med flera olika trycksteg (t ex fem olika trycksteg i kopplingen enligt figur 5.8), oacceptabel ökning av irreversibiliteter vid ökad användning av intern värmeväxling, åtföljd av ett större investeringsbehov för den erforderliga större värmeväxlingsarean.

I verkliga anläggningar blir den marginella förbättringen av värmefaktorn från steg till steg allt mindre ju sämre det individuella stegets reala värmefaktor är (Girsberger, 1981, Girsberger och Trepp, 1981). I tabell 5.1 visas den totalt

uppnåbara värmefaktorn av två- och trestegskopplingar av en viss typ (motsv. figur 5.9 och 7.29) som funktion av antalet steg  $n$  och det individuella stegets verkliga värmefaktor  $\emptyset_n$ . Den totala värmefaktorn beräknas med följande uttryck:

$$\emptyset = 1 + (\emptyset_1 - 1)^1 + (\emptyset_2 - 1)^2 + \dots + (\emptyset_n - 1)^n \quad (7)$$

Det framgår att den uppnåbara marginella förbättringen (jämfört med steget innan) minskar påtagligt med ökande antal processteg. Detta är synnerligen påfallande vid låga värmefaktorer för enkelsteget. Man ser också att det är färfängt att försöka förbättra värmefaktorn för en enstegsprocess med dålig värmefaktor genom att införa fler steg.

Tabell 5.1 Reala värmefaktorer för flerstegs-sorptionsvärmepumpar

Värmefaktor enstegs-AVP	Värmefaktor tvåstegs-AVP	Marginell ökning (%)	Värmefaktor trestegs-AVP	Marginell förbättring (%)
2	3	50	4	33,3
1,9	2,71	42,6	3,44	26,9
1,8	2,44	35,6	2,95	21,0
1,7	2,19	28,8	2,53	15,7
1,6	1,96	22,5	2,18	11,0
1,5	1,75	16,7	1,88	7,1
1,4	1,56	11,4	1,62	4,1
1,3	1,39	6,9	1,42	1,9
1,2	1,24	3,3	1,25	0,6
1,1	1,11	0,9	1,11	0,1

Eftersom varje extra steg medför en ökad investering i apparater är det osannolikt att den marginella förbättringen av värmefaktorn gör den marginella merinvesteringen räntabel för fler än två eller högst tre steg.

## 5.2 Flerstegs-kopplingar med flera arbetsmediepar

Varje arbetsmediepar uppvisar tillämpningsbegränsningar som beror på de ingående materialens kemisk-fysikaliska egenskaper, se t ex tabell 1.1. I flerstegs-absorptionsvärmepumpar kan det vara av fördel att använda olika arbetsmediepar

i de olika processtegen. Man väljer då arbetsmedieparet för varje steg så att dess egenskaper är optimalt anpassade till de speciella förhållanden som är utmärkande för processteget i fråga. Men nu är det nödvändigt att de olika stegen separeras fysiskt ifrån varandra. Varje steg utgör sedan ett termodynamiskt slutet system mellan vilka inget materialutbyte kan ske. Men däremot är stegen termiskt kopplade med varandra över interna värmeväxlare.

Den främsta fördelen med hoppkoppling av kompletta sorptionssteg med olika arbetsmedier är att de termiska och driftstekniska påfrestningarna som medierna utsätts för kan reduceras. Detta säkerställer förbättrad funktion och längre livslängd.

Som nackdelar får man notera att t ex i en tvåstegsanläggning uppträder fyra trycknivåer istället för tre och för resorptionsystem behövs upp till fyra lösningspumpar.

I allmänhet kan man i dessa kopplingar inte längre genomföra värmeöverföring vid endast tre temperaturnivåer. Ett kvarhållande av extern värmeväxling till tre temperaturnivåer kräver en balanserad intern värmeväxling vid en fjärde temperaturnivå. Principiellt får man inga nya flerstegstyper, därför kan man i motsvarighet till de sex möjliga tidigare behandlade grundkopplingar även nu sammanställa sex olika utföranden med kopplingar av separata steg. Av dessa berörs här emellertid endast de tre kopplingarna som har en Carnot-värmefaktor  $\vartheta_c = 3$ .

Figur 5.9 visar en hoppkoppling av två enkla processer enligt figur 5.1 i form av ett lågtemperatursteg och ett högtemperatursteg. Man kan åstadkomma intern värmeväxling mellan de båda stegen om dessa förskjuts mot varandra med ett temperatursteg. Till följd av en balanserad värmeväxling vid en temperaturnivå erhåller man en partiell intern värmeväxling vid en andra temperaturnivå. Som en ytterligare följd måste den dubbla värmemängden omsättas i ett av de båda stegen.

I den visade kopplingen används resorptions- och absorptionsvärmets från högtemperatursteget som drivenergi i lågtemperaturstegets generator  $D_1$ . Följaktligen måste den dubbla värmemängden omsättas i lågtemperatur-processcykeln. Emellertid behövs en del av den i lågtemperatursteget uppträdande nyttovärmen som drivenergi för desorbatorn  $E_H$ . Som resultat erhålls en Carnot-värmefaktor  $\vartheta_c = 3$ .

I flerstegskopplingen enligt figur 5.10 tillförs lågtemperaturstegets generator.  $D_1$  drivenergi från högtemperaturstegets absorbatör  $A_h$ . Denna koppling är analog till parallellkopplingen med tvåstegs absorption-desorption enligt figur 5.2, där resorption och desorption av de båda stegen sker i en apparat. Här har också Carnot-värmefaktorn värdet 3.

Låter man den interna värmeväxlingen ske mellan resorbatorn  $R_h$  av det andra steget och Generatoren  $D_1$  av det första (figur 5.11), så erhåller man en analog koppling till parallellkopplingen med tvåstegs desorption-resorption enligt figur 5.6. Även här ökar Carnot-värmefaktorn till värdet 3.

Även bland dessa flerstegskopplingar med olika arbetsmediepar finns kombinationer mellan olika steg som leder fram till värden för Carnot-värmefaktorn, mellan 1.5 och 3.

## 6. BORSIGS KLASSIFICERING

Ett av de underliggande syften med de ovan behandlade systematiseringarna av flerstegskopplingar har varit att via apparat- och processkopplingar få fram typer som leder till andra Carnot-värmefaktorer än 2 som ju är utmärkande för den normala enstegs-typen. Typer med större värden är intressanta därför att de har förutsättningar att i praktiska utföranden kunna ge ett större värmeutbyte än som är uppnåbart med enstegs-typen.

I vissa sammanhang - i synnerhet vid tillämpning av sorptionsprocessen vid industriell kylning - är också de typer av praktiskt intresse som har en lägre Carnot-verkningsgrad, men som i gengäld kan åstadkomma temperaturlyft under tekniska förhållanden där enstegsprocessen inte längre är genomförbar. Inom kyltekniken har nog detta förhållande varit styrande vid val och dimensionering av flerstegskopplingar med arbetsmedieparet ammoniak-vatten. Vid en återblick kan man konstatera att kylanläggningar med resorptionssteg uppenbarligen inte längre byggs. Inte heller har särskilt många anläggningar byggts med flerstegsdesorption, men desto fler med flerstegsförångning och -absorption. De anläggningar som t ex Borsig levererat under efterkrigstiden återspeglar dessa förhållanden. Det är därför inte förvånansvärt att de äldre och nyare klassificeringar inte är praktiskt tillämpbara på dagens absorptionsvärmepumpar för kyländamål.

Det förefaller därför också naturligt att man exempelvis hos Borsig utvecklat en klassificering som är anpassad till det aktuella behovet. Att dömma efter de flerstegskopplingar som deras konkurrenter, Linde i BRD och York i USA, uppvisar i sina publikationer så tillämpas hos dem samma klassificeringsprinciper.

Denna praktiska klassificering kännetecknas av att flerstegsutföranden endast omfattar desorptionssteg, förångningssteg och absorptionssteg (Malewski 1982:a). Detta innebär att dessa typer alltid uppvisar Carnot-värmefaktorer som är lika med eller mindre än 2. Hos Borsig har man infört kodbeteckningar för olika systemtyper som bygger på följande definitioner:

- desorptionssteg betecknas med en romersk siffra (I, II, III)
- förångningssteg betecknas med en arabisk siffra för varje förångningstemperaturnivå
- absorptionssteg betecknas med en arabisk eller romersk siffra efter bindestrecket (se exempel) beroende på upphovsstället för köldmedieångan som skall absorberas.

Exempel:

Systemtyp I-1	1 desorptionssteg (I) 1 förångningssteg (1) 1 absorptionssteg
Systemtyp I-1/II-2I	2 desorptionssteg (I,II) 2 förångningssteg (1, 2) 1 absorptionssteg inom desorptionssteg I (1) 2 absorptionssteg inom desorptionssteg II (2, I), varvid köldmedieånga (ammoniak) från desorptionssteg I och förångningssteg 2 absorberas i separata absorbatörer.

Eftersom enligt Malewski varje stegtyp är fysikaliskt och tekniskt väl dokumenterad i Borsigs erfarenhetsbank kan man med hjälp av dataprogram snabbt och enkelt bestämma olika kopplingars tekniska och ekonomiska egenskaper. Därigenom blir det möjligt att hitta den optimala kopplingen för ett givet objekt och även optimera kopplingens tekniska prestanda.

Detta sätt har man t ex också tillämpat på systemval och optimering av en 3,5 MW absorptionsvärmepump för värmeproduktion (värmepumpen "Saar" som sedermera byggts i Völklingen vid Saarbrücken och togs i provdrift 1980). Ur figur 6.1 framgår vilka enkel- och flerstegssystem som undersökts med hänsynstagande till olika restriktioner (Malewski 1979). Det visas också (i sista kolumnen) vilka kopplingskombinationer man har undersökt med avseende på de huvudsakliga värmegivarna, nämligen kondensatorn (C) och absorbatoren (A). Det är av betydelse för värmepumpens systemtryck om kylvattnet (t ex FV-returvatten) passerar genom dessa apparater i parallellkoppling eller i seriekoppling. Parallellkoppling är det normala vid köldproduktion, seriekoppling med absorbatoren efter kondensorn är optimal vid värmepumpning (i vatten-litiumbromid värmepumpar är seriekoppling av kondensorn efter absorbatoren mera optimal). Den systemtypen som valdes har kodbeteckningen I-12 och utgörs av en absorptionsvärmepump med enstegsdesorption och tvåstegsförångning och -absorption med seriekoppling för kondensorn och de båda absorbatörerna. Vid apparatoptimeringen har man använt empiriska uttryck (Malewski 1979, 1982;b) som för enstegs- och flerstegsdesorption ger sambandet mellan den drivande temperaturdifferensen  $\Delta t_H$ , resp  $\Delta T_H$ , och temperaturlyftet  $\Delta t_K$ , resp  $\Delta T_K$  (figur 6.2 och 6.4) samt mellan en specifik köldfaktor  $\phi_K \Delta t_K / \Delta t_H$ , resp  $\phi_K \Delta T_K / \Delta T_H$  (figur 6.3 och 6.4). Figurerna 6.2 och

6.3 gäller vid på vattensidan parallellkopplade kondensatorer och absorbatörer, medan figurerna 6.4 och 6.5 avser systemtyper med på vattensidan seriekopplade apparater. Här är  $\Delta t_H = t_N - t_U$ ,  $\Delta T_H = T_H - T_N$ ,  $\Delta t_K = t_U - t_O$  och  $\Delta T_K = T_N - T_O$ .

Temperaturerna avser

- $t_O, T_O$  värmekälla (i kylanläggning: förångningstemperatur), °C resp K  
 $t_U, T_N$  omgivning (i kylanläggning: kylmedium, t ex brine, i värmeanläggning: värmevattnets temperatur efter värmepumpen, t ex FV-framledningstemperatur), °C resp K  
 $t_H, T_H$  generatormedeltemperatur vid utträde ur desorbatorn (generatorn), °C resp K

Mellan köldfaktorn  $\phi_K$  och värmefaktorn  $\phi_V$  råder följande samband

$$\phi = 1 + \phi_K \quad (8)$$

Denna ekvation och diagrammen i fig 6.2-6.5 kan alltså användas för att uppskatta praktiskt uppnåbara processvärmefaktorer för ammoniak-vatten enstegs- och flerstegs-absorptionsvärmepumpar. Eftersom köldfaktorn är definierad som

$$\phi_K = P_O / P_G \quad (9)$$

kan med kännedom av denna och kyleffekten  $P_O$  uppskattas generatoreffekten  $P_G$ .

## 7. KONTINUERLIGA FLERSTEGS-VÄRMEPUMPAR: TEKNOLOGI

Någon uppgift om hur många sorptionsvärmepumpar för kyl-, värme- eller klimatiseringsändamål totalt har tillverkats gick inte att få fram. Det är inte heller känt hur den relativa fördelningen är med avseende på ammoniak-vatten-, resp vattenlitium-bromidvärmepumpar. Förmodligen är styckeantalet av de senare störst eftersom dessa normalt serietillverkas på fabrik till färdiga moduler. De används också huvudsakligen inom klimatiseringssektor där kyleffekterna är normalt förhållandevis små.

Ammoniak-vatten absorptionsvärmepumpar lämpar sig ekonomiskt sett bäst för större effekter. En mindre serietillverkning förekommer endast för enheter med kyl- och värmeeffekter i storleksordningen 10-40 kW. Vid större effekter är det norm att alla ingående komponenter fabrikstillverkas men att monteringen sker på uppställningsplatsen. Karakteristiskt är att anläggningarna byggs för kyleffekter mellan ca 300 kW och 25 MW och har huvudsakligen kommit till användning för industriell kylning.

Hur stor andel av de hitintills installerade anläggningarna är utförda i form av någon typ av flerstegskoppling är inte heller känt. Men en liten fingervisning kan man kanske få från följande uppgifter (som avser efterkrigstiden) från Borsig som endast tillverkar ammoniak-vattentypen:

Antal levererade anläggningar	100 st
Under tillverkning	1 st
Kyleffekt, min	0,1 MW
Kyleffekt, max	20 MW
Uppskattad värmeeffekt, min ( $\varnothing = 1,3$ )	1 MW
Uppskattad värmeeffekt, max ( $\varnothing = 1,4$ )	70 MW

Antal flerstegsanläggningar	28 st
Kyleffekt, min	0,3 MW
Kyleffekt, max	20 MW

De 28 flerstegsanläggningarna fördelar sig på följande typer:

22 st	med enstegsdesorption och tvåstegsförångning/absorption
2 st	som ovan men med dessutom ett boostersteg (mekanisk förkomprimering)
2 st	med enstegsdesorption och tvåstegsförångning/absorption



## 2 st med tvåstegsdesorption och tvåstegsförångning/absorption

Bland dessa anläggningar är inräknad den enda absorptionsvärmepumpen för värmeproduktion (värmepumpen "Saar") som enligt Borsigs klassificering är en flerstegskoppling av typen enstegsdesorption och tvåstegsförångning/absorption. Den beskrivs närmare längre fram.

Som framgår av sammanställningen ovan har man efter kriget inte byggt någon flerstegsanläggning alls i vilken ingår en resorptions-desorptionscykel. De anläggningar som fanns eller eventuellt finns kvar byggdes under decennierna före sista världskriget. Det har heller inte blivit känt om Borsigs konkurrenter (Linde, York) har levererat snarlika utföranden. Man kan därför dra den slutsatsen att denna flerstegstyp inte är aktuell längre, åtminstone inte för kyländamål. Anledningen härför torde vara större specifika investeringskostnader som kan sitt upphov i större areabehov i värmeväxlare för resorbatoren och desorbatoren. Möjligen kan det bli en renässans framöver vid tillämpning för värmeändamål.

Det är anmärkningsvärt att det bland tillverkare av vatten-litiumbromid absorptionsvärmepumpar finns en (Trane, USA) i vars tillverkningsprogram ingår serie-mässig tillverkning av en tvåstegstyp för kyländamål.

I det följande belyses tekniken vid flerstegsutföranden genom att kortfattat beskriva olika kopplingar. De anförda exemplen är hämtade ur facklitteraturen. Ofta framgår det inte om typen ifråga verkligen har byggts, men apparatkopplingschemat tyder på att så kan ha varit fallet.

### 7.1 Enstegs-desorption med flerstegs-absorption

Som framgår av jämförelsen ovan tillhör majoriteten av utförda flerstegsanläggningar till systemtypen I-1,2 i Borsigs notation. Anläggningstypen kännetecknas av ett högtemperatur-desorptionssteg och två absorptionssteg på två olika trycknivåer. Dessa två absorptionssteg förutsätter självfallet också två förångningssteg på samma trycknivåer. Enligt den äldre klassificeringen (avsnitt 4.3) är det här frågan om en kombinationskoppling. Genom att dela upp förångningen och absorptionen i ett högtryckssteg och ett lågtryckssteg erhåller man vissa fördelar som får sitt uttryck i en bättre effektiv köld-, resp värmefaktor jämfört med den enkla enstegskopplingen av systemtyp I-1.

För en reversibel genomförd process framgår processförloppet ur  $\ln p$ - $1/T$ -diagrammet i fig 7.1 (Richter 1962, Niebergall 1959).

I kopplingen ingår en kondensor 1 och två förångare 2a och 2b från vilka köldmedieångor vid tryck  $p_{01}$  resp  $p_{02}$  går till absorbatörerna 3a och 3b. Den starka lösningen som kommer från generatoren vid tillstånd 5 används först i absorbatören 3a vid trycket  $p_{01}$  för absorption av köldmedieånga som i förångaren 2a förångats vid temperaturen  $T_{01}$  och trycket  $p_{01}$ . Den delvis mättade, svagare lösningen absorberar sedan i absorbatör 3b köldmedieånga som förångats i förångaren 2b vid temperaturen  $T_{02}$  och trycket  $p_{02}$ . Den mera mättade, svaga lösningen pumpas nu tillbaka till generatoren med pumpen P.

De värmemängder som överförs vid förångningen och absorptionen i de båda stegen kan ha olika storlek. Om värmeandelarna i förångare och absorbatörerna betecknas med  $m_1$  och  $m_2$ , resp  $n_1$  och  $n_2$ , varvid gäller att  $m_1 + m_2 = 1$  och  $n_1 + n_2 = 1$ , så beräknas för denna flerstegskoppling Carnot-värmefaktorn (Niebergall 1959):

$$\emptyset = (n_1/T_{A1} + n_2/T_{A2} - 1/T_G) / (m_1(1/T_{01} - 1/T_K) + m_2(1/T_{02} - 1/T_K)) \quad (10)$$

Man ser att detta uttryck går över till ekv 2 om  $T_{A1} = T_{A2} = T_A$  och  $T_{01} = T_{02} = T_0$

### 7.1.1 Exempel 1: kylanläggning

I figur 7.2 återges  $\ln p$ - $1/T$ -diagrammet för en Borsig-anläggning med 174 kW kyleffekt för oljekylning. Anläggningen skiljer sig från den ovan beskrivna i det avseende att den starka lösningen från generatoren först används i lågtrycksabsorbatören där köldmedieånga (ammoniak) från lågtemperaturförångaren ( $-50^\circ\text{C}$ ) absorberas. Därefter pumpas lösningen med lösningspumpen  $P_1$  till högtrycksabsorbatören som arbetar på den andra förångarens trycknivå och där ammoniak från denna förångaren ( $-30^\circ\text{C}$ ) absorberas. Den svaga lösningen pumpas sedan med lösningspumpen  $P_2$  till generatoren där desorptionen sker med drivenergi från ånga vid ca  $137^\circ\text{C}$  och 3,4 bar. Kylning av kondensorn och de båda absorbatörerna sker huvudsakligen med ganska varmt flodvatten (upp till  $25^\circ\text{C}$ ). Processkyla behövs här på temperaturnivåerna  $-20^\circ\text{C}$  och  $-40^\circ\text{C}$ .

I diagrammet har utelämnats alla irreversibiliteter. För att reducera dessa i den verkliga processen har anläggningen utrustats med både en rektifikator och flera

interna värmeväxlare. Detaljerna framgår av kopplingschemat, figur 7.3 (man bör observera att den engelska termen "weak solution" i figurtexten avser "weakly (saturated) solution" och därmed motsvarar "(termodynamiskt) stark lösning" enligt i denna text använd terminologi). Tyvärr finns inga uppgifter över vilka köldfaktorer som uppnåtts i denna anläggning.

I figur 7.4 visas ett flödesschema för en motsvarande flerstegskoppling i Lindes utförande. (Richter Schumacher 1974). Denna absorptionsvärmepump har en direkteldad generator. Som bränsle används tjockolja. Kyleffekten 2.8 MW erhålls i tre förångare (13, 14 och 16) vid temperaturerna  $-25^{\circ}\text{C}$ ,  $-15^{\circ}\text{C}$  och  $-5^{\circ}\text{C}$ . De båda högtemperaturförångarna, 14 och 15, är parallellkopplade. Ångtrycket från förångaren 15 med  $-5^{\circ}\text{C}$  förångningstemperatur reduceras till trycknivån av förångare 14. Ammoniakången absorberas sedan i mellantrycksabsorbator 6b. Ångan från lågtemperaturförångaren absorberas i lågtrycksabsorbatorn 6a.

I kylanläggningen ingår även en enstegs- och en tvåstegs-turbokompressorkylmaskin.

Den heta starka ammoniaklösningen från generatoren passerar först genom temperaturväxlaren 9 och lösningskylaren 10 innan den expanderas i lågtrycksabsorbatorn 6a. Här anrikas lösningen genom absorption av  $-25^{\circ}\text{C}$  kall ammoniakånga. Den erhållna, något svagare lösningen pumpas under tryckstegring med lösningspumpen 8a till mellantrycksabsorbatorn 6b. Genom absorption av  $-15^{\circ}\text{C}$  kall ånga försvagas lösningen ytterligare och pumpas sedan av högtryckslösningspumpen 8b genom refluxkondensator 3, temperaturväxlaren 9 och rektifikatorn 2 till generatoren 1 för att på nytt regenereras.

Anläggningen kan kontinuerligt kapacitetsregleras till små kyleffekter. Oljeförbrukningen avtar härvid i proportion till kylbehovet.

En motsvarande ångdriven kylanläggning av York-fabrikat med 3 förångnings-/absorptionssteg visas i figur 7.5 (Rescorla 1953). Absorptionen i varje trycksteg sker i tre absorbatorer på samma trycknivå. Enligt Borsigs klassificering föreligger här systemtyp I-1,2,3.

#### 7.1.2 Exempel 2: Saar-absorptionsvärmepumpen

Med anslag från tyska ministeriet för teknikens främjande (BMFT) uppförde Borsig 1979/80 i samarbete med fjärrvärmeproducenten Saarberg Fernwärme i Volk-

lingen vid Saarbrücken den än så länge enda, men samtidigt största absorptionsvärmepumpen i flerstegsutförande i form av en demonstrationsanläggning. Som tidigare nämnts valdes systemtyp I-1,2 efter en ingående analys av de givna omständigheterna. De systemtyper med enstegs- och flerstegskopplingar som härvid undersöktes framgår ur figur 7.6. En anledning till att man valde en anläggning med tvåstegsförångning/absorption var att två olika värmekällor med olika temperaturnivåer stod till förfogande. Den ena utgjordes från början av varmt kylvatten från en närbelägen stadsgasanläggning (kokeri), med en temperatur mellan  $35^{\circ}$  och  $40^{\circ}\text{C}$ . Den andra värmekällan bestod av väsentligt svalare flodvatten som emellertid skulle användas endast sommartid. Stadsgas (kokerigas) skulle användas som primär drivenergi i en ångpanna. Kokeriet lades emellertid ned och de värmekällor som nu används är FV-returvattenflöde och flodvatten. Istället för stadsgas används naturgas. Målsättningen var att leverera  $90$ -gradigt vatten till fjärrvärmenätet med en effekt på  $3,5$  MW.

Ett principiellt flödesschema visas i figur 7.7 (Borsig 1981) och apparatkopplingen i figur 7.9 (Heinrich 1981). Som framgår av bild 7.8 är anläggningen byggd i tre plan utan klimathölje.

Anläggningstekniken skiljer sig från de ovan beskrivna typerna för köldalstring väsentligen i följande punkter:

- på grund av den höga kylvattentemperaturen ca  $40^{\circ}$  (FV-returtemperatur) är processtrycket i högtrycksdelen betydligt högre (ca  $40$  bar) än i kylanläggningar
- för att hålla processtrycket på så lågt värde som möjligt passerar kylvattnet först kondensorn och sedan absorberatorerna A1 och A2
- för processens genomförande krävs hög generatortemperatur (ca  $180^{\circ}\text{C}$ ) vilket leder till hög vattenhalt i det desorberade köldmediet (ammoniak) vilket i sin tur erfordrar en större rektifikator och väl kontrollerade refluxförhållanden
- på grund av det höga processtrycket måste väggtjockleken av berörda komponenter ökas vilket leder till mera materialåtgång, tyngre apparater och därmed högre specifika investeringskostnader.

Processförloppet kan lättast följas i figur 7.9 (bokstavs-beteckningarna syftar även till figur 7.7). Desorbern 5 (D) drivs med ånga ( $188^{\circ}\text{C}$   $12,2$  bar) från en (underdimensionerad) ångpanna med effekt  $2,8$  MW. Stark het lösning från desorbern värmeväxlas i temperaturväxlaren 6 (T) mot svag kall lösning. I en lösningskylare värmeväxlas den starka lösningen mot FV-returvatten som är (A2)

och 14 (A1). Därefter expanderas den kylda lösningen till absorbatoren A1 (14) där en koncentrationsökning med kall, i köldväxlaren 19 förvärmad ammoniakånga från förångaren 20 (V1) sker. Efter uppsamling i en lösningsbehållare 11 pumpas den försvagade lösningen till absorbatör A2 (13) där på en högre trycknivå ammoniakånga absorberas som kommer från förångaren 21 (V2) via köldväxlaren 18. Därefter pumpas den erhållna svaga, avkylda lösningen under tryckstegring till en refluxvärmväxlare 2 (RK, ångkylare) för förvärmning och vidare via temperaturväxlaren 6 (T) till rektifikatorn 3 (R) och sedan till generatoren 5 (D, högtemperaturdesorber). Den där erhållna blandningen av ammoniak- och vattenånga rektificeras i rektifikatorn under avkylning. I refluxvärmväxlaren kondenseras en viss del av ångan som återförs till rektifikatorns toppdel. Resten av den nästan vattenfria ammoniakångan kondenseras i kondensorn 15 (C), samlas i köldmedierecipienten 16 och fördelas därifrån i parallella flöden via köldväxlarna 18 och 19 efter expansion till de båda förångarna 18 och 19. Efter förångning och uppvärmning i köldväxlarna 20 resp 21 strömmar ammoniakångorna till absorbatörerna 13 (A1) resp 14 (A2).

Under 1980 gjordes testkörningar (Heinrich 1981). Man konstaterade då att denna flerstegsabsorptionsvärmepump tålde en varaktig överbelastning med ca 20% vilket resulterade i en ut-effekt på 4,2 MW vid något försämrade effektiv värmefaktor. Det bedömdes som sannolikt att ännu högre värmeeffekt kunnat uppnås om inte ångpannans effekt (2,8 MW) varit begränsande. En ursprungligen installerad deflegmator efter rektifikatorn fick bytas ut mot en refluxvärmväxlare 2 (RK, ångkylare) eftersom den garanterade ammoniakrenheten var endast 99% istället för 99,8%. Under denna period fick man också byta de båda lösningspumparnas axeltätning två gånger.

Vid fullastkörningar uppmättes processvärmefaktorer mellan 1,45 och 1,55 beroende av värmekälltemperaturen. Vid lägsta dellastkörning (25% av fullast) sjönk processvärmefaktorn till ca 1,3.

I början av 1981 togs värmepumpen idrift och ytterligare mätningar utfördes. Följande driftsdata har publicerats (Malewski 1981):

<u>Värmekälla</u>	Temperatur	40,6 °C
	Avkylning	8,6 °C
	Volymflöde	124 m <sup>3</sup> /h
	Kyleffekt	1,24 MW

Värmeleverans

Temperatur	$^{\circ}\text{C}$	Effekt (MW)
FV-retur	52,2	-
Kondensor	67,6	1,433
Absorber 1	76,5	0,828
Absorber 2	88,7	1,135
Lösningsskylare	90,4	<u>0,158</u>
FV-fram	90,4	3,554
Volymflöde	$80 \text{ m}^3/\text{h}$	

Generator

Ånga 12,2 bar	$188^{\circ}\text{C}$
Bränsleenergi	2,825 MW
Årsenergi	2,315 MW
Pannverkningsgrad	81,9 %

Processenheter

Köldfaktor	0,536
Värmefaktor	1,536 (process)
Värmefaktor	1,258 (totalt)

7.2 Tvåstegs-desorption

Det är sannolikt att hos andra tillverkare den procentuella andelen av levererade anläggningar med tvåstegs-desorption är av samma storleksordning som hos Borsig. Denna flerstegstyp kännetecknas av en maximal Carnot-värmefaktor  $\theta_C = 1,5$  som ligger alltså 25% under den för enstegskopplingen. Detta innebär ju att man måste offra mera drivenergi för att åstadkomma samma kyleffekt som med en enstegskoppling eller med den i förra kapitel beskrivna. Normalt kommer man därför att försöka undvika att använda denna kopplingstyp. Att den överhuvudtaget används för köldproduktion beror på att yttre omständigheter omöjliggör genomförandet av den hittills behandlade tekniken. Om krav på låga förångnings-temperaturer sammanfaller med tillgång av kylvatten med hög temperatur eller om det finns spillånga eller en annan billig drivenergikälla på två olika temperaturnivåer till förfogande så kan denna flerstegskoppling vara ett lämpligt val för köldalstring. I tekniskt avseende kan vid behov av värmealstring för uppvärmningsändamål förmodligen endast ett ovillkorligt krav på höga värmevattentempe-

raturer eller krav på låga vattentemperaturer samt tillgång till billig spillånga som drivenergi rättfärdiga valet av denna typ. I ekonomiskt avseende ställer sig ett sådant val för ammoniak-vattenabsorptionsvärmepumpen sannolikt ogynnsammare än för vatten-litiumbromidvärmepumpen. Dyliga sorptionsvärmepumpar har emellertid ännu så länge inte tillverkats för uppvärmningsändamål. Därför visas här endast exempel på utföranden för köldalstring.

För en ammoniak-vattenanläggning visas den reversibla processcykeln för denna kopplingstyp i figur 7.10 och apparatkopplingen för den verkliga processen i figur 7.11 (Niebergall 1959, Richter 1962). I anläggningen ingår två generatorer, högtrycksgeneratorn 13 med sin rektifikator 14 och lågtrycksgeneratorn 8 med rektifikator 9. Desorption i denna och absorption i högtrycksabsorbatorn 11 sker på en mellantrycksnivå  $p_m$ . Allt köldmediekondensat som erhålls i kondensorn 1 förångas i förångaren 2. Ångan absorberas sedan i lågtrycksabsorbatorn 5.

I en annan variant (figur 7.12 och 7.13) förångas kondensatet i två förångare som arbetar på två olika trycknivåer,  $p_{01}$  och  $p_{02}$ . En motsvarande koppling i Yorkutförande visas i figur 7.14 (Rescorla 1953). Denna variant tillgrips när kylbehov på två olika temperaturnivåer föreligger.

### 7.3 Anläggning för dubbla kyleffekten

Såsom ovan visats (5.1.2) kan man teoretiskt bli med en tvåstegs resorption-desorptionsseriekoppling erhålla en Carnot-värmefaktor  $\eta_c = 3$ . Om man i den i figur 5.3 visade processen ersätter högtrycksresorption-desorptionssteget med ett vanligt kondensations-förångningssteg så erhåller man det processförlopp som visas i figur 7.15. I figur 7.16 och 7.17 visas typiska apparatkopplingar. Genom att tillämpa en resorption-desorptionscykel på endast ett av de båda stegen erhåller man en enklare apparatur som är mindre investeringskrävande.

En sådan anläggning för ammoniak-vattenparet byggdes 1931 av Borsig för ca 40-46 kW kyleffekt. Som drivenergi för processen användes industriella rökgaser. För denna intressanta anläggning finns detaljerade mätresultat tillgängliga och, basert på dessa, olika beräkningsresultat för förbättrade utföranden (Gompertz, Niebergall 1932). I figur 7.18 återges den verkliga processen inritad i  $\ln p-1/T$ -diagrammet. En jämförelse med figur 7.15 utvisar att man i synnerhet vid absorption och resorption erhåller påtagliga avvikelser från det ideala processförloppet.

Det ammoniakcondensat som erhålls vid tillstånd 1 förångas i det första förångningssteget vid tillstånd 2a och resorberas mellan tillstånd 7' och 8' i resorbern. I det andra förångningssteget desorberas ammoniak i lågtemperaturdesorbatoren (ty "Entgaser") mellan tillstånd 9 och 10. Härvid ändras den svaga lösningens koncentration från 48% till 38%, desorptionsdifferensen är alltså 0,10 i denna sorptionscykel. Desorberad ammoniak absorberas sedan mellan tillstånd 3' och 6' i högttemperatursorptionscykeln.

Några komponenter i denna anläggning var dåligt eller inte alls värmeisolerade. På grund av bristfälligt dimensioneringsunderlag blev generatoren och rektifikatoren 30% överdimensionerade vilket resulterade i onödigt höga värmeförluster.

Anläggningen kunde genom omkoppling köras som en vanlig enstegsapparat. Vid detta driftsätt beräknades den förlustfria processens köldfaktor till  $\varnothing_{o,k} = 0,55$ , vilket motsvarar en värmefaktor  $\varnothing_{o,v} = 1,55$ . Vid normaldrift med två steg beräknades processens verkligt uppnåbara värmefaktor till  $\varnothing_v = 1,83$ , varvid korrekationer införts för ovanstående värmeförluster. För den förlustfria processen, (vilket innebär värmeväxlare med oändligt stora värmeväxlande ytor), skulle man erhållit  $\varnothing_{o,v} = 1,925$ . Eftersom den maximala Carnot-värmefaktorn för denna flerstegstyp är 3, så beräknas Carnot-verkningsgraden för den verkliga processen till 0,61.

#### 7.4 Tranes tvåstegs-desorptionstyp

Det amerikanska företaget Trane tillverkar seriemässigt vatten-litiumbromid absorptionsvärmepumpar för kyländamål i industrin och klimatiseringssektorn. Produktprogrammet omfattar både ett enstegs- och ett tvåstegsutförande för kyleffekter mellan 350 och 5800 kW, resp 1350 och 3700 kW. Ett flödesdiagram för tvåstegstypen visas i figur 7.19. Detta utförande avser en kombinationskopplad tvåstegsabsorptionsvärmepump med tvåstegskondensering och tvåstegsdesorption varvid det första stegets kondensationsvärme utnyttjas för desorption i det andra steget. Processförloppet för den ideala processen återges i figur 7.20. Eftersom man i vatten-litiumbromidprocesscykeln inte behöver tillgripa rektifikation erhålls högre processvärmefaktorer än för ammoniak-vattensanläggningar. Figur 7.21 återger ångbehovet per köldalstringsenhet som funktion av belastningen för i kylsammanhang typiska utgående kylvattentemperaturer efter kondensorn. Abscissans värden har räknats om till värmefaktorer och avsatts på diagrammets höger abscissa. De båda graferna visar dellastförhållanden vid dels enstegs-, dels tvåstegsutförandet. Det framgår att värmefaktorn vid fullast ligger typiskt vid ca



1.65 för enstegsutförandet och ca 2.0 för tvåstegsutförandet. Vid delastkörning redovisas en påtaglig förbättring av värmefaktorerna i synnerhet för tvåstegstypen där den vid lägsta dellast (30% av fullast) har ökat till ca 2.4. Emellertid är det nu nödvändigt att använda ånga vid en högre temperaturnivå (ca 170-180°C, 9-11 bar) än som är brukligt vid enstegsutförandet (ca 120°C).

Vissa informationer föreligger (Bjurström 1982) att Hitachi (Japan) utvecklat en motsvarande tvåstegskylapparat för små kyleffekter (ca 40 kW).

## 7.5 Nya utvecklingar

Den nyutveckling som avser flerstegsabsorptionsvärmepumpar utan energilagring (och utan mekaniska kompressionssteg) är ganska begränsad. Endast ett fåtal förslag eller projekt har publicerats i patent- och facklitteraturen. Ett flerstegsutförande (med fyra till sju steg) i vilket sorptionssteg kombineras med ett mekaniskt kompressionssteg, figur 7.22, har patenterats i Japan (Mamiya 1974), men förefaller inte ha lett till en nyutveckling. Periodiska flerstegsabsorptionsvärmepumpsystem med energilagring har föreslagits (Stymne 1980), men dessa faller utanför ramen av denna förstudie.

### 7.5.1 Dao-absorptionsvärmepumpen

En intressant flerstegsabsorptionscykel undersöktes teoretiskt vid Lawrence Berkely Laboratory (USA) som av upphovsmannen Kim Dao betecknades med "single-effect regenerative" absorptionscykel (Dao 1978). Denna processcykel uppvisar enligt simuleringsberäkningar vid nästan alla undersökta generatortemperaturer en bättre processvärmefaktor än den enkla absorptionscykeln, figur 7.23. Dessa beräkningar tycks emellertid inte ha verifierats av experimentella mätningar. Överhuvudtaget förefaller det som om experimentella mätningar inte utförts, resp inte slutförts och publicerats. När man betraktar det ganska komplexa processförloppet i det publicerade tryck-koncentrationsdiagrammet och den komplicerade apparatkopplingen, vilka här återges i figur 7.24 resp 7.25, så inställer sig lätt misstanken att den praktiska genomförbarheten av Daos regenerativa absorptionscykel med arbetsmedieparet ammoniak-vatten stupar på svårigheter att på avsett sätt styra alla delflöden mellan flersektionskokaren, -regeneratoren och -absorbatorn.

De i denna åttastegsanläggning (8 trycksteg) ingående värmeväxlare karakteriseras i korthet på följande sätt:

- a. generatoren (boiler) i 8 sektioner eller steg
- b. regeneratoren, i 7 sektioner i vilka desorptions- och absorptionsprocesser vid ett för varje sektion konstant tryck äger rum.
- c. köldväxlaren (precooler) där varmt kondensat värmeväxlas mot kall ammoniakånga från förångaren.
- d. ångkylaren (vapor HEX) i vilken värme växlas mellan varm ånga från generatoren och förvärmad ånga från köldväxlaren.
- e. absorbatoren i 8 sektioner som kyls med luft.
- f. kondensatorn som också kyls med luft.
- g. förångaren i vilken ammoniak förångas med hjälp av solvärmvatten.

Dessutom ingår tre åttastegs-lösningpumpar.

### 7.5.2 Thermosorb-processen

Under senare år har Institut Francais du Petrole (IFP) utvecklat och patentsökt en flerstegsprocess som döpts till "Thermosorbprocess" (Rojey och Cohen, 1979). Apparatkopplings-schemat framgår ur figur 7.26. Fast den patentsökta processen i huvudsak avser förbättringar vid värmepumpning har utvecklingen hos IFP sedermera huvudsakligen inriktats på tillämpningar av Thermosorb-processen på värmetransformatorer i industriell skala (Rojey 1981). Enligt patentskriften kan man erhålla förbättrad verkningsgrad för ammoniak-vatten sorptionsprocessen om en del av det värme som erhålls i absorbatoren tillförs generatoren genom intern värmeväxling. I värmepumpen ingår två absorbatorer som med avseende på lösningsmedlet är seriekopplade. Med avseende på köldmedieånga är de däremot parallellkopplade.

Processen och apparatkopplingen kan uppfattas antingen som en enstegsprocess med extrem temperaturöverlappning i absorbatoren (ty "Temperaturübergreifung", Niebergall 1959) eller som en variant till den i figur 5.2 visade tvåstegs absorption-desorptionsparallellkoppling. Denna variant visas i figur 7.27. Absorbatorn A2 motsvarar komponent C2 i figur 7.26.

Flytande ammoniak förångas i förångaren F1 under köldalstring. En del av ångan tillförs den första absorbatoren A1 genom ledning 10. Genom ledning 11 tillförs avkyld stark lösning. Vid absorptionen bildas en svagare lösning S1 under värmeutveckling i ett temperaturintervall I1. En andra del av ångan shuntas via ledning 12 förbi absorbatoren A1 och blandas med en del av den försvagade lösningen. Denna ångvätskeblandning tillförs via ledning 14 till en kyld värmeväxlare (den andra

absorbatorn) C2, där resterande ånga absorberas. Härvid erhålls en svag lösning S2 med högre koncentration än lösning S1. Absorptionsvärmets avges i ett temperaturintervall I2 som ligger åtminstone delvis på en lägre temperaturnivå än temperaturintervallet I1. Den avkylda svaga lösningen S2 pumpas under tryckstegring genom en värmeväxlareslinga i absorbatorn A1. Härvid uppvärms denna lösning genom intern värmeväxling så att en del ammoniak förångas ur lösningen. Vätske-ångblandningen tillförs rektifikatorkolonnen D1 via ledning 16. Kolonnens bottendel fungerar som generator som uppvärms genom extern värmeförsel. Den härvid erhållna starka lösningen passerar temperaturväxlaren E2 och tryckreduceringsventilen V3 och leds sedan till absorbatorn A1 genom ledning 11. Efter absorbatorn fördelas lösningen på två flöden av vilka den ena, som ovan beskrivits, går till den andra absorbatorn C2 och den andra pumpas med lösningspumpen P3 under tryckstegring via temperaturväxlaren E2 åter till generatoren.

Desorberad ammoniakånga kondenseras i kondensorn C1. En del av kondensatet återförs via ledning 1 till rektifikatorns toppdel, resten går efter expansion till förångaren F. Därmed är processen sluten.

Än så länge har Thermosorbprocessen endast utprovats i en liten pilotanläggning.

### 7.5.3 Utföranden med två mediepar

Om man i ekv (1) fixerar två av de tre temperaturerna som karakteriserar sorptionsprocessförloppet (här antages att kondenserings- och absorptionsprocessen är desamma) så varierar den ideala värmefaktorn enligt de tre diagrammen (a, b, c) i figur 7.28 (Giesberger, 1981). Från termodynamiken för mekaniska kompressionsvärmepumpar är känt att högre ideala värmefaktorer kan erhållas då förångningstemperaturen  $T_0$  kan ökas och kondenseringstemperaturen (nyttotemperaturen)  $T_2$  kan minskas. Såsom diagrammen a och b visar gäller detsamma teoretiskt för absorptionsvärmepumpen. Men redan på grund av praktiska temperaturbegränsningar finns här gränser för att uppnå teoretiska värmefaktorer över ca 2.5. Däremot är det i praktiken lätt att med bränslen uppnå höga desorptions-temperaturer. Av diagram c framgår att man redan vid  $300^{\circ}\text{C}$  når en teoretisk värmefaktor  $\vartheta_c = 3$ . Problemet är emellertid att inget tidigare känt arbetsmediepar är termiskt tillräckligt stabilt vid denna temperatur. Dessutom kan man inte fritt välja temperaturdifferenserna i sorptionsprocessens drivdel och kyldel. Temperaturerna är kopplade på ett sätt som framtvingar övergång från enstegs- till flerstegsutföranden (kap. 3) när man vill utnyttja en hög desorptions tempera-

tur. Dessutom är det osannolikt att ett termiskt stabilt arbetsmedieparns egenskaper är lika goda inom hela temperaturområdet. Tanken ligger därför nära att för varje processteg välja ett mediepar vars egenskaper är optimalt anpassade till detta stegs speciella förhållanden (se kap 5.2) varvid de olika stegen är fysiskt åtskilda men termiskt kopplade.

Vid tekniska högskolan i Zürich (Girsberger 1981, Girsberger och Trepp 1981) har dessa överväganden initierat undersökning av nya högtemperaturstabila arbetsmediepar av vilka följande två har visat sig ha lämpliga egenskaper:

- a. trifluoretanol - kinolin
- b. hexafluorpropanol - kinolin

Dessutom har man påbörjat utveckling av en flerstegs högtemperaturabsorptionsvärmepump enligt stegkopplingen i figur 5.9. Kopplingsschema framgår ur figur 7.29. Av skäl som diskuterades i kap 5.1.6 har man begränsat sig till tvåstegsutförandet. I lågtemperatursteget avser man att använda ammoniak-vattenparet.

En motsvarande utveckling synes pågå hos Sanyo (Japan) men med tillämpning på kyländamål. I en av företagets broschyrer visas kopplingsschema och  $\ln p-1/T$  diagrammen för en tvåstegsabsorptionsvärmepump med metanol-litiumbromid i lågtemperatursteget och vatten-litiumbromid i högtemperatursteget, figur 7.30. Närmare uppgifter fanns emellertid inte tillgängligt.

#### 7.5.4 Periodisk flerstegsabsorptionsvärmepump

Periodiskt verkande enstegsabsorptionsvärmepumpar har under senare år tilldragit sig stort intresse eftersom processen väl lämpar sig för lagring av t ex solenergi. Härvid motsvarar energilagring förångningsabsorptionsprocessen och energiurladdning desorptions-kondenseringsprocessen. Allteftersom den ena eller andra processdelen prioriteras erhåller man en periodisk absorptionsvärmepump för kyl- eller uppvärmningsändamål.

Via värmebärarkretsar kan man koppla ihop enstegsaggregat till flerstegsanläggningar. På grund av kraftigt ökade investeringskostnader är emellertid flerstegsanläggningar med energilagring ekonomiskt inte försvarbara. En periodisk tvåstegsvärmepump kan kopplas så att man antingen erhåller lägre (förångnings)-temperaturer vid en lägre Carnot-värmefaktor, figur 7.31a, eller minskad desorptionsenergi vid en högre Carnot-värmefaktor, figur 7.31b (Altenkirch 1954).

Sedan några år tillbaka pågår på tekniska högskolan i Aachen utveckling av en icke-energilagrande periodisk flerstegsabsorptionsvärmepump med (för närvarande) metanol-litiumbromid som arbetsmediepar, (Knoche och Stehmeier 1981), Stehmeier 1981). Ett enkelt steg (så att säga en "sorptionscell") består av en plan rektangulär plåtbehållare i rostfritt stål vars tvärsnitt visas i figur 7.32. En funktionell uppdelning av behållaren i en kondensator/förångaredel och en generator/absorbator del uppnås med tre V-formade omlänkingsplåtar. I behållarens bottendel är två värmeväxlingar placerade. Enskilda behållare kan staplas på varandra till ett större aggregat. Behållarna kan sedan genom extern hopkoppling av värmeväxlingsringorna kopplas så att aggregatet kan antingen köras som

- a. en flercellig enstegsvärmepump med typiska driftsvärden enligt figur 7.33
- b. en flercellig tvåstegsvärmepump för förbättring av värmefaktorn med separata värmebärarflöden enligt figur 7.34a.
- c. en flercellig tvåstegsvärmepump för förbättring av värmefaktorn med kombinerade värmebärarflöden enligt figur 7.34b.

I figur 7.35 visas en prototyp i enstegsutförande bestående av 20 celler. Praktiska försök med denna prototyp har emellertid begränsats till förmån för undersökningar av processförloppet i den individuella sorptionscellen och konstruktiva förbättringar. Man överväger också att använda andra arbetsmediepar, eventuellt ternära sådana.

De försök och beräkningar som hittills gjorts tyder på att den med enkelcellen i praktiken uppnåbara värmefaktorn är minst 1.4. Tillämpas ekvation (7) så framgår att det är knappast lönt att bygga aggregat med fler än två steg (se även tabell 5.1). Skulle man komma upp till en värmefaktor 1.6 för enkelcellen så kan en fyrstegsanläggning med värmefaktor ca 2.3 bli intressant. Ett värmepumpsaggregat med t ex 20 celler (figur 7.35) skulle då bestå av fem parallellkopplade fyrstegsabsorptionsvärmepumpar.

## 8. EKONOMI

Det är sannolikt att den specifika investeringskostnaden (kr/kW uteffekt) för många flerstegsutföranden är större än för enstegsutförandet. I sådana fall uppstår frågan om den marginella merkostnaden i jämförelse med enstegsanläggningens investeringskostnad kompenseras av energikostnadsbesparingen på grund av en eventuell högre värmefaktor. För de mest intressanta utföranden - de med Carnot-värmefaktorer större än 2- finns emellertid för närvarande ingen möjlighet att tillfredsställande besvara detta spörsmål. Såsom inledningsvis berörts är det praktiskt taget omöjligt att göra tillförlitliga ekonomiska bedömningar så länge det inte finns publicerat underlag för utförda anläggningar tillgängliga. Sålänge utvecklingen av dylika absorptionsvärmepumpar pågår kommer relevant underlag att vara bristfälligt. Visserligen marknadsförs en tvåstegsabsorptionsvärmepump av fabrikat Trane (se kap 7.4) men den är optimerad för kyländamål. Uppgifter om kondensor- och absorbatoreffekter samt temperaturer saknas. Däremot finns listpriser tillgängliga, men meningsfulla och realistiska bedömningar avseende ekonomin för värmeproduktionen låter sig med detta bristfälliga underlag inte göras.

För tre flerstegsutföranden av Borsigs typ (med maximal Carnot-värmefaktor  $\vartheta_c = 2$ ) har användningsbart underlag kommit fram och återges i detalj i bilaga 2. Motsvarande underlag finns även för enstegsutförandet varför vissa jämförelser kan göras.

De tre flerstegsutföranden betecknas enligt Borsig klassificering (kap 6) med

- |           |  |
|-----------|--|
| I-12      | dvs samma utförande som Saar-absorptionsvärmepumpen (kap 7.1.2) med enstegsdesorption och tvåstegsförångning och -absorption.                      |
| I-1/II-I  | dvs ett låg- och ett högtrycksdesorptionssteg med ett förångnings- och absorptionssteg i lågtryckssteget och ett absorptionssteg i högtryckssteget |
| I-12/II-I | dvs en kombination av de förnämnda typerna   |

Enstegstypen betecknas med I-1. För alla fyra typerna har antagits en uteffekt motsvarande 10 MW. Här antas vidare följande:

- Värmepumpen körs i parallell drift med en oljeeldad panna och står för grundlasten.
- Värmecentralen är dimensionerad för 20 MW effekt, värmepumpen och pannan svarar för vardera 10 MW.
- Förbrukarnas årsenergibehov är 40 000 MWh. Vid en kulvertverkningsgrad av 85% är fjärrvärmebehovet  $40\,000/0,85 = 47\,000$  MWh.
- Absorptionsvärmepumpen levererar 80% av energi behovet motsvarande  $40\,000 \times 0,8/0,85 = 37\,650$  MWh. Pannan levererar resten (pannverkningsgrad 90%) dvs  $40\,000 \times 0,2/0,85/0,9 = 10\,450$  MWh som motsvarar  $975\text{ m}^3$  EoIV
- Årsmedelvärmefaktorn sätts lika med Borsigs beräknade (bilaga 2)

I tabell 8.1 har för de olika systemen sammanställts data från bilaga 2 som använts i de ekonomiska kalkylerna.

Tabell 8.1 Dataunderlag för anläggningsekonomi

System	I-1	I-12	I-1/II-I	I-12/II-I
AVP-kostnad, tkr	11 000	10 400	11 300	11 600
Värmefaktor $\phi$	1,41	1,44	1,25	1,26
Ångtemperatur, °C	168	190	128	138
Elbehov $P_{el}$ (kW)	89	58	57	45

Följande energipriser (p) har använts (kostnadsläge nov 1982):

Elenergi	220 kr/MWh	$P_{el}$
Eldningsolja EoIV	$2025\text{ kr/m}^3$	$P_o$
motsv.	ca 190 kr/MWh	
Prima ånga	210 kr/MWh	$P_{p\ddot{a}}$
Spillånga	100 kr/MWh	$P_{s\ddot{a}}$

Om man nu antar att vid en viss tidpunkt installationen av en I-1-typ absorptionsvärmepump ersätter 50% av 20 MW-panneffekten och denna installation visar sig resultera i varken vinst eller förlust så kan skillnaderna i årskostnader vid

alternativ installation av en Borsig-flerstegsvärmepump beräknas. Årskostnaden utgörs av kapitalkostnader (som här endast avser värmepumpen; 20 års avskrivning, 4% realränta), underhåll (1% av investeringskostnad) och energikostnader (drivenergi för spetslastpanna, generator(er) och lösningspump(ar)).

Dessa årskostnader är sammanställda i tabell 8.2 avseende dels drift med prima ånga i alla system, dels drift med lågtemperaturspillånga i system I-1/II-I (128°C) och system I-12/II-I (138°C).

Det har bedömts som osannolikt att spillånga med 170-190°C finns i större mängder tillgängligt.

Energikostnaden är  $EK = 10\,450 \times 190 + 37\,650 \times p/\vartheta + 3765 \times P_{el} \times 220/1000$

Tabell 8.2 Årskostnader (tkr) vid drift med primaånga, resp spillånga

System	I-1	I-12	I-1/II-I	I-12/II-I
Energikostn. (pr ånga)	7 667	7 524	8 358	8 298
Energikostn.(spillånga)	-	-	5 045	5 011
Underhåll	110	113	116	104
Kapitalkostnader	814	770	836	858
Summa (prima ånga)	8 591	8 407	9 310	9 260
Summa (spillånga)	-	-	5 997	5 973

Kostnadsskillnaderna vid alternativinstallation (dvs kostnad för alternativsystem minus kostnad för enstegssystem I-1) blir följande (positivt värde innebär merkostnad):

System	Drivenergi	Kostnadsskillnad (tkr)
I-12	prima ånga	-184
I-1/II-I	"	719
I-12/II-I	"	669
I-1/II-I	spillånga	-2 594
I-12/II-I	"	-2 618

Det framgår att system I-12 är det bästa alternativet ifall endast prima ånga står till förfogande. Ifall billig spillånga finns tillgängligt är system I-12/II-I det mest gynnsamma valet. För att få årskostnadslikhet med system I-1 får spillångan kosta 189 kr/MWh.



## 9. LITTERATURFÜRTECKNING

Alefeld, G, 1982, Regeln für den Entwurf von mehrstufigen Absorbermaschinen, Brennst.-Wärme-Kraft 34/2, s 64-74

Altenkirch, E, 1914, Reversible Absorptionsmaschinen, Z.ges. Kälte-Ind., 21, s 89-109

Altenkirch, E, 1954, Absorptionskältemaschinen, VEB-Verlag Technik, Berlin

Bjurström, H, 1982, KTH Stockholm, personlig information

Blière, BM, 1936, Sur l'augmentation du coefficient thermique des installations frigorifiques d'absorption, Compte rendus 7ème Congrès Int. Froid, s 375

Cohen, G, Rojey, A, 1981 Absorption Heat Pump Developments for Industrial Purposes, IEA, Proceedings of an Int.Conf. on "New Energy Conservation Technologies", Berlin, Springer Verlag, s 1471-1482

Dao, K, 1978, A New Absorption Cycle: The single-Effect Regenerative Absorption Refrigeration Cycle, Lawrence Berkeley Laboratory, Univ. of Calif., USA, LBL-6879, UC-59 c

Girsberger, W, 1981, Hochtemperatur-Absorptionswärmepumpe, Diss. ETH nr 6756, Zürich

Girsberger, W, Trepp, Ch, 1981, Arbeitsstoffpaare für die Hochtemperatur-Absorptionswärmepumpe, K1-Extra 14: Absorptionswärmepumpen, s 37-40, Verlag C F Müller, Karlsruhe

Gompertz, M, Niebergall, W, 1932, Untersuchung an einer zweistufigen Ammoniak-Absorptions-Kältemaschine System Dr Altenkirch, Z. ges. Kälte-Ind. 39, s 69-73, 140-143, 158-160, 187-193, 205-207, 220-225

Heinrich, F, 1981, Operational Results of the SAAR Absorption Heat Pump Project, IEA, Proceedings of an Int. Conf. on "New Energy Conservation Technologies", Berlin, Springer Verlag

Knoche, KF, Stehmeier, D, 1981, Periodisch wirkende Absorptionswärmepumpen, Ki-Extra 14: Absorptionswärmepumpen, 2 26-32, Verlag C F Müller, Karlsruhe

Loewer, H, 1974, Die Lithiumbromid-Absorptionskältemaschine zur Kälteerzeugung in der Klimatechnik, Ki 9/74, s 389-398, Verlag C F Müller, Karlsruhe

Malewski, W, 1979, Uppsats i "Antriebe für Wärmepumpen" (Wärmepumpentechnologie, Bd II), Vulkan-Verlag Essen, s 80-85

Malewski, W, 1981, Industrielle Absorptionswärmepumpen im MW-Bereich für Nutzttemperaturen bis 100°C, VDI-Berichte 427: Absorptions-Wärmepumpen, Theorie und Praxis, Tagung Aachen 1981

Malewski, W, 1982:a, personlig information

Malewski, W, 1982:b, Kriterien für den Einsatz von Absorptionswärmepumpen-Anlage, ASUE Schriftenreihe "Wärmepumpen in Industrie und Gewerbe", Bd. 6, Vulcan-Verlag Essen, s 29-33

Mamiya, G, 1974, US-patent 3831397

Nesselmann, K, 1933, Theroie der Wärmetransformation, Wiss. Veröff. Siemens Werke, 12 (2), s 89-109

Nesselmann, K, 1934, Der Einfluss thermischer Eigenschaften binärer Systeme auf das Verhalten von Absorptionsmaschinen, Z. ges. Kälte-Ind., 41 (5), s 73-79

Niebergall, W, 1959, Handbuch der Kältetechnik, Bd 7, Springer-Verlag Berlin

Rescorla, CHL, 1953, An absorption refrigeration system may be your answer, Refrig. Eng., March 1953, s 276-279

Richter, KH, Schumacher, G, 1974, Design, Operation and Comparative Evaluation of Industrial Ammonia-Water Absorption Plant, Linde Rep. on Sci. a. Techn., 20, s 26-35

Rojay, A, Cohen, G 1979, Franskt patent 7909836, tysk patentansökan 1980, nr 3014320.

Schulz, S, 1971, Eine Fundamentalgleichung für das Gemisch aus Ammoniak und Wasser und die Berechnung von Absorptionskältemaschinen-Prozessen, Habilitationsschrift, Ruhr-Universität, Bochum

Stehmeier, D, 1981, Periodisch arbeitende Absorptionswärmepumpen, VDI-Berichte 427: Absorptions-Wärmepumpen, Theorie und Praxis, Tagung Aachen 1981

Stymne, H, 1980, International Seminar on Energy Storage (BFR), Stockholm, s 65-78

Ziegler, B, 1981, Zustandsgleichung für das System Ammoniak-Wasser, Inst. f. Verfahrens-und Kältetechnik, ETH Zürich



## FIGURBILAGA

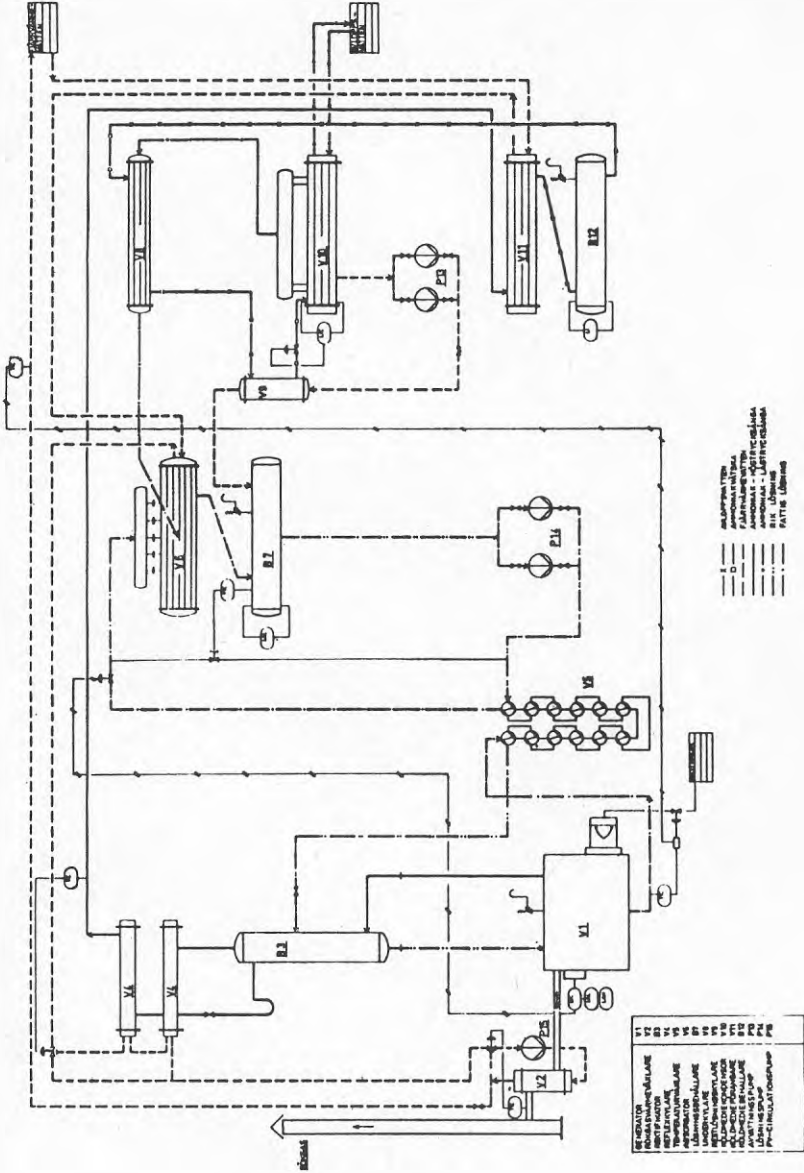


Fig. 2.1 Apparatkoppling för direkteldad ammoniak/vatten-absorptionsvärmepump (Linde)

# Ammoniak - Wasser Gleichgewichtsdiagramm

B. Ziegler

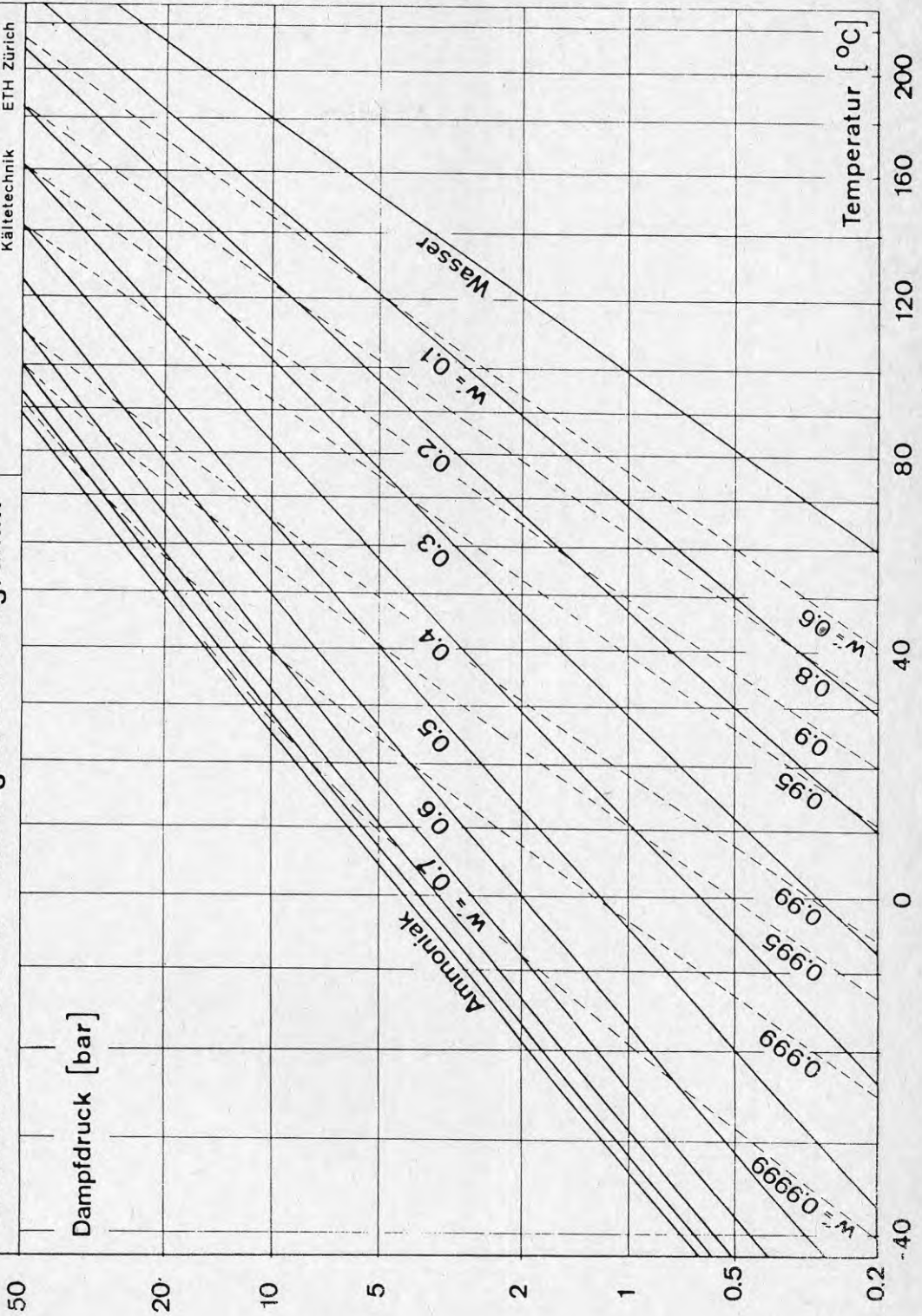
 Institut für Verfahrens- und  
 Kältetechnik  
 ETH Zürich


Fig 2.3

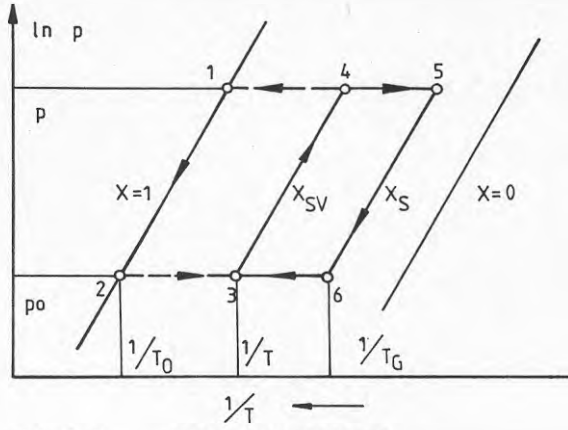


FIG. 2.2 ABSORPTIONSPROCESS

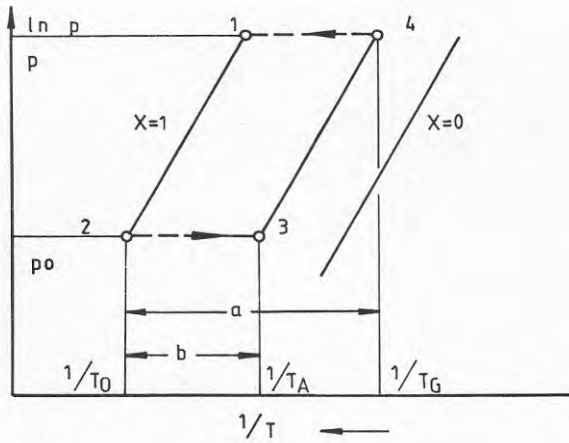


FIG. 2.4 IDEAL PROCESS

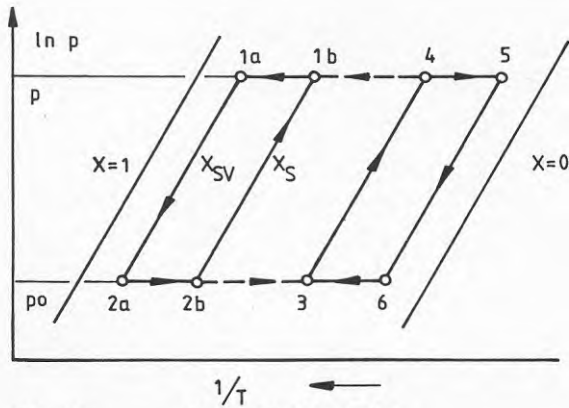


FIG. 2.5 RESORPTIONSPROCESS



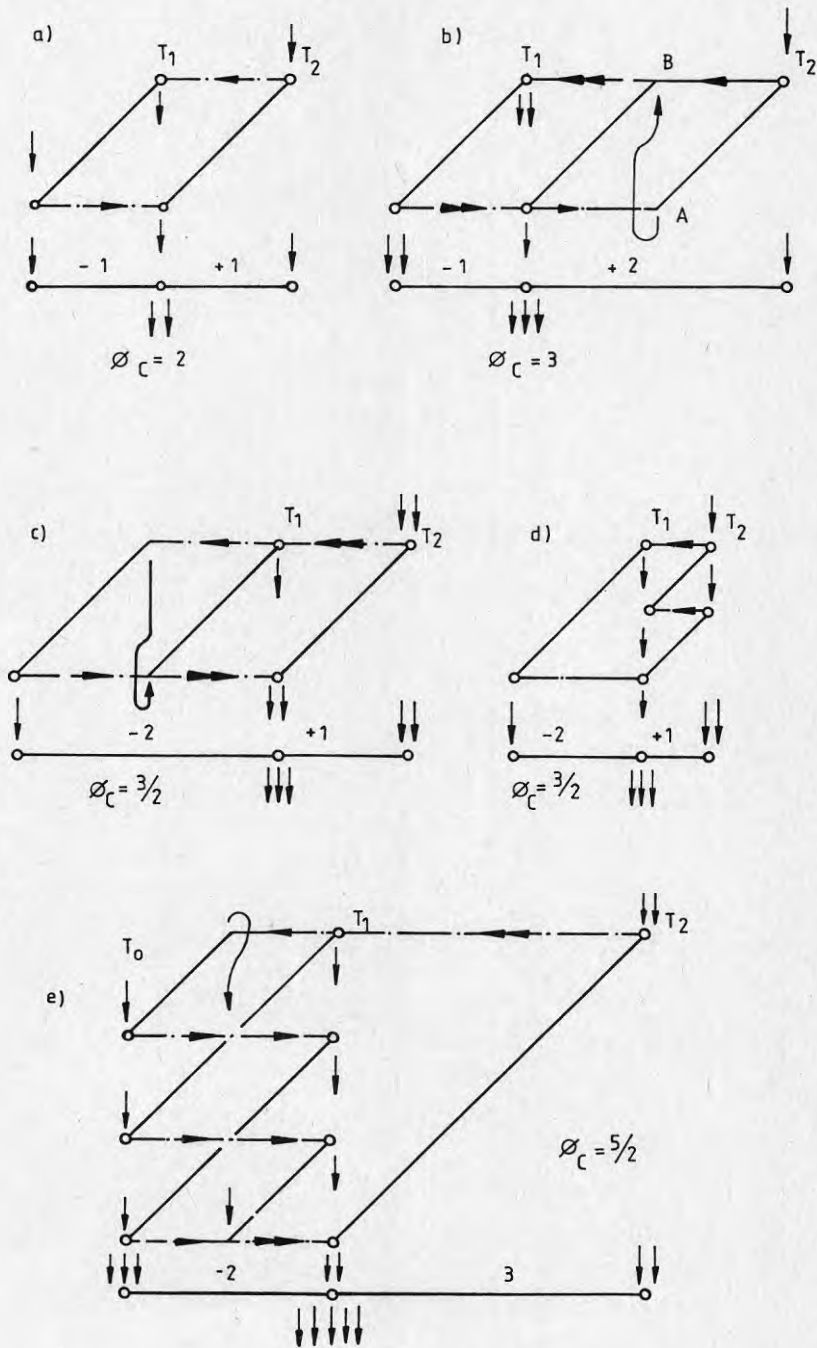


FIG. 4.1 (Nesselmann 1933)

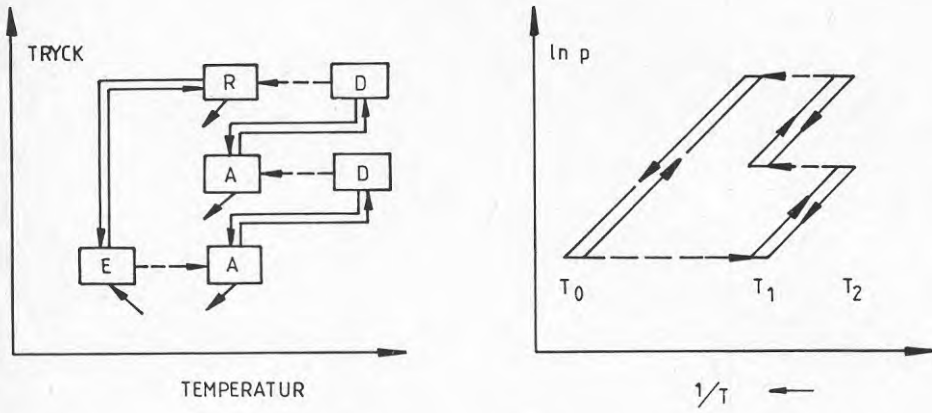


FIG. 5.1 TVÅSTEGS ABSORPTION - DESORPTION SERIEKOPPLING  $\phi_c = 1,5$

----- KÖLDMEDIUM

———— LÖSNING

(Girsberger 1981)

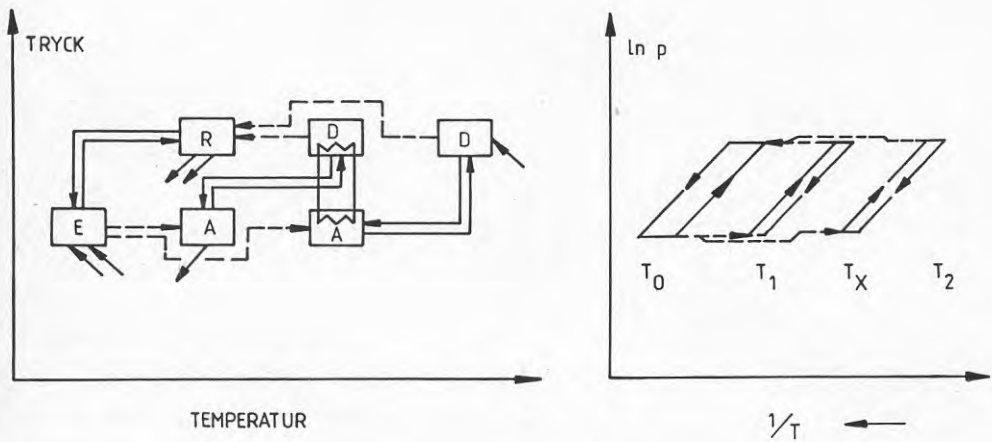


FIG. 5.2 TVÅSTEGS ABSORPTION - DESORPTION PARALLELLKOPPLING  $\phi_c = 3$

(Girsberger 1981)

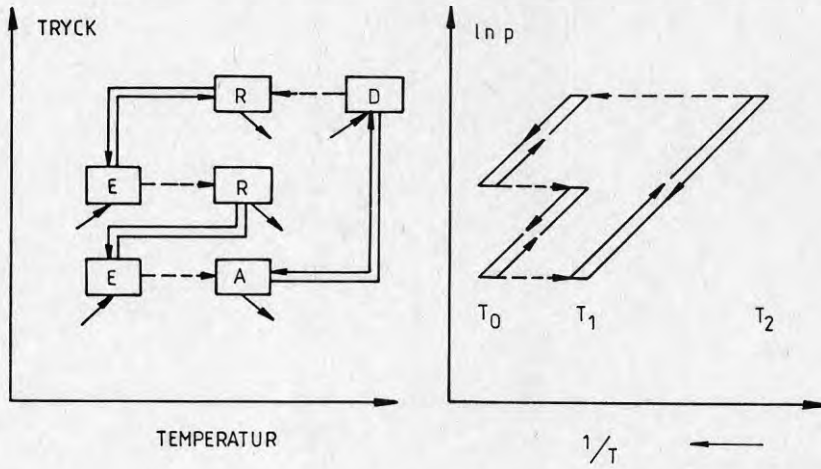


FIG. 5.3 TVÅSTEGS RESORPTION - DESORPTION SERIEKOPPLING  $\varnothing_C = 3$   
(Girsberger 1981)

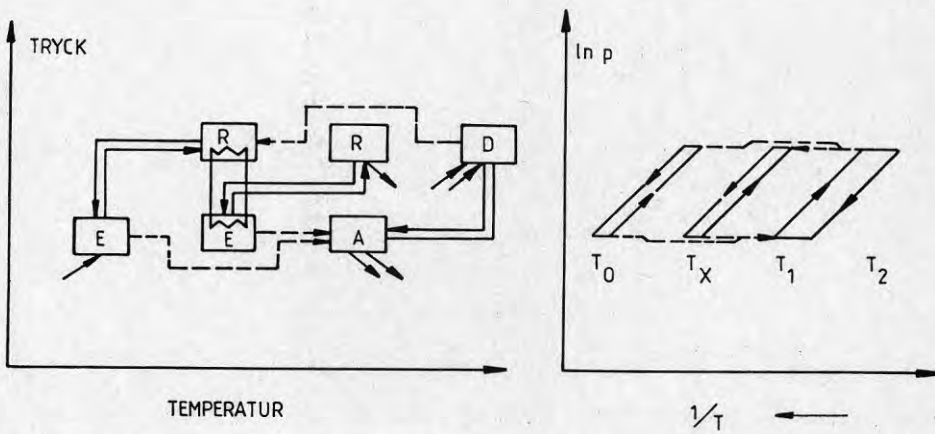


FIG. 5.4 TVÅSTEGS RESORPTIONS - DESORPTION PARALLELKOPPLING  $\varnothing_C = 1,5$   
(Girsberger 1981)

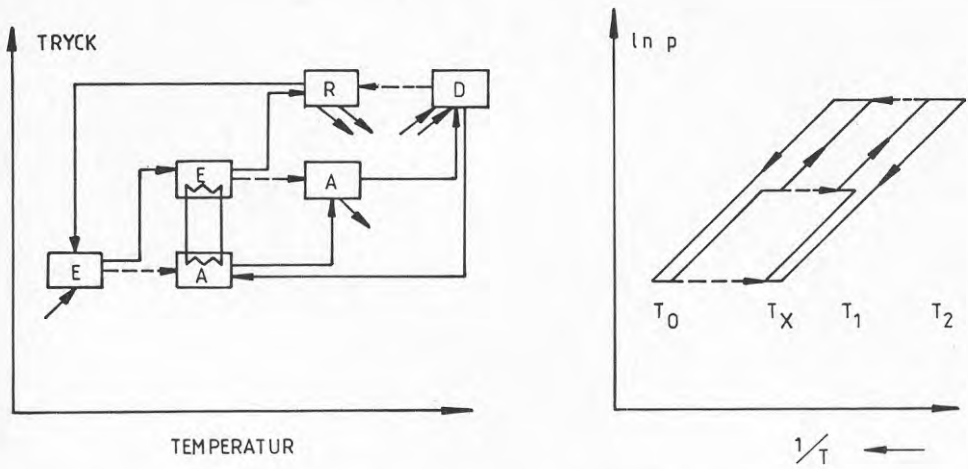


FIG. 5.5 TVÅSTEGS DESORPTIONS - ABSORPTION PARALLELLKOPPLING  $\phi_c = 1,5$   
(Girsberger 1981)

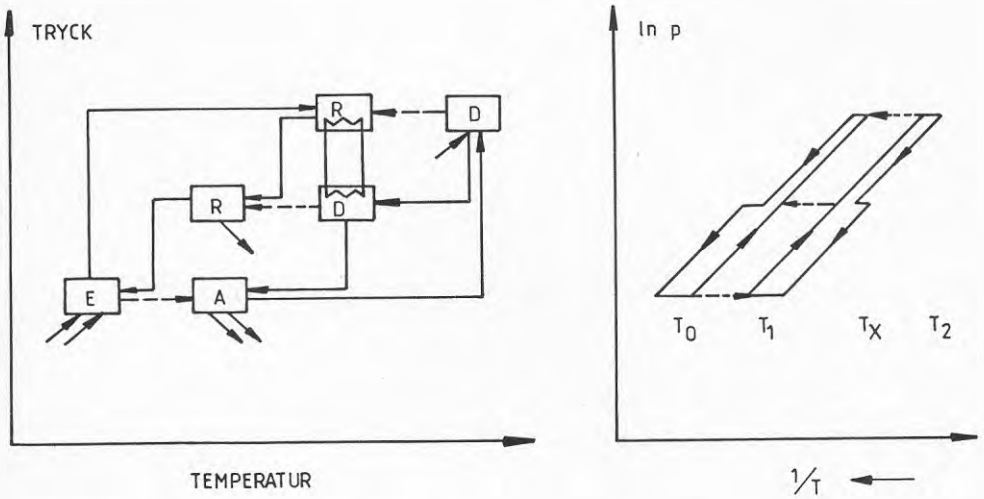


FIG. 5.6 TVÅSTEGS DESORPTION - RESORPTION PARALLELLKOPPLING  $\phi_c = 3$   
(Girsberger 1981)

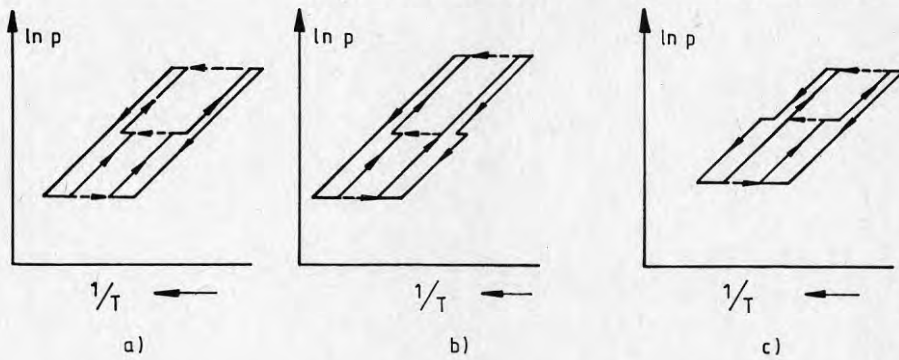


FIG. 5.7 KOPPLINGSVARIANTER VID TVÅSTEGS DESORPTION - RESORPTION  
(Girsberger 1981)

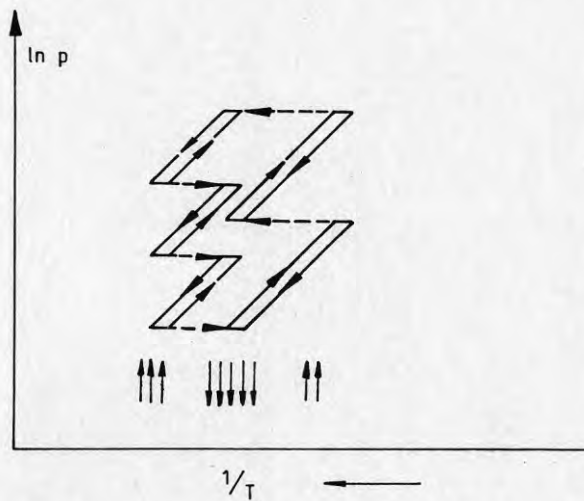


FIG. 5.8 KOMBINATION AV FLERSTEGS RESORPTION - DESORPTION MED FLERSTEGS  
ABSORPTION - DESORPTION.  $\phi_c = 2,5$

(Girsberger 1981)

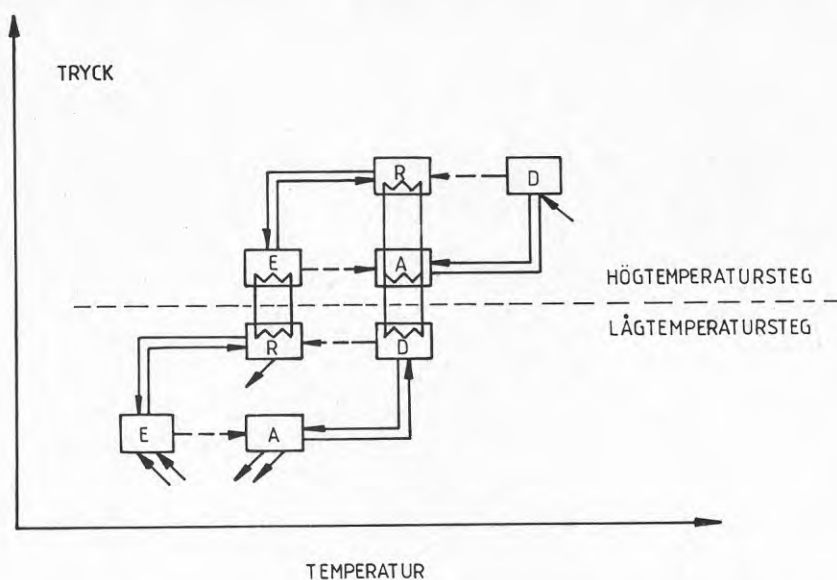


FIG. 5.9 ABSORPTIONS - DESORPTIONSKOPPLADE STEG  $\varnothing_c = 3$   
 TVÅ ARBETSMEDIEPAR  
 (Girsberger 1981)

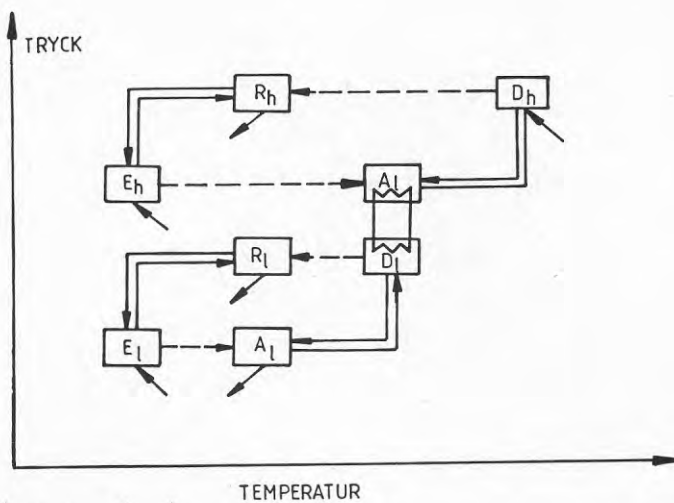


FIG. 5.10 ABSORPTIONS - DESORPTIONSKOPPLADE STEG  $\varnothing_c = 3$   
 TVÅ ARBETSMEDIEPAR  
 (Girsberger 1981)

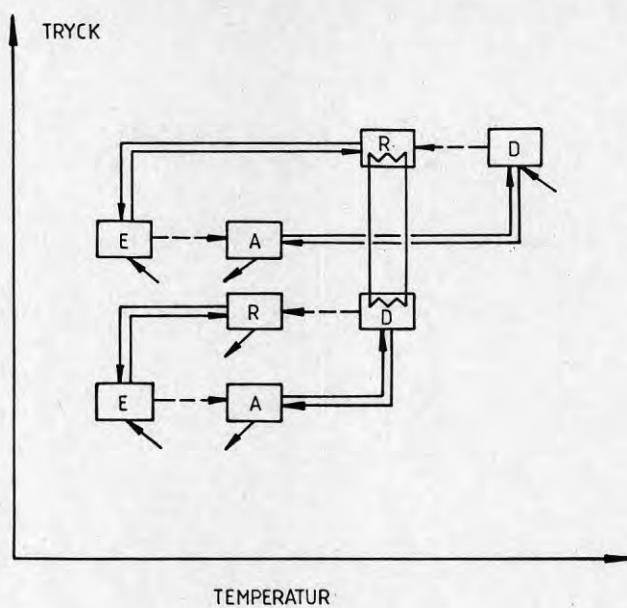


FIG. 5.11 RESORPTIONS - DESORPTIONSKOPPLADE STEG  $\varnothing_c = 3$   
 TVÅ ARBETSMEDIEPAR  
 (Girsberger 1981)

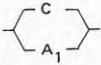
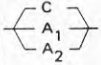
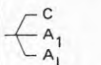
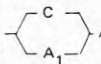
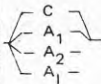
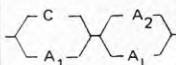
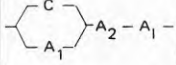
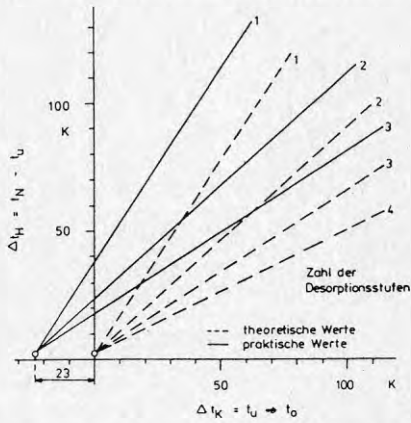
Heizquellen-nutzung D (Desorber)	Wärmequellen-nutzung V (Verdampfer)	Absorptionsstellen A (Absorber)	System-Typ	Schaltungs-kombination auf der Nutzseite
$D_I$	$V_1$	$A_1$	I-1	 $-C-A_1-$ $-A_1-C-$
$D_I$	$V_1$	$A_1$	I-12	 $-C-A_1-A_2-$ $-C-A_2-A_1-$
	$V_2$	$A_2$	I-21	
$D_I$ $D_{II}$	$V_1$	$A_1$	I-1/II-1	 $-C-A_1-A_1-$ $-C-A_1-A_1-$  $-C-A_1-A_1-$ u.a.
		$A_1$		
$D_I$ $D_{II}$	$V_1$ $V_2$	$A_1$	I-1/II-21 I-1/II-12 I-12/II-1	 $-C-A_1-A_2-A_1-$   u.a.
		$A_2$ $A_1$		

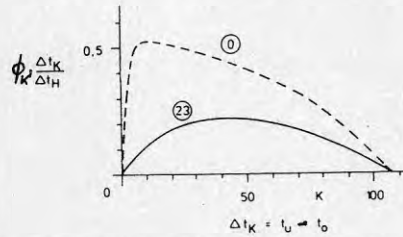
Fig. 6.1 (Malewski 1979)





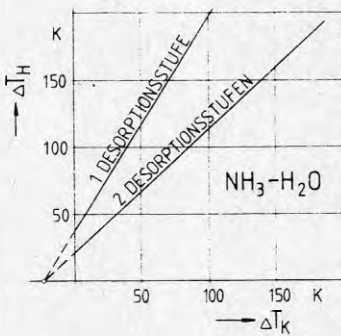
Treibende Kraft  $\Delta t_H$  für die Temperaturerhebung  $\Delta t_K$   
 Driving force  $\Delta t_H$  for temperature lifting  $\Delta t_K$

Fig. 6.2 (Malewski 1979)



Energiebedarf für die Temperaturerhebung  $\Delta t_K$   
 Energy demand for temperature lifting  $\Delta t_K$

Fig. 6.3 (Malewski 1979)



treibendes Potential  $\Delta t_H = T_H - T_N$   
 erzielbare Niveauehebung  $\Delta t_K = T_N - T_0$

Fig 6.4 (Malewski 1982;b)

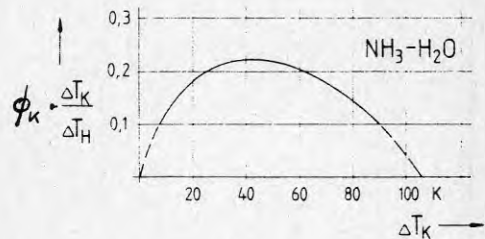
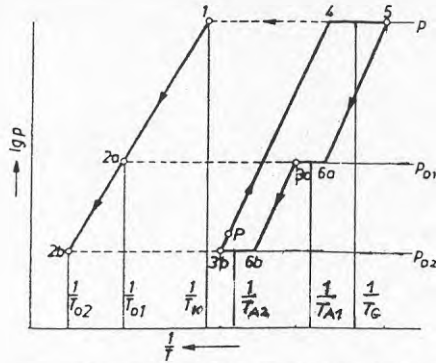
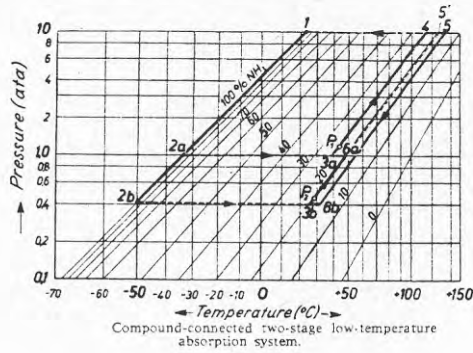


Fig 6.5 (Malewski 1982;b)



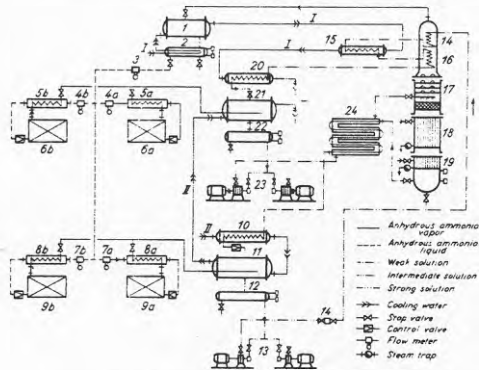
Compound-connected two-stage absorption system with two-stage evaporation but single refrigerating capacity.

Fig. 7.1 (Richter 1962)



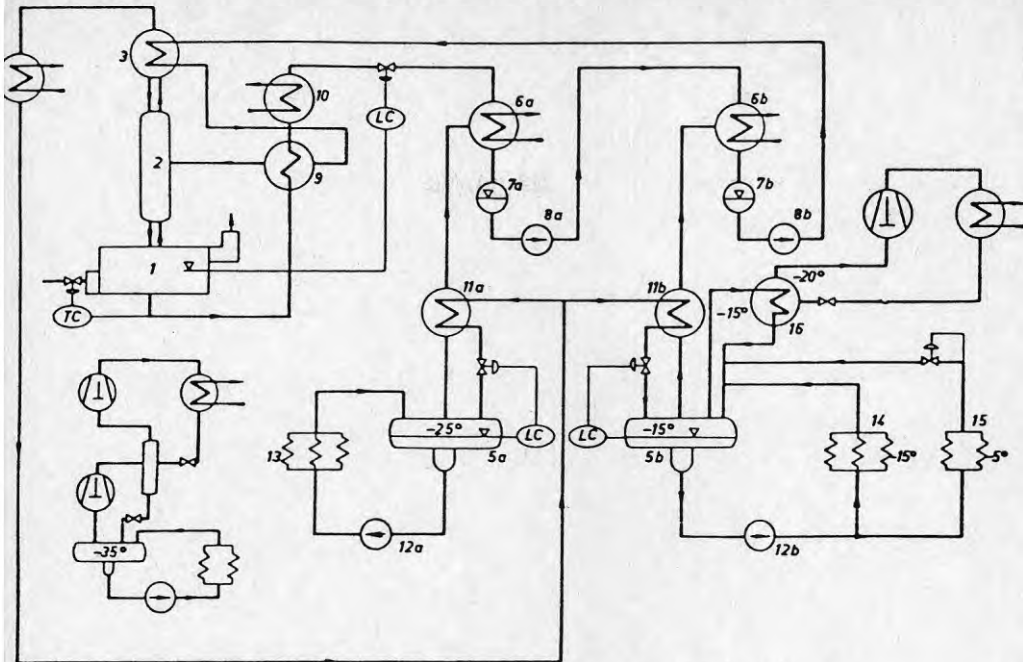
Compound-connected two-stage low-temperature absorption system.

Fig 7.2 (Richter 1962)



Piping diagram of an actual, two-stage, compound-connected absorption refrigeration system.  
 1. Condenser; 2. Liquid ammonia subcooler and receiver; 3. Flow meter; 4. Flow meter; 5. Recuperative ammonia coolers; 6. High-temperature evaporators (oil precoolers); 7. Flow meter; 8. Recuperative ammonia coolers; 9. Low-temperature evaporators (final oil coolers); 10. Weak-solution cooler; 11. Low-pressure absorber; 12. Receiver; 13. Solution pumps; 14. Upper rectifier; 15. Intercooler; 16. Lower rectifier; 17. Analyzer; 18. Desorber proper; 19. Desorber (live steam section); 20. Weak-solution cooler; 21. Absorber; 22. Receiver; 23. Solution pumps; 24. Heat exchanger.

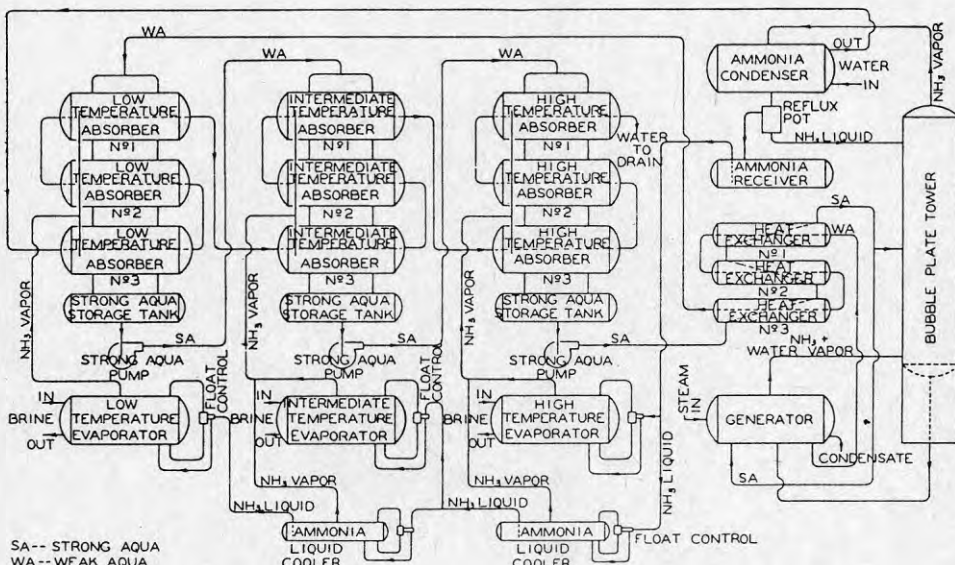
Fig. 7.3 (Richter 1962)



Two-stage direct-fired absorption refrigerating system for a slaughterhouse

Generator, 2 Rectifier, 3 Reflux condenser, 4 Condenser, 5 Separator, 6 Absorber, 7 Liquor receiver, 8 Liquor pump, 9 Heat exchanger, 10 Liquor cooler, 11 Aftercooler, 12 Refrigerant pumps, 13 Air coolers, pork chiller, 14 Air coolers, beef chiller, 15 Air coolers, refrigerators, 16 Condensing cooler

Fig. 7.4 (Richter, Schumacher 1974)



Schematic diagram of single stage absorption plant with three evaporators at different temperature levels.

Fig. 7.5 (Rescorla 1953)

- C - Kondensator  
 A - Absorber  
 D - Desorber  
 T - Temperaturwechsler  
 V - Verdampfer  
 R - Rektifikationsssäule  
 LK - Lösungskühler  
 RK - Rücklaufkühler

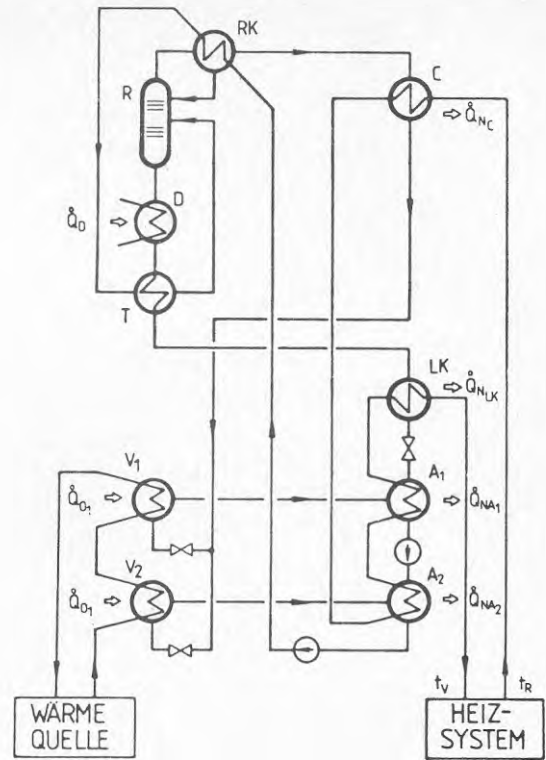


Fig. 7.7 (Borsig)

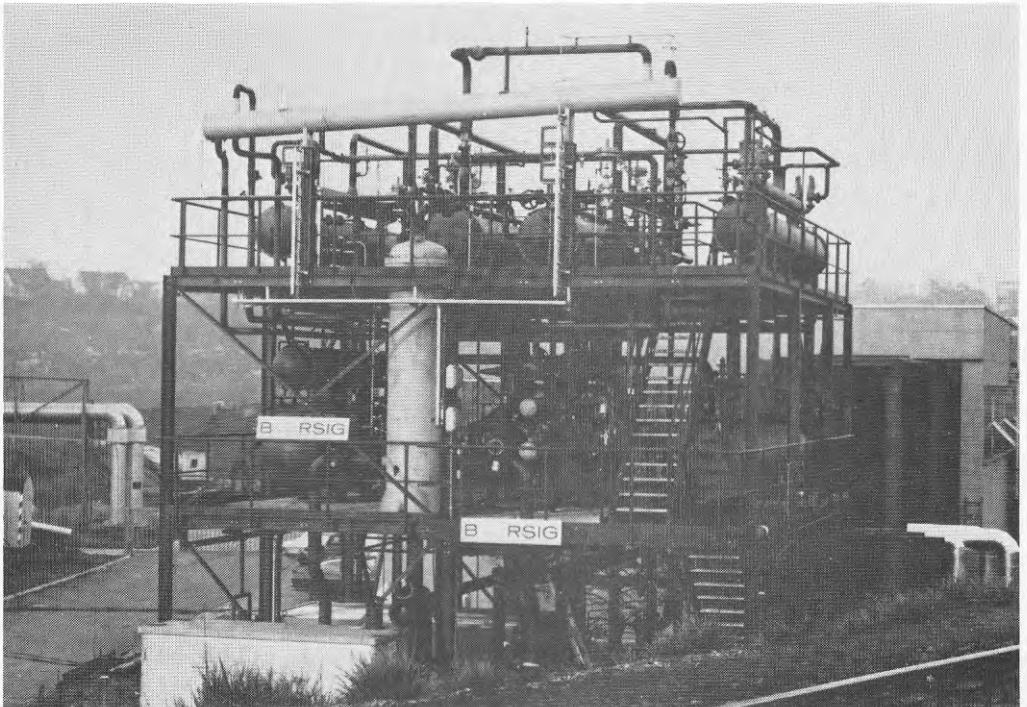


Fig 7.8. (Foto Borsig)

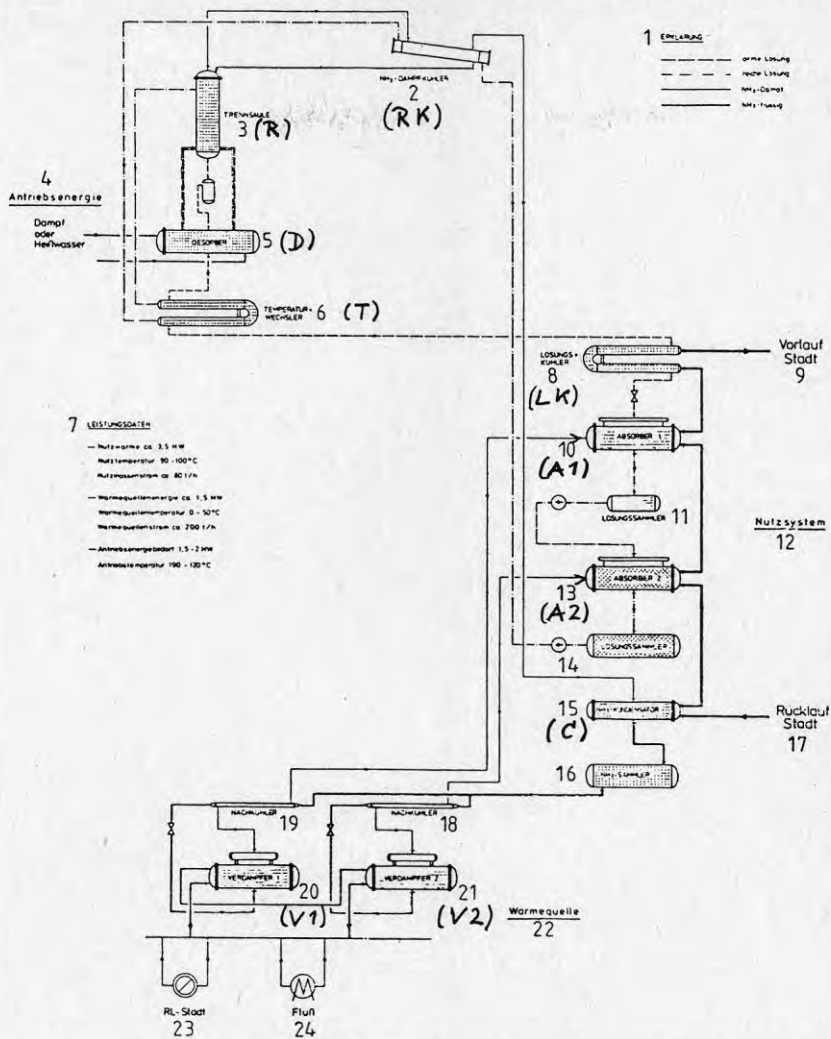
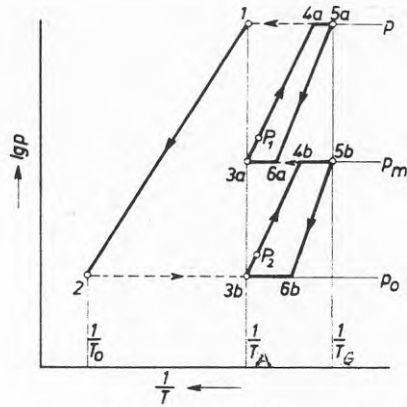


Fig 7.9 (Heinrich 1981)



Two-stage absorption refrigerating system with two-fold desorption and single refrigerating effect.

Fig. 7.10 (Richter 1962)

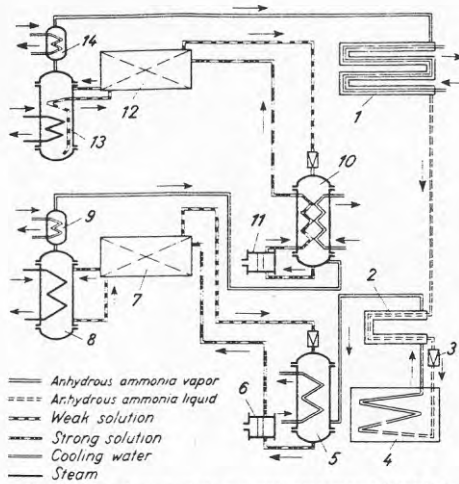
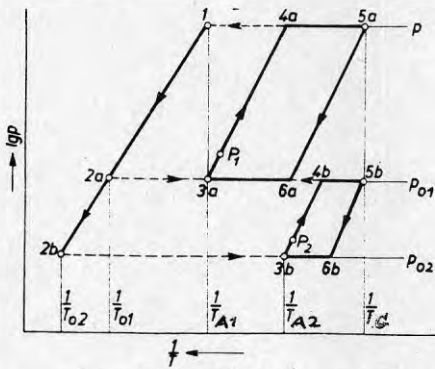


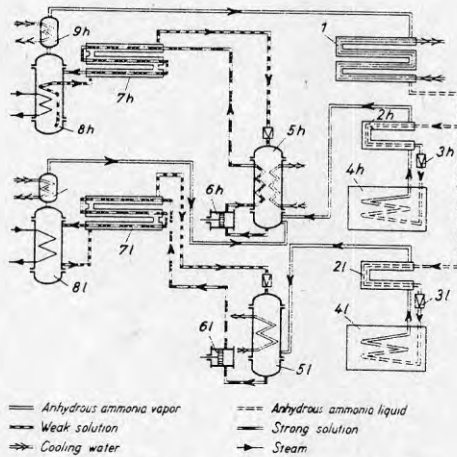
Fig. 4. Flow diagram of the two-stage absorption refrigeration system represented in Fig. 1. Condenser; 2. Recuperative liquid ammonia sub-cooler; 3. Expansion valve; 4. Evaporator; 5. Low-pressure absorber; 6. Solution pump; 7. Heat exchanger; 8. Low pressure desorber; 9. Rectifier; 10. High-pressure absorber; 11. Solution pump; 12. Heat exchanger; 13. High-pressure desorber; 14. Rectifier.

Fig. 7.11 (Richter 1962)



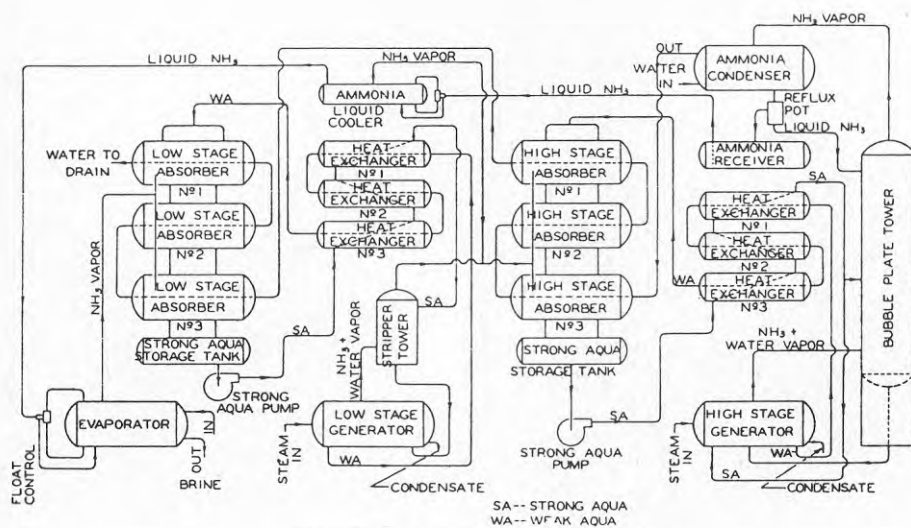
Two-stage absorption refrigerating system with two-fold desorption, two-fold evaporation but single refrigerating effect.

Fig. 7.12 (Richter 1962)



Flow diagram of a two-stage absorption refrigeration system with two-stage evaporation represented in Fig. 7.12. 1. Condenser; 2. Recuperative ammonia subcooler; 3. Expansion valve; 4. Evaporator; 5. Absorber; 6. Solution pump; 7. Heat exchanger; 8. Desorber; 9. Rectifier. h. denotes high-pressure; l. denotes low-pressure.

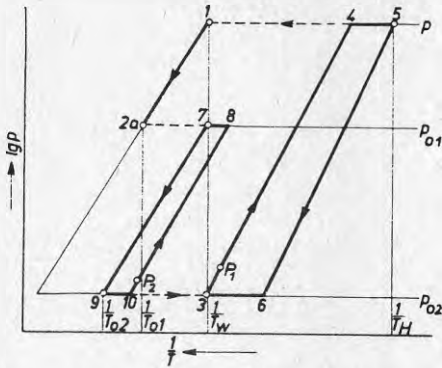
Fig. 7.13 (Richter 1962)



Schematic diagram of two stage absorption plant.

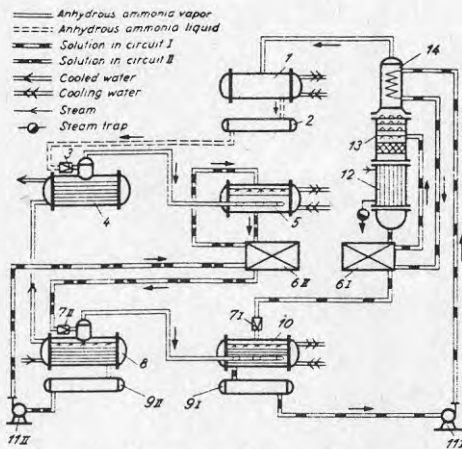
Fig. 7.14 (Rescorla 1953)





Absorption system with two-stage evaporation and two-fold refrigerating effect.

Fig. 7.15 (Richter 1962)



Flow diagram of an absorption refrigeration system cooling sweet water according to Fig. 7.15.

1. Condenser; 2. Receiver; 3. Expansion valve; 4. Evaporator;
5. Resorber; 6. Heat exchanger; 7. Solution control valve; 8. Refrigerating desorber; 9. Solution receiver; 10. Absorber;
11. Solution pump; 12. Desorber proper; 13. Analyzer;
14. Rectifier.

I. denotes absorber circuit; II, denotes resorber circuit.

Fig. 7.16 (Richter 1962)

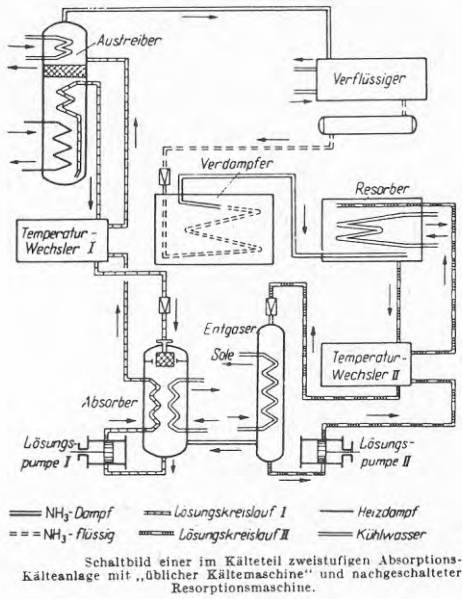
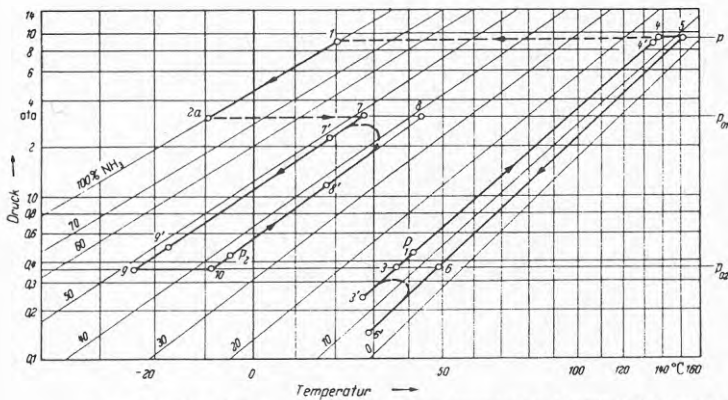
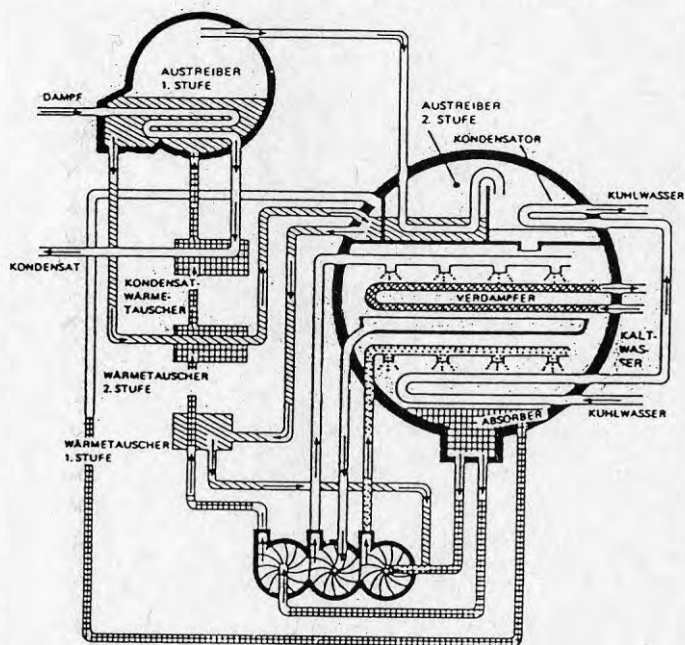


Fig. 7.17 (Niebergall 1959)



Darstellung des Arbeitsprozesses einer im Kälteteil zweistufigen Absorptions-Kälteanlage für Eiszeugung und Solekühlung im  $\lg p, 1/T$ -Diagramm.

Fig. 7.18 (Niebergall 1959)



Zweistufige  
Li-Br-Absorptionskältemaschine  
(Trans)

Fig. 7.19 (Loewer 1974)

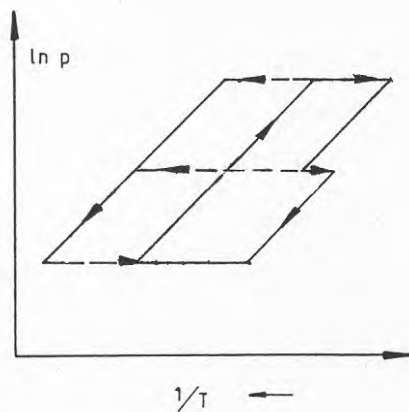


Fig. 7.20 Trane-absorptionsvärmepump, teoretiskt processförlopp

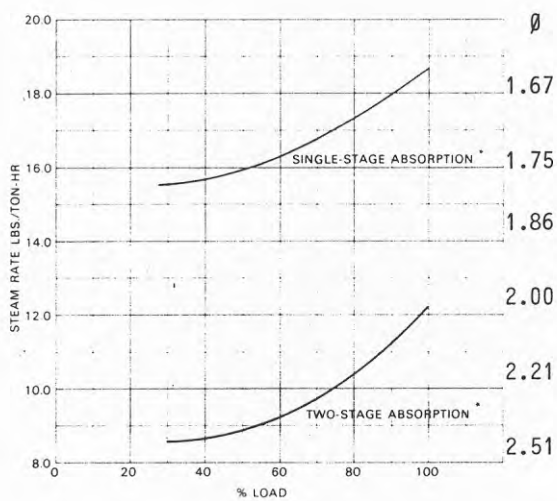


Fig. 7.21 Trane-absorptionsvärmepumpar, värmefaktorer

PATENTED AUG 27 1974

3,831,397

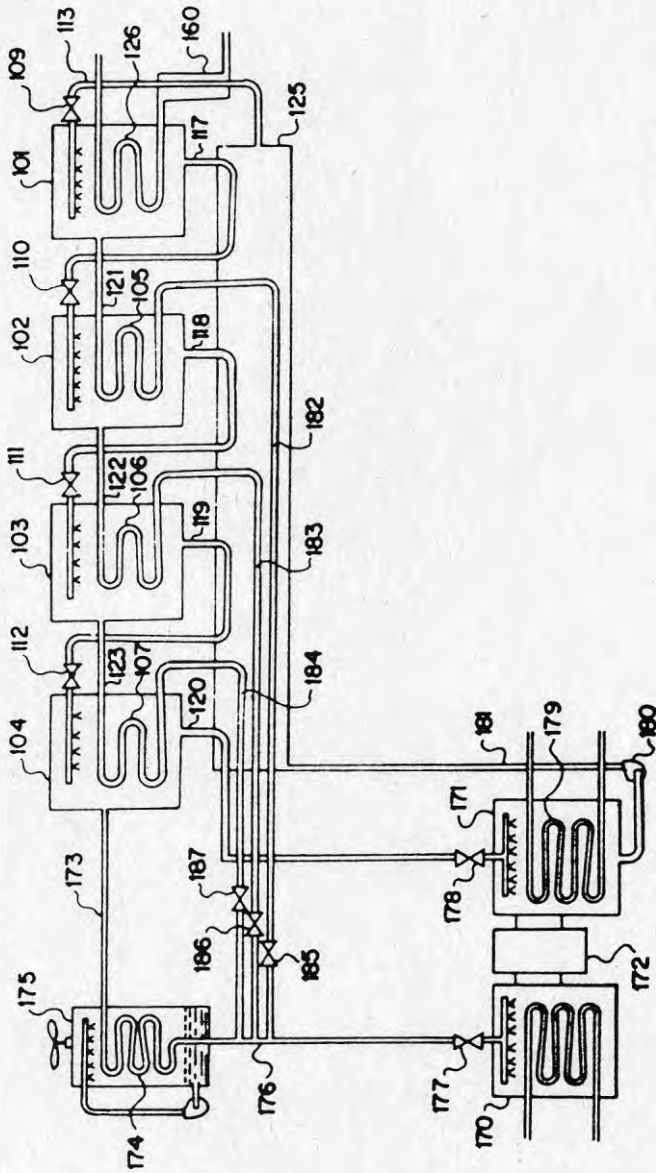


Fig. 7.22 (Mamiya 1974)

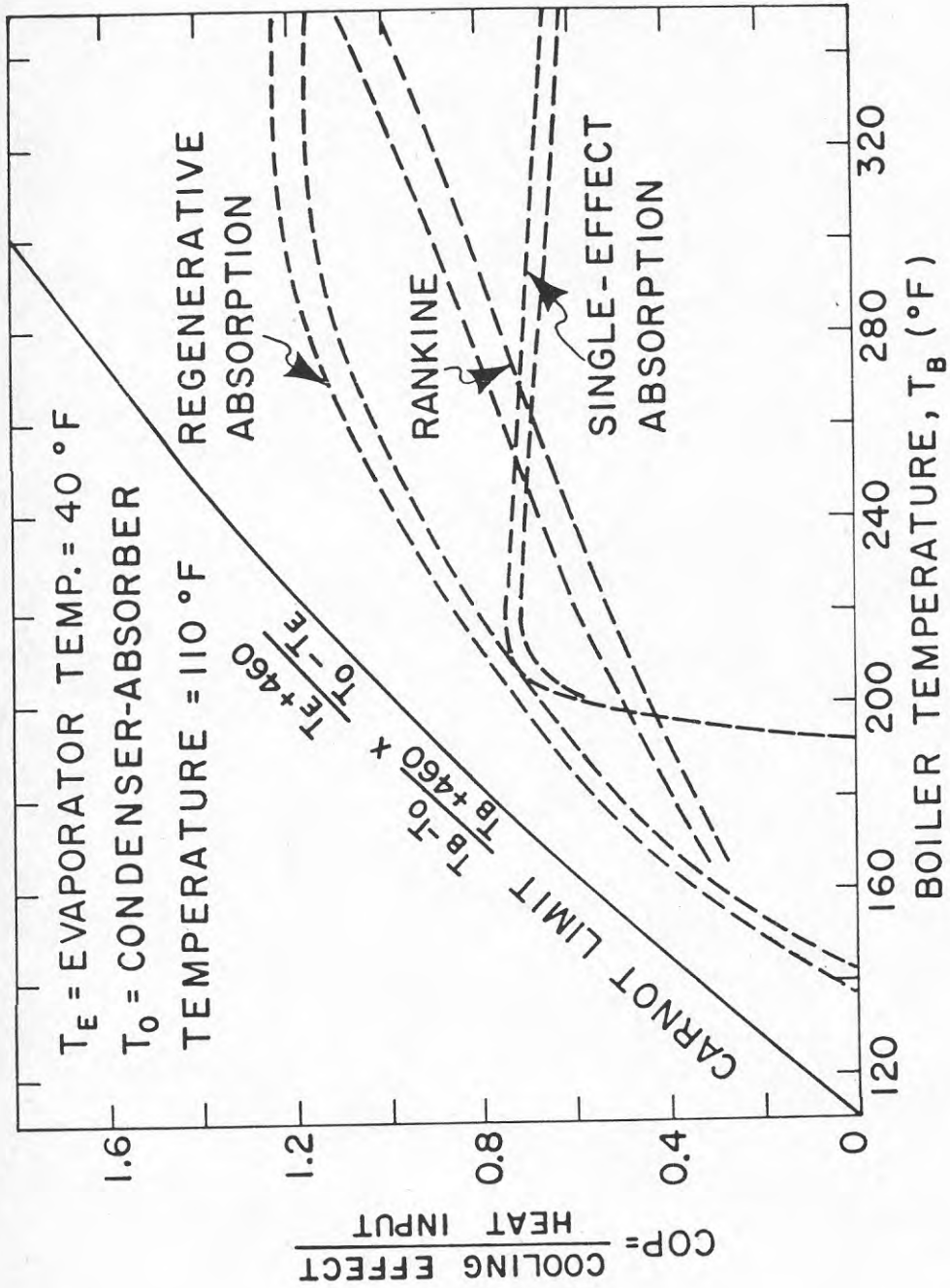
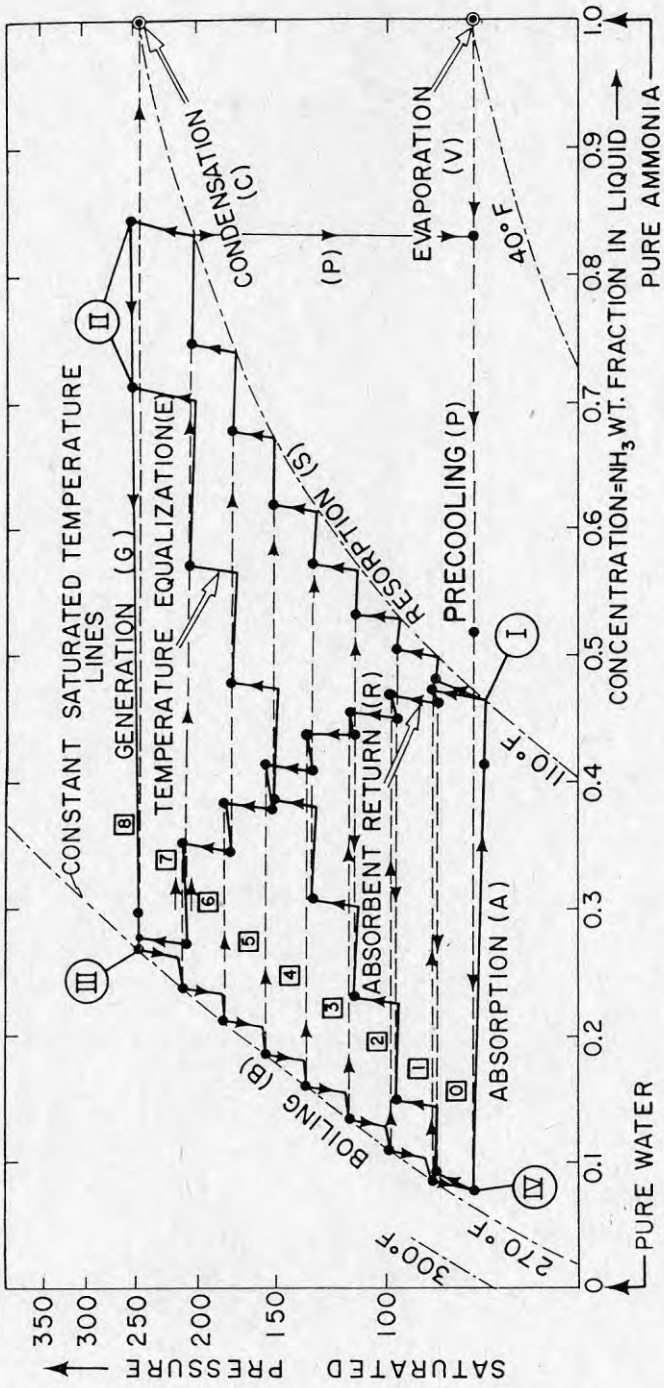


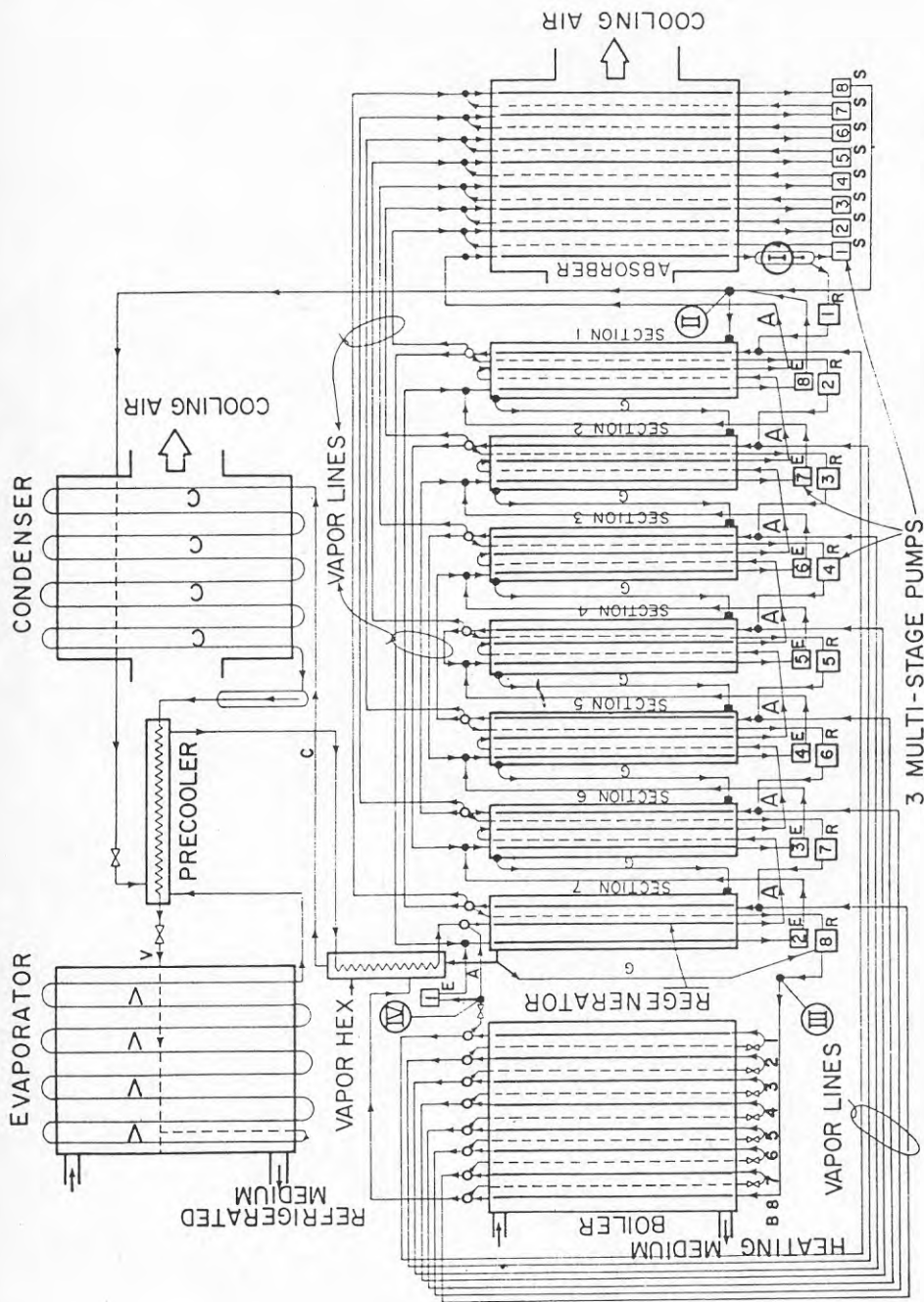
Fig. 7.23

(Dao 1978)



XBL7812 - 13444

Fig. 7.24 (Dao 1978)



XBL7812 - 13443

Fig. 7.25 (Dao 1978)



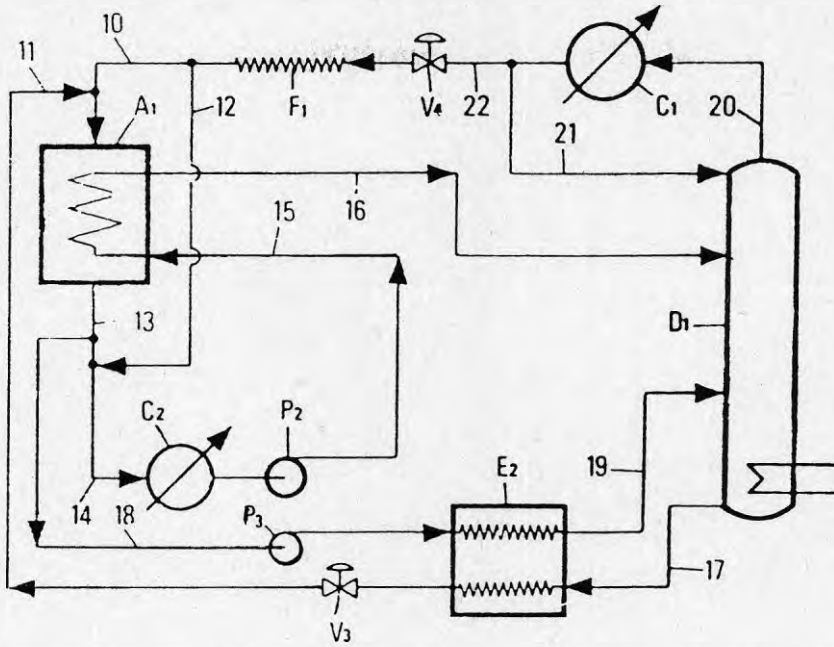


Fig. 7.26 (Rojey, Cohen 1979)

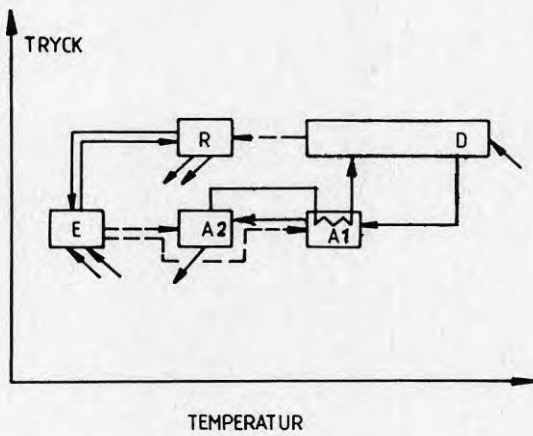
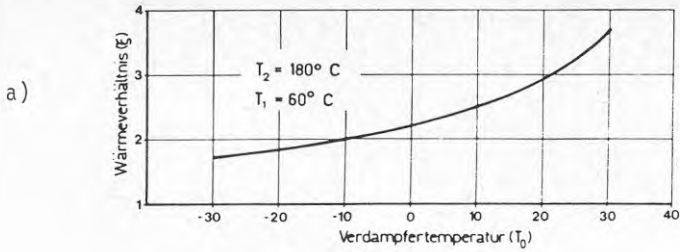
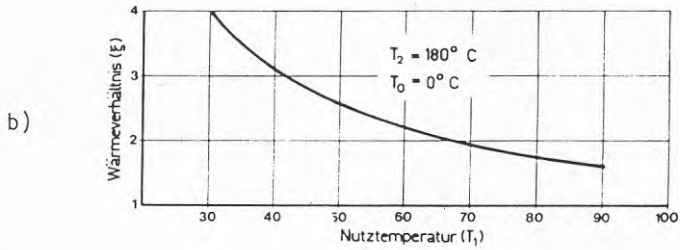


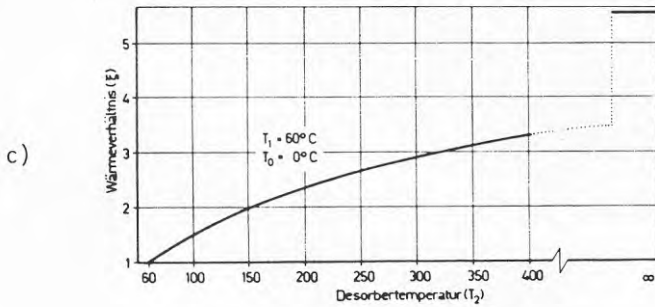
Fig. 7.27 Thermoabsorbprocess



Wärmeverhältnis als Funktion der Verdampfer Temperatur



Wärmeverhältnis als Funktion der Nutztemperatur



Wärmeverhältnis als Funktion der Desorbtemperatur

Fig. 7.28 (Girsberger 1981)

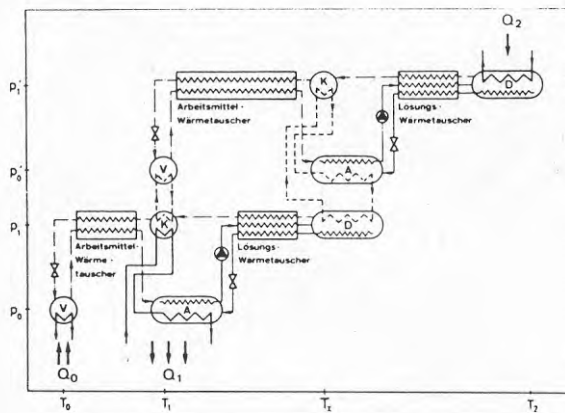
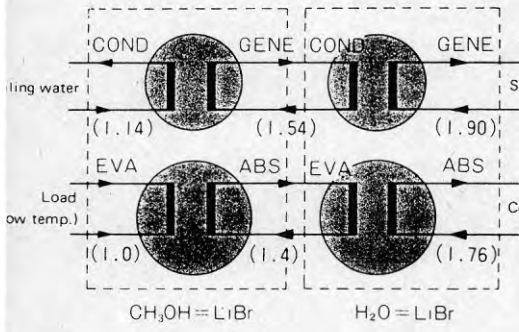
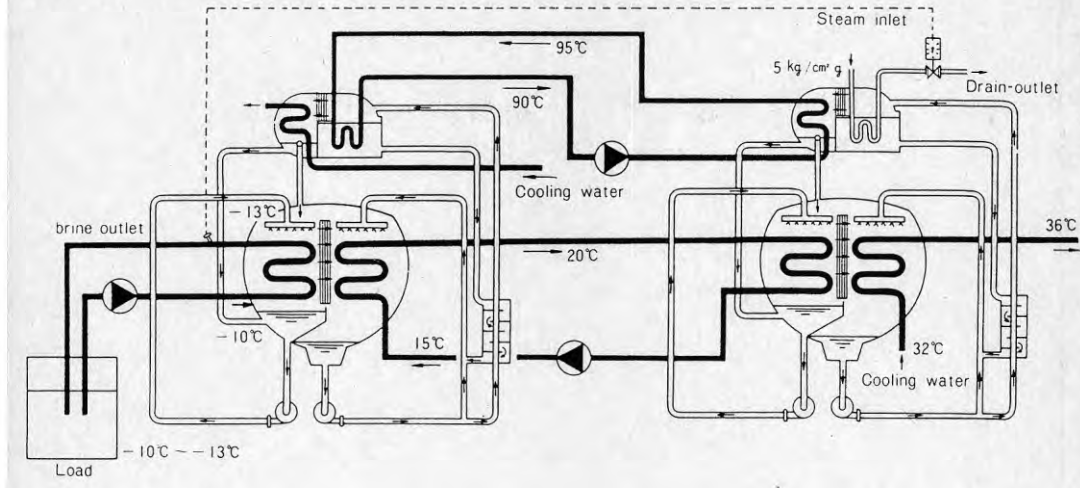


Fig. 7.29 (Girsberger, Trepp 1981)

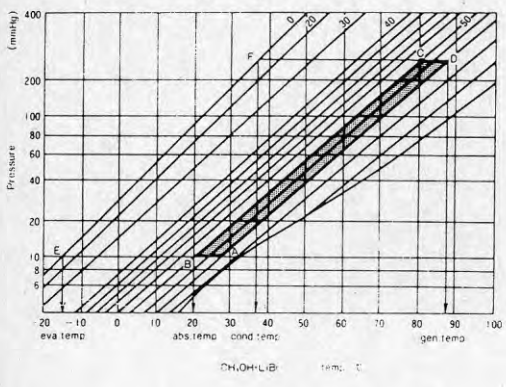
# CH<sub>3</sub>OH-LiBr / H<sub>2</sub>O-LiBr Lowtemp absorption refrigerator



Total C.O.P =  $\frac{1.0}{1.9} = 0.52$

- A~B: In absorber
- C~D: In generator
- B~C: Dil. absorbent temp increase
- D~A: Conc. absorbent temp decrease
- A: Absorber inlet
- B: Absorber outlet
- C: Generator inlet
- D: Generator outlet
- E: Evaporating temp of refrigerant
- F: Condensing temp of refrigerant

Low temp Side T-P cycle



High temp Side T-P cycle

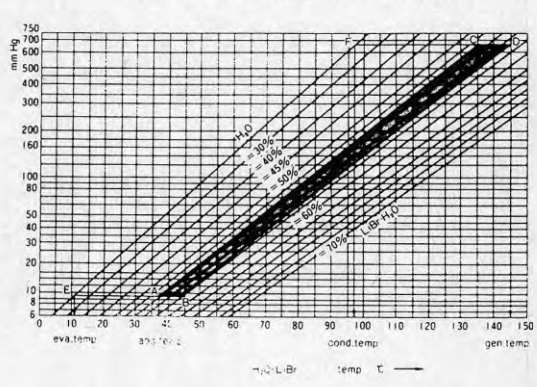
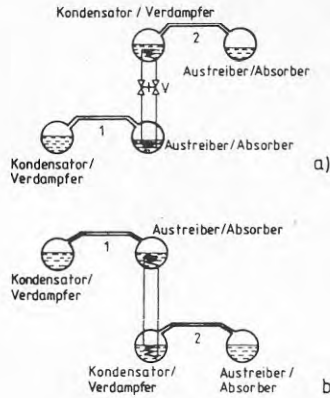


Fig. 7.30 Sanyos tvåstegsabsorptionskylaggregat med två olika arbetsmediepar



Schaltung zweier periodisch wirkender Absorptionsanlagen um  
 a) tiefere Temperaturen zu erzielen  
 b) die Austreiberwärme zu verringern

Fig. 7.31 (Altenkirch 1954)

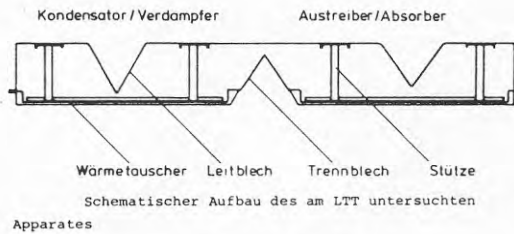
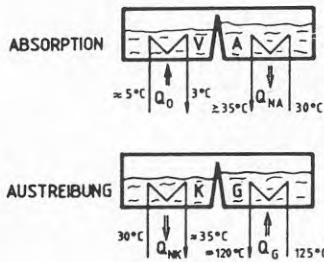


Fig. 7.32 (Stehmeier 1981)

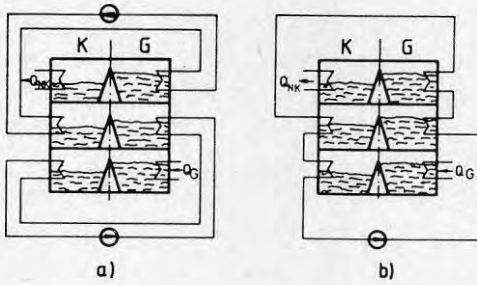


$$Q_N = Q_{NA} + Q_{NK} = Q_G + Q_0$$

$$\zeta = 1 + \frac{Q_0}{Q_G}$$

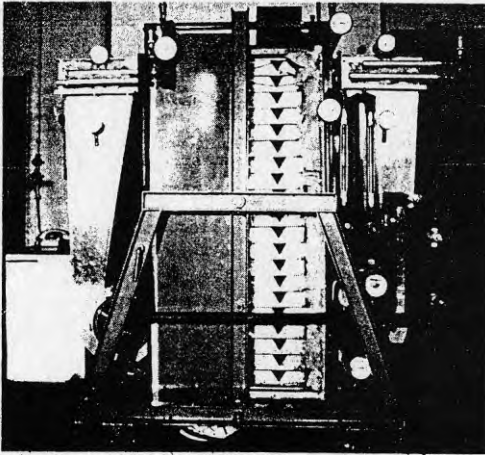
Betriebsphasen einer einstufigen periodischen Absorptionswärmepumpe

Fig. 7.33 (Stehmeier 1981)



Mehrstufigkeit periodisch wirkender Absorptionswärmepumpen  
 a) mit getrennten, b) mit zusammengefaßten Wärmeträgerströmen

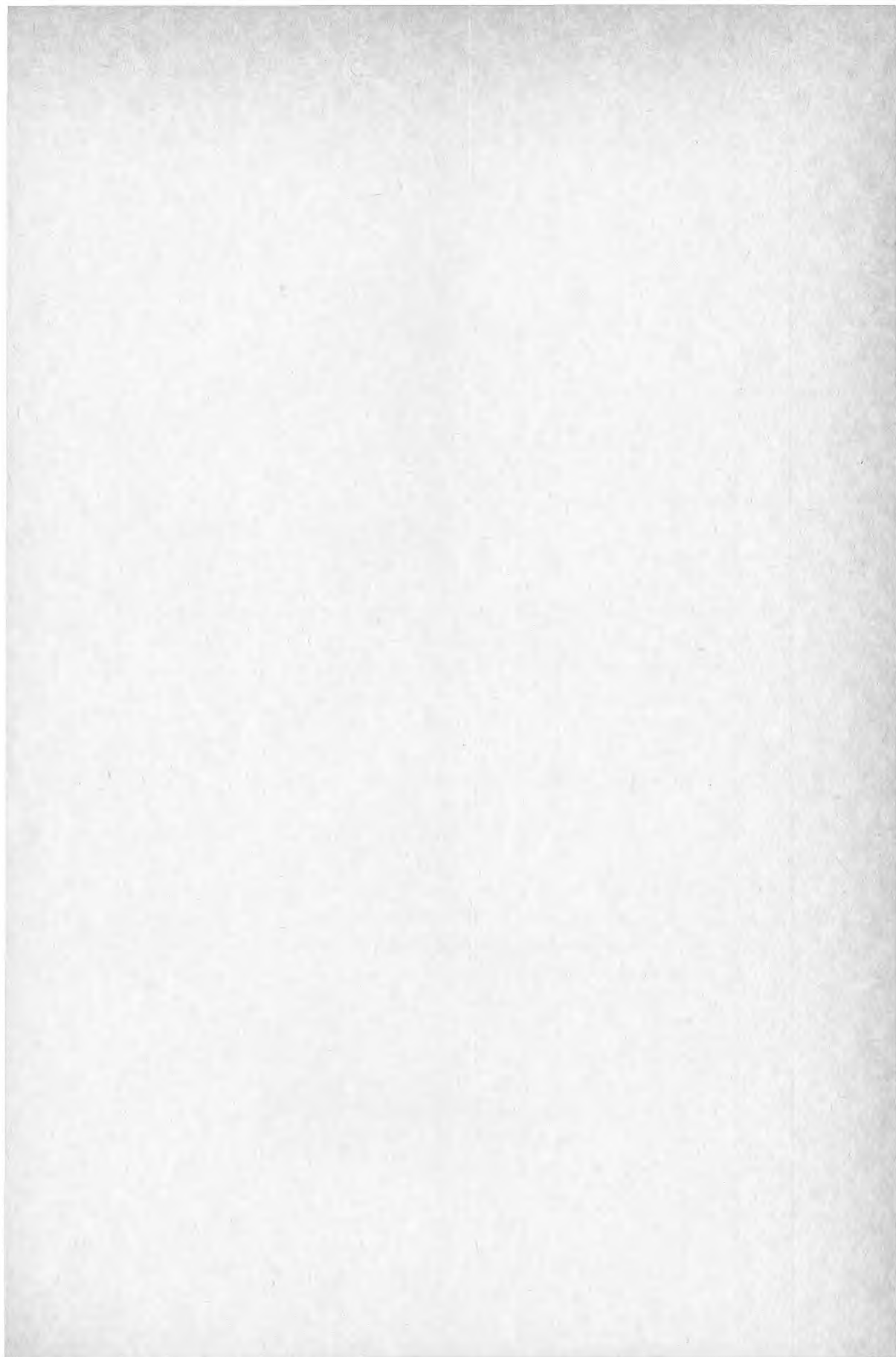
Fig. 7.34 (Knoche, Stehmeier 1981)



Prototyp einer mehrstufigen periodischen Absorptionswärmepumpe

Fig. 7.35 (Stehmeier 1981)

## BERÄKNING AV ENSTEGS- OCH FLERSTEGSPROCESSER



## 1. BERÄKNING AV TVÅSTEGS-ABSORPTIONSVÄRMEPUMSPROCESSEN

Vid beräkningen av AVP-processen är man huvudsakligen intresserad i följande storheter:

- värme- och kyleffekter
- pumpningseffekter
- olika dimensionerande processparametrar

Fig 1 och fig 2 visar flödesschema för enstegs-, resp tvåstegsprocessen.

För dessa processer är tre temperaturer av särskild betydelse:

- a. drivtemperaturen  $T_G$  som vid ideal värmeväxling i generatoren motsvarar den (termodynamiskt) starka lösningens sluttemperatur efter avdrivning av köldmediet ur lösning,
- b. kylvattentemperaturen  $T_V$  (normalt returledningstemperaturen i ett värmesystem) som vid ideala förhållanden motsvarar dels temperaturen  $T_6$  hos det från kondensorn kommande flytande köldmediet, dels vid parallellkopplad absorbator även absorptions-sluttemperaturen  $T_4$ ,
- c. värmekällans temperatur  $T_0$  som vid ideal övergång i förångaren överensstämmer med det förångade köldmediets sluttemperatur  $T_8$ .

Dessa tre temperaturer är normalt givna för processberäkningen.

Ifall en önskad värmepumpning med dessa temperaturer och tillhörande temperaturfall skall verkställas med en enstegs-AVP så måste man först genom en beräkning klarlägga om detta är termodynamiskt möjligt. Om beräkningen visar att enstegs-processen är termodynamiskt omöjlig så är det tvunget att utföra AVP-processen i två eller flera steg.

Beräkningsgången blir normalt följande:

- A. Kontrollera om enstegsprocessen är möjlig. Om processen är möjlig:
  - beräkna processens tillstånd
  - beräkna effekter och värmefaktor



- B. Om enstegsprocessen är omöjlig:
- beräkna tvåstegsprocessens tryck
  - beräkna tvåstegsprocessens övriga tillstånd
  - beräkna tvåstegsprocessens effekter och värmefaktor
- C. Om arbetsparet är ammoniak-vatten beräkna rektifikationen.

Den verkliga, icke-ideala AVP-processen kännetecknas av en rad processparametrar som ger uttryck för irreversibiliteter i processkretsen. Dessa är sammanställda i tabell 1, tillsammans med ungefärliga, praktiskt uppträdande värden.

Tabell 1 Praktiska processparametrar

Process		Parameter	Värde
Värmeövergång i	förångaren	$T_F$	4 - 6 K
	kondensorn	$T_K$	6 - 9 K
	generatorn	$T_G$	8 - 10 K
	absorbern	$T_A$	5 - 7 K
	temperaturväxlaren	$T_{TV}$	7 - 9 K
	köldväxlaren	$T_{KV}$	8 - 12 K
Tryckförlust mellan absorbatör och förångare			
		$\Delta p/p$	0,08
Icke-ideal desorption i generatorn		$\eta_G$	0,70
Icke-ideal absorption i absorbatören		$\eta_A$	0,65
Icke-ideala förlopp i lösningsmedelpumpen		$\eta_P$	0,60

## 2. ENSTEGSPROCESSEN

Den enkla absorptionsvärmepumpen med flödesschema enligt fig 1 och entalpi-koncentrationsdiagram enligt fig 4 omfattar utöver generatoren, absorbatoren, kondensorn och förångaren även en s k temperaturväxlare (för värmeväxling mellan stark och svag lösning) och en köldväxlare (för värmeväxling mellan köldmedieånga och köldmedievätska). En rektifikator ingår inte, men beräkningsanvisningar för rektifikationen ges längre fram. Beräkningsgången som demonstreras för  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  processen är allmängiltig.

För att undvika missförstånd definieras här termerna "svag" och "stark" lösning såsom "termodynamiskt svag", resp "termodynamiskt stark" lösning. Detta innebär att en svag lösning (index sv) har ringa affinitet för köldmediet och är genom absorption ganska mättad med detta. En stark lösning (index s) däremot är m a p köldmediet omättad och har därför en stor absorptionsförmåga för köldmedieångor.

### 2.1 Kontroll om enstegsprocessen är möjlig

Som nämnts är processtemperaturerna  $T_G$ ,  $T_V$  och  $T_O$  vanligen givna. Processen förlöper växentligen på två trycknivåer som kännetecknas av kondensortrycket p och förångartrycket  $p_o$ , vilka måste väljas. Detta val påverkas av speciella krav som ställs på processen och är dessutom begränsat av arbetsmediets egenskaper.

För kondensortrycket p - som bortsett från ringa tryckförluster i ledningar är lika med generatortrycket - existerar en undre gräns  $p_{\min}$ . Vid detta lägsta tryck uppnås just fullständig kondensering av köldmedieångorna i kondensorn. Om

$$T_K = T_G - T_V \quad (1)$$

är den minsta temperaturdifferensen vid kondensorns kalla ända så gäller:

$$p \geq p_{\min} = p_L (T_V + \Delta T_K, x_a)$$

$$\text{där köldmediets temperatur är } T_G \text{ (fig 1)} \quad (2)$$

Här är  $x_a$  ammoniakens viktsandel i ångan och  $p_L$  lösningens ångtryck.

Sätter man närmelsevis  $x_a = 1$  så erhåller man det något högre ångtrycket för även ammoniak

$$p'_{\min} = p_L (T_V + \Delta T_K, x_a = 1) \quad (3)$$

som ligger alltid på den "säkra" sidan. I  $\ln p, T$ -diagrammet, fig 3, kännetecknar punkt A det tillstånd som satisfierar ekv 2 och punkt A' tillståndet enligt ekv 3. Termodynamiskt sett behöver kondenseringstrycket  $p$  inte väljas högre än  $p_{\min}$ .

Medan kondensortrycket entydigt kan begränsas till  $p = p_{\min}$ , så kan man för förångartrycket  $p_0$  i förväg endast bestämma en nedre gräns,  $p_{0\min}$  och en övre gräns  $p_{0\max}$  som erhålls på följande vis.

Den nedre tryckgränsen för  $p_0$  erhåller man ur en betraktelse av absorptionsprocessen. Generatortrycket  $p$  och drivtemperaturen  $T_G$  fixerar tillstånd 2 (fig 1) vid vilket den starka lösningen lämnar generatoren.

Lösningstemperaturen är

$$T_2 = T_G - \Delta T_G \quad (4)$$

där  $\Delta T_G$  tar hänsyn till temperaturfallet i generatoren. Lösningens koncentration är  $x_s$ , jämför punkt B i fig 3. Denna starka lösning måste i absorbatoren kunna absorbera köldmedieångorna som kommer från förångaren. Detta är emellertid endast möjligt om trycket  $p_A$  i absorbatoren är större än lösningens mättnads-tryck vid koncentrationen  $x_s$  och den i absorbatoren rådande lägsta temperaturen  $T_V + \Delta T_A$  (punkt C i fig 3). Här är  $\Delta T_A$  temperaturdifferensen vid värmeöverföring i absorbatoren. Men absorbatortrycket  $p_A$  kan inte väljas godtyckligt stort, utan det måste vara lika med eller mindre än förångartrycket  $p_0$ . Lika med  $p_0$  är det endast ifall ingen tryckförlust uppstår i apparaterna och ledningen dem emellan.

Härav följer förångartryckets  $p_0$  nedre gräns:

$$p_0 \geq p_{0\min} = p_L (T_V + \Delta T_A, x_s) + \Delta p \quad (5)$$

Här betyder  $\Delta p$  tryckfallet mellan förångaren och absorbatoren.

Förångartryckets övre gräns erhåller man ur villkoret att köldmediet i förångaren kan förånga vid givna värmeöverföringsförhållandena.

Kännetecknas värmeöverföringen i förångaren med tempepraturdifferensen

$$T_F = T_0 - T_8 \quad (6)$$

mellan förångningstemperaturen  $T_0$  och köldmedieångans utträdestemperatur  $T_8$ , så måste följande villkor satisfieras:

$$p_o \leq p_{o \max} = p_L(T_0 - \Delta T_F, x_a) \quad (7)$$

Som en första approximation kan man åter sätta  $x_a = 1$  och istället för  $p_{o \max}$  används det något högre ångtrycket av ren ammoniak:

$$p'_{o \max} = p_L(T_0 - \Delta T_F, x_a = 1) \quad (8)$$

Om nu beräkningen av  $p_{o \max}$  och  $p_{o \min}$  visar att  $p_{o \min} > p_{o \max}$  så kan enstegsprocessen inte genomföras. Den blir termodynamiskt omöjlig. Förångningstemperaturen  $T_0$  är för låg resp är drivtemperaturen för låg, resp kylvatentemperaturen för hög. Den lägsta möjliga drivtemperaturen kan bestämmas utifrån villkoret  $p_{o \min} = p_{o \max}$  (fig 3). Om processen skall genomföras så måste detta ske i en flerstegs-AVP.

Visar det sig däremot att  $p_{o \min} < p_{o \max}$  så behöver man inte tillämpa en flerstegsprocess (om inga andra praktiska eller ekonomiska skäl härför föreligger) och förångartrycket väljas mellan tryckgränserna  $p_{o \min}$  och  $p_{o \max}$ .

Mellan dessa gränser finns ett för processen optimalt tryck vars bestämning dock inte behandlas här.

## 2.2 Enstegsprocessens olika tillstånd

Till att börja med måste de tre processtemperaturerna  $T_o$ ,  $T_v$  och  $T_G$  läggas fast. Vidare måste man välja rimliga värden för de olika temperaturdifferenserna  $\Delta T_G$ ,  $\Delta T_K$ ,  $\Delta T_F$  och  $\Delta T_A$ . Lämpliga värden erhålls ur tabell 1. Ångkoncentrationen är ännu okänd. Därför väljs som startvärde  $p = p'_{\min}$  enligt ekv (3). Med detta tryck kan man beräkna en preliminär koncentration  $x_s$  för den starka lösningen utifrån villkoret

$$p = p_2 = p_L(T_2, x_2) = p_L(T_G - \Delta T_G, x_s) \quad (9)$$

(se punkt B, fig 3). Därmed kan man med ekv (5) och (8) bestämma gränserna för förångartrycket så att  $p_0$  kan väljas mellan  $p_{0 \text{ min}}$  och  $p_{0 \text{ max}}$ . Beteckningen av de olika processtillstånd som arbetsmediet, resp köldmediet i processkretsen genomlöper framgår ur fig 1 och ur h, x-diagrammet, fig 4. Tillstånd 2 vid vilket den kokande starka lösningen utträder ur generatorn är redan känt. Med absorbatortrycket

$$p_A = p_0 - \Delta p \quad (10)$$

som skiljer sig från förångartrycket  $p_0$  genom en obetydlig tryckförlust  $\Delta p$ , samt med absorptionens sluttemperatur

$$T_4 = T_V + \Delta T_A \quad (11)$$

beräknas den teoretiskt möjliga anrikningen  $x_{4t}$  för lösningen i absorbatoren utifrån villkoret

$$p_0 - \Delta p = p_s(T_K + \Delta T_A, x_{4t}) \quad (12)$$

Den högsta koncentrationen som den från absorbatoren kommande svaga lösningen teoretiskt kan uppnå är  $x_{svt} = x_{4t}$  om absorbatoren har en oändligt stor värmeväxlande yta och om oändligt mycket tid för absorptionsförloppet står till förfogande. Så är emellertid aldrig fallet och därför är  $x_{sv} < x_{svt}$ . Den koncentration som verkligen uppnås kan kännetecknas med hjälp av absorbatörverkningsgraden (tabell 1):

$$\eta_A = (x_{sv} - x_s) / (x_{svt} - x_s) \quad (13)$$

Med denna ekvation kan man beräkna  $x_{sv}$  och tillstånd 4 (fig 4) vid vilket lösningen lämnar absorbatoren. Efter förvärmning i temperaturväxlaren pumpas lösningen (vid tillstånd 1 a) till generatorn. I generatorn blandas den inkommande svaga lösningen med en del av den redan erhållna starka lösningen varför stillståndet av den utströmmande ångan ligger mellan de ångtillstånd som hör samman med vätsketillstånden 1' och 2 (fig 4). Det i verkligheten uppnådda jämviktstillståndet (index jv) beskrivs av generatorverkningsgraden (tabell 1):

$$\eta_G = (x_{jv} - x_s) / (x_{sv} - x_s) \quad (14)$$

Om  $\eta_G = 1$  så innebär detta att  $x_{jv} = x_{sv}$ , dvs den svaga lösningen bestämmer ångans tillstånd. Om  $\eta_G = 0$  så är  $x_{jv} = x_s$ , dvs den starka lösningen bestämmer ångans tillstånd.

Med kännedom av ångans koncentration  $x_a$  kan man nu noggrant beräkna trycket  $p_{\min}$  enligt ekv (2). Om detta värde avviker för mycket från det ursprungligen beräknade trycket  $p'_{\min}$  enligt ekv (3) så upprepas beräkningen av  $p_{\min}$  varvid nya värden för  $x_s$ ,  $x_{sv}$  och  $x_a$  erhålls. Iterationsberäkningen upprepas om nödvändigt. Med de slutligen erhållna koncentrationvärdena beräknas sedan det exakta trycket  $p_{o \max}$  enligt ekv (7). Man kan nu kontrollera om förångartrycket  $p_o$  uppfyller villkoren enligt ekv (5) och (7).

Det flytande köldmediet lämnar kondensorn med koncentrationen  $x_a$ , trycket  $p$  och temperaturen:

$$T_6 = T_V + \Delta T_K \quad (15)$$

Efter kylning i köldväxlaren till tillstånd 6a och tryckreducering till tryck  $p_o$  strömmar köldmediet till förångaren där det förångas. Om  $x_a = 1$  så består köldmedieången av ren ammoniak och förångningen sker vid konstant temperatur. Normalt innehåller ången som lämnar förångaren en viss mängd vatten. På grund av detta sker förångningen inte vid konstant temperatur utan vid ökande temperatur. Förångningstemperaturen blir därför:

$$T_8 = T_0 - \Delta T_F \quad (16)$$

Tillstånd 8 ligger i blandningens område för mättad ånga, dvs ången är något underkyld och innehåller en del köldmedium i vätskeform. I köldväxlaren förvärmis ången till tillstånd 8a som har entalpi  $h_{8a}$ . Massflödets entalpi kan man bestämma med hjälp av termodynamikens första huvudsats för stationära flödesprocesser i öppna system:

$$Q + P = \sum_{\text{till}} m_i h_i - \sum_{\text{från}} m_j h_j \quad (17)$$

som i denna approximativa form gäller om ändringar av materialflödernas kinetiska och potentiella energi kan försummas jämfört med entalpiändringarna.

I ekv (17) betyder  $Q$  värmeflödet,  $P$  effekt och  $m_{i,j}$  massflöden som passerar systemgränsen. För den adiabatiska köldväxlaren erhålles ur ekv (17) ett samband mellan entalpierna för de båda ännu okända tillstånden 6a och 8a vid vilka massflöden lämnar köldväxlaren:

$$h_8 - h_{8a} + h_6 - h_{6a} = 0 \quad (18)$$

Gör man nu det antagandet att köldmediets condensat kan avkylas i köldväxlaren med kall ånga från förångaren till temperaturen:

$$T_{6a} = T_8 + \Delta T_{KV} \quad (19)$$

så kan man beräkna entalpin  $h_{6a}$ . I ekv (19) betyder  $\Delta T_{KV}$  den minsta temperaturdifferensen vid värmeöverföringen i köldväxlaren. Med  $h_{8a}$  kan man sedan beräkna temperaturen  $T_{8a}$  samt kontrollera om vid köldväxlarens "varma ända" åtminstone uppträder temperaturdifferensen  $\Delta T_{KV}$ .

Ifall  $T_{8a} > T_6 - \Delta T_{KV}$ , så måste beräkningen upprepas under antagandet att:

$$T_{8a} = T_6 - \Delta T_{KV} \quad (20)$$

För att bestämma tillstånden 1, 1a, 2a och 3 måste man följa lösningskretsloppet. Härvid måste man ta hänsyn till de olika massflödena i systemets förgreningar. I överensstämmelse med fig (1) är den svaga lösningens massflöde betecknad med  $m_{sv}$  och köldmedieångans med  $m_a$ . För den fortsatta beräkningen är det lämpligt att normalisera alla massflöden med ångans. För den svaga lösningens specifika flöde  $f$  erhåller man ur generatorns massbalans:

$$f = m_{sv}/m_a = (x_a - x_s)/(x_{sv} - x_s) \quad (21)$$

Differensen i nämnaren

$$X = x_{sv} - x_s \quad (22)$$

betecknas desorptionsdifferens.

Lösningspumpen lyfter den svaga lösningens massflöde vid tillstånd 4 från trycket

$$P_4 = P_0 - \Delta P \quad (23)$$

till trycket  $p$ . Lösningen kan anses vara inkompressibel och för dess specifika volym  $V_{sv}$  kan ett medelvärde användas. Lösningssumpens effekt kan då beräknas till

$$P_P = m_{sv} V_{sv} (p - p_4) / \eta_P \quad (24)$$

Här betyder  $\eta_P$  cirkulationspumpens totala verkningsgrad. Efter pumpen har den svaga lösningen tillstånd 1. Med ekv (17) beräknas entalpin:

$$h_1 = h_4 + P_P / m_{sv} \quad (25)$$

Antar man att den starka lösningen kan avkylas till temperaturen:

$$T_{2a} = T_1 + \Delta T_{TV} \quad (26)$$

så erhåller man entalpin ur energibalansen för den adiabatiska temperaturväxlaren:

$$h_{1a} = h_1 + (1 - 1/f)(h_2 - h_{2a}) \quad (27)$$

I ekv (26) är  $T_{TV}$  den minsta temperaturdifferensen mellan massflödena i värmeväxlaren. Man kan nu kontrollera om temperaturen  $T_{1a}$ , som beräknas utgående från entalpin  $h_{1a}$ , uppfyller villkoret

$$T_{1a} \leq T_2 - \Delta T_{TV} \quad (28)$$

Så är normalt fallet eftersom den starka lösningens massflöde är mindre än den svaga lösningens. Ifall villkoret inte uppfylls så måste beräkningen upprepas varvid antages

$$T_{1a} = T_2 - \Delta T_{TV} \quad (29)$$

Tillstånd 3 erhålls ur tillstånd 2a genom adiabatisk expansion från tryck  $p$  till trycket

$$p_3 = p_0 - \Delta p \quad (30)$$

För tillstånd 3 är entalpin

$$h_3 = h_{2a} \quad (31)$$



Nu känner man till tryck, sammansättning och antingen temperaturen eller entalpin för arbetsmediets termodynamiskt intressanta tillstånd i enstegsprocessen. Processförloppet är därmed fastlagt.

### 2.3 Enstegsprocessens värmeflöden och värmefaktor

Tillämpas ekv (17) på de olika apparaterna så kan man beräkna värmeflöden med hjälp av massflödenas nu kända tillstånd. Värmeflöden relateras i fortsättningen till den cirkulerande ångans massflöde.

Värmeflöde i generatoren:

$$q_G = Q_G/m_a = h_5 - h_2 + f(h_2 - h_{1a}) \quad (32)$$

Värmeflöde i absorbatoren:

$$q_A = Q_A/m_a = h_3 - h_{8a} + f(h_4 - h_3) \quad (33)$$

Värmeflöde i kondensorn:

$$q_K = Q_K/m_a = h_6 - h_5 \quad (34)$$

Värmeflöde i förångaren:

$$q_O = Q_O/m_a = h_8 - h_{6a} = h_8 - h_7 \quad (35)$$

Värmeflöde i temperaturväxlaren:

$$q_{TV} = Q_{TV}/m_a = f(h_{1a} - h_1) \quad (36)$$

Värmeflöde i köldväxlaren:

$$q_{KV} = Q_{KV}/m_a = h_6 - h_{6a} \quad (37)$$

Värmefaktor:

$$FV = (Q_6 + Q_0)/Q_G = 1 + q_0/q_G \quad (38)$$

### 3. TVÅSTEGSPROCESSEN

Ifall förångningstemperaturen  $T_0$  och/eller drivtemperaturen  $T_G$  är för låg så måste man tillgripa en tvåstegsprocess, t ex enligt fig 2. Här visas en absorptionsvärmepump med tvåfaldig desorption och absorption. Beroende på förhållanden och önskemål beträffande temperaturnivåer, effekter m m kan en annan typ av tvåstegsprocess väljas. Den följande beräkningsgången som begränsas till utförandet enligt fig 2 liknar beräkningsgången för en enstegsprocess och är identisk med denna för förångningsdelen (tillstånd 5-8a, fig 2). I fortsättningen avser index m mellantrycksnivån och index h högtrycksnivån.

#### 3.1 Trycknivåer

Den här valda tvåstegsprocessen kännetecknas av tre karakteristiska tryck:

- kondensortryck  $p$
- mellantryck  $p_m$
- förångaretryck  $p_F$

Vid givna temperaturer  $T_G$ ,  $T_V$  och  $T_0$  kan dessa tryck inte väljas godtyckligt. Kondensortrycket  $p$  bör väljas så lågt som möjligt. Säsom tidigare visats för enstegsprocessen bestäms trycket av kylvattentemperaturen  $T_V$  och temperaturdifferensen  $T_K$  enligt ekv (2) och (3) (punkt A resp A' i fig 5). Det maximala förångartrycket  $p_{o \max}$  beräknas som tidigare visats med utgång från  $T_0$  och  $\Delta T_F$  enligt ekv (4) och (5) (punkt D, resp D' fig 5). Genom optimeringsberäkningar kan man visa att förångartrycket bör väljas så högt som möjligt.

$$p_o = p_{o \max} = p_L (T_0 - \Delta T_F, x_{ah}) \quad (39)$$

Tillstånd 2h vid vilken den starka lösningen lämnar högtrycksgeneratoren är givet av  $T_G - T_G$  och  $p = p_{\min}$ . Den härvid erhållna lösningskoncentrationen för den starka lösningen i högtrycksgeneratoren (punkt B i fig 4), samt kylvattentemperaturen  $T_V$  och temperaturdifferensen  $\Delta T_A$  bestämmer tillståndspunkten C som i sin tur bestämmer det tryck

$$p_{Ahmin} = p_L (T_V + \Delta T_A, x_{svh}) \quad (40)$$

som måste råda i högtrycksstegets absorberator för att köldmedieångan från lågtrycksgeneratorn överhuvudtaget kan absorberas.

Mellantrycket  $p_m$  måste därför uppfylla villkoret

$$p_m \geq p_L (T_V + \Delta T_A, x_{svh}) + \Delta p_h \quad (41)$$

där  $\Delta p_h$  betyder tryckfallet  $p_m - p_{Ah}$ . Dessutom gäller för mellantrycket begränsningen

$$p_m > p_o \quad (42)$$

som emellertid endast är av betydelse då tvåstegsprocessen inte krävs av termodynamiska orsaker, således om  $T_G > T_{Gmin}$  (jämför med fig 3). På detta beräkningsstadium kan man inte säga mera om tryckvalet. Detta blir först möjligt under beräkningens gång.

### 3.2 Tvästegsprocessens olika tillstånd

När mellantrycket  $p_m$  valts kan de olika tillstånden som köldmediet passerar beräknas ( $h, x$ -diagram, fig 6). Till en början måste man utgå från ett preliminärt kondensortryck  $p = p_{min}$  enligt ekv (5), eftersom ångkoncentrationen  $x_{ah}$  ännu inte är känd. Tillstånd 2h vid vilket den starka lösningen lämnar högtryckskokaren ligger på tryckkursen för trycket  $p$  vid temperaturen

$$T_{2h} = T_G - \Delta T_G \quad (44)$$

Koncentrationen  $x_{svh}$  kan beräknas ur villkoret

$$p = p_{2h} = p_L (T_G - \Delta T_G, x_{sh}) \quad (45)$$

Den starka lösningens koncentration i lågtryckssteget bestäms analogt utifrån

$$p_m = p_{2m} = p_L (T_G - \Delta T_G, x_{sm}) \quad (46)$$

Den teoretiskt maximalt möjliga ångabsorptionen i absorberna (tillstånd  $4_{th}$  och  $4_{tm}$ ) erhålls ur ekvationerna

$$P_{4th} = P_m - P_h = P_L (T_V + \Delta T_A, x_{4th}) \quad (47)$$

och

$$P_{4tm} = P_o - P_m = P_L (T_V + \Delta T_A, x_{4tm}) \quad (48)$$

De i verkligheten uppnådda tillstånden 4h och 4m kan beräknas med hjälp av absorptionsverkningsgraden  $\eta_A$  (tabell 1) enligt ekv (13). De svaga lösningarnas koncentration  $x_{svh}$  och  $x_{svm}$  fastlägges därmed. Ångans tillstånd 5h och 5m kan med hjälp av generatorverkningsgraden  $\eta_G$  (tabell 1) beräknas enligt ekv (14). Därmed har man bestämt ångkoncentrationen  $x_{ah}$  och nu kan man beräkna det rätta trycket  $p = p_{min}$  enligt ekv (2). Om skillnaden mellan  $p_{min}$  och det tidigare antagna värdet  $p'_{min}$  är för stor upprepas alla beräkningar med trycket  $p_{min}$ . Eftersom ångkoncentrationen på grund av den dubbla avdrivningen alltid är nära 1 (100 %) ger iterationsberäkningen endast ringa värdesändringar.

Med hjälp av det slutligen erhållna ångtillståndet 5h kan man bestämma de övriga tillstånden (6, 6a, 7, 8 och 8a) på samma sätt som för enstegsprocessen. Ekvationerna (15) till (20) kan tillämpas utan ändring. Även beräkningen av tillstånden 1h, 1m, 1ah, 1am, 2ah, 2am, 3h och 3m utförs på motsvarande sätt. Man måste emellertid beakta att massflödena är olika i de olika delprocesserna. Dessa massflöden relateras till det i högtrycksdelen cirkulerande ångmassflöde  $m_{ah}$ . Ur massbalansen för generatoren och absorbern erhålls följande spec flöden (betr massflöden se fig 2):

$$f_h = m_{Lh} / m_{ah} = (x_{ah} - x_{svh}) / (x_{sh} - x_{svh}) \quad (49)$$

$$f_{hm} = m_{Lhm} / m_{ah} = (x_{ah} - x_{am}) / (x_{am} - x_{svh}) \quad (50)$$

$$f_m = m_{Lm} / m_{ah} = (x_{ah} - x_{svm}) / (x_{sm} - x_{svm}) \quad (51)$$

$$f_{am} = m_{am} / m_{ah} = (x_{ah} - x_{svh}) / (x_{am} - x_{svh}) \quad (52)$$

Med användning av pumpningseffekterna

$$P_{Ph} = m_{Lh} (p - p_m - p_h) V_{Lh} / \eta_P \quad (53)$$

$$P_{Pm} = m_{Lm} (p_m - p_o + p_m) V_{Lm} / \eta P \quad (54)$$

kan de specifika entalpierna  $h_{1h}$  och  $h_{1m}$  beräknas med utgång från de redan kända tillstånden  $4h$  och  $4m$  (fig 6) och tillämpning av ekv (17):

$$h_{1h} = h_{4h} + P_{Ph} / m_{Lh} \quad (55)$$

$$h_{1m} = h_{4m} + P_{Pm} / m_{Lm}$$

Tillstånden  $2ah$  och  $2am$  kan läggas fast med trycken  $p$  och  $p_m$ , koncentrationerna  $x_{svh}$  och  $x_{svm}$  och temperaturerna

$$T_{2ah} = T_{1h} + \Delta T_{TV} \quad (56)$$

$$T_{2am} = T_{1m} + \Delta T_{TV} \quad (57)$$

för det fall då temperaturdifferensen mellan temperaturerna i temperaturväxlarnas kalla ända är  $\Delta T_{TV}$ .

De specifika entalpierna för tillstånden  $1ah$  och  $1am$  beräknas med användning av första huvudsatsen:

$$h_{1ah} = h_{1h} + (m_{Lh} - m_{ah} - m_{Lhm})(h_{2h} - h_{2ah}) / m_{Lh} \quad (59)$$

$$h_{1am} = h_{1m} + (m_{Lm} - m_{Lhm} - m_{am})(h_{2m} - h_{2am}) / m_{Lm} \quad (60)$$

De här uppträdande massflödeskvoterna erhålls ur ekv (49) - (52).

Tillstånden  $1ah$  och  $1am$  är termodynamiskt bestämda av specifika entalpin, trycket och koncentrationen. Temperaturen vid dessa tillstånd kan nu beräknas och man kan då kontrollera om temperaturdifferensen vid temperaturväxlarens varma ända är minst  $\Delta T_{TV}$ . Tillstånden  $3h$  och  $3m$  (efter tryckreduktion av den starka lösningen) erhålls ur villkoren

$$h_{3h} = h_{2ah} \quad (61)$$

$$h_{3m} = h_{2am} \quad (62)$$

I och med detta är beräkningen av tvåstegsprocessen avslutad och processförloppet bestämt.

### 3.3 Tvästegsprocessens värmeflöden

In- och utgående värmeflöden beräknas liksom för enstegsprocessen med användning av första huvudsatsen. För de båda generatorerna ger ekv (17):

$$Q_{Gh} + m_{Lh} h_{1ah} = m_{ah} h_{5h} + (m_{Lh} - m_{ah})h_{2h} \quad (63)$$

$$\begin{aligned} Q_{Gh} + m_{Lm} h_{1am} + m_{Lhm} h_{2h} &= \\ = m_{am} h_{5m} + (m_{Lm} + m_{Lhm} - m_{am})h_{2m} & \end{aligned} \quad (64)$$

och för absorberatorerna:

$$Q_{Ah} + m_{am} h_{5m} + (m_{Lh} - m_{ah} - m_{Lhm})h_{2ah} = m_{Lm} h_{4h} \quad (65)$$

$$Q_{Am} + m_{ah} h_{8a} + (m_{Lm} + m_{Lhm} - m_{am})h_{2am} = m_{Lm} h_{4m} \quad (66)$$

För generatorerna beräknas sedan följande specifika värmeflöden:

$$q_{Gh} = Q_{Gh}/m_{ah} = h_{5h} - h_{2h} + f_h (h_{2h} - h_{1ah}) \quad (67)$$

$$q_{Gm} = Q_{Gm}/m_{ah} = f_{am} (h_{5m} - h_{2m}) + f_m (h_{2m} - h_{1m}) + f_{hm} (h_{2m} - h_{2h}) \quad (68)$$

och för absorberatorerna:

$$q_{Ah} = Q_{Ah}/m_{ah} = h_{2ah} - f_{am} h_{5m} + f_h (h_{4h} - h_{2ah}) + f_{hm} h_{2ah} \quad (69)$$

$$q_{Am} = Q_{Am}/m_{ah} = f_{am} h_{2am} - h_{8a} + f_m (h_{4m} - h_{2am}) - f_{hm} h_{2am} \quad (70)$$

Värmeflödet för kondensorn:

$$q_K = Q_K/m_{ah} = h_6 - h_5 \quad (71)$$

Värmeflödet för förångaren:

$$q_o = Q_o / m_{\dot{a}h} = h_8 - h_{6a} = h_8 - h_7 \quad (72)$$

Värmeflöden för temperaturväxlarna:

$$q_{TVh} = Q_{TVh} / m_{\dot{a}h} = f_h (h_{1ah} - h_{1h}) \quad (73)$$

$$q_{TVm} = Q_{TVm} / m_{\dot{a}h} f_m = (h_{1am} - h_{1m}) \quad (74)$$

Värmeflödet för köldväxlaren:

$$q_{KV} = Q_{KV} / m_{\dot{a}h} = h_6 - h_{6a} \quad (75)$$

Övriga processparametrar beräknas med de i avsnitt 2.3 givna ekvationerna.

## 4. ABSORPTIONSPROCESSEN MED REKTIFIKATION

Om arbetsmedieparet utgörs av ammoniak-vatten så är särskilt i enstegsprocessen vattenhalten hög i köldmedieången efter generatoren. Detta ger upphov till en försämrad kyleffekt i förångaren eftersom förångningstemperaturen av det flytande vattenhaltiga köldmediet stiger under förångningsprocessen och denna endast kan pågå så länge köldalstringstemperaturen  $T_0$ , resp  $T_0 - \Delta T_F$  icke överskrides. Därför kan endast en del av det flytande köldmediet förångas och resten får lämna förångaren i flytande tillstånd. Vattenfritt ammoniak uppvisar däremot konstant förångningstemperatur som vid korrekt dimensionering av köldprocessen motsvarar  $T_0$ , resp  $T_0 - \Delta T_F$ . Vid denna temperatur förångas köldmediet fullständigt så att hela förångningsentalpin kommer till användning vid köldalstringen. Därför är det angeläget att så ren ammoniakånga som möjligt lämnar generatoren. Detta kan man endast uppnå genom rektifikation av köldmedieången. Avdrivningen av ammoniak i generatoren kräver då visserligen en större värmeeffekt, men i gengäld erhåller man normalt en större köldalstring i förångaren och därmed en bättre köld-, resp värmefaktor. Som en nackdel erhåller man emellertid en ökad investeringskostnad.

Vid beräkningen av rektifikationen måste man göra ett antagande beträffande den önskade ångkoncentration  $x_a$ . I processens beräkningsgång ändrar sig endast generatorns energibalans. Tillämpas ekv (17) på en generator med rektifikator (fig 7) så måste det i refluxkylaren avgivna värmeflödet  $Q_R$  inkluderas i beräkningen:

$$Q_G + m_L h_{1a} = Q_R + m_a h_5 + (m_L - m_a) h_2 \quad (76)$$

Ångans tillstånd 5 och värmeflödet  $Q_R$  erhålls ur rektifikationsberäkningen.



## REFERENSER

Schulz, S, 1971, Eine Fundamentalgleichung für das Gemisch aus Ammoniak und Wasser und die Berechnung von Absorptionskältemaschinen-Prozessen, Habilitationsschrift, Ruhr-Universität, Bochum

Ziegler, B, 1981, Zustandsgleichung für das System Ammoniak-Wasser, Inst. f. Verfahrens-und Kältetechnik, ETH Zürich

Eichholz, HD, Schulz, S, 1982 Fundamentalgleichung für binäre Elektrolytlösungen, gezeigt am Beispiel Methanol-Lithiumbromid, Ki Klima-Kälte-Heizung 7-8(1982, s 283-286

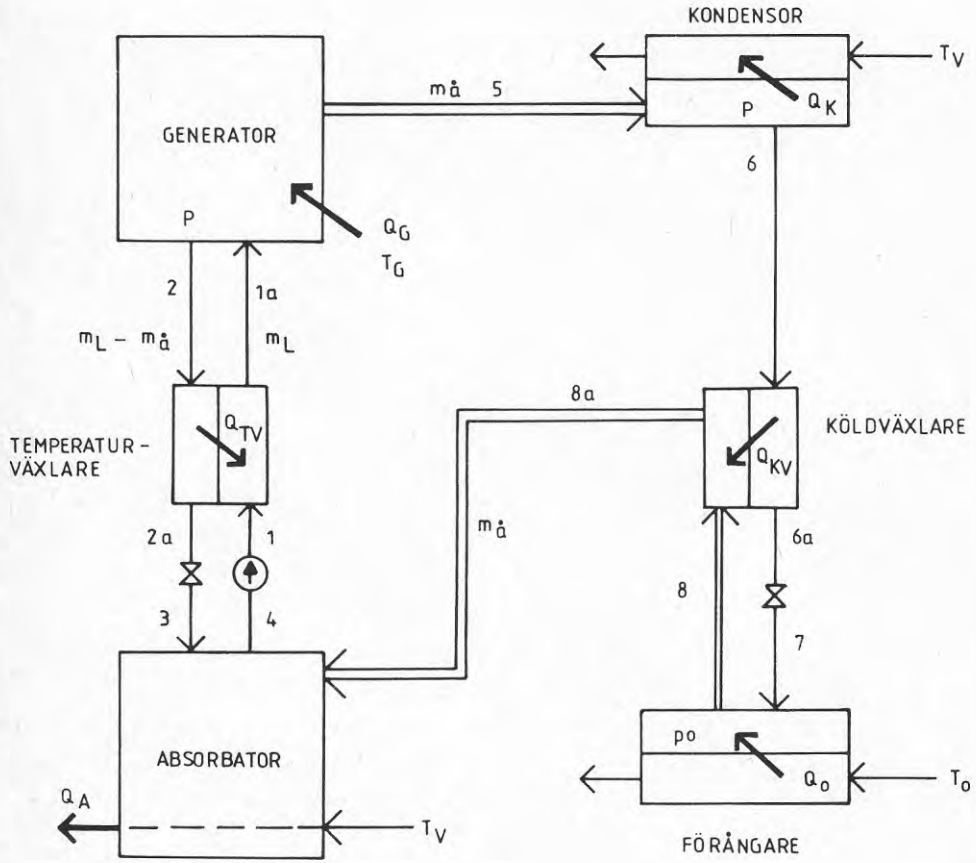


FIG. 1

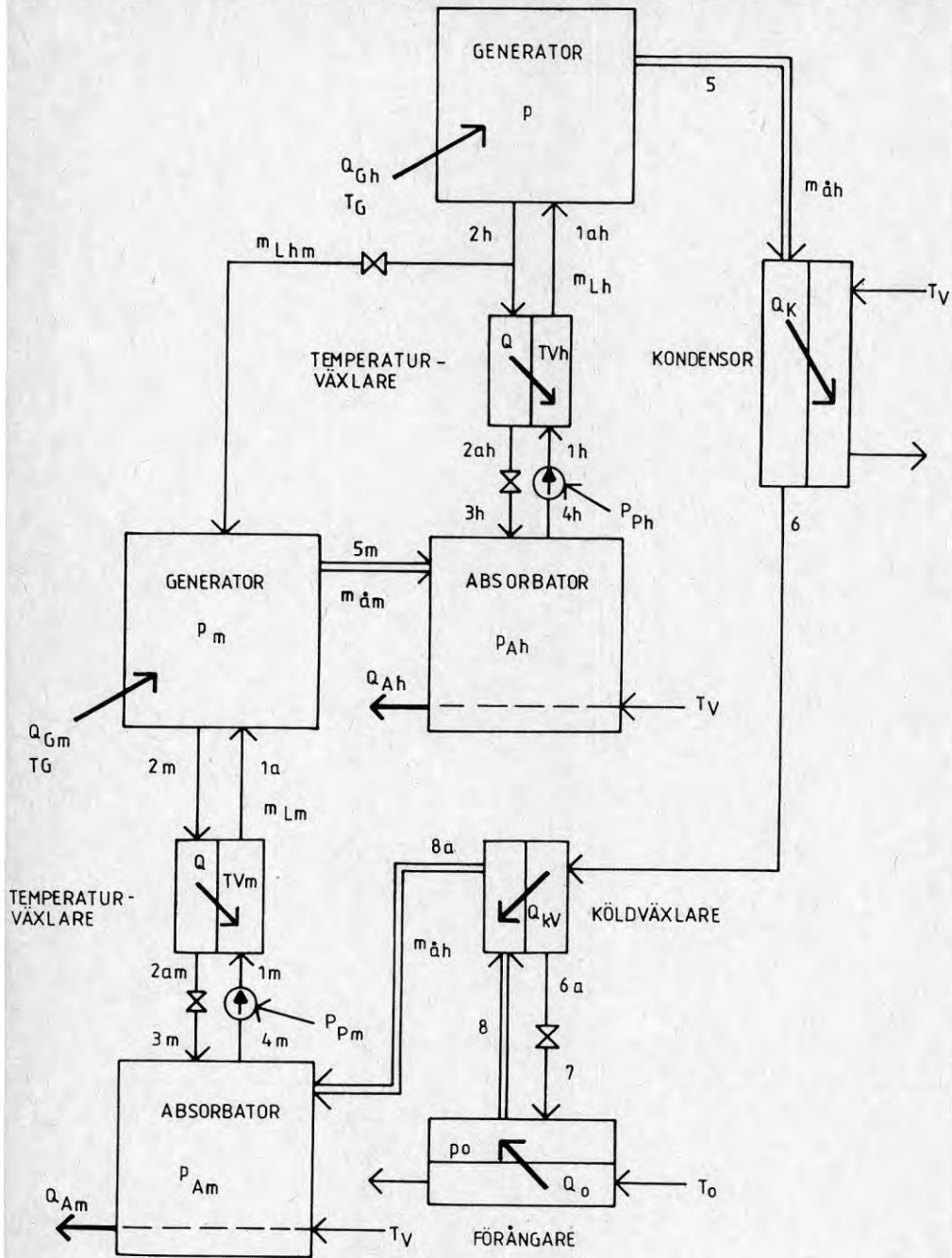


FIG. 2

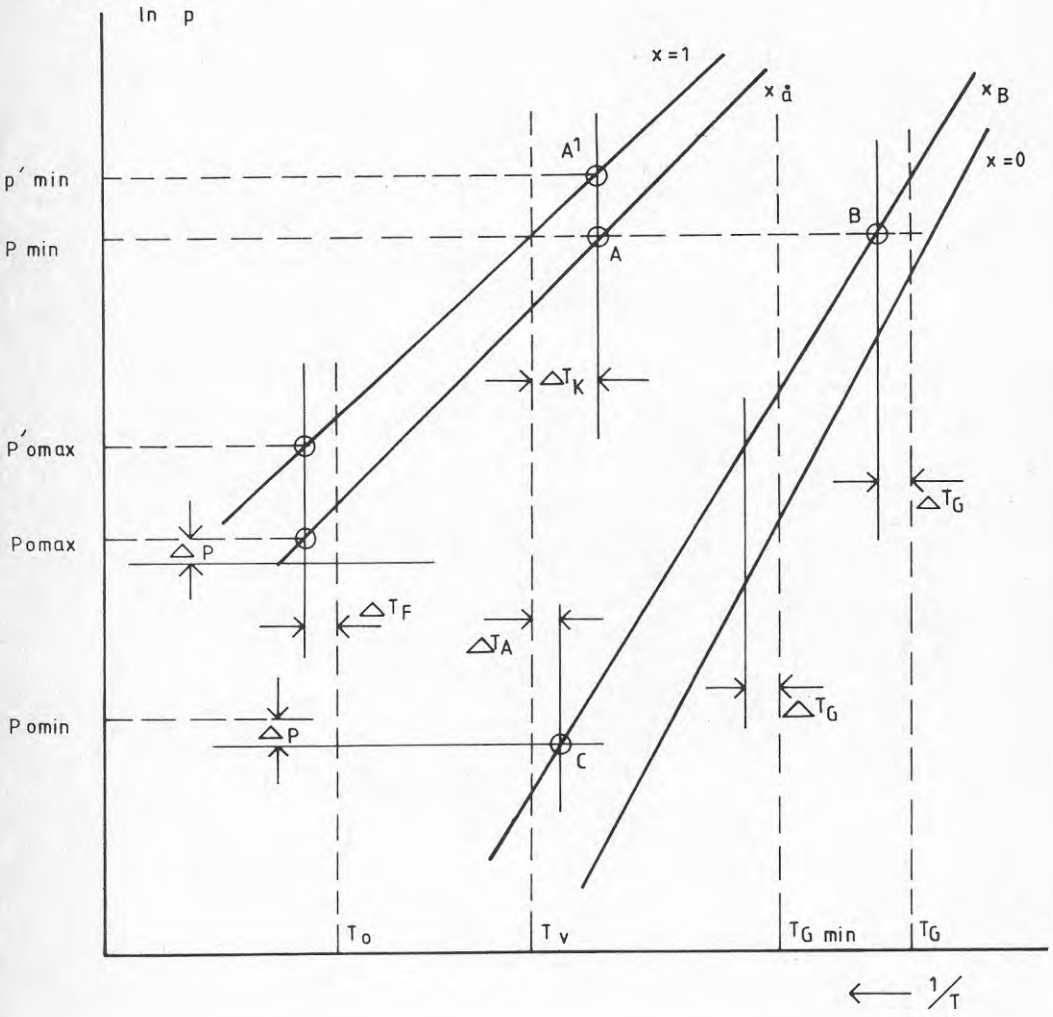


FIG. 3

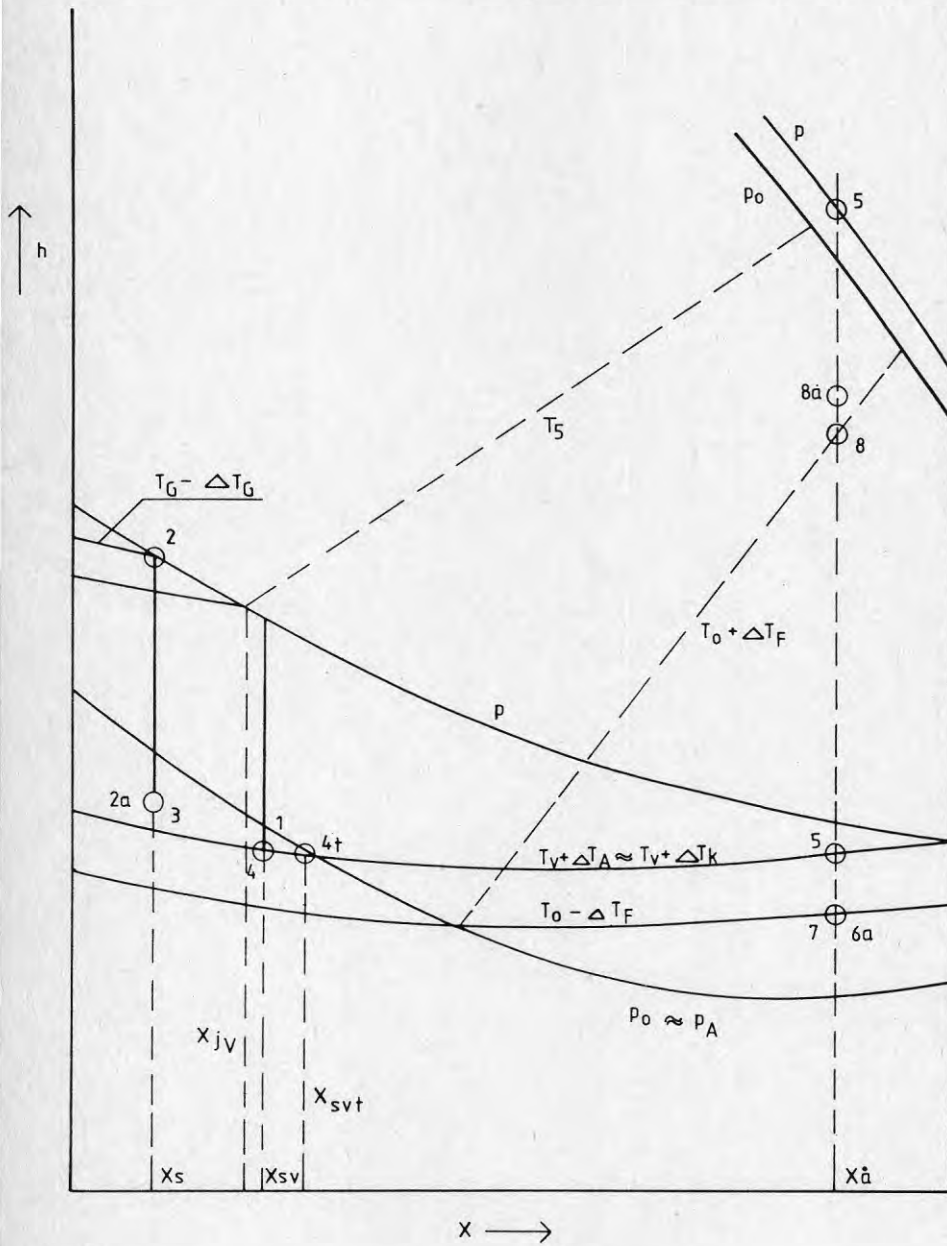


FIG. 4

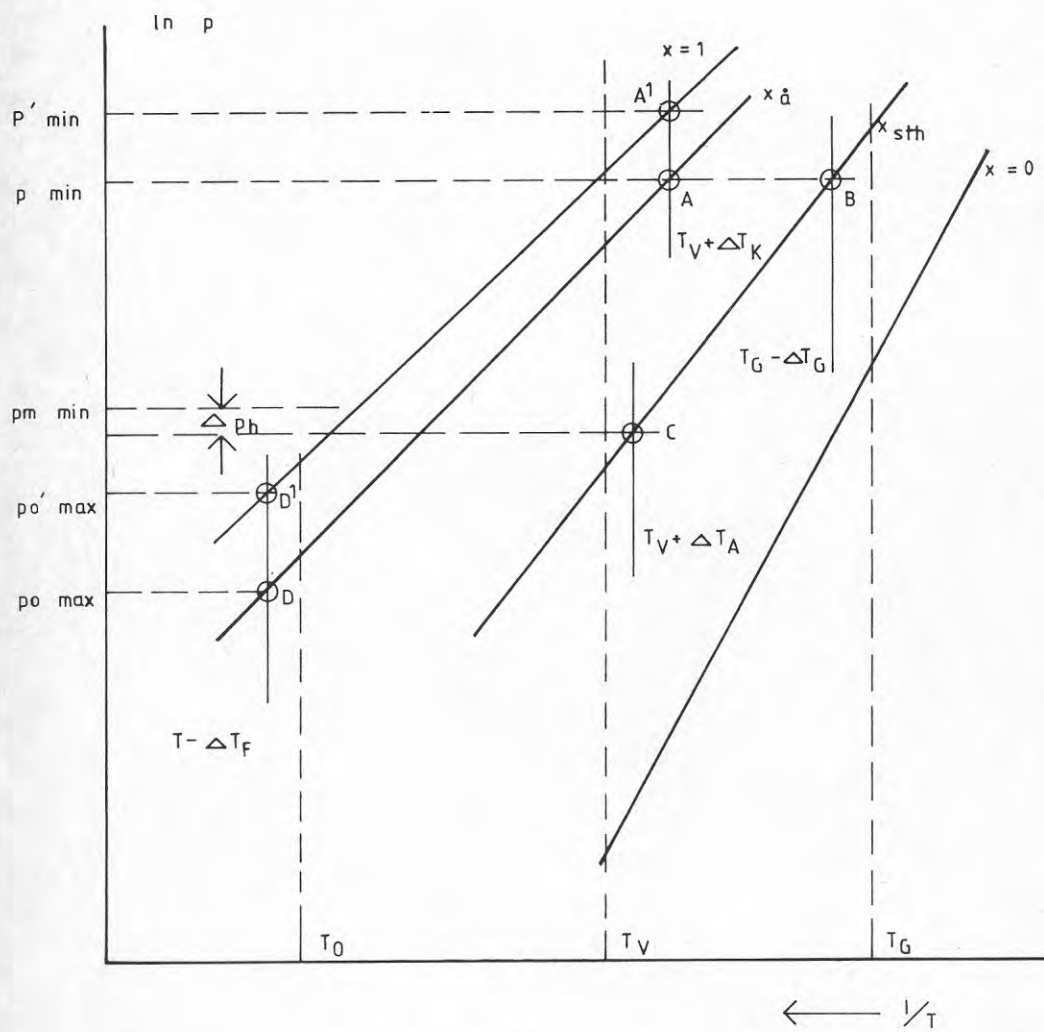


FIG. 5

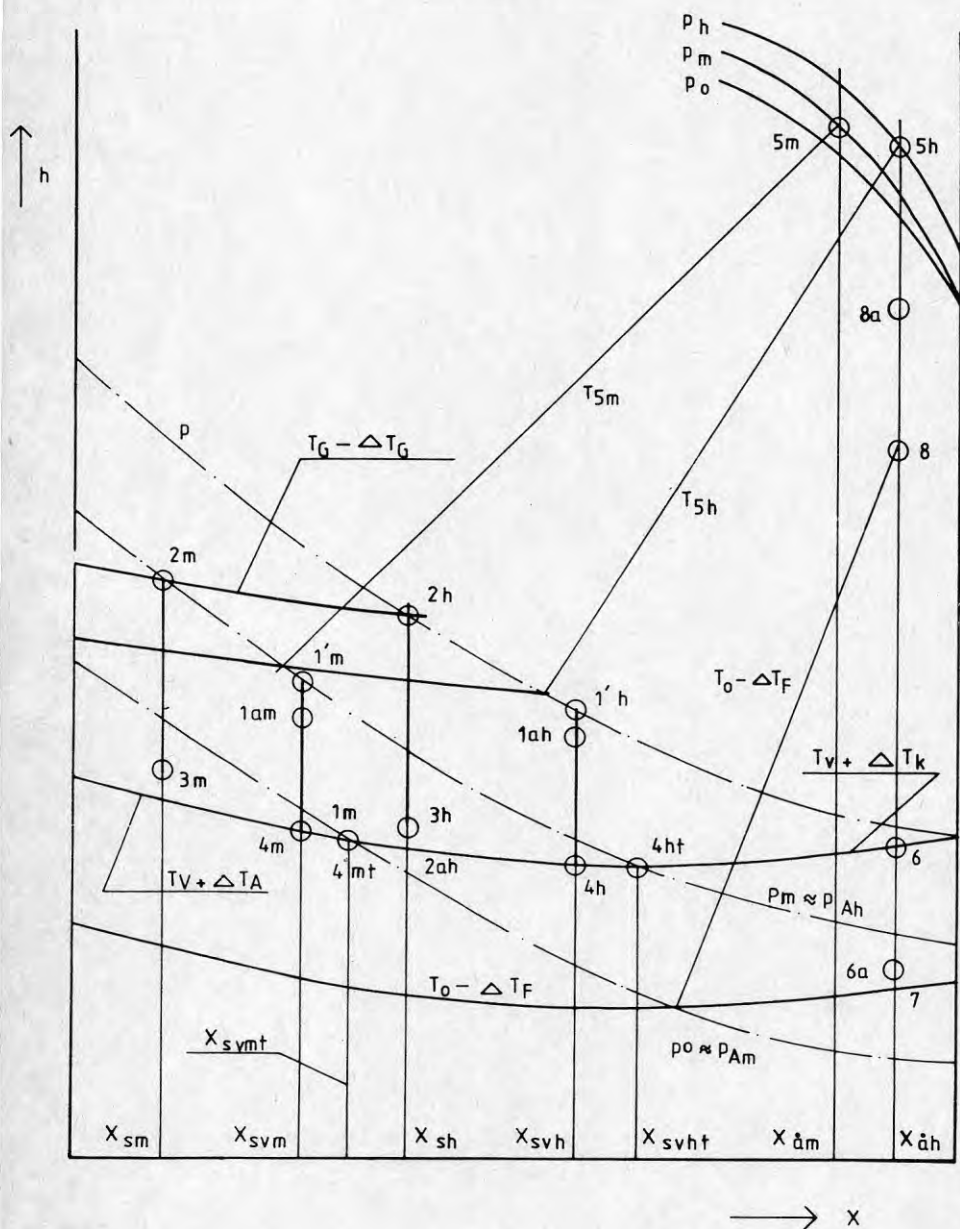
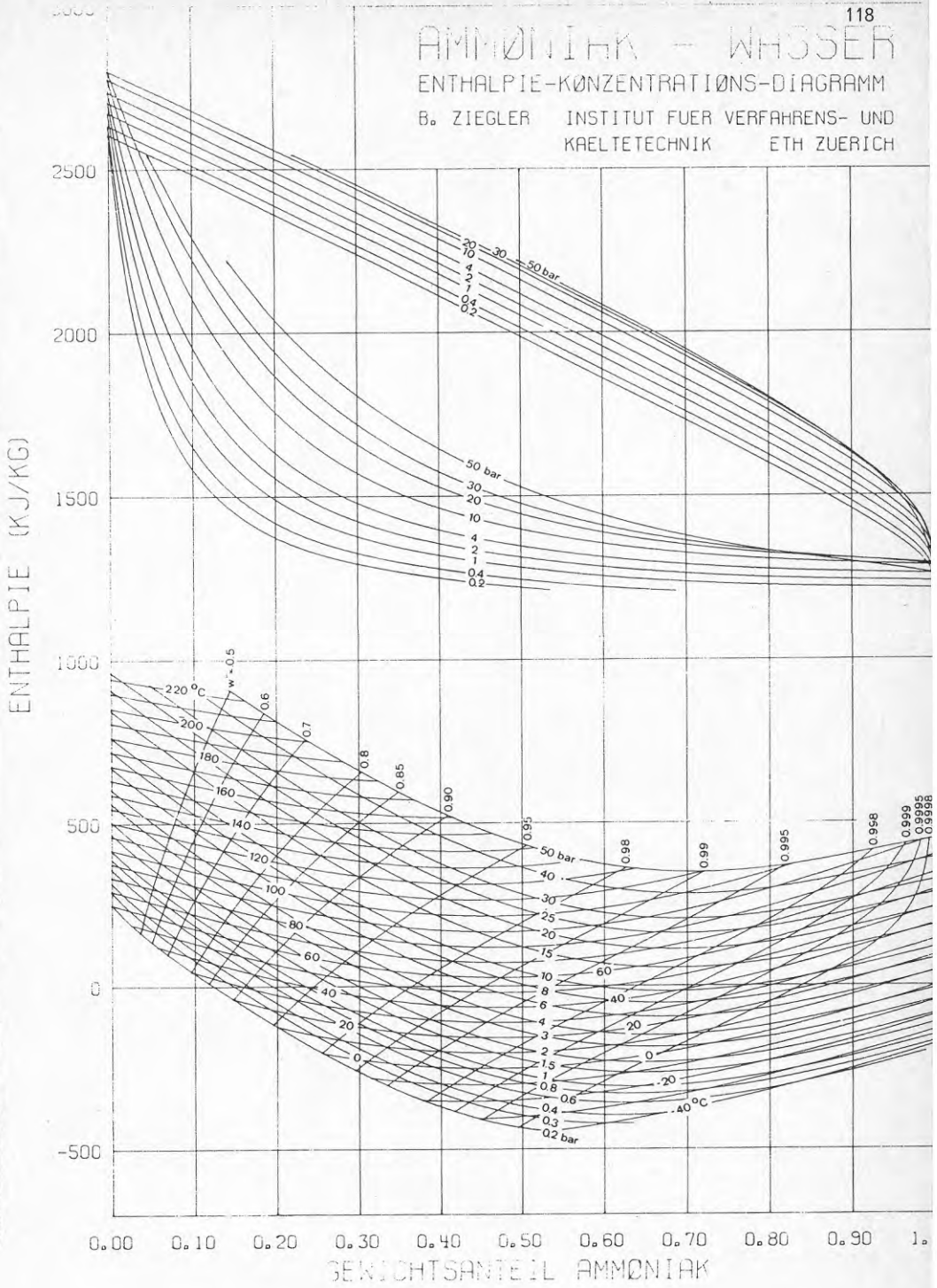


FIG. 6

# AMMONIAK - WASSER

## ENTHALPIE-KONZENTRATIONS-DIAGRAMM

B. ZIEGLER INSTITUT FÜR VERFAHRENS- UND KÄLTETECHNIK ETH ZÜRICH





SAMBAND MELLAN DIMENSIONERING OCH INVESTERING FÖR BORSIGS  
FLERSTEGSUTFÖRANDE

W MALEWSKI (Borsig)



A B S O R P T I O N S -  
W Ä R M E P U M P E N - S Y S T E M E

ZUSAMMENHÄNGE  
ZWISCHEN  
AUSLEGUNG UND INVESTITION

IM AUFTRAG DES  
BEMO-PROJEKTSERVICE,  
SCHWEDEN ERSTELLT

**BORSIG**  
GRUPPE DEUTSCHE BABCOCK  
BEREICH BS

OKTOBER 1982



## Zusammenhänge zwischen Auslegung und Investition

### von Absorptions-Wärmepumpensysteme

#### Aufgabenstellung

Zur Abklärung von Zusammenhängen zwischen Auslegung und Investition von Absorptionswärmepumpensystemen sind für unterschiedliche Anlagentypen mit jeweils gleichen Auslegungsdaten

- Wärmeleistung Ausgang Anlage	10	MW
- Rücklauftemperatur	48	°C
- Vorlauftemperatur	75	°C
- Wärmequelle Abwasser		
- Zulauftemperatur	14,4	°C
- Mengestrom	$\geq$	320 m <sup>3</sup> /h

die wesentlichen Prozeßdaten mit Wärmeaustauschlasten der Einzelkomponenten sowie Budget-Investitionskosten für einen definierten Lieferumfang anzugeben, wobei als Heizmittel von Sattedampf auszugehen ist, der als Frisch- oder Gegendruckdampf zur Verfügung steht.

Als Anlagentypen kommen infrage

- I - 1
- I - 12 (bereits vorliegend)
- I - 1/II-I
- I - 12/II-I

#### Investitionskosten

Die Investitionskosten beziehen sich auf die komplette Lieferung aller Anlagenteile innerhalb der Grenzen (Flansch)

- Zu-, Ableitung Nutz-Wärmeträger
- Zu-, Abführung Wärmequelle Abwasser
- Zu-, Abführung Heizmittel Dampf

mit nachstehend genannten wesentlichen Teilen

- Desorber (dampfbeheizt)
- Kondensator
- Verdampfer
- Absorber
- Temperaturwechsler
- Rektifikationsteil
- Rücklaufkondensator
- Kältetauscher
- Lösungspumpen
- Lösungssammler
- Kältemittelsammler
- Rohrleitungen und Armaturen innerhalb der Anlage bis Liefergrenze
- Meß-, Steuer- und Regeltechnik
- Schaltschrank
- Isolierung

jedoch unter Ausschluß von

- Stahl- oder Betonkonstruktion
- Kraftanschluß
- Montage

Beiliegende Fließschemata zeigen die Schaltung des jeweiligen Anlagentyps mit den Liefergrenzen.

Für die Montage kann bei der vorliegenden Leistungsgröße von 10 MW 20 % der Anlagenkosten eingesetzt werden.

### Prozeßdaten

Die für die jeweiligen Anlagentypen zugrunde gelegten Prozesse sind in das Lösungsfeld eines  $h, \xi$ -Diagramms für das Arbeitsstoffpaar  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  eingezeichnet.

Aus Tabelle 1 können dafür die wesentlichen Prozeßdaten entnommen werden.

Aus Tabelle 2 gehen die Wärmeströme der wesentlichen Einzelkomponenten hervor.

### Budgetkosten

Die Budgetkosten für die Gesamtanlage können aus der Summe aller in den Anlagen ausgetauschten Wärmeströme über nachstehende spezifische Werte ermittelt werden.

Anlagentyp	spezifischer Anlagenpreis TDM / MW $\Sigma Q$
I - 1	140
I - 12	145
I - 1 / II - I	160
I - 12/ II - I	165

Diese so ermittelten Anlagenkosten sind in Tabelle 2 eingetragen.

### Bemerkungen

Zur Wahl der Prozeßlagen ist zu bemerken:

- Anlagenschaltungen mit zweistufiger Desorption wurden so gewählt, daß beide Desorber mit gleicher Lösungsendtemperatur betrieben werden. Dies ist nur sinnvoll, wenn ein einheitlicher Sattedampfdruck vorliegt.

Kommt ein Heizmedium zum Einsatz, das bei Wärmeentzug sich abkühlt (z.B. Fernwärme-Heißwasser 200/160 °C), so können andere Prozeßlagen interessanter sein.

- Anlagen mit nur einer Desorptionsstufe sind auf der Nutzwärme abnehmenden Seite immer in Reihe geschaltet und zwar

Kondensator - Rücklaufkühler - Absorber

Anlagen mit zwei Desorptionsstufen haben eine kombinierte Reihen-/Serienschaltung.

Kondensator-Rücklaufkühler  $\left\{ \begin{array}{l} \text{Absorber 1. Desorptionsstufe} \\ \text{Absorber 2. Desorptionsstufe} \end{array} \right.$

Die jeweiligen Temperaturanhebungen sind in Tabelle 3 angegeben.

- Die Nebenanlagen wie Dampferzeuger, Stahl- oder Betongerüst, Kondensatableitsystem, Anbindung von Wärmequelle und Abnehmer sind vom Aufstellungsort und den dort herrschenden Bedingungen abhängig und somit von Fall zu Fall zu ermitteln.

Berlin

22.10.1982



( Dr. Malewski )

Anlagen

8 Bilder

3 Tabellen



Tabelle 1  
Prozeß-Daten

Prozeßwert	Anlagentyp			
	I-1	I-1/II-I	I-12/II-I	I-12
<u>Wärmequelle</u>				
$t_{WQE}$ °C	14.4	14.4	14.4	14.4
$t_{WQZ}$ °C			13.3	13.3
$t_{WQA}$ °C	12.4	12.4	12.4	12.4
$\sum Q_o$ MW	2.91	1.97	2.00	3.06
$\dot{V}_{WQ}$ m <sup>3</sup> /h	1253	847	860	1316
-----				
<u>Prozeß</u>				
<u>Heizzahl</u> (Prozeß)				
$\zeta = \frac{Q_N}{Q_D}$ ./.	1.41	1.25	1.26	1.44
<u>Kraftbedarf</u>				
<u>Lösungspumpen</u>				
$N_{P_{I1}}$ kW	89	25	2	3
$N_{P_{I2}}$ kW	-	-	5	55
$N_{P_{II}}$ kW	-	32	38	-
$\sum N_p$ kW	89	57	45	58
<u>Lösungstemperatur</u> (Desorber)				
$t_{L_{max}}$ °C	162	122	132	182
-----				
$t_{D_{min}}$ °C	168	128	138	190

Tabelle 2

## Wärmeströme der Einzelkomponenten

Wärmestrom		Anlagentyp			
		I-1	I-1/II-I	I-12/II-I	I-12
<u>Wärmequelle</u>					
$\overset{\circ}{Q}_{O1}$	MW	2.91	1.97	0.90	1.37
$\overset{\circ}{Q}_{O2}$	MW	-	-	1.10	1.69
$\Sigma \overset{\circ}{Q}_O$	MW	2.91	1.97	2.00	3.06
<u>Heizmittel</u>					
$\overset{\circ}{Q}_{DI}$	MW	7.09	4.52	4.11	6.94
$\overset{\circ}{Q}_{DII}$	MW	-	3.51	3.87	-
$\Sigma \overset{\circ}{Q}_D$		7.09	8.03	7.98	6.94
<u>Nutzwärme</u>					
$\overset{\circ}{Q}_C$	MW	2.80	1.96	1.91	2.93
$\overset{\circ}{Q}_{RK}$	MW	1.81	0.49	0.68	1.92
$\overset{\circ}{Q}_{AI1}$	MW	5.39	3.83	1.41	1.93
$\overset{\circ}{Q}_{AI2}$	MW	-	-	2.12	3.22
$\overset{\circ}{Q}_{AII}$	MW	-	3.72	3.88	-
	MW	10.00	10.00	10.00	10.00
<u>Intern</u>					
$\overset{\circ}{Q}_{TWI}$	MW	6.64	2.17	1.40	4.44
$\overset{\circ}{Q}_{TWII}$	MW	-	1.76	2.34	-
$\overset{\circ}{Q}_{KT1}$	MW	0.29	0.18	0.07	0.14
$\overset{\circ}{Q}_{KT2}$	MW	-	-	0.09	0.17
$\Sigma Q$	MW	26.92	24.11	23.86	24.74
Budget-Kosten	TDM	3.800	3.900	4.000	3.600

Tabelle 3

Aufwärmungen im Nutzwärme-Abnahme-System

Anlagentyp	Schaltung (Nutzwärmeabnahme) (Temperaturen °C)
I-1	— C — RK — A — (48) (56.6) (60.4) (75)
I-1/II-I	— C — RK — $\left\langle \begin{matrix} A_I \\ A_{II} \end{matrix} \right\rangle$ — (48) (53.1) (54.7) (75)
I-12/II-I	— C — RK — $\left\langle \begin{matrix} A_{I_2} \text{---} A_{I_1} \\ A_{II} \end{matrix} \right\rangle$ — (48) (53.2) (55) (67) (75)
-----	-----
I-12	— C — RK — A <sub>2</sub> — A <sub>1</sub> — (48) (55.9) (61.1) (69.8) (75)

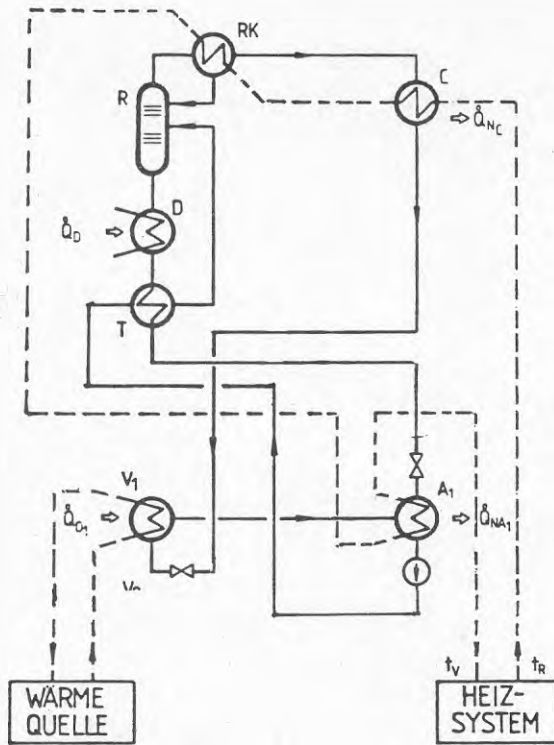


Bild 1: Fließschema von Anlagentyp I-1

- C - Kondensator
- V - Verdampfer
- A - Absorber
- D - Desorber
- T - Temperaturwechsler
- R - Rektifikationsteil
- RK- Rücklauf-Kondensator

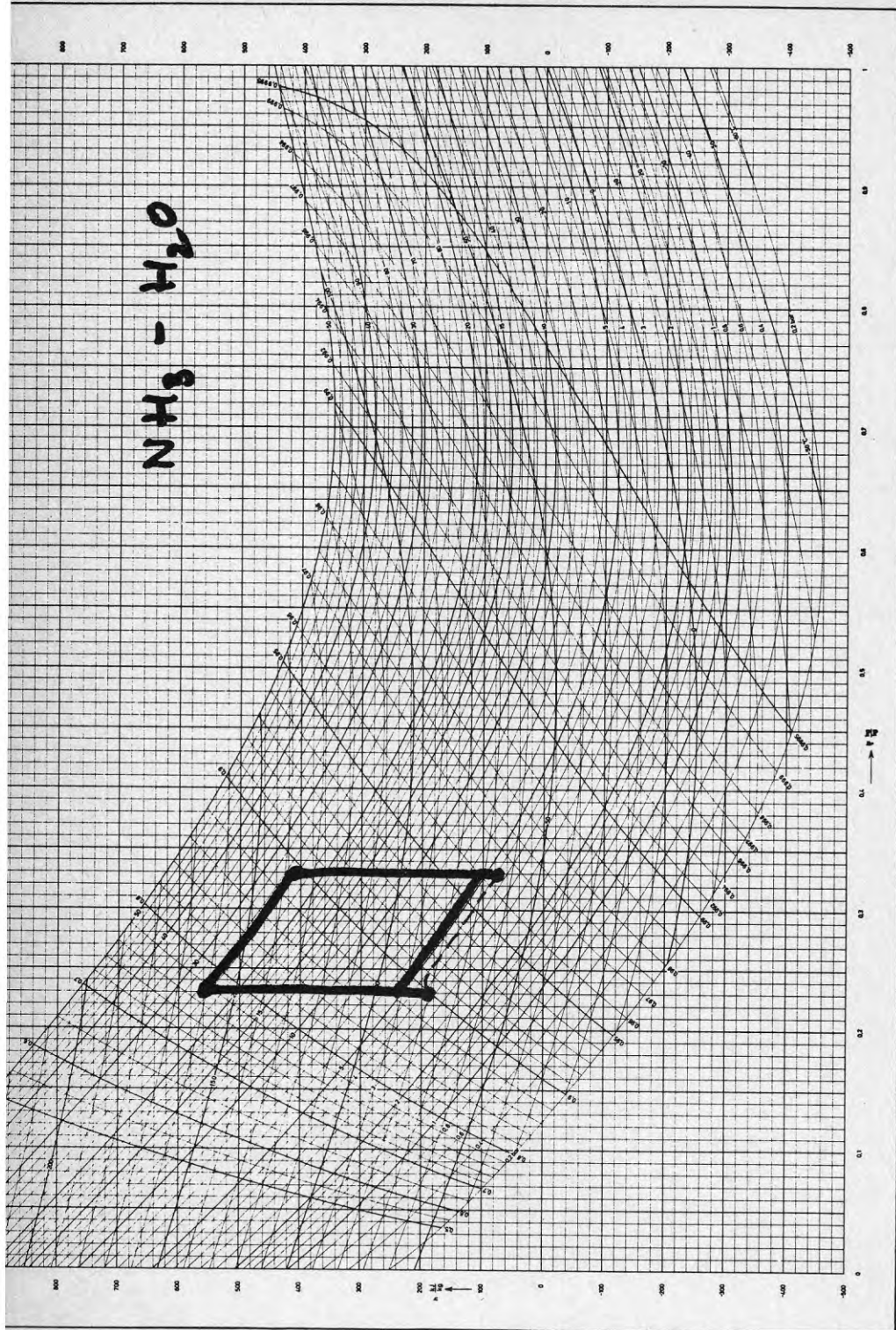


Bild 2: Prozeßablauf im Lösungsfeld für Anlagentyp I - 1

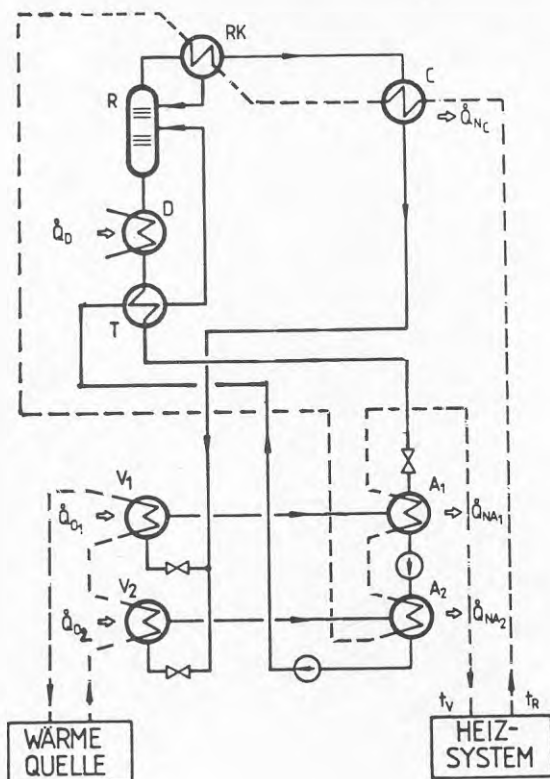
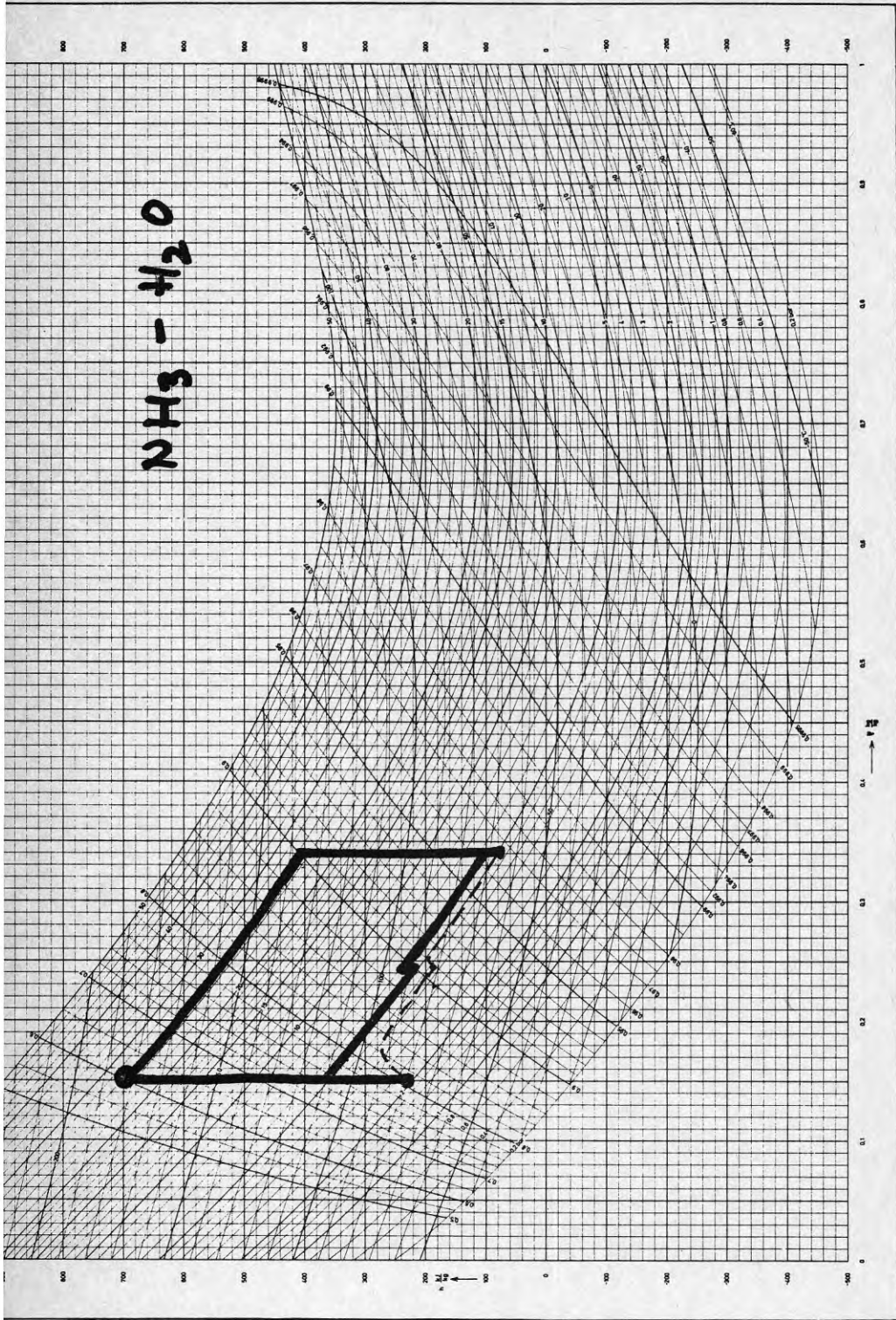


Bild 3: Fließschema von Anlagentyp I-12

- C - Kondensator
- V - Verdampfer
- A - Absorber
- D - Desorber
- T - Temperaturwechsler
- R - Rektifikationsteil
- RK- Rücklauf-Kondensator

**NH<sub>3</sub> - H<sub>2</sub>O**



**Bild 4:** Prozessablauf im Lösungsfeld für Anlagentyp I - 12

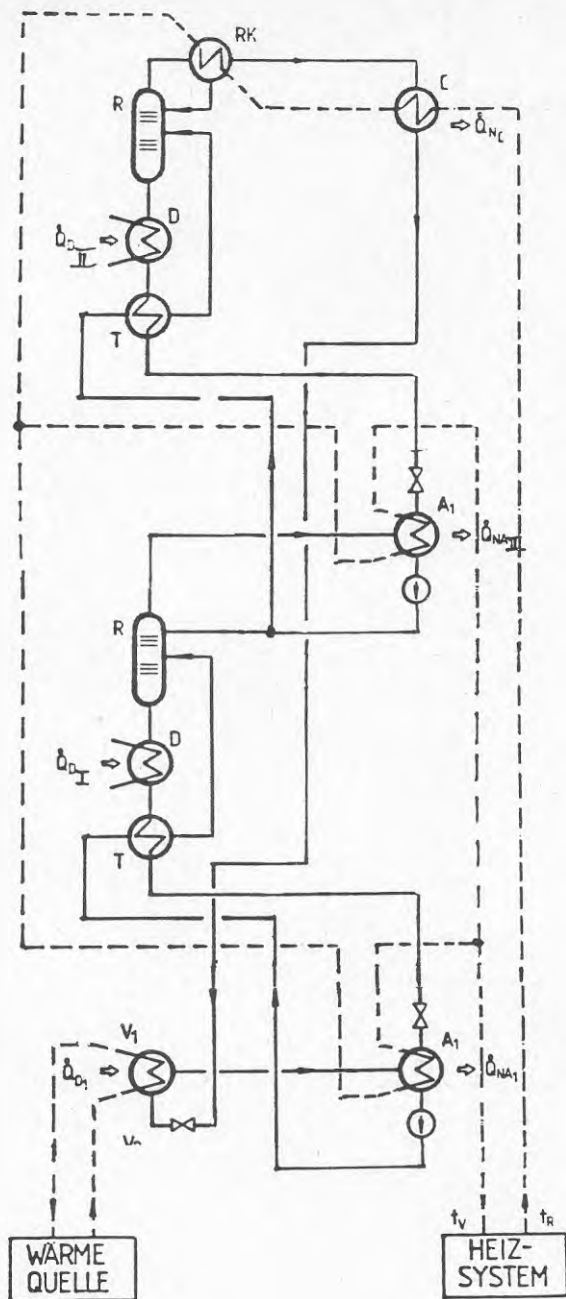


Bild 5: Fließschema von Anlagentyp I-1/II-I

- C - Kondensator
- V - Verdampfer
- A - Absorber
- D - Desorber
- T - Temperaturwechsler
- R - Rektifikationsteil
- RK- Rücklauf-Kondensator



**NH<sub>3</sub> - H<sub>2</sub>O**

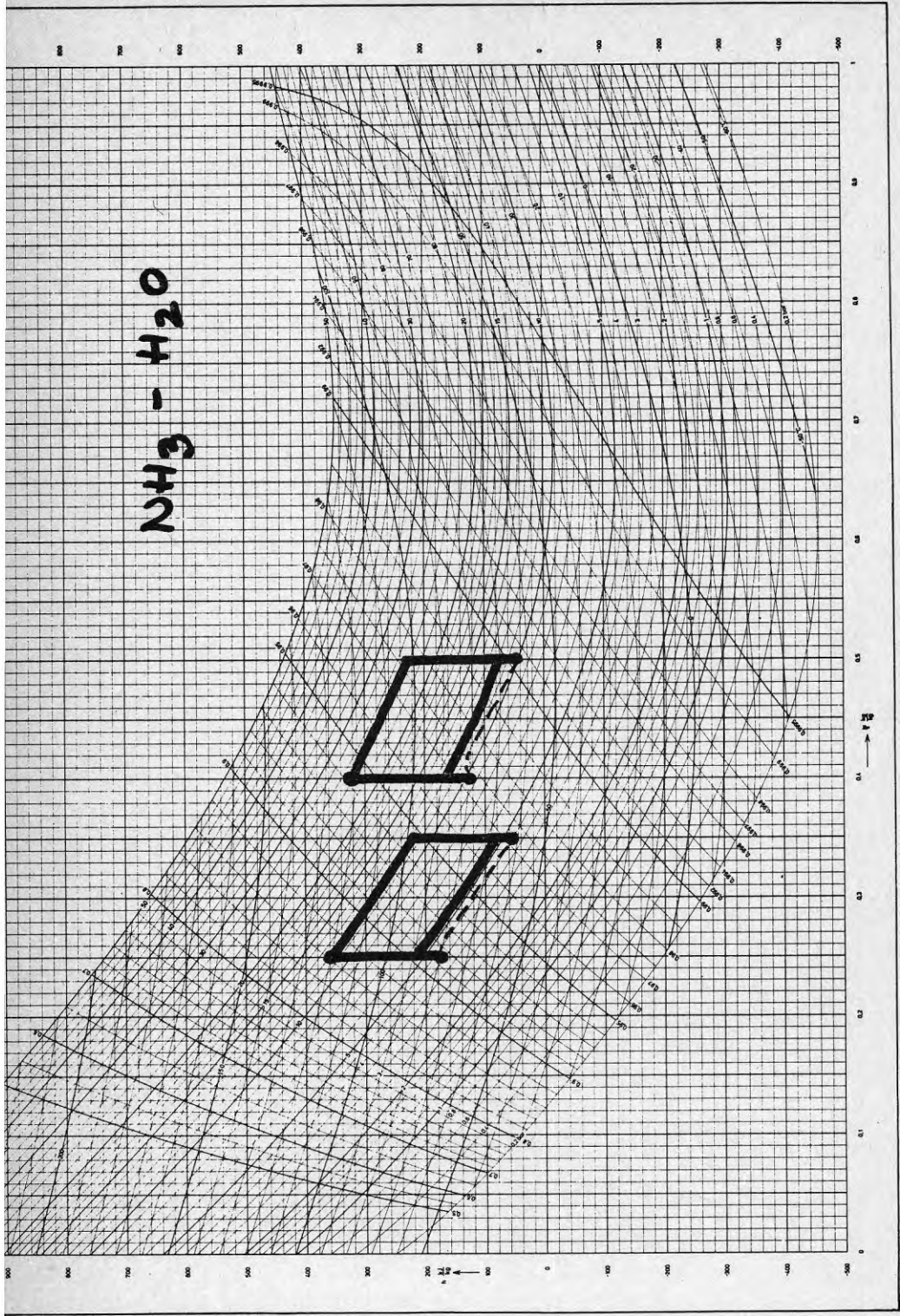


Bild 6: Prozeßablauf im Lösungsfeld für Anlagentyp I - 1/ II - I

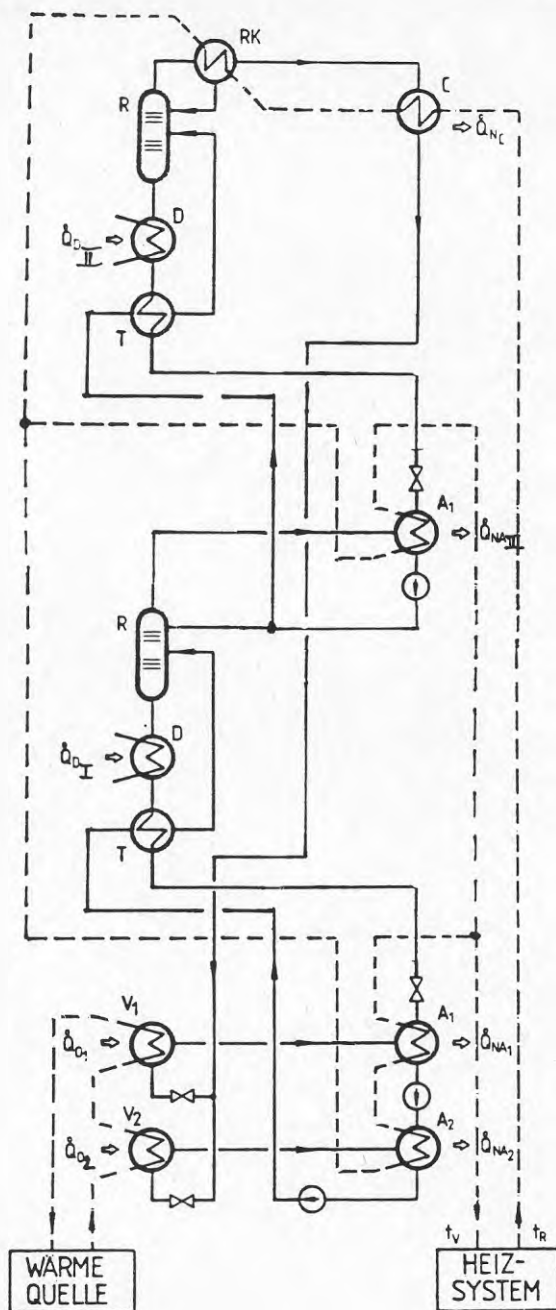


Bild 7: Fließschema von Anlagentyp I-12/II-I

- C - Kondensator
- V - Verdampfer
- A - Absorber
- D - Desorber
- T - Temperaturwechsler
- R - Rektifikationsteil
- RK- Rücklauf-Kondensator

$\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$

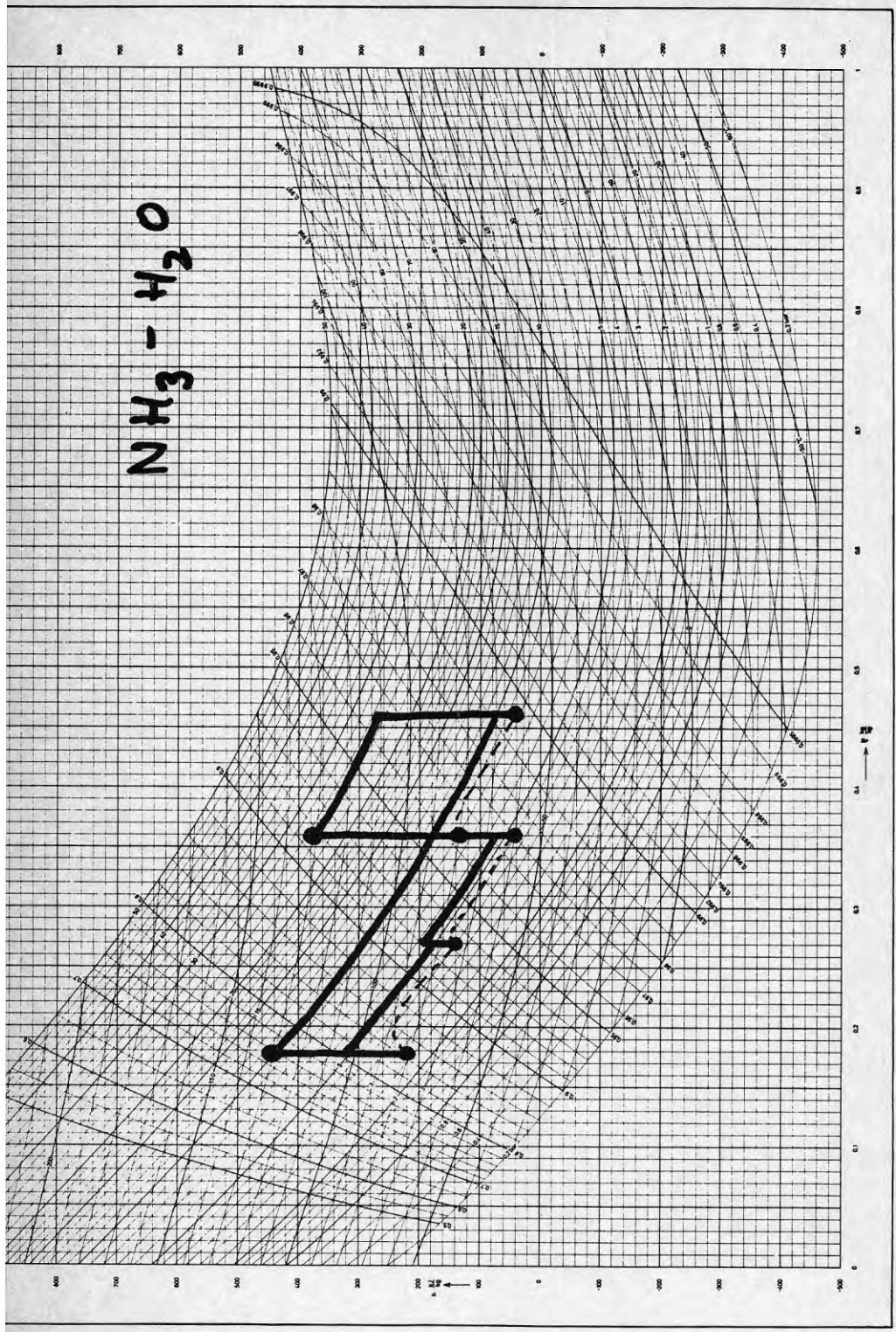
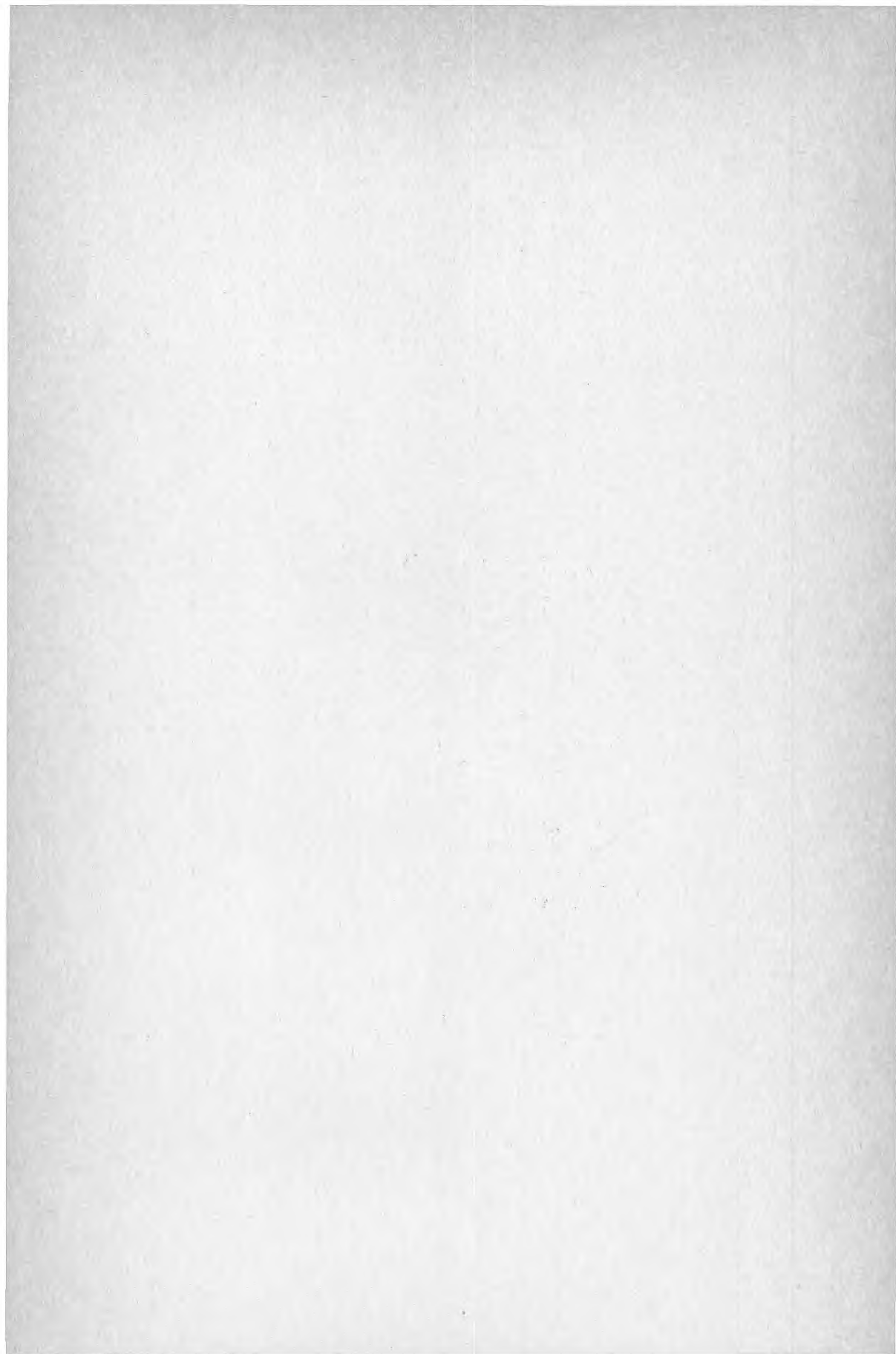
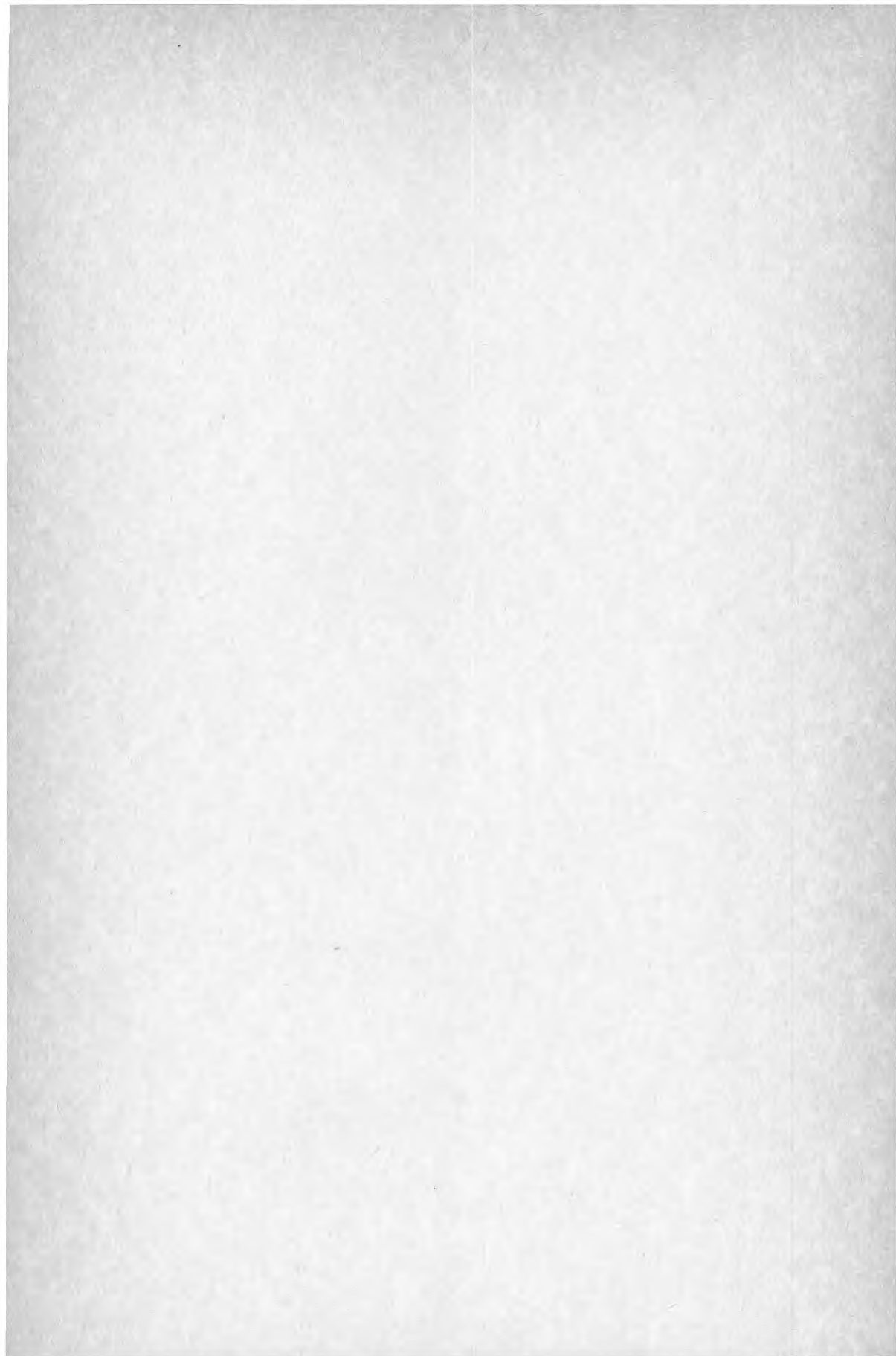


Bild 8: Prozessablauf im Lösungsfeld für Anlagentyp I - 12/ II - I



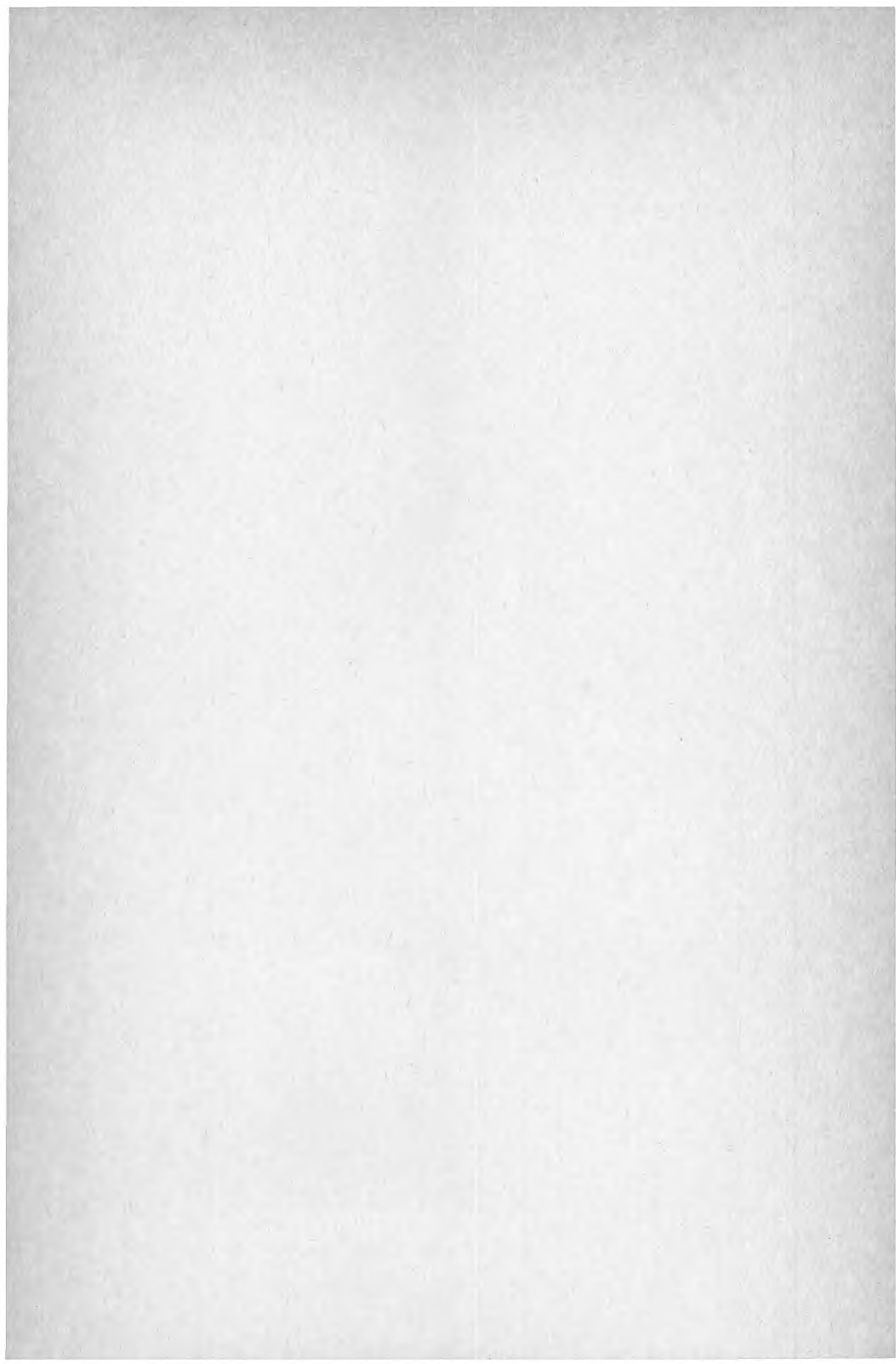














**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag  
801500-0 från Statens råd för byggnadsforskning  
till BEMO Projektservice, Staffanstorp.**

**R50: 1983**

**ISBN 91-540-3934-7**

**Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm**

**Art.nr: 6700750**

**Abonnemangsgrupp:  
W. Installationer**

**Distribution:  
Svensk Byggtjänst, Box 7853  
103 99 Stockholm**

**Cirka pris: 40 kr exkl moms**