

(19) DANMARK



PATENTDIREKTORATET  
TAASTRUP

(12) FREMLÆGGELSESSKRIFT

(11) 156849 B



(21) Patentansøgning nr.: 1263/77

(51) Int.Cl.<sup>4</sup> F 28 F 9/22

(22) Indleveringsdag: 22 mar 1977

(41) Alm. tilgængelig: 24 sep 1977

(44) Fremlagt: 09 okt 1989

(86) International ansøgning nr.: -

(30) Prioritet: 23 mar 1976 DE 2612158      25 feb 1977 DE 2708163      25 feb 1977 DE 2708162

(71) Ansøger: \*MASCHINENFABRIK AUGSBURG-NUERNBERG AKTIENGESELLSCHAFT; Katzwanger Strasse 101; 8500 Nuernberg,  
DE

(72) Opfinder: Hermann \*Heeren; DE, Liselotte \*Kraetschmer; DE

(74) Fuldmægtig: Ingeniørfirmaet Budde, Schou & Co.

(54) **Varmeveksler**

(56) Fremdragne publikationer

Andre publikationer. AT-PS 257648

DN 156849 B

Den foreliggende opfindelse angår en til et tørkøletårn, navnlig med naturlig træk, knyttet rørvarmeveksler af luftrørstypen, hvor et varmeoverføringsmedium, som skal nedkøles, og som i forhold til luft har en stor varmeovergangskoefficient, f.eks. vand, bespuler de parallelle, lige rør udefra, mens køleluften gennemstrømmer rørene.

Det er kendt at sende vand, som skal genafkøles, gennem kølerørbundter, hvis rør udsættes for en tværgående luftstrøm. Den flade på rørene, som berøres af luften, forøges i almindelighed ved hjælp af ribber eller lameller for derved så vidt muligt at få produktet ( $\alpha_L \cdot A_L$ ) af varmeovergangskoefficienten og den tilhørende, for varmeoverføringen afgørende flade på luftsiden til at nærme sig det tilsvarende produkt ( $\alpha_V \cdot A_V$ ) på vandsiden. For tilnærmelsen mellem de omtalte produkter er der dog grænser, da ribbernes afstand må formindskes og/eller ribbernes højde forøges, jo større forholdet

$\frac{A_L}{A_V}$  (A = flade) er, hvorved såvel strømningstabene

på luftsiden som også tabene på grund af varmeledning gennem ribberne til kernerøret bliver større. Begge dele reducerer rørenes godhedsgrad og dermed deres varmeoverføring.

Til overføring af samme varmemængder kræves der eksempelvis for tørkøletårne større dimensioner end for våde køletårne. Disse dimensioner kan ganske vist gennem den ovenomtalte overfladeforøgelse reduceres på luftsiden, men dimensionerne er dog stadig betydelige.

Til tvangsventilerede og til med naturlig træk arbejdende tørkøletårne kendes endvidere varmevekslere af luftrørstypen, ved hvilke de parallelle, lige rør udvendig bespules af fluidum, der skal genkøles, mens køleluften gennemstrømmer rørene. De kendte rør har imidlertid indvendige, langsgående ribber, og rørenes ender, der har samme diameter som den midterste del af rørene, er fastgjort i rørbunde. Ved disse kendte varmevekslere er tryktabet for luften forudsat samme varmeovergangskoefficienter på luftsiden, samme lufthastighed

og samme rørlængde imidlertid forholdsvis stort. Med rør, som er fastgjort i rørbunde, kan der desuden ikke opnås maksimal varmeoverføringsflade (i forhold til modstrømningsfladen).

5 Der kendes desuden rørvarmevekslere af luftrørstypen, der anvendes som kølere til biler eller som olie kølere, ved hvilke parallelle, lige, ribbeløse rør ved enderne er udvidet til sekskantfacon, idet kanterne eller sidefladerne af nabo-  
 10 sekskanter er varmeoverføringsmiddeltæt forbundet med hinanden. Disse kendte varmevekslere fører imidlertid forudsat samme lufthastighed, samme rørlængde og samme tryktab til forholdsvis lave varmeovergangskoefficienter  $\alpha_L$ .

Der kendes endvidere en rørvarmeveksler, hvis parallelle, lige og ribbeløse rør ved enderne er udvidet til  
 15 sekskant, idet kanterne eller sidefladerne af nabosekskanter er sammensvejset med hinanden. Det drejer sig her imidlertid ikke om en varmeveksler af luftrørstypen, da luften ved denne kendte varmeveksler bespuler rørens ydervægge, mens varm gas strømmer gennem rørene.

20 I forbindelse med rør til varmevekslere er det også kendt at forøge varmeovergangen til rørvæggene ved hjælp af turbulensfrembringende midler.

Formålet med opfindelsen er at tilvejebringe en rørvarmeveksler, med hvilken der, sammenlignet med kendte rør-  
 25 varmevekslere af luftrørstypen, kan overføres en forud fastlagt varmemængde med mindst mulig modstand på luftsiden og færrest mulige omkostninger, henholdsvis med hvilken der med en given modstand på luftsiden kan overføres størst mulig varmemængde pr. tidsenhed med færrest mulige omkost-  
 30 ninger. Sammenlignet med rørvarmevekslere med udvendig ribbeforsynede, luftomstrømmede rør skal varmeveksleren ifølge opfindelsen være enkel at fremstille, medføre mindst mulig modstand på luftsiden, og give mulighed for det gunstigst mulige forhold

35 
$$\frac{A_{V_0} \cdot \alpha_{V_0}}{A_L \cdot \alpha_L},$$
 hvor  $A_{V_0}$  og  $A_L$  betegner varmeoverfø-

ringsfladerne på varmeoverføringsmiddel- og luftsiden,  $\alpha_V$  og  $\alpha_L$  de tilhørende varmeovergangskoefficienter.

Dette formål opnås med en rørvarmeveksler af den indledningsvis nævnte art, som ifølge opfindelsen er ejendommelig ved kombinationen af følgende træk:

a) rørene er ved enderne udvidet til sekskantform, idet kanterne eller sidefladerne af nabosekkanter er forbundet varmeoverføringsmedietæt,

b) i rørene er fordelt over hele rørlængden tilvejebragt turbulensfrembringere såsom spiraler, i rørvæggene indtrykkede tynde ringe, fremspring på røringens inderside eller lignende midler, der tjener til partiel forstyrrelse af det laminære grænselag, og

c) rørene er bortset fra eventuelle af den bestemte turbulensfrembringer betingede, forholdsvis små overfladeforøgelser glatte.

Ved hjælp af foranstaltningerne ifølge opfindelsen opnås for det første en maksimal varmeoverføringsflade (i forhold til modstrømningsfladen) med mindst muligt impulstab for luften ved indstrømning i varmevekslerelementerne (træk a), derefter forøges varmeydelsen (træk b), og til slut opnås et forholdsvis lille tryktab ved gennemstrømningen gennem rørene (træk c).

Som eksperimentelle undersøgelser har vist ved sammenligning af luftvarmevekslere af luftrørstypen med glatte rør henholdsvis indvendigt ribbeforsynede rør udmærker rørvarmeveksleren ifølge opfindelsen sig på fordelagtig måde ved, at der med denne forudsat samme rørlængde, samme luft-hastighed og samme tryktab kan opnås de største varmeovergangstal på luftsiden, henholdsvis at der forudsat samme rørlængde, samme lufthastighed og samme varmeovergangstal optræder det mindste tryktab på luftsiden.

Sammenlignet med rørvarmevekslere med udvendigt ribbeforsynede rør, som de i praksis hidtil altid er blevet benyttet i forbindelse med tørkøletårne, kan den luftberørte flade ved varmeveksleren ifølge opfindelsen forøges vilkår-

ligt med rørlængden, uden at der benyttes ribber. Tillægstab for varmeledningen optræder ikke, men disse bliver til og med reducerede, da den specifikke varmebelastning pr. fladeenhed aftager med tiltagende rørlængde. Med samme luftberørte flade og samme strømningsmodstand på luftsiden dels ved en varmeveksler med udvendigt ribbeforsynede rør og dels ved varmeveksleren ifølge opfindelsen opstår der på grund af de angivne fysiske forskelle en væsentlig større varmeoverføringsydelse for varmeveksleren ifølge opfindelsen. Hertil kommer, at forøgelsen af den luftberørte flade også i fuldt omfang indvirker på den vandberørte flade. Dette og muligheden for en bedre udnyttelse af tårntværsnittet giver en yderligere stigning i varmeoverføringsydelsen.

En fordelagtig videreudvikling af opfindelsen består ved en varmeveksler med en til dannelse af træk tjenende tårnskal i et køletårn eller deslige i, at der ved dimensionering af køletårnet gælder forholdet

$$k_A = 382 \cdot L^{0,48} \cdot H \cdot \frac{\gamma_1 - \gamma_2}{0,1}^{0,53}$$

og at rørenes længde  $L$  er valgt større end eller lig med 0,8 m, hvor

$L$  = rørenes længde i meter

$\gamma_1$  = luftens vægtfylde umiddelbart før varmeveksleren i  $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

$\gamma_2$  = luftens vægtfylde i højde med tårnskallens overkant i  $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ , og

$k_A$  = den specifikke varmeoverføringskoefficient i

$\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$  (Watt pr. kvadratmeter anstrømningsflade og

°Kelvin),

idet anstrømningsfladen skal forstås som varmevekslerens projektionsflade set i den indstrømmende lufts retning umid-

delbart før varmeveksleren.

Et således dimensioneret køletårn (varmeveksler) frembyder fordele frem for kendte konstruktioner med ribberør, særlig i henseende til tårndimensionerne eller varmeoverføringen.

Særlig gunstige forhold kan ifølge yderligere træk hos opfindelsen opnås ved, at rørenes indvendige diameter ligger mellem 10 og 50 mm, og/eller at rørenes vægtykkelse andrager 0,3 - 1 mm, og/eller at den frie afstand mellem rørene ved flydende varmeoverføringsmiddel andrager 0,5 til 2 mm. Ved kondensation af dampformigt varmeoverføringsmiddel andrager den frie afstand mellem rørene uden for de nødvendige, rørfri damppassager 2 til 5 mm.

For at opnå en for varmeoverføringen gunstig strømning i varmevekslerens varmevekslerelement eller -elementer kan der inden i varmeveksleren ved hjælp af mellemvægge være dannet kanaler til føring af et flydende varmeoverføringsmiddel på en sådan måde, at varmeoverføringsmidlet føres som i køleslanger.

Har varmeveksleren flere varmevekslerelementer, kan varmevekslerelementerne i en fordelagtig udførelsesform være anbragt ved siden af og/eller over hinanden.

Fordelagtige, videreudviklede udførelsesformer for varmeveksleren ifølge opfindelsen med hensyn til dennes konstruktive udførelse er angivet i kravene 9-11.

Opfindelsen vil i det følgende blive nærmere forklaret under henvisning til tegningen, som skematisk viser flere udførelsesformer for varmeveksleren ifølge opfindelsen, til dels i forbindelse med et tørkøletårn til bortledning af kondensationsvarmen i større kraftværker, idet

fig. 1 viser et tørkøletårn samt indbygget varmeveksleranlæg set fra oven,

fig. 2 et af varmevekslerelementerne i snit efter linien I-I i fig. 1, men i større målestok,

fig. 3 en del af et længdesnit gennem et varmevekslerelement,

fig. 4 den i fig. 3 viste varmevekslerelementdel,  
set fra oven,

fig. 5 en del af et længdesnit gennem et i forhold  
til det i fig. 3 viste varieret varmevekslerelement,

5 fig. 6 et længdesnit gennem et tørkøletårn,

fig. 7 et længdesnit gennem et tørkøletårn med et i  
forhold til det i fig. 6 viste afvigende rørarrangement  
for luften,

fig. 8 en del af et varmevekslerelement ifølge opfin-  
10 delsen, set fra oven,

fig. 9 et snit efter linien a-a i fig. 8,

fig. 10 et vandret snit gennem et køletårn i et plan  
lidt oven over varmevekslerelementerne,

fig. 11 en del af et længdesnit gennem køletårnets  
15 midte,

fig. 12 en del af et vandret snit gennem køletårnet  
i et plan lidt oven over varmevekslerelementerne,

fig. 13 monogram for varmeveksleren ifølge opfindel-  
sen, og

20 fig. 14 et yderligere diagram for varmeveksleren  
ifølge opfindelsen.

Et tørkøletårn til bortledning af kondensationsvar-  
men i store dampkraftværker har af grunde, der hænger sammen  
med varmevekslerelementernes transporterbarhed og håndtering,  
25 i tårnets indre et større antal varmevekslerelementer 2,  
der er forbundet med en tilgangsledning og en afgangsledning.  
Varmevekslerelementerne 2 har alle de samme bestanddele, og  
i det følgende vil derfor kun ét af varmevekslerelementerne  
blive udførligt beskrevet.

30 Hvert varmevekslerelement 2 har to plader 3, som er  
anbragt i indbyrdes afstand og over hinanden. Pladerne 3  
kan ligge vandret eller forløbe skråt. De to plader 3 danner  
med sidevægge 4 en kanal, gennem hvilken det varmeoverfø-  
ringsmiddel, som fortrinsvis skal genafkøles, og som sammen-  
35 lignet med luft har høj varmeovergangskoefficient, ledes.  
Varmeoverføringsmidlet træder ved en af endesiderne ind i

kanalen og forlader den ved den anden endeside. Pladerne 3 er forsynet med åbninger, hvorigennem der er ført lodrette rør 5 af et materiale med god varmeledningsevne, gennem hvilke luften nedefra ledes opad. Rørene 5, som har en glat yderflade, og åbningerne i pladerne 3 berører hinanden og danner der en tætsluttende forbindelse, så at intet varmeoverføringsmiddel kan trænge ud. Rørene 5 rager ud over den øverste og den nederste plade 3. Den for forholdet

$$\frac{A_{VO} \cdot \alpha_{VO}}{A_L \cdot \alpha_L}$$

gunstigste afstand mellem den af plader 3 og sidevægge 4 bestående kanal og luftindløbet i rørene 5 fås ved simple optimeringsberegninger, idet den gunstigste afstand er forskellig ved forskellige rørmaterialer.

Mellem pladerne 3 kan der være tilvejebragt med disse parallelle, tynde mellemlader 6, som tjener til føring af varmeoverføringsmidlet. Som vist i fig. 3 er der tilvejebragt tre tynde mellemlader 6, der er anbragt således, at der opstår fire ens tværsnit til det gennemstrømmende varmeoverføringsmiddel. Varmeoverføringsmidlet træder ved 7 ind i den øverste kanal, bliver derpå inden i varmevekslerelementet omstyret ved kanalenderne i hvert enkelt tilfælde, hvorved det føres som i en køleslange, og forlader den nederste kanal ved 8.

I stedet for som i fig. 3 at opdele en kanal med større højde i flere kanaler med mindre højde ved hjælp af tynde mellemlader 6 kan man også, som det er vist i fig. 5, anbringe flere adskilte (mellemladefri) kanaler med mindre højde i indbyrdes afstand over hinanden. Fig. 5 viser tre kanaler anbragt over hinanden. Varmeoverføringsmidlet strømmer ved 9 ind i den øverste kanal, omstyres ved enden af denne kanal og træder ved 10 ind i den midterste kanal, omstyres endnu engang ved enden af denne kanal, strømmer ved 11 ind i den nederste kanal og forlader denne ved 13.

Varmeoverføringsfladen pr. kanalelement på varmeoverføringsmiddelsiden er



$$A_{VO} = d_a \cdot \pi \cdot b \cdot z, \text{ hvor}$$

$d_a$  = udvendig rørdiameter

$b$  = pladeafstand

$z$  = rørantal

5  $\pi = 3,14159.$

Varmeoverføringsfladen pr. kanalelement på luftsiden er ved rør uden indvendige ribber

$$A_L = d_i \cdot \pi \cdot l \cdot z, \text{ hvor}$$

10  $d_i$  = indvendig rørdiameter

$l$  = rørlængde

$z$  = rørantal

$\pi = 3,14159.$

Der opnås en besparelse, hvis man som vist i fig. 7 lader den over varmevekslerelementerne liggende del af rørene 5 stige fra tårnets indre udefter på en sådan måde, at den yderste rørrække i hvert enkelt tilfælde er en del af køletårnets kappe. De yderse rør bringes enten til berøring med hinanden eller er anbragt i indbyrdes afstand, idet mellemrummene af hensyn til tætheden og styrken udfyldes med egnede 20 midler. Rørrækkerne støtter hinanden, da de efterhånden indefra udefter tiltager i højde.

For at tilvejebringe bedre indstrømningsforhold for luften forøges afstanden mellem rørunderkanten og køletårnbunden med tiltagende afstand fra tårnets midte, se fig. 6 og 7.

Har køletårnet eksempelvis som vist i fig. 1 et kvadratisk tværsnit, og er der set i varmevekslerelementernes længderetning i hvert enkelt tilfælde anbragt fire varmevekslerelementer 2a, 2b, 2c og 2d bag hinanden, så sker tilførselen af varmeoverføringsmidlet, som skal afkøles, eksempelvis over to ledninger 14a og 14b, som forløber vinkelret på varmevekslerelementernes længdeakser. Hver af de to ledninger 14a og 14b forløber mellem to overforliggende endesider, og 35 de forsyner samtlige elementer i de fire rækker A, B, C og D. Ledningen 14a forsyner de to rækker A og B, ledningen

14b rækkerne C og D. Bortledningen af varmeoverføringsmidlet fra varmevekslerelementerne sker gennem ledninger 15a, 15b, 15c og 15d, der ligeledes forløber på tværs af varmevekslerelementernes længdeakse men på de endesider, som vender  
5 bort fra indløbssiden. Ledningerne 15a - 15d er forbundet med udløbsåbningerne i samtlige varmevekslerelementer 2.

Ved vandretliggende plader 3 foretrækkes det, at pladerne dannes ved, at enderne af rørene 5 er udvidet til en sekskant 5a, og at sekskanternes kanter er sammensvejset,  
10 -loddet, -klæbet eller på anden måde tætsluttende forbundet med hinanden. Fig. 8 viser en del af et således udformet varmevekslerelement set fra oven. Pile 21 antyder varmeoverføringsmidlets strømningsretning.

Med hensyn til grundfladen, dvs. længde gange bredde,  
15 tilpasses varmevekslerelementerne 2 hensigtsmæssigt efter transportmulighederne. Varmevekslerelementernes højde bestemmes af de varmetekniske krav. Som materiale til varmevekslerelementerne 2 kan f.eks. aluminium, messing, rustfrit stål og kulstofstål anvendes.

20 Strømmer luften gennem rørene 5, danner der sig i rørene efter en vis indløbsstrækning grænselag, hvis tykkelse tiltager med voksende afstand fra rørindløbsåbningen. Med henblik på forbedring af varmeovergangen anvendes der i rørene spirallegemer, indtrykkede tynde tråde i form af  
25 ringe eller lignende i sig selv kendte midler. De omtalte midler tjener til at påvirke grænselaget og virker som midler til frembringelse af turbulens. Turbulensfrembringere er vist i fig. 9 og betegnet 16.

Sidevæggene 4, dvs. alle vægge undtagen de af pladerne  
30 3 dannede under- og oversider, i de kasseformige varmevekslerelementer 2 kan være udført letbøjelige. I dette tilfælde må på den ene side varmevekslerelementerne være anbragt med mellemrum indbyrdes og i forhold til køletårnets indervæg, og på den anden side må køletårnets rammekonstruktion 18,  
35 se fig. 11, i den zone, i hvilken varmevekslerelementerne er anbragt, være udført bøjningsstiv. Den bøjningsstive

rammekonstruktion 18 tjener til understøtning for og til sidevårts afstøtning af varmevekslerelementerne. Rammekonstruktionen kan f.eks. være dannet af beton. Mellemmrummene mellem varmevekslerelementernes sidevægge og varmevekslerelementernes tilsvarende sidevægge og køletårnets indervæg er udfyldt med en trykmodstandsdygtig fyldemasse 17, f.eks. et dertil egnet skumplastmateriale.

Dersom der gennem varmevekslerelementerne 2 strømmer et varmeoverføringsmiddel, hvis tryk er lavere end det udefra af luften mod varmevekslerelementerne udøvede tryk, er varmevekslerelementerne 2's sidevægge 4 anbragt med indbyrdes mellemrum 20a og med mellemrum 30b i forhold til køletårnets indervæg og forsynet med lodrette, gennemgående profiler 19, der f.eks. ved hjælp af svejsesømme er forbundet med de tilsvarende sidevægge 4. Som profiler kommer f.eks., som det er vist i fig. 12, profiler med [- eller ]-formet tværsnit betragtning. Disse omtalte profiler 19 har to med varmevekslerelementernes sidevæg 4 parallelle ben 19a og 19b, som ved den ene side er indbyrdes forbundet ved hjælp af en vinkelret på benene stående tværliste 19c. Over disse profiler 19 forbindes nabovarmevekslerelementer 2 kraftbettinget således med hinanden, at de på grund af undertryk i de tilsvarende sideflader af varmevekslerelementerne opstående kræfter udligner hinanden. Den eksempelvis af beton bestående rammekonstruktion 18, som også her må være udført bøjningsstiv, opviser ligeledes sådanne profiler 19' ([- eller ]-profiler). Disse profiler 19' er kraftbettinget forbundet med nabosidevæggene af varmevekslerelementerne på en sådan måde, at de som følge af undertrykket opstående trækkræfter optages af rammekonstruktionen 18. Mellemmrummene 20a mellem sidevæggene af nabovarmevekslerelementer 2, henholdsvis mellemrummene 20b mellem de yderste, nærmest rammekonstruktionen liggende sidevægge og køletårnets indervæg kan, som det allerede er omtalt ovenfor, være udfyldt med en trykmodstandsdygtig fyldemasse, f.eks. et dertil egnet skumplastmateriale. Dette sidste har den fordel, at også kræfter,

som opstår på grund af overtryk i elementerne, kan optages. Ved en sådan udførelse kan varmevekslerelementerne vilkårligt arbejde med overtryk eller med undertryk. Udfyldning af hulrummene 20a og 20b med fyldemasse sørger derudover for en god tætning, så at gennemstrømning af falsk luft undgås. Køletårnets tværsnit er fortrinsvis kvadratisk i det område, i hvilket varmevekslerelementerne 2 er anbragt således, at de næsten udfylder tværsnittet. Tværsnittet kan imidlertid også f.eks. være rektangulært eller have en anden lignende form.

Ved den i fig. 9 viste, foretrukne udførelsesform er der ikke tilsluttet flere varmevekslerelementer 2 efter hinanden, men hvert varmevekslerelement er separat indskudt i varmeoverføringsmiddelkredsløbet. For at tilvejebringe gunstige varmevekslingsbetingelser for varmeoverføringsmidlet i form af at flydende fluidum er der inden i et varmevekslerelement til ledning af varmeoverføringsmiddelstrømmen anbragt vandrette eller tilnærmelsesvis vandrette mellemvægge, af hvilken én er vist i fig. 9 ved 6'. Mellemvæggene er også nødvendige, hvis et gasformigt varmeoverføringsmiddel skal afkøles. Disse mellemvægge 6' bortfalder, dersom varmeoverføringsmidlet når ind i varmevekslerelementet i dampform og kondenseres der.

Fig. 13 viser i et retvinklet, kartesisk diagram arbejdsområdet for varmevekslerelementer ifølge opfindelsen. Disse varmevekslerelementer er testet ved forsøg. De i denne sammenhæng vigtigste data var: Højde (= længden af rørene 5): 0,5 til 4 m, bredde og længde vilkårlige, ribbeløse rør med en indvendig diameter på 20 mm, trådspiraler som midler til frembringelse af turbulens med tråddiameteren 0,6 mm og 50 mm stigning af trådspiralerne.

På diagrammets abscisse er luftens anstrømningshastighed  $w_A$  angivet umiddelbart før dens indtræden i kølerørene i m/s (meter pr. sekund). På diagrammets ordinat er angivet den specifikke varmeoverføringskoefficient  $k_A$  i

$\frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2\text{h}^\circ\text{K}}$  (kilokalorier pr. kvadratmeter, time og °Kelvin) pr.

kvadratmeter anstrømningsflade.

5 Herved fremkommer for forskellige længder L af luftføringsrørene 5 kurverne  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $\alpha_3$ ,  $\alpha_4$ ,  $\alpha_5$  og  $\alpha_6$ . Kurven  $\alpha_1$  fremkom ved rør med længden 0,5 m, kurven  $\alpha_2$  ved L = 1,0 m,  $\alpha_3$  ved L = 1,5 m,  $\alpha_4$  ved L = 2,0 m,  $\alpha_5$  ved L = 3,0 m og  $\alpha_6$  ved L = 4,0 m.

10 I diagrammet er vist yderligere kurver  $\beta_1$  til  $\beta_{10}$ , idet disse  $\beta$  gengiver tryktabet  $\Delta p$  i mm vandsøjle, målt som differenstryk mellem lufttilgang og -afgang. Kurverne  $\beta_1$  til  $\beta_{10}$  svarer til  $\Delta p$  på fra 1 mm vandsøjle indtil 10 mm vandsøjle.

15 Til belysning af det fremskridt, som opnås ved hjælp af varmevekslerelementerne ifølge opfindelsen, er der nu indtegnet en med o angivet værdi, som hidrører fra en kendt konstruktion af med ribberør forsynede varmevekslerelementer, hvis ribberør gennemstrømmes af kølemiddel, og som er udsat  
20 for en tværgående luftstrøm. De kendte varmevekslerelementer stammer fra atomkraftværket Schmehausens tørre Seilnetz-køletårn. Af de her anvendte data er der af ansøgerne ud-

25 ledet en  $k_A$ -værdi på  $3340 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2\text{h}^\circ\text{K}}$  og en  $\Delta p$ -værdi på 8,3 mm

vandsøjle, og disse er indtegnet i diagrammet. Går man fra dette punkt o, langs en med abscissen parallel, lige linie  $g_1$  mod venstre, så viser det sig, at man ved samme varmeoverføringskoefficient ved hjælp af varmevekslerelementet ifølge  
30 opfindelsen f.eks. kan nå et tryktab på ca. 2 mm vandsøjle, hvis man for varmevekslerelementet vælger en højde på 3 m og en anstrømningshastighed på ca. 1 m/s. Dvs.: Med varmevekslerelementkonstruktionen ifølge opfindelsen kan den samme varmemængde pr. tidsenhed føres bort ved en  $\Delta p$ -værdi,  
35 der er ca. fire gange mindre. Da  $\Delta p$ -værdien atter er udslag-givende for køletårnets højde, kan der med varmevekslerelementet ifølge opfindelsen ved tilsvarende gunstigt valg af kølerørens længde (= varmevekslerelementernes højde) og af

luftanstrømningshastigheden opnås køletårnhøjder, der f.eks. er ca. fire gange mindre end køletårnhøjden hos det kendte køletårn ved atomkraftværket Schmehausen. Det er øjensynligt, at ringere køletårnhøjder på grund af det ringere materialeforbrug og den lavere pris er forbundet med fordele. Desuden virker ringere køletårnhøjder mindre forstyrrende i landskabet.

På den anden side kan man også forklare diagrammet således, at man - under forudsætning af samme køletårndimensioner og samme  $\Delta p$ -værdi - udgående fra punktet o, og idet man bevæger sig opad langs den tilsvarende  $\Delta p$ -kurve  $\beta_0$  i den med en pil viste retning, kan bestemme et varmeveksler-element, som f.eks. ved en højde på 3 m giver en væsentligt

15 højere  $k_A$ -værdi på ca.  $7400 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{h}^\circ \text{K}}$ . Dvs., at hvis man i det

kendte køletårn ved 300 megawatt-kraftværket Uentrop-Schmehausen har indbygget varmevekslerelementer med en højde af 3 m og udsætter dem for en luftstrøm med hastigheden 2,4 m/s, så kan man med varmeveksleren ifølge opfindelsen bortlede en varmemængde, der er forøget med en faktor på ca. 2,2. Også dette anskueliggør, hvilken stor fordel, der kan opnås med varmeveksleren ifølge opfindelsen.

Et yderligere eksempel på et kendt dampkraftværk med konventionel varmevekslerudrustning er i fig. 13 symboliseret med x. Det drejer sig her om anlægget Grootvlei i Den Sydafrikanske Union.

I fig. 14 vises i et retvinklet, kartesisk diagram den specifikke varme  $k_A$ 's afhængighed af tårnskallens eller tårnkappens højde ved forskellige rørlængder L fra 0,5 til 4 m. Herved er langs diagrammets ordinat angivet den speci-

fikke varmeoverføringskoefficient  $k_A$  i  $\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$  (Watt pr. kvadratmeter og °Kelvin) pr. kvadratmeter anstrømningsflade og langs abscissen tårnskallens eller tårnkappens højde i meter. Diagrammet viser for forskellige rørlængder L fra 0,5 til 4 m kurver for funktionen  $k_A = f(H)$ . Disse kurver er betegnet

$\delta_1$  til  $\delta_6$ . Kurven  $\delta_1$  svarer til rørlængden  $L = 0,5$  m, og på samme måde svarer  $\delta_2$  til rørlængden  $L = 1,0$  m,  $\delta_3$  til rørlængden  $L = 1,5$  m,  $\delta_4$  til rørlængden  $L = 2,0$  m,  $\delta_5$  til rørlængden  $L = 3,0$  m og  $\delta_6$  til rørlængden  $L = 4,0$  m.

5 Det er empirisk konstateret, at kurverne  $\delta$  i det mindste tilnærmelsesvis svarer til ligningen

$$10 \quad k_A = 382 \cdot L^{0,48} \cdot H \cdot \frac{\gamma_1 - \gamma_2}{0,1}^{0,53} .$$

I denne ligning skal indsættes rørens længde  $L$  i meter.

15 Tårnskallens højde  $H$  i meter, luftens vægtfylde  $\gamma$  i  $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$  og

regneresultatet  $k_A$  er angivet i  $\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$  (Watt pr. kvadratmeter

20 og °Kelvin).

Det i fig. 14 viste diagram bygger på det i fig. 13 viste, i det de i hvert enkelt tilfælde til de pågældende  $\alpha$ -kurver hørende  $k_A$ -værdier og  $\Delta p$ -værdier er overført til det nye diagram. Herved blev alene  $k_A$ -værdierne multipliceret

25 med faktoren 1,163 for at omregnes til  $\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$  og de tilsvarende

$\Delta p$ -værdier omregnet til tårnskalhøjder ved hjælp af den kendte formel  $\Delta p = g \cdot H \cdot (\gamma_1 - \gamma_2)$ . Herved betyder  $g$  jordens acceleration,  $H$  tårnskallens højde og  $\gamma_1$  og  $\gamma_2$  luftens vægtfylde umiddelbart før indstrømning i varmeveksleren henholdsvis i højde med tårnskallens overkant. For at forenkle beregningen er for  $(\gamma_1 - \gamma_2)$  værdien tilnærmet til 0,1

35  $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ .

I dette diagram er atter de kendte varmevekslere med ribberør (Kraftværkerne Schmehausen og Grootvlei) angivet svarende til det i fig. 13 viste, idet også her  $(\gamma_1 - \gamma_2)$

er tilnærmet ved  $0,1 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ .

Diagrammet viser, at varmeveksleren ifølge opfindelsen er disse kendte konstruktioner overlegen i henseende til tårndimensionerne eller varmeafgivelse, hvis rørens længde er 0,8 meter og derover.

Anvendelsen af den ovenomtalte ligning  $k_A = f(H)$  i sammenhæng med de kendte og for en fagmand på varmevekslerområdet velkendte ligninger forklares i det følgende.

En omformning eller løsning af ligningen

$$k_A = 382 \cdot L^{0,48} \cdot H \cdot \frac{\gamma_1 - \gamma_2}{0,1}^{0,53}$$

efter tårnkappenhøjden H fører til ligningen

$$H = e^{1,89} \ln \frac{k_A}{382 \cdot (L)^{0,48} \cdot \left(\frac{\gamma_1 - \gamma_2}{0,1}\right)^{0,53}} \quad (1)$$

idet e og ln har den fra matematikken kendte betydning (ln er tegnet for den naturlige logaritme og e tegnet for grundeksponentialfunktionen).

Endvidere gælder

$$Q = k_A \cdot \Delta \vartheta_m \cdot A_A \quad (2)$$

$$A_A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (3)$$

hvor

$A_A$  er anstrømningsfladen før luftens indstrømning i rørene i  $\text{m}^2$

D - tårnkappens diameter i højde med dens underkant i meter

Q - varmeydelsen i Watt

$\Delta \vartheta_m$  - den gennemsnitlige logaritmiske temperaturdifferens mellem det medium, som skal afkøles, og luften i K (K = °Kelvin)



$k_A$  - den specifikke varmeoverføringskoefficient i

$$\frac{W}{m^2K}, \text{ og}$$

5  $\pi = 3,1459.$

Indsætter man ligningen (3) i ligningen (2) og løses med hensyn til  $k_A$  fås:

10 
$$k_A = \frac{Q}{\Delta\vartheta_m \cdot \frac{D^2 \cdot \pi}{4}} \quad (4).$$

15 Indsætter man ligningen (4) i ligningen (1), får man

$$H = e^{1,89} \ln \frac{Q}{300 \cdot D^2 \cdot L^{0,48} \cdot \Delta\vartheta_m \cdot \left(\frac{\gamma_1 - \gamma_2}{0,1}\right)^{0,53}} \quad (5)$$

20

Her har  $Q$ ,  $D$ ,  $H$ ,  $L$ ,  $\Delta\vartheta_m$ ,  $\gamma_1$ ,  $\gamma_2$ , samme betydning og samme dimensioner som anført i det foranstående.

Dersom man med henblik på dimensionering af en varmeveksler går ud fra bestemte værdier for  $Q$ ,  $\gamma_1$ ,  $\gamma_2$  og  $\Delta\vartheta_m$

25 f.eks.  $Q = 438 \cdot 10^6 \text{ W}$ ,  $\gamma_1 = 1,233 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ ,  $\gamma_2 = 1,152 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$  og

$\Delta\vartheta_m = 10,55 \text{ K}$ ), da giver ligningen (5) for forskellige værdier af  $D$  og  $L$  tilsvarende værdier  $H$ . Blandt de således opnåede angivelser, som mest hensigtsmæssigt opstilles i tabelform, udvæger man den økonomisk og omkostningsmæssigt gunstigste værdikombination af  $H$ ,  $D$  og  $L$ . Går man ud fra ovenstående talværdier for  $Q$ ,  $\gamma$  og  $\Delta\vartheta_m$ , der kun skal forstås som eksempelvis angivelse, viser det sig at være den i det

30

35 mindste tilnærmelsesvis gunstigste løsning at vælge  $D = 140 \text{ m}$ ,  $L = 180 \text{ m}$  og  $H = 30 \text{ m}$ .

Opfindelsen er ikke begrænset til de viste og beskrevne udførelsesformer.

Således kan endevæggene, f.eks. plader 3, også forløbe

40 i det mindste tilnærmelsesvis lodret, hvorved da rørene 5

svarende hertil ville ligge vandret eller tilnærmelsesvis vandret.

Ved vandret eller tilnærmelsesvis vandret liggende endevægge (over- og undervæg) kan også ét eneste, i det væsentlige af endevægge, sidevægge og rør bestående, varmevekslerelement være anbragt i køletårnet eller et lignende hus.

Varmeoverføringsmidlet kan også være den fra turbinerne udstrømmende damp.

10 Varmerveksleren kan være ventileret såvel ved hjælp af naturlig træk som tvangsmæssigt.

Mellemvæggene kan også være dannet på anden måde end ved hjælp af de omtalte tynde mellemlader 6.

15 Ved det i det foranstående anvendte begreb "indirekte" genafkøling af et varmeoverføringsmiddel ved hjælp af luft skal forstås, at varmeoverføringsmidlet afgiver varmen til luften gennem rørvæggene, altså ikke kommer i direkte berøring med luften.

20 Begrebet "varmeveksler" skal omfatte såvel varmevekslerelementet eller -elementerne som også køletårnkonstruktionen eller lignende arrangementer.

P a t e n t k r a v .

1. En til et tørkøletårn, navnlig med naturlig træk, knyttet rørvarmeveksler af luftrørstypen, hvor et varmeoverføringsmedium, som skal nedkøles, og som i forhold til luft har en stor varmeovergangskoefficient, f.eks. vand, bespuler de parallelle, lige rør udefra, mens køleluften gennemstrømmer rørene, k e n d e t e g n e t kombinationen af følgende træk:

- a) rørene (5) er ved enderne udvidet til sekskantform (5a), idet kanterne eller sidefladerne af nabosekskanter er forbundet varmeoverføringsmedietæt,
- b) i rørene (5) er fordelt over hele rørlængden tilvejebragt turbulensfrembringere (16) såsom spiraler, i rørvæggene indtrykkede tynde ringe, fremspring på rørindervæggen eller lignende midler, der tjener til partiel forstyrrelse af det laminare grænselag, og
- c) rørene (5) er bortset fra eventuelle af den bestemte turbulensfrembringer betingede, fortrinsvis små overfladeforøgelser glat.

2. Varmeveksler ifølge krav 1 og med en til dannelse af træk tjenende tårnskal i et køletårn eller deslige, k e n d e t e g n e t ved, at der ved dimensionering af køletårnet gælder forholdet

25

$$k_A = 382 \cdot L^{0,48} \cdot H \cdot \frac{\gamma_1 - \gamma_2}{0,1}^{0,53},$$

30 hvor L betyder rørenes længde i meter, H tårnskallens eller -kappens højde i meter,  $\gamma_1$  luftens vægtfylde umiddelbart

før varmeveksleren i  $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$  (kilogram pr. kubikmeter),  $\gamma_2$  luftens

35 vægtfylde i højde med tårnskallens overkant i  $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$  og  $k_A$  den

40 specifikke varmeoverføringskoefficient i  $\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$  (Watt pr.

kvadratmeter anstrømningsflade og °Kelvin), og at L er valgt større end eller lig med 0,5 m.

3. Varmeveksler ifølge krav 1 eller 2, k e n d e t e g n e t ved, at rørenes (5) indvendige diameter ligger  
5 mellem 10 og 50 mm.

4. Varmeveksler ifølge ét eller flere af de foregående krav, k e n d e t e g n e t ved, at rørenes (5) vægtykkelse andrager 0,3 til 1 mm.

5. Varmeveksler ifølge ét eller flere af de foregående  
10 krav, k e n d e t e g n e t ved, at den frie afstand mellem rørene (5) ved flydende varmeoverføringsmiddel andrager 0,5 til 2 mm.

6. Varmeveksler ifølge ét eller flere af kravene 1-4, k e n d e t e g n e t ved, at den frie afstand mellem  
15 rørene (5) uden for de nødvendige, rørfri damppassager ved kondensation af dampformigt varmeoverføringsmiddel andrager 2 til 5 mm.

7. Varmeveksler, især ifølge krav 1, k e n d e t e g n e t ved, at der inden i varmeeksleren (3, 4, 5) ved hjælp  
20 af mellemvægge (6, 6') er dannet kanaler til føring af et flydende varmeoverføringsmiddel på en sådan måde, at varmeoverføringsmidlet føres som i køleslanger.

8. Varmeveksler ifølge krav 1, og som har flere varmevekslerelementer, k e n d e t e g n e t ved, at varmevekslerelementerne (2) er anbragt ved siden af og/eller over  
25 hinanden.

9. Varmeveksler med en til dannelsen af træk tjenende tårnskal i et køletårn, med i afstand over bunden i tårnet anbragte varmevekslerelementer, som gennemstrømmes af et  
30 varmeoverføringsmiddel, f.eks. vand, med relativt høj varmeoverføringskoefficient i sammenligning med luft, som indirekte varmeveksler med luft, k e n d e t e g n e t ved, at sidevæggene (4) af varmevekslerelementerne (2), der er kasseformet udformede og i det væsentlige består af to i  
35 det mindste tilnærmelsesvis vandrette, over hinanden liggende endevægge (dæk- og bundvægge), fire sidevægge (4) og på

endevæggene vinkelrette rør (5), er letbøjelige, at køletårnets rammekonstruktion (18) i området ved varmevekslerelementerne er bøjningsstiv, at varmevekslerelementerne (2) er anbragt med tilsvarende mellemrum i forhold til hinanden og i forhold til køletårnet, og at mellemrummene er udfyldt med en trykmodstandsdygtig fyldemasse (17).

10. Varmeveksler med en til dannelse af træk tjenende tårnskal i et køletårn, med i afstand over bunden i tårnet anbragte varmevekslerelementer, som gennemstrømmes af et varmeoverføringsmiddel f.eks. vand, med relativt høj varmeoverføringskoefficient i sammenligning med luft, som indirekte varmeveksler med luft, k e n d e t e g n e t ved, at sidevæggene (4) af varmevekslerelementerne (2), der er kasseformet udformede og i det væsentlige har to i det mindste tilnærmelsesvis vandrette, over hinanden liggende endevægge (dæk- og bundvægge), fire sidevægge (4) og på endevæggene vinkelrette rør (5), er let bøjelige, at køletårnets rammekonstruktion (18) i området ved varmevekslerelementerne er bøjningsstiv, at varmevekslerelementerne (2) er anbragt med tilsvarende mellemrum (20a) i forhold til hinanden og med tilsvarende mellemrum (20b) i forhold til køletårnet, og at over for hinanden liggende sidevægge i varmevekslerelementernes (2) er forbundet ved hjælp af trækudlignende elementer (f.eks. profiler 19) og forbundet med rammekonstruktionens (18) indervæg over trækkelementer (f.eks. profiler 19, 19').

11. Varmeveksler ifølge krav 10, k e n d e t e g n e t ved, at mellemrummene (20a, 20b) er udfyldt med en trykmodstandsdygtig fyldemasse.

Fig. 1

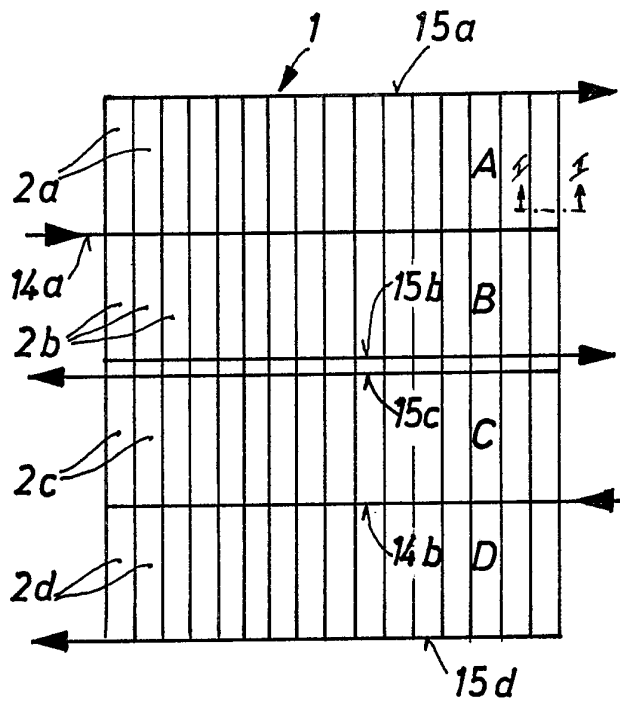


Fig. 2

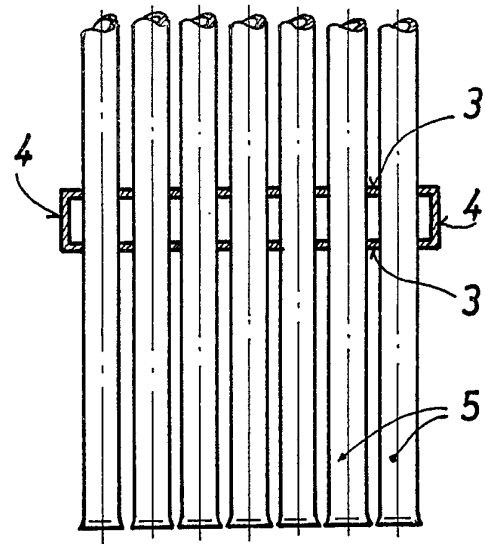


Fig. 3

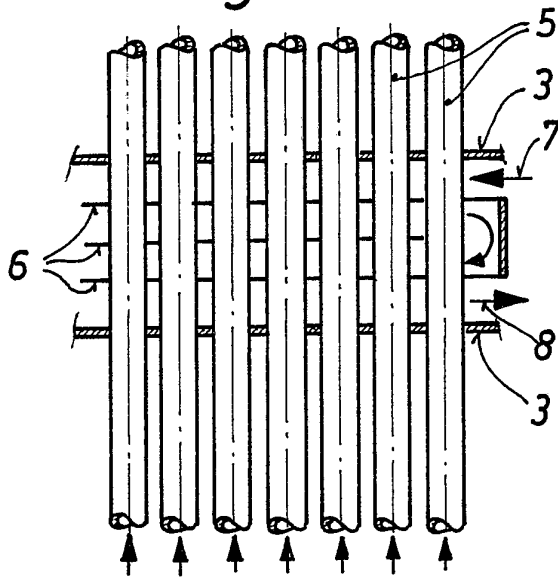


Fig. 5

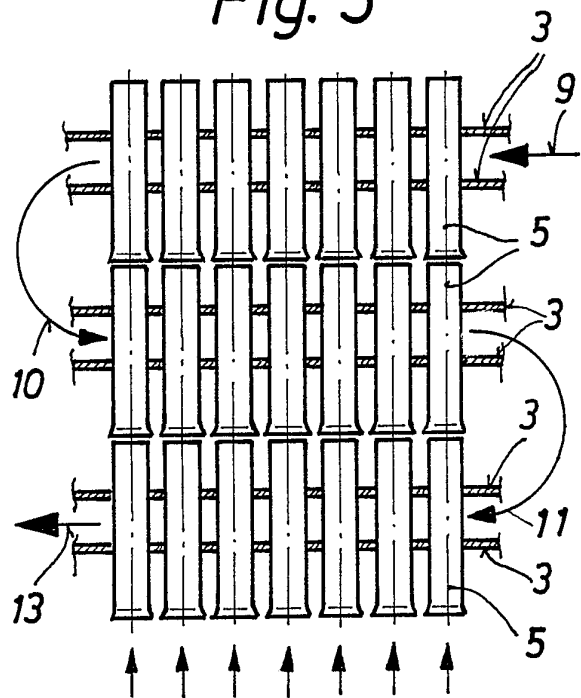


Fig. 4

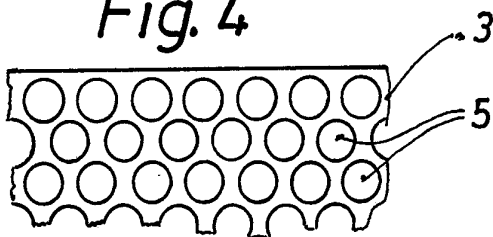


Fig. 6

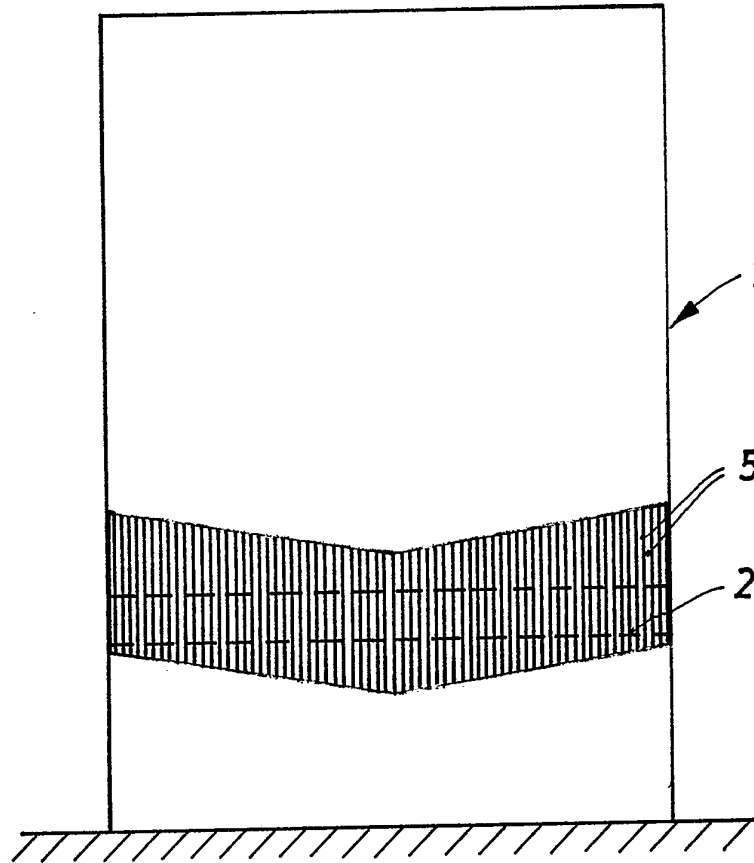


Fig. 7

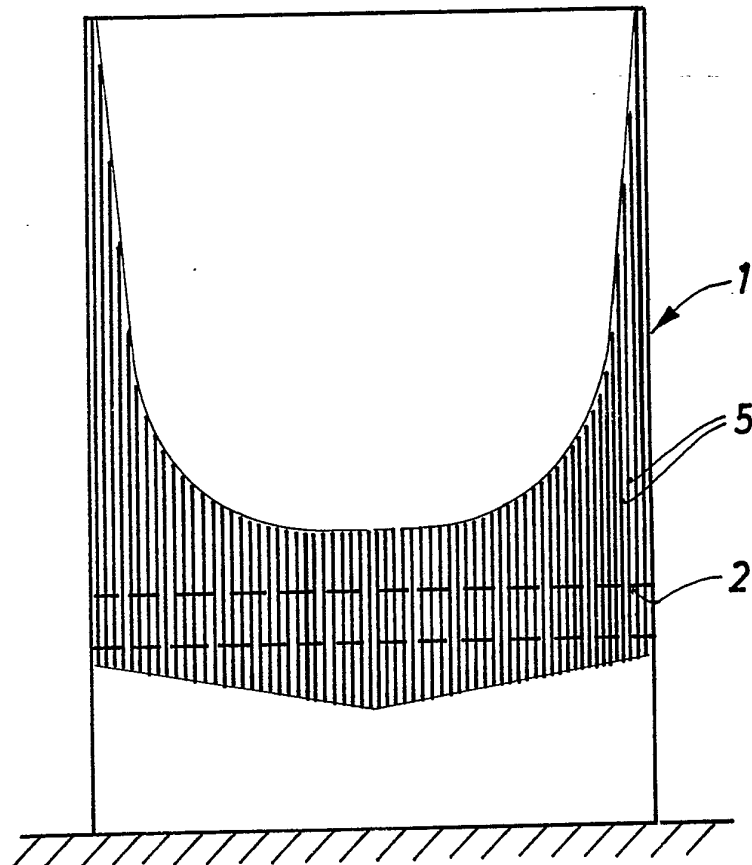


Fig. 8

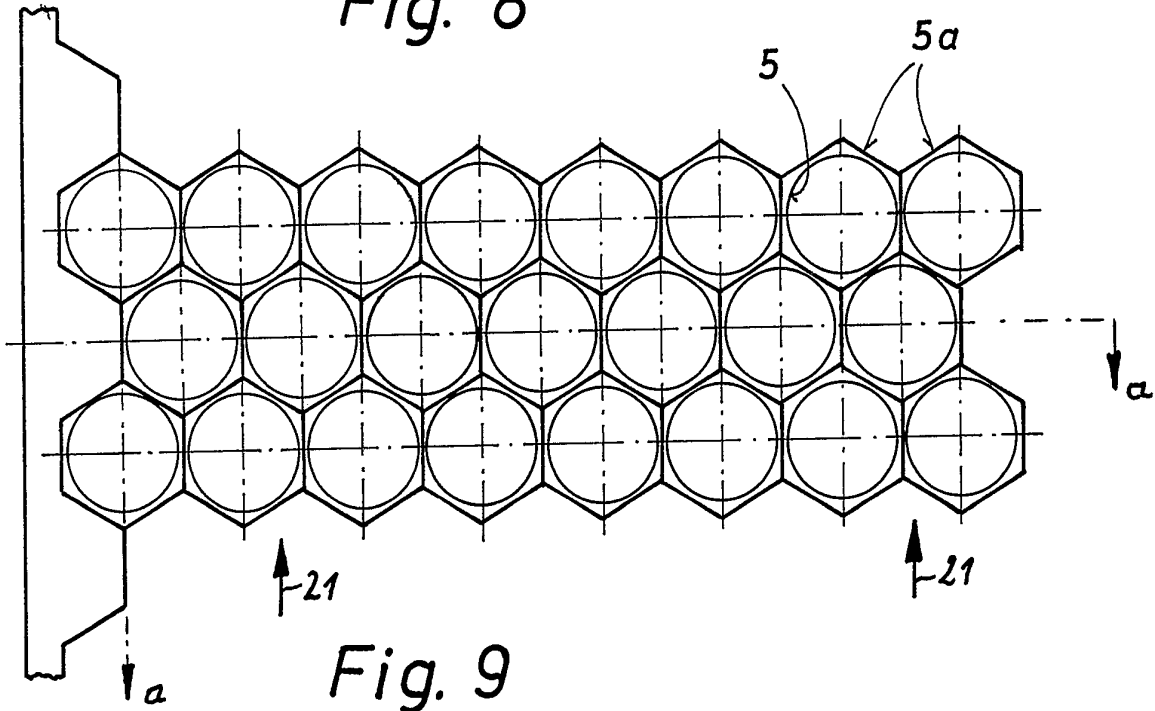


Fig. 9

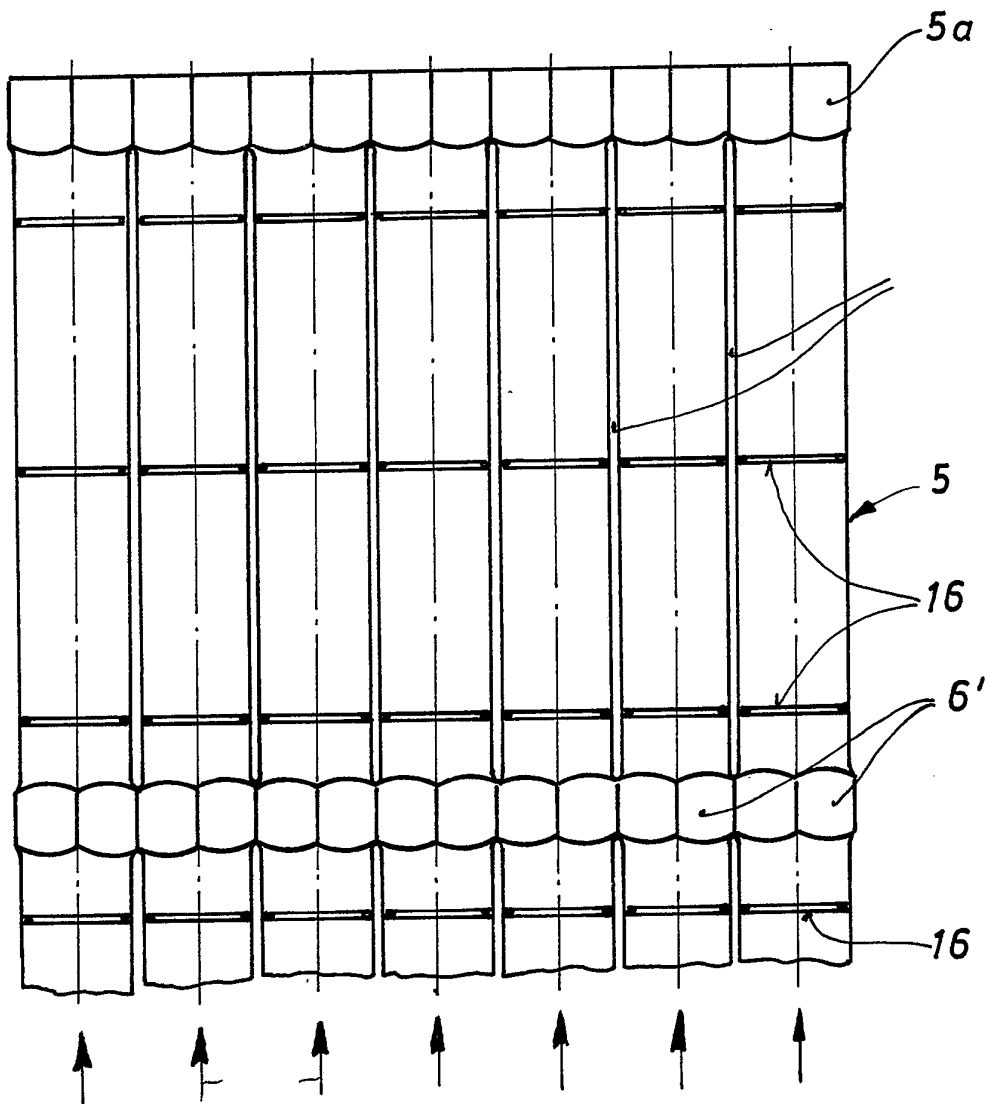




Fig. 11

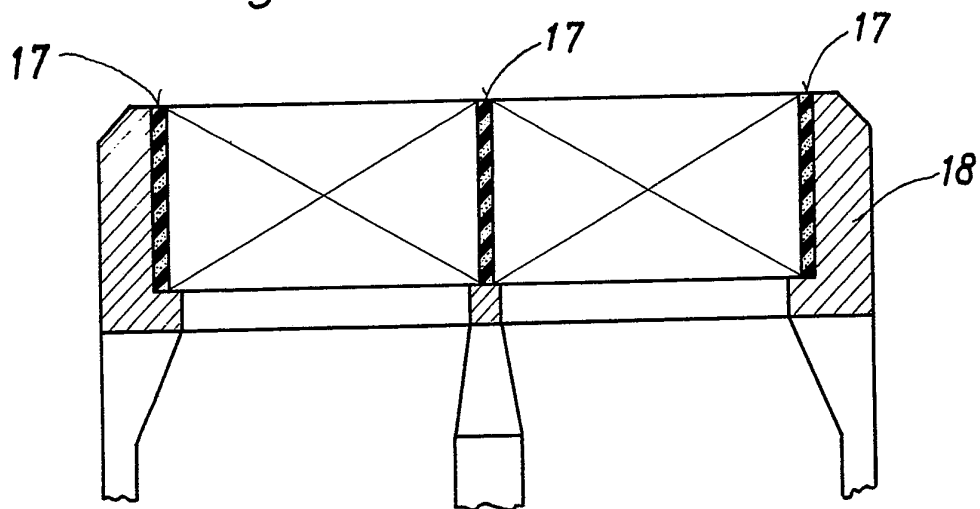


Fig. 10

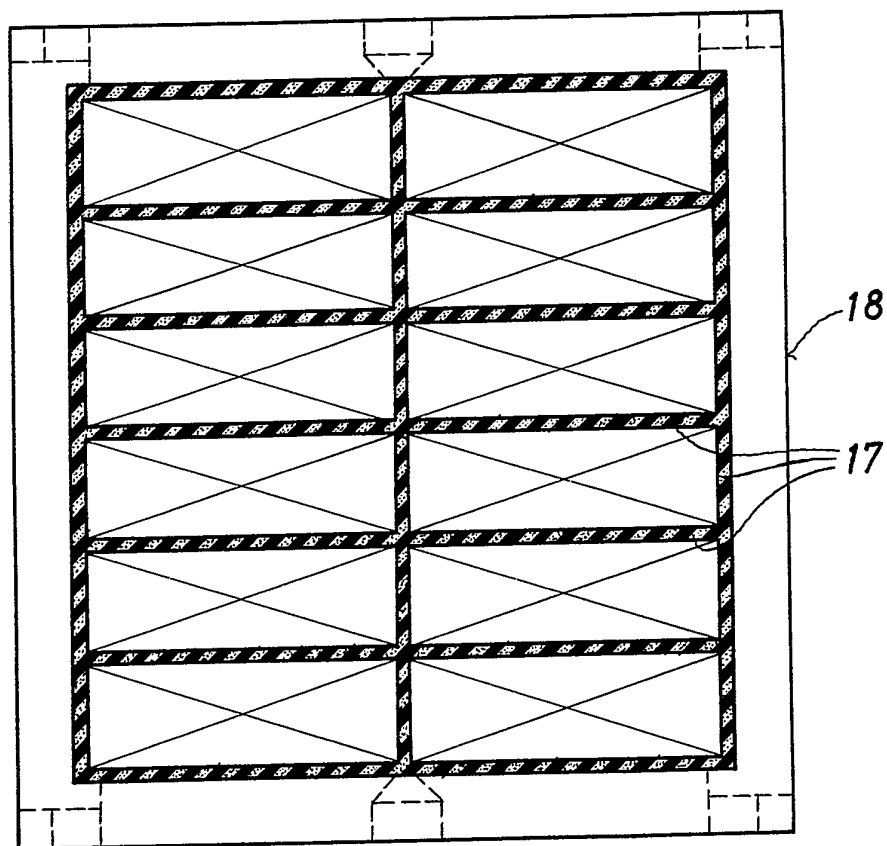


Fig. 12

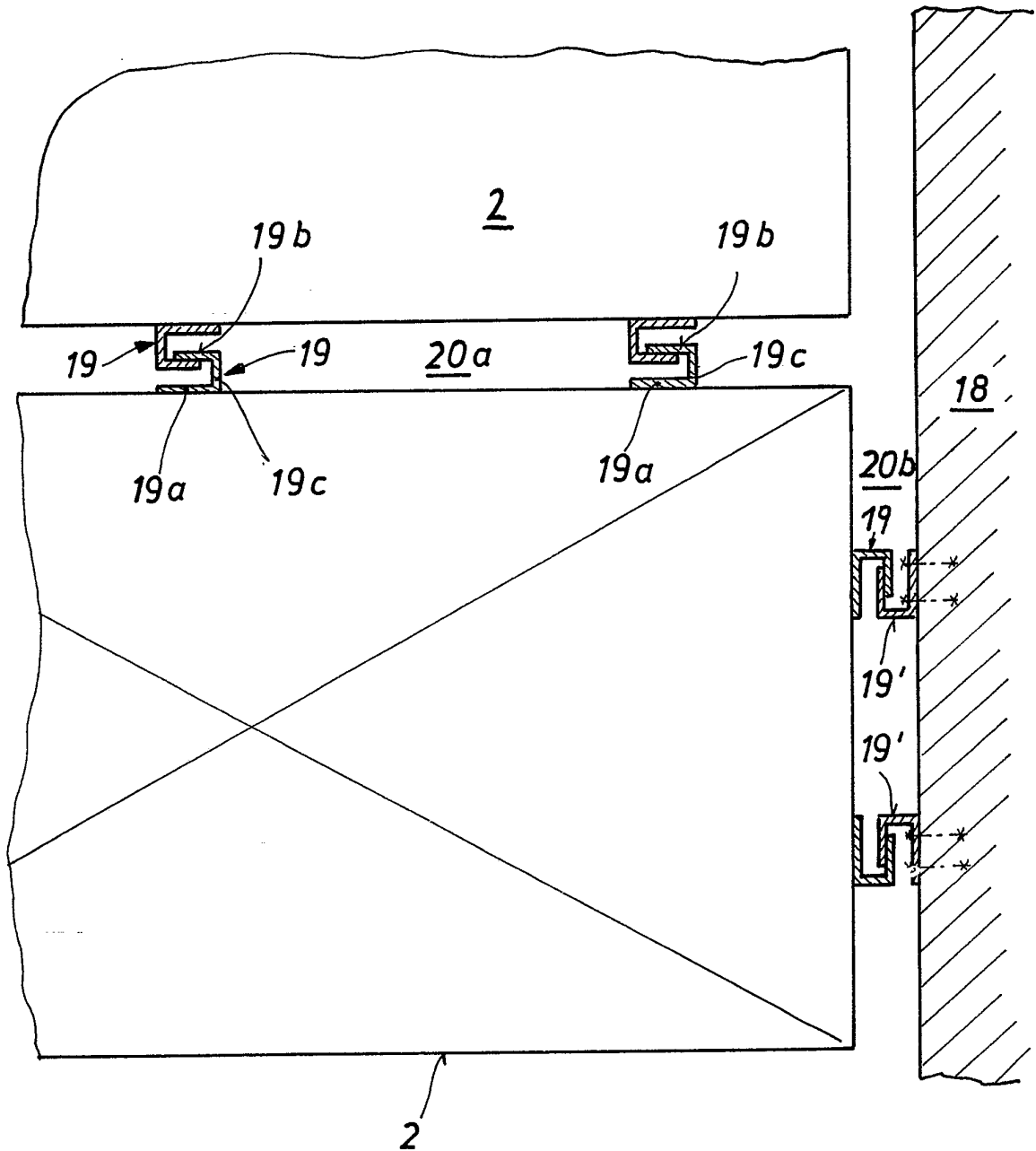
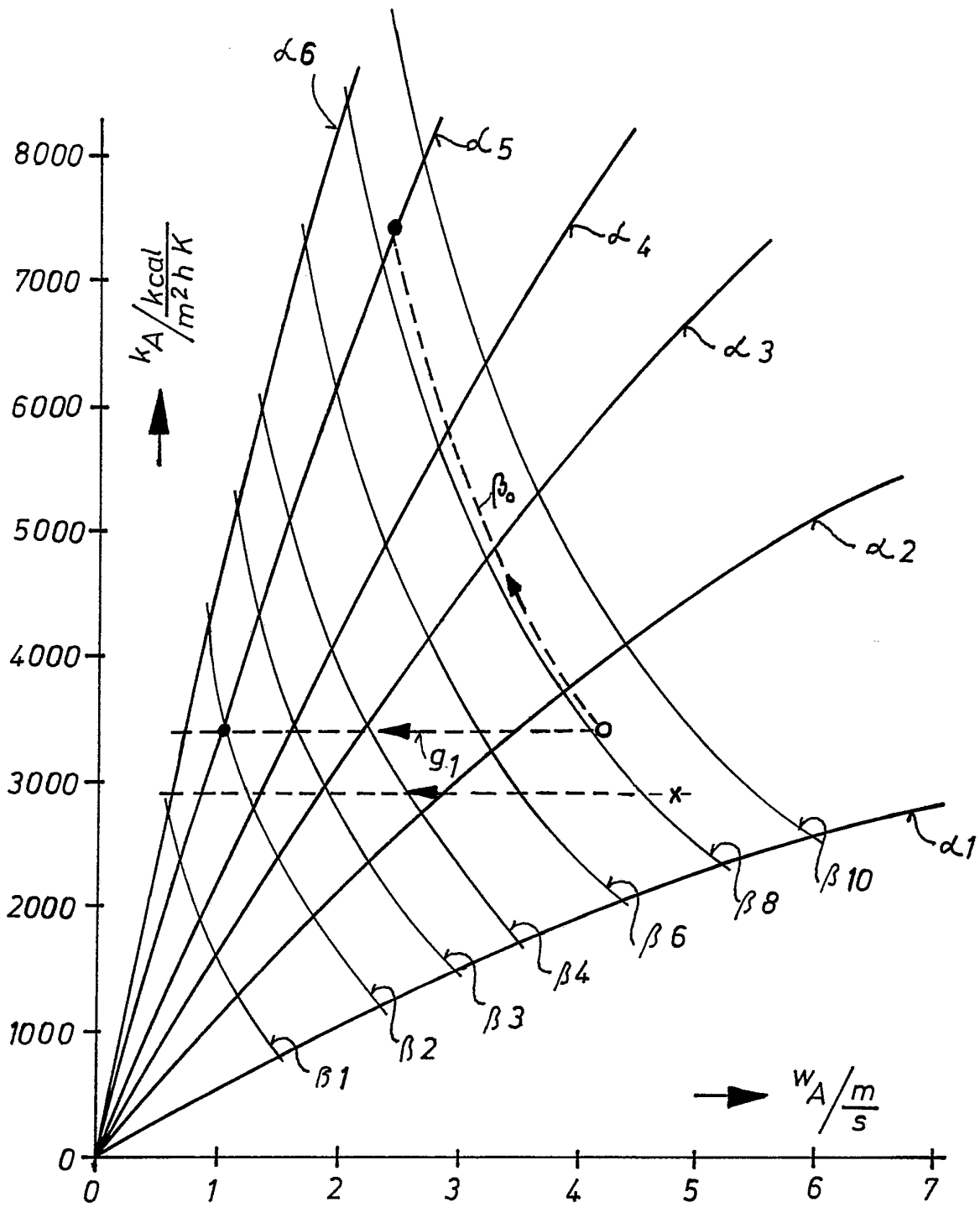


Fig. 13



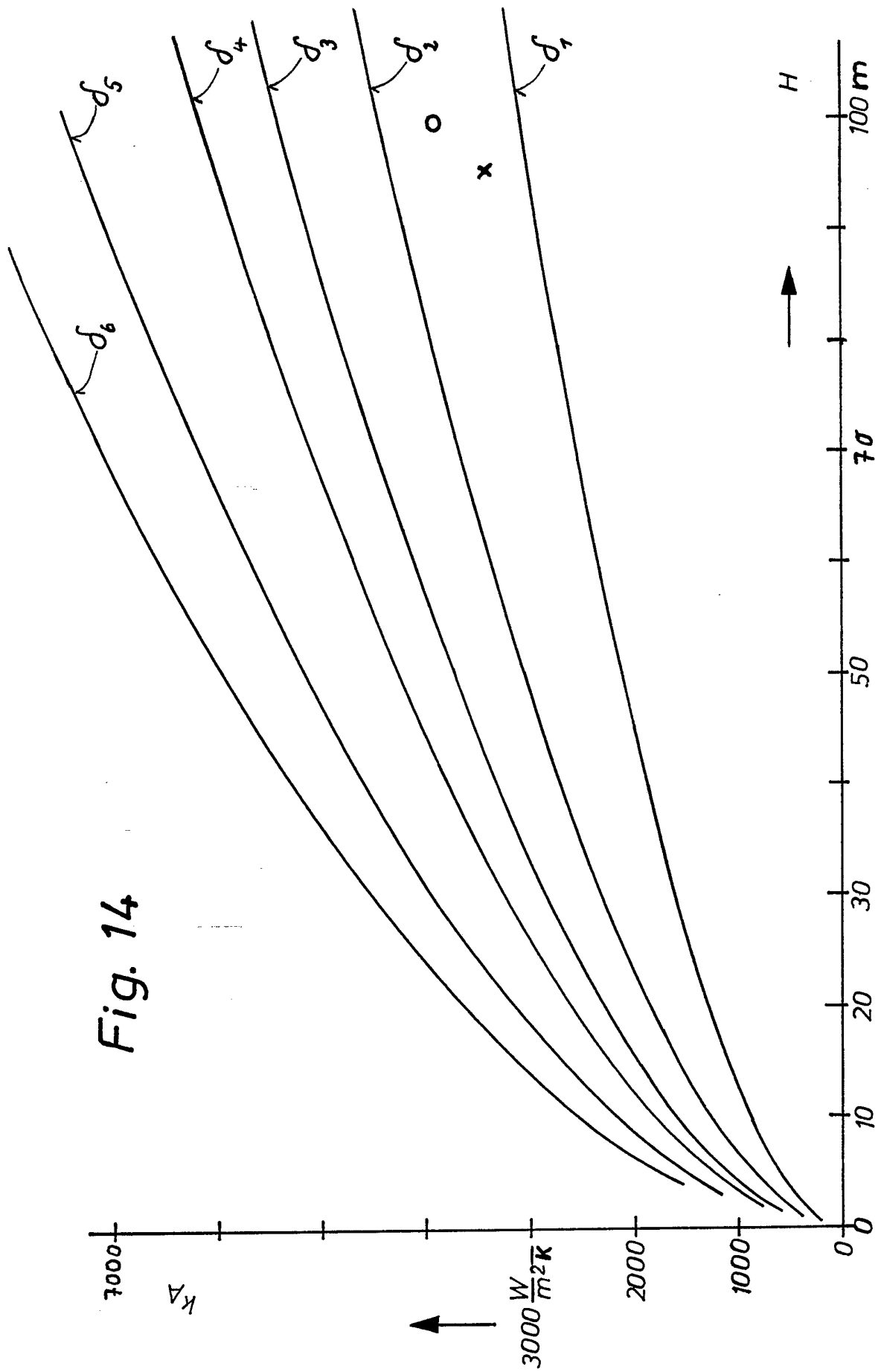


Fig. 14