



(11) FREMLÆGGELSESSKRIFT 142335

DANMARK

(51) Int. Cl.³ F 16 H 55/17



(21) Ansøgning nr. 5220/74 (22) Indleveret den 4. okt. 1974

(24) Løbedag 24. nov. 1969

(44) Ansøgningen fremlagt og
fremlæggelseesskriftet offentliggjort den 13. okt. 1980

DIREKTORATET FOR
PATENT- OG VAREMÆRKEVÆSEN

(30) Prioritet begæret fra den
25. nov. 1968, 778518, US

(71) UNIROYAL INC., 1230 Avenue of the Americas, New York, N.Y., US.

(72) Opfinder: Henry Frederick Miller, 12 East 8th Street, Clifton, Pa=s
saic, New York, US.

(74) Fuldmægtig under sagens behandling:

Ingeniørfirmaet Hofman-Bang & Boutard.

(54) Tandremskive til transmission.

Den foreliggende opfindelse angår en tandremskive til tandremstransmission og af den i krav 1's indledning angivne art.

Det drejer sig således om en tandremskive til anvendelse i remtræk med tandremme.

Der kendes en tandremstransmission omfattende en tandremskive i indgreb med en tandrem, som har et ustrækkeligt trækorgan med tænder på den ene side og med en beskyttende tekstilbeklædning, der dækker tænderne. Tænderne består fortrinsvis af et elastomert materiale, såsom gummi, og remmen kan også på bagsiden have et lag af samme materiale eller et lignende materiale.

Der er blevet anvendt mange forskellige elastomere materialer til fremstilling af sådanne remme, herunder navnlig neopren og polyurethan. Disse remme er bestemt til at samvirke med tandremskiver eller tandhjul af et materiale med en højere Young-modul end det til remmen anvendte elastomere materiale. De sædvanlige tandremme har et tandtværsnit, der i hovedsagen er trapezformet, og som ligner det til sædvanlige tandstænger anvendte. Der er gjort mange forsøg på at ændre tandformen for tandremme og de tilhørende tandhjul for at imødegå problemerne med svigten, navnlig tandbrud, der skyldes koncentration af spændinger i remmen.

Ved en trapezformet tand findes området med den højeste påvirkning ved tandfoden på den belastede side. Dette stærkt belastede område svarer kun til en forholdsvis lille del af det samlede tandvolumen, f.eks. 20 - 30%. Der sker derfor en lidet effektiv udnyttelse af det elastomere materiale, og kraftoverføringen fra en tand til drivremmen til dennes trækorgan sker uensartet langs overgangsfladen mellem disse to dele.

Til forøgelse af overføringsevnen af en tandrem uden risiko for tandbrud er det nødvendigt at nedsætte de i tænderne optrædende maksimale påvirkninger og at tilvejebringe en mere ensartet overføring af belastningen fra tanden til trækorganet. Undersøgelser af de dynamiske påvirkninger har også vist, at der foreligger et interferensproblem, når trapezformede tænder på en drivrem og et tandhjul kommer i indgreb. De yderste hjørner af de mødende tænder er tilbøjelige til overlapning som følge af utilstrækkeligt tandspillerum og deformation i drivremmen under belastningen. Som følge heraf er der glidende kontakt mellem tænderne over hele højden af tændernes flade, hvilket bevirker en uheldig grad af slid og opvarmning. Sådan interferens vil også fremkalde tværsvingninger i remmen, hvilket kan give anledning til støj og træthed.

Formålet med opfindelsen er at afhjælpe de ovennævnte vanskeligheder, der er forbundet med tænder med trapezform, hvilket gælder tænderne på remmen og som følge deraf på remskiven.

Remskiven ifølge opfindelsen er ejendommelig ved det i krav 1's kendetegnende del angivne.

Det har vist sig, at hvis remtænderne har et tværsnit, som nærmer sig konturen af den isokromatiske interferenslinie af ordenstallet $1/2$ i en remtand under normal belastning, og hvis remskivens tænder har tilhørende konjugeret tværsnit af i det væsentlige tilsvarende form, og hvis størrelsen af tænderne er i overensstemmelse med de i det følgende angivne kriterier og formler, vil det resulterende af rem og remskive bestående system have forbedrede arbejdssegenskaber i sammenligning med transmissioner med trapezformede tænder. Med en sådan forbedret form vil spændingsniveauet i remtænderne være forholdsvis lavt uden områder med koncentreret påvirkning, der vil være en mere ensartet overføring af belastningen fra remtænderne til trækorganet over hele overgangsfladen mellem de to dele, remtænderne vil ikke springe ud af hjulets tandmellemrum og interferens eller falsk indgreb mellem tænderne vil blive holdt på et minimum.

Opfindelsen vil blive forklaret nærmere i den følgende beskrivelse af nogle udførelsesformer, idet der henvises til tegningen, hvor:

fig. 1 viser en foretrukken udførelsesform for to tandremskiver ifølge opfindelsen, der er forbundet med en tandrem og set fra siden, delvis i snit,

fig. 2 i større målestok, et længdesnit gennem en del af tandremmen i fig. 1,

fig. 3 på tilsvarende måde, en del af den tilhørende tandremskive,

fig. 4 og 5 tilsvarende snit gennem en anden udførelsesform,

fig. 6 den i fig. 2 viste tandrem, set fra neden,

fig. 7 et fotografi af et spændingsoptisk isokromatisk interferensmønster for en sædvanlig trapezformet remtand under normal belastning,

fig. 8 et diagram, der viser variationen af ordenen af isokromater i et sådant interferensmønster i en trapezformet remtand under normal belastning langs en linie, der forbinder toppene af to nabo-tænder på tandremskiven, afsat som funktion af afstanden langs denne linie.

fig. 9 et fotografi, svarende til fig. 7, af en remtand udformet ifølge opfindelsen, under belastning,

fig. 10 på samme måde som fig. 8 et til fig. 9 svarende diagram,

fig. 11 et diagram, der viser isokliner i interferensmønsteret i en trapezformet tand under belastning, medens

fig. 12 viser et fotografi af 60° isokliner i interferensmønsteret i en remtand udformet ifølge opfindelsen.

I fig. 1 er vist en lukket drivrem 10 ifølge opfindelsen, løbende i indgreb med en drivende tandremskive 11 og en drevet tandremskive 12, i det følgende betegnet "tandhjul". Remmen 10, der i hovedsagen er af kendt konstruktion, har et trækorgan 16 bestående af et antal vindinger af en kontinuerlig snor eller kord af trådmateriale. Trækorganet 16 er fremstillet af et antal individuelle forstærkningsorganer, som er indesluttet i elastomeren. Forstærkningsorganerne kan være af metal eller glas og er i almindelighed anbragt side om side i samme plan. Trækorganet 16 bærer i hovedsagen hele den belastning, der overføres af remmen 10, og er op til den maksimale belastning, til hvilken remmen er udformet, i hovedsagen ustrækkeligt.

I fig. 2 og 3 er vist foretrukne udførelsesformer for tænderne ifølge opfindelsen, hvor remmen 10 er udformet med remtænder 13 og et bagsidelag 18. Det ustrækkelige trækorgan 16 er indlagt i remmen omtrent ved tandfoden 26 og 27 på tænderne 13. Remmen kan have en ikke vist beskyttende beklædning eller kappe, der strækker sig over hele remmens tandflade. Mellem beklædningen og trækorganet 16 kan i det viste bundområde 17 mellem tænderne være indlagt et ikke vist, tyndt lag af elastomer til forøgelse af adhæsionen i dette område. Hver tand 13 har konstant tværsnit tværs over remmen, og dette tværsnit begrænses af to cirkelbuer 19 og 20 med lige store radier 21 og 22, hvilke cirkelbuer skærer hinanden i et punkt 23 på tandens midtlinie 45, idet dog det dannede knæk i punktet 23 er vist overdrevet i figuren. Krumningscentrene 24 og 26 for cirkelbuerne 19 og 20 ligger på en linie P, der ligger i hovedsagen parallelt med trækorganet 16, når dette som vist er udfoldet efter en ret linie. Cirkelbuerne strækker sig fra punktet

23 til linien P. Krumningscentrene for de to sider af tanden ligger som vist på de respektive modsatte sider af midtlinien 45 med en afstand fra denne, der er lig med eller mindre end 10% af krumningsradierne 21 og 22. Bundområdet 17 mellem to tænder 13 svarer i tværsnittet til en kort, ret linie parallel med linien P som forbindelse mellem enderne af tandfødderne 26 og 27 langs trækorganet 16. Linien P ligger med en afstand fra bundområdet mindre end eller lig med 40 % af den samlede tandhøjde, hvorved forstås afstanden langs linien 45 mellem punktet 23 og skæringspunktet mellem linien 45 og planet gennem bundområdet 17. Hver tandfod 26 og 27 er formet efter en cirkelbue, med lige store radier 28 og 29. Krumningscentrene 30 og 31 for disse ligger på en linie Q, hvis afstand fra bundområdet 17 er mindre end eller lig med afstanden til linien P. Cirkelbuerne for tandfoden 26 og 27 begynder ved linien Q og ender ved bundområdet 17. Hvis linierne Q og P ikke er sammenfaldende, er cirkelbuerne 20 og 26, respektive 19 og 27, forbundet ved rette linier, der tangerer cirkelbuerne ved skæringspunkterne med linierne henholdsvis P og Q.

Tandhjulene 11 og 12 består som vist i fig. 3 af et hjullegeme 42 med afrundede tænder 14 adskilt ved afrundede tandmellemtum 15. Tandens top 40 har et tværsnit, der er begrænset af to cirkelbuer 34 og 35, der mødes ved et punkt 44 på en midtlinie 43 i tandens tværsnit. Cirkelbuerne 34 og 35 har lige store radier 32 og 33 med krumningscentre 36 og 37 på respektive modsatte sider af midtlinien 43. Afstanden fra hvert krumningscentrum til linien 43 er lig med eller mindre end 30 % af radius 32 eller 33. Begge krumningscentrene ligger inden for tanden. Tandmellemtummet 15 er begrænset af en cirkelbue med langt større radius 41 og med krumningscentrum 38 uden for hjullegemet 42. Centrene 36, 37 og 38 ligger på lidt adskilte eller sammenfaldende cirkler P1 og P2, der er koncentriske med en cirkel gennem tændernes toppunkter 44, og som ligger inden for denne cirkel i en afstand, der er lig med eller mindre end 30 % af den samlede tandhøjde. Tandhøjden er den radiale afstand mellem toppunktet 44 og en cirkel gennem de inderste punkter i tandmellemtumene 15.

Såfremt en tandrem bestemt til at samvirke med en tandrem-

skive af denne art er forsynet med en beskyttende beklædning, vil der være risiko for brud i sådanne samlinger i beklædningen, der ligger helt i remtændernes fod- og bundområde som følge af beklædningens nedsatte styrke. Dette skyldes atter, at der ikke findes en stærk klæbeforbindelse mellem elastomeren og beklædningen i dette område. Til forebyggelse af dette problem bør samlinger 39 i beklædningen være skrå, som vist i fig. 6, i det mindste under en sådan vinkel, at hvis samlingen begynder ved et punkt, hvor foden af en tand går over i bundområdet, vil den slutte ved det tilsvarende overgangspunkt på den anden side af den samme tand, men fortrinsvis bør samlingen ligge så skråt, at den spænder over to tænder. Herved undgås den risiko for tidligt brud, der foreligger ved en tværliggende samling, der er placeret helt i fod- og bundområdet.

Formen af tænderne 13 på remmen og tænderne 14 på tandhjulet er vigtige træk ved opfindelsen. Ved sædvanlige, d.v.s. trapezformede remtænder, bliver spændingerne koncentreret i et forholdsvis lille volumen ved foden af remtænderne, medens tændernes yderste hjørner er ubelastede, når tænderne er i fuldt indgreb med tandhjulets tænder. Der vil være uensartet kraftoverføring fra remtænderne til trækorganet, og der vil under indgrebet ske sammenstød mellem det yderste hjørne på remtænderne og hjultænderne. Denne uheldige belastningsfordeling og det nævnte sammenstød vil give en rem med lav effektivitet og kort levetid. Det meste af det elastomere materiale er overflødigt, idet det i realiteten optager lidt eller intet af belastningen.

Til forøgelse af tandremmens effektivitet bør sådan spændingskoncentration og uensartet belastningsoverføring til trækorganet undgås, og tandsammenstød forebygges. En tandrem med det ovenfor beskrevne profil kan afhjælpe sådan ineffektivitet og andre konstruktionsfejl ved sædvanlige tandremme, såfremt tændernes dimensioner, krumningsradier og tangentvinkler vælges korrekt. Når de i det følgende angivne kriterier opfyldes, vil det dannede remtræk have længere levetid, større belastningsevne, lavere støjniveau og højere effektivitet end de kendte.

1. Tandremmen og tandhjulet bør udformes således, at når deres krumme flader er i kontakt, men uden nogen belastning, må krumningsradien

for en hjultand i ethvert givet punkt ikke være mere end 10 % større end krumningsradien for den modsvarende remtand i det samme punkt. Fortrinsvis bør krumningsradien for hvert fladeelement på hjultanden være ca. 4 % større end krumningsradien for det tilsvarende element på remtanden.

2. Krumningsradien og krumningscentret for foden af remtanden bør vælges og placeres således, at en tangent til tandkurven i det punkt, hvor tandfoden går over i tandens hoveddel, danner en vinkel på mindre end 30° med tandens midtlinie 45. Den optimale størrelse af denne vinkel er ca. 5° . Dette skal forebygge, at remtænderne springer ud af indgreb med hjultænderne.

3. Krumningsradierne og krumningscentrene for toppen af hjultanden bør vælges og placeres således, at en tangent til tandkurven i det punkt, hvor tandtoppen går over i tandens hoveddel, danner en vinkel på mindre end 30° med en symmetrilinie 46 i tandmellemmrummet. Dette skal også forebygge, at remtænderne springer ud af indgreb. Den foretrukne værdi af denne vinkel er ca. 9° , når den tilsvarende vinkel for remtanden som ovenfor nævnt er ca. 5° .

4. Krumningsradien ved foden af remtænderne bør være mindre end 95 % af hjultændernes topradier, således at der, når remmen er under normal belastning, ikke vil være nogen kontakt mellem foden af remtænderne og toppen af hjultænderne, hvorved spændingskoncentrationer i disse områder forhindres. Den optimale fodradius er 82 % af topradien.

5. Bredden af en remtand, som målt mellem de ender af tandfoden, der er nærmest ved trækorganet, bør være så lille som mulig for at opnå en mere ensartet belastning over hele tanden i overgangsområdet mellem tanden og trækorganet. Den mindste (og dermed optimale) størrelse er bestemt ved følgende udtryk, som er fremkommet ved beregning efterfulgt af korrektion ud fra empirisk fremkomne data:

$$L = 25,4 \frac{2 \cdot T \cdot (FS)_S}{\pi \cdot S \cdot d \cdot c \cdot N \cdot (FS)_T}$$

hvor L = krævet tandbredde ved overgangsfladen mellem tanden og trækorganet målt i mm,

T = ønsket trækbelastningskapacitet for remmen målt i kp/mm af rembredden,

d = diameter af trækorganet, målt i mm,

c = antal af trækorganer pr. mm af rembredden,

N = mindste antal remtænder i indgreb med tandhjulet,

$(FS)_S$ = sikkerhedsfaktor for forbindelsen mellem remtand og trækorgan med en driftsfaktor på 1,

$(FS)_T$ = sikkerhedsfaktor for trækorganet ved en driftsfaktor på 1,

S = største forskydningsspænding, der kan udvikles ved overgangsfladen mellem remtand og trækorgan inden adskillelse, målt i kp/mm^2 .

6. Der bør anvendes det højest mulige antal tænder pr. længdeenhed. Dette er bestemt ved styrken af tænderne på remmen og tandhjulet og den ønskede mærkebelastning. Efter valg af tandbredden som beskrevet ovenfor under hensyntagen til den ønskede trækbelastningskapacitet T foretages en normal spændingsanalyse for en hjultand, betragtet som en indspændt bjælke med varierende tværsnit. Heraf kan findes den mindste bredde af en hjultand, der ikke vil svigte ved den ønskede belastning T , og dette bestemmer atter den mindste tanddeling for remmen, d.v.s. det højeste antal tænder pr. længdeenhed. Der anvendes det højeste antal remtænder, hvorved man får den største mængde elastomert materiale til overføring af belastningen fra hjulet til trækorganet.

7. Spillerummet mellem toppen 23 af en remtand og bunden af tandmelletrummet 15 på hjulet bør ikke være mere end 10 % af højden af hjultænderne. Dette har til formål at reducere falsk indgreb eller

tandsammenstød til det mindst mulige og at få den størst mulige berøringsflade mellem remtænderne og hjultænderne, idet remtænderne bringes til at udfylde så meget som muligt af tandmellemmrummene 15. Den foretrukne værdi af dette spillerum ligger mellem 0 og 2 %.

8. Krumningsradierne for remtænderne skal have en sådan størrelse, at den krumme kontur af den yderste ende af tanden omtrent svarer til linien for konstant maksimal forskydningsspænding af den laveste størrelse under fuld belastning, d.v.s., at den tilnærmelsesvis svarer til konturen af en isokromat af den første halve orden i interferensmønsteret for remmen, som nærmere beskrevet senere.

9. Endelig skal tandremmen under opfyldelse af alle de ovenfor nævnte kriterier være i stand til at gå i indgreb og ud af indgreb uden falsk indgriben eller interferens. Dette kan opnås ved, at der først konstrueres en tandform, der svarer til de ovenfor angivne kriterier og derpå dannes en modsvarende tand ved geometrisk fremstilling af en konjugeret form til den første tand. Den konjugerede form er den tandform, der svarer til det volumen mellem remmen og hjulet, der ikke bestryges af den første tand, når remmen bevæger sig til indgreb med hjulet. Dette kan bestemmes grafisk. Det vil kunne være fordelagtigt at lade den anden tand afvige fra den sande konjugerede ved fjernelse af yderligere materiale for at undgå kontakt i tandens fodområde som omtalt under kriterium 4. Naturligvis skal alle dimensioner for den dannede konjugerede form falde inden for de ovenfor nævnte kriterier.

Som et detaljeret eksempel på et remtræk udformet ifølge de ved opfindelsen angivne kriterier skal anføres dimensionerne for et remtræk med 14 mm deling.

Remtand (alle dimensioner i mm)

Tandbredde (mellem enden af tandfod 26 og enden af tandfod 27)	11,53
Afstand mellem bundområdet 17 og linien P	1,78
Afstand mellem bundområdet 17 og linien Q	1,32
Radius 21 og 22	4,55
Afstand mellem tandens krumningscentre 24 og 25	0,30
Fodradius 28 og 29	1,32
Længde af bundområdet 17	2,46

Hjultand

Topradius 32 og 33	1,62
Afstand mellem krumningscentre 36 og 37	0,46
Afstand mellem cirklerne P^1 og P^2	0,17
Radius 41	4,75
Hjuldiameter	184,63

Dette remtræk opfylder naturligvis alle de ovenfor anførte kriterier 1 - 9.

Til nærmere belysning skal dette specielle eksempel sammenlignes med kriterierne.

Radius for remtænderne er 95,5% af hjultændernes radius. Differensen på 4,5 % ligger således indenfor det i kriterium 1 angivne område på 10 %. De i kriterierne 2 og 3 angivne tangenter til de krumme profiler er $5^{\circ}15'$ og $9^{\circ}10'$ på henholdsvis remmen og hjulet. Fodradius for remtænderne er 82 % af topradien og således under de 95 %, der kræves ved kriterium 4. Tandbredden er nedsat til et minimum som angivet i kriterium 5, hvilket kan ses ved sammenligning af tandbredden på en rem med 14 mm deling ifølge opfindelsen og tænderne på en ækvivalent sædvanlig kraftig rem med trapezformede tænder med en deling på 31,75 mm. En sådan sædvanlig rem har en tandbredde på 22,86 mm, og tandbredden på remmen ifølge opfindelsen er således lidt mere end halvdelen af tandbredden på den kendte rem. Ved en tilsvarende sammenligning af tandantallet har remmen ifølge opfindelsen 2,27 gange så mange tænder som den kendte rem, idet forholdet mellem tanddelingerne er 1,25/0,5512 eller 2,27/1. Spillerummet mellem toppen af remtænderne og hjulets tandmelletrum ligger inden for den i kriterium 7 givne grænse på 10 %. Krumningsradien for remtænderne er således, at den krumme kontur af tanden tilnærmelsesvis svarer til linien for konstant maksimal forskydningsspænding af den laveste værdi som krævet i kriterium 8. Endelig er tandformen for hjulet i hovedsagen konjugeret til remtændernes form.

Selvom den i fig. 2 viste rem vil kunne fremstilles på mange forskellige måder, må det foretrækkes at anvende den i det føl-

gende angivne kendte metode. Ved denne metode vikles en tekstilbeklædning, der dog ikke er nødvendig ved den foreliggende opfindelse, omkring en med fordybninger udformet form. Der vikles et trækorgan over beklædningen. Der svøbes et lag af neoprengummi over trækorganet og ind i fordybningerne i formen til dannelse af remtænderne. Såfremt der anvendes en tekstilbeklædning, bliver denne strakt af det formede gummi og slutter sig til konturen i formens fordybninger. Der vil også kunne anvendes andre kendte metoder til fremstilling af remmen 10.

Ved en ændring ved den beskrevne metode, hvorved der opnås bedre resultat, påføres et tyndt lag af elastomer, ca. 0,25 mm tykt, mellem den ikke viste beklædning og trækorganet 16 til forbedring af adhæsionen i bundområdet. Dette tynde lag påføres beklædningen i form af en flage umiddelbart inden opviklingen af trækorganet. Den elastomer, der anvendes til dette tynde lag, er den samme, der anvendes til remtænderne.

Det ovenfor beskrevne remtræk er langt overlegent i forhold til de hidtil anvendte remtræk med trapezformede tænder. Der er blevet foretaget statiske og dynamiske spændingsoptiske analyser under anvendelse af remme fremstillet ifølge opfindelsen i sammenligning med kendte tandremme. Ved spændingsoptisk analyse eller fotoelastisk analyse bliver spændingsfeltet afbildet ved to familier af interferenslinier, nemlig isokromater og isokliner. Isokliner, som vist f.eks. i fig. 11, er de linier, langs hvilke retningerne af hovedspændingerne er konstant. Isokromater, som vist i f.eks. fig. 9, er de linier, langs hvilke værdien af hovedspændingsdifferensen er konstant. Isokromaterne, der viser sig i et formet prøvestykke af fotoelastisk materiale, når det betragtes i passende polariseret lys, har relation til hovedspændingsdifferenserne, d.v.s. den største hovedspænding i det pågældende punkt minus den mindste hovedspænding i det samme punkt, med en konstant f , der betegnes "den spændingsoptiske faktor". Denne faktor er karakteristisk for det ved undersøgelsen anvendte fotoelastiske materiale, nemlig den spænding, der kræves til at frembringe én interferenslinie i dette materiale. F.eks. ville interferenslinien af første orden i prøvestykket

have en hovedspændingsdifferens på f , medens interferenslinien af anden orden ville have en hovedspændingsdifferens på $2f$, o.s.v., indtil man når interferenslinien af den højeste orden i prøvestykket under en given belastning.

Til vurdering af egenskaberne ved den ifølge opfindelsen angivne krumme tandform blev foretaget forsøg, hvor belastninger med samme drejningsmoment blev påtrykt trapezformede og krumme tænder. I begge tilfælde var den belastede remlængde den samme, d.v.s. der anvendtes samme længde med tandindgreb med tandhjulene. Fig. 7 og 9 viser de isokromatiske interferensmønstre, der blev frembragt henholdsvis i trapezformede og krumme remtænder. Af fig. 7 for en trapezformet tand ses følgende:

1. Der er en spændingskoncentration i området ved tandfoden. Foruden den høje værdi af spændingen er spændingsgradienten høj, d.v.s. spændingen skifter hurtigt i forhold til tanddimensionerne. Dette er naturligvis skadeligt for remmens driftsegenskaber. Det vil bemærkes, at der dannes interferenslinier til over den tolvte orden.
2. Området med spændingskoncentration dækker kun en lille del af tandens samlede tværsnitsareal. Dette betyder, at en lille del af den trapezformede tand bliver meget stærkt belastet, medens resten af tanden er forholdsvis svagt belastet. Resultatet er en dårlig spændingsfordeling i tanden.
3. Belastningsfordelingen i området langs trækorganet er ikke ensartet langs tandbredden. Dette vil ses, når der trækkes en linie mellem toppene af de to tilstødende hjultænder i området ved trækorganet, hvorefter ordenen af hver skærende isokromatisk interferenslinje afsættes ved hvert skæringspunkt med denne linie, som vist i fig. 8. Man vil bemærke den meget høje, hastigt skiftende eller stejle spids i området med spændingskoncentration og den forholdsvis lave værdi over resten af tanden. Dette viser en meget uensartet overføring af belastningen til trækorganet.

4. Materialet ved tandens yderste hjørner er ubelastet og kan fjernes til besparelse af materiale.

I sammenligning hermed viser det i fig. 9 viste isokromatiske interferensmønstre for remtanden følge opfindelsen følgende:

1. Ingen spændingskoncentration ved tandfoden på den side, hvor tanden er i kontakt med hjultanden. Når der ikke findes tætliggende interferenslinier udgående fra et punkt, betyder det, at der ikke findes nogen områder i tanden med spændingskoncentration. Der frembringes her kun interferenslinier op til femte orden i sammenligning med tolvte orden ved den trapezformede tand. Dette giver naturligvis bedre driftsegenskaber.

2. I modsætning til den trapezformede tand findes der her ikke områder med forholdsvis høj spænding. Dette viser, at materialet i hele tanden udnyttes effektivt.

3. Overføringen af belastningen til trækorganet er meget effektiv. Dette ses af diagrammet i fig. 10, der er afsat på tilsvarende måde som diagrammet i fig. 8. Det vil ses, at interferenslinien nr. 3 dækker næsten hele tanden i området ved trækorganet.

4. Interferenslinien af den første orden (og også interferenslinien af ordenen en halv, der vil ligge mellem linien af første orden og tandens yderkant) har i hovedsagen samme krumme form som tandtoppen, hvilket viser, at alt overflødigt materiale er udeladt fra tandtoppen.

I fig. 11 og 12 er vist tilsvarende interferensmønstre for isokliner i henholdsvis en trapezformet tand og remtanden ifølge opfindelsen.

Fig. 11 er et diagram, der viser isokliner i en trapezformet tand. Disse er betegnet 0° til 85° intervaller og skærer hinanden i to punkter X og X" i tandtværsnittet. Det vil ses, at det område af remtanden, der ligger under linien mellem toppene af de to tilstødende hjultænder, indeholder alle isoklinværdier fra 0° til 85° . Endvidere at isoklinerne på den side af tanden,

der er i kontakt ned hjultanden, i figuren til højre, konvergerer mod et område nær toppen af hjultanden. Dette viser, at der fra toppen af hjultanden udøves en koncentreret belastning mod remtanden. Da alle isokliner fra 0° til 85° foreligger i tanden, vil retningerne af hovedspændingerne variere fra punkt til punkt i tanden.

Til sammenligning viser fig. 12 det interferensmønster af isokliner, der frembringes i tanden ifølge opfindelsen. Det brede hvide område er isoklinen. Det vil bemærkes, at 60° - isoklinen dækker næsten hele tværsnitsarealet af tanden under en linie gennem toppen af de tilstødende hjultænder. Dette betyder, at remtanden ikke er udsat for nogen koncentreret belastning. Der er tværtimod en fordelt belastning over hele kontaktfladen mellem remtanden og hjultanden. Det faktum, at en enkelt isoklin, nemlig 60° - isoklinen, dækker praktisk taget hele arealet af tanden, betyder også, at hovedspændingerne i tanden har i hovedsagen samme retning.

På baggrund af denne tydning af interferensmønstrene af isokromater og isokliner skal atter betragtes belastningsoverføringen fra remtanden til trækorganet. Det nedenfor angivne udtryk anvendes til beregning af forskydningsspændingen γ_θ i overgangsfladen mellem remtanden og trækorganet ud fra den maksimale hovedspændingsdifferens $E_p - E_q$, hvor E_p er den største hovedspænding i det pågældende punkt og E_q er den mindste hovedspænding i det samme punkt (d.v.s. ordenen af den isokromatiske interferenslinie) og vinklen θ (d.v.s. værdien af isoklin-interferenslinien):

$$\gamma_\theta = (E_p - E_q) \sin 2\theta$$

Ved den trapezformede tand varierer både isokromatværdien $(E_p - E_q)$ og isoklinværdien (θ) stærkt over tandens bredde langs linien gennem toppene af de tilstødende hjultænder. Forskydningsspændingen i retning af trækorganet γ_θ ved overgangsfladen mod remtanden varierer således betydeligt langs bredden af remtanden.

Ved en tand ifølge opfindelsen er ordenen af isokromater i nærheden af trækorganet i hovedsagen konstant over hele bredden af tanden,

se fig. 10. Desuden dækker 60° - isoklinen i hovedsagen hele tanden, se fig. 12. Derfor vil forskydningsspændingen i retning af trækorganet være i hovedsagen konstant gennem hele tanden langs overgangsfladen til trækorganet.

Værdien af γ_e er blevet beregnet langs en linie mellem toppene af tilstødende hjultænder for de to tandformer. Resultaterne er vist nedenfor.

For trapezformede tænder:

θ (grader)	$E_p - E_Q$ (Interferenslinier)	γ_e (Interferenslinie)
50	6,0	5,91
45	7,0	7,00
40	8,0	7,88
35	7,8	7,33
30	7,5	6,49
25	7,0	5,36
20	5,0	3,21
20	4,0	2,57
20	3,0	1,93
15	2,6	1,30
10	2,5	0,86
5	2,0	0,35
35	2,0	1,88

For tænder ifølge opfindelsen:

60	3,0	2,59
20	2,5	2,16

Ved den trapezformede tand vil således γ_e variere med en faktor på $7,88/0,35 = 22,7$, medens den tilsvarende værdi for tanden ifølge opfindelsen varierer efter en faktor på $2,59/2,16 = 1,2$. Dette viser meget tydeligt den store forskel i den måde, belastningen overføres fra remtanden til trækorganet i henholdsvis en trapezformet tand og tanden ifølge opfindelsen.

Andre forsøg har vist, at krumme tænder, der opfylder de ovenfor angivne kriterier, først vil springe ud af tandhjulet ved en højere drejningsmomentbelastning end sædvanlige tænder, at lokaliseret spændingskoncentration i remtanden undgås derved, at kontakt mellem remtanden og hjultanden forhindres i området ved remtandens fod, og at krumme remtænder og hjultænder udformet som vist går i indgreb med et minimum af falsk indgreb eller interferens i sammenligning med en sædvanlig tandrem. Prøvning af remtrækket ifølge opfindelsen viser mindst fordoblet levetid ved en given belastning og hastighed.

I fig. 4 er vist en anden udførelsesform, hvor delingen for remtænderne er lig med tandbredden målt langs trækorganet. Da hjultænder fremstilles af et langt stærkere materiale med en højere Young-modul end det elastomere materiale, der anvendes i remtænderne, kan remmens overføringsevne forbedres, når man i den grad, det er praktisk muligt, tilvejebringer den tilstand, hvor remtænderne er lige så stærke som hjultænderne. Denne tilstand kan tilvejebringes derved, at hjultænderne gøres forholdsvis smalle i sammenligning med remtænderne. Herved opnås en forøgelse af arealet af remtændernes overgangsflade mod trækorganet målt pr. længdeenhed af remmen. Til forøgelse af kapaciteten bør således arealet af bundområdet mellem remtænderne nedsættes til et minimum som angivet i kriterium 6, d.v.s. forholdet mellem bundområdets areal og remtandens grundflade skal være så lavt som muligt. Den nedre grænse for dette forhold er vist i fig. 4. En remtand 13 er udformet enten med et enkelt krumningscentrum 47 (d.v.s. afstanden mellem krumningscentre 24 og 25 i fig. 2 er nul) eller med to krumningscentre som vist i fig. 2 anbragt på linien P, der vil kunne være sammenfaldende med trækorganet 16. Ved denne konstruktion er tandbredden målt langs trækorganet 16 lig med tanddelingen. Tænderne udfylder hele det fortandede område, d.v.s., der findes ingen bundområder som 17 i fig. 2, og tænderne dækker hele trækorganet. Som vist i fig. 5 bliver de tilsvarende konjugerede hjultænder 14 dannet med cirkelbuer 15, hvis krumningscentre 48 ligger uden for hjullegemet 42. Denne form betragtes som den laveste faktiske grænse for tanddelingen, da enhver yderligere nedsættelse af delingen ville give en sådan

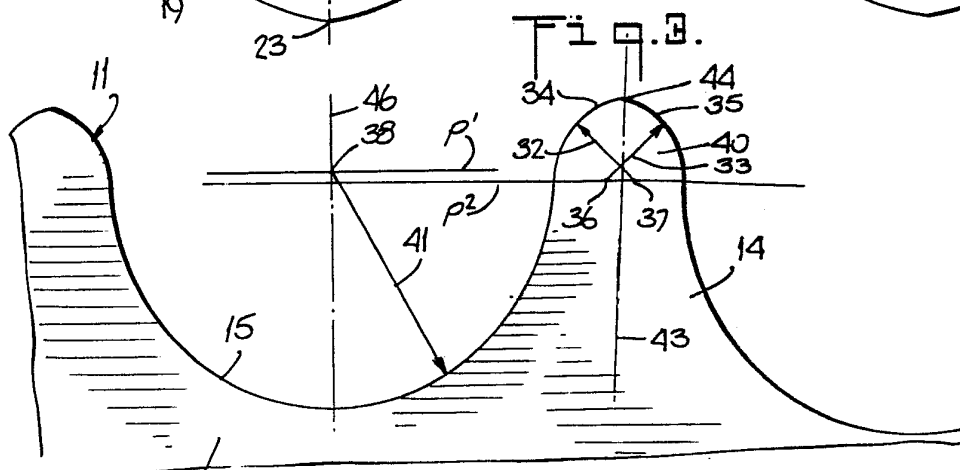
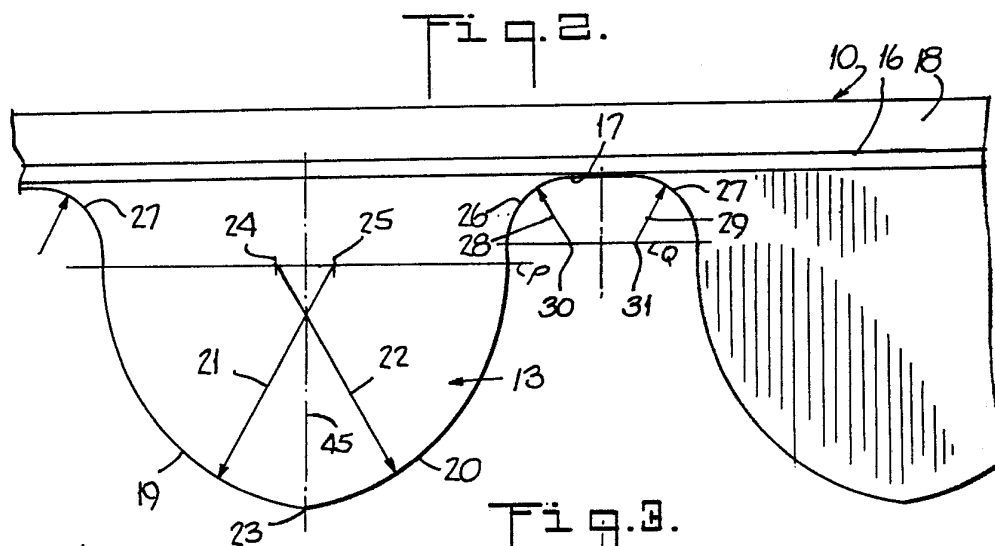
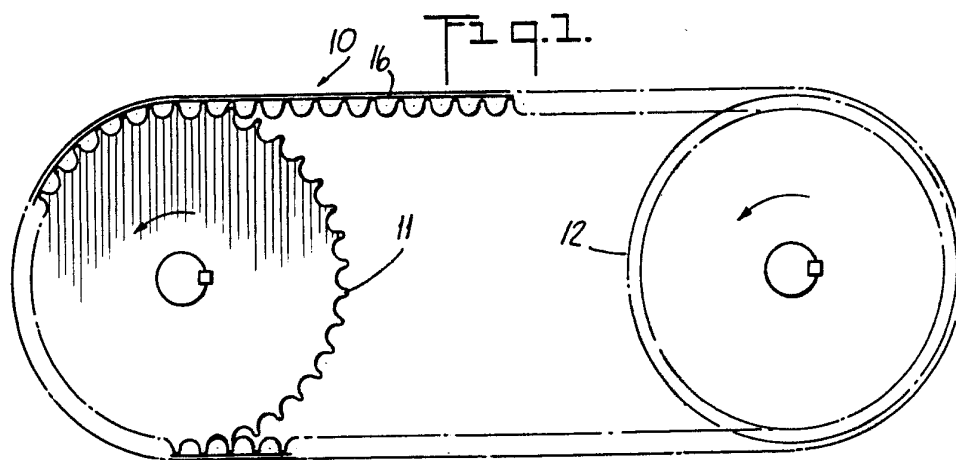
forøgelse af vinkelen mellem tandens symmetrilinie og den tangent, der forbinder tandfoden og den krumme del af tanden, at remtanden ville være tilbøjelig til at springe ud af tandhjulet.

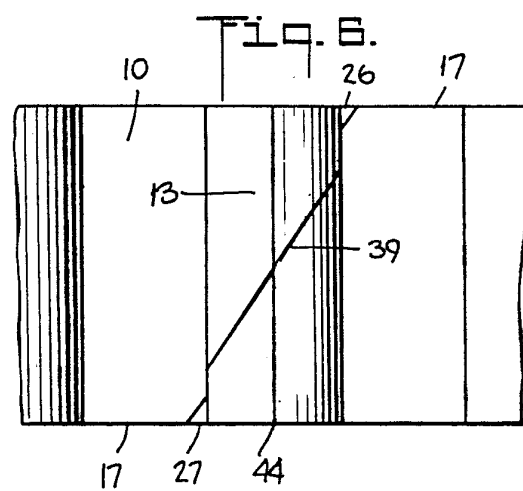
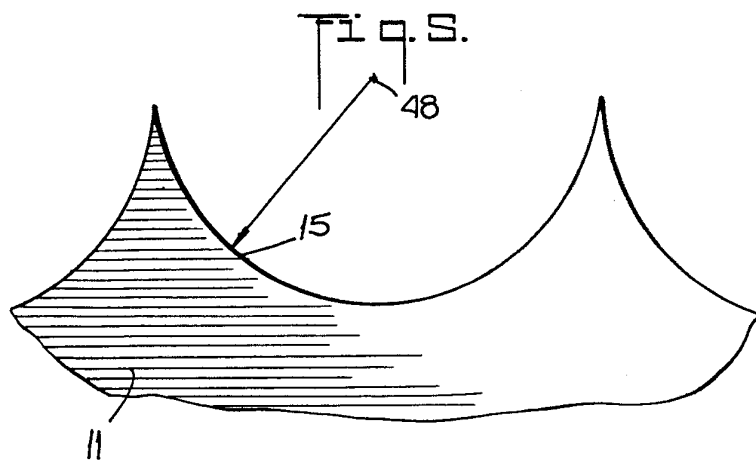
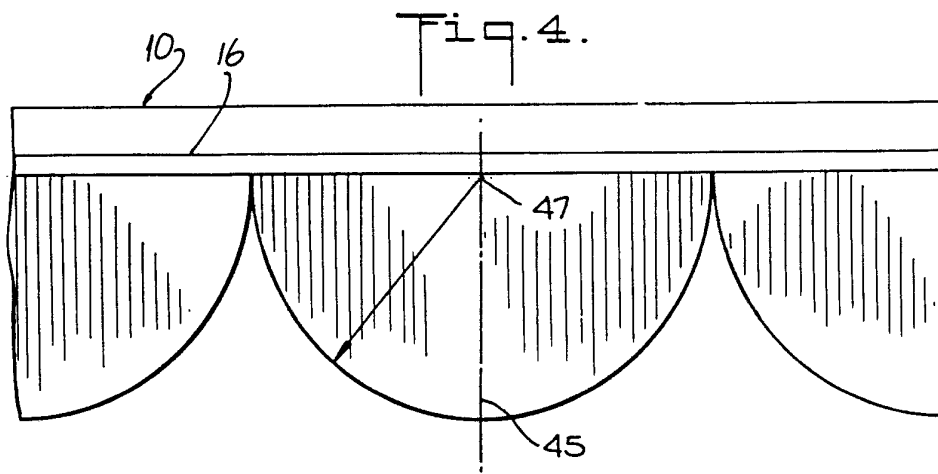
En anden modifikation af remtrækket ifølge opfindelsen ville være anvendelsen af et enkelt krumningscentrum, d.v.s., at afstanden mellem krumningscentrene 24 og 25 i fig. 2 er nul, men ellers udformet med samme bundområde eller med halvcirkulære bundområder svarende til toppen af hjultænderne i fig. 3. Disse udførelsesformer er dog ikke vist. Endvidere kan de cirkelbuer, der danner remtandens tværsnitsform, erstattes med andre tilsvarende krumme buer, der ville danne tilnærmelse til linien med ens maksimal forskydningsspænding af den laveste størrelse i en remtand (f.eks. elliptiske buer). Remmen kunne også udføres usymmetrisk under bevarelse af fordelene ved den foreliggende opfindelse.

P a t e n t k r a v:

-
1. Tandremskive til samvirke med en bøjelig, med trækorgan forsynet tandrem, hvorhos remmen og remskiven har lige tænder med bueformet tværsnitsprofil, k e n d e t e g n e t ved, at remskivens (11) tandtoppe (40) har en tværsnitsprofil begrænset af to hinanden skærende cirkelbuer (34, 35) med ens radier (32, 33).
 2. Remskive ifølge krav 1, k e n d e t e g n e t ved, at radierne (32, 33) krydser hinanden og har deres krumningscentre i afstand fra hinanden, og at det mellem to nabotænder (14) beliggende tandmelletrum (15) har en tværsnitsprofil, som er begrænset af en cirkelbue (41), som forbinder de to nabotænders toppe (40).
 3. Remskive ifølge krav 1 eller 2, k e n d e t e g n e t ved, at centrum for det mellem to nabotænder beliggende tandmelletrum (15) er beliggende uden for remskiven.
 4. Remskive ifølge krav 2 og 3, k e n d e t e g n e t ved, at krumningscentrerne (36, 37) for de cirkelbuer, som begrænser tandtoppenes tværsnitsprofil og krumningscentrerne for de cirkelbuer, som begrænser tandmelletrummenes (15) tværsnitsprofil, er beliggende på buer i radial afstand fra og koncentriske med en cirkel gennem yderpunkterne af tandtoppene på remskiven.

Fremdragne publikationer:





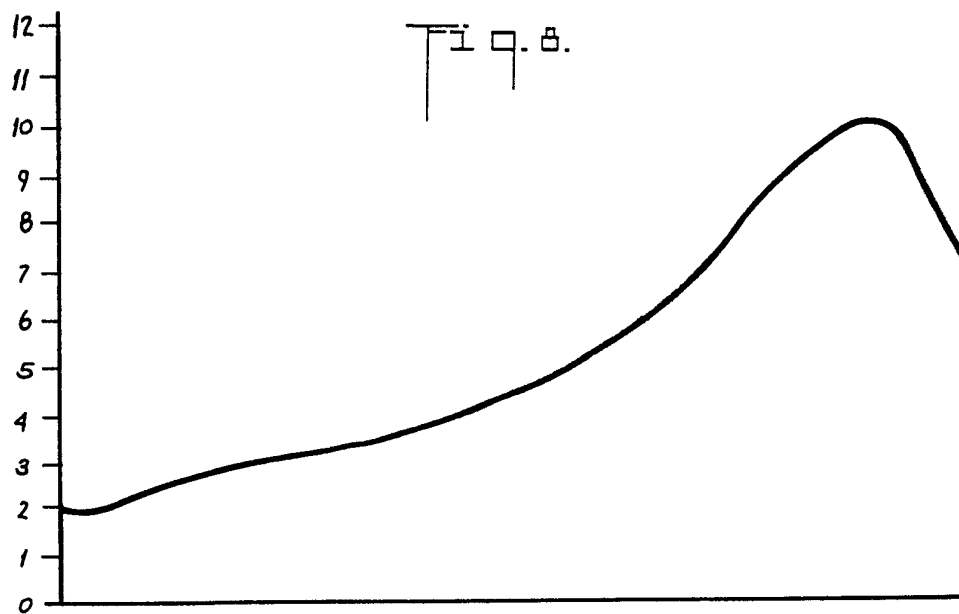


Fig. 7.

Fig. 10.

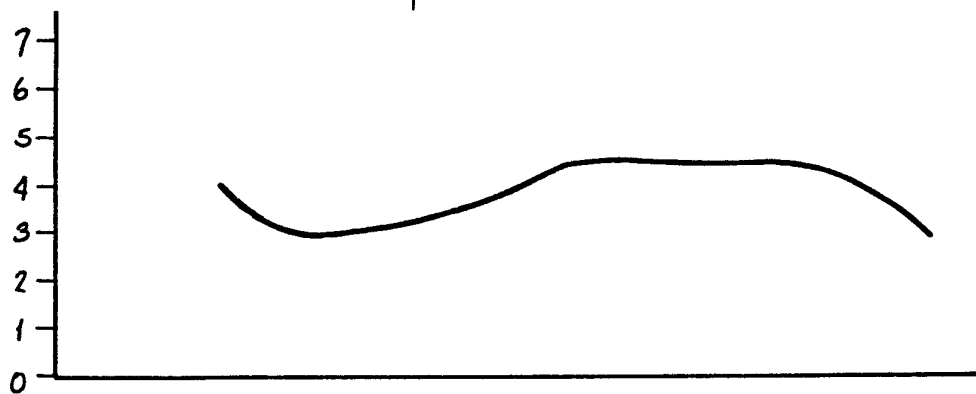
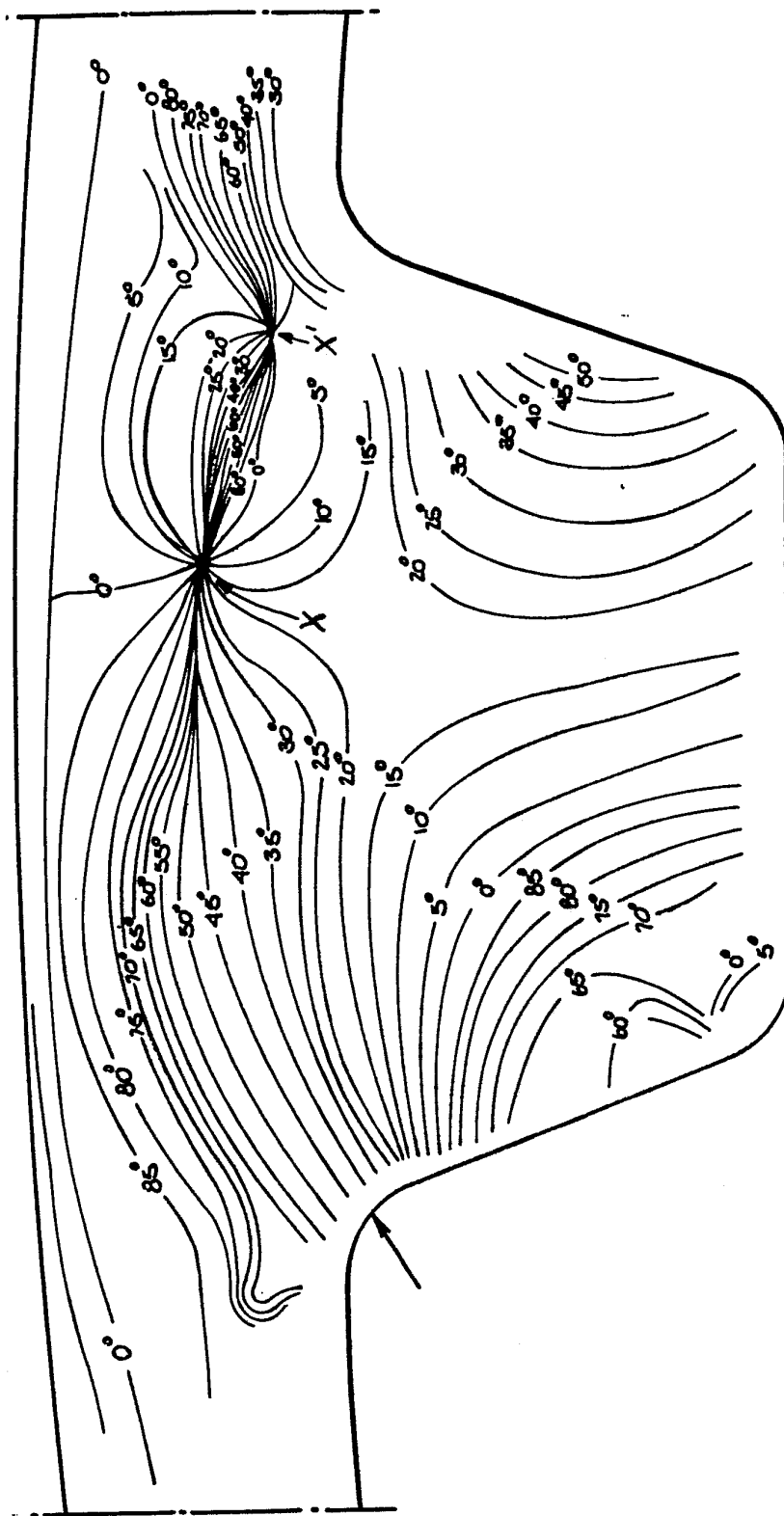


Fig. 9.

Fig. 11.



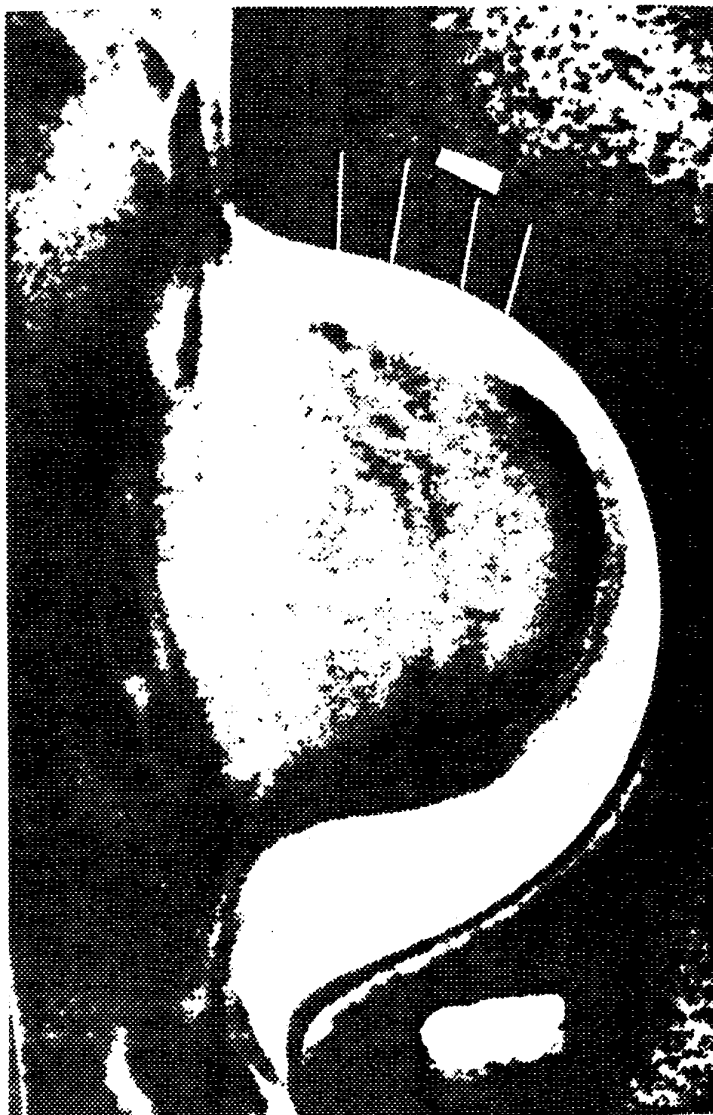


Fig. 12.