



PATENTDIREKTORATET
TAASTRUP



- (21) Patentansøgning nr.: 4606/80
 (22) Indleveringsdag: 30 okt 1980
 (41) Alm. tilgængelig: 08 jan 1982
 (44) Fremlagt: 05 nov 1990
 (86) International ansøgning nr.: -
 (30) Prioritet: 07 jul 1980 JP 93195/80

(51) Int.Cl.⁵ B 21 B 31/18
 B 21 B 29/00
 B 21 B 13/14

- (71) Ansøger: *HITACHI LTD.; 5-1, Marunouchi 1-chome, Chiyoda-ku; Tokyo, JP
 (72) Opfinder: Toshiyuki *Kajiwara; JP, Hidetoshi *Nishi; JP

(74) Fuldmægtig: Hofman-Bang & Boutard A/S

(54) Valseværk

(56) Fremdragne publikationer

DE off. g. skrift nr. 2919105
 US pat. nr. 3733878

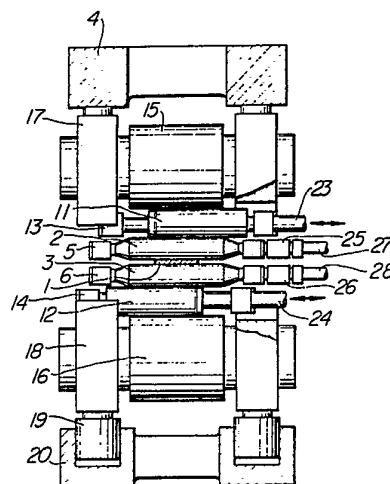
(57) Sammen drag:

4606-80

Et par valser (11, 12), som er aksialt forskydelige i overensstemmelse med valsepladens bredde, er anbragt ved over- og undersiden eller blot ved den ene side af et par arbejdsvalser (2, 3) med en stor bøjningsstivhed således, at akserne af de aksialt forskydelige valser (11, 12) i det væsentlige er beliggende i samme plan som arbejdsvalsernes (2, 3) akser, således at formingsstyringen af den valsede plade (1) opnås ved aksial indstilling af de aksialt forskydelige valser (11, 12). Hver aksial forskydelig valse (11, 12) har en aksial endedel, hvis diameter gradvis aftager imod den aksialt ydre ende eller kant med en sådan størrelse, at nedsættelsen i radius af den aksialt ydre endedel indenfor området på 100 mm målt fra udgangspunktet af den aksiale endedel imod den aksiale yderende er mindst 0,3 mm. Som følge deraf undgås spændingskoncentration ved den aksiale endedel af den forskydelige valse samt afskalning og revnedannelse, og formstyrbarheden forbedres væsentligt.

FIG. 1

4606-80



Opfindelsen angår et valseværk af den i krav 1's indledning angivne art.

I de sidste år er der en voksende efterspørgsel efter en forøget præcision af tykkelsen af den valsedede plade og en forbedret planhed (form) af samme.

For at klare dette krav er der i beskrivelsen til USA-patent nr. 3 818 743 beskrevet et valseværk med mellemvalser anbragt imellem henholdsvis en øverste arbejdsvalse og en øverste støttevalse og imellem en nederste arbejdsvalse og en nederste støttevalse, hvilke mellemvalser er aksialt forskydelige i modsatte retninger, og en arbejdsvalsebukker.

I dette valseværk forandres kontaktlængden imellem samvirkende valser ved den aksiale forskydning af mellemvalserne for at opnå styring af arbejdsvalsens udbøjning. Dette valseværk kan derfor i bemærkelsesværdig grad forbedre kvaliteten af formkontrollen for det valsedede produkt, takket være kombinationen af den aksiale forskydning af mellemvalserne og funktionen af arbejdsvalsebukkeren. Tilmed frembyder dette valseværk mange yderligere fordele, f.eks. forbedringer i effektivitet af valseudstyret som helhed, valseværkets operationshastighed og et forbedret udbytte af produktet samt besparelse af arbejde og energi.

I et valseværk med aksialt forskydelige valser af den beskrevne art er valserne anbragt på asymmetrisk måde i forhold til valseværkets centrale akse, således at en asymmetrisk aksial belastningsfordeling opnås imellem de aksialt forskydelige valser og de samvirkende valser, som berører sidstnævnte. I særdeleshed bliver den største belastning frembragt ved hver aksial ende-del af de aksialt forskydelige valser.

5 Dette problem er alvorligt, især når den aksialt forskydelige valse har endedele med aftrappet form, fordi en særlig stor spændingskoncentration i et sådant tilfælde opstår i de dele af valseoverfladen, som er nær de aftrappede ender, eftersom valsen brat frigøres fra valsebelastningen ved de aftrappede aksiale ender.

10 Således lider de aksiale endedele af den aksialt forskydelige valse af to ulemper i forbindelse med belastningen sammenlignet med valsen i det konventionelle valseværk, hvilket medfører en kortere levetid for valsen og/eller frembringelsen af afskalning.

15 For det tilfælde, at den aksialt forskydelige valse tilmed har aftrappede ender, dannes lineære overfladerevner eller folder i overfladen af den tilstødende valse. En sådan overfladerevne eller fold afkorter ikke blot valsens levetid, men overføres også til det valsede produkt og nedsætter i alvorlig grad dettes kvalitet, hvis den er dannet inden for spændvidden eller bredden af det valsede produkt.

20 Valserne i valseværker er sædvanligvis fremstillet af smedet stål eller støbestål. Det er derfor meget vigtigt at overvinde de ovennævnte problemer ved drastisk at forøge valsestyrken. Anvendelsen af meget hårde materialer stiller naturligvis uøkonomisk store krav til prisen for valsen.

30 Under disse omstændigheder er det et vigtigt teknisk formål at tilvejebringe et valseværk, som sikrer en høj kvalitet af de valsede produkter ved at undgå revner eller folder, medens der tilvejebringes tilstrækkelig hårdhed og anti-afskalningsegenskaber ved valsen, ved anvendelse af konventionelle mindre dyre valsematerialer.

Valseværket af den angivne art har ifølge sagens natur en bedre formstyrbarhed. Det er således også et vigtigt teknisk formål at optimere formen og størrelsen af den aksiale endedel af den aksialt forskydelige valse for derved yderligere at forbedre eller i det mindste opretholde den bedre formstyrbarhed.

Der er ifølge opfindelsen fremstillet forslag ud fra en antagelse om at forsyne den aksiale endedel af den aksialt forskydelige valse med et buet profil, for at repræsentere krumningsradius på det bueformede profil med en udimensioneret værdi i forhold til valse diameteren. I denne forbindelse henvises til japansk patentpublikation nr. 16784/1978. Dette forslag tilvejebringer imidlertid en løsning på et problem, som vedrører bestemmelsen af udgangspunktet for den aksiale endedel af valsen, d.v.s. forbindelsen imellem den cylindriske valsehoveddel og den buede aksiale endedel.

Hvis den til valserne tilførte belastning har en sådan tilstand, at en aksial endedel af den forskydelige valse berører den i længderetningen midterste del af den tilstødende valse, frembringes en udglattende deformation i begge valseres kontaktregioner, således at den aksiale kontaktlængde forøges sammenlignet med kontaktlængden, når der ikke tilføres nogen belastning til valserne. Det er sandt, at spændingskoncentrationen og revnedannelsen i det valsede produkt kan undgås i nogen udstrækning ved at optage et bueformet profil med en krumningsradius R ved de aksiale endedele af den forskydelige valse. Hvis delen af den voksende længde som følge af belastningspåføringen imidlertid har en uegnet form og størrelse, bliver kontaktregionen mellem to valser brat afsluttet således, at de med anvendelsen af en forskydelig valse med aftrappede aksiale endedele omfattende problemer opstår, selv om den

forskydelige valse har aksiale endedele med buede profiler.

Valseværket af den beskrevne type tilvejebringer god valsning for varierende valsebelastning og valsebredde. I virkeligheden kan valsningen udføres tilfredsstillende selv ved et stort reduktionsforhold på omkring 50%. Ved valsningen med et så højt reduktionsforhold bliver graden af udglattende deformation mellem valserne ikke ubetydelig stor, og de ovennævnte problemer kan ikke undgås alene ved at give de aksiale endedele af den forskydelige valse buet profil.

I DE-A-2 919 105 er der i fig. 6 til 8 vist en konstruktion af den indledningsvis angivne art, hvori delen med nedsat radius i form af en parabolisk eller buet profildel er udformet i enden af den cylindriske del af aksialt forskydelige valser, som er installeret som en mellemvalse i et seksvalseværk. Imidlertid er dimensionsbegrænsningen på størrelsen af den reducerede radius i den paraboliske profildel slet ikke angivet i dette trykskrift. Arbejdsvalsediameteren er mindre end 15% af den cylindriske vales længde, og den er således ikke tilstrækkelig stiv som en arbejdsvalse. Forøvrigt er den paraboliske profildel af den aksialt forskydelige valse kun angivet som en teknik til at forhindre valsen i at blive ridset som følge af, at endedelen af mellemvalsen ændres brat fra en cylindrisk del til en konisk del ved at regulere profilet af den aksialt forskydelige valse, så den svarer til arbejdsvalsens afbøjningsgrad.

Fra USA-patent nr. 3 733 878 kendes en støtte- eller arbejdsvalse til et firevalseværk, hvilken valse har endefrigange på begge ender, som reducerer afskalning og forøger graden af valsekonturstyring ved bøjning.

Endefrigangene på valsen omfatter to symmetrisk anbragte glatte krummende eksponentialfunktioner, som strækker sig fra valsecylinderens midterlinie til de to valseender eller fra to steder imellem valsens ender og valsecylinderens midterlinie til enderne af valsen. Alle valserne i dette valseværk er fastgjort i aksialretningen, således at de ovenfor omhandlede problemer ikke opstår.

Det er et formål med opfindelsen at tilvejebringe et valseværk med aksialt forskydelige valser, som er formet og dimensioneret til at undgå uønsket spændingskoncentration, samt frembringelse af afskalning og folder ved valsernes ender, selv om længden af kontaktregionen imellem to indbyrdes berørende valser forøges under påføringen af valsebelastningen for at forbedre holdbarheden af valsen for derved at overvinde de tidligere kendte problemer, samtidig med, at formstyrbarheden af valseværket forbedres.

Ved formningen af endedelene af de aksialt forskydelige valser bør frembringelsen af overfladerevner eller folder i den berørende valse elimineres, selv når konventionelt billigere materiale såsom smedet stål, støbt stål eller lignende er anvendt som materialet for valsen. Valsen har aksiale endedele, som er formet og dimensioneret, så valsen kan anvendes til en stor variation af størrelser og brug af valseværk, f.eks. valseværk til aluminium, jern, hårde metaller o.s.v..

Formålet med opfindelsen opnås ved, at det indledningsvis angivne valseværk er ejendommeligt ved det i krav 1's kendetegnende del angivne.

I valseværket ifølge opfindelsen er enden af den forskydelige valse passende anbragt i forhold til bredden

af det valsede materiale til opnåelse af god formningskontrol. Der er imidlertid uheldigvis et problem, idet grænsen mellem kontaktregionen og den ikke-berørende region for den forskydelige valse i forhold til den
5 tilstødende valse forskydes som følge af en Hertz-udfladning af valserne, når valsebelastningen faktisk tilføres. Selv om den ovennævnte grænse forskydes, overvindes dette problem rimeligt ifølge opfindelsen til at sikre en god formkontrol, medens man undgår spændings-
10 koncentration og frembringelse af afskalning og revner i valsen, fordi hver forskydelig valse i valseværket ifølge opfindelsen har en aksial endedel, som er formet på en sådan måde, at en diameter gradvis reduceres imod den aksialt yderste ende, og at reduktionen i radius i hver aksial endedel inden for den aksiale re-
15 gion på 100 mm er mindst 0,3 mm målt fra udgangspunktet for den aksiale endedel.

Opfindelsen skal i det følgende nærmere beskrives med henvisning til tegningen, hvorpå:

20 fig. 1 er et snitbillede af et valseværk med aksial forskydelige valser, hvis aksiale endedele er særlig udformet og dimensioneret ifølge opfindelsen,

fig. 2 er et sidebillede af valseværket i fig. 1,

25 fig. 3 er et billede i større målestok af en aksial endedel af den aksial forskydelige valse,

fig. 4A, 4B og 4C viser stillingsforholdene for valserne i valseværket,

fig. 5 er et diagram, som viser størrelsen af Herz-udfladning af valser og valseliniebelastning,

fig. 6 er en angivelse af deformation af en valse med ringe diameter,

fig. 7 er et diagram, som viser forholdet imellem pladebredden og den valsede plade og diameteren af arbejdsvalsen,

5 fig. 8 og 9 viser andre former for den aksiale endedel af den aksialt forskydelige valse,

fig. 10 viser belastningsfordelingen på valsen, og

10 fig. 11 og 12 viser forskellige valseværker, i hvilke de aksialt forskydelige valser har aksiale endedele, som er særlig dimensioneret og formet ifølge opfindelsen.

15 Fig. 1 og 2 viser et seks valse højt valseværk ifølge opfindelsen med aksialt forskydelige valser, hvis aksiale endedele er formede og dimensionerede ifølge opfindelsen. Nærmere betegnet er fig. 1 et tværsnitbillede af valseværket, mens fig. 2 viser valseværket set fra siden.

20 En øverste og nederste arbejdsvalse 2,3 til at valse materialet 1, og som skal rulle i direkte berøring med materialet, er understøttet af metalklodser 5,6, som er holdt i valsehuset 4 ved begge ender. Metalklodserne 5,6 bæres igen ved indersiden af venstre og højre fremspring 7,8 på valsehuset 4 til fri lodret indstilling. Fremspringene 7,8 omfatter hydraulikcylindre 9,10 til at tilvejebringe bøjning af den øverste og nederste arbejdsvalse henholdsvis 2 og 3.

25

Øverste og nederste mellemvalser 11,12, som henholdsvis er anbragt i par og berører arbejdsvalserne 2,3, er anbragt således, at deres akser i det væsentlige ligger i samme plan som den øverste og nederste arbejdsvalse 2,3, og er understøttet ved begge deres ender af metal-
5 klodser 13,14. Hver mellemvalse har en aksial endedel med en buet profil og med en diameter, som gradvis aftager imod den aksiale yderste ende. Nærmere betegnet er mellemvalserne anbragt således, at deres buede aksiale endele er anbragt til modstående sider af
10 valseværket. Den buede aksiale endedel af én mellemvalse er med andre ord anbragt ved venstre side af enden for det valsedede materiale, mens den buede aksiale endedel af den anden mellemvalse er anbragt ved højre side af den samme.

15 Øverste og nederste støttevalser 15,16 er anbragt parvis i berøring med henholdsvis den øverste side af den øverste mellemvalse 11 og den nederste side af den nederste mellemvalse 12, således at akserne for disse støttevalser er beliggende i samme plan som som akserne
20 for mellemvalserne og arbejdsvalserne. Disse støttevalser 15,16 er understøttet ved begge ender af metalklodser 17,18, som er anbragt i valsehuset 4. Et hydraulikstempel 19 til at tilvejebringe valsningsreduktionen er forbundet til den nederste side af metalklodsens 18 og
25 er indeholdt i en cylinder 20. Metalklodserne 13,14 til mellemvalserne er optaget i fordybninger 21,22 i metalklodserne 17,18 til støttevalserne for derved at opnå, at mellemvalserne 11,12 kan forskydes i den opad- og nedadgående retning samt i aksialretningen.

Mellemvalserne 11,12 er koblet gennem aksler 23,24, som er forbundet ved deres ene ende, med midler (ikke vist) til aksial forskydning af mellemvalserne i modstående aksial retninger. Arbejdsvalserne 2,3 er drivkoblet med drivorganer (ikke vist) gennem respektive universalkoblinger 25,26 og drivakslar 27,28.

I valseværket af den beskrevne konstruktion er den aksiale endedel af hver mellemvalse indstillelig i overensstemmelse med bredden af pladen, som vales, på en sådan måde, at f.eks. udgangspunktet for den aksiale endedel af den aftagende diameter er anbragt ved en position svarende til den i bredderetningen beliggende ende af den valsede plade eller dens omegn, Som følge deraf undgås den uønskede afbøjning af arbejdsvalsen som følge af belastningen, som tilføres med støttevalsen i berøring dermed for at forhindre en for stor valsning af den valsede plade ved begge aksiale ender af valseværket. Tilmed føres den valsebukkende effekt godt med hydraulikcylindere til bukning, eftersom hver arbejdsvalse er frigjort ved dens ene aksiale ende fra berøring med støttevalsen.

Herefter beskrives formen og dimensionen af den aksiale endedel af den aksialt forskydelige valse.

Fig. 3 er et billede i større målestok af den aksiale endedel af mellemvalsen, i hvilken figur x_1 , R og y_e henholdsvis repræsenterer den aksiale længde, krumningsra-

dius og radiusreduktionen af den aksiale endedel af mellemvalsen. Desuden er diameteren af den cylindriske hoveddel og det punkt, ved hvilket den aksiale endedel begynder, betegnet med henholdsvis D og S. Retningen af valseaksen er angivet med x-aksen, mens den op- og nedadgående retning i denne figur er repræsenteret med y-aksen, idet krydsningspunktet imellem den lodrette linie gennem udgangspunktet S og det vandrette plan, som indeholder mellemvalsens overflade, udgør koordinaternes begyndelse.

Fig. 4A til 4C viser positionsforholdet for valser. Nærmere betegnet viser fig. 4A den tilstand, hvor der ikke påføres nogen belastning, fig. 4B viser den tilstand, i hvilken valseendelen er i berøring med den samvirkende valse over hele den aksiale længde som følge af en derpå påført valsningsbelastning og fig. 4C viser den tilstand, i hvilken valsningsbelastningen påføres, men den aksiale endedel danner kun kontakt med den samvirkende valse ved en del af den aksiale længde deraf.

For at opnå formålet med opfindelsen er det nødvendigt at tilfredsstille følgende tre krav:

(1) At sikre, at den aksiale endedel af den aksialt forskydelige valse ikke danner kontakt over hele sin aksiale længde med den samvirkende valse, selv når valsningsbelastningen er til stede som vist i fig. 4C, dvs. den har en minimalt krævet radiusreduktion eller frigang y_t .

(2) At der tilvejebringes den aksiale endedel en form og dimension, som eliminerer problemerne vedrørende valsestyrke og riller i valsen, selv om grænsen imellem de berørende og ikke-berørende aksiale regioner af den aksiale endedel af den forskydelige valse forskydes som følge af påføringen af valsebelastning.

(3) At der tilvejebringes den aksiale endedel en form og dimension, som sikrer en højere formstyrbarhed i valseværket, som det skal beskrives senere mere detaljeret.

- 5 For at bestemme frigangsværdien y_t som anført under ovenstående punkt (1) er det nødvendigt at opnå graden af deformation af valser som følge af kontakt under tilstedeværelsen af belastningen.

10 Der er to slags deformation, hvoraf den ene sædvanligvis betegnes som Hertz-udfladning.

15 Fig. 5 viser det teoretisk opnåede forhold imellem størrelsen δ for Hertz-udfladning frembragt imellem to valser 29,30 og liniebelastningen p (belastning pr. aksialenhedslængde af en valse) påført på valsen. Dette forhold er teoretisk bestemt ved følgende ligning.

$$\delta = \frac{p}{\pi} A \left(\frac{2}{3} + \ln \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2A} - \ln p \right)$$

$$\text{og } A = \frac{2(1 - \nu^2)}{E}$$

hvor,

E: Young's modul

ν : Poisson's forhold

Således kan Hertz-udfladningen udtrykkes ved følgende ligning, hvis summen $(d_1 + d_2)$ af de to valser 29,30 diametre falder inden for det praktiske område.

$$\delta \approx 3 \times 10^{-4} p$$

hvor

δ : mm

p : Kg/mm

Valsebelastningslinien, som optages i det faktiske valseværk, falder sædvanligvis inden for følgende områder:

- (a) $p = 200$ til 500 kg/mm: lille-dimensioneret valseværk, valseværk for aluminium, overfladevalseværk for jern,
- 5 (b) $p = 800$ til 1000 kg/mm: stort dimensioneret valseværk, valseværk for hårdt materiale,

Således er størrelsen af Hertz-udfladning beregnet til at være $0,06$ til $0,15$ mm og $0,24$ til $0,3$ mm for valseværk, som hører til kategorierne (a) og (b). For derfor at sikre, at kontakten imellem den aksiale endedel af den forskydelige valse og den samvirkende valse kun finder sted over en del af den aksiale endedel af den forskydelige valse ved tilvejebringelse af frigangsstørrelsen y_e i blot en af disse valser, bør frigangsstørrelsen y_e være mindst $0,3$ mm.

10

15

En anden faktor, som indvirker på valsefrigangens størrelse y_e , er en tilvækst i længden af kontaktregionen imellem valserne, som skyldes deres udbøjning.

Hvis nemlig den samvirkende arbejdsvalse 2 med henvisning til fig. 6 har en mindre diameter og en lavere stivhed, op-

20

står der i en sådan arbejdsvalse en større udbøjning, således at det er nødvendigt at tilvejebringe en tilstrækkelig stor grad af frigang. I det tilfælde, hvor delen, hvormed kontakten imellem to valser sluttet, frembringes ved aksial forskydning af den forskydelige valse, som det er tilfældet med valseværket ifølge opfindelsen, er der en praktisk grænse for forøgelse af frigangsstørrelsen, når den samvirkende valse har en lille diameter, som det er tilfældet med arbejdsvalsen.

10 Fig. 7 viser et forhold imellem den valsede pladebredde og den mindste diameter af arbejdsvalse, som opnås ved en teoretisk beregning under en antagelse af, at diametrene af støttevalsen og mellemvalsen er henholdsvis 1400 mm og 650 mm, og at valsecylinderlængden af mellemvalsen er 15 1420 mm. Det er nødvendigt, at arbejdsvalsediameteren D' skal bestemmes i forhold til den valsede pladebredde B for at tilfredsstille det forhold, som udtrykkes ved $D' \geq 0,2B$. Denne betingelse imødekommes generelt ved praktiske valsestørrelser. Dette forhold udtrykker græn- 20 sen for at undgå den såkaldte kombinerede forlængelse af det valsede materiale. Dette forhold bestemmer med andre ord tærskelværdien for at undgå en brat udbøjning af den samvirkende valse ved en del af denne, hvor understøtningen med den forskydelige valse er gået tabt som følge af dens 25 aksiale forskydning.

Hvis man tager slangebugtningen af det valsede materiale under valsning i betragtning, benyttes der i de i praksis forekommende valseværker valser med en valsecylinderlængde, som er 100 til 150 mm større end den valsede pladebredde. 30 For en tilfredsstillende valsning af en plade med en maksimal bredde på 800 mm kræves f.eks. en minimal diameter af arbejdsvalsen på 160 mm og der vælges en valsecylinderlængde på 900 til 950 mm. Således er forholdet mellem arbejdsvalsens diameter og valsens cylinderlængde 17 til 35 18%. Eftersom opfindelsen anvendes ved valseværk, som har

arbejdsvalser med en stor bøjningsstivhed og hvor forholdet mellem diameteren og valsecylinderlængden for arbejdsvalsen overstiger mindst 15%, kan hver arbejdsvalse understøttes af blot en valse, som i det i fig. 1 viste valseværk er mellemvalsen, som er anbragt ved hver af de øverste og nederste sider af parret af arbejdsvalser.

Forudsat, at diameteren af den samvirkende valse vælges større end den ovennævnte minimum størrelse eller tærskelværdi er det derfor ikke nødvendigt at tage udvidelsen af kontaktregionen i betragtning som bidrag til den bratte udbøjning af den samvirkende valse.

Det er således nødvendigt, at størrelsen af frigangen ved den aksial yderste ende eller kant af den aksialt forskydelige valse er mindst 0,3 mm i radius.

Der skal herefter anføres en forklaring på punkt (2) i førnævnte krav. Det er muligt at bevare en ikke-berørende del i den aksiale endedel af den forskydelige valse, hvis den aksiale endedel har en frigangsstørrelse på mere end 0,3 mm som anført i det foregående. For at undgå spændingskoncentrationen ved grænsen mellem de berørende og ikke-berørende regioner i den forskydelige vales aksiale endedel samt riller i den samvirkende valse ved i stedet for en sådan grænse, foretrækkes det, at valsediameteren af den aksiale endedel aftager imod den aksiale yderende eller kant så gradvist som muligt. Når den aksiale endedel er buet, foretrækkes det, at en sådan buet aksial endedel har en krumningsradius på over 200 mm. Eftersom en spændingskoncentration har tilbøjelighed til at opstå ved udgangspunktet for den aksiale endedel, dvs. grænsen mellem den cylindriske hoveddel og den aksiale endedel af den forskydelige valse, foretrækkes det, at den aksiale endedel har en buet profil med en krumningsradius på mindst 200 mm, fortrinsvis mellem 300 og 4000 mm for gradvis at nedsætte valsediameteren ved en sådan endedel.

Selv om det foretrækkes at reducere diameteren af den aksiale endedel af den forskydelige valse så gradvis som muligt for at undgå spændingskoncentration og ridser, vil en for lille størrelse af nedsættelsen af valse-

5 diameteren med henvisning til punkt (3) i før nævnte krav, forårsage en stor ændring af kontaktlængde imellem den aksialt forskydelige valse og den tilstødende valse som følge af virkningen af valsebelastningen, som igen forhindrer den nøjagtige placering af den aksiale

10 endedel af den forskydelige valse i forhold til det valsedede materiale, hvilket medfører en utilstrækkelig formstyrbarhed.

I overensstemmelse med de ifølge opfindelsen udførte studier, er det blevet gjort klart, at den aksiale forskydning af grænsen mellem kontaktregionen og den ikke-berørende region fortrinsvis er mindre end 10 mm ved store valseværker med et linietryk p på 800 til 1000 kg/mm.

15 I det følgende anføres betingelsen for at opretholde den aksiale forskydning inden for området under den ovennævnte grænseværdi.

20

Idet de officielle forskydninger, når valsens liniebelastning p er henholdsvis 800 kg/mm og 1000 kg/mm, angives henholdsvis med X_2 og X_1 , og under antagelse af, at den aksiale endedel af den forskydelige valse har en buet profil med krumningsradius R til forenkling af beregning,

25 er forholdene udtrykt med følgende ligninger. Som allerede anført er størrelsen af Hertz-udfladningen δ respektivt 0,24 mm og 0,3 mm, når valsens liniebelastning p er 800 kg/mm og 1000 kg/mm.

$$0.3 = \frac{X_1^2}{2R}$$

$$0.24 = \frac{X_2^2}{2R} = \frac{(X_1 - 10)^2}{2R}$$

Af ovennævnte ligninger udledes, at den aksiale forskydning X_1 er 94,7 mm. Som standard er det således nødvendigt at opnå en frigang y_e i den aksiale endedel på mindst 0,3 mm i radius inden for regionen på 100 mm målt fra udgangspunktet for den aksiale endedel mod den aksiale yderende eller kant af den forskydelige valse. Under tilstedeværelsen af valsebelastningen eksisterer grænsen imellem de berørende og ikke-berørende regioner imellem udgangspunktet S og for den aksiale endedel og den aksiale yderende eller kant af den forskydelige valse. Liniebelastningen på valsen nedsættes, når en sådan grænse forskydes imod valsens aksiale yderende. Det er derfor muligt at udføre den aksial yderste del af den aksiale endedel ved en krumningsradius R, som er mindre end krumningsradius for udgangspunktet af den aksiale endedel eller forme en sådan aksial yderpart ved en ret linie med en stor gradient. Ved at gøre dette er det muligt at opnå den mindre længde imellem udgangspunktet S på den aksiale endedel og det punkt, ved hvilket nedsættelsen i radius på 0,3 mm opnås.

For at gøre den aksiale længde af den aksiale endedel af den forskydelige valse mindst mulig samtidig med, at man undgår mangler, såsom manglende styrke ved udgangspunktet S for den aksiale endedel, foreslås det som en foretrukken udførelsesform, at den buede aksiale endedel af den forskydelige valse har en krumningsradius på imellem 300 og 4000 mm. Selv om en lignende beregning udelades, eftersom ændringen af valsebelastningen for samme valseværk reduceres, er det ønskeligt, at længden imellem udgangspunktet S for den aksiale endedel af den forskydelige valse og punktet, ved hvilket radiusnedsættelsen på 0,3 mm eller mere opnås, vælges til at være mindre end 100 mm.

Fig. 8 og 9 viser forskellige former for den forskydelige vales aksiale endedel. Nærmere betegnet har den del af den aksiale endedel, som på fig. 8 er beliggende imel-

lem udgangspunktet og det punkt, ved hvilket frigangsstørrelsen på 0,5 mm er opnået, en krumningsradius R på 5000 mm og den del af den aksiale endedel, som er beliggende ud over det ovennævnte punkt er dannet med
5 en krumningsradius R på 500 mm, hvilke dele med $R = 500$ mm og $R = 5000$ mm er jævnt forbundet.

På den anden side viser fig. 9 den form for den aksiale endedel, i hvilken den aksial yderste del af den aksiale endedel udgøres af en ret linie. Formen af valsen og
10 den i fig. 8 og 9 viste del frembyder den fordel, at den aksiale længde imellem udgangspunktet for den aksiale endedel og den aksiale yderkant af den forskydelige valse nedsættes for at afkorte den tid, som er nødvendig til at slibe den aksiale endedel af den forskydelige valse, hvilket
15 sædvanligvis er besværligt og tidskrævende. Tilmed er det muligt at opnå den store frigangsstørrelse i radius med en mindre aksial længde af den aksiale endedel, dvs. en størrelse af Hertz-udfladning på 1 mm eller tilsvarende frembragt i det værste tilfælde såsom ved et
20 valsningsuheld.

I det foregående er forklaringen kun fokuseret specielt på den aksiale endedel af den forskydelige mellemvalse. Det er imidlertid klart, at den aksiale endedel af arbejdsvalsen, som samvirker med den forskydelige mellemvalse,
25 danner en kontakt med den cylindriske hoveddel af sidstnævnte som følge af den aksiale indstilling af den forskydelige valse, som vist i fig. 10. I punktet for en sådan kontakt er belastningsfordelingen af valsekontakten imellem valserne så lille, som vist i fig. 10, så der
30 ikke opstår noget væsentligt problem med hensyn til styrken. For imidlertid at undgå revner i den forskydelige valse som følge af arbejdsvalsens aksiale endedel, foreslås det, at arbejdsvalsen har en aksial endedel, hvis diameter gradvis aftager imod den aksialt yderste ende,

f.eks. med en buet profil som vist i fig. 10. For øvrigt repræsenterer mærket P i fig. 10 valsningsbelastningen.

Selv om opfindelsen er blevet beskrevet som et seksvalsehøjt valseværk med to mellemvalser anbragt i modstående aksiale retninger og anbragt imellem den øverste arbejdsvalse og den øverste støttevalse og imellem den nederste arbejdsvalse og nederste støttevalse, kan opfindelsen også anvendes ved et firevalsehøjt valseværk og en nederste støttevalse, og opfindelsen kan desuden anvendes i forbindelse med det firevalsehøje valseværk i fig. 11, i hvilket støttevalser er aksial forskydelige, ligesom en fleretrinsvalse som vist i fig. 12 har to mellemliggende valser, som er aksialt forskydelige i modsatte retninger og anbragt imellem den øverste arbejdsvalse og den øverste støttevalse og af de forskellige andre typer valseværker.

Opfindelsen kan også anvendes ved et valseværk med valser, som har en krone over hele deres aksiale længde. I et sådant tilfælde betragtes punktet, ved hvilket krumningen af kronen eller tilspidsningen ændres, som værende udgangspunktet for valsens aksiale endedel.

P a t e n t k r a v :

1. Valseværk omfattende en øverste og en nederste arbejdsvalse (2, 3) og mindst én aksialt forskydelig valse (11, 12), som er anbragt ved den ene side af arbejdsvalserne (2, 3) på en sådan måde, at dens akse i det væsentlige falder sammen med et plan gennem arbejdsvalsernes (2, 3) akser, hvilken forskydelige valse er indrettet til at forskydes i aksial retning i overensstemmelse med bredden af den valsede plade og har en aksial endedel med buet profil, hvis diameter gradvis aftager i retning mod den aksialt yderste ende, k e n d e t e g n e t ved, at nedsættelsen Y_e i radius af den aksiale endedel inden for området X_1 på 100 mm målt fra udgangspunktet S af den aksiale endedel imod den aksiale ende er mindst 0,3 mm, og at diameteren af arbejdsvalserne er mindst 15% af valsecylinders længde.
2. Valseværk ifølge krav 1, k e n d e t e g n e t ved, at den gradvise nedsættelse i radius af den aksiale endedel begynder ved nævnte udgangspunkt S med en krumningsradius R på 200 mm eller mere.
3. Valseværk ifølge krav 2, k e n d e t e g n e t ved, at krumningsradius R ligger imellem 300 mm og 4000 mm.
4. Valseværk ifølge krav 1 til 3, k e n d e t e g n e t ved, at et par mellemvalser (11, 12), som er anbragt ved de øverste og nederste sider af parret af arbejdsvalser (2, 3) i kontakt med sidstnævnte, er forskydelige i aksialretningerne i overensstemmelse med bredden af den valsede plade (1) og hver endedelen med den nedsatte diameter ved den ene ende, at støttevalser (15, 16) er anbragt ved den øverste og nederste side af mel-

lemvalserne (11, 12) i kontakt med sidstnævnte, og at bukningorganer (9, 10) er i stand til at udføre en bukkevirkning på arbejdsvalserne (2, 3).

5. Valseværk ifølge ethvert af kravene 1 til 3, k e n -
5 d e t e g n e t ved, at et par støttevalser (15, 16),
som er anbragt ved den øverste og nederste side af arbejdsvalserne (2, 3) er forskydelige i aksialretningen i overensstemmelse med bredden af den valsede plade (1), idet hver af støttevalserne har en aksial endedel med gradvist aftagende diameter, og at organer (9, 10)
10 er indrettet til at udføre en valsebukning på arbejdsvalserne (2, 3).

6. Valseværk ifølge krav 1 til 5, k e n d e t e g n e t
15 ved, at endedelen af de forskydelige valser (11, 12)
har et antal buede profiler, som hver har en krumningsradius, som er større end 200 mm.

7. Valseværk ifølge et af kravene 1 til 5, k e n d e -
t e g n e t ved, at profilet af endedelen af den forskydelige valse (11, 12) er en kombination af en buet profildel, som begynder ved startlinien S med en krumningsradius på mere end 200 mm og af en konisk profildel.
20

FIG. 1

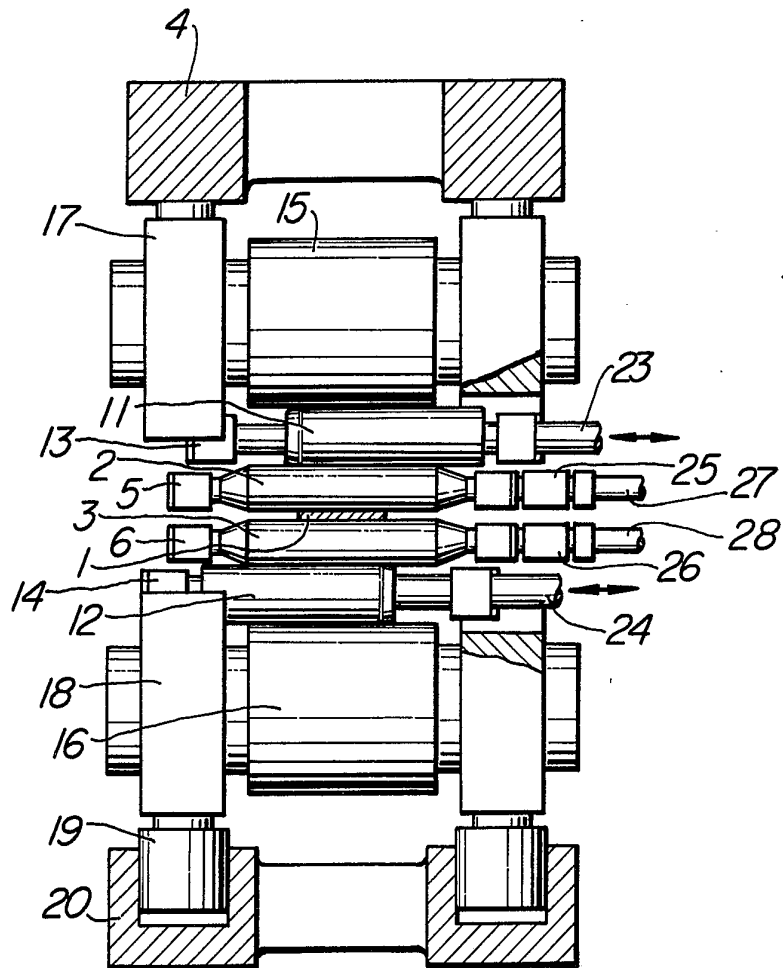


FIG. 2

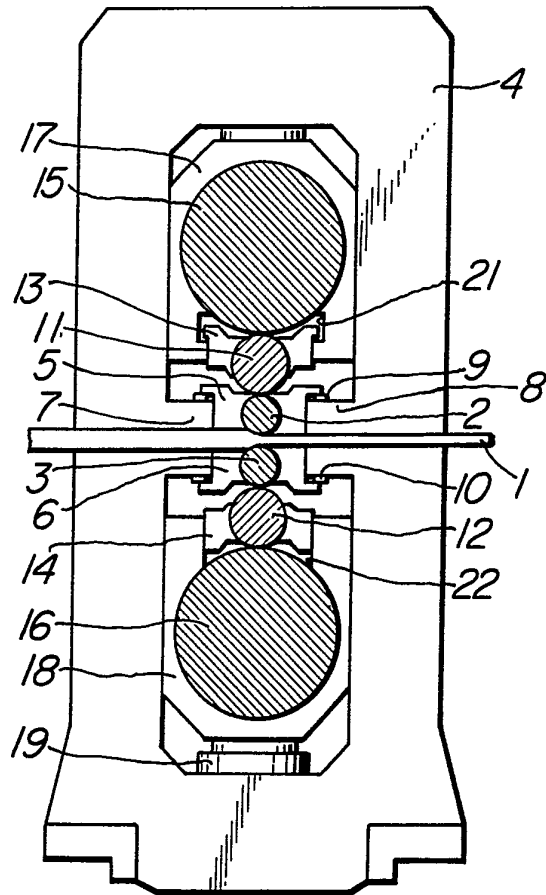


FIG. 3

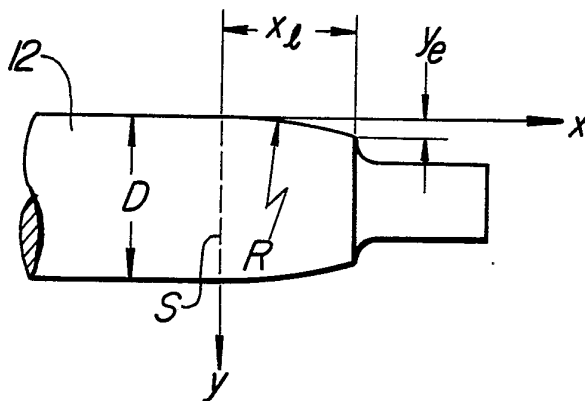


FIG. 4A

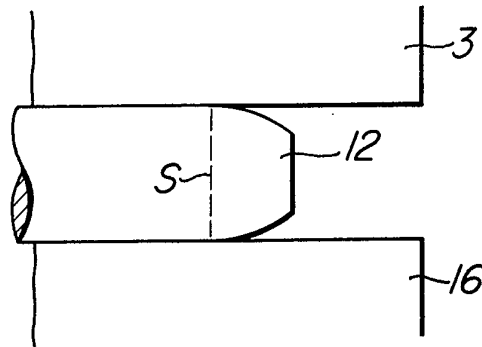


FIG. 4B

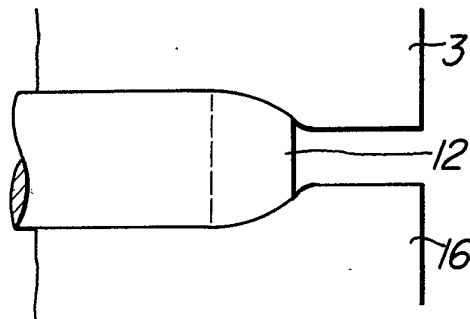


FIG. 4C

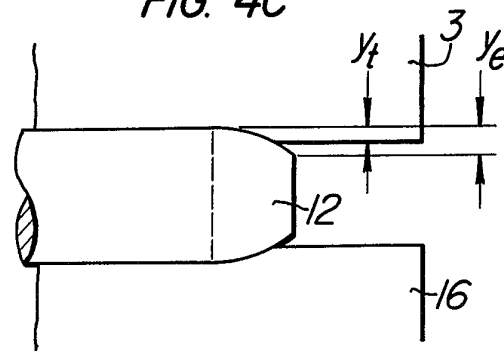


FIG. 5

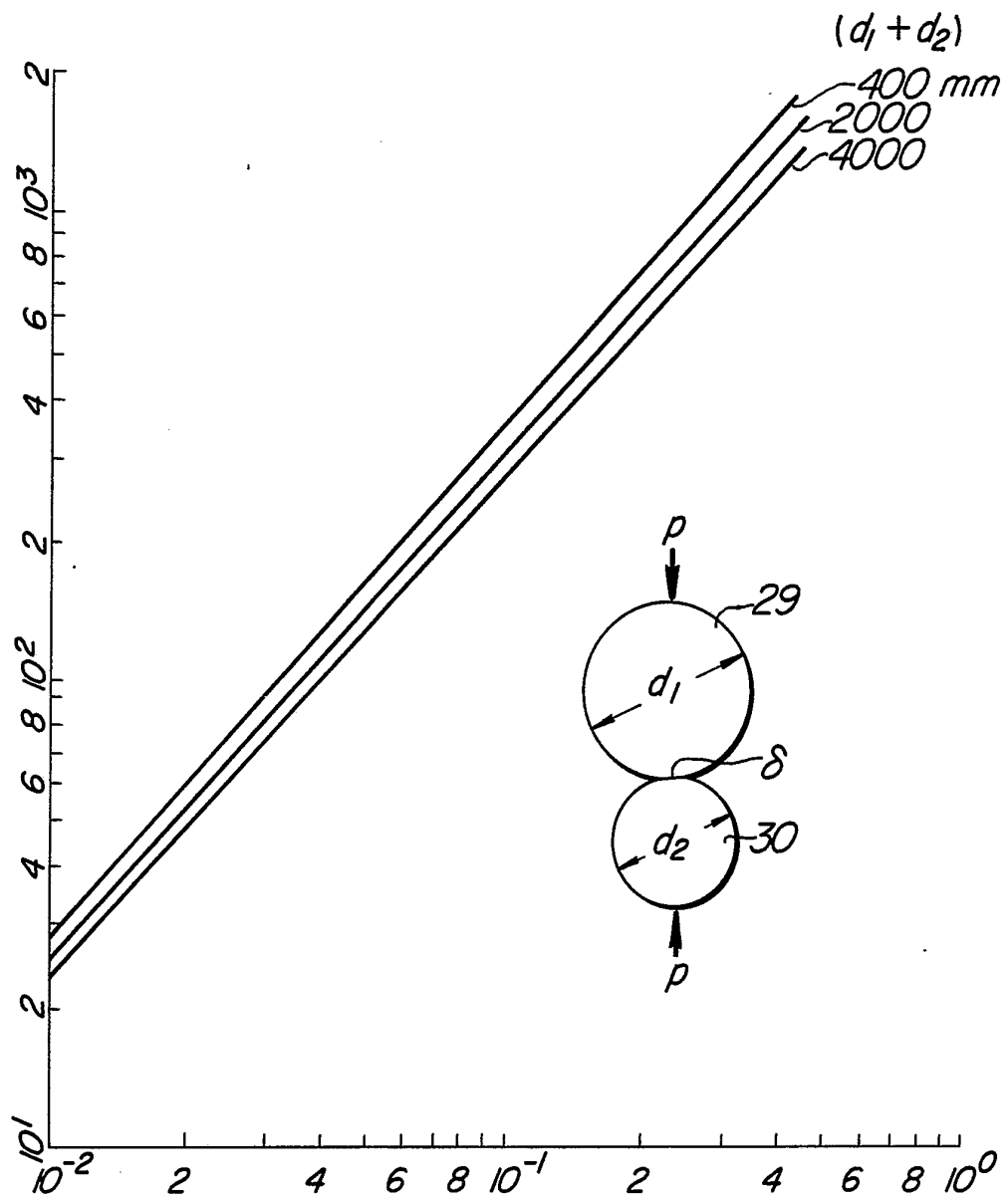


FIG. 6

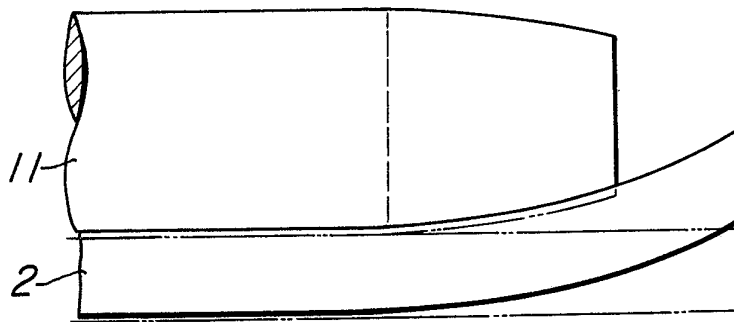


FIG. 7

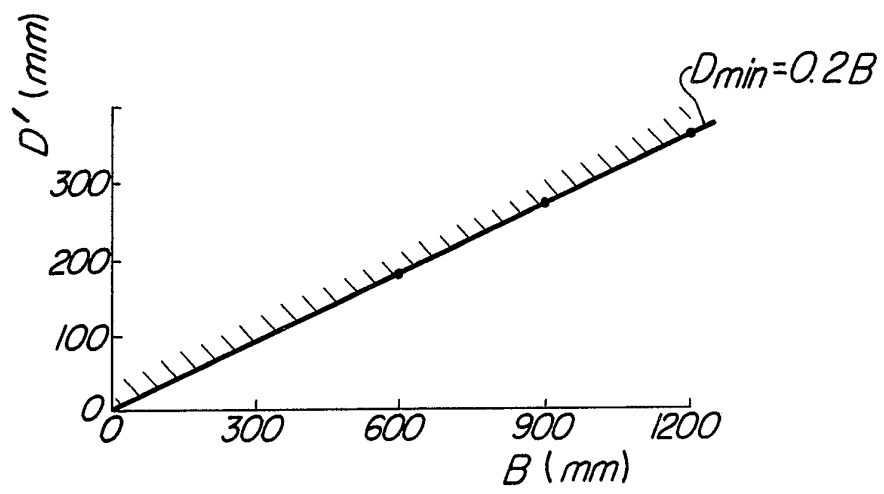


FIG. 8

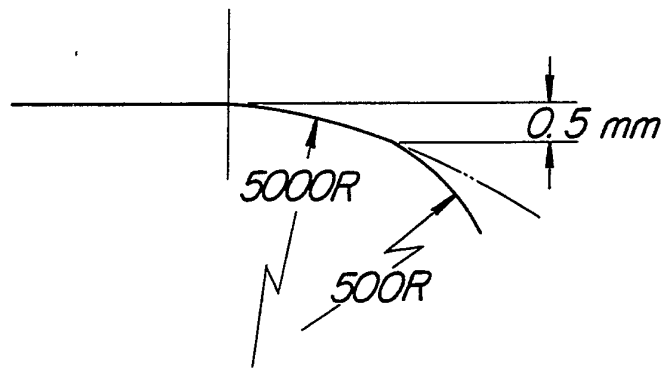


FIG. 9

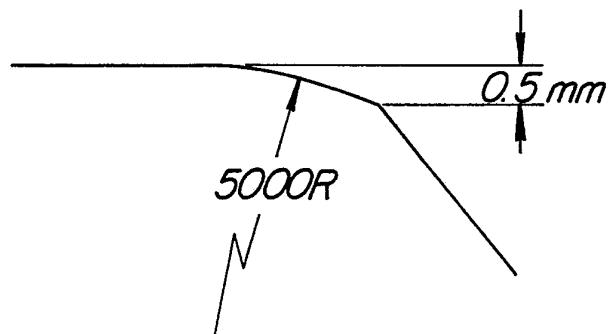


FIG. 10

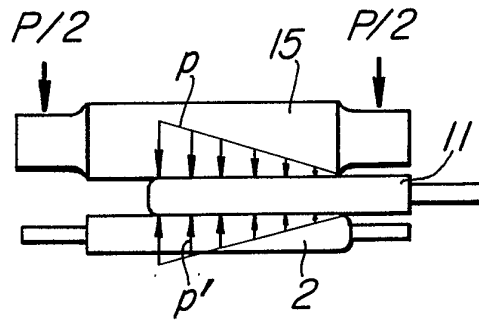


FIG. 11

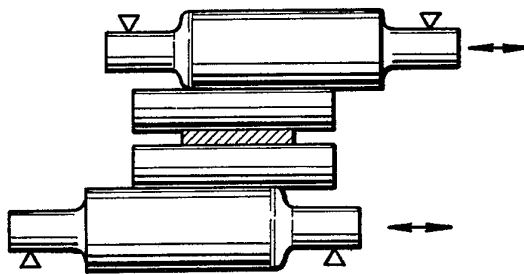


FIG. 12

