DTU Bibliotek

Denne fil er downloadet fra

Danmarks Tekniske Kulturarv

www.tekniskkulturarv.dk

Danmarks Tekniske Kulturarv drives af DTU Bibliotek og indeholder scannede bøger og fotografier fra bibliotekets historiske samling.

Rettigheder

Du kan læse mere om, hvordan du må bruge filen, på *www.tekniskkulturarv.dk/about*

Er du i tvivl om brug af værker, bøger, fotografier og tekster fra siden, er du velkommen til at sende en mail til *tekniskkulturarv@dtu.dk*

TEKNISK BIBLIOTEK

DTB Danmarks Tekniske Bibliotek

KUN
til brug på
LÆSESAL

DANMARKS TEKNISKE BIBLIOTEK
168396
300006290446
04

TB Gl.
621.0 Hum

DANMARKS
TEKNISKE BIBLIOTEK

HNDB. AFD. II.

TEKNISK BIBLIOTEK

Forelæsninger over Maskinlære

for

Ingenieurer og Mekanikere

ved

C. G. Hummel,

udgivne med enkelte Forandringer

ved

S. C. Borch.

Trykt som Manuskript.

1ste Del.

Kjøbenhavn.

S. Triers Bogtrykkeri.

1875.

Herav ogsaa 2. Del.

Indhold.

	Pag.
Indledning	1
Begreber der forekomme i Maskinlæren	1
Betingelser for Maskiners Gang	3
Maaling af Kræfter og Arbeidsmængder	4
Kraftmaskinerne	12
Modtagere for Menneskers og Dyrs Arbeide	13
Modtagere for Vandkraft	18
a) Vertikale Vandhjul	19
1) Underfaldshjul med Stødvirkning	19
2) Underfaldshjul med krumme Skovler	24
3) Overfaldsvandhjul	28
4) Sidehjul	33
b) Horizontale Vandhjul	38
c) Modtagere for Vandkraft med vexlende Bevægelse	42
Modtagere for Vindens Kraft	44
Modtagere for Arbeidsmængde der udvikles ved Damp	50
A. Udviklingsapparaterne for Vanddampe	50
a) Kjedlernes Form	50
b) Brændsel og Ildsted, Ildkanaler og Skorsten	56
c) Kjedlernes Tykkelse og Forbinding	61
d) Visere for Vandstanden og Midler til Forsyning med Vand	63
e) Visere for Spændingen i Kjedlerne	66
f) Aarsagerne til Kjedlers Sprængning	70
g) Biapparater	75
B. Dampmaskiner	76
a) De Maader hvorpaa Dampen virker	76
b) Beregning af Dampmaskinen efter Coefficienttheorien	79
Indicatoren	82

Pag.

c) Beskrivelse af Dampmaskinens sædvanlige enkelte Dele . . 83
1) Cylindren 83
2) Dampstemplet 85
3) Damprøret 86
4) Fordelings- og Afspærringsapparater 87
5) Fortætteren 93
6) Luftpumpen 94
7) Koldtvandspumpen 95
8) Forsyningspumpen 96
9) Midler til Forplantelse og Forandring af Bevægelse . . 98
Om roterende Dampmaskiner 104
Ericsons caloriske Maskine 105
Knaldluftmaskiner 108
Turbinernes Theori 110
Dampmaskinens Beregning efter Pambours Theori 121

Indledning.

Ved en Maskine forstaaes en Forbindelse af dels faststaaende, dels bevægelige Dele, der er istand til at modtage en bevægende Kraft og gjøre den nyttig til et bestemt Øiemed. Kun sjeldent kan een og samme Maskine modtage og anvende den raa Kraft, som Naturen frembyder, man skjelner da mellem 3 Slags Maskiner, nemlig:

Bevægemaskiner, Kraftmaskiner eller Motorer, der modtage den raa Kraft fra Naturen og afgive den i en beqvemmere Skikkelse til

Mellemorganer, der forplante Kraften fra Motorerne til de Steder, hvor den skal bruges, tildels ogsaa regulere og modificere den, endelig

Arbeidsmaskiner, der modtage Kraften fra Mellemorganerne og udrette det Arbeide, man ønsker.

Ved et Maskinanlæg forstaaes en Sammenstilling af Maskiner af alle 3 Slags, paa saadan Maade, at de virke i Forening til at udrette et vist Arbeide.

Maskinlæren omhandler Maskinernes Construktion og Sammenstilling til Maskinanlæg, samt undersøger Lovene for Kræfternes Virkning derpaa og Betingelserne for den fordelagtigste Virkning i givet Tilfælde.

Begreber, der forekomme i Maskinlæren.

De vigtigste Begreber, der forekomme i Maskinlæren, ere:

Tid. Som Enhed benyttes sædvanligvis Secundet.

Længder. Enheden er oftest 1 dansk Fod, undertiden 1 dansk Tomme.

Hastigheder. Disse angives ved den i Tidsenheden tilbagelagte Vei.

Kræfter. Enheden er 1 dansk Pund.

Masser. Til Enhed benyttes ligesom i Physikken den Masse, som ved at paavirkes af Enhed af Kraft i Enhed af Tid opnaar Enhed af Hastighed. Naar da et Legeme veier p^{u} vil dets Masse m være $m = \frac{p}{g}$.

Arbeidsmængder. Naar en Kraft gjennemløber en vis Vei i sin egen Retning, siges den at udvikle en Arbeidsmængde, der maales ved Produktet af Kraften og den gjennemløbne Vei; naar en Kraft $= p^{\text{u}}$ gjennemløber en Vei h^{Fod} i sin egen Retning, udvikles en Arbeidsmængde A, bestemt ved

$$A = p \,.\, h.$$

Enheden er altsaa $1^{\text{u}} \,.\, 1'$ og skrives $1^{\text{u}}{}'$ (1 Pundfod).

Levende Kraft. Naar en Masse m bevæger sig med en vis Hastighed v, kaldes Produktet af Massen og Hastighedens Qvadrat den levende Kraft, altsaa

$$\text{den levende Kraft} = mv^2.$$

Der finder en vis Relation Sted mellem Arbeidsmængde og levende Kraft, nemlig:

Naar en Kraft virker paa en Masse og derved bringer denne til at bevæge sig med en vis Hastighed, saa vil: den levende Kraft som Massen derved har modtaget være = det dobbelte af den Arbeidsmængde, som Kraften har udviklet.

En Kraft p virker paa Massen m, gjennemløber derved i sin egen Retning Veien h og meddeler Massen Hastigheden v; derved haves: $2ph = mv^2$.

Hestes Kraft. Ved Maskiner har man ofte virkende Kræfter, som stadig vedblive at udvikle Arbeidsmængde, for da at angive hvor kraftig denne Udvikling er, maa man angive Størrelsen af den i Tidsenheden udviklede Arbeidsmængde. Naar denne Arbeidsmængde bliver stor, angives Virkningen i Hestes Kraft, idet man ved 1 Hests Kraft forstaar en regelmæssig og stadig Udvikling af Arbeidsmængde, ved hvilken der hver Secund udvikles $480^{\text{u}}{}'$.

Expl. Naar en Maskine siges at udvikle 3 Hestes Kraft,

saa vil det sige, at den hver Secund udvikler $3 \times 480 = 1440$ ℔′, altsaa i hvert Minut $60 \times 1440 = 86400$ ℔′.

Denne Angivelse af en Hests Kraft stemmer paa det nærmeste med, hvad der i Udlandet kaldes en Hests Kraft.

I Frankrig er:

Arbeidsenheden = 1 Kilogram . 1 Meter = 1 mk. = 6.372 ℔′ dansk,
1 Hests Kraft = 75 mk. = 477.9 ℔′ dansk.

I England er:

Arbeidsenheden 1 ℔′ engelsk = 0.8809 ℔′ dansk,
1 Hests Kraft = 33,000 ℔′ pr. Minut = 550 ℔′ pr. Secund eller = 484.5 ℔′ dansk pr. Secund.

Som man seer, er 1 Hests Kraft ikke nøiagtig den samme overalt, men Afvigelserne ere saa smaa, at de ingen praktisk Betydning have.

Naar en Kraft gjennemløber en Vei i modsat Retning af den, hvori den virker, forbruger den Arbeidsmængde; en saadan Kraft fremtræder som en Modstand. Relationen mellem Arbeidsmængde og levende Kraft kan da udtrykkes saaledes:

Naar en Masse er i Bevægelse, og derved gjennemløber en Vei, medens en Kraft stadig virker paa Legemet i Retning modsat Bevægelsen, da vil Hastigheden aftage, og det derved frembragte Tab i levende Kraft er = det Dobbelte af den Arbeidsmængde, som Kraften har consumeret.

Betingelser for Maskiners Gang.

Modstandene, som findes i et Maskineri, kunne være 2 Slags, nemlig:

Nyttemodstande, ɔ: saadanne, som ere uadskillelige fra den Virksomhed, man ønsker udført af Maskinen, og som i givet Tilfælde ville kræve et aldeles bestemt Forbrug af Arbeidsmængde, hvorledes end Maskinen indrettes. Dette Forbrug kaldes Maskinens Nyttevirkning.

Skadelige Modstande, ɔ: saadanne, som ikke umiddelbart hidrøre fra Maskinens egentlige Øiemed, men som skyldes Maskinens Ufuldkommenheder. Den Arbeidsmængde, som consumeres af disse Modstande, kan i givet Tilfælde vel ikke

undgaaes men reduceres til det mindst mulige ved god Construction af Maskinen.

Man indseer nu:

1) Naar den Arbeidsmængde, som i en vis Tid udvikles af de bevægende Kræfter, er større end den, som i samme Tid consumeres af samtlige Modstande, saavel nyttige som skadelige, saa sker en Forøgelse af Maskineriets levende Kraft, altsaa en Forøgelse af dets Hastighed.

2) Finder det omvendte Sted, ɔ: consumeres der større Arbeidsmængde i en vis Tid, end der udvikles, saa vil Hastigheden aftage.

3) Naar da Maskineriet skal bevæge sig med constant Hastighed, maa følgende Betingelse finde Sted:

Summen af samtlige Arbeidsmængder, der i en vilkaarlig Tid udvikles af Maskineriets bevægende Kræfter, maa være nøiagtig liig Summen af de Arbeidsmængder, der i samme Tid consumeres af Modstandene.

Maaling af Kræfter og Arbeidsmængde.

a) Kræfter. Disse kunne maales ved de almindelige Veiningsredskaber, idet man bringer Ligevægt tilveie mellem Kraften og en Vægt af bekjendt Størrelse. Dette er dog sjeldent beqvemt, oftest anvendes særegne Redskaber, Dynamometre, ved hvilke Kraften virker paa en Fjeder. Heraf haves forskjellige Slags, exempelvis kan nævnes:

1) Dynamometer med uformig bøiet Fjeder. Kraft og Modstand virke hver paa sin Gren af Fjedren saaledes, at Grenene trykkes nærmere sammen, og ved Formforandringen, der kan aflæses paa en inddelt Bue, maales Kraftens Størrelse.

2) Dynamometer med Helicefjeder bestaaer af en cylindrisk Kapsel, hvori en Helicefjeder, der trykker dels mod Kapslens Bund, dels mod en Plade, som findes indeni Kapslen, og hvortil er befæstet en Stang, der gaaer imellem Fjedrens Vindinger og ud igjennem et Hul i Kapslens Bund.

Modstand og Kraft virke efter Apparatets Axe, den ene anbringes paa Kapslen, den anden paa Stangen, Fjedren vil da

sammentrykkes, og det desto mere, jo større Kraften er; Formforandringen maales enten ved en Inddeling, anbragt langs Stangen, eller ved en Viser, der sidder paa Pladen, rager ud gjennem en Spalte paa Kapslen og peger paa en Inddeling langs Spalten.

Dette Instrument saavelsom det først omtalte maa inddeles paa den Maade, at Instrumentet ophænges og belastes med bekjendte Vægte, og Formforandringen observeres. Formforandringen er ikke proportional med Kraften, men Inddelingerne for lige store Vægtdifferenser falde desto tættere, jo større Kraften bliver. De kunne kun anvendes til smaae Kræfters Maaling.

3) Egens Dynamometer (Fig. 1) kan bruges til store Træk. *c* er en elliptisk Fjeder; Kraft og Modstand kunne virke derpaa paa 2 Maader, enten i Ringene *b* til Træk efter den lille Axe eller i Ringene *a* til Træk efter den store Axe, hvorved den lille Axe forkortes. Den lille Axes Forlængelse eller Forkortelse maales ved, at en Viser derved bringes til at gjøre Udslag, som det vil fremgaa af Figuren: Stykket *e* sidder ved den ene Ende af Axen, bærer en dreielig Skive, paa hvis Axel Viseren sidder. En Snor *i* gaar over Skiven *h*, og er med den ene Ende befæstet til *d*, med den anden til en Fjeder *f*, der netop er stærk nok til at holde Snoren stram. *k* er en Tap, anbragt paa *e*, glidende i en Slidse i *d*, hvorved der sættes Grændse for Formforandringens Størrelse, og Apparatet saaledes sikkres mod Overanstrængelse.

Udslagets Størrelse er ved dette Apparat proportional med Kraften, saa at Inddelingerne blive lige store. Med et Apparat af Størrelse som Fig. 1 maalte Egen Kræfter paa indtil 300 ℔ ved Ringene *b* og indtil 800 ℔ ved Ringene *c*. Fjederens Brede, lodret paa Tegningens Plan, var = 2″.

De hidtil omtalte Dynamometre have den Mangel, at de kun kunne maale constant virkende Kræfter, men ikke saadanne, hvis Størrelse varierer fra det ene Øieblik til det andet. Til dette Brug haves:

4) Morins Dynamometer (Fig. 2), der benyttes til at maale en variabel Trækkekraft under en fremadskridende Bevægelse.

a og *b* ere 2 Staalfjedre af saadan Form, at deres Bøining bliver proportional med Kraften, der virker; *a* bærer Ringen *c*, hvori Kraften virker, *b* befæstes paa den Vogn eller Maskine, der skal trækkes, *d* er en Axel, hvorpaa sidder en Skive *k*, som kan beklædes med Papir, og en anden Skive, forsynet med et Snorløb langs Randen; *h* er en Skrivestift, som trykkes ned imod Papiret; den sidder paa samme Stykke som Fjedren *a*.

I Snorløbet lægges en Snor *l*, som udstrammes langs den Vei, der skal gjennemløbes. Naar da Kraften virker, og Bevægelsen foregaar, indseer man, at der vil skrives en Curve paa Papiret, idet Skiven omdreies med en Vinkelhastighed proportional med Vognens Hastighed, og Stiftens Afstand fra Skivens Centrum vil forøges proportionalt med Kraftens Størrelse, saa at man af Curven kan udfinde, hvor stor Kraften paa hvert Sted af Banen har været.

I denne Form anvendte Morin Apparatet ved sine Forsøg over glidende Friction, hvor altsaa den gjennemløbne Vei var forholdsvis kort; har man imidlertid større Strækninger, som skulle gjennemløbes, gives Apparatet en anden Form, idet den omdreiende Papirflade erstattes af en Papirstrimmel, som bevæges retlinet fremad hen under Skrivestiften med en Hastighed proportional med Vognens, hvilket opnaaes ved at lade Papirstrimlen vikle sig fra een Rulle over paa en anden Rulle, der omdreies ved en Snor, som gaar over en Skive paa det ene Vognhjul.

b) Arbeidsmængder. Naar den gjennemløbne Vei er bekjendt og ligeledes den i hvert Øieblik virkende Kraft, saa kan let den udviklede Arbeidsmængde findes, thi kaldes den til et vilkaarligt Tidspunkt gjennemløbne Vei x, den tilsvarende Størrelse af Kraften k, saa er Arbeidsmængden udtrykt ved

$$\int k \, dx$$

taget mellem de rette Grændser.

Man kan følgelig benytte Morins Dynamometer til Maaling af Arbeidsmængder, udviklede under en retlinet Bevægelse, men man har dertil ogsaa et særeget Dynamometer, ligeledes opfundet af Morin, og som kaldes

Morins totaliserende Dynamometer.

Fjedrene, der bøies af Kraften, have samme Indretning som i Fig. 2, men Virkningen observeres paa en eiendommelig Maade. En Skive *a* (Fig. 3) sidder paa samme Axel, som en Snorskive *b*, der ved en Snor omdreies med en Vinkelhastighed, der er proportional med Hastigheden i den Bevægelse, som skal maales.

Paa Skiven *a* staar en lille Rulle *c*, som, naar Apparatet er i Hvile, berører *a* i Centrum, men naar Kraften virker, trækkes Rullen bort fra Centrum, og ud til en Afstand derfra proportional med Kraftens Størrelse, altsaa, naar Kraften kaldes K, bliver Rullens Afstand fra Centrum

$$y = \alpha K,$$

hvor α er en Constant, der maa bestemmes ved Forsøg med Apparatet.

Lad R betegne Radius til et af Vognens Hjul, hvorpaa er befæstet en Snorskive med Radius = r, og fra hvilken en Snor overfører Bevægelsen til Skiven *b*, hvis Radius = ϱ. Man har da, idet Vognen kjører et lille Stykke d x frem:

Paa Snorskivens Omkreds gjennemløbes et Stykke $= \frac{r}{R} dx.$

Rullen staar paa en Radius = y af Skiven *a*, den antages at følge fuldstændigt med ved Friktionen, altsaa vil dens Periferi gjennemløbe en Vei $= \frac{y}{\varrho} \frac{r}{R} dx$

eller, naar Udtrykket for y indsættes:

$$= \frac{\alpha K r}{\varrho R} dx$$

hvor K maa betragtes som variabel.

Naar da Vognen bevæges fra en Stilling med Abscisse x_1 til en anden med Abscisse x_2 vil Rullen gjøre et Antal Omdreininger n bestemt ved

$$n = \frac{\alpha r}{\varrho R p} \int_{x_1}^{x_2} K dx$$

hvor p er Rullens Periferi,
men heraf faaes

$$\int_{x_1}^{x_2} K dx = \frac{\varrho R p}{\alpha r} n$$

hvor $\int_{x_1}^{x_2} K\,dx$ netop fremstiller Arbeidsmængden for Bevægelsen fra x_1 til x_2, der altsaa haves udtrykt ved en constant Størrelse Gange Antallet af Rullens Omdreininger.

For at maale n kan Rullens Axel sættes i Forbindelse med et Tælleapparat, der angiver, hvormange Omdreininger den har gjort fra det Øieblik, da man iværksatte Forbindelsen, og til man atter hævede den.

Ved dette Apparat kan der indkomme Feil i Angivelserne, dels ved at Vognhjulet ikke altid rører ved Jorden, og dels ved en Glidning af Rullen paa Skiven *a*.

Arbeidsmængder, udviklede under en omdreiende Bevægelse maales sædvanligvis kun paa den Maade, at Kraften, virkende paa en bekjendt Radius, maales, medens Antallet af Omdreininger samtidig observeres; man finder da let Arbeidsmængden. Kraften forudsættes constant.

Man har væsentlig 2 Fremgangsmaader, idet man enten kan maale selve den bevægende Kraft, eller man kan maale Modstanden, der jo er lig med Kraften, under Forudsætning af, at Hastigheden holdes constant.

Fig. 4 viser Hovedindretningen af et simpelt Apparat efter det 1ste Princip. *a* og *b* ere 2 paralelle Axler, der hver ere forsynede med et Tandhjul og en Remskive, *c* er en 3die Axel, liggende midt imellem *a* og *b*; den bærer et Tandhjul, der indgriber i begge de 2 andre Hjul, og dens Tapper hvile i Leier, der ere ophængte ved den ene Ende af en Vægtstang *d*.

Virkningen er følgende: Kraften forplantes ved en Rem til Axlen *a*, derfra ved Tandhjulene til *c* og fra denne til *b*, hvorfra den atter ved en Rem føres til Arbeidsmaskinen.

Paa hvert af de 2 Steder, hvor Indgribningen finder Sted, vil Tandhjulet paa Axlen *c* modtage et Tryk p nedad, der er = den Kraft, som overføres gjennem Hjultænderne. Vægtstangen *d* modtager altsaa et Tryk = 2 p, der ligefrem kan veies. Kaldes da Tandhjulenes fælles Periferihastighed i Delecirklerne v, saa er Arbeidsmængden, der overføres pr. Secund = p v.

Fig. 5 viser i horizontal Projection en anden Construktion, hvilken coniske Hjul ere benyttede. *a* og *b* ere 2 horizontale Axler, forsynede med Remskiver til at modtage og afgive Be-

vægelsen, samt med coniske Tandhjul *d* og *e*, mellem hvilke er indskudt de smaa coniske Hjul *f* og *g*, der sidde løst paa Vægtstangen *h i* saaledes, at de kunne dreie sig uden at tage denne med sig. Axlerne *a* og *b* ligge i hinandens Forlængelse, men ere iøvrigt uafhængige af hinanden. Ved *i* hænger en Vægtskaal og ved *h* en Contravægt, som holder Stangen *f g* vandret, naar Apparatet ikke bruges. Sættes da Apparatet i Virksomhed, idet Bevægelsen ved en Rem overføres til *a* og derfra gjennem Tandhjulene til *b* for atter at ledes bort derfra ved en Rem, saa indseer man, at idet Bevægelsen foregaar i den ved Pilene antydede Retning, vil en vis Kraft p virke paa alle de Steder, hvor Hjulene indgribe i hinanden. Hjulet *f* vil da trykkes nedad, *g* opad, hver med en Kraft = 2 p.

For at holde Vægtstangen i sin vandrette Stilling, maa man da lægge en Vægt = P paa Skaalen, og naar Ligevægt er opnaaet har man

$$P \cdot l = 4 p r$$

for at beregne Arbeidsmængden, som overføres gjennem Apparatet, maa man desuden kjende Bevægelsens Hastighed; lad n betegne Antallet af Omdreininger pr. Minut af Axlerne *a* og *b*, saa er Arbeidsmængden pr. Secund

$$A = 2p \cdot \frac{2\pi r n}{60} = \frac{\pi n}{60} P \cdot l$$

Man behøver altsaa kun at kjende Vægtstangsarmen l, bestemme P og observere n, hvorimod Størrelsen r ikke indgaar i Formlen.

Blandt Apparaterne, ved hvilke Modstanden maales, er Prony's Bræmsdynamometer det vigtigste. (Fig. 6). *a* er en Axel, som omdreies ved en Bevægemaskine og skal forplante Kraften til Arbeidsmaskinerne. Naar dens Kraft skal maales, ophæves dens Forbindelse med Arbeidsmaskinerne, og istedetfor disses Modstande sættes en Friktionsmodstand, som man er istand til at maale. Naar denne Friktionsmodstand afpasses saaledes, at Hastigheden er den samme som under Maskineriets sædvanlige Gang, vil man faa udviklet den samme Arbeidsmængde, som under normale Forhold, og denne Arbeidsmængde consumeres af Friktionsmodstanden.

Apparatets Indretning er følgende:

Paa Axlen *a* er anbragt en Skive, der foroven trykkes af en Træbakke *b* og forneden omsluttes af et Baand *c*, der gaar op gjennem Bommen *d* og kan spændes fast om Skiven ved Møttrikker *e*.

Paa Enden af Bommen hænger en Vægtskaal, der kan belastes med Vægt.

Omdreies nu Axlen i Pilens Retning, vil Friktionen stræbe at tage Bommen med sig rundt, men den hindres deri ved en Vægt P paa Vægtskaalen; denne Vægt maaler da Friktionen, idet man har:

$$P \cdot l = F \cdot r$$

hvor F er Friktionen. Hvis nu Axlen gjør n Omdreininger pr. Minut, haves den pr. Secund consumerede Arbeidsmængde:

$$A = F \cdot \frac{2\pi rn}{60} = \frac{2\pi nl}{60} \cdot P$$

Der er ikke taget Hensyn til Vægten af Bommen og Vægtstangen, det maa man naturligvis gjøre, saa at P i Formlen da betegner selve Vægten paa Skaalen + Apparatets Vægt reduceret ud paa Vægtstangsarmen l.

Med Hensyn til Benyttelsen bemærkes:

1) Der maa anbringes Smørelse (Olie) mellem Skiven og de derpaa glidende Dele, hvorfor man har et Smørehul anbragt igjennem Bommen og Bakken, da det ellers er umuligt at faa constant Friktionsmodstand.

2) Der maa afkjøles med Vand (vaade Klude), idet den consumerede Arbeidsmængde forvandles til Varme; man maa derved passe, at der ikke kommer Vand imellem Fladerne, hvorved der sker pludselige Forandringer i Friktionens Størrelse, og følgelig voldsomme Svingninger af Bommen.

3) En Strop maa anbringes over Bommen, og en Buk derunder for at hindre store Svingninger, der kunne afstedkomme Ulykker. (Se Figuren.)

4) Istedetfor 1 Bakke og et Baand kan anbringes 2 Bakker om Skiven (Fig. 7); man kan da smøre med Sæbevand, som i en Straale hældes ned gjennem Smørehullet i Bommen, og virker baade som Smørelse og som Afkjølingsmiddel.

Den nysbeskrevne simple Indretning af Bræmsdynamometret

foretrækkes sædvanligvis, dog haves ogsaa mere complicerede Apparater af denne Slags.

Fig. 8 viser et saadant, angivet af Egen.

Skiven paa Axlen *a* er her erstattet ved en Ring af Støbejern, sammenskruet af 2 Halvdele, der ved Stilleskruer kan fastgjøres centralt paa Axlen. Baandet er af Klokkemetal, Bakken *b* af Træ, foret med Klokkemetal. Iøvrigt er Indretningen den sædvanlige.

Et Dynamometer, hvis Indretning er væsentlig forskjellig fra Prony's, er i Hovedtrækkene følgende:

Paa Axlen sidder en Skive, hvorover gaar et bøieligt Baand eller en Baandkjæde.

I den ene Ende af Baandet er anbragt en Vægtskaal, den anden Ende er befæstet til et Fjederdynamometer, som angiver det Træk, der udøves deri. Man belaster nu Vægtskaalen, og forøger derved Friktionen paa Skivens Omkreds, indtil Hastigheden af Maskineriet er den sædvanlige. Man har da i Baandets ene Part et Træk p, paa Grund af den dertil ophængte Vægt, og i den anden et Træk P, der aflæses paa Dynamometret. Man indseer da let, at Friktionen maa være $= P \div p$, og observeres Antallet af Omdreininger n pr. Minut, saa haves Arbeidsmængden pr. Secund

$$A = (P - p) \cdot \frac{2\pi r \cdot n}{60}$$

Dette Princip er angivet af Navier, og et Dynamometer, grundet derpaa, er construeret af Englænderen Imray.

Kraftmaskinerne.

Disse blive høist forskjellige, efter den forskjellige Skikkelse, hvorunder Arbeidet forekommer i Naturen, samt efter det Øiemed, hvortil Arbeidet skal benyttes.

De vigtigste naturlige Kilder til Udvikling af Arbeidsmængder ere følgende:

1) **Menneskers og Dyrs Muskelkraft.**

2) **En høitliggende Vægt,** som vi kunne bringe til at synke ned gjennem en vis Høide, saaledes at den udviklede Arbeidsmængde overføres paa Maskineriet.

Sædvanligvis er det Vandet i Floder eller Vandløb, der benyttes saaledes paa Steder, hvor der findes Vandfald, eller hvor man kunstigt kan danne et saadant.

3) **En Masse, som er i Bevægelse** (sædvanligvis Luft eller Vand), og som derfor indeholder Arbeidsmængde i Skikkelse af levende Kraft.

4) **Varme,** som udvikles ved Forbrænding.

Som bekjendt ere Arbeide og Varme eqvivalente, idet ca. 1450 ℔′ = 1 Varmeenhed.

Hvilken Arbeidskilde man end benytter, vil man dog aldrig kunne faae optaget hele Arbeidsmængden, som den fører, men en Del gaar tabt paa Grund af Ufuldkommenheder ved Maskineriet.

Den Arbeidsmængde, som Arbeidskilden fører i en vis Tid, kaldes den absolute Arbeidsmængde i denne Tid; den, som man i samme Tid har afgivet fra Kraftmaskinen til Mellem-

organerne, kaldes Nyttevirkningen, og Forholdet mellem Nyttevirkningen og den absolute Arbeidsmængde kaldes Virkningsgraden.

Virkningsgraden er altid en ægte Brøk, men jo mere den nærmer sig til Enheden, desto fuldkomnere er Maskinen, alt iøvrigt lige.

Modtagere for Menneskers og Dyrs Arbeide.

For Menneskers Arbeide. De Maskiner eller Organer, der tjene til Øiemedet, ere væsentligst Følgende:

Krumtappen ɔ: et Haandsving, anbragt ⊥ paa en horizontal omdreiende Axel. Axlen lægges omtrent 40 Tom. over det Gulv, paa hvilket Arbeideren staar. Svingets eller Bugtens Længde er ved svært Arbeide 14—16 Tom.; længst ved svært Arbeide. Haandfanget gjøres bedst af Træ, eller det beklædes med Træ.

Mennesket virker uensformigt paa Haandsvinget, saa dets Axel maa helst forsynes med et Svinghjul.

For stadigt Arbeide paa Krumtap er Arbeiderens Tryk = 12 ℔, Hastighed = $3^1/_2$ Fod i Secundet, Arbeidstid 8 Timer.

Dagsarbeide 1,210,000 ℔'.

Naar Arbeidet kun skal vare en kort Tid, kan der i Secundet udrettes betydeligt mere, f. Ex. i 2–3 Minuter: Tryk 30 ℔, Hastighed 5 Fod, altsaa Arbeidsmængde hvert Secund 150 ℔'. Naar man ikke behøver det, lader man dog ikke Trykket overstige 20 ℔.

Ofte anbringes 2 Krumtapper paa den samme Omdreiningsaxel; i saa Fald bliver Uregelmæssigheden under Bevægelsen mindst, naar den ene ligger 120–130° bag efter den anden; sædvanligst sættes den ene 90° bag efter den anden, hvilket endda giver en ret jevn Bevægelse.

Man kan ikke med Fordel anvende mange Arbeidere ved Krumtappen. 2 Mand paa hvert Haandfang er i Reglen det største Antal, man bruger.

For at gjøre Bevægelsen ved Krumtappen regelmæssigere, og for ikke at faae Arbeiderne stillede saa tæt, at de derved ophedes for stærkt, anvendes ofte en Strop (see Fig. 9). *A* i

Verticalprojection, *B* i Horizontalprojection; *a b* er Krumtappen, paa hvilken een Mand kan virke, *c* er Stroppens Haandfang, paa hvilket een Mand virker, *d d* ere Stroppens Arme

Knaggehjulet er fremstillet i Fig. 10. *A* er Hjulet, *B* en Axel, paa hvilken skal løftes Last, *a* Tapperne, der ligge $3^1/_2$—4 Fod over Gulvet *C D*; *b b* ere Knaggerne, paa hvilke Arbeiderne virke, paa den ene Side af Hjulet skyder den ene Mand opad, paa den anden Side trækkes nedad.

Tryk 100 ℔, Hastighed 0.48 Fod, 8 Timers Arbeidstid.
Dagsarbeide 1,300,000 ℔'.

Der arbeides i det hele godt, men kun med 2 Mand, ved dette Organ.

For nogle Arbeider, ved hvilke Musklerne virke paa særegen Maade, har man følgende Data, der kunne tjene til Veiledning ved Menneskers Virkning paa andre Maskiner, end de anførte:

Coulomb	for en Klokkeringer: Dagsarbeide .	480,000 ℔'.
Do.	for en Mand, der trækker eller skyder horizontalt paa en Møntpresse . .	231,000 -
Do.	for en Mand, der trækker Ramklods paa Rambuk	478,000 -
Buchanan	for en Mand, der driver en Pumpestang	519,000 -
Do.	for en Mand, der roer en Aare. .	1,512,000 -

Den sidste Angivelse er meget høi, men den angaaer et Arbeide, ved hvilket Menneskets Muskelkraft virker meget fordelagtigt, saa Dagsarbeidet derved dog maa blive stort.

De anførte Arbeider udøves idet Arbeideren staaer eller sidder paa eet Sted og virker med Hænderne paa en Maskindel.

Ved **Gangspillet** o: en vertical Axel, fra hvilken udgaaer horizontale Bomme, gaaer Arbeideren og skyder eller trækker Bommen, imedens der om den verticale Axel opvikles en Last.

Bommene lægges omtrent 50 Tommer over Gulvet, gjøres 10—12 Fod lange og deres Enders Afstand fra hinanden er 5—7 Fod. Bommenes Antal er 10—12 i det Høieste, og da man kan anbringe 2—3 Mand paa hver Bom, kan ved dette Organ udvikles store Arbeidsmængder.

Morin angiver for en Mand, der gaaer horizontalt og skyder eller trækker en Maskindel:

Kraft 24 ℔, Hastighed 1.91 Fod, Arbeidstid 8 Timer, altsaa Dagsarbeide 1,323,000 ℔'.

Gangspillet anvendes mest paa Værfter og ombord i Skibe, saa at Arbeiderne kun virke paa det kort Tid ad Gangen; i saa Fald vil en Angivelse af:

Kraft = 27 ℔, Hastighed 3½ Fod o: i Secundet 94 ℔' være omtrent rigtig.

Man har forsøgt paa, at anbringe Bommene paa elastiske Fjedre for at controllere Arbeiderne, men da disse derved komme til at gribe usikkert paa Bommen, har det ikke vist sig fordelagtigt.

En tredie Classe af Modtagere ere de, paa hvilke Arbeideren stiger opad og stadigt atter synker nedad igjen.

Indvendige Trædehjul bestaa af to eller flere parallele og ligestore Ringe af stor Diameter; de ere indvendigt beklædte med Brædder, paa hvilke Fodtrin ere befæstede. Deres indvendige Brede mellem Krandsene er 2 Fod for hver Arbeider, naar de gaae jevnsides. Arbeiderne gaae bedst i en Række, 12—16° fra Perpendiculairen gjennem Axlen; de kunne da gjøre Skridt af 1½ Fods Længde og ved hvert stige 0.36 Fod, 50 Skridt i Minuttet, og de kunne da arbeide 8—9 Timer dagligt; Dagsarbeidet bliver da omtr. 1,200,000 ℔'.

Ved Arbeide 7—8° fra Perpendiculairen kan omtrent udrettes det Samme.

Ved store Hjul af dette Slags lader man undertiden Arbeiderne gaae i to Rækker, den ene foran den anden, men de maa da vexles.

Hjulene blive meget store, maa forbindes stærkt, da de ideligt lide Rystelser, saa de ere kostbare. Sædvanligt gjøres de ikke bredere, end til 4 Mand jevnsides.

Udvendige Trædehjul kunne gjøres af mindre Diameter, 6—10 Fod. Breden er som ved indvendige Trædehjul. Arbeideren gaaer 30° eller derover fra Perpendiculairen gjennem Axlen, kan stige 6½ Tom. ved hvert Skridt, gjøre 52 Skridt i Minutet og udholde 6 Timer i Døgnet. Dagsarbeidet bliver da 1,320,000 ℔'.

De indrettes for høist 4 Mand, behøves flere, saa kunne Axlerne for to Hjul kobles sammen.

Naar en Arbeider ved dette Slags Hjul ikke anstrænger sig, falder han ned, saa hans Arbeide controllerer sig selv.

Trædehjul anvendes sjeldent uden i Fængsler.

Den skraatliggende Trædestige bestaaer af Kjædeled, der gaae over 6 eller 8 kantede Valser. Leddene ere beklædte med Brædder, hvorpaa Fodtrin. Tvers under Kjædeleddene ligge Valser for at understøtte dem. Kjædens Vinkel med Horizontalen en 25—30°. Dagsarbeidet er som for udvendige Trædehjul, men den skraatliggende Trædestiges Led og Trapper lide meget af Rystelser, der medføre hyppige Reparationer. Den anvendes kun sjeldent.

Trædekrydset (Fig. 11) er et Kors med afrundede Ender, der er befæstet paa en horizontal Axel, see Fig. 11.

Korsets Grene ere omtrent 18 Tom. lange. Det anvendes undertiden, hvor man ikke har Plads til noget andet Organ, men da Arbeideren maa stige stærkt, ɔ: under en stor ∠ med Horizonten, saa kan han ikke holde længe ud. Det passer altsaa ikke for Udvikling af Arbeidsmængder til stadigt Brug.

Modtagere for Dyrenes Arbeide. Man har i dette Øiemed anvendt Hjul, paa hvilke man har ladet Heste træde, indvendige Trædehjul og flere Maskiner, men de have vist sig for kostbare at anlægge og have lidt formeget ved Rystelser, ligesom Hesten ikke har givet noget stort Dagsarbeide ved at virke paa dette Slags Maskiner. De Maskiner, paa hvilke Hesten virker fordelagtigst, ere Følgende:

Hestegangen ɔ: en vertical Axel, paa hvilken er anvendt horizontale Bomme. Hestene virke paa Enden af Bommene til at omdreie Axlen. Trækstedet lægges helst saaledes, at Hesten kommer til at trække lidt opefter, altsaa omtrent $2^1/_2$ Fod over Banen, paa hvilken Hesten gaaer.

Ifølge hvad der er omtalt ved Hestens Arbeide uden Virkning paa Maskiner veed man, at den maa gaae med ringe Hastighed, naar den skal udrette det mest mulige. Men ogsaa Bommenes Længde spiller en stor Rolle. Man har angaaende Dyrenes Virkning paa disse Maskiner, følgende Erfaringer:

Af Nordwall: Hestegangens Radius (ɔ: Bommens Længde) 3 Lachter = omtr. 17 Fod Dansk, Hestens Hastighed 4 svenske Fod i Secundet. Træk 87 ℔, 8 Timers Dagsarbeide.

Dagsarbeidet = 9,500,000 ℔'.

I D'Arvilles Schact ved Fahlun: Radius $10^{4}/_{33}$ svenske Fod, ɔ: 9.6 danske Fod, Hastighed 4.8 — 5.8 Fod. Hesten kunde ikke udholde at arbeide mere end 2 Timer i Døgnet og ydede et Dagsarbeide = 2,100,000 ℔'.

Ved en anden Hestegang af Radius 11.12 Fod Dansk og Hastighed af 4 Fod Svensk = 3.8 Fod Dansk, blev Dagsarbeidet af en Hest = 6,270,000 ℔'.

Desagulier angiver, at naar en Hest gaaer i Hestegang af 19 engelske Fods Diameter, saa er dens Dagsarbeide kun lidet større end 3 Mands, og ikkun $^{2}/_{5}$ af det den kan udrette i en Gang af 40 Fods Diameter.

Foruden disse Data har man følgende af Morin, hvor dog Hestegangens Radius ikke er meddelt:

En Hest i Skridt, Træk 90 ℔, Hastighed 2.87 i Sec., 8 Timer daglig Dagsarbeide 7,442,300 ℔'.

En do. i Trav, Træk 60 ℔, Hastighed 6.38, $4^{1}/_{2}$ Time dagligt, 6,201,000 ℔.

En Stud i Skridt, 130 ℔, Hastighed 1.91, 8 Timer dagligt, 7,165,000 ℔'.

De anførte Data, i Forbindelse med daglig Erfaring, lede til følgende Regler for Hesteganges Anlæg.

Hestegangens Radius bør helst være 16–20 Fod og kan ikke nden stor Formindskelse af Dagsarbeidets Størrelse gjøres mindre end 12 Fod.

Hestens Hastighed bør være 3–4 Fod, ved lille Radius af kun 12 Fod ikke mere end 3 Fod.

Stude maa ved lignende Maskiner kun gaa med 2 Fods Hastighed i Secundet.

Iagttages disse Regler erholdes følgende Dagsarbeide:

Af en Hest i en Gang af 16—20 Fods Radius 10,000,000 ℔'.
Af en do. i en Gang af 12 Fods Radius . . . 7,000,000 -
Af en Stud i en Gang af 12 Fods Radius . . 6,500,000 -

Hestebanen maa lægges lidt høit, saa at Vand kan løbe af den, og den maa være haard.

Trædeskiven er en stor Skive af Træ, lodret paa en Axel, der helder 10—15° mod Verticalen. Skiven har langs Omkredsen Trin, der gaa efter Radien og Randen er, der hvor Hesten gaaer, understøttet ved Ruller. Den har været en Deel anvendt i Böhmen med Heste, passer iøvrigt ret godt for Stude.

Trædestige er oftere anvendt til Optagelse af Hestes Arbeide. Vinklen mod Horizontalen er omtrent 10°. Den lider af de samme Mangler, som naar den bruges for Mennesker.

Undertiden har man for Heste, da de ikke gaa godt op af Skraaninger, anvendt en horizontalliggende Trædestige. Man har da fastspændt Hesten til en Stolpe eller deslige og ladet den træde Stigen tilbage.

Trædestigerne har man dog kun brugt, hvor man manglede Plads til en Hestegang.

Modtagere for Vandkraft.

Naar Vand falder fra et høiere til et lavere liggende Sted, saa udvikles derved en Arbeidsmængde, ligeledes vil Vand, der er i Besiddelse af en vis Hastighed, kunne udvikle en levende Kraft, altsaa en Arbeidsmængde.

Vandet, der skal bruges til Udvikling af Arbeidsmængden, kan have sin Oprindelse fra Kilder, fra Strømme eller fra Ansamlinger af Nedslaget paa Oplandet. I første og sidste Tilfælde har man en Vandbeholder ɔ: en Dam, ovenfor Modtageren, den tjener til at opsamle en Deel Vand i den Tid Modtageren staaer stille og maa, for at kunne aflede Vand, som ikke bruges, været forsynet med Frisluse eller Omløb. Kommer Vandet fra Oplandet, saa maa paa dette findes Ansamlinger ɔ: Søer, der kunne optage Nedslaget. Saadanne Ansamlinger erholder sædvanligt $^1/_3$—$^1/_7$ af det hele Nedslag, Resten indsuges af Jorden eller fordamper. Den allerstørste Deel løber til Beholdningssøerne ved Foraars Tøbrud, derfor er det nødvendigt, at Søen eller Søerne kunne optage omtrent $^3/_4$ af det aarlige Nedslag, saa at dette kun efterhaanden ledes til Modtageren. Før Anlæg af et Vandværk ɔ: en Modtager, maa man altsaa kjende Oplandets og

Nedslagets Størrelse og den Deel deraf, der vil løbe ned til Beholderne, samt Størrelsen af disse sidste ɔ: deres Rumfang. Er Beholdernes Dybde ɔ: Dybden fra Vandspeilet til Afløbsstedet nogenlunde constant, saa kan Søarealet blive Maal for Beholderne. F. Ex. Fuursøens Opland er omtrent $1^1/_3$ □ Mil, og Arealet af dens Beholdninger omtrent $^1/_7$ deraf. Arresøens Opland er omtrent 4 □ Mil. Beholderen ɔ: Arresøen omtrent $^1/_3$ □ Mil. Beholderne ere i begge Tilfælde tilstrækkelige, men det førstnævnte Opland faaer en større Part af Nedslaget end det sidste.

Naar en Strøm skal virke paa en Modtager, saa kan Strømmen enten være seilbar eller useilbar. En seilbar Strøm kan kun virke direkte paa Modtageren, men en useilbar Strøm kan opdæmmes, saaledes som Figur 12 viser: A B er Strømmen, der løber i Pilens Retning, den er opdæmmet ved Tværdæmningen C ɔ: enten ved Dæmning med Stibord eller ved Overfald, der opstaaer da en Forskjel i Vandhøide i Delene AC og CB, dette Fald vil omtrent være disponibelt for Modtageren D. Stibordet eller Overfaldet ved C kan tjene som Friløb for overflødigt Vand.

Strømmes Vandføring maales bedst, naar den er mindst ɔ: i tør Eftersommers Tid; man erholder da den Vandmængde man kan gjøre Regning paa. Men man maa ogsaa undersøge den største Vandmængde for derved at bestemme Størrelsen af Frisluser og lignende. Denne Vandmængde iagttages efter Foraars Tøbrud, eller undertiden efter lang og vedholdende Efteraarsregn.

Modtagerne for Vandkraft ere:

Veriticale Vandhjul.

Horizontale Vandhjul.

Maskiner med frem- og tilbagegaaende Bevægelse.

Verticale Vandhjul.

1. Underfaldsvandhjul med Stødvirkning. Fig. 13. *A* er Tilløbsrende, *B* Afløbsrende, *C* og *D* Spundsvægge, *E* Hjulet, *F* dets Skovler, *G* Stibordet, der trækkes ved Stangen *H*. Skovlerne ere her Lapskovler, man kan ogsaa have Skovler mellem Hjulringe. Faldets Høide er *H* og Vandet

strømmer gjennem Stibordsaabningen a under en Trykhøide = h.

Vandet løber ind $\neq$ med Rendebunden og efterhaanden som Vandpartiklerne støde mod Skovlerne undvige de opad, saa at Renden B maa have et Fald, saa stort at en Stuvning bag Hjulet undgaaes. Vandet kan altsaa, inden det støder, betragtes som løbende $\neq$ med Rendebunden.

Skovlernes Høide er kun ringe i Sammenligning med Hjulets Radius r, saa at Forskjellen mellem Undvigelseshastighederne i de forskjellige Afstande fra Rendebunden kun er ringe. Derfor kan man uden væsentlig Feil sætte Hjulskovlernes Undvigelseshastighed overalt lig Hjulets Peripherihastighed v.

Straalen støder i Renden an imod Skovlerne under en Vinkel, der varierer noget, men kun lidet, og Anstødsvinklen ligger til begge Sider af 90°; Stødet kan derfor betragtes som om det skeer $\perp$ paa en Plan.

Er Vandmængden, der i Secundet støder mod Skovlerne = Q Cubikfod, Vandets Hastighed = c, saa er Vandets levende Kraft før Stødet $= \frac{\gamma Q}{g} c^2$, idet γ er Vægt af 1 Cubikfod Vand. Naar Vandet forlader Hjulet har det Skovlernes Hastighed v, ɔ: det gaaer bort med en levende Kraft $= \frac{\gamma Q}{g} \cdot v^2$

Ved Stødet tabes en levende Kraft $= \frac{\gamma Q}{g}(c-v)^2$, altsaa modtager Hjulet i Secundet en levende Kraft

$$= \frac{\gamma Q}{g}\left[c^2 - v^2 - (c-v)^2\right] = 2.\frac{\gamma Q}{g} v (c-v)$$

ɔ: Hjulet modtager i Secundet en Arbeidsmængde, der er

$$= \frac{\gamma Q}{g} \cdot v (c-v) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (1)$$

hvori $\frac{\gamma Q}{g}(c-v)$ er Trykket, v det i Secundet gjennemløbne Rum. Da c er afhængig af Trykhøiden h, altsaa given ɔ: constant, saa bliver denne Arbeidsmængde et Maximum for $v = \frac{c}{2}$ ɔ: Arbeidsmængdens Maximum i Secundet bliver:

$$\frac{\gamma Q}{g} \cdot \frac{c}{2} \cdot \frac{c}{2} = \gamma Q \frac{c^2}{4g} = \tfrac{1}{2} \gamma Qh \ldots\ldots\ldots (2)$$

eller det Halve af den totale Arbeidsmængde, svarende til Vandmængden Q i Secundet og et Fald h, der er lidt mindre end Vandfaldets hele Høide H.

Men det er ikke alt det Vand, som strømmer gjennem Stibordet, der kommer til at støde mod Skovlerne, thi deels er der sædvanligt et Spillerum paa 1 à $1^1/_2$ Tomme mellem Skovlerne eg Renden, hvori de bevæge sig, deels foranlediger Forholdet mellem Vandets og Hjulets Hastighed, at en Deel Vand ikke kommer til Stød, nemlig: Fig. 14.

Er AB = E Afstanden mellem to paa hinanden følgende Skovler, AJ den Længde af Straale, der i et Snit $\neq$ med Rendebunden indelukkes mellem to Skovler, saa maa E være = vt og AJ = ct, idet t er Tiden i hvilken en Skovleafstand E gjennemløbes af Hjulperipherien. Elimineres t mellem disse to Ligninger erholdes:

$$AJ = E. \frac{c}{v}$$

Endepunctet *A*, af Straalen *AJ*, støder strax, men idet Hjulet undviger med Hastigheden v, saa vil det sidste Endepunct *J* af Straalen først træffe Skovlen *AD*, naar denne i Planen *JK*, der $\neq$ med Rendebunden, kommer hen til Punctet *C*, hvis Afstand fra *A* og *J* er bestemt ved Ligningerne

$$AJ + AC = ct_1 \quad \text{og} \quad AC = vt_1$$

i hvilke t_1 er Tiden, der medgaaer, inden Skovlen og Endepunctet J af Straalen træffe sammen i Punctet C.

Elimineres t_1 imellem disse Ligninger, erholdes:

$$AJ + AC = AC. \frac{c}{v} \text{ o: } AJ = AC. \frac{c-v}{v} \text{ o: } E. \frac{c}{v} = AC. \frac{c-v}{v}$$

$$\text{hvoraf } AC = E. \frac{c}{c-v}$$

Af denne Formel sees, at AC voxer med E og v.

I Planerne $J_1 K_1$, $J_2 K_2$ o. s. f. findes Afstande BC_1, FC_2 o. s. v. hver især i sit Lag $\neq$ med Rendebunden lig $AC = E. \frac{c}{c-v}$ saa at en Deel af de Vandstraaler, der i hvert Lag lukkes inde mellem Skovlerne, ikke kommer til Stød.

Paa Grund af de nævnte to Omstændigheder erholdes ved

disse Underfaldsvandhjul kun en Part af den Arbeidsmængde, der er angivet ved Formlen (1), nemlig,

$$\text{Nyttevirkningen } N = 0.60 \frac{\gamma Q}{g} v (c-v) \ldots\ldots\ldots (3)$$

og da Trykhøiden h for Stibordsaabningen er < H, saa bliver, idet Vandets absolute Arbeidsmængde er = $\gamma Q H$:

$$\text{Virkningsgraden } \mu = \frac{N}{\gamma Q H} \text{ høiest lig } 0.29,$$

saa at Vandhjul af denne Indretning høiest give en Nyttevirkning lig 29 % af den absolute Arbeidsmængde.

Imellem Indtrædelses- og Udtrædelsespuncterne for Skovlerne, see Fig. 13, bør Renden have et Fald. Er Rendens Brede = b, Høiden af Vandet ved R=S, dets Hastighed her = c, saa er $Q = s\,b\,c$. Ved *S* har Vandet tilnærmende en Hastighed = v, det vil altsaa her staae til en Høide s_1 saaledes at $Q = s_1 . b . v$; følgelig:

$$s b c = s_1\, b\, v \text{ o: } s_1 = s . \frac{c}{v} \text{ og } s_1 - s = s \frac{c-v}{v}$$

denne Værdi er Rendens fornødne Fald paa Længden R S og dette Fald gives lige fra Stibordet.

Hastigheden i Tilløbsrenden ovenfor Hjulet gjøres om muligt lig 1 Fod, ikke gjerne større, og ligesaa Hastigheden i Afløbsrenden nedenfor Hjulet, saa tæt bag ved det, som muligt.

Naar dette Slags Hjul skal have Hastighed af mere end 6—7 Fod gives Skovlerne en ∠ mod den Side, fra hvilken Vandet strømmer til, for at lette deres Udtrædelse af Vandet.

Undertiden træffer man Underfaldsvandhjul, der have større Spillerum end 1—1½ Tomme mellem Skovlernes Kanter og Renden. Disses Nyttevirkning kan ikke beregnes efter Formlen (3); men betegnes Arealet af Skovlens indsænkede Deel, maalt lige under Axlen, ved a, Vandets Hastighed ved c, Hjulets ved v, saa er det Volumen Vand, der i Secundet strømmer imod Hjulets Skovler $Q = ac$, altsaa den theoretiske Virkning efter Formlen (1) lig $\gamma\, a\, c .\, v \frac{(c-v)}{g}$ og da bliver

$$\text{Nyttevirkniugen } N = 0{,}75\ \gamma \frac{ac}{g} v (c-v) \ldots (4).$$

Uagtet de beskrevne Underfaldshjul i det Hele kun give

en ringe Virkningsgrad bruges de dog ofte, hvor man har Vand nok, især naar man vil opnaa stor Hastighed og behøver stor Kraft til at sætte Hjulet igang.

Strømhjul. Disse ere Skovlhjul, anbragte enten mellem et Par Fartøier eller paa eet Fartøi saaledes, at Axlen hviler tværs over dets Sider og bærer et Skovlhjul paa hver Side af Fartøiet. Hjulenes Skovler stikke ned i Vandet og paavirkes af Strømmen ved Stød. De anbringes ofte paa seilbare Strømme.

Hjuldiameteren, maalt paa Skovlernes Yderkant er 12—18 Fod, Skovlerne stilles i Afstand paa Omkredsen 1.12—2.25 Fod. Deres Antal er sædvanligt 12—20. Skovlernes Dybde eller Høide er 1/4—1/5 af Radius, og forneden af Hjulet staaer Skovlernes Overkant lidt under Vandspeilet.

Ifølge Formlen for Underfaldsvandhjul: $A\,C = E.\,\frac{c}{c-v}$ der angiver Afstanden for en mellem et Par Skovler indelukket Straales første Anstødspunct til det Punct hvor dens sidste Vandpartikel støder mod Skovlen, sees, at da E ved disse Hjul er stor, saa vil meget Vand gaa bort uden at komme til Stød; men dette er nødvendigt, for at Vandet skal kunne slippe bort fra Hjulet uden at stuve sig betydeligt.

Da Skovlerne stikke dybt i Vandet, saa kunne de ikke stilles efter Radien, fordi de da vilde lide for stor Modstand ved Udtrædelsen. Man giver dem en ∠ med Radien mod den Side, fra hvilken Strømmen kommer, lig 15 til 30°.

Sættes en Skovler Areal = A, Strømmens Hastighed = c, Hjulets Peripherihastighed = v, saa kan dets Nyttevirkning, efter 27 Forsøg af Bossut, beregnede af Poncelet udtrykkes ved Formlen:

$$N = 0.769.\ \gamma\ A\ c\ \frac{(c-v)\ v}{g} \quad (5)$$

Den er grundet paa samme Betragtning, som Formlen (4).

Hjulets fordeelagtigste Hastighed er efter Forsøgene $v = 0.1\ c$. Man kan forøge Trykket paa Skovlerne ved at forsyne dem med Rande paa den Side, der vender mod Strømmen.

Lignende Hjul anvendes undertiden paa Steder, hvor man har Ebbe og Flod; sædvanlig ere de da ikke

anbragte paa Fartøier, men paa en fast Opstilling, saaledes at de kunne løftes og sænkes mod Vandspeilet, medens de samtidigt forblive i Indgribning med de Tandhjul eller Lignende, de skulle drive.

2. Underfaldsvandhjul med krumme Skovler, af Poncelet. Fig. 15. *C* er Hjulets Centrum, *G* Hjulet, sammensat af to $\neq$ Ringe, mellem hvilke krumme Skovler ere anbragte $\perp$ paa Tegningens Plan. *H* en skraa Væg, der begrændser Tilløbsrenden, *I* Stibordet, *K* Stangen til at trække det, *L* Tilløbsrenden, *P* Nedspring paa Afløbsrenden for at give Plads for Afløbsvandet.

Ved dette Hjul skal Vandet ledes ind paa Skovlerne uden at støde mod disse, hvorledes dette skeer, sees af Fig. 16.

Er ab en Hjulomkreds, paa hvilken en Vandstraale løber ind med Hastighed c i Retningen AB_1 og er $AB_1 = cdt$ o: det i Tiden dt gjennemløbne Rum, $AA_1 = vdt$ det af Hjulomkredsen i samme Tid gjennemløbne Rum, dersom da Straalepartiklen i Indtrædelsesøieblikket er i Berøring med det yderste Endepunct A af Skovlen *AB* og efter Forløb af Tiden dt i Berøring med Punctet B, af samme Skovle, naar denne har indtaget Stillingen $A_1 B_1 \neq AB$; saa har Vandpartiklen under Indstrømningen fulgt langs ad Skovlen, og saa er den kommet ind i Hjulet uden at støde. Men saa er:

$AB_1 = cdt$ Diagonal i et Parallelogram $A_1 B_1$ hvis ene Sidelinie er $AA_1 = vdt$ og hvis anden Sideline er $AB = c_1dt$ idet c_1 betegner Hastigheden paa Skovlen.

Eller: $AB = c_1dt$ er Diagonal i Parallelogr. af $AA_2 = \div vdt$ og $AB_1 = cdt$.

Det er klart, at Forholdet i Figuren bliver det samme, naar man istedetfor dt sætter 1 og istedetfor vdt sætter v, istedetfor cdt sætter c og istf. c_1dt sætter c_1.

I Figur 15 er nu $AB = c$ afsat i Retning af den indfaldende Straale $AD = \div v =$ Hjulets Peripherihastighed afsat efter Tangenten til Hjulet, i modsat Retning af Hastigheden v. Af disse to Sider er Parallelogram BD dannet, og Diagonalen AE er da $= c_1$, dens Retning er Tangent til Skovlens Retning i B. Ledelinien for den cylindriske Skovle-

flade kan altsaa construeres som en Cirkelbue, hvis Centrum ligger i en Linie $\perp$ EA, og dette Centrum vælges saaledes, at de Skovler, der befinde sig forneden af Hjulet ikke kaste sig til den modsatte Side af Lodlinien.

Poncelet er nu gaaet ud fra, at c_1 = Vandets Indtrædelseshastighed i Hjulet er meget nær = c—v. Formedelst denne Hastighed vil Vandet stige i Skovlerne til en Høide lig $\frac{(c-v)^2}{2g}$ men saa begynder det atter at falde, og hvis Udfaldspunctet falder i samme Høide, som Infaldspunctet A, saa vil Vandet i Udfaldspunctet have paa Hjulet en Hastighed = c—v, og, da Skovlernes Retning i Hjulperiferien falder nær ved Retningen af Tangenten til Hjulet, vil den udfaldende Straales Hastighed udenfor Hjulet blive (c—v) $\div$ v = c—2v.

Inden Vandet traadte ind i Hjulet havde det Hastighed = c, altsaa, naar Hjulet bruger Q Cubicfod Vand i Secundet, en levende Kraft for hvert Secund = $\frac{\gamma Q}{g} . c^2$.

Naar det træder ud af Hjulet, har det Hastigheden c—2v, altsaa en levende Kraft = $\frac{\gamma Q}{g} (c-2v)^2$

Differensen er den levende Kraft, som Hjulet i Secundet modtager

$$\text{ɔ: } \frac{\gamma Q}{g} \left[c^2 - (c-2v)^2 \right] = 4 \frac{\gamma Q}{g} (c-v) v.$$

Arbeidsmængden, der i Secundet er gaaet over til Hjulet er det Halve deraf eller $2 \gamma Q \frac{(c-v) v}{g}$ . . . . . (6) det er: dobbelt saa stor som for Underfaldsvandhjul, conf. Forml. (1).

Den virkelige Arbeidsmængde, ɔ: Hjulets Nyttevirkning, bliver noget mindre, nemlig:

Naar Faldhøiden H er under 4 Fod:

$$N = 1{,}5 \gamma Q \frac{(c-v) v}{g} \quad \ldots\ldots\ldots (7)$$

Naar Faldhøiden er 5 Fod eller mere:

$$N = 1{,}3 \gamma Q \frac{(c-v) v}{g} \quad \ldots\ldots\ldots (8)$$

Formindskelsen hidrører fra følgende Omstændigheder:

1) Noget af Vandet vil støde under Indløbet paa Skovlerne, mere ved store end ved smaa Fald.

2) Hjulet er vel forneden omgivet af en Slutrende, der strækker sig lidt hinsides Perpendikulæren gjennem Axen, men noget Vand gaaer tabt gjennem dens Spillerum af omtrent $^1/_2$ Tomme.

Vandet lider Modstande under sin Stigning og Synkning i Skovlerne.

Hvis den anførte Beregning var fuldkommen rigtig, saa vilde man ved at sætte Vandets Udfaldshastighed $c - 2v = 0$ erholde en Virkning lig den absolute Arbeidsmængde.

Sættes i Formlerne (7) og (8) $v = \frac{c}{2}$, erholde henholdsviis

$$N = 0.75\,\gamma\,Q\,h \text{ og } N = 0.65\,\gamma\,Q\,h \ldots\ldots\ldots (9).$$

hvor h er Trykhøiden for Indløbet; men den er mindre end Faldets Høide h, thi deels maa man give Renden, fra Stibordet hen til Hjulet, et Fald (sædvanligt $\frac{1}{12}$), og deels forlader Vandet Skovlerne med en Hastighed, der er meget nær lig 0, saa at noget af Faldet maa anvendes nedenfor Hjulet for at tilveiebringe Hastighed af Vandet i Afløbsrenden. $H - h$ bliver sædvanligt 4—6 Tommer efter Vandmængdens Størrelse og efter Hastighederne.

Som Følge heraf bliver Virkningsgraden mindre end Coefficienterne i Formlerne (9), nemlig:

$$\left.\begin{array}{l} \frac{N}{\gamma\,Q\,H} = 0.60—0.65 \text{ for Fald } H = 4—5 \text{ Fod} \\ \text{og } \frac{N}{\gamma\,Q\,H} = 0.50—0.55 \text{ for større Fald} \end{array}\right\} \ldots (10).$$

Disse Hjul kunne, uden stort Tab i Arbeidsmængde, taale at gaa i Bagvand til Høide med Hjulkrandsens Inderkant; de anvendes derfor en Deel, hvor Afløbsrendens Vandspeil til visse Aarstider, f. Ex. ved Foraars Tøbrud, kan voxe derved, at Frisluserne aabnes stærkt.

For at skaffe Vandet Leilighed til at træde ind og ud af Hjulet i samme Høide, kommer det an paa at beregne tilnærmende Afstanden mellem Indfalds- og Udfaldspunct, naar de skulle ligge i samme Horizontal.

Vandet bruger, for at stige i Skovlerne til Høiden $\frac{(c - v)^2}{2g}$ og derved tabe sin Hastighed $c - v$, en Tid $t = \frac{c - v}{g}$; lige saa

lang Tid bruger det for at falde gjennem samme Høide, og derved vinde Hastigheden for Udtrædelsen c — v. Tiden, der forløber mellem Indfald og Udfald er altsaa $2t = 2 \cdot \frac{c - v}{g}$.

Den Vei, som Hjulperipherien gjennemløber i samme Tid er tilnærmende $= 2tv = 2 \cdot \frac{(c - v)\,v}{g} = s$ . . . . . (11).

Sættes i denne Formel $v = \frac{c}{2}$ erholdes

$$s = \frac{c^2}{2g} = h \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (12).$$

Dette er ikke strengt nøiagtigt, da Vandpartiklerne i Hjulskovlerne undergaae en Pendulbevægelse, saa at Tiden mellem Indfald og Udfald bliver lidt større.

Hjulkrandsens Høide bliver nu lig:

$$r\left(1 - \sqrt{\frac{r^2 - \frac{1}{4}s^2}{r^2}}\right) + \frac{(c - v)^2}{2g} + 0.17 \text{ Fod} \quad \ldots\ldots \quad (13).$$

Radius ***AF*** til Skovlerne gjøres sædvanligt lidt større end Hjulkrandsens Høide.

Den fordelagtigste Hasth. efter Erfaring: $v = 0.55\,c$.

Hjulets Brede bestemmes som om Ringen blev halv fyldt til Høide $r\left(1 - \sqrt{\frac{r^2 - \frac{1}{4}s^2}{r^2}}\right) + \frac{(c - v)^2}{2g} = d$, altsaa:

$$s\,b\,d = 2Q \cdot 2t$$

$$\text{o: } \frac{2\,(c - v)\,v}{g}\,b \cdot d = 4Q\,\frac{c - v}{g}$$

hvoraf Hjulets Brede mellem Ringene, b, bliver:

$$b = \frac{2Q}{v\,d} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (14).$$

Stibordet gjøres 4 Tommer smallere og stilles skraat, saaledes at dets Fald bliver 2 til 1 mod Horizonten. Stibordstrækket beregnes efter sædvanlige Formler.

Skovlernes Afstand paa Omkredsen er 8—9 Tommer. De tilvirkes af Blik (eller af Tøndestaver).

Disse Hjul føre ved en vis Stibordsbrede en stor Vandmængde, saa at Hastigheden af Vandet nær ved Stibordet er stor. For ikke at tabe for meget af Faldet ved Modstand i Tilløbs- og Afløbsrenden, bredes disse stærkt ovenfor og nedenfor

Hjulet, saa at Hastigheden i de brede Dele af Renderne bliver 1 Fod. Fig. 17 viser dette seet ovenfra.

For at lede Vandet ind paa Hjulet med mindst mulig Stødvirkning forandres ofte Indløbsrenden saaledes, at alle Dele af den indstrømmende Straale omtrent faaer den samme Hastighed som Midten af Straalen, og træffe Hjulets Omkreds under samme Vinkel (see Fig 18). Skovlerne blive herved mindre krumme.

Det ligger da nær at gjøre Skovlerne plane, og der er neppe Tvivl om, at man ad denne Vei ɔ: ved en forandret Underbygning og skraatstaaende Stibord kan construere Underfaldsvandhjul med plane Skovler, der give næsten samme Virkningsgrad som Ponceletske Hjul men som ville blive en Deel billigere at bygge end disse.

Een tidligere Erfaring haves, der tyder herpaa, nemlig den, at sædvanlige Underfaldsvandhjul have givet forøget Nyttevirkning derved, at de ere blevne forsynede med et skraatstaaende Stibord, som de der bruges ved Poucelets Hjul, samt skraa Skovler; nemlig omtrent 40 pCt. af den absolute Arbeidsmængde.

3. Overfaldsvandhjul. Disse Hjul modtage Vandet i Nærheden af det øverste Punkt, hvor det løber ind paa Hjulet. Faldets Høide er *H*, regnet fra Vandspeilet i Vandstuen *A* til Vandspeilet i Afløbsrenden *B*. Vandet i Dammen *C* staaer i Reglen høiere end det i Vandstuen *A*, hvor det for Hjulets gode Virknings Skyld, helst bør staae i constant Høide. Vandstuen *A* er sædvanligt ført horizontalt gjennem en Dæmning for Vandbeholdningen *C* (Dammen). Frislusen ligger gjerne paa et andet Sted i Dæmningen.

Vandhjulet *D* er sammensat af to eller flere ligestore og parallele Ringe, hvorimellem Skovler ere anbragte af saadan Form, at de saa længe som muligt kunne holde paa Vandet og først dybt nede paa Hjulet udgyde det. Ringene eller Krandsene, som de ogsaa kaldes, ere 9—15 Tommer dybe, og Afstanden mellem Skovlerne maalt paa Hjulomkredsen ligesaa stor eller hellere lidt større; deres Antal bør være deleligt med Hjularmenes Antal. Skovlerne have en brækket Form og en Bund, der som oftest dækker den hele indre Omkreds af Hjulet. Den oprindelige Grundform af Skovlerne er den, der bruges, naar de gjøres af Træ, og den construeres paa følgende Maade, Fig. 19:

Cirklen *defg* ligger midt i Krandsen, den skjæres af Radierne *ad*, *bc*, *cf*, o. s. fr. Forskuffnrne blive da *ae*, *bf*, *cg*, o. s. v. Bundskuffens Retning er ligegyldig, som oftest lægges den i Retning af Radius, som *dh*, *ei*, *fk* o. s. fr. Bunden eller Bagklædningen ligger langs *hikl* og dækker Hjulet heelt indvendigt.

Naar Skovlerne dannes af Jernplader gjøres de ikke brækkede, men bøies efter en Form, der nærmer sig den beskrevne.

Iøvrigt construeres Forskuffen ofte saaledes, at Puncterne *a*, *b*, *c*, o. s. v. flyttes høiere op, hvorved Skovlerne komme til endnu længere at holde paa Vandet; men Luftens Udtrædelse foroven, naar Vandet træder ind, besværliggjøres derved, saa at denne Construction kun bør anvendes, naar Skovlerummene fyldes meget svagt med Vand.

Af hele Faldhøiden *H* anvendes en Deel, *h*, til at drive Vandet ind paa Hjulet og udøve Stød mod Hjulet foroven, en anden Deel, som oftest 3—4 Tommer, gives som Spillerum forneden mellem Hjulets Underkant og Afløbsvandets Vandspeil.

Vandet maa, hvor det løber ind, i *A*, ikke støde mod Forskuffen. Hjulets Hastighed i Omkredsen $v = AC$ afsættes tangentielt til *A*, *BC* drages $\neq$ med den Forskuffe der kan tænkes træffende i *A*, og med en Radius = Vandets Indfaldshastighed c beskrives fra *A* som Centrum en Cirkelbue, der skjærer *BC* i Punctet *B*. Drages nu *AB*, saa er dens Retning lig den, som Vandstraalen skal have i Indfaldspunctet *A*. Falder i Virkeligheden *AB* nærmere til Horizontalen, saa vil Straalen støde mod Forskuffens Inderside; falder den dybere under Horizontalen, støder den mod Ydersiden af Forskuffen, og vil da paa Grund af Skovlens Elasticitet kastes deelviis ud af Hjulet.

Det Punct, hvor Vandet ved en vis Fyldningsgrad af Skovlerne atter vil træde ud af disse, afhænger af den Form, som Vandets Overflade antager i Skovlerne.

Er α en Vandpartikel i en Skovle, og har den en Vægt = q, saa kan denne Vægt afsættes = Verticallinien $\alpha\beta$. Afsættes $\alpha\gamma$ (i Retning af Radien) lig Centrifugalkraften ɔ: $= \frac{q}{g} \varphi^2 r$, idet r er Radius til α, φ Hjulets Vinkelhastighed, saa

paavirkes den nævnte Vandpartikel af Resultanten $\alpha\delta$. Forlængelsen af denne Resultants Retning skjærer Vertikalen gjennem Hjulaxen O i Punctet I. Drages nu Radien $\alpha O = r$, saa ere $\triangle\ \alpha\gamma\delta$, $\alpha\delta\beta$ og αOI ligedannede, og de to første congruente,

$$\text{hvoraf } OI = \alpha O\ \frac{\alpha\beta}{\alpha\gamma}$$

Indsættes

$$\alpha O = r,\ \alpha\beta = q \text{ og } \alpha\gamma = \frac{q}{g}\ \varphi^2\ r, \text{ erholdes } OI = \frac{g}{\varphi^2} \quad (15).$$

Da denne Afstand er uafhængig af r, saa bliver den den samme for alle andre Vandpartikler, der findes i denne eller i andre Skovler af Hjulet.

Som Følge heraf bliver Vandets Overflade i Skovlerne normal paa Retninger som AI, ɔ: den bliver en Cylinderflade, der har Axe gjennem I $\perp$ paa Tegningens Plan.

Sættes Hjulets Antal af Omdreininger i Minutet $= n$, saa er $\varphi = \frac{2\ \pi\ n}{60}$, $\varphi^2 = \frac{\pi^2\ n^2}{900}$, og indsættes denne Værdi i Ligningen (15) erholdes:

$$OI = \frac{31'.25 \times 900}{\pi^2\ n^2} = \frac{2850}{n^2} \text{ Fod } \ldots . \quad (15_1).$$

Har Hjulet Diameter $= 14$ Fod og er dets Peripherihastighed $= 5$ Fod, saa vender det een Gang i 8.8 Secunder, n bliver da $\frac{60}{8.8} = 6.82$ og $OI = \frac{2850}{(6.82)^2} = 61.3$ Fod, saa at Vandets Overflade i Skovlerne er næsten horizontal.

Overfaldshjul give altsaa størst Virkning, naar de arbeide langsomt. Ere de af Jern, gjøres v ofte $= 3$ Fod eller derunder, Træhjul gives ofte en Peripherihastighed $v = 5$ Fod for derved at gjøre deres levende Kraft stor nok til at de kunne have nogenlunde eensformig Gang, naar deres Modstande ere uregelmæssige. Undertiden kan det af denne Grund forsvares at gjøre v endnu større.

Hjulenes Nyttearbeide vil dernæst forøges, naar man ikke fylder Skovlerne for stærkt, thi desto længere bliver Vandet i Skovlerne. Sædvanligt fyldes de kun halvt, sjeldent mere, men undertiden mindre.

For Hjul med sædvanlig ringe Hastighed, og med halv Skovlefyldning beregnes Arbeidsmængden saaledes:

Vandets Stødvirkning, der skyldes Faldhøiden h, see Fig. 19, er, naar Vandmængden i Secundet er Q Cubicfod og den løber ind $\neq$ med Forskuffen med Hastighed c og under en $\angle$ med Tangenten til Hjulet $= \alpha$:

$$\frac{\gamma\, Q}{g} (c \cos \alpha - v)\, v \text{ i Secundet} \quad \ldots \quad (16)$$

idet v er Hjulets Peripherihastighed.

Vandets Virkning ved Tryk paa Skovlerne, efterat det er kommet ind i disse, vilde, dersom det faldt ud forneden af Hjulet være $= \gamma\, Q\, h$, men da det efterhaanden træder ud inden Skovlerne ere komne heelt ned, saa erholdes denne Virkning kun lig en Arbeidsmængde

$$= 0.78\, \gamma\, Q\, h \quad \ldots \quad (17).$$

Summen af (16) og (17) er Hjulets Nyttearbeide.

$$N = \gamma\, Q \left[0.78\, h + \frac{(c \cos \alpha - v)\, v}{g} \right] \quad \ldots \quad (18).$$

En Formel, der efter Morin's Forsøg altid stemmer med Virkeligheden paa $\frac{1}{20}$ nær.

Ere Skovlerne fyldte til $\frac{2}{3}$ af deres Rumfang, saa bliver Virkningen formedelst Vandets Tryk kun $= 0.65\, \gamma\, Q\, h$, og den hele Nyttevirkning:

$$N_1 = \gamma\, Q \left[0.65\, h + \frac{(c \cos \alpha - v)\, v}{g} \right] \quad \ldots \quad (19).$$

$\frac{v}{c}$ bør ligge mellem Grændserne 0.4 og 0.66.

Naar Overfaldshjulene have stor Omdreiningshastighed, eller de ere stærkt fyldte med Vand i Skovlerne, eller begge Dele samtidig finde Sted, saa er Beregningen for Nyttevirkningen anderledes, (Fig. 20).

Man kan gaae ud fra, at alt Vandet strømmer ind paa Hjulet $\neq$ med Forskuffen, thi det kan altid opnaaes.

Arbeidsmængden ved Stødet bliver da, som før:

$$\frac{\gamma\, Q}{g} (c \cos \alpha - v)\, v.$$

Antages Vandet at komme ind ved A og at begynde sin Udtrædelse af Skovlerne ved B og drages Horizontalerne Aa og

Bb, saa hviler Vandet i Skovlerne gjennem Høiden $h = ab$, udvikler altsaa en Arbeidsmængde i Secundet

$$= \gamma \, Q \, h.$$

Fra B til Hjulets nederste Punct er da tilbage en Høide $bc = h_2$. Antages den Skovle der har sin Munding i D o: i Afstanden $bd = x$ under B at indeholde en Vandmængde $= q_2$ Cubicfod; antages endvidere at et Antal $=$ k Skovler i hvert Secund at passere Stibordsaabningen, saa passerer i Secundet en Vandmængde $=$ k q_2 Punctet D. Elementet af den Arbeidsmængde, der udvikles i Secundet paa Høiden h_2 af Hjulet bliver altsaa $= \gamma$ k q_2 dx. og hele denne Arbeidsmængde

$$= \gamma k \int_0^{h_2} q_2 dx.$$

Antages hver Skovle, beliggende mellem A og B at indeholde en Vandmængde q. saa er

$$kq = Q;$$

altsaa bliver Hjulets hele Arbeidsmængde i Secundet

$$N = \gamma k \left[q \left(\frac{c \cos \alpha - v}{g} v + h \right) + \int_0^{h_2} q_2 dx \right] \ldots\ldots (19).$$

hvor $\int_0^{h_2} q_2 dx$ tilnærmende kan beregnes efter Simpsons Formel.

Den anførte Formel (19) giver Resultater, der ganske godt stemme med dem, der erholdes ved directe Prøve med Bremsdynamometret.

Naar et Overfaldshjul er construeret overeensstemmende med de Betingelser, der gjælde for Anvendelsen af Formlen (18), saa bliver:

$$\mu = \frac{N}{\gamma Q H} = 0.70 - 0.75 \ldots\ldots\ldots (20).$$

og det sidste Tal erholdes da altid, naar Faldet H er over 16 Fod. Ved at fylde Skovlerne mindre end halvt kan μ voxe, endog til 0.80.

Det er en Selvfølge, at lignende Tal ikke i Almindelighed kunne gives for Hjul, der skulle beregnes efter Formlen (19).

I Henseende til Constructionen af Hjul, der høre under Formlen (18) bestemmes først den omtrentlige Høide eller Diameter af Hjulet.

Er v givet, saa kan c sættes $= 2v = \sqrt{0.9 \times 2gh_1}$ Diametren af Hjulet bliver da H — h_1 — 0.33 Fod. . . . (21).

Dernæst bestemmes Hjulbreden. Er e Skovlernes Afstand paa Omkredsen af Hjulet, saa passerer forbi Stibordet i Secundet et Antal Skovler $= \frac{v}{e}$, og Tiden, i hvilken hver Skovle passerer er $= \frac{e}{v}$. Vandmængden, som Skovlen optager, bliver altsaa: $q = Q\frac{e}{v}$.

Er det nyttige Tværsnit af hver Skovle = a, og sættes Hjulets Brede = b, saa bliver for halv Fyldning af Skovlerne

$$ab = 2q = 2Q\frac{e}{v}, \text{ o: } b = 2 \cdot \frac{Q}{a}\frac{e}{v} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (22).$$

Stibordets Brede bliver 4 Tom. mindre; dets Træk bestemmes saaledes, at det kan føre Vandmængden Q i Secundet.

Vandets Ledning ind $\neq$ med Forskuffen er omtalt. Undertiden indrettes Stibord med Tude eller ledende Kanter, saaledes at de lede Straalen ind i den fornødne Retning; iøvrigt gjør man vel i at conferere med Tegninger af udførte Overfaldshjul.

Vandstuen ved Overfaldsvandhjul, der er nødvendig for at holde en constant Vandhøide over Stibordsaabningen for at Indfaldshastigheden c kan blive constant, medfører, at naar Vandet i Dammen staaer høiere, saa faaer man ikke Nytte af hele Høiden. Derfor anvender man ofte istedenfor Overfaldshjul andre, der tillade at drage Nytte af hele Faldhøiden, som saaledes kan indtræde; disse ere:

4) Sidehjul, der modtage Vandet paa Siden, enten høit oppe paa Hjulet eller paa dets nederste Halvdeel.

Den første Slags Hjul, der sædvanligt benævnes Sidehjul (Ryghjul), have Skovling omtrent som Overfaldshjulene, see Fig. 21. Kun have de Aabninger mellem Skovlerne indad mod Hjulet, for at Luft skal kunne slippe ud ad denne Vei, medens Vandet løber ind gjennem Mundingen paa den ydre Omkreds.

Vandets Indfaldspunct falder ved disse Hjul omtrent 30° over Horizontalen gjennem Axen. Er altsaa Faldhøiden = H, Trykhøiden for Indfaldet af Straalen = H, Hjulradien = R, saa bliver:

H — h_1 = h og R (1 + *sin* 30°) = h o: R = $\frac{2}{3}h_1$ . . (23)
idet h er Middelværdien af Faldhøiderne fra Indfaldspunctet *A* til Hjulets nederste Punct.

Tilledningsrenden *B* sluttes opad mod Hjulet ved en Ramme *C* med Ledevægge; disse gjøres krumme saaledes, at for et Indløbspunct *A* er Indfaldsretningen *AD* construeret saaledes, at efter denne løber Vandet ind ⫫ med Forskuffen; Ledevæggen skal da berøre *AD* i Punctet *A* og iøvrigt være bøiet saaledes, at Vandet vil følge Aabningen, f. Ex. efter en Cirkelbue.

Stibordet maa kunne dække for alle Aabninger i Rammen *C*.

Efter at Vandet er kommet ind paa Hjulet, kan det, ved en vis Fyldningsgrad af Skovlerne, hvile i disse og falde ud forneden, som ved Overfaldsvandhjul. Undertiden omslutter man dog Hjulet, nedenfor Tilløbet, med en Slutrende for at holde paa Vandet, men skal denne passe godt, saa vil Hjulet gjerne skure imod den, saa det er bedre at udelade en saadan.

Disse Hjul give en Nyttevirkning af omtrent 75 pCt. af Vandets absolute Arbeidsmængde, naar Skovlerne kun fyldes halvt, og Peripherihurtigheden ikke er mere end 4 til 5 Fod.

De kunne anvendes ved Fald af 10 Fod — 20 Fod omtrent.

Det andet Slags Sidehjul er dem, der modtage Vandet nedenfor Hjulets Axe; de kaldes Brysthjul. Vandet virker paa dem deels ved Stød og deels ved Tryk, ligesom Tilfældet var ved de to sidst omtalte Classer af Hjul, og deres Indretning er følgende:

De bestaae af 2de eller flere lige store og ⫫ Ringe, paa Omkredsen forsynede med Knægte, paa hvilke Lapskovler ere fastgjorte (see Fig. 22 *b*), eller og anbringes Skovlerne mellem Hjulkrandse.

Efter at Vandet ved sit Indløb gjennem Stibordet har virket ved Stød, kommer det til at hvile i Skovlemellemrummene og virke paa Skovlerne ved sin Tyngde; da dette skeer forneden af Hjulet, er det her omgivet med en Slutrende, der passer til Omkredsen og til Siderne af Skovlerne eller af Hjulet. Bygges denne Rende af Steen eller af Tømmer, kan Spillerummet mellem den og Hjulet bringes ned til $\frac{3}{8}$ Tomme; ofte bygges den af 3 Tommer tykke Planker, der slaae sig, og da tør man ikke regne

paa mindre Spillerum end omtrent 1 Tomme. Forneden, hvor Vandet løber bort, gives Renden et stærkt Fald, for at man hurtigt kan skaffe den et Tversnit, der ikke giver Vandet større Hastighed end een Fod, den samme Hastighed holdes gjerne i Tilløbsrenden *A* som Maximum; Afløbsrenden bør ikke gjerne have Nedspring, da Skovlerne i saa Fald vilde tømme sig for stærkt og Vandets Virkning ved Tryk derved formindskes.

Skovlerne fyldes kun halvt, da større Fyldning vilde foranledige Tab af Vand gjennem Slutrendens Spillerum. Hjulets Hastighed i Peripherien gjøres, naar det er af Jern, eller naar det er af Træ og har constant Modstand, f. Ex. omdreiende Maskindele indeholdende større Masser som ved Kornmøller, kun lig 3 Fod, og er Hjulet af Træ, maa det da altid være overbygget med Skuur. Ofte gives Træhjul en Peripherihastighed af 5—6 Fod: men jo større den er, jo større levende Kraft tager Vandet med sig, naar det forlader Hjulet.

Disse Hjul kunne ikke taale Bagvand uden at deres Nyttevirkning formindskes. Afløbsvandets Vandspeil maa derfor aldrig staae høiere end 5—6 Tommer op paa Skovlen forneden.

Er hele Faldets Høide = H, saa anvendes heraf en Deel lig h, til at føre Vandet ind paa Hjulet og frembringe Stødvirkning; en anden Deel af Faldet, h, er den, gjennem hvilken Vandet virker ved Tryk ɔ: ved sin Tyngde. Kommer Straalen ind i Hjulet i Punktet *G* og dens Tangent danner med Tangenten til Hjulomkredsen en Vinkel α, saa vil, naar Straalens Hastighed er c, det tangentiale Stød mod en Skovle eller mod Vandet i samme skee formedelst en relativ Hastighed $= c \cos \alpha - v$, idet v er Hjulets Peripherihastighed.

Er da Vandmængden, der strømmer ind i Secundet = Q Cubikfod, saa bliver Stødvirkningens Arbeidsmængde i Secundet

$$= \gamma \frac{Q}{g} (c \cos \alpha - v)\, v.$$

Hviler derefter samme Vandmængde i Hjulskovlerne og virker ved sin Tyngde gjennem Høiden h, saa erholdes derved endnu en Arbeidsmængde $= \gamma\, Q\, h$ i Secundet. Summen af disse Arbeidsmængder giver den theoretiske Arbeidsmængde i Secundet

$$= \gamma\, Q \left[h + \frac{c \cos \alpha - v)\, v}{g} \right].$$

Men Noget af denne gaaer tabt, idet en Deel Vand strømmer bort gjennem Spillerummet mellem Hjulet og Renden. Ved Forsøg med 4 forskjellige Hjul har Morin fundet følgende Formel for Nyttevirkningen i Secundet:

$$N = 0.75\ \gamma\ Q \left[h + \frac{(c\ cos\ \alpha - v)\ v}{g}\right] \quad . \ . \ . \ (24),$$

der er nøiagtig, paa $\frac{1}{20}$ nær, naar de anførte Betingelser for Hjulets gode Nyttevirkning ere opfyldte.

Men ved at søge Forholdet mellem Nyttevirkningen og den absolute Arbeidsmængde $\frac{N}{\gamma Q h}$, fandt han:

naar h var $= \frac{1}{4}$ H, $\frac{N}{\gamma Q H} = 0.40 - 0.45$

— h var $= \frac{2}{5}$ H, — $= 0.42 - 0.49$

— h var $= \frac{2}{3}$ H, — $= 0.47$

og — h var $= \frac{3}{4}$ H, — $= 0.55$.

Det sees heraf, at $\frac{N}{\gamma Q H}$ voxer med $\frac{h}{H}$, saa det maa være fordeelagtigt at reducere Høiden h1, der anvendes til at frembringe Stød paa Hjulet til det mindst mulige ɔ: ved at lade Vandet løbe ind paa Hjulet ved et Overfaldsstibord, saaledes som Fig. 23 udviser. *A* er Tilløbsrenden, *B* Væggen mod Hjulet, *C* Overfaldsstibordet, der trækkes opad, *D* Slutrenden, *E* Afløbsrenden.

Ved Undersøgelsen af et Vandhjul i Baccarat indrettet paa den anførte Maade fandt Morin følgende Formel for Nyttevirkningen i Secundet:

$$N = 0.799\ \gamma\ Q \left[h + \frac{(c\ cos\ \alpha - v)\ v}{g}\right] \quad . \ . \ . \ (25),$$

der ved sædvanlige Hastigheder og halv Skovlefyldning stemmer nøiagtigt paa $\frac{1}{20}$ nær.

For saadanne Hjul bliver $\frac{\gamma Q H}{g} = 0.70 - 0.75$.

Foruden de anførte Constructionsforhold for Brysthjul bemærkes endnu Følgende:

Nyttevirkningen formindskes ikke væsentligt om $\frac{v}{c}$ varierer mellem Grændserne 0.3 og 1.0, men man sætter i Almindelighed $\frac{v}{c} = 0.5$ til 0.7. Skovlernes Dybde gjøres = 1.0 til 1.25 Fod,

deres Afstand ikke mindre, men saaledes, at Hjularmenes Antal gaaer op i Skovlernes Antal.

Hjulets Brede bestemmes paa den Maade, som er viist for Overfaldshjul efter Formlen (22).

Stibordets Brede bliver 4 Tommer mindre end Hjulets.

Skovlerne maa ved alle Sidehjul være ventilerede, saa at Vandet uhindret kan strømme ind.

For med Lethed at kunne regulere Vandtilstrømningen anvendes ofte et Reguleringsstibord *I*, see Fig. 23; det ligger i en ganske ringe Afstand bag det skydelige Stibord *C*, er ved Jernstænger bundet til en Axe *F*, og bevæges enten ved en Regulator eller en Svømmer eller ved begge Dele i Forening.

Undertiden anvendes Sidehjul, der hverken ere Ryghjul eller Brysthjul, f. Ex. saadanne ved hvilke Vandet falder ind i Høide med Axen; i saa Fald føres Vandet sædvanligt ind gjennem en støbt Ramme med Leddevægge, som den er viist ved Fig. 21.

Oversigt over Anvendelsen af verticale Vandhjul.

Underfaldsvandhjul bruges naar man har smaa Fald, helst kun 3—5 Fod høie Fald, men store Vandmængder. De Ponceletske Hjul give størst Nyttevirkning og kunne uden stor Formindskelse i Virkningsgrad arbeide under Tilstedeværelse af Bagvand.

Overfaldsvandhjul anvendes ved høie Fald, undertiden ere de endog brugte ved Fald af 70 Fods Høide. Det laveste Fald, ved hvilket de kunne bruges, er omtrent 14 Fod. De kunne ikke optage over 30 Cubicfod Vand i Secundet uden at blive for brede og for kostbare at bygge. De taale ikke Bagvand i Afløbsrenden, da deres Skovler ikke kunne ventileres, hvorfor man nødes til at give et Spillerum forneden.

Ryghjul anvendes med Fordeel ved samme Vandmængde, indtil 30 Cubicfod i Secundet og for Fald af 10—30 Fods Høide. De kunne, da deres Skovler ere ventilerede, taale nogle Tommers Bagvand.

Brysthjul anvendes ved samme Vandmængde og ved Fald af 4—8 Fods Høide. De taale ikke Bagvand høiere end 5—6 Tommer paa Skovlerne. De give størst Nyttevirkning naar de indrettes med Overfaldsindløb for Vandet.

Det er for Nyttevirkningen af de sidste tre Classer af Hjul fordeelagtigst, naar man kan, at lade dem arbeide med 3—4 Fods Hastighed.

Poncelets Hjul anvendes ofte med Fordeel istedetfor Brysthjul, da de, ved samme Vandmængde, blive smallere end disse, og faae større Omdreiningshastighed.

Verticale Vandhjul gives i Reglen ikke ringere Diameter end 13 Fod, for at Vandet kan virke paa en tilstrækkelig stor Radius til at sætte dem i Gang.

b) Horizontale Vandhjul.

De ere anbragte paa en verticalt staaende Axel, som ved Vandets Virkning paa Hjulet sættes i omdreiende Bevægelse.

α) **Hjul, der modtage Vandet paa den indre Omkreds,** nemlig:

1) Fournayrons Vandhjul (Fig. 24). *A* er Hjulet, der ved en Tallerken er fastgjort til Axlen. Det har verticaltstaaende Skovler, der ere krummede i Horizontalen, 24—36 i Antal. Axlen dreier sig forneden i en Tap, der stadigt holdes smurt, f. Ex. ved uafbrudt Tilstrømning af Olie, under Tryk, gjennem Røret *E*. *F* er en Jerncylinder, der slutter Tilløbsrenden *C*; den bæres af denne Rende. *G* er et Rør uden om Axlen, ligesom det cylindriske Rør *F*, concentrisk med Axlen. I Eet med Røret *G* er den horizontale cirkelrunde Plade G_1 (Ledepladen); den bæres af Bjælker paa Tilløbsrendens Overbygning. *H* ere verticaltstaaende, cylindriske Ledeflader, der skulle tjene til at lede Vandet ind paa Hjulet i den rigtige Retning: de ere befæstede til Ledepladen G_1 og nogle af dem tillige til Røret *G*. *I* er en Jernring, der ved en Læderpakning slutter til Indersiden af Jerncylinderen *F*; paa denne Ring er befæstet Træklodser *K*, der gribe ind om Ledefladerne *H* og danne et ringformigt Stibord. *LL* ere Stænger, fastgjorte paa Ringen *I* og foroven forsynede med Skruer, hvorved Stibordet kan trækkes op eller sænkes ved Hjælp af Hjulværket *M* og Skruen uden Ende *N*. *O* er det Hjul foroven paa Vandhjulets Axel, ved hvilken dets Bevægelse forplantes til de Maskiner, der skulle modtage Vandhjulets Arbeidsmængde.

Tappen af Axlen og dens Spor er det af Vigtighed at gjøre

haard og indrette paa permanent Smørelse for at den ikke skal gnaves.

Er Vandmængden, der bruges til Hjulet, variabel, saa bemærkes, at det kun giver høi Virkningsgrad ved fuldt Stibordstræk; vil man altsaa af mindre Vandmængder erholde stor Virkningsgrad, saa forsynes Hjulet med Mellemvægge, hvorved der dannes Etager i Hjulet, der hver for sig kunne give fuld Virkning. Paa Fig. 24 er anbragt en saadan Mellemvæg midt paa Hjulets Høide ɔ: to Etager, saa at Vandmængder = Q og $\frac{1}{2}$ Q kunne arbeide fordeelagtigt.

Fournayrons Hjul kunne give $\mu = \frac{N}{\gamma Q h} = 0.75$, naar de anvendes ved store Vandmængder; ere disse tilstede, saa kan Faldet være større eller mindre, f. Ex. 4 — 30 Fod, kun maa det iagttages, at Trykket paa Tappen ikke bliver for stort. De arbeide bedst under Vand. I Henseende til Detailtegninger nævnes: Redtenbachers Turbinen og Armangaud ainé Roues hydrauliques.

2) Horizontale Vandhjul uden Ledevægge for Vandets Indløb, modtagende Vandet paa den indre Omkreds. Af disse haves forskjellige Constructioner. Den af dem, der bruger meest, er Whitelaws; den kaldes sædvanligt den skotske Turbine (Fig. 25). *A* er Tilløbsrenden for Vandet. Da dette Hjul sædvanligt anvendes ved høie Fald, er Renden tænkt ledet under Jorden ned til Cylinderen *B*. Fra denne træder Vandet ind i Hjulet *C*, der har flere hule Arme, 2 til 4, gjennem hvilke Vandet løber og derved meddeler Hjulet Arbeidsmængde. Hjulet er fastgjort paa den verticale Axel *D*, som bærer et Tandhjul, der forplanter Bevægelsen videre.

Hjulets Skovler eller Arme ere krummede i Horizontalen med en Spirallinie som Middellinie og aftrukne om denne, idet Breden aftager fra Hjulets Inderkant til dets Yderkant.

β) **Hjul, der modtage Vandet gjennem et Ledeapparat fraoven** og ved hvilke Vandet strømmer nedad gjennem Hjulets Skovler, der ere bøiede efter Verticalen. Det vigtigste af disse Hjul er Fontaines Turbine.

Fig. 26 viser en Udfoldning af et cylindrisk Snit, lagt vertikalt midt gjennem Ledeapparatet og Hjulet. *A B* er Lede-

apparatets Overkant, *CD* Hjulets Overkant, *FF* Hjulets Underkant. Ledevæggenes Ledelinie paa Udfoldningen er *IA*. Hjulskovlens Ledelinie er *AE*.

Hjulringens Brede b' skal gjøres omtrent = 0.35 r, idet r er Middelradien.

Skovlernes Afstand sættes omtrent = $\frac{1}{2}$ b' og Skovleformen dannes som en vindskjæv Flade, hvis Ledelinie er Formen angivet paa Hovedfiguren og beskrevet af en horizontal Linie, der gaaer efter Radius og bevæger sig paa Ledelinien. Paa lignende Maade dannes Ledefladerne.

Disse Hjuls Nyttevirkning er $\mu = \frac{N}{\gamma Q H} = 0.65-070$. De gaae godt ogsaa under Vandet, kunne uden stort Tab arbeide med variable Vandmængder og passe især for store Vandmængder.

Ved Jonvals Indretning deraf, Fig. 27, har Hjulet en Vandsøile af Høide h_2 under sin Underkant, her er altsaa Faldets Høide = $h + h_2$.

Stibordsindretningon er forskjellig. Man har i Reglen et Stibord i Renden ovenfor Hjulet, og undertiden har man intet intet andet, men saa kan man kun lade Hjulet arbeide med den Maximumsvandføring, for hvilken det er beregnet, thi Vandføringen kan i saa Tilfælde kun formindskes ved at knibe Stibordet, og derved formindskes samtidigt Trykhøiden over Hjulet. Er Hjulet indrettet til at bevæge sig i en nedenfor det liggende vertical Vandsøile, kan derimod Vandmængden reguleres ved Stibordet ved denne Søiles Underende. Men iøvrigt bruger man Rækker af Stibord, der ved Stænger kunne hæves og sænkes, og derved regulere Vandtilstrømningen for hver Ledeaabning. Sædvanligt ere samtlige disse Stibord deelte i 3 Partier af Omkredsen, og ved en Mechanisme løftes alle Partier samtidigt mere eller mindre, hvorved da kan indledes mere eller mindre Vand til Hjulet. Fremdeles bruger man at dække de horizontaltliggende Aabninger i Ledeapparatets Overside ved Metalplader, der kunne vikles paa eller af en ret Kegle.

See iøvrigt Tegninger i Moteurs hydrauliques af Armangaud ainé.

γ) **Hjul som modtage Vandet paa den ydre Omkreds.** Fig. 28 viser et saadant Hjul, det har et Ledeapparat liggende

udvendigt og ligner iøvrigt meest en Fourneyrons Turbine. Disse Hjul ere let tilgængelige og give ogsaa en høi Virkningsgrad, men det er en Ulempe ved dem, at de let faae en meget stor Diameter, hvorved de blive kostbare at bygge og faae en stor Vægt, saa at Trykket paa Tappen forneden bliver stort.

δ) **Tangentialhjul.** Af disse, der indlede Vandet til Hjulet under en lille Vinkel med Tangenten til dets Omkreds, gives 3 Slags.

1) Saadanne Hjul, der modtage Straalen paa Hjulets indre Omkreds, medens det løber ud af den ydre Omkreds. Disse Hjul kunne beregnes paa samme Maade som Fournayrons.

2) Hjul der modtage Vandet paa den ydre Omkreds, hvor Vandet derefter bevæger sig indad mod Centrum paa krumme Skovler indtil den indadgaaende Bevægelse standses ved Centrifugalkraftens Indflydelse, hvorpaa det ved samme Krafts fortsatte Indvirkning atter følger Skovlernes Flade tilbage indtil det løber ud paa Hjulets ydre Omkreds. Disse Hjul have været brugte en Deel i Schweiz, men ere atter forladte.

3) Hjul, der modtage Vandet paa den ydre Omkreds og gjennem de krumme Skovler føre det ud paa den indre. Disse bruges en Deel. Man lader ikke Vandet strømme ind paa hele Hjulets Omkreds, men kun paa en vis Brøkdeel, $\frac{1}{n}$ deraf, og da man kan gjøre n stor, saa er dette Slags Hjul skikket for smaa Vandmængder. De give en Nyttevirkning $\mu = \frac{N}{\gamma Q h} =$ 0.65—0.70. De gaae ikke godt under Afløbsvandets Vandspeil.

Naar man kun giver Vandet Indløb paa den ene Side af Hjulet, saa opstaaer der et Tryk paa Axlen, som vil hæves, naar man anvender tvende Indløb lige overfor hinanden.

For eet Indløb sættes sædvanligt n = 4—5.

For to do. — — n = 3—4.

Møllebygger N. Mikkelsen i Aarhuus har bygget en Deel Tangentialturbiner passende til variable Vandmængder; de have Indløb og Afløb paa hele Omkredsen.

Stibordene ved Tangentialturbiner maae være indrettede til at aabnes mere eller mindre.

Ifølge det Anførte ville Turbiner af Fournayrons og Fon-

taines eller Jonvals Constructioner blive at anvende ved store Fald, og de kunne anvende saa store Vandmængder, som ikke kunne optages af de verticale Vandhjul, der give en god Virkningsgrad. De nævnte Turbiner give kun den høieste Virkningsgrad ved store Vandmængder.

Whitelaws Turbine giver god Virkning ved høie Fald og kan anvende nogenlunde ringe Vandmængder. Tangentialturbinerne anvendes fordelagtigt ved Fald af forskjellig Høide samt ved mindre og variable Vandmængder.

c) Modtagere for Vandkraft med vexlende Bevægelse.

Disse ere Vandsøilemaskinerne, der kunne anvendes og give god Nyttevirkning ved meget høie Fald og smaa Vandmængder. Faldets Tryk virker paa et tætsluttende Stempel i en verticaltstaaende Cylinder og frembringer derved Bevægelse. Maskinerne kunne være enkeltvirkende eller dobbeltvirkende. Maskiner, grundede paa samme Princip, men indrettede til at paavirkes af Vandet fra Vandværker i Byer ɔ: med Tryk af en Vandsøile, hvis Høide er 150—250 Fod, ere construerede af W. Armstrong; de ere brugte ved Kraner eller til at bevæge smaa Maskiner, brugelige i den mindre Industri.

Overskuelige Tegninger af Vandsøilemaskiner findes i Christians mécanique appliquée, og en Tegning af Vandkranen ved Kjøbenhavns Gasværk findes paa Læreanstaltens Tegnestue.

En Maskine, der ikke henhører under nogen af de anførte Classer er Montgolfiers hydrauliske Vædder. Ved den virker en Vandstrøm med sin levende Kraft til at løfte en Del af Strømmens Vand til en større Høide end den, der svarer til Vandstrømmens Hastighed. Dens Indretning er Følgende (Fig. 29): *A* er Dammen eller Beholderen, fra hvilken Vandet kommer, *B* Ledningsrøret, *C* Vædderen, *a* Stødklappen, *b* Stigeklappen, *d* Vindkjedlen, *e* Stigerøret, *f* Afløbsvandet efter Stigningen, *g* Afløbet for Vædderens Spildevand. Maskinens Virkemaade er bekjendt fra den mechaniske Physik.

Eytelwein har anstillet en stor Mængde Forsøg med denne Maskine og af disse udledt empiriske Formler, og givet Regler for de Constructionsforhold, der give Anledning til den største Virkningsgrad. Betegner

h Høiden af Vandspeilet i *A* over Stigeklappen *b*,
h_1 Stigehøiden over samme Punct,
q Vandmængden i Cubicfod, der i Secundet løber fra *A*,
q_1 — i Cubicfod, der løftes til *f*,
saa har Eytelwein fundet:

$$\frac{q_1 h_1}{q h} = 1.20 - 0.24 \sqrt{\frac{h_1}{h}}$$

Han fandt desuden følgende Constructionsforhold fordelagtige; de betinge den i Formlen angivne Virkningsgrad.

1) Længden af Ledningsrøret bør mindst være lig Stigehøiden h_1, hellere større.

2) Diametren af Ledningsrøret bliver $d = 0.952 \sqrt{q}$, idet q er det Antal Cubicfod Vand, som Røret fører i Secundet. Heraf følger Vandets Middelhastighed i Ledningsrøret. $v = 1.4$ Fod; Hastigheden er til sine Tider større, til andre mindre, lig 0 eller negativ.

3) Stigerørets Diameter skal være $= \frac{1}{2}$ d; det bør ikke bøies nedad foroven.

4) Begge Ventilaabninger skulle være lige store, og hvers Diameter lig Stigerørets Diameter *d*.

5) Ventilerne lægges hinanden saa nær som muligt; man anvender, naar *d* er < 0.95 Fod bedst Skiveventiler med Stilke (eller og Kugleventiler) naar *d* derimod er større, bruges Klapventiler med Hængsel eller bøieligt Omdreiningsled.

Saavidt vides existerer der Intetsteds nogen Stødhævert, hvis Nyttevirkning overskrider $\frac{1}{2}$ Hests Kraft. Grunden hertil er de hyppigt gjentagne og skarpe Slag af Ventilerne, der ved større Maskiner af dette Slags medføre Forstyrrelse af Murværket i de Bygninger, i hvilke de ere anbragte.

Maskinen er baade Modtager og Arbeidsmaskine.

Den følgende Tabel viser Gangen af Stødhæverter under forskjellige Værgier af q, h, q_1 og h_1.

Klappernes Antal Slag i Minutet	Vægten af forbrugt Vand q	h	Det løftede Vands Vægt q_1	h_1	Nyttevirkn. $q_1 h_1$	Den absolute Arbeidsmængde qh	$\frac{q_1 h_1}{qh} = \mu$
	℔	Fod	℔	Fod	℔'	℔'	
66	96.93	9.768	30.84	25.55	788.6	946.8	0.83
54	127.21	9.873	35.89	31.41	1127.4	1255.6	0.89
50	109.35	9,644	23.87	37.53	896.0	1054.5	0.85
52	74.30	7.764	15.36	31.41	482.5	576.9	0.84
45	99.73	8.478	19.07	37.53	715.6	845.5	0.85
42	90.32	7.207	13.66	37.53	512.6	650.9	0.79
36	80.91	5.872	9.573	37.53	359.3	475.1	0.76
26	47.66	4.416	4.506	31.41	141.6	210.5	0.67
31	73.30	4.919	6.409	37.47	240.1	360.6	0.67
23	101.13	3.998	5.908	37.53	221.7	404.4	0.55
17	98.33	2.915	4.366	31.25	136.5	286.7	0.48
15	112.35	3.125	3.304	37.53	124.0	351.1	0.35
14	109.75	2.415	2.003	37.53	75.2	265.0	0.28
10	89.32	1.915	0.821	37.53	30.8	171.0	0.18

Maskinen bruges mest til at løfte Vand op i Etagerne af visse Fabrikbygninger, saasom Farverier, Kattuntrykkerier o. lign.

Modtagere for Vindens Kraft.

Disse ere Vindfang, indrettede til at modtage en Del af den Arbeidsmængde, som Vindstrømme medføre paa Grund af deres Masse og Hastighed. De ere enten:

a) Horizontale Vindfang, eller
b) Verticale Vindfang.

a) Horizontale Vindfang

ere anbragte pna en vertical Axel, som ved Vindens Virkning paa Vindfanget dreies omkring.

1) Fig. 30 *a* viser Horizontalprojectionen af et Hjul, construeret som adskillige Vandhjul med Skovler, der gaae i Retning af Radius. Hjulet er fastgjort til Axlen *A* og en Skjærm *B*, der kan dreies om *A*, dækker Hjulet paa den ene Side for Vindens Virkning. Kommer Vinden, naar Skjærmen indtager den angivne Stilling, i Retning af Pilen *a*, saa paavirkes kun den ene Side af Hjulet og det dreier sig altsaa i Retning af Pilen *b*.

Det er klart, at det samme Vindfang vilde kunne anvendes til ved et verticalt anbragt Hjul, at omdreie en horizontal Axel.

2) Vindfang med hule, pyramideformede Skjærme, der tjene som Vinger. Fig. 30 β viser en Horizontalprojection af et saadant Vindfang.

CA, *CB*, *CD* og *CE* ere horizontale Arme, der ere befæstede til Axlen *C*. Mellem Enderne af Armene ere anbragte Stænger, som *AB*, *BD* o. s. f. og paa disse ere de hule, pyramideformede Skjærme *FF* og *GG* anbragte. Kommer nu Vinden ind i Retning af Pilen *a*, saa ville Skjærmene *GG* paavirkes af den i deres Hulhed, hvorimod de to andre ville vende Spidsen mod Vinden og derved kun paavirkes med et ringere Tryk. Axlen *C* vil altsaa dreie sig i Retning af Pilen *b*.

Skjærmene kunne ogsaa indrettes til at lukke sig, naar Vinden virker paa deres Spids og at aabne sig i de Stillinger, hvor de vende Aabningen mod Vinden.

Vindfang forsynede med Arme, der danne et Gitter, ved hvilket Seil kunne lægge sig an (Fig. 30 γ). Vingernes Arme ere betegnede som i foregaaende Figur, Seilene ved *F*. De punkterede Linier *g* angive Snore, ved hvilke Seilets ene Ende er forbundet med den Arm, mod hvilken det ikke skal lægge sig an, medens Seilets modsatte Kant er fæstet langs Kanten af den nærmest liggende Gitterarm. En Vind, der kommer i Retning af Pilen *a*, giver Seilene de i Figuren angivne Stillinger, hrorved Axlen *C* dreies i Retning af Pilen *b*.

4) Dreielige Vinger, der selv efter Vindens Retning lægge sig an mod Armene af et Vindfang (Fig. 30 δ).

A er en vertical Axe, der har Arme *b*, hver bestaaende af to horizontale Bomme. Vingerne *c* ere enten Træflagger eller lette Rammer, beklædte med Seildug eller Lignende. Hver Vinge er dreielig om to Tapper *d* i Bommenes Yderender, og i den Ende, der er modsat Tapperne, have de et Beslag *e* foroven og forneden, der kan lægge sig an mod Bommene. Naar Vinden kommer i den ved Pilen *C* angivne Retning, ville Vingerne indtage de i Horizontalprojectionen angivne Stillinger, og Axlen *A* vil dreie sig i Retning af Pilen *D*.

Man har indrettet dette Slags Vindfangs Vinger til at svækkes naar Vinden blev for voldsom, enten vilkaarligt eller ved Vindens egen Kraft, og man har delt Vingerne i mindre Dele, men dog har det vist sig ved dette Vindfang, der iøvrigt giver bedre

Virkning end de tidligere omtalte, at det under heftige Vindstød slaaes istykker.

b) Verticale Vindfang.

Disse bestaa af Flader, der ligge noget nær i en Verticalplan, der staaer foran paa Vingeaxlen, som har en skraa Stilling, dog ikke meget afvigende fra den horizontale. De nævnte Flader (Vingerne) have en Heldning mod Vingeplanen, saa at naar Vinden kommer i Retning af den Verticalplan, som gaaer igjennem Axlen, saa dreies denne.

Axlen med sit Vindfang ligger paa en Bygning, et smalt Hus, og efter Axlens Anbringelsesmaade inddeles Møllerne i:

α) Stubmøller, hvor Axlen ligger øverst i et Hus, der kan dreies om en vertical Tap (Stubben), der gaaer op i Husets nederste Del.

β) Hollandske Møller eller Hatmøller, hvor Axlen hviler i den øverste Del, Hatten, af Møllen, og Hatten kan dreies, idet den hviler paa Ruller eller paa Klodser, der atter hvile paa en Ring, der danner den horizontale Overkant af det under Hatten anbragte Møllehus.

Møllehuset, baade ved Stubmøller og ved Hatmøller, gjøres, for at skaffe Plads til de Maskiner, der skulle drives ved Vindfanget, som oftest bredere forneden end foroven; jo mere Huset breder sig nedefter paa den Plads, som Vingerne skulle passere, jo mere skraat maa man lægge Vindfangets Axel, for at Vingerne kunne bære frit af Huset. Axlens Skraaning er sædvanligt 8—15°.

Tegninger findes i Christians mecanique, Leblancs recuilles etc. paa Tegnestuen i Læreanstalten.

Møller, der staa umiddelbart paa Jorden, kaldes Jordmøller; de kunne være enten Stubmøller eller Hatmøller. Jordmøller kunne kun anvendes paa en større Plaine, og da Vinden maa stryge langs ad denne til Vindfanget, saa have disse Møllers Vindfang en meget jevn og stadig Paavirkning af Vinden.

Kun en Part af Vingeplanen tør fyldes med Seil, da Vinden ellers hindres i at slippe bort efter at have udøvet sit Tryk paa Vingerne.

Ifølge practiske Erfaringer bruges i Reglen kun 4 Vinger

i et verticalt Fang, undertiden 5, og det er endnu fordelagtigt, meget sjeldent 6 Stkr. Den inderste Del af Vingernes Arme, i de fleste Tilfælde den inderste Sjettedel af Længden, bærer hverken Ribbeværk til at optage Seil eller disse selv, da Vinden paa denne Del af Vindfanget maa kunne passere uhindret om Toppen, eventualiter Hatten, af Møllehuset.

Hvad angaaer Vingernes Heldning mod Vingeplanen, saa er, ifølge hvad der i den technishe Mechanik er omtalt for Indfald af Vindstraaler under Vinkler, der ligge mellem 60 og 90°, Trykket P, som udøves mod en Plan af Areal = A, med relativ Hastighed af Vinden = u og ved en Vinkel mellem Vindens og Planens Retning = i (Indfaldsvinklen):

$$P = C \cdot A^{1,1} \cdot u^2 \sin^2 i,$$

hvor C er Constant, og man uden væsentlig Feil kan sætte A istedetfor $A^{1,1}$ ɔ: Trykket = C . A . $u^2 \sin^2$ i. Arbeidsmængden, der opstaaer ved dette Tryk, skal for ethvert Element af Vingerne være et Maximum, saa at Vingerne paa de forskjellige Steder af deres Længde maa erholde forskjellig Heldning, ɔ: deres Flade maa blive vindskjæv.

I Fig. 31 fremstiller *IK* et Tværsnit af Vingen, taget paa et vilkaarligt Sted af dens Længde, *AB* det tilsvarende Tværsnit af Vingeplanen, *CD*, der staaer ⊥ paa *AB*, Vindens Indfaldsretning, saa er ∠ *CEK* = Indfaldsvinklen *i*. Sættes nu Vindens Hastighed i Retning af *CD* = c, Vingeelementet *IK*'s Undvigelseshastighed i Retning af *AB* = v, saa bliver samme Elements Undvigelseshastighed i Vindretningen = v *cotg* i, altsaa den relative Hastighed u = c — v *cotg* i, følgelig bliver, hvis Vingeelementets Areal sættes = A, Normaltrykket paa Elementet:

$$E\,G = C \cdot A\,(c - v\ cotg\ i)^2 \sin^2 i = C \cdot A\,(c \sin i - v \cos i)^2.$$

Dette Tryk kan opløses i to andre, nemlig:

E L = N *sin* i, der optages af Axlens Tap, og

E M, der virker til at drive Vingeelementet fremad i Vingeplanens Retning. Værdien af E M er:

$$P = N \cdot \cos i = C \cdot A\,(c \cdot \sin i - v \cos i)^2 \cos i,$$

og den af Elementet i Vingeplanens Retning optagne Arbeidsmængde =

$$Pv = C \cdot A \cdot v\,(c \sin i - v \cos i)^2 \cos i.$$

I dette Udtryk for Pv er c given, altsaa constant. Da endvidere Enden af Vingen har en Hastighed i Vingeplanen, der ved et vist Arbeide af Vindfangets Axel staaer i et constant Forhold til c, saa staa alle Elementers Hastighed v i constant Forhold til c o: for et Element er v constant. Altsaa kun Størrelsen i er variabel.

Differentieres Udtrykket $(c \sin i - v \cos i)^2 \cos i = Y$, og sættes $\frac{d Y}{di} = 0$, erholdes Ligningen:

$$\operatorname{tg} i = \frac{3v}{2c} \pm \sqrt{2 + \left(\frac{3v}{2c}\right)^2},$$

hvor Fortegnet + svarer til Maximum af Y. Beregnes nu Vinklerne i og deres Complementvinkler α for Elementer, beliggende paa hver Sjettedel af en Vinges Længde, idet man forudsætter c = 20 Fod og Hastigheden i Vingeplanen for Vingernes Yderende = 60 Fod, et Forhold, der svarer til Virkeligheden, efter Formlen

$$\operatorname{tg} i = \frac{3v}{2c} + \sqrt{\left(\frac{3v}{2c}\right)^2 + 2}, \text{ saa erholdes}$$

for det inderste Element $i = 66^0\ 57'$ og $\alpha = 23^0\ 3'$
for Elementet 2 $i = 74^0\ 18'$ og $\alpha = 15^0\ 42'$
— — 3 $i = 78^0\ 29'$ og $\alpha = 11^0\ 31'$
— — 4 $i = 81^0\ 0'$ og $\alpha = 9^0\ 0'$
— — 5 $i = 82^0\ 39'$ og $\alpha = 7^0\ 21'$
og — — 6 $i = 83^0\ 48'$ og $\alpha = 6^0\ 12'$

Disse Beregningsresultater stemme ret godt med Forsøg af Smeaton og Erfaringer af Coulomb.

Smeaton fandt det yderste Elements Heldning under Vingeplanen heldigst = $6^0 - 12^0$ og det inderste Elements ∠ = $24^0 - 30^0$ samt at Vingerne skulde være hule mod Vindretningen, medens den beregnede Figur er convex derimod.

Coulomb fandt ved Undersøgelse af Møller i Omegnen af Lille det inderste Elements ∠ med Vingeplanen = $18^0 - 30^0$ og derfra aftagende ud efter, til den ved det yderste Element blev 6^0. Coulomb fandt endvidere ved Forsøg med mange Vindfang, at Hastigheden i Vingeplanen af Vingernes Yderende var, naar Vindfanget var belastet til Maximum af Nyttevirkning:

v = 2.6 til 2.7 c, og

naar Vindfanget gik ubelastet: v = 4 c.

Der er ved enhver Belastning et constant Forhold imellem c og v. Da Formen af Vingerne ogsaa er constant eller omtrent constant, saa kan et Vindfangs Nyttearbeidsmængde, naar een Vinges Areal sættes = A, sættes lig

$$\Sigma Pv = C_1 A . c^3 = N,$$

hvor N er hele Vindfangets Arbeidsmængde,

A Arealet i □ Fod af een Vinge,

c Vindhastigheden i Fod, og

C_1 en Constant, bestemt ved Erfaring; den er = 0.0020 – 0.0025.

Denne Formel gjælder Vindfang med 4 rectangulaire Vinger. Vingernes Brede er $\frac{1}{3}$ til $\frac{1}{5}$ af Længden.

Naar Møllehuset, paa den Del af det, der passeres af Vingerne, gjøres meget bredt og meget bredere forneden end foroven, saaledes som det er Tilfældet ved vore sædvanlige holhandske Møller, gives ofte Vingens yderste Element en Vinkel, over Vingeplanen = $4^0 - 6^0$ for derved at erholde et Tryk af Vinden, som bevirker, at Seilet bliver liggende, medens Enden af Vingen passerer Huset og altsaa erholder bagfra et Tryk, hidrørende fra Luftstrømmens Tilbagekastning fra Huset. Vingen bliver herved endmere hul imod Vinden.

Smeaton har fundet, og det er iøvrigt stadfæstet ved Erfaring, at man vinder i Nyttevirkning ved at gjøre Vingerne bredere ved Yderenden end inde ved Axlen. Ofte tilveiebringes denne forøgede Brede ved Hjælp af Vindbrædderne.

Til at dreie Møller i Vinden og afstive Vindfanget i den Stilling, i hvilken den derved anbringes, anvendes en Stjert, der gaaer ud til den Side, der er modsat Vingernes. Ved Hatmøller gaaer denne Stjert ud fra Hatten, ved Stubmøller er den ofte tillige Trappeleie for Huset.

Iøvrigt har man undertiden Apparater, der skulle tjene til, ved Vindens egen Kraft at dreie Hatten med Vindfanget i Vinden. De virke sædvanligt for langsomt, naar Vinden springer hurtigt rundt. Ligeledes har man Mechanismer til vilkaarlig eller automatisk Svækning af Vingerne. Tegninger af saadanne Indretninger findes i flere Skrivter, f. Ex. i Christians mécanique, Pl. 12, der findes paa Tegnestuen i Læreanstalten.

Modtagere for Arbeidsmængde, der udvikles ved Varme.

Varmen benyttes til at opvarme Luft, meddele den Spænding og derved frembringe Bevægelse, eller den anvendes til at forvandle draabeflydende Legemer til Dampe med Spænding, og disse anvendes da til at bevæge Maskiner. Det er i det Væsentlige kun Vanddamp, der har vist sig practisk brugbar til Øiemedet, og dette Afsnit kommer derfor i Hovedsagen til at handle om Dampmaskinerne og deres Tilbehør.

A. Udvikllngsapparaterne for Vanddampe.

Disse ere Dampkjedlerne, og ved dem bliver at omtale:

a) Formen i Henseende til Styrke, Dampudviklingens Størrelse, d. e. Ildens fordelagtige Virkning paa dem.
b) Brændsel, Ildsted, Ildcanaler og Skorsten.
c) Kjedlernes Tykkelse og Forbinding.
d) Visere for Vandstanden og Midler til Forsyning med Vand, uafhængige af Dampmaskinen.
e) Visere for Spændingen og Midler til at opgive den.
f) Farerne for Kjedlers Sprængning.
g) Biapparater ved Kjedlerne.

a) Kjedlernes Form.

En Kjedel af Form som en hul Kugle vilde frembyde den største Modstand mod Forandring af sin Form, men ved et Indhold af en vis Størrelse vil dens Overflade være saa lille, at Flammen ikke kan virke fordelagtigt paa den; derfor bruges andre Former, især Cylinderformen.

I Henseende til den fordelagtigste Virkning af Flammen bemærkes, at Ildens Virkning paa concave Flader er virksommere end paa convexe. Naar man dernæst kan indrette det saa, at den nærmeste Del af Flammen kommer til at virke paa Flader, der ligge nær ved Overfladen af Vandet i Kjedlen, saa ville Dampe, der udvikles paa disse Flader, kun have ringe Modstand at overvinde, saa de udvikles let; derefter vil det være hensigtsmæssigst om man under Flammens eller Røgens Gang lader være, saavidt muligt, en constant Differens mellem Flammens eller Røgens Varme og Vandets Varme. Med andre

Ord: Dampudviklingen foregaaer lettest og i bedste Orden, naar den varmeste Flamme virker paa det varmeste Vand, den koldeste Flamme paa det koldeste Vand.

I den følgende Fremstilling af Formerne for Kjedler skal Ordningen for hver særskilt Form finde Sted i Forhold til fordelagtig Virkning af Brændslet.

1) Kjedler med plane eller hule Flader udsatte for Ildens Virkning.

Fig. 32 viser Tværsnit af en Kjedel, der ved en vis Mængde Brændsel giver den største Dampmængde. *A* er Kjedlen, *B* dens Indmuring, *C* Risten med Askefald under sig. Flammen fra Ildstedet spiller først paa den plane Flade nær Vandspeilet i Kjedlen og paa de tilgrændsende Sideflader; derpaa passerer den gjennem Canalerne 2 og 3 til Skorstenen.

Denne Form af Kjedel kan kun anvendes ved lave Spændinger, med mindre der gives den en særegen Forbinding.

Den anvendes mest til Opvarming af Drivhuse o. dsl.

Fig. 33 er den Watt'ske Kjedel. *A* Kjedlen, *B* Indmuringen, *C* Risten med Askefald under. Flammen gaaer først gjennem 1 under den hule Bund af Kjedlen, derpaa gjennem Canalerne 2 og 3 til Skorstenen. Undertiden anbringes inden i Kjedlen et Rør 4; i saa Fald gaaer Flammen først gjennem 1, derpaa gjennem 4, og saa igjennem 2 og 3, enten delt til begge eller først gjennem den ene, derpaa gjennem den anden. Er Kjedlen kort, saa erholdes ved denne Indretning en særdeles god Dampudvikling. Men selv ved den først anførte Indretning er Kjedlen oeconomisk i Henseende til Brændselforbrug, men den kan kun bruges ved svage Spændinger af 4—6 ℔ Differentstryk paa □ Tommen, og selv da maa den forbindes med Ankere for at kunne holde sin Form.

2) Cylindriske Kjedler. Fig. 34 viser en Kjedel med indvendigt Ildsted og Ildcanaler, den saakaldte corniske (cornwallske) Kjedel. Den giver en oeconomisk Virkning af Brændslet, selv ved en Dampspænding af 4 Atmosphærers Differentstryk. *A* er Kjedlen, *B* Murværk, *C* Risten, Ildcanalerne følges af Flamme og Røg i den Orden: 1, 2, 3, 4. Undertiden deles Flammen fra 1 og føres samtidigt gjennem 2 og 3, samles der-

paa atter og gaaer gjennem 4. Hertillands er denne Kjedelform den almindeligste.

Fig. 35 er en Kjedel, der indrettes efter samme Princip, af mindre Diameter, og indmures, som Figuren viser, saaledes, at Ilden først gaaer igjennem 1, derpaa enten gjennem 2 og 3 under Eet eller i Ordenen 1, 2, 3.

Fig. 36 er ligeledes en Modification af Fig. 34. Saadanne Kjedler ere construerede af Fairbairn. Flammen kommer fra Ildstederne i Rørene 1, forbinder sig derpaa til een Canal og gaaer fra denne gjennem 2 og 3. Man erholder herved en Kjedel, hvis Ildpaavirkningsflade er stor ved et ringe Rumfang af Kjedel, og slipper for en Del Røg, hvorom senere.

Naar Kjedler af dette Slags ere store og iøvrigt indrettede som Fig. 34, saa lægges undertiden et Kogerør *E* ind i Ildcanalen 1 (Fig. 37); dette Rør staaer med sin nederste Del i Forbindelse med Kjedlens Vandbeholdning, og den Damp, som dannes i Røret, ledes fra dets bageste Ende op til Kjedlens Damprum ɔ: over Vandspeilet i Kjedlen. Dersom den indvendige Ildcanal ikke er meget stor i Diameter, saa kan Røret *E* ikke anbringes uden at skade Trækken.

Fig. 38 er en cylindrisk Kjedel med Ildsted *C* under og Canaler for Ilden paa Siderne; den giver en mindre stærk Dampudvikling for en vis Mængde Brændsel end de foranførte Kjedler. Men en saadan Kjedel er stærk ifølge sin Form; undertiden gjøres Enderne af den halvkugleformede.

Fig. 39 viser en smal og lang cylindrisk Kjedel. Fra Ildstedet gaaer Flammen langs hen under Kjedlen. Det er ofte rigtigt, navnligen naar en Kjedel kun skal have en lille Ildpaavirkningsflade, at anvende denne Construction.

En bedre Indretning for saadanne mindre Kjedler er den, der er fremstillet i Fig. 41 og opfundet af Henschel. Den smalle cylindriske Kjedel ligger skraat, dens Vandspeil ligger ved *ab*, saa at Flammen fra Ildstedet kan spille rundt om den nedenfor liggende Del af Kjedlen, indtil den forneden, gjennem Aabningen *D* gaaer til Skorstenen. Saadanne Kjedler give en god oeconomisk Virkning af Brændslet. Da Kjedlens Damprum kun er lille, er den altid foroven forsynet med en cylindrisk Dampbeholder *F*.

Fig. 40 er Tværsnit af en cylindrisk Kjedel med Kogerør. *A* er Kjedlen, *aa* Kogerørene, der med Halse ere forbundne med Kjedlen. Ildstedet ligger her forneden, og Flammen passerer Canalerne i Ordenen 1, 2, 3 og 4, undertiden delt gjennem Canalerne 2 og 3 paa eengang. Dersom Kjedlen er kort, saa er denne Indretning god, thi da Flammen ikke strax har fuld Varme, saa kommer den varmeste Flamme til at virke i Canalerne 2 og 3.

Undertiden har man anbragt Kogerørene, som i Fig. 40, men lagt Ildstedet der, hvor Canalen 4 befinder sig og ladet Flammen passere Canalerne i Ordenen 4, 2 og 3 samt 1, saa at Kogerørene blive paavirkede af den svageste Flamme. I saa Fald ledes det kolde Vand, hvormed Kjedlen forsynes, hvilket altid bør indledes til det Vand i Kjedlen, der er koldest, ind i Kogerørene, og disse blive da kun at betragte som Forvarmere, anbragte i Kjedlens Murværk.

3) Uindmurede Kjedler. Disse kunne være enten Canalkjedler eller Rørkjedler; de anvendes paa Skibe, Rørkjedlerne ogsaa paa Locomotiver og Locomobiler.

Fig. 42 fremstiller et verticalt Gjennemsnit efter ***IK*** og et horizontalt efter ***LN*** af en Canalkjedel. Flammen udvikles paa Risten *C* og gaaer derfra gjennem Canalerne *E*, *F*, *G* og *H*, og fra denne til Skorstenen, der ligger over *I*. Canalerne ere, saaledes som det er vist i Verticalsnittet, forbundne med Kjedlens Yderside ved Stagbolte. Mellem Kjedlen og Ildkanalerne og imellem disse indbyrdes er der Vandvægge. *M* er en Dampkasse, anbragt fordi Damprummet over Vandet er lille.

Disse Kjedler give en god oeconomisk Nyttevirkning af Brændslet, men passer kun for svage Dampspændinger (indtil omtrent 1 Atmosphæres Differentstryk) og de optage megen Plads, hvorfor de ogsaa næsten ganske ere gaaede af Brug.

Fig. 43 er en Rørkjedel for et Skib. Flammen udvikles paa Risten *C* og Askefaldet er *D*. Fra *C* gaaer Flammen gjennem Canalen *E*, Rørene *F* og Optrækket *G* til Skorstenen *I*. *H* betegner Lemme, der kunne oplukkes for at komme til at rense Rørene *E*.

Det indsees let, at Anvendelsen af Mængder af Rør, gjennem hvilke Flammen ledes, giver Anledning til at erholde en stor

Ildvirkningsflade, medens Kjedlen dog kun kommer til at indtage en ringe Plads, og have en ringe Vægt.

Rørenes Diameter er ved Skibskjedler $2\frac{1}{2} - 3\frac{1}{2}$". Dersom Damprummet *S* over Vandet i en Kjedel af denne eller anden Slags bliver lille eller lavt, saa kan man oven paa Kjedlen anbringe en Dampkasse. Ilden virker ret fordelagtigt paa disse Kjedler.

Skal man have høi Spænding af Dampen i en saadan Kjedel, f. Ex. 24 ℔ Differenstryk pr. □", saa gjøres bedst den ydre Kjedel cylindrisk, men Indretningen bliver iøvrigt den samme.

Locomotivers og Locomobilers Kjedler (Fig. 44) have bagtil en Ildkasse *A*. Det kommer an paa at gjøre Kjedlen let, derfor giver man deres Rør kun 2 Tom. i Diameter, de ledes fra den ene Ende af Ildkassen langs gjennem den bagved liggende cylindriske Del af Kjedlen, og her meddeler man Flammen en kunstig stærk Træk ved at lade Spildedampen fra Dampmaskinerne strømme op igjennem Skorstenen. Man opnaar herved en meget livlig Forbrænding, der fremmer Dampudviklingen fra den tilstedeværende Ildpaavirkningsflade.

Et System af Rør er for faa Aar siden opfundet af Wise. Et verticaltstaaende Rør *a* (Fig. 45) gaaer fra Vandbeholdningen ned i den Del af Kjedlen, hvor Flammen virker og kan ledes om saadanne Rør paa forskjellig Maade; indeni dette Rør er anbragt et andet, *b*. Vand vil nu bevæge sig ned gjennem *b* og udvikle Damp, der stiger op gjennem Spillerummet mellem Rørene. Da Rørene kunne gjøres smalle og stilles temmelig tæt, saa kan man ved Anvendelsen af dette System skaffe sig en livlig Dampudvikling ved en Kjedel, der kun optager en ringe Plads.

De anførte Former ere de vigtigste af dem, der have fundet practisk Anvendelse.

Ved Valget af den Form, man vil give en Dampkjedel, kommer i Betragtning: dens Vandrum, Damprum og Ildpaavirkningsflade.

Vandrummet bør være saa stort, at der ikke opstaar nogen stor Temperaturforandring ved Vandet, selv om Tilførslen af Forsyningsvand bliver noget uregelmæssig. Vandet maa desuden altid dække de af Ilden paavirkede Flader i Kjedlen. Man fastsætter derfor, at Vandspeilet i Kjedlen skal

staa mindst 4 Tommer over Ildcanalerne; man har ligeledes undertiden sat Vandrummet i Kjedlen lig en Part af Kjedlens hele Rumfang = 0.4 deraf. Rettest er det at lade Vandets Rumfang i Kjedlen staa i et vist Forhold til Forsyningen i en vis Tid.

Damprummet o: Rummet over Vandspeilet bør være saa stort, at der ved Afstrømningen ikke opstaar nogen større Forandring i Spænding, eller, naar Kjedlen bruges til at drive Dampmaskine, der ikke fra Damprummet skal strømme for mange Vanddraaber med Dampen over til Maskinen. Da det er af Vigtighed at undgaa dette Sidste saa meget som muligt, har man opstillet den Regel, at Kjedlens Damprum skal være saa stort som 12 Cylindres Slag, o: 12 Stempelslag fyldte med Damp. Undertiden reduceres dette Rumfang til 12 Gange det Volumen af Kjedlens Damp, der ved hvert Stempelslag forbruges.

I Henseende til Ildpaavirkningsfladens Størrelse, saa bestemmes denne ofte efter Antallet af Hestes Kraft, den af Kjedlen bevægede Maskine skal udvikle og sættes da ved Kjedler uden kunstig Træk lig 12 □ Fod til 14 □ Fod pr. Hests Kraft, eftersom Ilden virker mere eller mindre fuldstændigt paa Fladen. Men Reglen er kun rigtig under den Forudsætning, at 1 Hests Kraft fordrer 1 ℔ Damp pr. Minut, hvilket tidligere var Tilfældet, men nu ikke mere paa Grund af Forbedringer ved Dampmaskinerne.

Rigtigere er det ved faststaaende Dampanlæg at sætte Dampudviklingen lig 4—6 ℔ Damp i Timen for hver □ Fod nyttig Ildpaavirkningsflade. Lange Canaler for Ilden medføre en mindre livlig Virkning af denne; for disse maa da regnes de laveste Tal.

Røgrør indvendigt i Kjedlerne og Kogerør ere ofte for en Del besatte med Aske og Sod, saa deres Overflade kan ikke regnes til mere end $\frac{2}{3}$ af den virkelige.

Canalkjedler paa Skibe, der gaa med lav Spænding, give omtrent 7 ℔ Damp i Timen pr. □ Fod Ildflade.

Locomotivkjedler o. lign., der have en livlig, kunstig Træk kunne give 20—24 ℔ Damp i Timen pr. □ Fod Ildpaavirkningsflade.

Iøvrigt er der betydelig Forskjel paa den directe Ildpaa-

virkningsflades Productionsevne og den indirecte. Den directe ɔ: den, der ligger om og over Ilden paa Risten, virker stærkest, da den modtager baade Straalevarme og Ledevarme, den indirecte ɔ: Canal og Rørflade modtager væsentligst kun Ledningsvarme.

Ved faste Kjedelanlæg, der tilsigte stor Brændselsoeconomi, gives ofte større Ildpaavirkningsflader end de anførte.

Ligeledes gives smaa Dampkjedler, skjøndt de kun have en kort Ledning af Flammen, noget større Ildspaavirkningsflade for at bøde paa de Uregelmæssigheder ved Ildens Pasning, der let indtræder ved dem.

b) Brændslet og Ildsted. Ildcanaler og Skorsten.

Gode Stenkul give 6000 til 7000 Varmeenheder pr. Pund. Tørv omtrent 2500 V. og lufttørrt Træ 2500 til 3000 V. En god Dampkjedel kan gjøre 0.65—0.75 af de anførte Varmemængder nyttig til Dampudvikling. Betragtes nu bedste Slags Steenkul, indeholdende 7000 V. pr. ℔, saa giver Kjedlen af disse høist 0.75 × 7000 V. = 5250 V. som nyttig Virkning. Antages, at Vandet, der føres til Kjedlen, som ved Condensationsmaskiners Kjedelanlæg, har 30° C., og der skal udvikles Damp med Varmemængde pr. ℔ 650 V., saa skal der for hvert ℔ Damp fra Kjedlen meddeles en Varmemængde = 650 — 30 = 620 V. Herefter vil der altsaa, ved Forbrændingen af 1 ℔ Kul høist kunne opnaaes en Udvikling

$$= \frac{5250 \text{ V.}}{620 \text{ V.}} = 8.4 \text{ ℔ Damp.}$$

Saa meget erholdes ikke altid. Man regner, at ved sædvanlige gode Kul og ved almindeligt gode Kjedelanlæg erholdes 6 ℔ Damp ved Forbrænding af hvert ℔ Kul. Ved mange Høitrykskjedler erholdes endog kun 4—5 ℔ Damp for 1 ℔ Kul.

Ved at bruge Petroleum (Jordolie) som Brændmateriale har St. Claire Deville fundet, at man ved et dertil indrettet Apparat af Amerikaneren Mr. Works kunde udvikle 15 ℔ Damp ved Forbrændingen af 1 ℔ Olie.

Risten for Stenkul, Træ og Tørv. Den dannes af Stænger, som oftest af Støbejern, som fremstillet i Fig. 46. Hver Stang

har Bryster, som *a*, der kunne holde Aabning mellem Stængerne; med Enderne hvile de paa Underlagene.

For Stenkul er Breden af Stangen foroven mellem Aabningerne 1 til $1\frac{1}{2}$ Tomme, for Træ og Tørv $\frac{3}{8}$ til $\frac{1}{2}$ Tom. Høiden paa Midten *h* er $\frac{1}{7}$ til $\frac{1}{8}$ af Længden *l*. Riststængerne gjøres smallere forneden, for at Aske og Slagge let kan falde fra.

Summen af Aabningerne mellem Riststængerne gjøres for Stenkul $= \frac{1}{3}$ til $\frac{1}{4}$ af Ristarealet, for Træ og Tørv derimod omtrent $\frac{1}{6}$ af Ristarealet.

Riststængerne maa paa Underlaget kunne skyde sig frit ved Længdeudvidelsen paa Grund af Heden. Pladsen til Forskydning maa være $\frac{1}{20}$ *l*.

For at Stængerne ikke skulle bøie sig giver man dem ofte ved Støbningen en Bugt af Overkanten opad $= \frac{1}{10}$ *h*.

Riststænger af Smedejern, der bruges ved intensiv Forbrænding eller ved store Rister, faa samme Brede og samme Bryst som Støbejerns Stænger, men deres Tværsnit mellem Brysterne bliver i Reglen qvadratisk.

Undertiden giver man støbte Ristestænger en Fordybning i Oversiden, for at Aske kan leire sig deri og som en slet Varmeleder forhindre, at Stængerne hedes for stærkt.

En Riststang gjøres ikke gjerne længere end 3 til $3\frac{1}{2}$ Fod i det Høieste; skal Risten være længere anbringes to Sæt Riststænger.

I Henseende til Ristarealet kan 1 □ Fod forbrænde 13.4 ℔ gode Kul i Timen, hvorved udvikles omtrent $6 \times 13.4 = 80.4$ ℔ Damp i Timen, eller 1.34 ℔ Damp i Minutet. Da et Pund Damp i Minutet udfordrer omtrent 13 □ Fods Ildpaavirkningsflade, saa svarer 1.34×13 □ Fod $= 17.4$ □ Ildpaavirkningsflade til 1 □ Fod Ristflade, omtrent. Cavé har fundet Forholdet som 17 : 1.

Een □ Fod Ristflade kan forbrænde omtrent 16 ℔ Træ eller Tørv.

Man bruger dog ofte større Ristarealer, men da i Reglen ogsaa større Ildpaavirkningsflader.

Ved Locomotivkjedler, hvor der er kunstig Træk, er Ristarealet, naar der brændes Cokes, $\frac{1}{50}$ til $\frac{1}{60}$ af Ildpaavirkningsfladen.

Høiden af Kul paa Risten er ved sædvanlige Dampkjedler 2—4 Tommer, og Afstanden fra Ristoverfladen til Kjedlen ikke under 13 Tom., sædvanligt 18—20 Tom. For Træ og Tørv, der ligger i høiere Lag paa Risten, er den nævnte Afstand 18—24 Tommer. Askefaldets Dybde gjøres ved disse Kjedler saa stor som muligt, for at Riststængerne ikke skulle lide ved Varme fra de gjennemfaldende Gløder o. desl. og give Luften god Adgang til Risten.

Ved Locomotiver er Afstanden fra Risten til Kjedlens Ildkassetag stor. I det hele bruges ved Fyring med Cokes 18—36 Tom. Lag og omtrent 24 Tom. Høide over Brændslet, for at Flammen kan udvikle sig og spille paa Kassens Flader.

Ildcanalernes Tværsnit er ved sædvanlige Kjedler $\frac{1}{4}$ til $\frac{1}{5}$ af Ristarealet, størst ved smaa Kjedler. Deres Tværsnit holdes eens ligefra Risten indtil Skorstenen.

Skorstenens Dimensioner. Er Skorstensluftens Temperatur = t_1, Temperaturen af Luften udenfor den = t, dens Høide = h, saa bevirkes Luftens Hastighed i Skorstenen ved et Tryk, som af en Luftsøile, hvis Høide er $0.00367\ (t_1 - t)\ h$. Der skal ved dette Tryk tilveiebringes i Skorstenen en Hastighed v, svarende til en Luftsøile af Høide $\frac{v^2}{2g}$, og overvindes Modstande, nemlig: en Modstand i Ledningen; sættes dennes Længde, inclusive Skorstenens Høide = l, Skorstenens Diameter eller Tværsnitsdimension = d, saa er denne Modstand maalt ved en Lulftsøile $= 0.05\ \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}$.

Saa er der endnu andre Modstande, ved Indtrædelse i Ledningen, ved Knæk i samme og ved Stød, der ansættes $= 12 \cdot \frac{v^2}{2g}$, altsaa:

$$0.00367\ (t_1 - t)\ h = \frac{v^2}{2g} + 12 \cdot \frac{v^2}{2g} + 0.05\ \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}, \text{ hvoraf}$$

$$\frac{v^2}{2g}\left(13 + 0.05\ \frac{l}{d}\right) = 0.00367\ (t_1 - t)\ h.$$

Eller, da Luften i Skorstenen er 1.044 Gange saa tæt som almindelig frisk Luft ved samme Temperatur:

$$\frac{v^2}{2g}\left(13 + 0.05\frac{l}{d}\right) = \frac{0.00367\ (t_1 - t)\ h}{1.014},$$

hvoraf $$v = 0.47\sqrt{\frac{(t_1 - t)\ h\ d}{13d + 0.05\ l}} \quad \ldots\ldots\ldots (1).$$

Af denne Formel erholdes for en cylindrisk Skorsten, hvis Diameter = d og som skal føre Q Cubicfod Luft i Sekundet, hvor altsaa $v = \frac{4Q}{\pi d^2}$:

$$d = 1.49\sqrt[5]{\frac{13d + 0.05\ l}{(t_1 - t)\ h}} \cdot Q^2 \quad \ldots\ldots\ldots (2)$$

og for en Skorsten af qvadratisk Tværsnit med Sidelinie d:

$$d = 1.353\sqrt[5]{\frac{13d + 0.05\ l}{(t_1 - t)\ h}} \cdot Q^2 \quad \ldots\ldots\ldots (3).$$

t_1 kan efter Pèclet sættes = 300° C.

Ved Hjælp af Formlerne (2) og (3) er det let at bestemme Skorstenens Diameter eller Sidelinie.

Den kan gjøres smallere foroven efter Formlen:

$d_1 = d - 0.015\ h$ indvendigt . . . . . (4).

Sluget fra Ildcanalerne maa gjøres med afrundet Kant og Skorstenen maa funderes godt.

Til Regulering af Trækken anbringes i Ildcanalen ved Kjedlen, nær Skorstenen en skydelig eller dreielig Klap; er den skydelig maa den være til at bevæge i en indmuret Ramme.

Det kan bemærkes, at der til Forbrænding af hvert ℔ Kul medgaaer 250 Cubicfod Luft. Da denne veier 20 ℔ og dens Varmefylde er omtrent $\frac{1}{4}$, saa er det til Opvarmning = omtrent 5 ℔ Vand; og da dette Qvantum gaaer bort til Skorstenen med omtrent 300° Varme, saa erholder Kjedlen ikke nogen anden Virkning end Trækken af omtrent 5 × 300 V. = 1500 V.

Man har forsøgt at tilveiebringe kunstig Træk, lade Røgen virke paa Ildcanaler af stor Længde og først føre den bort, naar den havde en Temperatur = 160—200° C. Bortførelsen af Luften sker i saa Fald ved en Centrifugalsuger, og det kan undertiden lønne sig paa Grund af den Varmemængde, som derved indvindes.

Den kunstige Træk ved Locomotiver bevirkes ved at lade Spildedampen fra Maskinen strømme ud i Skorstenen gjennem

et Rør, hvis Munding har en passende Form, den saaledes frembragte kraftige Dampstraale river da Forbrændingsprodukterne med sig.

Naar det første af disse Midler anvendes ved en Dampkjedel paa et Dampskib, saa maa Ventilatoren ikke sættes i Forbindelse med den Dampmaskine, der driver Skibet, thi naar Skibets Modstand voxer, behøver man en forøget Dampudvikling, altsaa forøget Luftmængde til Forbrænding, men saa gaaer Dampmaskinen langsommere, ligesaa Ventilatoren, som altsaa da giver mindre Luftaftræk. Ventilatorens Bevæger maa for sig drives af Kjedlen, der i saadant Tilfælde arbeider med forhøiet Spænding, saa den kan give Ventilatoren forøget Hastighed.

Forbrænding uden Røg. Aarsagerne til Røgdannelse ere:

1) Mangel paa Tilførsel af tilstrækkelig Ilt til Forbrændingen.

2) Afkøling af Flammen ved Indstrømning af kold Luft over Brændslet og Flammen paa Ildstedet.

For at skaffe tilstrækkelig Ilt til Brændingens Ernæring anvendes følgende Midler:

Et dybt Askefald, saa at Luften, der strømmer ind under Risten, saa lidt som muligt varmes og fortyndes inden den kommer til Brændslet.

Man anvender ofte Vand i Bunden af Askefaldet, for derved at slukke de nedfaldende Gløder.

For at antænde løse Kulpartikler, der ofte i Mængde følge med Flammen eller dannes ved Afkøling mod Kjedelfladerne, tilføres Luft ved Enden af Ildstedet (ved Broen) eller længere fremme i Ildcanalerne, og denne Luft maa helst være opvarmet. De Midler, man dertil anvender, ere følgende: En Ledning for Luft gjennem Broen, som reguleres ved et Skydespjeld, der trækkes ved en Stang. Dette Middel er ikke anvendeligt med Fordel ved lave Askefald. Man kan ogsaa lede Luften ind til Broen eller bag ved den gjennem Rør, der ligge i Kjedlens Vandrum; den vil her opvarmes paa Veien, inden den kommer til Flammen, som den skal oplive.

Man har f. Ex. med Fordel forsynet 3—5 Stykker af Rørene *F*, Fig. 43, med Tude, der gik ud gjennem Lemmene paa Kjedlens Forende. De have ført frisk Luft i opvarmet Tilstand til Ild-

canalen *E*, og derved forøget Trækken og formindsket Røgen. Saadanne Tude ere coniske, bredest udad, og maa kunne tages ud, naar man vil aabne Lemmene. Ved Trækkens Forøgelse holde de andre Rør i Systemet *F* sig renere end ellers og forøge derved Dampudviklingen yderligere.

Det Anførte indeholder Principet, der maa følges; man har iøvrigt mange Indretninger til det anførte Øiemed, men de fleste medføre forøget Brændselsforbrug ved Udviklingen af lige Mængde Damp.

2de Ildsteder, der bagved forenes til een Ildcanal, se Fig. 36. Man kaster Kul paa det ene af Ildstederne, medens det andet er i livligste Brand; dettes Flammer tænder da de løse Kulpartikler fra det første Ildsted.

c) Kjedlernes Tykkelse og Forbinding.

Naar Dampen trykker indvendigt fra udad ved en cylindrisk Kjedel (Fig. 47), saa vil Kjedlen derved udsættes for Overrivning i sit største Tværsnit, thi Kraften, hvormed Dampen virker til Overrivning efter *A B* vil være = det Tryk, som Dampen vilde udøve paa et Areal = A B, altsaa haves, naar Pladetykkelsen betragtes som forsvindende i Sammenligning med Diametren *A B*: Det Træk, der vil virke til Overrivning af Kjedelvæggen i *A* og *B* er = Kjedlens Overskud af Spænding indvendigt over den udvendige Lufts paa et Areal = den plane Flade A B. Er Dampens Differentstryk i Kjedlen pr. □ Tom. = p, Længden af Retlinien AB = b, saa er det Tryk, der vil virke til at overrive bemeldte Kjedel, 1 Tomme langt ⊥ paa Tegningens Plan, = p . b . 1 = pb ℔.

Modstanden mod Overrivning vil, hvis Pladetykkelsen i *A* og *B* er hvert Sted = t Tommer, for et Stykke, der ⊥ paa Tegningens Plan er 1 Tomme langt, være

$$R \cdot 2t,$$

hvor R betyder den absolute Modstand mod Sønderrivning pr. □ Tommen af Kjedlens Materiale. Dette er Smedejerns Plader, altsaa R = 45,000 ℔, eller for sammennittet Plade 30,000 ℔; istedetfor denne Værdi sætter man sædvanligt 3000—4000 ℔, som Middelværdi 3500 ℔, saa at man faaer Ligningen:

$$pb = 2t \cdot 3500, \text{ hvoraf } t = \frac{pb}{7000} \text{ og } p = \frac{7000t}{b} \ldots (5).$$

Ifølge denne Formel vil t, naar p og b ere store, let findes større end $\frac{1}{2}$ Tom. Dette er dog sædvanligt den største Dimension, man bruger, og til den Ende maa man da indskrænke Kjedlens største Brede b.

I Frankrig bruger man til Bestemmelse af cylindriske Kjedlers Tykkelse Formlen:

$$t = 0.259\ d\ (n - 1) + 1.38 \ldots\ldots (6),$$

hvor d er Kjedlens Diameter i Fod, n Trykket indvendigt i Kjedlen, angivet i Atmosphærer absolut Tryk og t Pladetykkelsen i Linier Dansk:

Denne Formel er forsaavidt rigtigere end (5), som Kjedlen, selv om $n = 1$ ikke kan bestaa i sin Form uden at have nogen Tykkelse.

Den Formel man bruger i Preussen er:

$$t = \tfrac{1}{2}d \left(\begin{matrix} 0.003\ (n - 1) \\ e \qquad\quad - 1 \end{matrix}\right) + 0.1 \ldots\ldots (7),$$

hvor t og d ere Tommer, e Grundtallet for de naturlige Logarithmer og n det absolute Tryk i Atmosphærer. Formlen gjælder for Plader, hvis Afstand fra Ildstedet er 15 Fod. For Kjedelplader og Kogerør, der ligge Ildstedet nærmere, erholdes Tykkelsen ved at multiplicere t, efter Formlen (7) med følgende Factorer:

Naar Afstanden til Ildstedet er 5—15 Fod med 1.2,
— — — — — indtil 5 Fod med 1.5,
og for Kogerør, der ere omspillede af Ilden, med 1.6.

Formlen (5) giver dog tilstrækkelig Tykkelse.

Til Forfærdigelse af Kjedler bruges sædvanligt Plader af $\frac{1}{4}$ til $\frac{1}{2}$ Tommes Tykkelse; tyndere Plade end $\frac{1}{4}$ Tom. vil man have ondt ved at stemme tæt i Samlingerne.

Naar cylindriske Ildcanaler inden i Kjedlen ere af buet og navnligen af circulair-cylindrisk Form samt af stor Dimension, saa faa de altid tilstrækkelig Tykkelse, naar deres Plader gjøres saa tykke som Kjedlens udvendige Plader.

I Preussen bruger man for cylindriske Ildrør i Kjedler Formlerne:

for Smedejern $t = 0.00367\ d \sqrt[3]{n} + 0.05$ . . . . . (8).

og for Messing $t = 0.01\ d \sqrt[3]{n} + 0.07$ . . . . . (9),

hvor d og t ere Tommer, n Atmosphærers Differentstryk.

Det er tidligere omtalt, at Kjedler og indvendige Canaler, der have flade eller hule Sider, maa holdes i deres Stilling ved Stagbolte *b* (Fig 44). Deres Afstande fra hinanden ere Følgende:

Ved en Ildkasse af Kobber (Locomotiv), $\frac{1}{2}$ Tom. tyk 4 Tom.
Ved en do. af Jernplader (Locomobil), $\frac{1}{2}$ — — $6\frac{1}{2}$—7 —
Ved Kjedler med 20 ℔ Differentstryk paa □ Tommen, f. Ex. visse Skibskjedler (Pladen $\frac{1}{2}$ Tom. tyk) . . . . . 14—15 —
og ved 6 ℔ Differenstryk og $\frac{3}{8}$ Tom. tyk Plade 20—22 —

Plane Endeplader af Kjedler holdes i deres Stilling enten ved Stag, eller, hvis der er Rør anbragte i dem, som i Fig. 10, ved Nitningens Modstand eller Frictionsmodstand.

Naar flade Tag paa Ildkasser skulle holdes i deres Stilling maa enten Stag anbringes mellem dem og Kjedlens ovenfor liggende ydre Væg, eller og maa de boltes fast i Ankere *c*, som bæres af Kassens Sidevægge (Fig. 44), saa at Vandet kan spille mellem Ankeret *A* og Taget, det afstiver.

Lange Ildcanaler i Kjedler maa ikke alene være fastgjorte til Kjedlernes Endeplader, men ogsaa formedelst den Opdrift, der virker paa dem, fastgjøres, paa forskjellige Puncter af deres Længde, med Stagbolte til Underfladen af Kjedlen.

d) Visere for Vandstanden og Midler til Forsyning med Vand.

1) Prøvehaner. De ere sædvanligt 3 i Antal, af hvilke den ene munder ind i Kjedlen over Vandspeilet (3 Tom. over), een omtrent i det normale Vandspeils Høide (1 Tom. under) og een i en vis Dybde, 3 Tom. under dette Vandspeil. Deres Rør ind i Kjedlen bør være horizontalt anbragte, altsaa f. Ex. ikke gaa fra Kjedlens Overside nedad til de anførte Dybder, da de i saa Fald ikke kunne vise Vandspeilets Beliggenhed ved at Hanerne aabnes, uden at der er Dampspænding tilstede. De ere paalide-

lige Visere, men tilstoppes undertiden; i saa Fald maa de renses ud med en Metalstilk, en Qvist eller Lignende.

2) Glasrør (Fig. 48). Røret *a* staaer i Forbindelse med Damprummet, *b* med Vandrummet i Kjedlen. Ved at lukke deres Haner op kan der tilveiebringes Forbindelse mellem de nævnte Rum i Kjedlen og det Indre af Glasrøret *c*, saa at Vandet i dette vil indstille sig i samme Høide som Vandspeilet i Kjedlen, dersom samtidigt Aftapningshanen *f* er lukket. Glasrøret *c* maa kunne stikkes ned fra Oven og pakkes tæt i Kapslerne *d* og *e*, som for Enderne lukkes ved Skruedæksler.

Naar man ikke vil iagttage Vandstanden, lukkes Hanerne *a* og *b*, og derpaa aabnes *f*, saa at Vandet kan tappes ud af Glasrøret; dette er ved mange Slags Vand af Vigtighed, for at der ikke skal sætte sig Salte paa Rørets Inderside og gjøre det uklart.

Ofte er Glasrøret omgivet med en Messingkapsel, der udvendigt er forsynet med Inddelinger, indvendigt sværtet sort. Den beskytter Røret *c* og gjør Vandstanden læselig mod den sorte Grund.

Undertiden anvendes istedetfor Glasrør to ⫫ Plader, der staa i en lille Afstand fra hinanden, indfattede i en Ramme.

Hvor man anvender saadanne Apparater, maa man være forsynet med Glasrør eller Plader til at indsætte, naar de, der ere i Brug, slaaes istykker eller i Tiden blive uklare.

3) Svømmere. a. Svømmer med Sten (Fig. 49). Stenen *A* er ophængt ved en Kobbertraad *b*, 3—4 Linier i Diameter; den gaaer igjennem en Stoppebøsning *B*, der staaer paa Kjedlens Overside. Fra Traaden gaaer en Kjæde *c* over en Skive *C* og paa den Side, der er modsat Stenen, er ophængt en Vægt *D*, der modveier Stenen, saa den kommer til at flyde paa Vandet i Kjedlen. Viseren *d* vil, naar den staaer fast, pege paa Inddelingen af Skiven og derved vise Vandstandshøiden. Ulemper ved dette Apparat ere, at Stenen kan gaa løs og Traaden *b* komme til at sidde fast i Bøsningen.

b. Hul Metalsvømmer med Viser (Fig. 50). Det er en hul Kobberflaske *a*, der med sin Hals er dreielig i en Stoppebøsning paa Kjedlens Forside, hvor der bærer en Viser *b*. Da

Flasken bevæger sig op og ned med Vandspeilet i Kjedlen, vil Viserens Spids sænkes og løftes. Denne Svømmers Bevægelighed undersøges let ved Viseren, og den er sikkrere end den foregaaende.

Nogle Forsyningsapparater skulle omtales her:

a) Svømmeren kan anvendes til at regulere Vandforsyningen til Kjedlen. Apparatet, hvorved dette sker, fremstilles i sin Sammenhæng Fig. 51. Det er angivet af Watt. *abcd* er et Svømmeapparat, virkende paa en Vægtstang, dreielig om *c*. *e* er en Beholder for Vand, der fyldes ved en Trykpumpe. Bliver den for fuld, har den Afløb gjennem Røret *k*. *f* er en Ventil, der løftes af Svømmeren, naar Vandspeilet i *e* synker; Vandet strømmer da ned i Rørstanderen *g* og derfra til Kjedlen. Rørstanderen maa være saa høi, at Vandsøilen *rs*, der maaler Spændingen i Kjedlen, ingensinde kan stige over. Istedenfor Stoppebøsningen *l* bruges undertiden en anden Indretning, nemlig en Rørstander til at lade Traaden *ab* gaa ned igjennem.

Med dette Apparat forbindes en Regulator for Trækken: *h* er en hul Jerncylinder, som svømmer paa Vandet i Rørstanderen; naar Spændingen i Kjedlen voxer, løftes den og kan da ved en Kjæde *m*, der gaaer over Tridser, og som bærer Spjeldet, sænke dette.

Rørstander ved Dampkjedler kan kun bruges, naar Spændingen er lav ɔ: 4—6 ℔ pr. □ Tomme.

b) Til i en vis Tid at holde constant Vandstand i Kjedlen bruger man en Føder (Fig. 52). *A* er Føderen ɔ: en Vandbeholder, der er lukket, *B* Kjedlen, *a* et Rør til at fylde Føderen med, naar den er udtømt; *b* er et Rør fra Toppen af Føderen til Kjedlens Vandspeil med Hane b_1, *c* et Rør med Hane c_1 fra Føderens Bund til Kjedlens. Naar Føderen er tom, lukkes Hanerne b_1 og c_1, og Hanen *d* paa Røret *a* holdes aaben, saa at Føderen kan fyldes fra en Beholder, f. Ex. en Forvarmer. Naar der er Vand i Føderen holdes Hanen *d* lukket, b_1 og c_1 aabne; der indfinder sig da eens Dampspænding i Føderen og i Kjedlen, saasnart Vandspeilet i Kjedlen synker under Mundingen af Røret *b*.

Glasrøret *l*, eller en Hane paa Underdelen af Føderen, tjene til Iagttagelse af Vandstanden i denne.

Dette Slags Apparater anvendes til Forsyning af Kjedler, naar de ikke have andet Forsyningsapparat f. Ex. ved Kjedler til Opvarmning, Kogning o. lign. Trykhøiden for Vandets Indstrømning til Kjedlen er $ik = h$.

c. Giffards Indsprøitningsapparat til Kjedlers Forsyning (Fig. 53).

A er Dampkammer med Tilledning af Damp fra Kjedlen.

B Vandkammeret, der gjennem Røret *E* skal suge Vand fra en Beholder.

C Luftkammeret.

D et Kammer med Ventil og Tilløbsrør til Kjedlen.

Alt det Anførte udgjør eet Stykke.

E Sugerør, *F* Afløbsrør for Vand, naar Apparatet sættes igang.

G er et cylindrisk Rør, der forneden bliver conisk; det kan løftes eller sænkes ved Hjælp af Skruen *H*; dette Rør slutter tæt mod Omkredsen af det faste Apparat ved Hjælp af en Pakning.

H er en Skrue, der drives den ene eller anden Vei rundt for at stille *G* og derved regulere Vandmængden. H_1 en Stilk med Skrue til samme Øiemed. Dampen ledes fra Kjedlen ind i Kammeret *A*, gaaer igjennem Huller paa Omkredsen af Røret *G* ind i og nedad gjennem dette, og strømmer i Kammeret *C* mod Mundingen af Røret *I*, hvorved den trækker Vand med sig gjennem Røret *E* og fører det ned gjennem *D* til Kjedlen.

Inden Røret *G* og Stilken H_1 ere indstillede rigtigt bliver noget Vand frit, der saa løber bort igjennem Røret *F*. Naar Apparatet er igang kan man igjennem Hullerne i Kassen *C* see Straalen, klar som en Glasstang.

Flaud giver følgende empiriske Formel for Injectorens Virkning:

$$M = 28\ d^2\sqrt{n} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (10),$$

hvor *M* er det Antal Litrer Forsyningsvand, Apparatet yder i Timen, *d* den smalleste Diameter af Røret *I* ɔ: Diametren paa det smalleste Sted, og *n* Antallet af Atmosphærers Tryk, som Dampen har i Kjedlen.

Man kan udelade Spærklappen for Røret *D*.

e. Visere for Spændingen i Kjedlen ɔ: Trykmaalere. De vigtigste ere Følgende:

1) Bøiet Rør. Til Lavtryk, d. e. høiest 8 at Differents-

tryk paa □ Tommen, bruges et bøiet Rør af Jern (Fig. 54). Det har overalt ens Diameter, og Maalevædsken er Qvægsølv. Trykket fra Kjedlen driver Vædsken ned i den inderste Gren og netop lige saa meget løfter den sig i den yderste Gren. En Jernsvømmer *a* hviler paa Vædsken i den yderste Gren, den bærer en Stilk med en Kugle paa Overenden, der viser paa en Maalestok *b*, der sædvanligt er inddelt i Tommer. Qvægsølvhøiden *h*, der maaler Spændingen af Dampen, er det dobbelte af Stilkens Stigning, saa hver Tommes Stigning svarer til 2 Tom. Differentstryk af Dampen i Kjedlen eller omtrent 1 ℔ pr. □ Tomme.

Undertiden forbindes et videre Jernrør *A* med et smallere Glasrør *B* (Fig. 55). Naar der er Spænding i Kjedlen = Atmosphærens staaer Qvægsølvet i begge Grene i lige Høide, d. e. efter Linien *IK*. Men indtræder der i Kjedlen høiere Spænding, saa at Qvægsølvet i Glasrøret stiger til *L*, saa maales Differentstrykket ved Qvægsølvsøilen *h*, men aflæses ved h_1. Er Tværsnittet af Jernrøret = a_1, saa er $h = h_1 \left(1 + \frac{a_1}{a}\right)$. Herefter inddeles Maalestokken langs Glasrøret. F. Ex. hvis $\frac{a_1}{a} = 0.1$, saa bliver $h_1 = \frac{h}{1.1}$; skal h nu maale Spændingen i ℔ pr. □ Tomme svarer hvert ℔ til 2 gl. franske Tommer, saa bliver Inddelingerne paa Maalestokken = $\frac{2 \text{ Tom.,}}{1.1}$ idet man gaaer ud fra IK som Nulpunct. En saadan Trykmaaler kan anvendes med Fordel ved Middeltryk fra 8 til 40 ℔ Differentstryk pr. □ Tomme, ja endog for høie Spændinger.

2) Ellers bruges for høie Spændinger Trykmaalere med aabent Glasrør, som Fig. 56. *A* er Damprøret fra Kjedlen, *B* en Beholder med Qvægsølv, *C* et verticaltstaaende Glasrør, der er passet damptæt ind i Oversiden af *B*, og som gaaer ned til Bunden af denne Beholder, hvor det har en lille Aabning. Man kan nu indrette det saa, at ved en Spænding i Kjedlen lig Atmosphærens staaer Qvægsølvet i lige Høide i *C* og *B*, og Qvægsølvoverfladen i *B* bliver da Nulpunct for Differentstrykket. Kommer der nu Dampspænding i Kjedlen vil Qvægsølvet stige i *C*, f. Ex. til *a*, og Differentstrykket maales da ved

Qvægsølvsøilen h; rigtignok vil Qvægsølvoverfladen i B synke, naar Qvægsølvet stiger i Røret C, men er Tværsnittet af B blot 100 Gange saa stort, som Rørets Tværsnit, saa er Feilen kun ringe.

For nøiagtige Maalinger maa man gjøre Qvægsølvoverfladen i B synlig og holde Regning med Udvidelsen ved Varmen, med Vand, der staaer over Qvægsølvet i B o. s. v.

3) Trykmaaler med lukket Glasrør. Disse bruges ved Høitryk for ikke at bruge saa kostbare Apparater, som de to sidstomtalte. Deres Indretning er følgende (Fig. 57): A er Damprøret fra Kjedlen til Trykmaaleren, B en Beholder med Qvægsølv, C et lukket Glasrør, der gaaer tæt igjennem Overside af B, ned til dennes Bund, hvor det har en lille Aabning. Qvægsølvhøiderne i C og B ere lige store, naar Dampspændingen i Kjedlen er lig Atmosphærens Spænding. Indfinder der sig en Spænding i Kjedlen, der bringer Qvægsølvet til at stige til en Høide h_1 i Røret, medens dettes Høide over Qvægsølvfladen i B er $= h$, saa har Luften i Røret over Qvægsølvet en Spænding $x = \frac{h}{h - h_1} \cdot b$, idet b er Atmosphærens Qvægsølvhøide. Men Kjedlens Damptryk bærer desuden Qvægsølvsøilen h_1, saa at Kjedlens absolute Damptryk maales med en Qvægsølvsøile af Høide $x + h_1 = \frac{h}{h - h_1} \cdot b + h_1$.

Ved disse Trykmaalere snige Vanddampe sig let op over Qvægsølvet i Glasrøret, saa at deres Angivelser blive upaalidelige. Deres Inddelinger blive for lige Differentser af Tryk tættere og tættere, jo høiere Spændingerne blive. Man har foretaget Forbedringer for at bøde noget paa disse Ulemper, men saa blive de kostbare Instrumenter.

4) Ingen af de anførte Trykmaalere ere anvendelige til Brug ombord i Skibe, hvis Kjedler have høi Spænding, eller til Locomotiv- eller Locomobilkjedler. Det første Instrument til saadant Brug er ikke mere end omtrent 20 Aar gammelt.

a) Dets Indretning var følgende (Fig. 58): To hule Kapsler A og B vare skruede sammen med en i Cirkler bølget Metalplade F imellem dem; den var paa Undersiden belagt med Cautschuk. Røret C kommer fra Kjedlen, saa at der kommer

Damp ind under den elastiske Plade *E*. Røret *D* er Maalerøret, og over *E* er anbragt Qvægsølv, f. Ex. saaledes, at det staaer op i Røret til *IK*, naar Trykket i Kjedlen er lig Atmosphærens. Naar der da indfinder sig høiere Spænding i Kjedlen, forplantes denne til Pladen *E*, bøier den opad og trykker Qvægsølv op i Røret *D*, f. Ex. til *LM*. Qvægsølvhøiden h_1 mellem *IK* og *LM* maaler da Differentstrykket i Kjedlen. Røret *D* er aabent og omgivet af en Maalestok, hvis Inddelinger bestemmes ved Sammenligning, under lige Tryk, med en Qvægsølvtrykmaaler med aabent Rør. Naar Røret *D* har eens Diameter overalt, saa falde Inddelingerne i lige Afstand fra hinanden for lige Trykdifferentser.

b) Bourdons Metaltrykmaalere. De construeredes ifølge den Iagttagelse, at et hult og fladt bøiet Rør, som modtog Tryk indvendigt, rettede sig noget ud, men bøiede sig atter, naar Trykket ophørte. For Kortheds Skyld beskrives kun en af Bourdons Constructioner (Fig. 59). *A* er Røret fra Dampkjedlen til Trykmaaleren, *B* en Kasse, til hvilken Røret *A* og de hule Fjedre *C* og *D* munde. Disse Fjedre have ved Enderne Led, der gribe ind i Tapperne *a* og *b* paa Buestykket *G*, der er dreieligt om *E*; Tænderne af *G* gribe ind i Tænderne af Drevet *H*, der bærer en Viser, som peger paa en inddelt Skive. Naar Tryk fra Kjedlen virker paa de hule Fjedre rette de sig noget ud og dreie Buestykket *G* i Pilenes Retninger og derved Viseren.

Instrumentet kan ogsaa bruges til at maale Spændinger under Atmosphæren, f. Ex. Spændingen i en Fortætter.

c) Andre Metaltrykmaalere ere opfundne af Schäffer & Budenberg; de ligne i Princípet Fig. 58.

Dens Indretning vil sees af Fig. 60. *A* og *B* ere hule Kapsler, der ere sammenskruede med den elastiske Plade *F* imellem sig. *C* er Røret fra Dampkjedlen. Klodsen *a*, Forbindelsesstangen *b*, Vægtstangen *c*, Tandsectoren *d* og Drevet *e*, der paa sin Axel bærer Viseren *f*, tjene til at forplante og vise paa en inddelt Skive Størrelsen af Dampens Differentstryk. Det er fortrinlige Trykmaalere, der bruges meget.

Metaltrykmaalerne have for Tiden næsten ganske fortrængt alle andre; de kunne erholdes saa nøiagtige, at man kan inddele andre Trykmaalere efter dem.

Naar det behøves, kunne deres nederste Del og Røret *C* i

streng Kulde indpakkes i slette Varmeledere, saa at Dampen uden Tab af Spænding kan virke paa Pladen *E*.

Til Maalning af Tryk i Fortættere anvendes sædvanligt et Barometer, hvis Rørs Overende er sat i Forbindelse med Fortætterens indre Rum. Dets Angivelse er saameget lavere end et sædvanligt Barometers, som Fortætternes Spænding, maalt i Qvægsølvsøile.

f. Aarsagerne til Kjedlers Sprængning. Disse ere:

1) Overspænding tilveiebragt i Kjedlen saavidt at Kjedelpladerne sønderrives.

2) En Sænkning af Vandspeilet i den Grad, at Ildcanalerne eller Flader, der ere udsatte for Ildens Paavirkning, blottes for Vand, saa at de blive glødende. Naar dette finder Sted, og der enten indlades Vand i Kjedlen eller der i den opstaaer en Opkogning, saa at Vand kommer i Berøring med de glødende Flader, saa bevirkes en Afkøling af Fladerne indtil et vist Punct, hvorpaa en stor Mængde Vand paa 1 Gang forvandles til Damp og Kjedlen sprænges. Dette er en meget hyppig Aarsag til Sprængning af Dampkjedler.

Naar man opdager, at Vandspeilet i en Kjedel har sænket sig saa dybt, at en Sprængning maa befrygtes, saa maa man ikke lade Vand ind i Kjedlen, ei heller svække Dampspændingen ved at aabne for Dampen, thi i begge Tilfælde vil der opstaa en Opbrusning af Vandet i Kjedlen saaledes at Sprængning paa den anførte Maade kan opstaa. Det Bedste, man kan foretage sig, er, langsomt at afkøle Kjedlen, altsaa, om man kan, udrage Ilden fra Risten og da lade Kjedlen henstaa til Afkøling saa længe, indtil der ingen Fare længere er tilstede. Det kan endog være rigtigt ikke at udrage Ilden, fordi man da maa oplukke Ildsteddøren, hvorved der kan opstaa en Afkøling af Kjedlens glødende Flader, som kan medføre Explosionen.

3) Tilstedeværelsen af Pandesten i Kjedlen, derved at Kalkarter eller Kogsalt har udkrystalliseret sig i faste Lag paa Kjedlens Ildpaavirkningsflader. Naar et Stykke af saadan Skal løsner sig, vil Vandet i Kjedlen komme i Berøring med en glødende Flade, da Skallen, medens den var tilstede, gjorde Kjedelfladen til en slet Varmeleder, og saa kan en Explosion indfinde sig paa den under 2 anførte Maade.

Det er ofte, at en Kjedelexplosion finder Sted umiddelbart efter at man har fyret op; det hidrører da ofte fra, at en Pandestensskal har været tilstede, og at man ved Opfyringen har forfaret for hurtigt, saa at Jernpladernes Udvidelse har været betydeligt større end Skallens, og at denne da har skilt sig fra. Undertiden ere de Sprængninger, der opstaa af denne Grund, partielle, f. Ex. saaledes, at Jernpladerne lige over Ildstedet paa enkelte Steder ere gjennembrudte ved Dampens Tryk.

4) Tilstedeværelsen af Vandet i Kjedlen i Form af Draaber. Denne Tilstand kan opstaa, naar der i Forsyningsvandet findes Fedt, der, rimeligvis i Forbindelse med andre Urenligheder i Vandet, sætter sig paa Ildpaavirkningsfladerne og gjøre disse til slette Varmeledere. Ligeledes ved gjentagen Opvarmning til Kogning af samme Vandmasse; Vandet indeholder da ingen atmosphærisk Luft og faaer da den Egenskab at kunne antage en høiere Temperatur end det efter Dampspændingen skulde have. Dersom da et Stød udøves paa Kjedlen, kan der pludseligt udvikles en saadan Mængde Damp, at en Sprængning paafølger. Det er saaledes ikke sjeldent iagttaget, at Dampspændingen i en Kjedel har været svag umiddelbart før en Sprængning indtraadte, uden at der har været Vandmangel tilstede.

5) Kjedler med flade eller hule Sider ere sprængte paa Grund af lufttomt Rum indvendigt, hvorved Trykket af den atmosphæriske Luft, der virkede paa deres Ydersider, har klappet dem sammen.

Endeligt kunne Sprængninger opstaa som Følge af slette Forbindinger, f. Ex. derved, at Ildcanaler ikke have været forbundne tilstrækkeligt med Kjedlens ydre Flade, medens de have havt en stor Opdrift.

Naar man vil undgaa Sprængninger, saa har man at construere Kjedlen forsvarligt, under dens Brug at iagttage Viserne for Vandstand og Spænding, og at holde Kjedlen ren og fri for Pandesten. Men man har dog ogsaa Sikkerhedsapparater ved Kjedlerne og Forholdsregler at følge; de skulle her omtales.

ad a. For at bøde paa en Sænkning af Vandstanden har man anvendt letsmeltelige Plader anbragte horizontalt paa

eller i Forbindelse med Kjedlens Overflade imellem et Par Gittere, for at de ikke ved at blive bløde skulle bøie sig. De have været lovbefalede i Frankrig, men ere nu opgivne, da de ikke vare paalidelige, og de medførte den Ulempe, at naar Pladen smeltede ned, saa strømmede Dampen ud i Kjedellocalet, og Dampspændingen var desuden med det Samme opgivet.

Apparatet Fig. 61 er kun indrettet paa at angive og varsle om, naar Vandstanden er for lav; det er opfundet af Black.

A er et verticalt Rør, der gaaer ned i Kjedlen til en vis Dybde under det normale Vandspeil, f. Ex. 3 Tommer under; det gaaer op til *B* og helicevundet opad til *C*, hvor det slutter sig mod Overdelen af det verticale Rør *D*, der er aabent paa den ene Side. I Underenden *D* er en Fløite *a*, og nedenfor denne en letsmeltelig Prop *E* indstøbt; den skal smelte ned ved en Temperatur af 100° C.

Naar Vandspeilet i Kjedlen staaer over Underenden af Røret *ABC* vil dette være fyldt med Vand, og da det afkøles ved den omgivende Luft er dets Temperatur kun omtrent 50° C. Men saasnart Vandet i Kjedlen synker nedenfor Mundingen af *A*, stiger der strax Damp op, der nedsmelter Proppen *F*, og Fløiten *a* varsler da om Faren. Spændingen af Dampen i Kjedlen opgives ikke alligevel, thi ved Vægtstangen *F* kan man føre Stemplet *G* op og lukke for den Aabning, hvor Proppen *E* sad. Apparatet bruges her i Landet.

ad 1. Mod Overspænding af Dampen i Kjedler anvendes Sikkerhedsventiler. De kunne være directe belastede eller belastede paa Vægtstang.

Fig. 62 viser et Sikkerhedsventil med directe Belastning. *A* er Ventilkassen, der med Skruer befæstes til Kjedlens Overflade, *B* er et conisk Ventil, der er belastet med Ringe *C* af Bly eller Støbejern; undertiden anbringes endnu en Last *D* oven over Kassen *A*; undertiden er Last hængt indeni Kjedlen paa Ventilstangen. Denne styres i sin verticale Stilling, naar Ventilet løfter sig, ved Ledningerne *a* og *b*. *E* er Røret, der fører Dampen bort.

Dette Slags Belastning kan kun anvendes ved lave Spændinger i Kjedlen, som indtil 12—16 ℔ Differentstryk pr. □″.

Dersom man vil tilveiebringe en directe Belastning ved høi

Spænding eller ved Ventiler paa Kjedler, der ere underkastede Rystelser, som ved Locomotiver, saa kan det ske ved Saxfjedre, men de bruges sjeldent.

b) Sikkerhedsventil med Belastning paa Vægtstang (Fig. 63). *A* Ventilkassen, *B* Ventilen, *E* dens Stang, der styres lodret ned *a* og *b*. Standeren *C* med Tappen *c* er fastgjort paa Kassens Dæksel. *D* er Vægtstangen, der har Omdreiningspunct i *c* og virker paa Ventilstangen i *d*; *G* en Skydevægt, der kan flyttes til et saadant Sted af Vægtstangen, som svarer til den Spænding i Kjedlen, ved hvilken man vil, at Ventilet skal løfte sig. *F* er Aftræksrøret for Dampen. Dette Slags Ventilapparater ere lettere og mindre bekostelige at anskaffe, end de, der ere omtalte under a, og de anvendes derfor meget.

I Tilfælde at Kjedlen er underkastet Rystelser skeer Belastningen ved Helicefjeder, som i Fig. 64. *A* er Gjennemsnit af Dampkjedlens Forende, *B* Ventilen, *C* Standeren, der bærer Omdreiningspunctet *c* for Vægtstangen *D*, som virker paa Ventilen i *d*. *R* et Dynamometer med Helicefjer, dets Stang *F* gaaer igjennem Enden af Vægtstangen, og ved Skruen *f* kan Dynamometret indstilles paa den Spænding, ved hvilken Ventilen skal løfte sig; *g* er en Viser, der gaaer ud gjennem en vertikal Aabning *hi* paa Dynamometerhylstrets Forside; den angiver ved at pege paa Inddelinger langs Aabningens Sider Dynamometrets Spænding.

Hertillands skal Summen af samtlige mindste Ventilaabninger ved en Dampkjedel være lig $\frac{1}{1000}$ af Ildpaavirkningsfladens Størrelse.

I det Øieblik et Sikkerhedsventil løfter sig, sker dette formedelst et Tryk p = Kjedlens Differentstryk paa Ventilets indre Anlægsflade = a, men efter at det er løftet, virker den udstrømmende Damp paa en Flade lig Ventilets største Tversnitsareal; deraf følger, at Ventilen først gaaer ned, naar Spændingen i Kjedlen har et Differentstryk p_1 paa □ Tommen, bestemt ved: $p_1 a_1 = pa$ o: $p_1 = p\frac{a}{a_1}$. Som oftest er $a_1 = \frac{5}{6}a$, $p_1 = \frac{5}{6}p$.

ad 3. Midler mod Pandesten ere: rent og blødt Vand, Rensning af Kjedlen saa hyppigt som Urenligheders Ansamling gjør det nødvendigt, samt Udblæsning. For at kunne iværksætte denne maa Kjedlen i Bunden være forsynet med et Rør med Hane, der gaaer fra den indre Vandbeholdning i Kjedlen til et passende Afløbssted for det Vand, der skal blæses ud. Naar der da er Dampspænding i Kjedlen og man aabner Hanen paa Udblæsningsrøret, saa vil Damptrykket drive Vand ud. Man tømmer paa denne Maade, naar det er nødvendigt, nogle Tommers Høide af Kjedlens Vand ud, og det er da det vægtfuldeste Vand, som indeholder saadanne Mængder af Salte, at de vilde krystallisere og danne Pandesten, der udblæses. Ved faste Kjedler paa Land, der forsynes med haardt Vand, er det rigtigst at foretage Udblæsning umiddelbart før man holder Hvile med Kjedlen, thi naar Opkogningen ophører, bliver der Ro i Kjedlen til Krystallisation.

Ombord i Skibe bruges undertiden istedetfor Udblæsning en stadig Udpumpning af den vægtfuldeste Saltsoole fra Kjedlens Bund; det sker ved Lagepumpen (the brine pump). Det foreskrives, at denne skal kunne bortpumpe en Vandmængde lig $\frac{1}{5}$ af Kjedlens Forsyning.

Man bruger ogsaa ved Dampskibskjedler at anbringe en Skumhane, der skal borttage det Skum, der ved Kogningen danner sig og som indeholder en Del Salt; herved opnaaer man mindre hyppige Udblæsninger.

Endeligt bruges ved nogle Dampskibskjedler at fylde Kjedlen, naar Skibet ligger ved Land, med fersk Vand, fortætte Dampene fra Maskinen i en Rørfortætter og pumpe det fortættede Vand tilbage til Kjedlen, Fortætteren er da gjort saa stor, at den tillige kan tjene som Forlag for et Destillerapparat, anbragt i Kjedlens Dampbeholdning, saa at man ad denne Vei kan erstatte Forsyningen hvad der er gaaet tabt gjennem Sikkerhedsventil og Utætheder.

Blanding af Kjedlens Vand med Syrer for at hindre Udfældning, samt Anvendelse af Legemer, der ved at komme imellem ved Krystallisationen, ad mechanisk Vei skulle hindre denne, ere som oftest kun til liden eller ingen Nytte.

Det skal endeligt bemærkes, at Udblæsningen er et fortrin-

ligt Middel til ganske eller tildels at tømme en Dampkjedel, naar den skal renses for Pandesten eller Bundfald.

ad 4. Vandets Indtagelse af Draabeform i Kjedler. Det vigtigste Middel herimod er Anvendelsen af rent, blødt Vand til Forsyning af Kjedlen. Skjøndt det maa være muligt ved samtidig Iagttagelse af Dampens Spænding og Vandets Temperatur at vurdere om den nævnte Tilstand af Vandet er tilstede, saa er dette Middel dog neppe anvendeligt for en sædvanlig Fyrbøder. Kun den Regel bør altid indprentes, at man aldrig maa ndøve Slag eller Stød paa Kjedlen.

ad 5. For at hindre Kjedler med flade eller hule Sider i at sammentrykkes, naar der opstaaer lufttomt Rum indvendigt, anvendes et Luftventil, der kan aabne sig indad, naar Dampens Spænding i Kjedlen bliver ringere end Atmosphærens.

g) Biapparater ved Dampkjedler. Saadanne ere:

1. Mandhul ɔ: en saa stor Aabning paa Kjedlen, at en Mand kan komme ind. Den dækkes sædvanligt med en Plade, der trækkes til mod Kjedlens Inderside, saa at Dampens Tryk hjælper til at holde den tæt. Imellem Pladen og Kjedelfladen, den skal slutte imod, anbringes en tynd Pakning med Mønniekit.

2. Renseplader ved Bunden af Canalkjedler til Skibe, indrettede som Mandhullet, men af mindre Dimension, tjene til at komme igjennem med Skrabere for at rense Kjedlen indvendigt.

3. Ved murede Kjedler: Rensedøre, der give let Adgang til Ildcanalerne, saa at disse kunne gjøres rene.

4. Ved Høitrykskjedler, og ved Kjedler med lavere Spænding, der ikke bruges til at bevæge nogen Dampmaskine, bruges en Forvarmer for Forsyningsvandet. En saadan indrettes paa meget forskjellig Maade. Undertiden er det en lukket Kasse, til hvilken man lader Condensationsvand løbe, og supplerer det med koldt friskt Vand.

I andre Tilfælde er det en lignende Kasse med koldt Vand, gjennem hvilken man leder Damp, der gaaer bort fra en Høitryksmaskine, enten directe eller igjennem Rør.

Eller det er en Beholder, der er indlagt i Kjedlens Murværk, f. Ex. i en Røgcanal, indrettet paa at modtage koldt Vand til Kjedlens Forsyning. Vandet opvarmes da ved Røgens Varme, inden det føres til Kjedlen.

5. Damprør, der skal føre Dampen fra Kjedlen til Maskinen eller til andet Sted, hvor den skal bruges. Det maa kunne aflukkes, naar der findes flere Kjedler henhørende til eet System, da for hver Kjedel for sig, og Aflukningen bør helst ske ved et Skrueventil for at Ventilet, naar der aabnes for Dampen, kan aabnes langsomt og ikke foranledige Opkogning i Kjedlen efter stor Maalestok. Dampens Hastighed i Damprøret $<$ 100 Fod i Secundet.

6. Dampbeholder paa Kjedlens øverste Del, naar Damprummet over Vandspeilet i Kjedlen uden saadan Beholder vilde blive for lavt eller for lille.

7. Naar man til Øiemedet behøver det, overhedes den udviklede Damp, idet man leder Damprøret gjennem det Rum, hvor Flamme eller Røg føres bort til Skorstenen.

B. Dampmaskiner.

Disse kunne enten have frem- og tilbagegaaende eller continuerlig omdreiende Bevægelse; den sidste Slags Bevægelse har ikke vist sig practisk brugbar ved Dampmaskiner, saa det er væsentligt den første Art, der her skal omtales.

a) De Maader, paa hvilke Dampen virker i Maskinen.

1. Den atmosphæriske Maskine (Fig. 65). *A* er Dampcylindren, der er aaben foroven, *B* Dampstemplet, *C* Stempelstangen, *D* Damprøret, der kommer fra Kjedlen, *F* et Rør, der staaer i Forbindelse med Fortætteren *K*, som modtager koldt Vand igjennem et Rør med Hane *E*. Røret *L* tjener til Sugerør for en Pumpe (Luftpumpen), der bortfører fra Fortætteren det ved Fortætningen opvarmede Vand. *a* og *b* forestille Haner.

Dampen kommer ind under Stemplet, naar Hanen *a* er aaben og *b* lukket, dens Spænding er lig Atmosphærens. Virker da en Modvægt paa en Vægtstang (Balance) vil Stemplet bevæge sig opad. Lukkes Hanen *a* og aabnes *b*, saa vil Dampen under Stemplet komme i Berøring med det kolde Vand i *K* og fortættes, saa at Atmosphærens Tryk paa Stemplets Overside vil drive Stemplet nedad, idet Trykket derpaa tillige overvinder den om-

talte Modvægts Tyngde. Modvægten maa være afpasset efter Bevægelsens Beskaffenhed, f. Ex.:

Er Overtrykket paa Stemplet *B* under Nedgangen = P_1

Vægten af Stempel og Stempelslag = ... p_1

Vægtstangen ligearmet og Modvægten = ... Q;

og man vil have lige stor Kraft af Maskinen under Stemplets Opgang og Nedgang, saa maa

$$Q = \frac{P}{2} + p.$$

Franskmanden Faivre har for omtrent 30 Aar siden anvendt det atmosphæriske Princip saaledes, at han gav Dampen, der strømmede ind under Stemplet, høi Spænding. Ved hans Maskine drives altsaa Stemplet opad ved en Kraft lig Forskjellen mellem Dampens Tryk paa Undersiden af Stemplet og Atmosphærens Tryk paa Oversiden. Han undgik derved Anbringelse af Modvægt paa en Vægtstang.

2. Den enkeltvirkende Maskine. Fig. 66 viser Princípet for Dampens Virkning ved en saadan.

Cylinderen *A* er her lukket i begge Ender, men den har 2 Aabninger *n* og n_1 (Næsebor), der forbinde den med et Fordelingsapparat for Dampen. Dette bestaaer af Røret *R*, hvori en Stang *E* med 3 Ventiler bevæger sig. Naar Stemplet *B* er i sin øverste Stilling, bringer Maskinen selv Stangen *E* i sin nederste, saa at Ventilerne paa den erholde Stillingerne *a*, *b* og *c*. Dampen kan altsaa strømme fra Damprøret *D* gjennem Næseboret *n* til Cylinderen ovenover Stemplet, og, forudsat at Maskinen allerede er igang, den forbrugte Damp under Stemplet strømme gjennem Næseboret n_1 til Fortætteren *K*. Stemplet vil altsaa bevæges nedad. Naar det har naaet sin nederste Stilling flytter Maskinen Stangen *E* op i sin øverste Stilling, saa at Ventilerne *a* og *c* slutte imod a_1 og c_1. Nu er der altsaa lukket for Damprøret *D*, og ligeledes for det Rør *F*, der fører til Fortætteren; derimod er der aaben Forbindelse mellem begge Næsebor, saa Dampen vil fordele sig til begge Sider af Stemplet og trykke lige stærkt paa Overside og Underside. En Modvægt trækker da Stemplet opad o. s. fr.

3. Den dobbeltvirkende Maskine (Fig. 67). Ved denne strømmer Dampen afvexlende ind paa begge Sider af

Stemplet og samtidigt finder Udstrømning Sted til Fortætteren (eller til det Frie) fra dets modsatte Side.

A er Cylindren, *B* Stemplet, *n* og n_1 Næseborene. Et Fordelingsapparat, nemlig den saakaldte Firegangshane, er forbundet med Cylindren. Fig. 67 a viser den Stilling af Hanen, ved hvilken den indlader Damp fra Damprøret *D* til Oversiden af Stemplet, og samtidigt holder Vei aaben for Dampen fra Undersiden af Stemplet til det Afstrømningsrør *F*, der leder den bort til Fortætteren eller til Luften. Naar Stemplet, der nu bevæger sig nedad, er kommet til Enden af sin Bane, dreies Firegangshanen $\frac{1}{4}$ Omgang til den Stilling, der er vist i Fig. 67 b. Stemplet bevæges nu opad o. s. fr.

(En Gjennemsnitsmodel af en Maskine med Fordeling ved Glider, visende en fuldstændig Maskine, findes i Læreanstaltens Samling.)

4. Afspærringssystemet (Expansionssystemet). Dersom man under hvert Stempelslag afspærrer for Dampens Tilstrømning, naar Stemplet har gjennemløbet et Stykke, som $\frac{1}{2}$, $\frac{1}{3}$, $\frac{1}{4}$ af Slaget, saa virker Dampen kun med det fulde Tryk, hvormed den træder ind, paa denne Del af Slagets Længde, men derefter udvider den sig og antager aftagende Spændinger, der give en Tillægsvirkning ɔ: en Forøgelse af Arbeidsmængde uden Forøgelse i Dampforbruget.

Dette Princip for Virkning af Dampen under dens Udvidelse (Expansion) kan anvendes ved alle Maskiner.

En særegen Maade at anvende dette Princip er det, der ligger til Grund for Høi- og Lavtryksmaskiner (Woolfs System).

Ved en Høitryksmaskine forstaaes en Maskine uden Fortætter, ved en Lavtryksmaskine en Maskine hvor Dampens Tryk er lavt, men ved hvilken Fortætning finder Sted.

Naar man lader Dampen virke ved Høitryk i een Cylinder ved en Dampmaskine, og derefter lader den virke som Lavtryksdamp i en større Cylinder og ved Udtrædelsen af denne gaae til en Fortætter, saa har man en Høi- og Lavtryksmaskine. Dampens Virkning i begge disse Cylindre er forbunden med Expansion.

b) Beregning af Dampmaskinen efter Coefficient-theorien.

Ved denne forudsættes: at Dampen indtræder i Cylindren med den Spænding den har i Kjedlen; at Spændingen paa Afstrømningssiden af Stemplet ved Fortætningsmaskiner er lig Spændingen i Fortætteren og ved Høitryksmaskiner Atmosphærens Tryk, og, naar Expansion anvendes, at Dampen udvider sig ligesom en permanent Luftart, efter Mariottes Lov.

α) Lavtryksmaskiner og Høitryksmaskiner uden Expansion.

Er Stempelarealet = a □ Fod,

Dampens absolute Tryk paa □ Tommen = p $\mathfrak{A}$,

Modtrykket fra Fortætteren, eller ved Høitryksmaskiner Atmosphærens Tryk paa □ Tom = p_2 $\mathfrak{A}$,

Stempelslagets Længde = h Fod,

Slemplets Antal Slag i Minutet = n,

saa bliver det man kalder Dampens theoretiske Arbeidsmængde i Secundet

$$= \frac{144 \text{ a . n . h}}{60}(p - p_2)\ \mathfrak{A}' \ldots\ldots\ldots (11),$$

eller i Hestes Kraft à 480 $\mathfrak{A}'$ i Secundet:

$$= \frac{144 \text{ a . n . h}}{60 \times 480}(p - p_2) - 0.005 \text{ anh } (p - p_2) \ldots\ldots (12).$$

Nyttevirkningen erholdes ved at tilføie en Coefficient K, der er < 1 og ved Erfaring funden lig:

Naar Nytte-virkningen N har Værdien	for meget godt vedligeholdte Maskiner	for Maskiner i almindelig Tilstand
4—8 Hk.	0.50	0.42
10—20 —	0.56	0.47
30—50 —	0.60	0.51
60—100 —	0.65	0.60

Altsaa Nyttevirkningen angivet i Hestes Kraft

$$N = K \text{ . } 0.005 \text{ . n . ah } (p - p_2) \ldots\ldots (13.)$$

β) For Expansionsmaskiner: Afspærres Dampens Tilstrømning, naar Stemplet har gjennemløbet et Rum $h_1 < h$,

saa erholdes for hvert Stempelslag 2de theoretiske Arbeidsmængder, nemlig:

1. For Stemplets Bevægelse gjennem Rummet h_1:

$$144 \cdot a h_1 (p - p_2) \mathfrak{A}' \quad \ldots\ldots\ldots \quad (14).$$

2. Naar Stemplet har gjennemløbet Rummet $x > h_1$, saa er Dampens Tryk paa □ Tommen $y = \frac{h_1}{x} p$, og paa hele Stemplet $144\ a \cdot y = 144 \cdot a \frac{h_1}{x} p$, altsaa Differentialet af Arbeidsmængden, medens Stemplet gjennemløber Rummet dx og har et stadigt Modtryk $= 144 \cdot a \cdot p_2$ bliver $= 144\ a\ (y - p_2)\ dx$ $= 144\ a \left(\frac{h_1}{x} p - p_2\right) dx$, der integreret mellem Grændserne h og h_1 giver:

$$144\ a \left[h_1\ p.\ l \left(\frac{h}{h_1}\right) - p_2\ (h - h_1)\right] \mathfrak{A}' \quad \ldots \quad (15).$$

Adderes 14 og 15, erholdes den theoretiske Virkning for et Stempelslag:

$$= 144\ a h_1 \left[p + p \cdot l \left(\frac{h}{h_1}\right) - p_2 \frac{h}{h_1}\right] \mathfrak{A}' \quad \ldots \quad (16)$$

$$\text{o: } 144\ a \cdot h_1\ p \left[1 + 2.303\ \textit{log.} \left(\frac{h}{h_1}\right) - \frac{p_2}{p_1} \frac{h}{h_1}\right] \mathfrak{A}'$$

eller, da $\frac{h}{h_1} = \frac{p}{p_1}$, idet p_1 er Dampens Tryk paa □ Tommen af Stemplet ved Enden af dets Bane:

$$144\ a \cdot h_1\ p \left[1 + 2.303\ \textit{log.} \frac{p}{p_1} - \frac{p_2}{p_1}\right] \mathfrak{A}' \quad \ldots \quad (16_1).$$

Gjør Maskinen n Slag i Minuttet, bliver den theoretiske Arbeidsmængde i Secundet:

$$= \frac{144}{60} \cdot ap \cdot nh_1 \left[1 + 2.303\ \textit{log.} \frac{p}{p_1} - \frac{p_2}{p_1}\right] \mathfrak{A}' \quad (17),$$

o: i Hestes Kraft:

$$0.005 \cdot pn \cdot ah_1 \left[1 + 2.303\ \textit{log.} \frac{p}{p_1} - \frac{p_2}{p_1}\right] \quad \ldots \quad (18).$$

Nyttevirkningen bliver:

$$N = K \cdot 0.005\ pn \cdot ah_1 \left[1 + 2.303\ \textit{log.} \frac{p}{p_1} - \frac{p_2}{p_1}\right] \quad (19),$$

hvor K for Fortætningsmaskiner, efter Erfaring, har Værdierne:

Hvor K for Fortætningsmaskiner har følgende Værdier:

Naar Nytte-virkningen N har Værdien	For meget godt vedligeholdte Maskiner	For Maskiner i almindelig Tilstand
4—8 Hk.	0.33	0.30
10—20 -	0.42	0.35
20—40 -	0.50	0.42
60—100 -	0.60	0.55

og for Maskiner uden Fortætning:

Naar Maskinen er meget godt vedligeholdt K = 0.40.

— — er i almindelig Tilstand . . K = 0.35.

Ved Anvendelsen af disse Formler sættes for Fortætningsmaskiner sædvanligt $p_2 = 0.75\ \mathfrak{T}$ (svarende til Nedsvaling til 35°) og for Høitryksmaskiner $p_2 = 14.14\ \mathfrak{T}$ pr. □ Tom.

Kjedlens Ildpaavirkningsflade bestemmes efter Angivelserne for denne pr. Hests Kraft.

Forudsætningerne for den anførte Theori ere urigtige og Kjedlens Dampudviklingsevne, der har Indflydelse paa Maskinens Arbeidsmængde, indgaaer ikke i Formlerne. Imidlertid bruges de meget og give inden de angivne Grændser ret paalidelige Resultater.

Bemærkning om Begrebet: nominelt Hestekraftstal.

Ved Bestemmelsen heraf gaaer man ud fra, at der paa Dampmaskinens Stempel er et nyttigt Tryk = 7 $\mathfrak{T}$ paa □ Tommen, efter at alle Bimodstande ere fradragne, altsaa: dersom Dampstemplets Diameter i engelske Tommer er = d, Stemplets Vei i Minutet, angivet i engelske Fod = v, saa regnes Maskinens Nyttevirkning at være:

$$7\ \mathfrak{T} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot v = 5.5\ d^2 v\ \mathfrak{T}',$$

og da en Hests Kraft i Minutet, efter engelsk Maal og Vægt, er 33,000 $\mathfrak{T}'$, saa bliver den nævnte Nyttevirkning udtrykt i Hestes Kraft:

$$N = \frac{5.5\ d^2 v}{33{,}000} = \frac{d^2 v}{6000}.$$

Formlen er i sin Tid indrettet for Lavtryksmaskiner, og er for saadanne Maskiners Vedkommende rigtig, saa nær som man kan vente det. De Wattske Lavtryksmaskiners Kjedelspænding var omtrent lig Atmosphærens, altsaa Differenstrykket omtrent = 0. Endnu for 40 Aar siden leveredes fra England Dampmaskiner til Skibe, hvis Kjedelspænding var høist 4 ℔ Differenstryk paa □ Tommen, men efterhaanden har man ladet Spændingen stige saaledes, at nu Kjedelspændingen er i absolut Værdi $3\frac{1}{2}$ Atmosphærer eller Differenstryk $2\frac{1}{2}$ Atmosphærer og kalder ofte saadanne Maskiner med Navnet Lavtryksmaskiner. Man leverer dem til Skibe endnu efter ovennævnte Formel for N og kalder da Værdien for denne Størrelse, $\frac{d^2v}{6000}$, det nominelle Hestekraftstal. En saadan Maskine, leveret efter denne Formel, giver da i Virkeligheden (effectivt) 2 til 5 Gange saa mange Hestes Kraft som Nyttevirkning, eftersom det er en mindre eller en større Maskine.

Undertiden har man brugt et andet Udtryk for det nominelle Hestekraftstal; man har sat Stempelslagets Længde i engelske Fod = h, og sat $v = 127\sqrt[3]{h}$, hvor h og v ere engelske Fod. Indsættes denne Værdi af v i Værdien for N, erholdes

$$N = \frac{127}{6000} d^2 \sqrt[3]{h} = \frac{d^2 \sqrt[3]{h}}{47}.$$

Om Indicatorens Angivelse for en Dampmaskines Nyttevirkning.

Indicatorens Indretning er følgende (Fig. 68): Et Rør *AB* er forsynet med en Hane *D* til at aabne og lukke for Dampen; det er indrettet til at skrue fast i Dampcylindrens Dæksel. I den øverste Del af *A B* kan et velafdreiet Stempel *E*, med et Lag Olie over, bevæge sig; dette Stempel bærer en Stempelstang *G H* med Pladen *F*, der virker paa en Helicefjeder i Fjederdynamometret *S*. Pladen *F* har én Skrivestift *f* og en Viser, der peger paa Inddelinger af *S*. Paa et Hylster *I*, der er i Eet med Pladen *K* bæres Cylindren *M*, der kan dreie sig om sin Axe. Cylinderen *M* har forneden et Snorløb og et Beslag *N* med to Fjedre *O O*, som stadigt lægge sig an langs *M*. Fra

Cylindrens Snorløb gaaer en Snor over Skiven *P*. Paa dennes Axel sidder en større Skive *Q*, fra hvis Omkreds Snoren *R* gaaer til et Krydshoved paa Dampmaskinens Stempelstang eller anden lignende Maskindel, der bevæger sig frem og tilbage med Stemplet. Indvendigt i Cylindren *M* ligger en Spiralfjeder, der kan drive den tilbage, naar der ikke trækkes opad i Snoren *R*.

Et Stykke Papir er ved Fjedrene *O O* befæstet paa den cylindriske Overflade af Cylindren *M*, og paa dette beskriver Stiften *f* en Curve under en Frem- og Tilbagegang af Stemplet i Dampmaskinen.

Naar et saadant Stykke Papir er afviklet, og Prøven er foretaget f. Ex. ved en Maskine med Afspærring og Fortætning, saa er der paa samme dannet en Curve omtrent som Fig. 69. *o o* betyder her et Tryk = Nul; Ordinaterne regnede fra denne Linie til den øverste Del af Linien ere Damptrykkene paa Tilstrømningssiden af Stemplet, Ordinaterne regnede fra Nullinien til den nederste Del af Curven angive for ethvert Punct af Stempelslaget Damptrykkene paa Afstrømningssiden, begge med stor Tilnærmelse nøiagtigt, saa at Curvens Areal angiver det man kunde kalde Maskinens theoretiske Arbeidsmængde. Den virkelige Arbeidsmængde, maalt ved Dynamometer paa Maskinens Omdreiningsaxel er mindre, den udgjør sædvanligt 0.72 til 0.90 af den ved Indicatoren angivne, eftersom Maskinen er mindre eller større, eller eftersom man har gjort $\frac{l_1}{l}$ mindre eller større.

c) Beskrivelse af Dampmaskinens sædvanlige enkelte Dele.

Disse ere: 1. Cylindren, 2. Dampstemplet, 3. Damprøret, 4. Fordelings- og Afspærringsapparater for Dampen, 5. Fortætteren, 6. Luftpumpen, 7. Koldtvandspumpen, 8. Forsyningspumpen, 9. Midler til Forplantelse og Forandring af Bevægelsen.

1) Cylindren. Dens Diameter bestemmes i Forbindelse med Kjedlens Dimensioner og Stemplets Hastighed efter de Formler og Regler, der ere foran udviklede. Dens Høide eller Længde afhænger af Localiteterne for Maskinen, af det Antal Stempelslag denne skal gjøre i Minutet, undertiden ogsaa af den

Længde af Krumtap, man vil give Maskinen. Høiden ligger sædvanligt mellem Grændserne 1 og 3.5 Gange Diametren. Fig. 70 viser et verticalt Gjennemsnit af en Støbejerns Cylinder. Den maa være nøiagtigt udboret indvendigt, Dæksel og Bund maa samles til den ved Bolte. Undertiden støbes Bunden vel i Eet med Cylindren, men det er ikke godt for Reparationers Skyld; det hænder nemlig, at en Bund kan blive slaaet ud af en Cylinder, og saa maa man, ved saadan Construction, støbe den hele Cylinder ny.

I Dækslet skal findes en tætsluttende Stoppebøsning med Hamppakning (se Fig.). Ligeledes anbringes deri Smørekopper, nedskruede i Dækslet, for at kunne bringe Smørelse til Stemplet under dets Gang.

Cylindren beskyttes sædvanligt mod Afgivelse af Varme ved paa den cylindriske Omkreds at bevikles med 2 à 3 Lag tyk Filt, og derudenom Seildug, der males med Oliefarve. Istedetfor Seildug bruges undertiden en Beklædning af Træ. I adskillige Tilfælde er Cylindren omgivet med en anden støbt Cylinder, saaledes at der er et ringformigt Rum imellem begge, der fyldes med Damp (en Damptrøie), hvorved der i visse Tilfælde (tidlig Afspærring) opnaaes en Dampbesparelse o: Formindskelse i Brændselforbrug.

I Bunden af Cylindren anbringer man undertiden et Aftapningsrør med Hane for condenseret Vand.

Aabningerne *a a* for Dampens Til- og Frastrømning kaldes Næsebor, deres Tversnitsareal er det samme som for samtlige Dampveie, og afhænger af Stemplets Areal og Hastighed. Er Stempelarealet = A, Hastighed i Secundet = v Fod, saa bliver Næseborets Tværsnitsareal, efter J. F. Radinger, bestemt ved Ligningen

$$\frac{a}{A} = \frac{1}{96} \cdot v,$$

en Formel, der stemmer ret god med anvendte Dimensioner.

For v = 3, 4, 6, 8, 12, 16 Fod bliver

$$\frac{a}{A} = \frac{1}{32}, \frac{1}{24}, \frac{1}{16}, \frac{1}{12}, \frac{1}{8}, \frac{1}{6}.$$

Endelig bemærkes, at ved store Maskiner, ved hvilke der kan forlanges en pludselig Omvending af Stemplets Bevægelses-

retning, anvendes undertiden et Ventil indrettet som Sikkerhedsventil i begge Cylindrens Dæksler.

2) Dampstempler. Disse maa under Gangen slutte tæt imod Cylindrens indre Omkreds, og til dette Øiemed paa deres Omkreds være forsynede med et Slutmiddel. Dette kan enten være Hamppakning eller Metalpakning.

Et Stempel med Hamppakning er fremstillet i Fig. 71. *A* er Understykket, hvis Nav eller Bryst er fastgjort paa Stempelstangen *B* med en Kile, *C* er et Overstykke, der ved Skruer langs Omkredsen drives ned over Understykket; herved sammenpresses Pakningen *D* ud imod Cylindrens Omkreds. Saa ofte det gjøres fornødent aftages Cylindrens Dæksel for at komme til at trække Boltene tættere og derved forbedre Pakningen. Denne bestaaer af et fladt flettet Toug af Hamp (Platting), der er indfedtet med Olie; den stampes ned i Stemplets Rand, eet Lag over et andet. Disse Stempler kunne kun bruges ved Lavtryksmaskiner.

Iblandt Stemplerne med Metalpakning er Kilestemplet (Fig. 72) et af de fortrinligste. *A* er Understykket, hvis Nav er kilet fast paa Stempelstangen, *B* Overstykket, der er ved Skruen heftet til Understykket; imellem disse to Plader er anbragt to Lag Segmenter, øverste Lag er betegnet ved 1, 2, 3 og 4 i Horizontalsnittet. Det underliggende Lag har Støde, der vexle med disses. Imellem Segmenternes Ender er der indpasset Kiler, hvis verticale Middelplan gaaer igjennem Stempelstangens Axe; de ere for øverste Lag betegnede 5, 6, 7 og 8. Kilerne maa ikke række helt ud til Cylindrens Omkreds. Fra Navet paa Understykket *A* udgaa horizontale Bolte, der tjene til at understøtte Helicefjedre *a* i deres Stilling; disse Fjedre hjælpe til at trykke Kilerne udad.

Begge Lag af Segmenter og Kiler ere nøiagtigt sammenslebne, ligeledes ere de sammenslebne med Stemplets Over- og Underplade. Stifter, der gaa fra underste Lag Segmenter op i en Rille paa øverste Lag tjene til at holde begge Lag i deres Stilling indbyrdes.

Det er ikke Fjedrenes Tryk alene der holder Segmentet ud mod Omkredsen; paa denne trænger nemlig Damp ned fra Stemplets Tilstrømningsside, og Projectionen af det Stykke Om-

kreds, der er dækket af eet Segment paa en Plan ⊥ paa dets Middellinie er saa stor, at Trykket paa dette ikke kan modvirkes ved een Helicefjeder. Men der trænger Damp ind i Rummet mellem *A* og *B*, og Trykket af denne hjælper til. En stor Mechaniker har derfor sagt: et Dampstempel er kun tæt paa Grund af at det er utæt.

Fig. 73 viser et andet Kilestempel. Pakningen bestaaer her af 2 opskaarne elastiske Ringe, som ere anbragte umiddelbart over hinanden og hver for sig spændes ud mod Cylindrens Omkreds ved en Fjeder *f*, der igjennem en Skrue *s* trykker paa en Kile *k*, saaledes som Figuren viser for den øverste Rings Vedkommende.

Fig. 74 er et Stempel, der navnlig bruges ved mindre Maskiner. Pakningen dannes her af 2 sammenslebne, opskaarne elastiske Ringe, bag hvilke der ligger en tredie Ring, som ligeledes er opskaaren, og som ved 3 Fjedre presses ud mod de 2 andre. Om disse Stempler gjælder det samme, der er sagt om Fig. 72, at Damptrykket væsentlig bidrager til at understøtte Fjedrenes Virkning.

Man kan derfor ogsaa have simplere Metalpakninger, som den, der er vist i Fig. 75.

Imellem Over- og Understykket er her indlagt 3 Ringe, der ere vel sammenslebne indbyrdes og med Over- og Understykket, samt opskaarne med vexlende Støde. Hver Ring har nogen Elasticitet, frembragt ved kold Hamring, der bidrager til at holde den mod Cylindrens Omkreds. Resten gjør Damptrykket inden i Stemplet.

3) Damprøret. Dets Diameter bestemmes overensstemmende med Formlen for Næseborene. Det maa kunne aflukkes fra Kjedlen ved en Ventil med Skrue, og tæt ved Dampens Fordelingsapparat forsynes det med en dreielig Klap, hvormed man kan regulere Dampens Tilstrømning til Maskinen. Sædvanligt anbringes denne Klap i et særskilt kort Stykke af Damprøret, som let kan tages ud, og har Dampmaskinen Regulator, forbindes den Vægtstang, med hvilken Klappen dreies, med denne Regulator; ved andre Maskiner bevæges den med Haanden. Den nævnte Klap kaldes Drøvlen.

Damprøret maa omgives med slette Varmeledere, som om-

talt for Cylinderen, Filt med malet Seildug om. Naar det kan indrettes derefter, er det rettest at give Damprøret Fald fra Maskinen til Kjedlen, saa at Fortætningsvand løber til den.

4) Fordelings- og Afspærringsapparater. De tjene til at lede Dampen fra Damprøret ind til Cylindren, afspærre for den, naar man vil benytte dens Udvidelse, og atter lede den bort, enten til en Fortætter eller til det Frie, eller, ved Høi- og Lavtryksmaskiner, fra Høitrykscylindren til Lavtrykscylindren. De vigtigste Apparater til disse Øiemed ere følgende:

a) Firegangshanen (Fig. 67). Man maa indrette den til at kunne trækkes dybere ind i sit coniske Hylster, naar den forslides; undertiden trykkes den ind ved Damp- og Fjedertryk i Forening, virkende paa Hanens brede Ende. Den er kun anvendt til smaa Maskiner, thi saasnart den skal føre store Dampmængder, bliver dens Diameter stor, saa at den dels bliver vanskelig at holde tæt, dels consumerer en stor Arbeidsmængde til Overvindelse af Friction.

Aabningerne i Hanen ere Dampveie, deres Tværsnitsareal maa følgelig være lig Næseborets.

b) Den korte Glider, alene til Fordeling af Damp, sees i Fig. 76. Glideren er den hule firkantede Kasse *G*, der er aaben indad mod Cylindren. Den slutter tæt mod den plane Anlægsflade paa Cylindren (Speilet) og har Labber for Enderne lidt høiere end Næseborsaabningen. Ved et Cirkelexentricum bevæges den op og ned i den angivne Kasse, til hvilken Damprøret *D* munder. Stangen *c*, som fører Glideren, maa gaa damptæt gjennem en Stoppebøsning i Kassens Overdel, og da Gliderne slides, maa den for altid at ligge an mod Speilet kunne stadigt trykke sig ind derimod. Stangen *c* er derfor ikke fastgjort til Glideren, men til en Ring *a*, i hvilken Glideren kan skyde sig frit. Glideren skal kunne aabne Adgang for Dampen til et af Næseborene, f. Ex. *N* og samtidigt sætte det andet Næsebor N_1 i Forbindelse med Aftræksrøret *F*. Den skal ligeledes paa Midten af sin Vandring kunne dække for begge Næsebor; dette er vist henholdsvis ved *A* og *B*. *C* viser Projection af Glideren fra dens Ryg.

Næseborets Brede og Høide bestemmes saaledes, at Forholdet mellem dem bliver 4 til 7, eftersom det er en mindre

eller en stor Maskine. Høiden af Labben = den af Mellemvæggene, gjøres som oftest 2 Linier større end Næseborets Høide, og Høiden af Dampveien til Fortætteren eller til det Frie $1\frac{1}{2}$ Gange Næseborets Høide.

Sættes Næseborets Høide = h, saa bliver Gliderens hele Vandring = 2 h + 2 Linier, og Excentrikens Excentricitet det Halve deraf. Er Næseborets Brede = b, saa faaer man Gliderens Differentstryk, der frembringer Friction høist = P . b ($3\frac{1}{2}$ h + 2‴), idet P er Kjedlens Damptryk, men under Maskinens Gang er det mindre.

Naar den korte Glider gjøres et Næsebors Høide længere, kan den bevæges saaledes, at den tilveiebringer Afspærring af Dampen. I Fig. 77 viser *a* Glideren i nederste Stilling, hvor den indlader fuld Damp til *N* og har Forbindelse aaben mellem N_1 og *F*. I *b* har Glideren lukket for *N* ɔ: afspærret Dampen, medens endnu Forbindelsen mellem N_1 og *F* er aaben. Den næste Stilling af Glideren er *c*, her er Adgang for Dampen til N_1 og Forbindelse mellem *N* og *F*; derefter kommer Glideren under sin Bevægelse nedad i Stillingen *d*, der er den omvendte af *b*, og endelig gaaer den atter ned i Stillingen *a*.

Gliderens Vandring bliver her 3 h + 2 Linier, er altsaa bleven næsten $\frac{1}{2}$ Gang større end ved den sædvanlige korte Fordelingsglider, og Rummet, der gaaer til Afstrømningsrøret *F*, er ligeledes voxet i Høide et Stykke = h, saa Arbeidsmængden, der medgaaer til Friction, er af begge Grunde voxet.

Glideren maa bevæges i Spring ved en Skive med concentriske Baner, der fører en Ramme, som glider enten om Axlen, eller i Ledninger. Dette Slags Glider og Føring af den er anvendt af Saulnier i Paris og har ogsaa været brugt hertillands.

Man anvender ogsaa to korte Glidere, den ene som Fordelings-, den anden som Expansionsapparat. Det kan ske paa tvende Maader, nemlig:

α) Man har to Gliderkasser, i den, der ligger umiddelbart ved Cylindren, ligger Fordelingsglideren, i Mellemvæggen mellem denne Kasse og den, der ligger bag den, er der en Aabning, mod hvilken en Afspærringsglider bevæges; til denne anden

Kasse munder Damprøret. Afspærringsglideren aabner og lukker paa passende Steder under hvert Slag af Stemplet for den Damp, der af Fordelingsglideren skal ledes til Cylinderen.

Ved denne Indretning bliver der altid i Fordelingsgliderens Kasse en vis Mængde Damp, der aabenbart virker som en Forøgelse af »det skadelige Rum».

β) Man bruger derfor hellere en Fordelings- og en Afspærringsglider, der ligge umiddelbart i Berøring med hinanden. Indretningen fremgaaer af Fig. 78. *A* er Fordelingsglideren, *B* Afspærringsglideren. Figuren viser 3 Stillinger af Fordelingsglideren, samt de tilsvarende Stillinger af Expansionsglideren. Man faaer omtrent Afskjæring af Dampen paa den halve Vandring af Stemplet, dog kan Forholdet varieres noget ved Indstilling af Expansionsgliderens Exentrik.

Man kan variere Afspærringsgraden betydeligt ved som i Fig. 79 at sammensætte Afspærringsglideren *B* af 2 Stykker, der kunne nærmes og fjernes efter Behov, idet Gliderstangen *C* er forsynet med en ret og en omvendt Skrue, som gribe ind i 2 Møttrikker, der sidde hver paa sit af Expansionsgliderens Stykker.

Dette Middel er ogsaa anvendt ved mere sammensatte Afspærringsapparater for Dampmaskiner.

Seeward o. a. have anvendt til meget store Maskiner, f. Ex. til Skibsdampmaskiner et System af 4 Glidere, der hver bestaa af et Stykke Plade; man lægger de 2 Stykker hen til Damprøret og bruger dem til Indladning af Dampen; de andre 2 henlægges til den modsatte Side af Cylindren for at aflede den brugte Damp til Fortætteren (Fig. 80).

A er Dampcylindren med dens Stempelstang og Stempel, *D* Damprøret, *B* Gliderkassen for Indledning af Dampen og *C C* Gliderkasser for Afledning af Dampen til Fortætteren. Stempelstangen i *B* bærer 2 Glidere, v_1 og v_2, der ere i deres øverste Stilling til samme Tid som Gliderne v_3 og v_4 i Kasserne *C C* ere i deres nederste, og omvendt. Der er altsaa aabnet Indgang for Dampen til Undersiden af Stemplet gjennem n_2 samtidigt med at der er Afstrømning til Fortætteren gjennem n_3. Gliderstængerne *b* og *b* bevæges ved en Mechanisme i modsatte Retninger op og ned, og eet Slag tilveiebringer altsaa Til-

strømning af Damp paa Stemplets Overside og Afstrømning fra dets Underside til Fortætteren.

c) Lange Glidere. De af disse, der ere mest anvendte, ere Følgende (Fig. 81): *A* er Glideren, den har et D-formigt Tversnit, hvorved der dannes et afgrændset Rum *a*, som ved en Aabning paa Siden staaer i Forbindelse med den ydre Gliderkasse, samt et Rør *b* helt igjennem Glideren. Gliderkassens Rum udenom Glideren er iøvrigt delt i 3 Afdelinger, en øvre, mellemste og nedre Del, adskilte ved 2 Skillevægge, med Pakning og Stoppebøsninger, hvorigjennem Glideren gaaer damptæt. I det mellemste Rum indledes Damp, som derfra gaaer ind i Rummet *a*, der efter Gliderens Stilling afvexlende staaer i Forbindelse med Over- eller Underparten af Cylindren. Spildedampen gaaer i første Tilfælde ud i den inderste Del af Gliderkassen, der staaer i Forbindelse med Condensatoren, i andet Tilfælde gaaer den ud i den øvre Del og derfra gjennem Røret *b* i den hule Glider til Fortætteren.

Pakningerne om Glideren ere vanskelige at holde tætte; den nederste spændes til paa en eiendommelig Maade, som Figuren viser.

Denne Glider er meget tung, saa den maa under Gangen selv hænge paa den ene Ende af en toarmet Vægtstang, og en Modvægt, der holder Ligevægt med Gliderens Vægt, hænger da paa den anden Ende af samme Vægtstang. Dernæst er den kostbar at anskaffe.

Man har derfor istedetfor den omtalte anvendt to korte D-Glidere, G_1 og G_2 (se Fig. 82). De have hver en massiv horizontal Væg, til hvilken Gliderstangen *f* er fastskruet.

Naar Damp skal afstrømme fra det øverste Næsebor, som i Figuren, maa den bortføres gjennem et Rør F_1 til Fortætteren, og ikke, som ved den forrige, gjennem selve Glideren.

d) Ventiler. Gliderne give, som anført, Anledning til Tab i Arbeidsmængden for at overvinde deres Frictionsmodstande og dette Tab voxer, naar man tillige vil gjøre Dampveiene store i Tversnit, for derved at formindske Tabet i Dampspænding mellem Kjedlen og Cylindren, eller formindske Trykket paa Afstrømningssiden af Stemplet. Anvendelsen af Glidere foranlediger desuden, at man ikke kan gjøre Afstrømningsaabningerne, der

skulle føre Damp med lav Spænding ɔ: stort Rumfang, større end Tilstrømningsaabningerne, som føre tættere Damp.

Af disse Grunde anvender man Ventiler af forskjellig Indretning.

1) Simple Ventiler (Fig. 83). Foroven og forneden af Cylindren anbringes Kasser som *A*, hver med tre Kamre. Det midterste Kammer *N* munder til Cylindrens Næsebor. Øverste og nederste Kammer i hver Kasse ere skilte fra Mellemkammeret ved horizontale Vægge, der ere dækkede ved Ventiler. I Kassen *A* er *a* Dampventil, *b* Udstrømningsventil; Stilken af dette gaaer damptæt gjennem den hule Stilk paa *a*.

Ventilerne løftes afvexlende. Løftning og Sænkning kan ske ved to Exentrica, der paa en Axel vende i modsat Retning og føre verticale Stænger med horizontale Arme, som gribe ind paa Ventilstilkene. Modstanden mod Løftning kan blive stor.

2) Kronventiler (Fig. 84). Ventilet *A* er en udbuet Ring, der har Anlæg ved *a* paa den cylindriske Ring, som er i Et med den horizontale Mellemvæg i Kassen *B*, samt ved *b* paa Pladen *c*. Anlæggene ere slebne sammen med Ventilen. Pladen *c* bæres af et Kryds i Aabningen af Mellemvæggen. Da Ventilen kan gives lige stor Diameter foroven og forneden, saa kan den løftes med en ringe Kraft. Naar Ventilen løftes kan Damp fra Damprøret *D* strømme til Næseboret *N* igjennem store ringformige Aabninger saaledes som Pilene angive. Ventilstangen maa gaa igjennem en Stoppebøsning ved *d*.

3) Differensventiler. Fig. 85 viser disses Indretning: Damptilstrømningen *D* munder til en Kasse *A*, inden i hvilken ligger en anden Kasse *B*, der munder til et Næsebor eller en Udstrømningsaabning *N*. I de horizontale Vægge af *B* ere Aabninger, dækkede af Ventilerne *a* og *b*, der sidde paa Stangen *c* og lukke samtidigt for de nævnte Aabninger. Da Ventilerne kunne, saa nær man vil, gives lige Areal, saa er deres Modstand mod Løftning kun ringe.

Ventiler som de under 2 og 3 omtalte anvendes ved meget store Maskiner, og man gjør altid Udstrømningsventilerne større end Tilstrømningsventilerne for den Damp, der kommer fra Damprøret.

I Tilfælde, hvor man anvender Glidere som Fordelings- og

Afspærringsapparat er det rettest, at man danner sig et Diagram, der viser hvorledes de aabne paa ethvert Sted under Dampstemplets Vandring. Enhver Fordelingsglider bør løbe Noget forud for Stemplets Krumtap ɔ: naar Stemplet er ved Enden af sin Bane, maa allerede Glideren have aabnet Udvei for den brugte Damp og den maa ligeledes have aabnet en ringe Del for Dampen til næste Slag. Dette sker, fordi et Cirkelexentricum, der sædvanligt fører Glideren, kun efterhaanden aabner. Det Forspring man giver Glideren maa for Afstrømningsaabningen være $\frac{1}{25}$ til $\frac{1}{15}$ af Gliderens Vandring; for Tilstrømningsaabningens Vedkommende kan det gjøres mindre, men det gaaer ikke an at reducere det til Nul, da Maskinen saa kommer til at støde under Gangen.

Et eiendommeligt Dampfordelingsapparat, der kan betragtes som en Overgang mellem Glidere og Haner, er opfundet af Amerikaneren Corliss. Fig. 86 *α* viser et lodret Snit gjennem en Cylinder forsynet med et saadant Fordelingsapparat. *a a* ere Tilledningss-, *b b* Afledningsaabningerne, der udmunde i cylindriske Rum, hvori de cirkulære Glidere *c, c, d, d* befinde sig. Gliderne *d* for Afledningsaabningerne bevæges altid continuerligt; Gliderne *c* bevæges i Spring i det Øieblik Expansionen indtræder, hvorimod de ellers bevæges continuerligt ligesom *d*. Fig. 86 *β* viser hvorledes Bevægelsen sker, *e* er en Skive, dreielig om en Axel, den bevæges ved Stangen *f* fra en Exentrik og fra *e* gaa Stænger hen til Krumtappe paa Axerne *d* og *c*, hvorved disse bevæges. Herved sker en continuerlig Bevægelse, men for *c*'s Vedkommende er Forbindelsen mellem Trækstangen og Krumtappen af en saadan Beskaffenhed, at den kan udløses i det Øieblik, da Expansionen skal begynde, og der sker saa en pludselig Bevægelse af *c* enten fremkaldt ved en Vægt eller en spændt Fjeder. Det Øieblik, da Udløsningen skal ske og altsaa Expansionen begynde, bestemmes ved Regulatoren. Figuren viser en af de mange Maader, hvorpaa dette kan iværksættes: Krumtappens Vortetap *m* har en fremspringende Kam, hvorpaa en Hage paa Trækstangen tager fat, og hindres ved en Fjeder *g* i at glippe af i Utide. Udløsningen sker, naar Stangen under sin Bevægelse støder mod Skiven *h*, Krumtappen er da fri og vil nu pludselig udføre en Dreining under Indvirkning af Vægten *i*.

Denne sidste bevæger sig i den cylindriske Kapsel *k*, hvori den slutter saa tæt, at den ikke vil støde ibund, men derimod falde paa en Pude af sammentrykket Luft, hvorved man undgaaer skarpt Stød.

Skiven *h*, hvis Stilling betinger Afspærringsgraden, dreies efter Behov ved Regulatoren om den exentriske Axe *l*. Ved nogenlunde store Maskiner er denne Styring fortrinlig, idet man er istand til at afspærre pludseligt og netop i rette Tid for Dampen og desforuden reduceres her det skadelige Rum omtrent til et Minimum.

5. Fortætningen af den brugte Damp.

Naar Dampen har udøvet sin Virkning i Maskinen, skal den, undtagen ved Høitryksmaskinerne, fortættes derved, at den blandes med, eller nedsvales ved Hjælp af, koldt Vand. De Apparater man til dette Øiemed anvender kaldes Fortættere.

1) Den directe Fortætter (Fig. 87) er en lukket Kasse *A*, til hvilken Vand kan indlades fra en Beholder som *B* ved en Hane *a*, der kan indstilles paa større eller mindre Aabning og denne aflæses ved Stillingen af en Viser paa Hanens Axel. *b* er en Bundklap for Luftpumpen, der fører det Vand bort, som ved Fortætningen er bleven opvarmet.

2) Rørfortætteren er et Svaleapparat, der for at virke saa hurtigt og kraftigt som muligt og for at komme til at indtage den mindst mulige Plads, indrettes paa følgende Maade efter Halls Construction (Fig. 88).

F er Røret fra Maskinen; det indfører Damp i Rummet *A*. *c d* og *e f* ere horizontale Plader, imellem hvilke smalle Kobberrør, $\frac{1}{2}$ Tom i Diameter, ere fastnittede med Enderne. Rummet *B* imellem disse Plader er altsaa udfyldt med Kobberrør og Mellemrummene mellem dem fyldes med Vand, der kommer koldt ind gjennem Røret *K* ved Bunden af det. Dampen fra Rummet *A* strømmer ind gjennem Kobberrørene, fortættes og flyder som Vand ned i Beholderen *C*. Ved Fortætningen er Vandet i *B* bleven opvarmet, og i denne Tilstand gaaer det bort igjennem Røret *V*. Det ved Fortætningen i *C* ansamlede Vand pumpes bort til Kjedlens Forsyning eller fjernes ved Luftpumpen.

Røret *D*, der ligesom *F* fører til Rummet *A* i Fortætteren, kommer fra et Destilleerapparat paa Dampkjedlen, Dampene derfra fortættes tillige med de øvrige Dampe, der komme fra *F* og give Vand til *C* som et Tillæg istedetfor det, der jevnligt spildes ved Damprørs Utætheder, gjennem Sikkerhedsventiler o. s. v. Ved Hjælp af en saadan Fortætter kan man opnaa ved Land at fylde en Dampskibskjedel med fersk Vand og under en Reise stadigt holde fersk Vand i Kjedlen.

Det er af Vigtighed at holde dette Slags Fortættere rene, og det er ikke al Smørelse, der kan bruges ved Maskinstempler o. desl., thi dersom Smørelsen er Tælle, saa størkner den indeni Rørene og overtrækker dem med en slet varmeledende Hinde.

Røroverfladen er ved en Lavtryksmaskine 2800 □ Tommer pr. Hests Kraft, naar denne regnes at svare til et Dampforbrug af 1 ℔ i Minutet.

Naar disse Fortættere holdes i Orden, virke de hurtigt og godt.

Vandmængden, der bruges til Fortætning ved begge de omtalte Fortættere, er ved en bestemt Fortætningstemperatur omtrent den samme, og findes paa følgende Maade:

Er Dampmængden, der i en vis Tid, f. Ex. i en Time, skal fortættes = q ℔, Mængden af koldt Vand af Temperatur t_1 ° C. liig Q, Fortætningstemperaturen t_2 saa er

$$640\ q + Q t_1 = (Q + q)\ t_2$$

$$\text{hvoraf: } Q = q \cdot \frac{640 - t_2}{t_2 - t_1}$$

f. Ex. er $t_1 = 10°$, $t_2 = 35°$, saa bliver $Q = 24.2\ q$.

Man regner for en simpel Lavtryksmaskine uden Afspærring af Dampen en Mængde Vand til Fortætning lig 25 Cubikfod i Timen for hver Hest Kraft; det stemmer godt.

6) Luftpumpen er en almindelig Sugepumpe, som oftest enkeltvirkende, der skal borttage det Vand, der er opstaaet ved Fortætningen og tillige Luft fra Fortætteren. Den kan ikke suge til nogen stor Høide, og maa derfor anbringes lavt; ikke høiere end Fortætteren, men enten ved Siden af denne, eller under den. Luften, som denne Pumpe skal føre, udgjør et langt større Rumfang end Vandet, og føres den ikke stadigt bort,

saa ansamles i Fortætteren en Spænding, der er til Skade for Maskinens Nyttearbeide. Watt angav følgende Regel for Størrelsen af Luftpumpen ved Lavtryksmaskiner: Slaget gjøres halvt saa langt som Dampstempelslaget, og Stempeldiameteren $\frac{2}{3}$ af Dampstemplets.

Heraf udledes: Luftpumpens Volumen skal være $\frac{2}{3} \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{1}{2} = \frac{2}{9}$ af Dampcylinderens, for saa vidt man bruger Lavtryksdamp, men da 1 ℔ Lavtryksdamp = 30,5 Cubf., saa skal Luftpumpestemplet for hvert ℔ Damp beskrive et Rumfang = $\frac{2}{9} \cdot 30{,}5 =$ 6,8 Cbf., og da endvidere Watts Pumper vare enkeltvirkende, og følgelig kun lændsede for hvert andet Slag, saa bliver det nyttige Rumfang, beskrevet af Stemplet for hvert ℔ Damp Maskinen bruger i Minutet = 3,4 Cubf. Da man undertiden construerer dobbeltvirkende Luftpumper, saa er denne Regel den rette. Da lige Mængde Damp maa medføre til Fortætteren lige Mængde Luft, saa gjælder denne Regel for Luftpumpens Størrelse alle Dampmaskiner.

Luftpumpens Stempel er sædvanligt et almindeligt Sugepumpestempel, der i Randen pakkes med Hamppakning, men er Cylinderen foret med Bronce, og er Stemplet af samme Materiale, saa behøves slet ingen Pakning; Stemplet maa da kun bevæge sig lidt villigt, og være afrundet paa Omkredsens Over- og Underkant indad mod Cylinderfladen af Pumpen. Ved mindre Luftpumper bruges Klapper af Metal, ved større bruger man dem ofte af Kautschukplade, og lader dem, for at de ikke skulle bøie sig, falde an mod en Rist.

7) Koldtvandspumpen. Naar man ikke har en Vandbeholder med Vandspeil i saadan Høide, at Vandet af sig selv kan løbe ind til Fortætteren eller igjennem den, saa danner man sig en saadan, som man da kan anbringe udenom Fortætter og Luftpumpe. Til denne Beholder skal da Vand pumpes op af Koldtvandspumpen. Den maa construeres paa at føre, helst noget rigeligt, en Vandmængde saa stor, som den behøves til Fortætningen. Da Rummet under dens Stempel ikke fyldes fuldstændigt, saa maa det nyttige Rumfang, dens Stempel beskriver, være $\frac{5}{4}$ til $\frac{4}{3}$ af det Rumfang Vand, den skal oppumpe.

Ved Høitryksmaskiner bortfalder Fortætter, Luftpumpe og Koldtvandspumpe.

8) Forsyningspumpen. Ved de fleste Dampmaskiner forsynes Kjedlen med Vand ved Hjælp af en Forsyningspumpe, d. e. en Trykpumpe, som skal drive Vand ind i Kjedlen under dennes Spænding. Ved Høitryksmaskiner tager den Vandet enten fra en Koldtvandsbeholder eller fra en Forvarmer, ved Fortætningsmaskiner fra det varme Vands Kasse, til hvilken Luftpumpen fører det Vand, der er fremkommet ved Fortætningen. I de to sidste Tilfælde maa Pumpen ikke suge Vandet, da det varme Vand kun lader sig suge til en Høide = Atmosfærens Vandsøile ÷ Vandsøilen svarende til Dampens Spænding ved Vandets Temperatur (kogende Vand lader sig slet ikke suge). Pumpen maa derfor helst ligge lavere end Varmvandskassen.

Det nyttige Rumfang, som Pumpens Stempel skal beskrive, gjøres 3 — 5 Gange saa stort, som det Vand, Kjedlen fordamper til samme Tid. Dette skeer for at kunne bøde paa Udblæsning af Vand fra Kjedlen eller paa anden Sænkning af Vandspeilet i denne.

Foruden Suge- og Stigeventil har Forsyningspumpen ofte endnu en Stigeventil ved eller i Kjedlen; dette er især vigtigt ved Dampskibskjedler, thi ere begge de Ventiler, der ligge ved Pumpen, uklare, hvilket let kan finde Sted, saa vil Kjedlen, naar man ikke har en fjernere liggende Stigeventil, kunne udtømme Vand gjennem Forsyningsrøret.

Paa Forsyningsrøret, o: Pumpens Stigerør til Kjedlen, anbringes desuden ofte, især ved Dampskibskjedler, en Hane, med hvilken der kan lukkes af, naar Noget er at eftersee ved Pumpen. Pumpen har næsten altid Vindkjedel og Sikkerhedsventil.

Da Forsyningspumpen gives saa store Dimensioner, som anført, maa den kunne gjøres uvirksom. Dette skeer enten ved at gjøre dens Stempelstang udløselig, eller ved at føre et Rør, forsynet med Hane, fra Rummet under Stemplet i Pumpen til Suge- eller Tilstrømningsrøret; naar Hanen aabner Forbindelse mellem disse to Rum, strømmer der Vand ind under Pumpens Stempel, naar dette gaaer op, og det gaaer igjen ud under Stemplets Nedgang.

Det første af disse Midler anvendes meest.

Foruden de anførte Apparater og Maskiner findes ved flere, især større Dampmaskiner Midler til at gjennemblæse Maskinens Indre med Damp, nemlig:

a) en mindre Ventil, der ved at aabnes giver Dampen fra Damprøret Adgang til den Side af Stemplet, hvor Fordelingsapparatet, naar Maskinen staaer stille, ikke fører den hen. Den kaldes Blæseproppen, og bevæges med Haanden, naar det behøves. Denne Ventil er kun nødvendig, naar Stemplet o. dsl. smøres med Tælle, og altsaa binde inden Tællen er smeltet.

b) Forneden paa Luftpumpen er en let belastet Ventil, kun belastet med sin egen Vægt, gjennem hvis Aabning atmosfærisk Luft kan uddrives, naar man leder Damp, efter at Maskinen har staaet stille, gjennem dens Indre. Denne Ventil er Udblæsningsventilen, undertiden kaldes den Snøfteklappen. Naar Maskinen er igang, og der altsaa er tilnærmende lufttomt Rum under Ventilen, holder Atmosfæren den nede.

Fig. 89 giver en Oversigt over Fortætter, Luftpumpe, Varmtvandskasse, Forsyningspumpe etc. i deres Forbindelse med hinanden.

F er Røret, der fører fra Fordelingsapparatet til Fortætteren *A*, hvis Rumfang ikke maa være mindre end Luftpumpens.

B Rør imellem Fortætter og Luftpumpe.

C Luftpumpen, der lændser Fortætteren og fører Luft og Vand gjennem en Ventil til Varmtvandskassen; *a* er Udblæsningsventilen.

D Varmtvandskassen med dens Afløbsrør *E* til Luften.

G Forsyningspumpens Tilledningsrør til Sugeventilen *b*. Vandet kommer ind ved Tryk.

H Forsyningspumpen, med Dykkerstempel.

I Stang fra Maskinen, ved hvilken Stemplet drives; naar Kilen *i* udtages, glider *I* paa Stempelstangen op og ned, uden at tage Stemplet med sig.

K Vindkjedel, i hvis Bund den første Stigeventil *e* er beliggende.

L Stigerør til Kjedlen.

Ved Kjedlen haves desforuden paa Røret *L* en Hane med Stigeventil over. Hanen kan aabnes og lukkes ved et Haandfang.

Forsyningsrøret *L* skal føre Vandet ned til Bunden af Kjedlen, hvor Vandet er koldest, men dog aldrig over Plader, paa hvilke Ilden spiller stærkt.

9) Midler til Forplantelse og Forandring af Bevægelse.

a. De vigtigste Systemer af Maskinernes Hovedmechanisme.

α) Lokalet høit, Omdreiningsaxlen høitbeliggende, Fig. 90. Denne Form anvendes ved Høitryk med og uden Afspærring.

A Cylinderen, der staaer paa et Fundament, der tillige ved Søiler bærer Omdreiningsaxlen *O*. *B* Stemplet, hvis Stempelstang ledes lodret i Rammerne *C*, idet et Par Ruller bevæge sig i disse. Fra Stempelstangens Krydshoved forplanter Forbindelsesstangen *D* (Pleielen) Bevægelsen til Krumtappen *E*, der gjør den omdreiende om Axen *O*. *S* er Svinghjulet. — Excentriker og Krumtap paa *O* tjene til at bevæge Pumpe og Glidere.

β) Lokalet lavt, Maskinaxlen lavt beliggende, Fig. 91. Maskinen er liggende, de samme Bogstaver betegne de samme Dele som ovenfor.

Forplantelsen af Bevægelsen bliver den samme.

γ) Lokalet høit med god Plads, Axlen lavt beliggende.

I saa Fald anvendes Maskine med Balancier foroven, der giver Bevægelse til Krumtap nær Gulvet.

I Fig. 92, der fremstiller Hovedtrækkene af en saadan Maskine, er:

A Cylinderen, *B* Stemplet, *IK* Balancen, *M* dens Axe.

Chorden til Buen, som Endetappen af Balancen beskriver, er = Slaghøiden *h*; Cylinderens Axe ligger i Verticalen, som halverer Buens Pil.

C er Stempelstangen, der føres lodret ved det bevægelige Parallelogram *Icbc*, der siden nærmere skal omtales.

Luftpumpen *L* har sin Stang ophængt i Punctet *s* af Parallelogrammet og bevæger sig, ligesom Stempelstangen, lodret op og ned. Koldtvandspumpen *D* og Forsyningspumpen *F* be-

væges derimod directe ved Stænger, der have Tapper i Balancen, altsaa ikke fuldkomment i Lod. I Endepunctet *K* af Balancen dreier sig Forbindelsesstangen *D*, der atter bevæger Krumtappen *E* paa Axlen *O*, Krumtappens Radius er lig den halve Slaghøide. *S* er Maskinens Svinghjul. Glidere føres med Excentriker fra Axlen *O*.

δ) For høit Lokale og lavtliggende Axel har Maudsley anvendt en Taarnopstilling, der i Horizontalen ikke optager megen Plads, Fig. 93.

R er en lodret Ramme, i hvilken Cylinderen *A* med Stemplet *B* er opstillet. Stempelstangen *C* fører Krydshovedet *D*, hvis Tapper bære Forbindelsesstængerne *ab* og *cd* med ⊤ Stykket *bdef*, hvis nederste Ender gribe ind paa Krumtappen *E*, saa at Axlen *O* omdreies.

ε) For lavere Lokaler har man construeret mange Systemer, der i Reglen kun gaae ud paa at spare Plads, f. Ex.

1. Landmaskiner med lavtliggende Axler, Fig. 94.

Et Krydshoved *d* bærer to Forbindelsesstænger *D*, en paa hver Side af Cylinderen; de gribe ind paa Krumtappen *E*, som dreier Axlen *O*. Maskinen kan opstilles paa en muret Kam med Bue over Axlen *O*, eller paa et støbt Fundament af Jern.

2. Ved Skibsdampmaskiner ledes Forbindelsesstænger paa lignende Maade nedad, men ikke til Krumtappen, da Axlen skal ligge høit, derimod hver til sin Ende af to Balancer, der svinge i Bunden af Skibet. Den anden Ende af disse Balancer virker ved en Pleielstang paa Krumtappen. Stempelstangens Styring efter Axen af Cylinderen, skeer her ved et Parallelogram.

3. For store Skibsdampmaskiner har Maudsley construeret Systemet Fig. 95. *A*, *B*, *C*, *D*, *E* og *O* betyde det Samme, som forhen. *R* er et ⊤ Stykke, paa hvis horizontale Ender Stempelstængerne *C* gribe ind; det verticale Stykke gaaer i en lodret Ledning. Tappen *a* paa dette verticale Stykke griber ind i Pleielstangen *D*, der fører Krumtappen *E*, og derved omdreier Axlen *O*.

Det samme System kan anvendes paa en hul Cylinder, i saa Fald betyder *AA* i Ridset Gjennemsnittene af dens ringformige Rum.

4. Maskiner med svingende Cylindre, Fig. 96. Cylindren svinger om Tappen *c* paa Midten af dens Længde. Stempelstangen *C* virker directe, ɔ: uden Forbindelsesstang paa Krumtappen *E* og dreier derved Axlen *O*. Stempelstangen styres efter Cylindrens Axe ved Stemplet og den lange Bøsning.

ζ) Maskiner til at overvinde Indflydelsen af Krumtappens døde Puncter. Hertil anvendes:

1. To ligestore Maskiner, der virke paa en fælles Omdreiningsaxel, idet denne har to Krumtapper, og hver af Maskinerne virker paa sin. Naar den ene Maskine er uvirksom, fordi dens Krumtap har naaet sit døde Punct (ɔ: i Retlinie med Maskinens Stempelstang), saa vil den anden være paa det Sted under sin Stempelbevægelse, hvor den virker stærkest til Omdreining, idet Stemplet er midtveis paa sin Vandring og Stempelstangen omtrent lodret paa Krumtappen.

2. To Maskiner, hvis Cylindre ligge under ret Vinkel med hinanden, see Fig. 97.

Her er Maskinen, der ligger tilhøire, paa sit døde Punct, til samme Tid som den tilvenstre er omtrent virksomst til at omdreie Krumtappen *E* og derved Axlen *O*.

b) Parallelogrammer til Forandring af en vexlende retlinet Bevægelse til en vexlende omdreiende, er en af de særegne Mechanismer, der forekommer ved Dampmaskinen, og som ikke lettelig kan forstaaes uden en nærmere Forklaring.

I Fig. 98 betegner *C* Omdreiningsaxen for en Balance (Svingebom), der dreies op og ned ved Indvirkning af en Stempelstang *S*. Stempelstangen bevæges i den lodrette Linie, der halverer Pilen til Buen $A_1 A_3$. Parallelogrammet $A_2 D_2 B_2 E_2$ bestaar af stive Stænger, forbundne ved bevægelige Led; man seer, at Vinkelspidserne A_2 og B_2 beskrive hver sin bestemte Cirkelbue; skal D_2 beskrive en ret Linie, saa er derved E_2's Bane fuldstændigt bestemt. Det viser sig da, at denne Bane tilnærmelsesviis kan betragtes som en Cirkelbue, bestemt ved de 3 Puncter $E_3 E_2 E_1$, svarende til øverste, mellemste og nederste Balancestilling; man finder da Centrum *F* for denne Cirkelbue, og anbringer deri en fast Tap, hvorom en stiv Stang $F E_2$ kan dreie sig; denne Stang styrer Bevægelsen af E_2 paa rette Maade, saaat Stempelstangens Ende-

punct D med tilstrækkelig Tilnærmelse bevæger sig i ret Linie, forudsat at $\sin \alpha \lessapprox \frac{1}{3}$.

Drages fra Hjørnepunctet D_1 af Parallelogrammet en Retlinie til C, saa skjærer den Stangen $B_2 E_2$ i Punctet L_2. Dette Punct beskriver under Balancens Svingning op og ned en Linie, der er ligedannet med den, der beskrives af D_2, ɔ: tilnærmelsesvis en ret Linie. En Tap, anbragt i L_2, vil altsaa kunne føre en Pumpestang (f. Ex. Luftpumpens) i Lodlinie.

Ved Dampmaskiner, der bruges til at drive en Pumpe eller Cylinderblæsemaskine med den Ende af Balancen, der er modsat Dampcylinderens, anbringes en lignende Parallelbevægelse, som den beskrevne til Bevægelse af Pumpe- eller Blæserstangen.

c) Forbindelsesstangen (Pleielstangen), der bruges til at forvandle den vexlende retlinede Bevægelse til en vexlende Omdreiningsbevægelse, som ved Maskinen Fig. 92, eller ved Maskinen Fig. 90, til at forvandle Stempelstangens vexlende retlinede Bevægelse til en continuerende Omdreiningsbevægelse af Krumtappen, giver Anledning til en Bevægelse i Stemplets Bane, der ved Endepuncterne (de døde Puncter) har en Hastighed = 0, medens Hastigheden voxer til et Punct, der ligger omtrent i Midten, og derpaa aftager til den bliver = 0 i den anden Ende af Banen. Hastighedens Tilvæxt og Aftagen er meget nær den samme som ved den ensformigt voxende og aftagende Bevægelse, hvilket let sees af Fig. 99, der viser Krumtappens Stillinger for hver $\frac{1}{8}$ af en halv Omdreining og de tilsvarende Stillinger af Stempelstangens Krydshoveds Midtlinie.

Der tabes ikke levende Kraft ved Stemplets frem- og tilbagegaaende Bevægelse.

d) Paa Krumtapaxlen sidder en excentrisk Skive med Stang, der forplanter Bevægelsen til Glideren, enten directe eller ved Hjælp af en Vinkelvægtstang. Det Sidste er vist ved Fig. 100. a er Maskinens Krumtapaxel, b den excentriske Skive, hvis Centrum er c, Excentriciteten er e. Da Excentrikskiven er at betragte som en Tap af stor Diameter, saa har man en Bevægelse ved Krumtap af en Længde = e. Om den excentriske Skive slutter en Ring, sammensat af to Stykker d og f. Paa denne er Stangen g fastgjort, den griber ind paa Vinkel-

stangen *h i k*, hvis Omdreiningspunct er *i*, og dens Tap *h* fører Forbindelsesstangen, eller Stængerne *l*, der bevæge Glideren. Dersom Glideren er tung, saa modveies den med en Vægt *m* paa Forlængelsen bagud af Armen *i k*. Den excentriske Skive udskjæres, naar den er stor, med Aabninger, saaledes som det er vist i Figuren; er den tung eller har stor Hastighed, hæves Centrifugalkraften ved en Modvægt, der udgjør Et med den.

Undertiden bevæges den samme Glider med to Excentriker, hvis Stænger ere forbundne ved en Taske. Den er opfunden af Stephenson til Brug ved Locomotiver, men anvendes ogsaa i mange andre Tilfælde. *b* og b_1 i Fig. 101 ere to Excentriker, deres Stænger gribe ind paa Tapperne *c* og c_1 af den verticalt staaende Taske *T*, hvis Bane er dannet efter Cirkelbuer, concentriske med Omdreiningsaxen *a*. I Banen ligger Blokken *d* med sine Tapper, der gribe ind i Forbindelsesstangen, som fører Gliderstangen. Udenfor denne Indretning ligger et fast Omdreiningspunct *A* for en Vægtstang *gAh*, der ved at dreies om *A* kan løfte eller sænke Tasken *T* paa Blokken *d*, saa at Blokken kommer til at gribe ind paa forskjelligt Sted i Tasken, eftersom man stiller Vinkelvægtstangen *gAh* ved at trække eller opgaae Stangen *l*.

Stilles Tasken *T* i sin nederste Stilling, saa griber Blokken *d* ind i den øverste Del af Tasken, og Glideren gaaer da med fuldt Slag alene paavirket af Excentriken *b*, saa at Maskinen drives fremad. Trækkes Tasken til sin øverste Stilling, vil *b* og Glideren alene blive dreven ved Excentriken b_1 o: med fuldt Træk, men omvendt, saa Maskinen gaar baglænds; i mellemliggende Stillinger af Tasken vil Glideren faae kortere Slag, o: indlade mindre Damp, enten til Fremgang eller Tilbagegang af Maskinen, og kommer Tasken i sin Middelstilling, indlades ingen Damp.

De anførte ere de vigtigste Indretninger til Gliderbevægelse. Der skal kun tilføies, at ved mange Dampmaskiner kan Excentrikstangen udløses af den Tap, hvorpaa den griber ind (af *h* paa Fig. 100) og Gliderne drives med Haanden, for at kunne sætte Maskinen i Gang. Indretningen deraf viser Fig. 102.

Figuren viser den Ende af Excentrikens Stang, som skal

gribe ind paa Tappen *h*. Ved Haandtaget *f* kan Stangen løftes iveiret, og paa en Tap paa Krumtappen kan da anbringes en Nøgle, hvorved man kan bevæge Glideren, indtil Maskinen kommer i Gang, saa vandrer Excentrikstangen frem og tilbage, indtil Hakket deri atter falder ned over h og tager Krumtappen og Glideren med sig.

Iøvrigt ere Gliderne, saavidt de bruges til Afspærring, indrettede saaledes, at deres Excentrikskiver kunne stilles efter den Afspærringsgrad, man ønsker.

e) Svinghjulets Størrelse beroer paa dets Hastighed og den Arbeidsmængde, hvormed Lasten under en Omdreining af Krumtapaxlen eller en Part af en Omdreining overskrider Kraftens Arbeidsmængde, og endeligt af den Grad af Regelmæssighed, man vil opnaa.

Svinghjulet er et Hjul af stor Masse concentreret i Hjulringen. Det anbringes paa Axlen, og deltager saaledes i Maskinens Bevægelse, hvorved det kommer til at indeholde en stor levende Kraft. Herved opnaaes en rolig Gang af Maakineriet, selv om Kraft og Last ikke til hvert Øieblik ere ligestore, thi Svinghjulet kan da med en ringe Hastighedsvariation afgive eller optage ganske betydelige Mængder af levende Kraft, o: Arbeidsmængder.

Til Bestemmelse af Svinghjulets Vægt haves en empirisk Formel:

$$M = 94420\, n \,.\, \frac{N}{m \,.\, V^2}$$

hvor M = Svinghjulets Vægt,
V = Ringens Hastighed pr. Secund,
N = Maskinens Styrke i Hestes Kraft,
m = Antallet af Omdreininger pr. Minut,
n = en Coefficient, afhængig af Maskineriets Natur, nemlig:
For almindelige Arbeidsmaskiner $n = 30\text{-}40$,
For Spinderier til Spinding af fint Garn, eller for andre Fabriker, der fordre stor Regelmæssighed $n = 35\text{-}60$.

Svinghjulet bevirker kun, at Hastighedsvariationerne foregaa langsomt, men det kan ikke hindre dem eller sætte Grændse

for deres Størrelse, det kan altsaa ikke holde Antallet af Omdreininger pr. Minut constant. Dette sker ved

f) Regulatoren. Den Regulator, der anvendes ved Dampmaskiner, er Centrifugalregulatoren, Fig. 103.

A er en omdreiende Axel, som foroven bærer et Tverstykke med Arme, hvorpaa Kugler ere befæstede. Armene ere forbundne med et Hylster *H*, der kan glide op og ned ad Axlen; dette Hylster er forsynet med en Inddreining, der omsluttes af en Gaffel, som sidder paa en Vægtstang; Gaffelen vil løftes og sænkes med Hylstret, men den vil ikke hindre dette i at løbe rundt, medens den selv staar stille. Man vil nu indsee, at Centrifugalkraften bringer Kuglerne til at gjøre Udslag, og det desto større, jo hurtigere Maskinen gaar. Hylstret vil derved hæves op langs Axlen til en Høide, som afhænger af Omdreiningernes Antal, Gaflen følger med, og derved Vægtstangen, hvis Bevægelse forplantes videre til Drøvlklappen, som regulerer Damptilførslen efter Hastigheden.

Dampmaskiner, ved hvilke man som Fordelingsapparater bruger Kronventiler eller Differentsventiler, have for disses Bevægelse et System af Vægtstænger med Spærhager, der sættes i Bevægelse ved Maskinens Balance. Den reguleres paa den Maade, at en Cataract hurtigere eller langsommere udtømmer en Pumpe, hvis Stang udløser den omtalte Bevægelse for Ventilerne for hvert Stempelslag. Da dette Slags Maskiner kun bruges ved store Pumpeværker til at lændse Gruber i Bjergværker, beskrives de ikke her.

Om roterende Dampmaskiner.

Disse henhøre til 3 Systemer, af hvilke dog intet endnu har vist sig praktisk brugbart.

1. Maskiner med eet eller flere Stempler, der udgaae fra en Axel enten paa fast eller forskydelig Maade; de bevæge sig i en Cirkelring og modtage Dampptryk paa den ene Side, medens de paa den anden Side have Afstrømning af Dampen. Stemplerne holde sig ikke godt tætte, og Frictionen har en lang Vei at gjennemløbe, saa den consumerer store Arbeidsmængder.

2. Maskiner, ved hvilke der tilveiebringes Uligevægt i et Hjul eller en Ring, der sidder paa en Omdreiningsaxel, derved at den ene Side af Hjulet eller Ringen fyldes med Damp, idet denne fortrænger en Vædske (Vand eller Qvægsølv), medens den anden Side af Hjulet eller Ringen er fyldt med Vædsken. Her consumeres store Arbeidsmængder til Overvindelse af Modstande, som Vædskens Ind- og Udtrædelse foranlediger, og Vædsken opvarmes og fordamper.

3. Reactionshjul, ved hvilke Dampen bringes til at strømme fra Axlen, der er hul, eller fra Midten af Hjulet o. lign. ud gjennem bøiede Arme eller Celler, der tjene som Dampveie, efter Tangenten til Hjulet, som ved Turbiner for Vandkraft. Disse Maskiner erholde, naar de skulle give deres største Nyttevirkning, saa store Omdreiningshastigheder (man har havt dem med 5000—7000 Omdreininger i Minutet), at de blive upraktiske.

Undertiden har man brugt en Stødvirkning af de udstrømmende Dampstraaler mod faststaaende Plader.

Ericson's caloriske Maskine.

Af øvrige Maskiner, indrettede til at gjøre den Arbeidsmængde, der kan frembringes ved Varme, disponibel, ere Maskiner, som anvende Luft, der ved Varme har modtaget en Spænding, de vigtigste. John Ericson har construeret flere efter forskjellige Principer.

Af Læren om Varmeæqvivalentet har man seet, hvor store Arbeidsmængder man ad denne Vei kan vente, naar det lykkes at opnaa den størst mulige Nyttevirkning.

Iblandt de Maskiner, som Ericson har opfunden, er een bleven praktisk anvendelig. Den skal her beskrives.

Paa Fig. 104 er *A* Maskinens Ildsted, indsat med ildfast Materiale; Flammen gaaer i Pilenes Retning gjennem *a*, der er foret med ildfast Materiale, og rundt om Maskincylindren *C* i det Spillerum, der er imellem den og det omgivende Blikhylster, ɔ: gjennem a_1 og a_2 til Skorstenen *B*. Herved varmes Gryden *A* indvendigt og venstre Side af Maskincylinderen udvendigt. *D* er Forsyningsstemplet; det bærer en Blikcylinder, er iøvrigt støbt

og udforet med slette Varmeledere, den yderste Del til Høire med Træ. Den har en Pakning af Metal, der slutter mod den ydre Cylindervæg *C*, men ikke ind imod *D*. Naar *D* gaaer indad ɔ: til Venstre, lukker den for kold Luft for Rummet *F*, men gaaer *D* til Høire, lægger Ringen sig an mod Knasterne *e* og fylder *D* med kold Luft. Rummet *F* faaer sin kolde Luft gjennem Ventilerne i Arbeidsstemplet *E*, hvilke aabne sig ved Atmosphærens Tryk, naar *D* fjerner sig fra det. Blikcylindren *G* ligger indenfor Cylindren *C* ved dens venstre Ende, saaledes at Forsyningsstemplets Blikcylinder kan bevæge sig ind mellem *G* og *A* med Spillerum. *G* er aaben til yderste Venstre, saa at naar Ventilen *f* trykkes ned, derved at en Vorte paa Krumtapaxlen *K* virker paa Vægtstangen *g*, saa kan den brugte varme Luft undvige gjennem Kammeret *H* til Skorstenen *I*. Ventilen *f* skal aabnes lidt før *D* er begyndt at skydes til Venstre. Spiralfjedren *i* holder den tæt.

K L er Krumtappen, der ved Pleielstangen *M* kan paavirkes af Vægtstangen *N*, der tilligemed to andre kortere Vægtstænger lige bag ved sidder paa Axlen *n* og skydes til Høire af en Ramme paa Arbeidsstemplet, naar den ophedede Luft med Spænding virker paa dette. Krumtappen *K L* er ligeledes forbunden med en Stang *O*, der virker paa Vægtstangen *P* med Omdreiningsaxen *p*. En Vægtstang paa samme Axe *p* fører Forsyningsstemplet *D* frem til Venstre. Denne Vægtstang har Stillingen *p* p_1 i Figuren.

Maskinen er enkeltvirkende, og dens hele Virkning oversees bedst ved de følgende Figurer (105 *α* og *β*).

Fig. 104 viser Stemplerne i Tilbagegang mod Venstre; *f* skal være aabnet og forblive saaledes, indtil Stemplet *D* har fuldendt Løbet mod Venstre. Fig. 104 og 105*α* vise, at Rummet *F* under denne Bevægelse er voxet, saa at det har suget Luft ind igjennem Ventilerne i *E*. Nu lukkes Ventilen *f* i Fig. 104, og ligeledes ville Ventilerne i *E* være ved at lukke sig, da Stemplet *D* nu vil begynde sin Vandring til Høire. Men det sees, at Stemplet *E* endnu har et Stykke tilbage af sin Bevægelse til Venstre, saa at Luften i Rummet *F* altsaa sammentrykkes.

Fig. 105*β* viser den Stilling, hvor *E* har endt sin Vandring

mod Venstre; samtidigt er *D* gaaet den modsatte Vei, dets Pakring er aaben, og ind i *D* er strømmet sammentrykket Luft fra *F*; denne Luft er ved at komme i Berøring med de hede Flader om Ildstedet bleven opvarmet og har vundet i Spænding, og nu foregaaer Arbeidsstemplets Vandring til Høire, det fører ogsaa *D* videre fremad ad samme Vei, saa at Forbindelsen mellem *F* og Varmefladerne om *A* vedbliver, indtil begge Stempler komme i Stilling til yderste Høire. Ved denne Bevægelse mod Høire afgiver Varmen altsaa Bevægekraft til Arbeidsstemplet.

Tilbagegangen af Stemplerne mod Venstre, der er fremstillet ved Fig. 104 og 105*a*, skeer ved Svinghjulet, som til den Ende er sværere i den ene Side, end i den anden, paa den Maade, at den tungeste Side af Svinghjulet løftes, medens Arbeidsstemplet gaaer fra Venstre til Høire.

Maskinen er forsynet med en Regulator, der bevæges ved Krumtapaxlen, men ikke er angivet i Fig. 104. Naar Maskinen gaaer for hurtigt, og Regulatorens Kugler løfte sig, aabnes derved en Ventil, som lukker noget af den spændte Luft ud.

Naar Maskinen skal sættes i Gang, maa der varmes paa Ildstedet omtrent $\frac{1}{2}$ Time forud, og dernæst maa man dreie Svinghjulet saa længe med Haanden eller med en Vægtstang, indtil Stemplerne ere komne i yderste Stilling til Høire; Svinghjulets Overvægt i den ene Side sætter da Maskinen i Gang.

Maskiner af dette Slags ere byggede af Størrelse fra $\frac{1}{3}$ til 5 Hestes Kraft; naar de blive større, ere de ubekvemme paa Grund af de store Dimensioner, de erholde.

Boetius i Hamborg, der har givet mange Diagrammer af Maskinens Gang, angiver, at den ved god Pasning holder sig godt. Gjenstande for Reperation eller Fornyelse er Gryden *A* med Ildstedet, og naar Maskinen ikke holdes i Orden: Ventilerne og Arbeidsstemplets Pakning, der er af Læder.

De give en god Nyttevirkning for det Brændsel, de bruge, og medføre ingen Fare for Sprængning, saaledes som de med Dampmaskiner forbundne Kjedler. Da desuden den af Maskinen forbrugte Luft, der undviger gjennem Røret *I*, Fig. 104, er godt reen, saa kan den, hvor det er ønskeligt, bruges til Opvarm-

ning af Localer. Maskinen er altsaa vel tjenlig for den mindre Industri.

Ericson har forøvrigt construeret flere Systemer af caloriske Maskiner, endog et, der blev anbragt til at drive et Skib paa 700 Hestes Kraft, men denne Maskine viste sig ikke fordelagtig, den indtog stor Plads. Han har ved disse Maskiner bestræbt sig for at opnaae Regeneration af den brugte Varme, men dette er ikke lykkedes.

Knaldluftmaskiner.

Det er maaske ikke nøiagtigt at omtale disse Maskiner i Forbindelse med dem, som foran ere omtalte, men de kunne ikke godt henføres under andre Capitler.

Lenoir's Gasmaskine er den ældste af dem, dens Indretning er Følgende: En Cylinder har to Gliderapparater, eet paa hver Side, indrettet omtrent paa samme Maade som til Fordeling af Damp ved en dobbeltvirkende Dampmaskine. Det, der skal levere Knaldluften, modtager Gassen fra et Gasrør og gjennem det Rør, der ved Dampmaskinen vilde føre Afstrømningsdamp bort, modtager Cylindren atmosphærisk Luft. Det andet Gliderapparat tjener kun til Afledning af den forbrændte Luft. Ved Stilling af Haner paa Gasrøret reguleres Tilstrømningen af Gas i Forhold til den atmosphæriske Luft, der kan strømme ind; naar man bruger sædvanlig Belysningsgas, er Forholdet mellem dennes og den atmosphæriske Lufts Mængde = 2 til 5 pCt. Gas til 98 à 95 pCt. Luft. Naar Stemplet har gjennemløbet $\frac{1}{3}$ til $\frac{1}{4}$ af sin Vandring under Indstrømning af Knaldluften, tændes denne ved en electrisk Gnist, hvorved Bevægelsen af Maskinen bevirkes.

Den Varme, der udvikles ved Knaldluftens Antændelse, bevirker, at Cylindren ophedes stærkt, saa at den stadigt maa afkjøles. Til dette Øiemed er den indenfor Gliderapparatet omgivet med et hult cylindrisk Rum (en Kappe), gjennem hvilken der ledes en Strøm af koldt Vand. — Maskinen er bekvem at bruge, og anvendes derfor i Størrelse indtil 2 Hestes Kraft, o: i den mindre Industri. Den optager kun ringe Plads, og fordrer ingen Forberedelser for at sættes i Gang.

Der gives iøvrigt forskjellige Constructioner af Gasmaskiner.

Ved de beskrevne Maskiner, der udvikle Arbeidsmængder ved Varme, opnaaes ikke nogen stor Nyttevirkning i Forhold til den, der indeholdes i Brændslet efter den Varmemængde, det indeholder, og Varmeæqvivalentets Værdi.

De, der give den største Nyttevirkning, ere store Dampmaskiner med Afspærring og Fortætning; de bedste give 1 Hests Kraft ved Forbrænding af 2 ℔ Kul i Timen, ɔ: 1,728,000 ℌ' ved mindst 12,000 Varmeenheder, altsaa 144 ℔' for hver Varmeenhed, eller omtrent 10 pCt. af den Varmemængde, som Brændslet indeholder. Men der gives Dampmaskiner, som kun give 2 til 1 pCt., at regne efter Varmeæqvivalentet, som Nyttevirkning.

Turbinernes Theori.

Vandets Gjennemgang gjennem en Kanal.

I Fig. 106 forestiller AB en Kanal, som gjennemstrømmes af Vand. Kanalens Tversnit forudsættes at være uendeligt lille, og der abstraheres fra alle Modstandene mod Vandets Bevægelse. Ved A staaer Kanalen i Forbindelse med en Vandbeholder, hvis Vandspeil ligger i en Høide h over Tversnittet I; man ved da, at hvis Vandet var i Hvile (Kanalen lukket ved B), saa vilde det Tryk, som Vandet udøvede i I, maales ved Høiden h.

Er Vandet derimod i Bevægelse, og har det i I en Hastighed $= c_1$, saa vil Trykket være mindre end i Hviletilstanden, det vil nemlig maales ved Vandhøiden

$$h_1 = h - \frac{{c_1}^2}{2g}.$$

Ligger Tversnittet II et Stykke $= d$ dybere end I, og har Vandet her ved en Hastighed $= c_2$, saa vil Trykket i II maales ved Vandhøiden

$$h_2 = h + d - \frac{{c_2}^2}{2g}.$$

Hidtil have vi antaget, at Kanalen laae fast. Hvis den nu derimod dreies om en lodret Axel med en Vinkelhastighed $= w$, saa vil Centrifugalkraften bevirke, at Trykket paa de forskjellige Steder bliver forskjelligt fra det ovenfor beregnede. Vi ville indføre følgende Betegnelser:

γ = Vægten af en Cubikenhed Vand,

F = Kanalens Tversnitsareal paa et vilkaarligt Sted.

F_1 og F_2 = Værdier af F resp. i *I* og *II*.
v_1 og v_2 = Periferihastighed i *I* og *II*.
r, r_1 og r_2 = Radier resp. til et vilkaarligt Tversnit af Kanalen, til *I* og til *II*.

Centrifugalkraften paa et vilkaarligt Element er =

$$\frac{\gamma \cdot F \cdot r \cdot dr}{g} w^2$$

naar da h_3 og h_4 betegner de Trykhøider, der paa Grund af Centrifugalkraften alene ville komme til at virke i *I* og i *II*, saa haves

$$h_4 \div h_3 = \frac{w^2}{g} \int_{r_1}^{r_2} r\, dr = \frac{{v_2}^2 \div {v_1}^2}{2g}$$

Nu foregaaer Kanalens Omdreining samtidigt med at Vandet strømmer igjennem, hvorved faaes:

Trykket i *I* = $h_1 + h_3 = x$
— i *II* = $h_2 + h_4 = y$

hvorved den hele Forskjel i Tryk ved Overgangen fra *I* til *II* bliver =

$$x \div y = h_1 \div h_2 \div (h_4 \div h_3) = \frac{{c_2}^2 \div {c_1}^2 + {v_1}^2 \div {v_2}^2}{2g} \div d.$$

Anvendelse paa Turbinerne.

Vi betragte nu en Turbine, hvis Hjul vi antage forsynet med ∞ mange Skovler i uendelig smaa indbyrdes Afstande, og vi abstrahere fra Ledningsmodstandene.

Lad *I* forestille Indløbet, *II* Udløbet for en af Kanalerne i Hjulet og Vandfaldets hele Høide = h, hvoraf en Høide h_1 ligger lavere end *I*. Vandet vil da umiddelbart før Indtrædelsen i Hjulet være underkastet et Tryk x, bestemt ved

$$x = A + (h \div h_1) \div \frac{c^2}{2g} \qquad (1)$$

hvor A er Atmosphærens Tryk, maalt i Vandsøile. Ligeledes Trykket y umiddelbart efter Udstrømningen:

$$y = A \div (h_1 \div d), \qquad (2)$$

idet man intet Hensyn tager til den ringe Hastighed w, hvormed

Vandet forlader Hjulet, eller den, hvormed det løber bort i Afløbskanalen.

Ifølge det Foregaaende haves

$$x \div y = \frac{c_2^2 \div c_1^2 + v_1^2 \div v_2^2}{2g} \div d.$$

som sammenholdt med (1) og (2) giver:

$$\frac{c_2^2 \div c_1^2 + v_1^2 \div v_2^2}{2g} \div d = h \div h_1 \div \frac{c^2}{2g} + (h_1 \div d)$$

eller

$$2gh = c^2 + c_2^2 \div c_1^2 + v_1^2 \div v_2^2. \qquad (3)$$

Dette gjælder for alle Turbiner, hvadenten de modtage Vandet indvendig fra, udvendig fra eller fra oven.

Trykket x kaldes Spaltetrykket; det vil bevirke et Vandspild gjennem Spalten mellem Hjul og Ledeapparat. Som Modtryk herimod haves Luftens eller Vandets Tryk $A \div h_1$ virkende udvendig fra, hvorved Differenstrykket bliver

$$x \div (A \div h_1).$$

Dette Differenstryk maa aldrig blive negativt, da saa Indsugning af Vand eller Luft gjennem Spalten vilde finde Sted, derimod kan det være $= 0$, hvorved ifølge (1):

$$c = \sqrt{2gh} \text{ (Trykturbiner)},$$

eller det kan være positivt, hvorved

$$c < \sqrt{2gh} \quad \text{(Reactionsturbiner)}.$$

Oftest benyttes Reactionsturbiner, altsaa $c < \sqrt{2gh}$, da man derved opnaaer størst Virkningsgrad, men i visse Tilfælde, navnlig ved de saakaldte Partialturbiner, hvis Skovler kun delvis fyldes, kan der intet Differenstryk være, og man nødes da til at tage $c = \sqrt{2gh}$. Til denne Slags Turbiner høre f. Ex. alle Tangentialhjul (se Pag. 41).

Betegner nu (Fig. 107)

α Vinklen mellem Tangenterne til Hjulperiferien og til Ledeskovlens yderste Element:

β Vinklen mellem Hjulperiferiens Tangent og Hjulskovlens første Element;

δ Vinklen mellem Hjulperiferiens Tangent og Hjulskovlens sidste Element;

c Vandets Hastighed ved Udtrædelsen af Ledeapparatet;
c_1 og c_2 Vandets relative Hastighed paa Hjulet respective ved Indtrædelsen og Udtrædelsen.
w Vandets absolute Udtrædelseshastighed,

saa haves, som Betingelser for at Vandet skal komme ind paa Hjulet uden Stød:

$$c_1 = c\,\frac{\sin\alpha}{\sin\beta} \qquad v_1 = c\,\frac{\sin(\beta-\alpha)}{\sin\beta} \quad \ldots (4)\ (5)$$

desforuden er: $w^2 = c_2^2 + v_2^2 - 2\,c_2\,v_2\cos\delta$ . . . . . (6)

w skal være lille, vi kunne da bestemme hvilken Værdi af v_2 der giver mindst w; vi faa:

$$\frac{d(w^2)}{dv_2} = 2\,v_2 - 2\,c_2\cos\delta = 0$$

$$v_2 = c_2\cos\delta. \qquad w = c_2\sin\delta.$$

$$c_2^2 = v_2^2 + w^2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (7).$$

o: Retningen af w skal være lodret paa Hjulperiferien. Den absolute Størrelse af w afhænger af c_2 og v_2, man kan faa den saa lille, det skal være, men praktiske Hensyn sætte en Grændse for, hvor lille den i hvert Tilfælde tør gjøres og navnlig maa den ved store Fald være større end ved smaa. Man kan derfor sætte:

$$w = \frac{\sqrt{2\,gh}}{t} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (8)$$

hvor t er et Tal, hvis Værdi fastsættes i hvert foreliggende Tilfælde.

Nu faaes af (3) og (7)

$$2\,gh = c^2 + w^2 - c_1^2 + v_1^2$$

eller ifølge (4), (5) og (8):

$$2\,gh\,\frac{t^2-1}{t^2} = c^2\left[1 - \frac{\sin^2\alpha}{\sin^2\beta} + \frac{\sin^2(\beta-\alpha)}{\sin^2\beta}\right] \quad (9).$$

Herved haves en almindelig Relation mellem Vinklerne α og β, Trykhøiden h og Hastigheden c. Tages dernæst Hensyn til, at Normaltversnittet for Vandets Gjennemgang gjennem de forskjellige Steder af Kanalerne maa forholde sig omvendt som Vandets Hastighed paa disse Steder, saa haves:

$$Q = 2\,\pi\,r_1\,e_1\sin\alpha\,.\,c = 2\,\pi\,r_2\,e_2\,w,$$

hvor Q = Vandmængden pr. Secund,
e_1 og e_2 = Hjulets Høide (Brede) ved Indtrædelsesstedet og ved Udtrædelsesstedet.

Heraf faaes:

$$r_1 e_1 \sin \alpha \cdot c = r_2 e_2 w \ldots\ldots\ldots (10)$$

hvoraf ifølge (5) og idet $w = v_2 \operatorname{tg} \delta$; $\frac{v_2}{v_1} = \frac{r_2}{r_1}$:

$$\frac{r_1^2 e_1}{r_2^2 e_2} \frac{\sin \alpha \sin \beta}{\sin (\beta - \alpha)} = \operatorname{tg} \delta$$

eller

$$\frac{r_1^2 e_1}{r_2^2 e_2} \cot \delta = \cot \alpha - \cot \beta \ldots\ldots\ldots (11)$$

Ligning (10) giver:

$$c = \frac{r_2 e_2 \sqrt{2 gh}}{r_1 e_1 \sin \alpha \cdot t}$$

som i Forbindelse med (9) fører til Relationen

$$\frac{t^2 - 1}{2} \frac{r_1^2 e_1^2}{r_2^2 e_2^2} \operatorname{tg} \alpha = \cot \alpha - \cot \beta$$

eller ifølge (11):

$$\frac{t^2 - 1}{2} \frac{e_1}{e_2} \cot \delta \cot \alpha \ldots\ldots\ldots (12\,a)$$

Det Udviklede giver Midler til Beregning af en Turbine; man vil imidlertid se, at der ikke faaes nogen absolut Bestemmelse af Vinklerne; hertil vilde fordres endnu en Ligning, som man altsaa kan tage vilkaarligt. Der bliver da at undersøge hvilken Indflydelse Valget heraf har paa Turbinens Beskaffenhed og hvilke Fordele man er istand til at opnaa ved passende Valg.

1) Trykturbinen.

Ved Trykturbinen haves $c = \sqrt{2 gh}$; herved faaes af (9):

$$\frac{t^2 - 1}{t^2} = 1 - \frac{\sin^2 \alpha}{\sin^2 \beta} + \frac{\sin^2 (\beta - \alpha)}{\sin^2 \beta}$$

der omformes til

$$\frac{\sin \beta}{t^2} = \sin (2 \alpha - \beta) \ldots\ldots\ldots (13)$$

dette er altsaa den Relation, som skal finde Sted mellem Vinklerne i dette Tilfælde; men betænker man nu, at $\sin \beta$ er en ægte Brøk og t^2 et stort Tal, saa kan man uden stor Feil sætte $\frac{\sin \beta}{t^2} = 0$, hvorved

$$\beta = 2 \alpha.$$

2) Vinkel $\beta = 90^0$.

Denne Relation benyttedes af Fourneyron. Formlerne, der let kunne opskrives, frembyde ingen Mærkeligheder. Turbinen bliver en Reaktionsturbine, da man altid tager $\alpha < 45^0$, sædvanlig $\alpha = 30^0$.

3) Minimum af Hastigheden c_1.

Herved opnaaes, at de Stød, som man ikke ganske kan hindre Vandet i at udøve mod Skovlerne, blive saa svage som muligt. (4) og (5) give:

$$c_1^2 = c^2 \frac{sin^2\,\alpha}{sin^2\,\beta} = \frac{r_2^2\,e_2^2\,.\,2\,gh}{r_1^2\,e_1^2\,t^2\,sin^2\,\alpha} \cdot \frac{sin^2\,\alpha}{sin^2\,\beta}$$

bortskaffes her e_2 og e_1 ifølge (12) faaes

$$c_1^2 = 2\,gh\,\frac{t^2 - 1}{2\,t^2}\,\frac{sin^2\,\alpha}{sin\,\beta\,cos\,\alpha\,sin\,(\beta - \alpha)}$$

Minimum af c_1 ved Variation af β findes ved at søge Maximum af Nævneren; man faaer:

$$sin\,(2\,\beta - \alpha) = 0 \begin{cases} 2\,\beta - \alpha = 0 \\ 2\,\beta - \alpha = 180^0. \end{cases}$$

Den første Værdi maa forkastes, den sidste giver

$$\beta = 90^0 + \frac{\alpha}{2}.$$

4) Minimum af c.

Man finder $c^2 = c_1^2 \frac{sin^2\beta}{sin^2\alpha} = 2\,gh\,\frac{t^2 - 1}{2\,t^2}\,\frac{sin\,\beta}{cos\,\alpha\,sin\,(\beta - \alpha)}$.

Minimum af c ved Variation af α faaes ved at søge Maximum af Nævneren. Man finder:

$$cos\,(\beta - 2\,\alpha) = 0$$
$$\beta = 90^0 + 2\,\alpha.$$

Der bliver nu at undersøge hvor stor Hjulets Hastighed bliver i de forskjellige Tilfælde. Man har

$$v_1^2 = c_1^2\,\frac{sin^2\,(\beta - \alpha)}{sin^2\,\alpha} = 2\,gh\,\frac{t^2 - 1}{2\,t^2}\,\frac{sin\,(\beta - \alpha)}{sin\,\beta\,cos\,\alpha}$$

eller $v_1^2 = 2\,gh\,\frac{t^2 - 1}{2\,t^2}\,(1 - tg\,\alpha\,cotg\,\beta)$ . . . (14)

hvoraf indses, at naar α har en vis Værdi, og β varierer, saa voxer v_1 med β. Da nu α omtrent er den samme ved alle i Praxis brugelige Constructioner, saa følger deraf, at Hjulets

Periferihastighed er mindst for Trykturbinerne, alt iøvrigt lige, og bliver ved Reaktionsturbinerne desto større jo større β bliver.

Naar man nu vil bestemme, hvilke Værdier af Vinklerne der give mindst Anledning til Tab af Arbeidsmængde, saa bliver der at tage Hensyn til følgende Omstændigheder:

1) Jo mindre Vandets Hastighed er, desto mindre er Ledningsmodstanden og desto mindre Stødene, som man ikke ganske kan undgaa.
2) Jo mere jevnt Kanalens Tversnit varierer, desto jevnere foregaar Vandets Hastighedsforandringer, og desto mindre Tab lides derved.
3) Jo større Skovlernes Krumningsradier ere, desto mindre bliver Ledningsmodstanden.

Gaa vi nu ud fra Trykturbinen, der har den mindste brugelige Værdi af β og vi saa lade β voxe, saa vil derved, som vi have set, Vandets Hastighed c og c_1 aftage, indtil vi ved $\beta = 90^0 + \frac{\alpha}{2}$ have Minimum af c_1. Ledningsmodstande og Stød ville under denne Variation formindskes ifølge 1) og tillige ifølge 3), thi man vil let se, at Skovlerne blive desto mindre krumme, jo større Værdi af β man benytter.

Lade vi β voxe mere endnu, saa se vi, at c stedse aftager (naar kun $\beta < 90^0 + 2\,\alpha$), og Skovlen bliver fladere, men derimod begynder c_1 atter at voxe, hvoraf det fremgaaer, at det fordelagtigste Valg af Vinklerne vil træffes, naar man tager $\beta = 90^0 + \frac{\alpha}{2}$ eller muligvis β lidt større end $90^0 + \frac{\alpha}{2}$.

Skovlernes Form er ikke indgaaet i Beregningen, men kun de yderste Skovleelementers Vinkler med Hjulomkredsen. Skovleformen kan man da vælge under Hensyn til 2) og 3), men dog saaledes, at man ikke faaer altfor lange Kanaler i Hjulet, da Ledningsmodstanden derved forøges. Desforuden er det fordelagtigt at gjøre Skovlerne stærkest krummede ved Indtrædelsesstedet og svagest krummede ved Udtrædelsesstedet.

En Construktion, der ofte giver en god Skovleform er følgende (Fig. 108): $a\,g\,e$ er Skovlen, Vandet træder ind ved a og

gaaer bort ved *e*. Punkterne a og c vælges saaledes, at a b og c b staa i et bestemt Forhold til hinanden, f. Ex. 1 : 2, og Skovlen dannes derpaa af 2 Cirkelbuer a g og c g, hvis fælles Tangent er d e $\neq$ a c.

Tangenten d e kan findes paa følgende Maade:

Man afsætter cf = ab + be + ac; drager fb; drager ae $\neq$ fb samt de $\neq$ ac. Det vil da let kunne bevises, at d e er den søgte fælles Tangent.

Hjulets Dimensioner.

Hvis der foreligger en Turbine af Fourneyrons Construktion, saa kunne vi bestemme Hjulets indre Radius r_1 saaledes, at Vandet kan strømme til Hjulet gjennem det lodrette Tilstrømningsrør med en Hastighed = 3′ hvilket fører til Formlen:

$$r_1 = \sqrt{\frac{Q}{3\pi}} = 0.326\sqrt{Q} \quad \ldots\ldots\ldots (15)$$

idet man ikke tager Hensyn til den Indsnævring, som bevirkes af Axlen og deslige.

Ved en Turbine af Fontaines Construktion benyttes samme Formel, idet saa den fundne Radius er den største i Hjulets øverste Flade.

Har endelig Turbinen den omvendte Construktion af Fourneyrons, med Tilløb udvendig fra og Afløb ved den indre Omkreds, maa man bestemme dens indre Radius r_2 saaledes, at Vandet kan strømme bort gjennem det derved bestemte Rør med en Hastighed, der ikke er større end w.

Antallet af Skovler kan ikke theoretisk bestemmes, men man kan danne en Formel efter den Betragtning, at Middelafstanden mellem 2 Skovler kan være desto større, jo bredere Hjulet er. Formlen bliver da:

$$\frac{2\pi\,\frac{r_2 + r_1}{2}}{z} = \xi_1 (r_2 - r_1)$$

hvor z er Antallet af Skovler, ξ_1 en Constant. Heraf faaes

$$z = \xi\,\frac{r_2 + r_1}{r_2 - r_1} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (16)$$

hvor $\xi = \frac{\pi}{\xi_1}$ er en ny Constant. Sammenligning af Formlen med udførte Turbiner giver

$$\xi = 6 \text{ eller lidt større.}$$

Skal Formlen anvendes paa Fontaines Turbine erstattes $r_2 - r_1$ ved Hjulets Høide b, $r_2 + r_1$, ved 2 . r, hvor r er Middelradius; dette giver

$$z = \xi \frac{2\,r}{b}$$

Antallet af Ledeskovler gjøres i Reglen noget mindre end Antallet af Hjulskovler.

Størrelserne e_1 og e_2 i Formlerne (10) — (12) ere bestemte under den Forudsætning at Skovlerne vare ∞ tynde, de ere derfor ikke de sande Værdier for Hjulets Høide ved Ind- og Udtrædelsesstedet; kaldes disse E_1 og E_2 og kaldes Skovlernes Tykkelse paa de 2 Steder σ_1 og σ_2 saa haves:

Det virkelige Normalgjennemsnit for Vandets Udstrømning

$$= E_2 (2\,\pi\,r_2\,\sin\,\delta - \sigma_2\,z)$$

medens vi have regnet det som $= e_2 . 2\,\pi\,r_2\,\sin\,\delta$, altsaa

$$E_2 = e_2 \frac{2\,\pi\,r_2\,\sin\,\delta}{2\,\pi\,r_2\,\sin\,\delta - \sigma_2\,z} \quad \ldots\ldots (17)$$

Paa lignende Maade haves

$$E_1 = e_1 \frac{2\,\pi\,r_1\,\sin\,\beta}{2\,\pi\,r_1\,\sin\,\beta - \sigma_1\,z} \quad \ldots\ldots (17a)$$

Trykhøiden h, der indgaaer i Formlerne, maa vi ikke tage = den hele Faldhøide H, idet en Del af denne medgaaer til Overvindelse af de forskjellige Modstande. Disse Modstande udtrykkes tilnærmelsesvis saaledes:

Ledeapparatets Modstandshøide $= h_n = \zeta_n \frac{c^2}{2\,g}$

Hjulets Modstandshøide $= h_z = \zeta_z \frac{\frac{c_1^2}{2\,g} + \frac{c_2^2}{2\,g}}{2} = \zeta_z \frac{c_1^2 + c_2^2}{4\,g}$

Udtrykkes her alle Hastigheder ved c og sættes for denne Udtrykket fra (9) faaes idet man tillige sætter $\zeta_n = \zeta_z = \zeta$

$$h_n + h_z = \frac{t^2 - 1}{t^2}\,\zeta\,h \frac{\left[1 + \frac{\sin^2\alpha}{2\sin^2\beta} + \frac{r_2^2\,\sin^2(\beta-\alpha)}{r_1^2\,2\,\sin^2\beta}\right]}{\left[1 - \frac{\sin^2\alpha}{\sin^2\beta} + \frac{\sin^2(\beta-\alpha)}{\sin^2\beta}\right]} + \frac{h\,\zeta}{2\,t^2}$$

her kan h $\frac{\zeta}{2\ t^2}$ bortkastes som en meget lille Størrelse og $\frac{t^2 - 1}{t^2}$ kan regnes = 1, hvorved vi faa:

$$h_n + h_z = h\ \zeta \frac{2\ sin^2\ \beta + sin^2\ \alpha + \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2 sin^2\ (\beta - \alpha)}{4\ sin\ \beta\ cos\ \alpha\ sin\ (\beta - \alpha)}$$

og idet $H = h + h_n + h_z$ faaes

$$h = \frac{H}{1 - \zeta \frac{2\ sin^2\ \beta + sin^2\ \alpha + \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2 sin^2\ (\beta - \alpha)}{4\ sin\ \beta\ cos\ \alpha\ sin\ (\beta - \alpha)}} \quad (18)$$

Størrelsen ζ er af Weisbach bestemt til 0.05 à 0.15, almindeligt regnes $\zeta = 0.1$ og for ugunstige Tilfælde $\zeta = 0.2$.

Nyttevirkningen N skyldes Trykhøiden h, dog maa fraregnes den Høide, der frembringer Slutningshastigheden w, altsaa

$$N = \gamma\ Q\ h\ \frac{t^2 - 1}{t^2}$$

Vandets absolute Arbeidsmængde er γ Q H, altsaa

$$\text{Virkningsgraden } \mu = \frac{t^2 - 1}{t^2}\ \frac{h}{H} \quad \ldots\ldots\ (19)$$

dog er her intet Hensyn taget til Luftmodstanden, Tapfriktionen og deslige, hvorfor den sande Virkningsgrad vil blive lidt mindre.

Fremgangsmaaden ved Construktionen.

Man har almindeligvis givet Faldhøiden og Vandmængden; hvis man ikke tillige har opgivet hvad Art Turbine der skal bruges, lader man sig lede af følgende Regler:

Høie Fald og store Vandmængder benyttes bedst ved en Fourneyrons Turbine med udvendigt Indløb, da man derved undgaaer en ubeqvem og ufordelagtig stor Hastighed.

Middelhøie Fald og middelstore Vandmængder virke fordelagtigst paa en Turbine af Fourneyrons eller Fontaines (Jonvals) Construktion.

Høie eller middelhøie Fald og smaa Vandmængder kunne kun gjøres nyttige ved Tangentialhjul, hvis man overhovedet vil bruge en Turbine og ikke hellere et vertikalt Vandhjul.

Meget variable Vandmængder fordre Partialturbiner, da disse arbeide med omtrent samme Virkningsgrad hvad enten Skovlerne ere svagt eller stærkt fyldte, dog kan man ogsaa her oftest med Fordel erstatte Turbinen ved et vertikalt Vandhjul.

Radierne i Turbinen. Den ene af Radierne bestemmes som anført (Pag. 117), og Forholdet mellem dem sættes $= \frac{2}{3} - \frac{3}{4}$ saaledes at Hjulbreden bliver forholdsvis størst ved smaa Hjul. Ved Fontaines Turbine og de analoge ere Radierne lige store.

Hastigheden w bestemmes ved Valget af Størrelsen t; oftest tages $t^2 = 13$ til 16, størst ved høie Fald.

Relationen mellem α og β er ved Partialturbiner altid $\beta = 2\ \alpha$, ellers tages f. Ex. $\beta = 90^0 + \frac{\alpha}{2}$.

Nu kan man enten sætte en vis Værdi for $\frac{e_1}{e_2}$ f. Ex. $\frac{e_1}{e_2} = 1$ og beregne α af (12) eller sætte en vis Værdi for α, f. Ex. $\alpha = 30^0$ og beregne $\frac{e_1}{e_2}$ af (12).

δ findes af (12a), h af (18), c, c_1, v_1, v_2, w og c_2 af (9), (4), (5), (8), (7).

Skovlernes Antal bestemmes ifølge (16) eller (16a).

E_2 og E_1 beregnes efter (17) og (17a), hvorefter Hjulet kan optegnes.

Denne Fremgangsmaade gjælder for alle Arter af Turbiner, specielt bemærkes:

Ved Tangentialhjul regnes kun med den Del af Omkredsen, paa hvilken Indløb finder Sted, f. Ex. i (16) og (16a) sættes $\frac{2\ \pi\ r_1}{n}$ og $\frac{2\ \pi\ r_2}{n}$ istedetfor $2\ \pi\ r_1$, hvis der sker Indløb paa $\frac{1}{n}$ af Omkredsen.

Ved Partialturbiner, hvis Skovler ikke fyldes helt, regnes bedst saaledes, at for Q indsættes en større Værdi end den virkelige, f. Ex. 2 Q, hvis man vil have Skovlerne halvt fyldte.

Dampmaskinens Beregning efter Pambours Theori.

Cylindertrykket.

Ved Coefficienttheorien forudsattes det, at Dampens Spænding i Cylindren netop var = Kjedeltrykket; om dette virkelig finder Sted eller ei vil imidlertid bero paa Modstanden, som Maskinen har at overvinde, thi den Arbeidsmængde, som Modstanden i en vis Tid consumerer, skal nøiagtigt være lig den Arbeidsmængde, som Kraften i samme Tid udvikler, forudsat at Hastigheden holdes constant.

Cylindertrykket vil altsaa rette sig efter Modstandens Størrelse og aldeles ikke efter Kjedeltrykket undtagen for saavidt, at det altid maa være mindre end Kjedeltrykket, og hvis derfor Modstanden bliver saa stor, at den fordrer et endnu større Cylindertryk, saa vil Maskinen standse.

Hastigheden.

Maskinens Hastighed er ikke bestemt ved Modstandens Størrelse, derimod afhænger den i høi Grad af Kjedlens Dampudviklingsevne, hvilket indsees saaledes:

Sæt at Modstanden har en vis Størrelse, saa vil derved betinges et vist Tryk P_1 i Cylindren; under dette Tryk har den i Kjedlen pr. Minut udviklede Dampmængde et vist bestemt Volumen; et lige saa stort Volumen Damp skal Cylindren optage pr. Minut, og derved haves Hastigheden bestemt.

Dampens Forhold under Expansionen.

Naar et mættet Dampvolumen udvider sig under constant Temperatur formindskes Trykket, Dampen ophører at være mættet, og jo mere den fjerner sig fra sit Mætningspunkt, desto mere nærmer den sig til at følge Mariottes Lov.

Dette finder imidlertid ikke Sted i almindelige Dampmaskiner, ved disse er Forholdet nemlig saaledes, at Dampen udvider sig uden at der tilføres eller afledes Varme. Herved sker samtidigt en Trykformindskelse og en Temperaturformindskelse og vi antage da med Pambour, at Dampen vedbliver at være mættet uden at der dog fortættes

noget deraf. (Dette er tilnærmelsesvis rigtigt, dog have Regnaults Forsøg vist, at der vil fortættes noget af Dampen.)

Til Bestemmelse af Relationen mellem Dampens Volumen og dens Tryk bruge vi følgende empiriske Formel, som Navier har angivet for mættet Damp:

$$\mu = \frac{M}{S} = \frac{m}{n + p}$$

hvori

p = Trykket af Dampen pr. Qvadratenhed.

S = det fordampede Vandvolumen.

M = Volumen af den udviklede mættede Damp til Spændingen p.

$\mu = \frac{M}{S}$ kaldes »Dampens relative Volumen til Spændingen p«.

m og n ere Constanter bestemte ved Forsøg.

Udtrykkes p i $\mathfrak{A}$ pr. □' haves

for Damp af lavere Spænding $\left\{ \begin{array}{l} m = 3941000 \\ n = 236 \end{array} \right.$

for Damp af høiere Spænding $\left\{ \begin{array}{l} m = 4184000 \\ n = 595 \end{array} \right.$

Det første Sæt af Værdier giver tilstrækkelig Nøiagtighed selv for Damp, hvis Spænding er lavere end Atmosphærens, og skal derfor bruges ved alle Condensationsmaskiner. Det andet Sæt af Værdier maa kun anvendes for Damp, hvis Spænding er over 1 Atmosphære, men giver da ogsaa til Gjengjæld større Nøiagtighed ved høie Spændinger end den man faaer ved det første Sæt.

Beregning af en Maskine med 1 Cylinder.

Følgende Betegnelser indføres:

a = Stempelarealet i Qvadratfod.

$\left. \begin{array}{l} l = \text{Stempelslagets Længde} \\ l_1 = \text{Stemplets Vei før Afspærringen} \\ d = \text{Stempeldiametren} \\ c = \text{Høiden af det skadelige Rum} \end{array} \right\}$ i Fod.

Naar Stemplet har tilbagelagt en Vei = l_1, findes i Cylindren et Dampvolum = a (l_1 + c) af Spænding = P_1. Naar Stemplet da har tilbagelagt Veien λ, idet $\lambda > l_1$, saa vil Dampen have et Volumen = a (λ + c) og man finder ifølge Naviers Formel det tilsvarende Tryk π:

$$\pi = \frac{l_1 + c}{\lambda + c} (n + P_1) - n.$$

Arbeidsmængden, som ifølge dette Tryk udvikles af Dampen ved Stemplets Bevægelse efter Afspærringen, bliver

$$= \int_{l_1}^{l} \pi a \, d\lambda = a (l_1 + c) (n + P_1) \left] \left(\frac{l + c}{l_1 + c}\right) - na(l - l_1)\right.$$

lægges hertil den Arbeidsmængde a P_1 l_1, som er udviklet af Dampen før Afspærringen, faaes den hele Arbeidsmængde for 1 Stempelslag

$$= a (l_1 + c) (n + P_1) \left[\frac{l_1}{l_1 + c} + \left] \left(\frac{l + c}{l_1 + c}\right)\right] - n a l\right.$$

Under Maskinens regelmæssige Gang vil denne Arbeidsmængde være = den som Modstanden i samme Tid konsumerer, og som vi skrive = a R l, hvor R kaldes »Modstanden paa Qvadratfod af Stemplet«. Vi faa da, naar for Kortheds Skyld sættes $\left[\frac{l_1}{l_1 + c} + \left] \left(\frac{l + c}{l_1 + c}\right)\right] = k\right.$

$$a (l_1 + c) (n + P_1) k - n a l = a R l \quad \ldots (1)$$

Antages desforuden Kjedlen at fordampe S Cubikfod Vand pr. Minut, vil den udviklede Dampmængde, naar den kommer til Cylindren, have et Rumfang

$$= \frac{m S}{n + P_1}$$

Gjør Stemplet K Slag i Minutten forbruges et Rumfang Damp $K a (l_1 + c) = \frac{v a (l_1 + c)}{l}$ og følgelig skal man have

$$\frac{m S}{n + P_1} = \frac{v a (l_1 + c)}{l} \quad \ldots\ldots\ldots (2)$$

(1) og (2) ere de Hovedligninger, hvoraf alle de følgende Formler udledes.

Modstanden R kan skrives:

$$R = (1 + \delta) r + p + f \quad \ldots\ldots\ldots (3)$$

hvor p = Modtrykket paa Stemplets Bagside.
f = Friktionsmodstanden i Maskinen, naar denne gaaer ubelastet
r = Nyttemodstanden og
δr = Tilvæxten i Maskinens Friktion paa Grund af Modstanden r

} Alt regnet pr. Qvadratfod af Stemplet.

Hastigheden v, hvormed en given Maskine kan gaa med Nyttelast r og Fordampningen pr. Minut S findes ved at eliminere P_1 af (1) og (2) samt indsætte (3) for R:

$$v = \frac{S}{a} \frac{m\,k}{(1+\delta)\,r + p + f + n} \quad \ldots\ldots\ldots (4)$$

Hele Nyttelasten ar for en given Maskine med given S og og given v:

$$a\,r = \frac{m\,k\,S}{(1+\delta)\,v} - \frac{a}{(1+\delta)}(n + p + f) \quad \ldots (5)$$

Heri synes $v = o$ at give $a\,r = \infty$, men vi have ikke Lov til at tage v mindre end den Værdi, der gjør Cylindertrykket P_1 lig med Kjedeltrykket P, altsaa ifølge (2)

$$v = \frac{m\,S}{a\,(n+P)} \frac{l}{(l_1 + c)} \quad \ldots\ldots\ldots (6)$$

Maximum af Nyttevirkning findes ved Betragtning af Udtrykket a . r . v, nemlig ifølge (5):

$$a\,r\,v = \frac{m\,k\,S}{(1+\delta)} - \frac{a\,v}{(1+\delta)}(n + p + f) \quad \ldots (7)$$

Antages Afspærringsgraden konstant er k konstant, er endvidere S konstant vil a r v blive Maximum, naar v er Minimum, og da dette svarer til $P_1 = P$ haves følgende Sætning.

En Maskine med given Afspærringsgrad $\frac{l_1}{l}$ og givet Dampforbrug S giver størst Nyttevirkning, naar den belastes saa stærkt med Nyttelast at Cylindertrykket P_1 bliver = Kjedeltrykket og Maskinen kommer derved til at gaa med den mindste Hastighed for det givne S og $\frac{l_1}{l}$. (En yderligere Forøgelse af Lasten vilde bringe Maskinen til at gaa istaa.)

Forøges nu S, saa forøges v_{min} (6) og herved voxer Nyttevirkningen a . r . v, thi bortskaffes v af (7) formedelst (6), saa faaes

$$a\,r\,v = \frac{m\,S}{1+\delta}\left[k - \frac{l}{l_1 + c} \cdot \frac{n + p + f}{n + P}\right] \quad \ldots (8)$$

der aabenbart voxer med S.

Man kan finde hvilken Afspærringsgrad der giver det absolute Maximum af a r v. Indsættes Værdien af k i (8) saa faaes:

$$a\ r\ v = \frac{m\ S}{1 + \delta}\left[\frac{l_1}{l_1 + c} + l\left(\frac{l + c}{l_1 + c}\right) - \frac{l}{l_1 + c}\ \frac{n + p + f}{n + P}\right]$$

Maximum heraf ved Variation af l_1 faaes for

$$\frac{l_1}{l} = \frac{n + p + f}{n + P} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (9)$$

Der altsaa giver den fordelagtigste Afspærringsgrad.

Modtrykket p er ved Maskiner med Condensation lidt større end Trykket i Condensatoren; ved Maskiner uden Condensation lidt større end Athmosphærens Tryk. For Sikkerheds Skyld regnes:

Ved Maskiner med Condensation $p = 576$ ℔

— — uden — $p = 2592$ ℔

Talværdierne, som blive at indsætte for f og δ bestemmes ved Forsøg.

Maskinens Friktion i ubelastet Tilstand hidrører væsentlig fra Stempelfriktionen, der tilnærmelsesvis sættes proportional Stempelomkredsen; man sætter da Maskinens Friktion

$$= \varepsilon\ \pi\ d$$

hvor ε er eu Constant.

Friktionen kan ogsaa skrives

$$= f\ \frac{\pi\ d^2}{4}$$

altsaa

$$f = \frac{4\ \varepsilon}{d}$$

Ved Forsøg er fundet $4\ \varepsilon = 287$, altsaa

$$f = \frac{287}{d} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (10)$$

Ligeledes har man ved Forsøg fundet at

$$\delta = 0.14 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (11)$$

i alle Tilfælde vil være rigeligt regnet.

Størrelsen c maa bestemmes saaledes, at man derved faaer medregnet hele det skadelige Rum ogsaa det Volum deraf, som dannes af Dampveiene, almindeligst regnes

$$c = \tfrac{1}{20}\ l \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (12)$$

Under denne Forudsætning er vedføiede Tabel over Størrelsen $k = \frac{l_1}{l_1 + c} + l\left(\frac{l + c}{l_1 + c}\right)$ beregnet:

$\frac{l_1}{l}$	k	$\frac{l_1}{l}$	k
0.10	2.615	0.40	1.735
0.12	2.527	0.42	1.697
0.14	2.446	0.44	1.660
0.16	2.371	0.46	1.624
0.18	2.301	0.48	1.589
0.20	2.268	0.50	1.555
0.22	2.173	0.54	1.491
0.24	2.114	0.58	1.431
0.26	2.059	0.62	1.374
0.28	2.006	0.66	1.321
0.30	1.955	0.70	1.269
0.32	1.908	0.74	1.221
0.34	1.862	0.78	1.175
0.36	1.818	0.82	1.131
0.38	1.776	0.88	1.067
		0.94	1.007

Ved Beregningerne ere to Decimaler tilstrækkelige.

Maskiner uden Expansion.

Her er $l_1 = l$, man faaer da af (1) og (3)

$$r = \frac{1}{1+\delta}(P_1 - p - f) \quad \ldots\ldots\ldots (13)$$

og af (2): $$S = a\,v\,.\,\frac{(n+P_1)\,(l+c)}{m\quad l} \quad \ldots\ldots\ldots (14)$$

samt $$v = \frac{S}{a}\,\frac{m}{(n+P_1)}\,\frac{l}{(l+c)} \quad \ldots\ldots\ldots (15)$$

Ved disse Formler kan man beregne Hoveddimensionerne af en Maskine med tilhørende Kjedel, P_1 maa altid tages $<$ P og Differencen $P - P_1$ maa ikke være for lille, da saa Maskinen vil gaa istaa, naar dens Modstand forøges lidt, men P_1 maa heller ikke gjøres for lille, da Virkningsgraden af Maskinen aftager med P_1. Almindeligt kan man regne P_1 som 10 % mindre end P.

Foreligger en Maskine til Undersøgelse, idet a, r og S ere bekjendte, finder man:

$$P_1 = (1 + \delta)\, r + p + f \ldots\ldots\ldots (16)$$

$$v = \frac{S}{a} \cdot \frac{m}{[(1 + \delta)\, r + p + f + n]} \cdot \frac{l}{(l + c)} \quad (17)$$

Kjendes a, v og S findes Nyttelasten a . r af (5)

$$a \,.\, r = \frac{1}{(1 + \delta)} \left[\frac{m\, l\, S}{(l + c)\, v} - a\,(n + p + f)\right] \quad (19)$$

Maskiner med Expansion.

Skal Maskinen beregnes efter den Arbeidsmængde, som den skal udvikle, og Trykket P i Kjedlen, bestemmes l_1 efter (9), hvis ikke Omstændighederne fordre en anden Værdi deraf. P_1 bestemmes som ovenfor. Derpaa beregnes:

$$r = \frac{1}{1 + \delta} \left[\frac{l_1 + c}{l}\, k\,(n + P_1) - (n + p + f)\right] \quad (19)$$

$$S = \frac{a\, v\, (n + P_1)}{m} \cdot \frac{l_1 + c}{l} \ldots\ldots (20)$$

Foreligger en Maskine til Undersøgelse, idet a, r og S ere bekjendte, finder man P_1 af (1) samt

$$v = \frac{S}{a} \cdot \frac{m\, k}{[r\,(1 + \delta) + p + f + n]} \ldots\ldots (20)$$

kjendes a, v og S findes Nyttelasten a r af (5)

$$a\, r = \frac{1}{1 + \delta} \left[\frac{m\, k\, S}{v} - a\,(n + p + f)\right] \ldots (22)$$

Ved Beregningen af en Maskines Dimensioner maa man til den opgivne Arbeidsmængde lægge 5—20 %, mest ved smaa Maskiner. Dette sker dels for at bøde paa Theoriens Mangler, dels fordi Maskinerne oftest benævnes efter en noget mindre Kraft end deres største, saaledes vil f. Ex. en saakaldet 12 Hestes Maskine oftest godt kunne arbeide med 14 Hestes Kraft ved at forsynes med tilstrækkelig stor Kjedel og belastes tilbørligt med Nyttelast.

Beregning af Høi- og Lavtryksmaskinen.

Følgende Betegnelser indføres:

a og A = Stempelarealerne.
l og L = Længden af Slagene,
c og C = Høiderne af de skadelige Rum,

idet de smaa Bogstaver gjælde Høitryks-, de store Lavtrykscylindren. Iøvrigt bruges samme Betegnelser som før.

I den lille Cylinder arbeider Dampen med Expansion og udvikler Arbeidsmængden:

$$a\,(l_1 + c)\,(n + P_1)\left[\frac{l_1}{l_1 + c} + l\left(\frac{l + c}{l_1 + c}\right)\right] - n\,a\,l$$

Naar det lille Stempel har gjennemløbet Veien λ, har det store løbet $\frac{L}{l}\lambda$ og Dampen mellem Stemplerne har Rumfanget:

$$= A\left(\frac{L}{l}\lambda + C\right) + a\,(l + c - \lambda)$$

der kan skrives

$$= O\,\lambda + Q$$

idet $O = \frac{A\,L - a\,l}{l}$ og $Q = A\,C + a\,(l + c)$

Trykket w af denne Dampmængde er

$$w = a\,\frac{(l_1 + c)}{O\,\lambda + Q}\,(n + P_1) - n$$

Arbeidet, som udvikles paa det store Stempel under 1 Slag, er da

$$= A\frac{L}{l}\int_0^l w\,d\,\lambda = a\,(l_1 + c)\,(n + P_1)\,\frac{A\,L}{O\,l}\Big]\left(\frac{O\,l + Q}{Q}\right) - n\,A\,L$$

Samtidig consumerer Modstanden i den lille Cylinder en Arbeidsmængde =

$$\int_0^l a\,w\,d\,\lambda = (l_1 + c)\,(n + P_1)\,\frac{a}{O}\Big]\left(\frac{O\,l + Q}{Q}\right) - n\,a\,l$$

Arbeidsmængden, som consumeres af hele Maskinens Nytte-modstand, kan skrives:

$$= R\,h.$$

Arbeidsmængden, som consumeres af Maskinens Friktion, kan skrives analogt med den eencylindriskes:

$$f\,a\,l + F\,A\,L + \delta\,R\,h.$$

Betingelsen for Maskinens regelmæssige Gang er følgelig:

$$a\,(l_1 + c)\,(n + P_1)\left[\frac{l_1}{l_1 + c} + l\left(\frac{l + c}{l_1 + c}\right) + l\left(\frac{O\,l + Q}{Q}\right)\right] - n\,a\,L$$

$$= R\,(1 + \delta)\,h + f\,a\,l + F\,A\,L + p\,L\,A\,. .\ (23)$$

hvilket er den ene Hovedligning for disse Maskiner. Her sættes for Kortheds Skyld:

$$\frac{l_1}{l_1 + c} + l\left(\frac{l + c}{l_1 + c}\right) + l\left(\frac{O\,l + Q}{Q}\right) = k'$$

Den anden Hovedligning bliver, idet v betegner det lille Stempels Hastighed pr. Minut:

$$\frac{m\,S}{n + P_1} = \frac{v}{l}\,a\,(l_1 + c) \quad \ldots\ldots\ldots \quad (24)$$

(23) og (24) give

$$v = \frac{l}{L} \cdot \frac{S}{A} \cdot \frac{m\,k'}{n + \frac{1}{AL}[(1+\delta)Rh + fal + FAL + pLA]} \quad (23)$$

Det store Stempels Hastighed er $= \frac{L}{l}\,v$ og Nyttelastens Hastighed:

$$V = \frac{h}{l}\,v = \frac{S}{A} \cdot \frac{m\,k' \frac{h}{L}}{n + \frac{1}{AL}[(1+\delta)Rh + fal + FAL + pLA]} \quad (26)$$

De udviklede Formler ville baade kunne tjene til at undersøge en forelagt Høi- og Lavtrykmaskine og til Construktionen af en ny, paa lignende Maade som de analoge Formler for den eencylindriske Maskine.

Den fordelagtigste Afspæringsgrad $\frac{l_1}{l}$ kan ogsaa her bestemmes. R V findes af (16) udtrykt bl. A. ved v; men ifølge (24) kan v udtrykkes ved S, dette Udtryk, samt Værdien af k' indføres i Ligningen og Maximum af R . V søges, idet l_1 varierer. Man finder:

$$\frac{l_1}{l} = \frac{AL}{al} \cdot \frac{n + \frac{1}{AL}[fal + FAL + pAL]}{n + P_1} \quad \ldots \quad (27)$$

Ved Beregningen tages:

$$f = \frac{287}{d};\ F = \frac{287}{D};\ \delta = 0.14;\ p = 576;\ c = 0.05\,l;\ C = 0.05\,L$$

Fig 1.

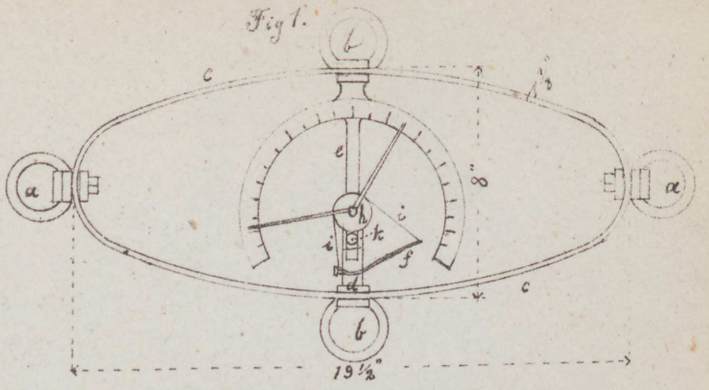


Fig 2.

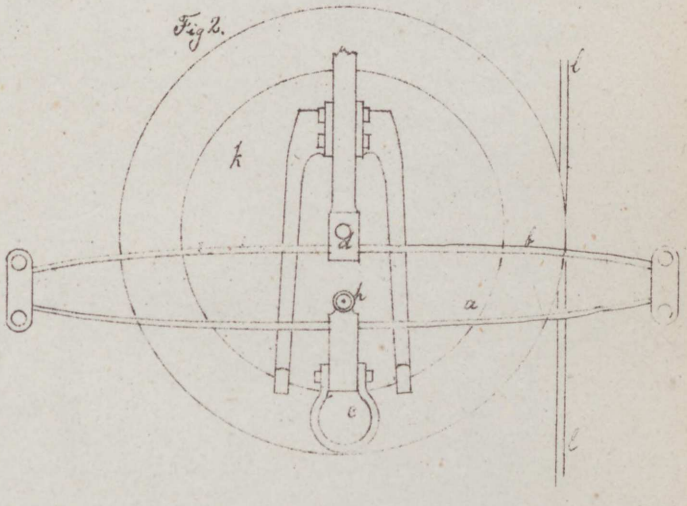


Fig 3.

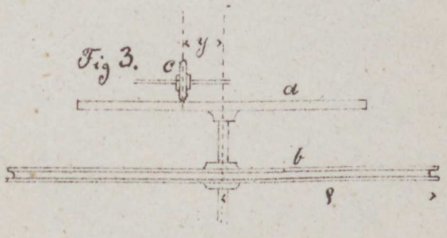
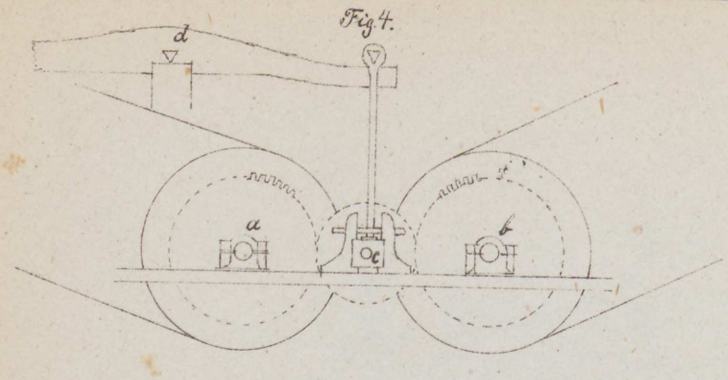


Fig. 4.



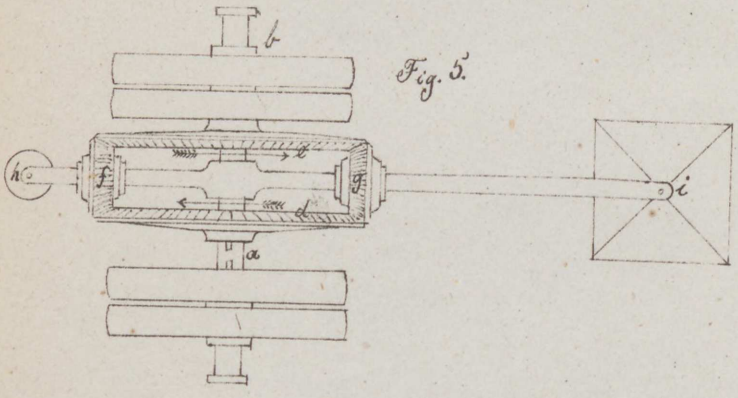


Fig. 5.

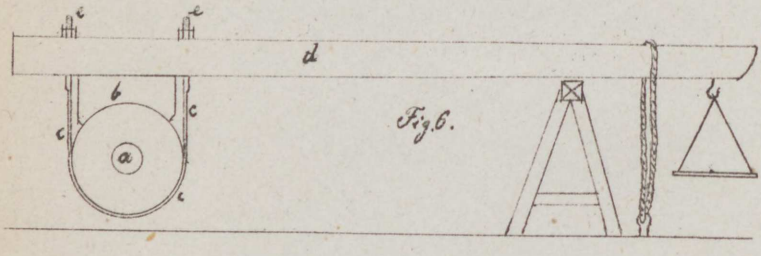


Fig. 6.

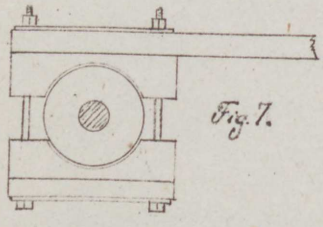


Fig. 7.

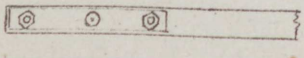
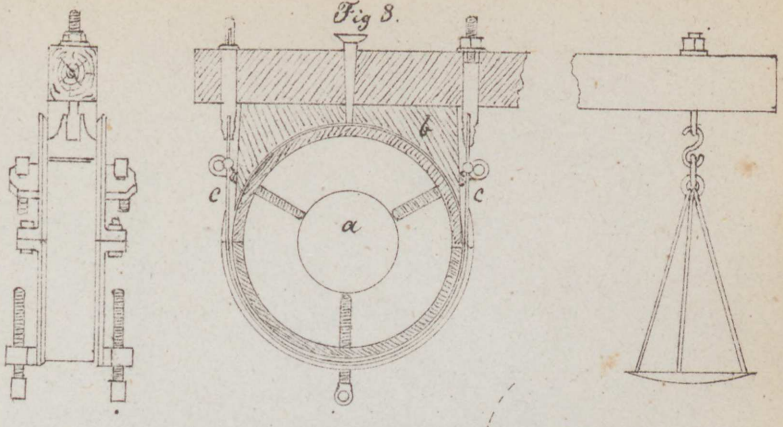


Fig 8.



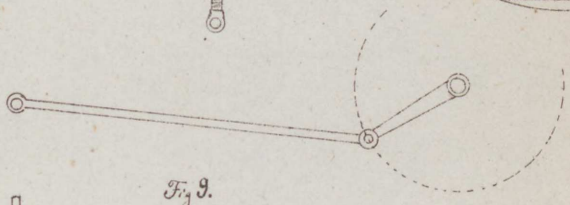


Fig 9.

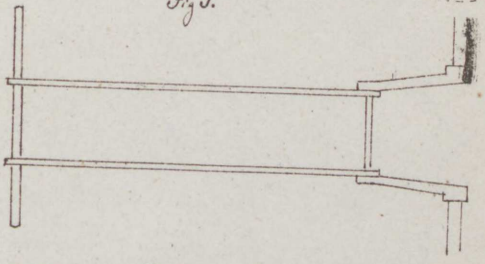
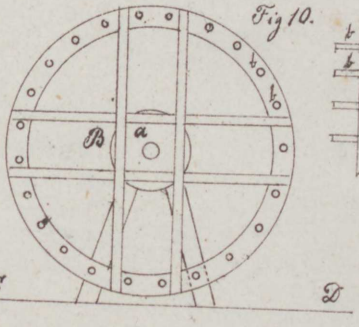


Fig 10.



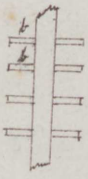


Fig 11.

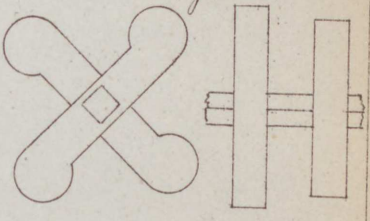


Fig 12.

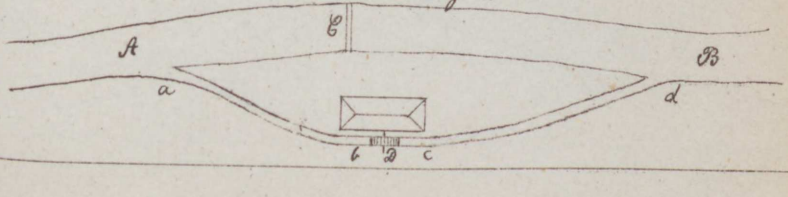


Fig 13.

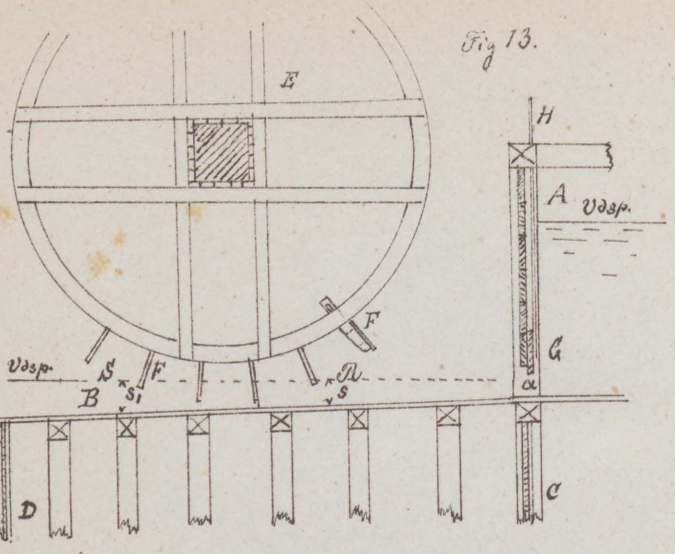


Fig 14.

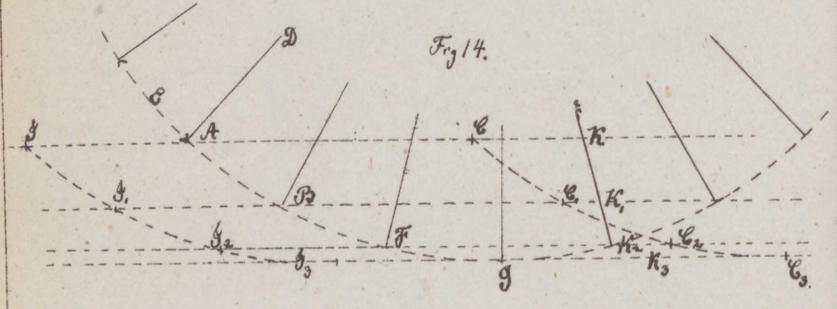


Fig. 15

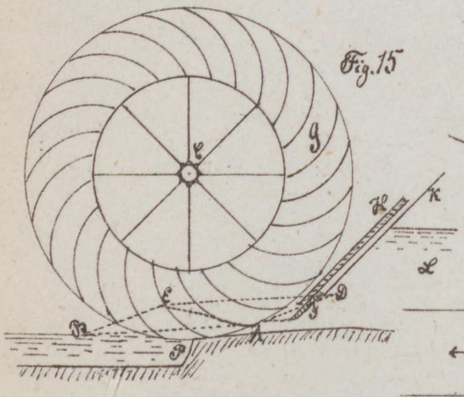


Fig 16.

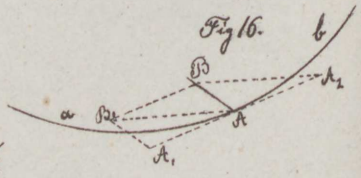
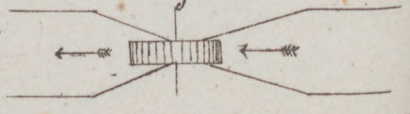


Fig 17.



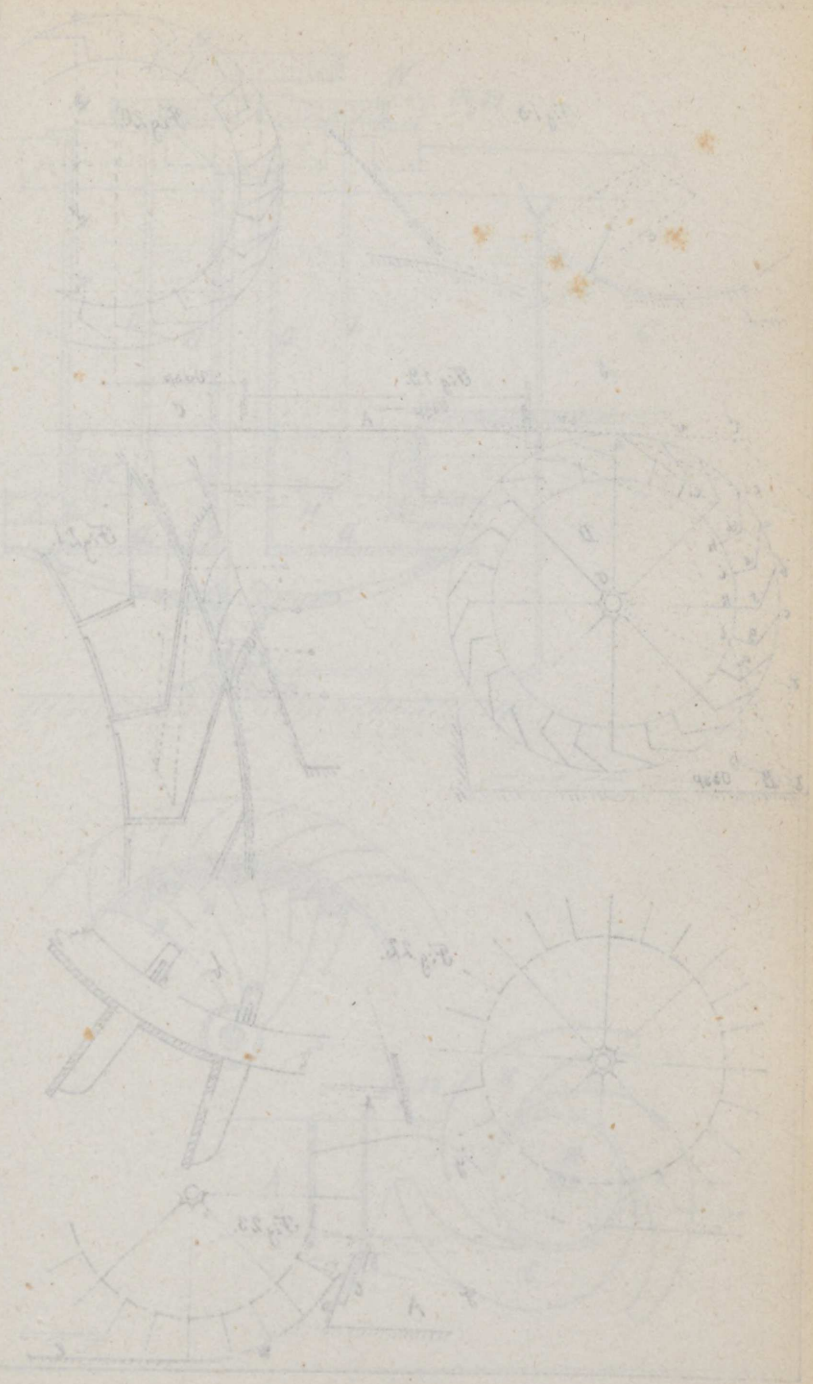


Fig 18.

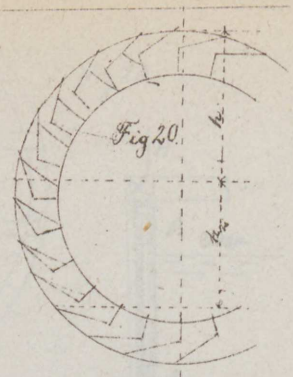
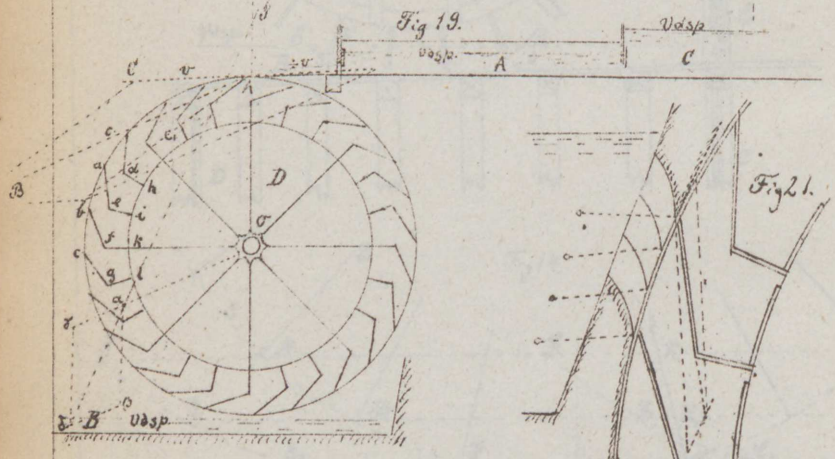


Fig 20.



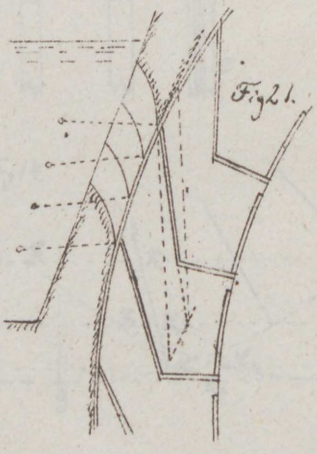
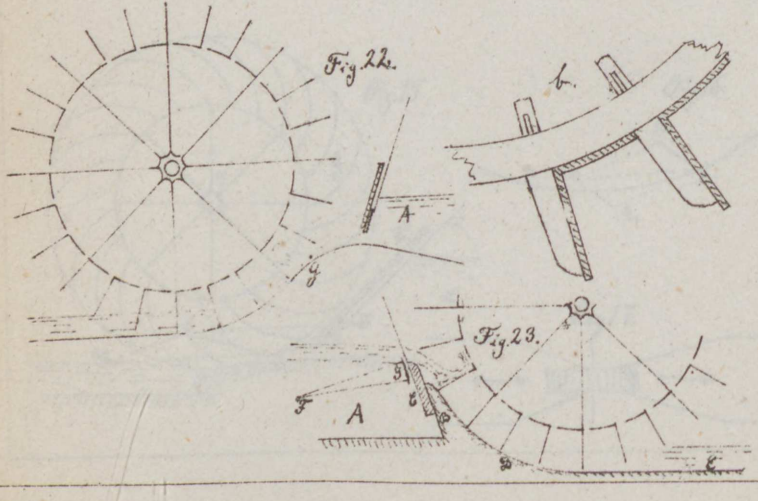


Fig 21.



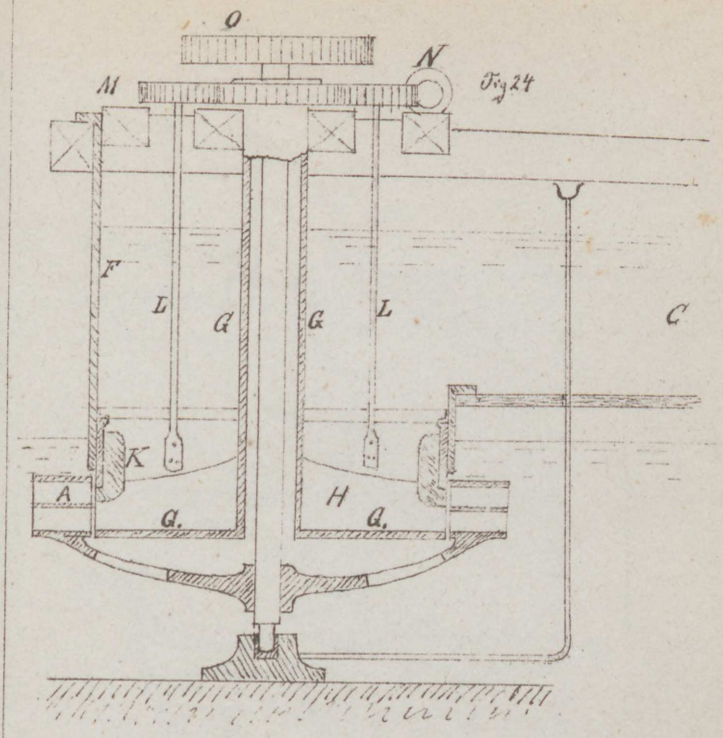


Fig. 24

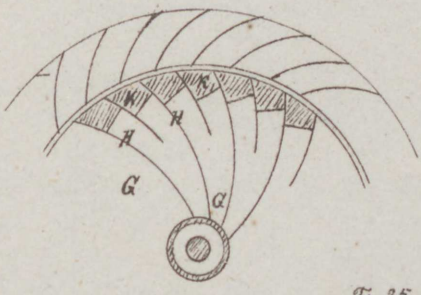
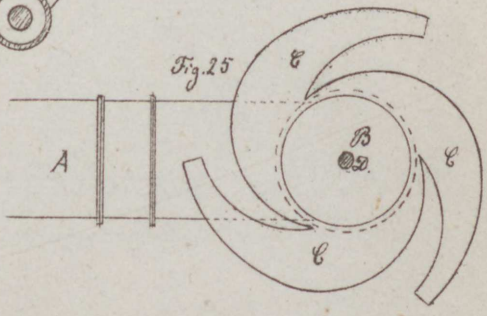
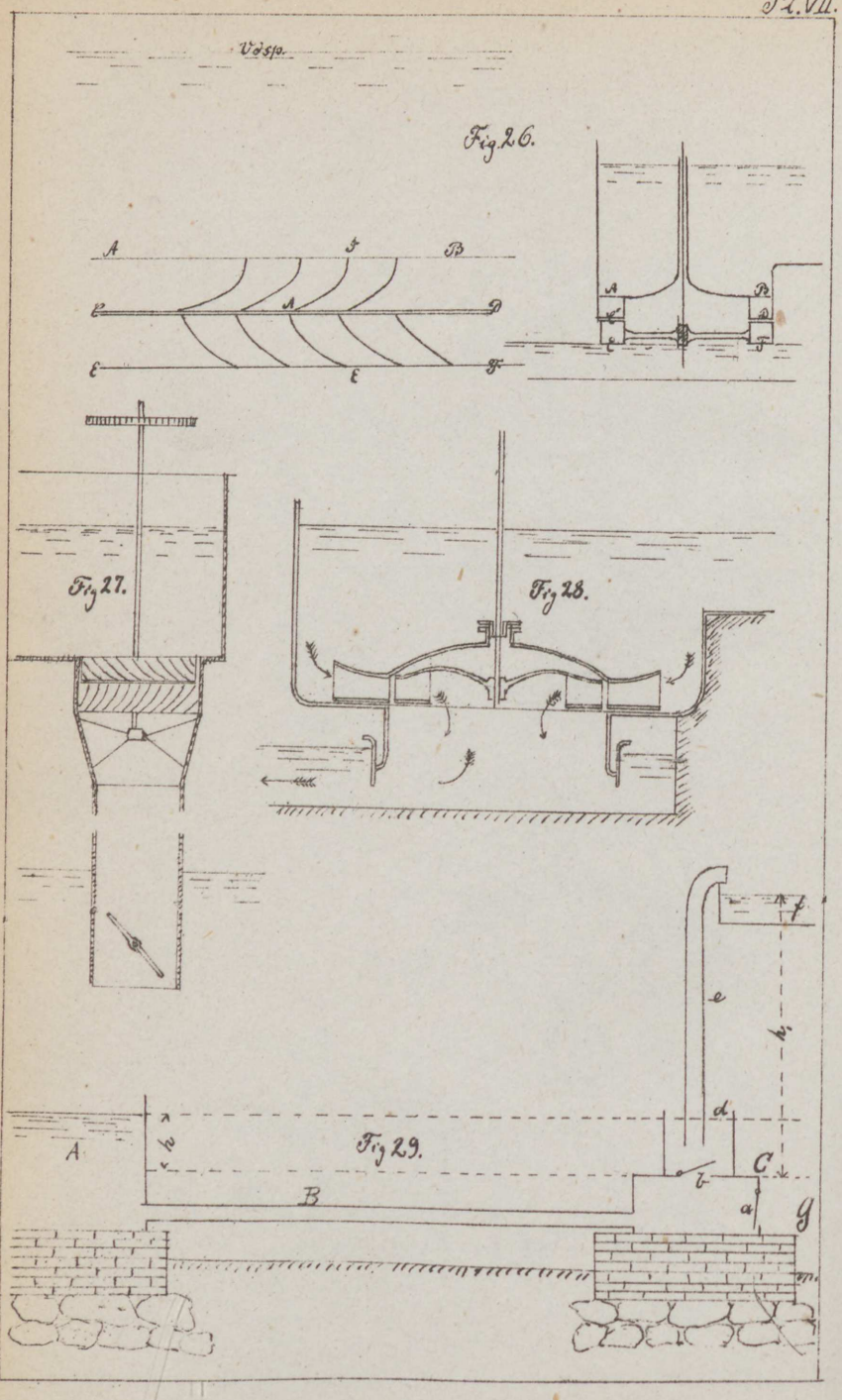


Fig. 25




Vdsp.
Fig. 26.
A
B
C
D
E
F
Fig. 27.
Fig. 28.
Fig. 29.
A
B
C
d
e
f
g
h
a
b

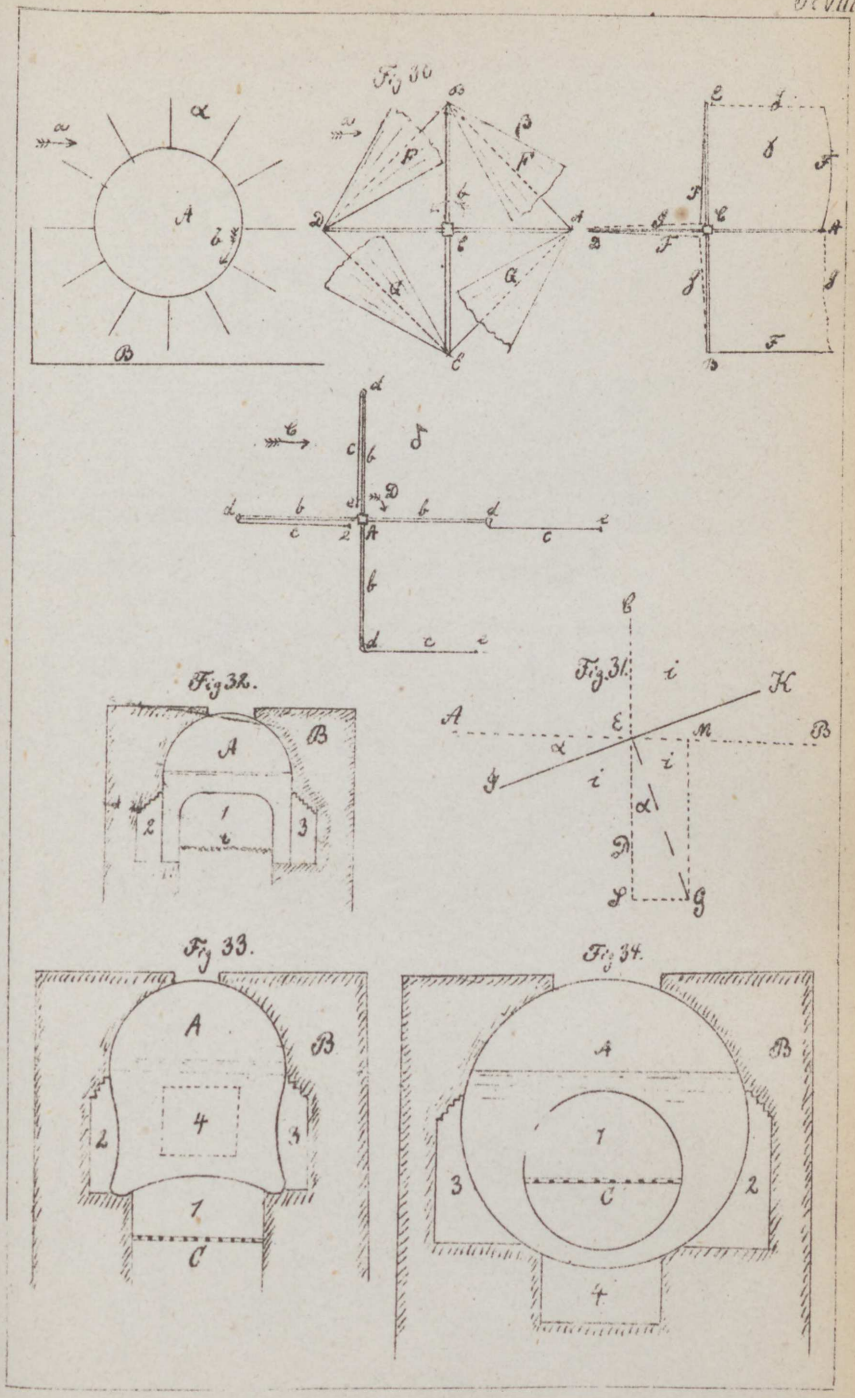


Fig 30
Fig 31.
Fig 32.
Fig 33.
Fig 34.

Fig 35

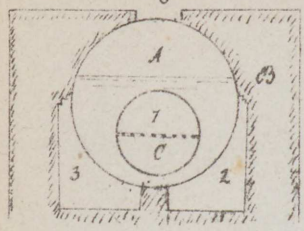


Fig 36.

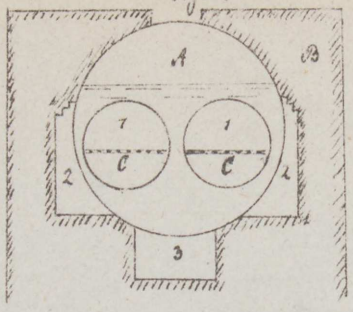


Fig 37.

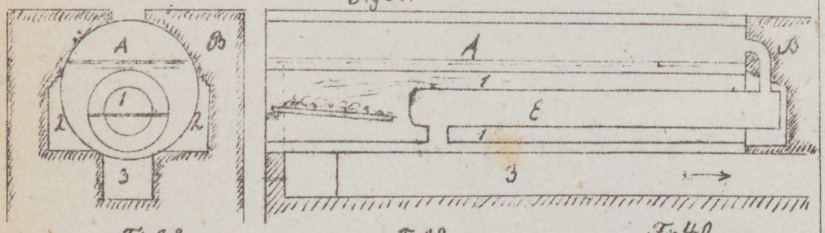


Fig 38.

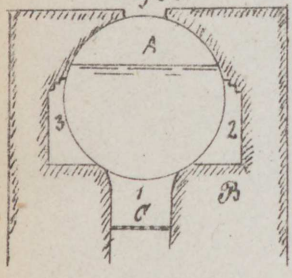


Fig 39.

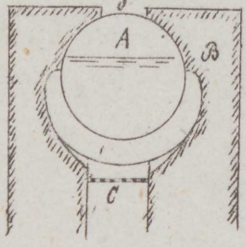


Fig 40.

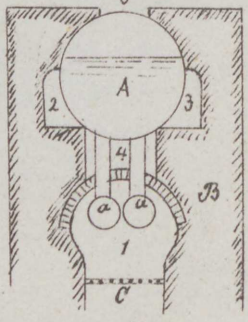
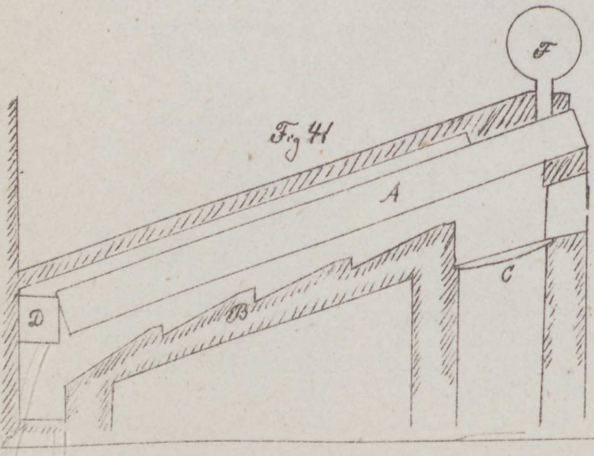


Fig 41



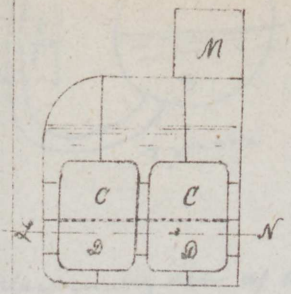

M
C
C
D
D
N

Fig 42.

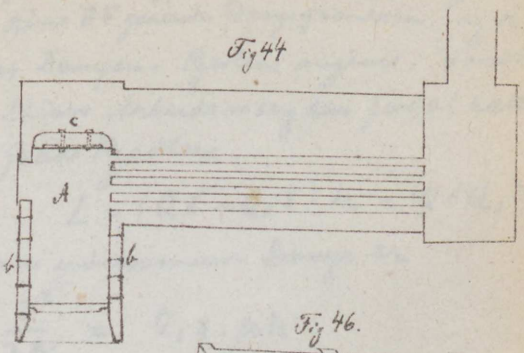


Fig 44
c
A
b
b

Fig 46.
a

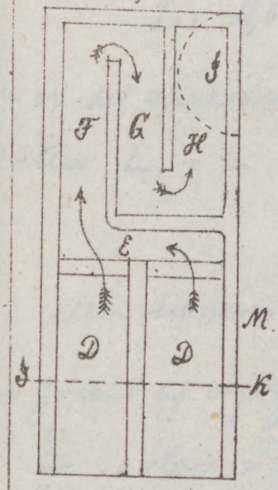

F
G
H
I
E
D
D
M
J
K

Fig 45
b
a

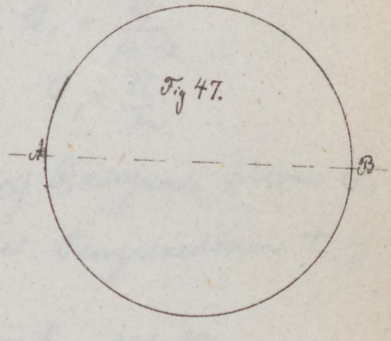


Fig 47.
A
B

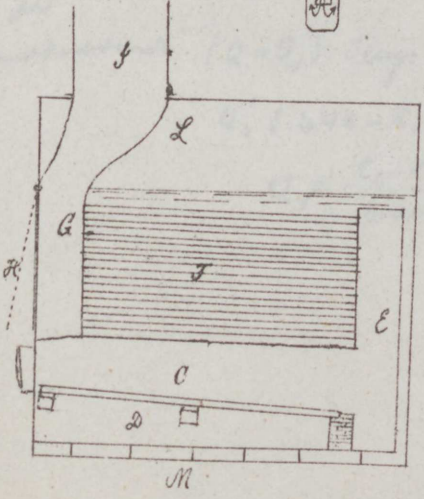
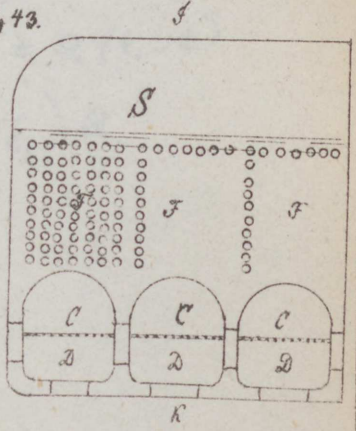
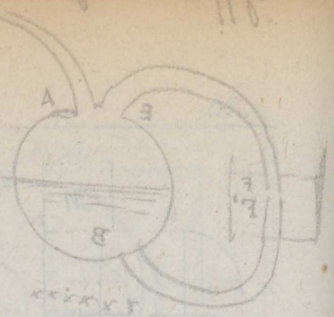
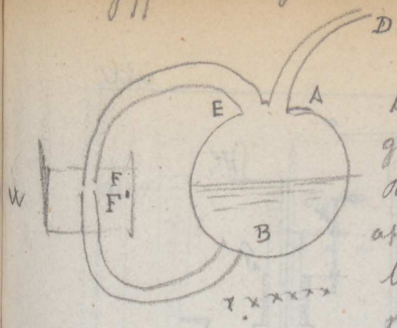

I
L
G
F
E
C
D
M

Fig 43.


I
S
F
F
C
C
C
D
D
D
K


A
E
B
F
F'



$Q\gamma$ Vægten af det gjennem Mellemrummet tilströmmende Vand – den samme Vægt der i D gaaer bort gjennem D – $Q_1\gamma$ Vægten af det g Röret EF gaaende Dampgvantum, og h Trykk af Dampen i Kjedlen angivet i Vandtryk, bliver Arbeidsmængden for at sætte Vand paa Kjedlen

$$L = (Q\gamma + Q_1\gamma)\,h = (Q + Q_1)\,\gamma h$$

Arbeidsmængden af den udströmmende Damp er

$$L_1 = Q_1\gamma \cdot \frac{v^2}{2g} = Q_1\gamma \cdot \mu h$$

μ er det specifiske Dampvol og v Hast svarende til h

sættes $L_1 = L$ faaes $\mu Q_1 = Q + Q_1$

$$Q_1 = \frac{Q}{\mu - 1}$$

eller tilnærmelsevis $Q_1 = \frac{Q}{\mu}$

Paa Grund af Afkjølingen af Dampene bliver Q_1 mindre end $\frac{Q}{\mu}$. Har Fødevandet Temperaturen t og det ve F_1 indtrædende $(Q + Q_1)$ Temp t_1, saa er

$$Q_1\,(640 - t_1) = Q\,(t_1 - t)$$

$$Q_1 = \left(\frac{t_1 - t}{640 - t_1}\right) Q$$

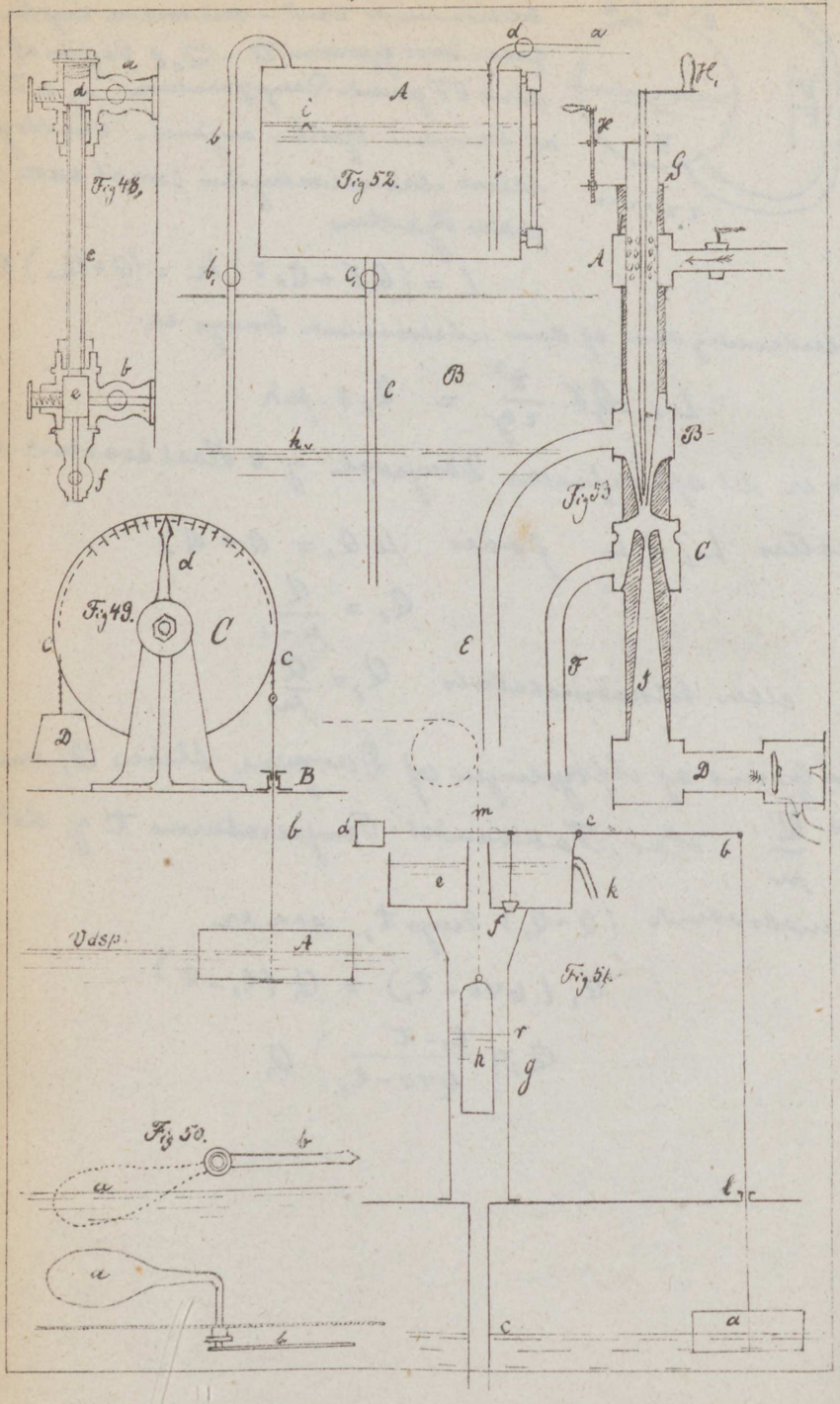


Fig 48.
Fig 52.
Fig 53
Fig 49.
Fig 50.
Fig 51.
Vdsp.

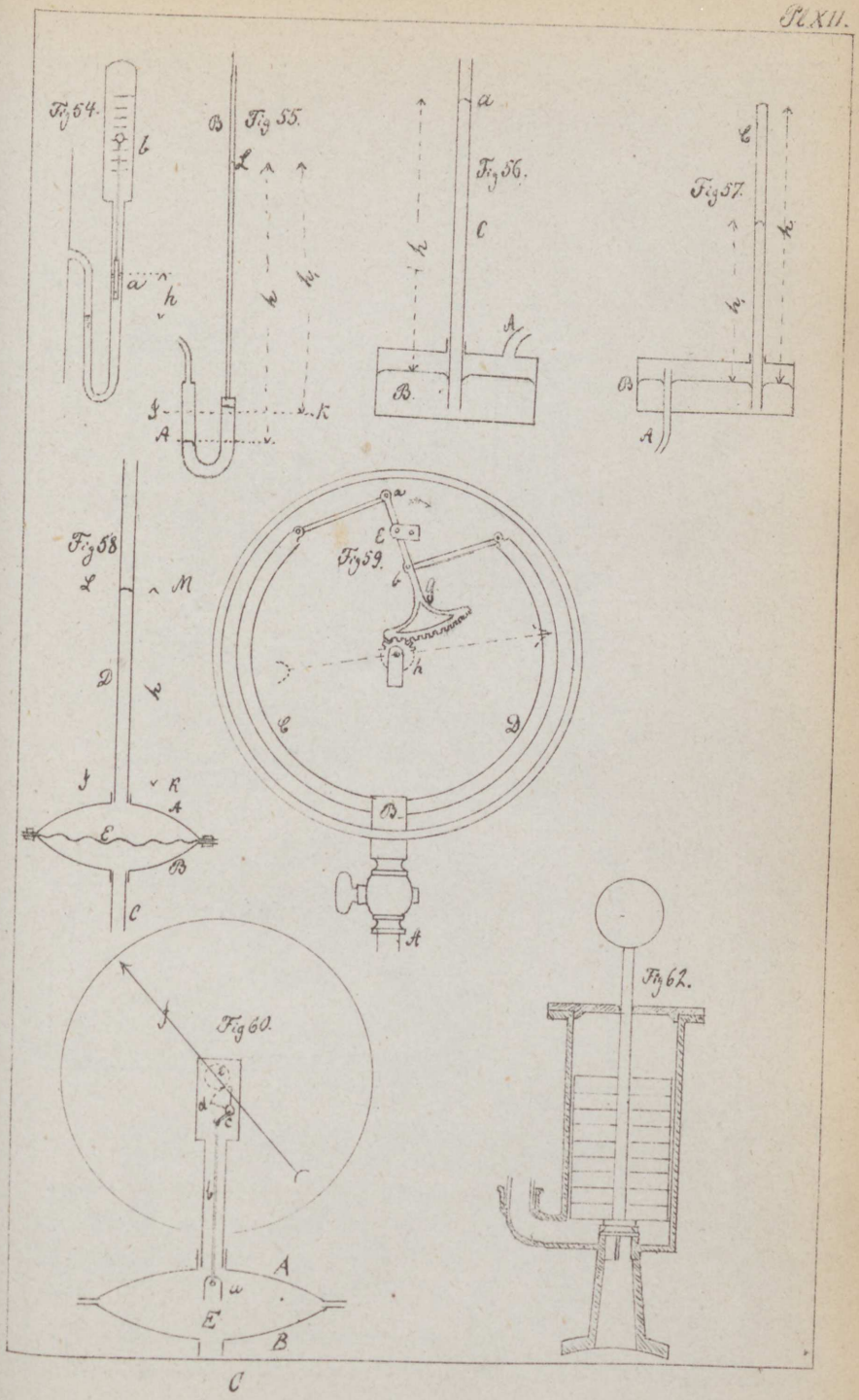


Fig 54.
Fig 55.
Fig 56.
Fig 57.
Fig 58
Fig 59.
Fig 60.
Fig 62.

Fig 63.

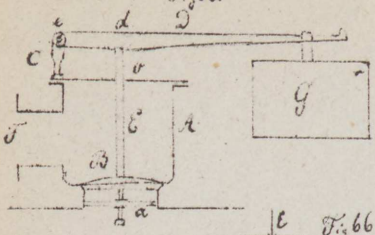


Fig 64.

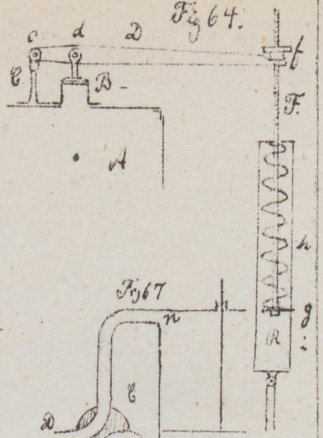


Fig 65

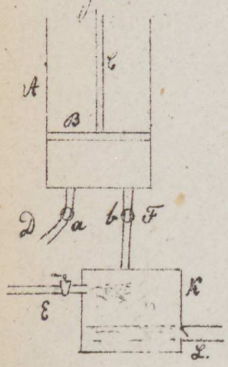


Fig 66

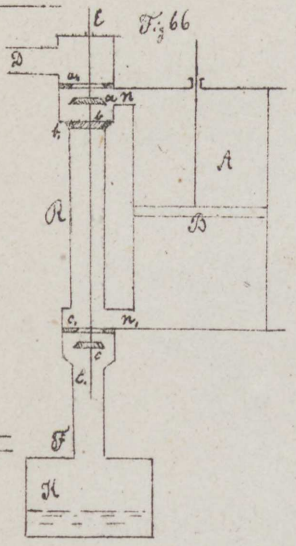
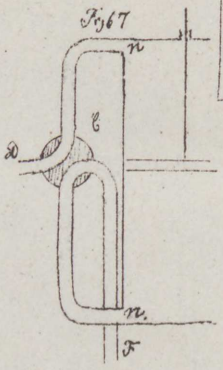


Fig 67



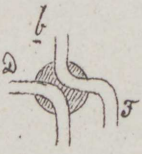


Fig 68.

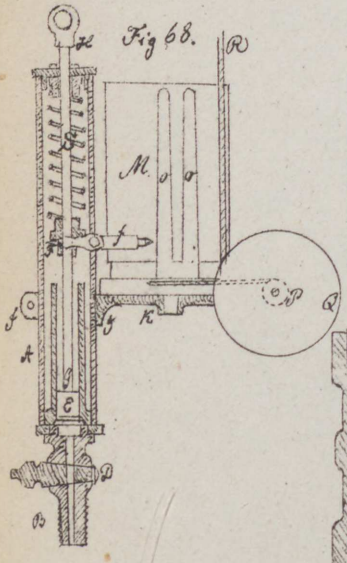


Fig 69.

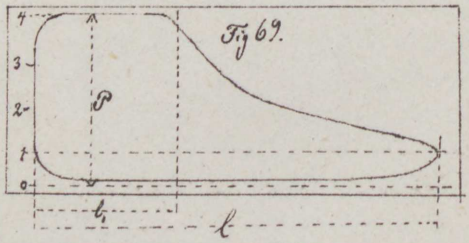


Fig 70.

Fig 71.

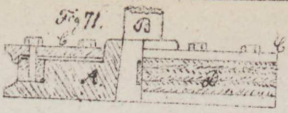


Fig 72.

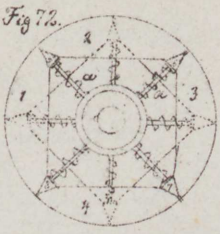
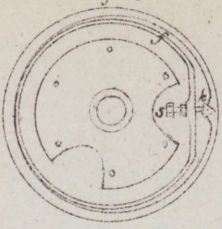


Fig 73.



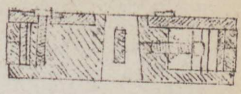


Fig 74.

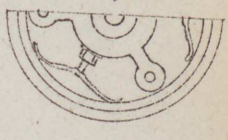


Fig 75.

Fig 76

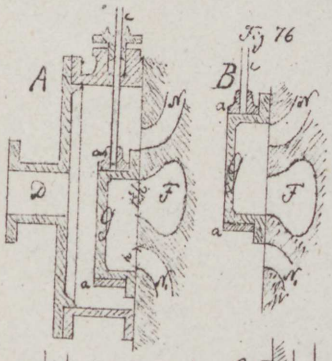


Fig 80.

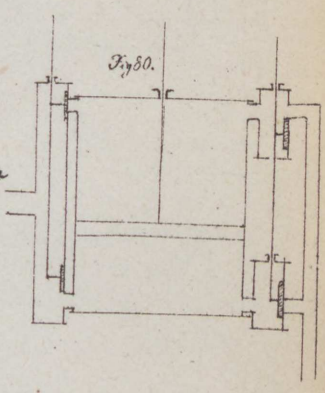


Fig 77.

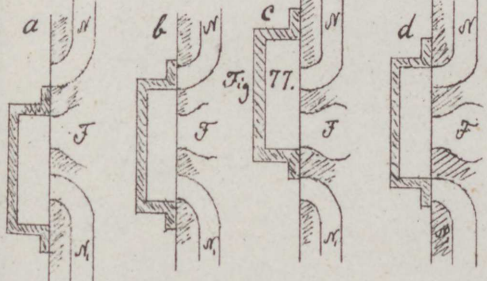


Fig 78

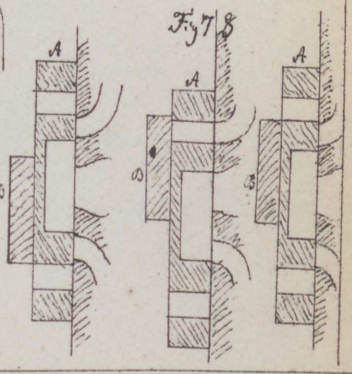
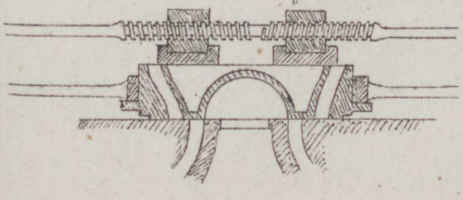


Fig 79.



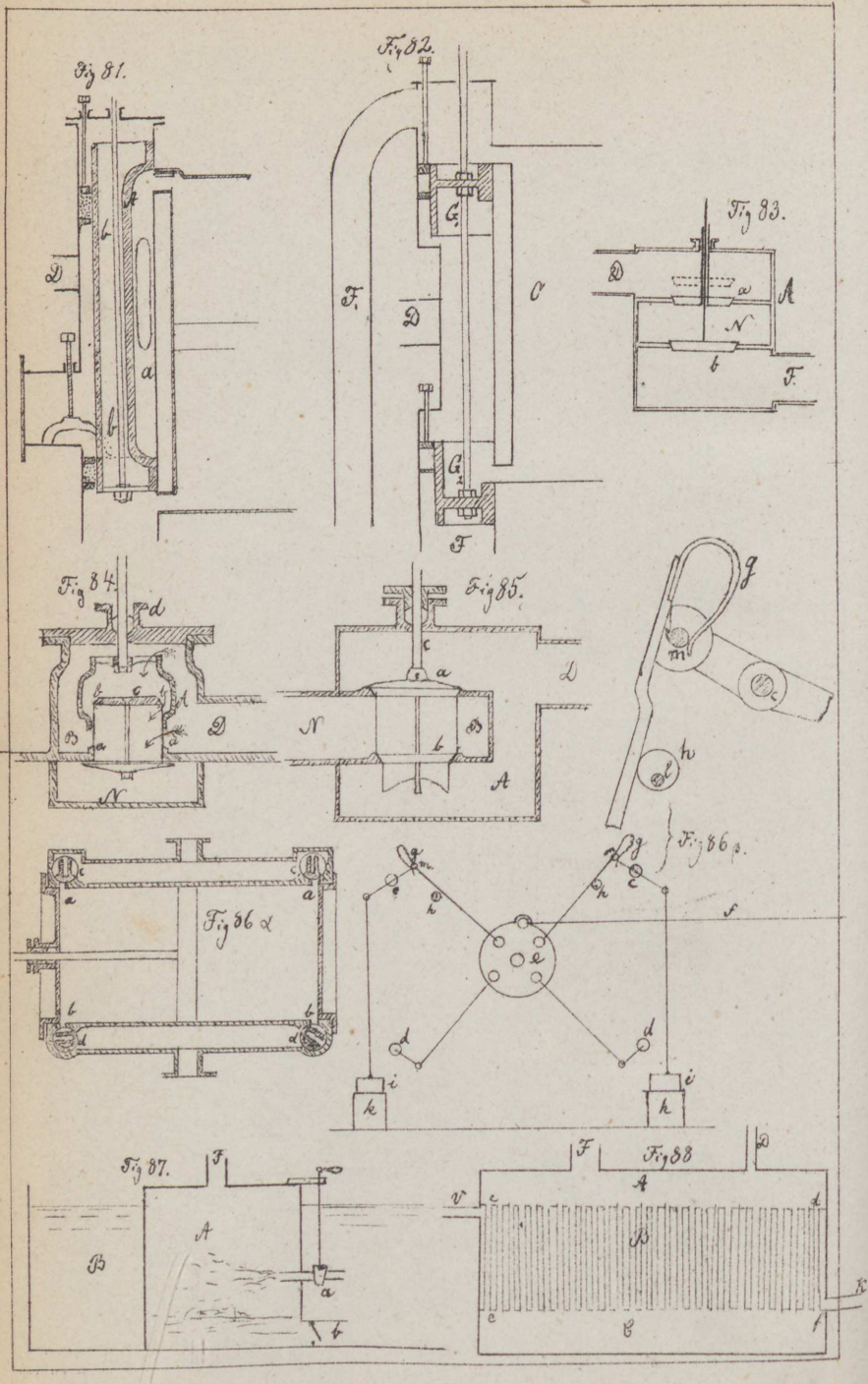


Fig 81.
Fig 82.
Fig 83.
Fig 84.
Fig 85.
Fig 86.
Fig 86 α.
Fig 87.
Fig 88

Pl XVI.

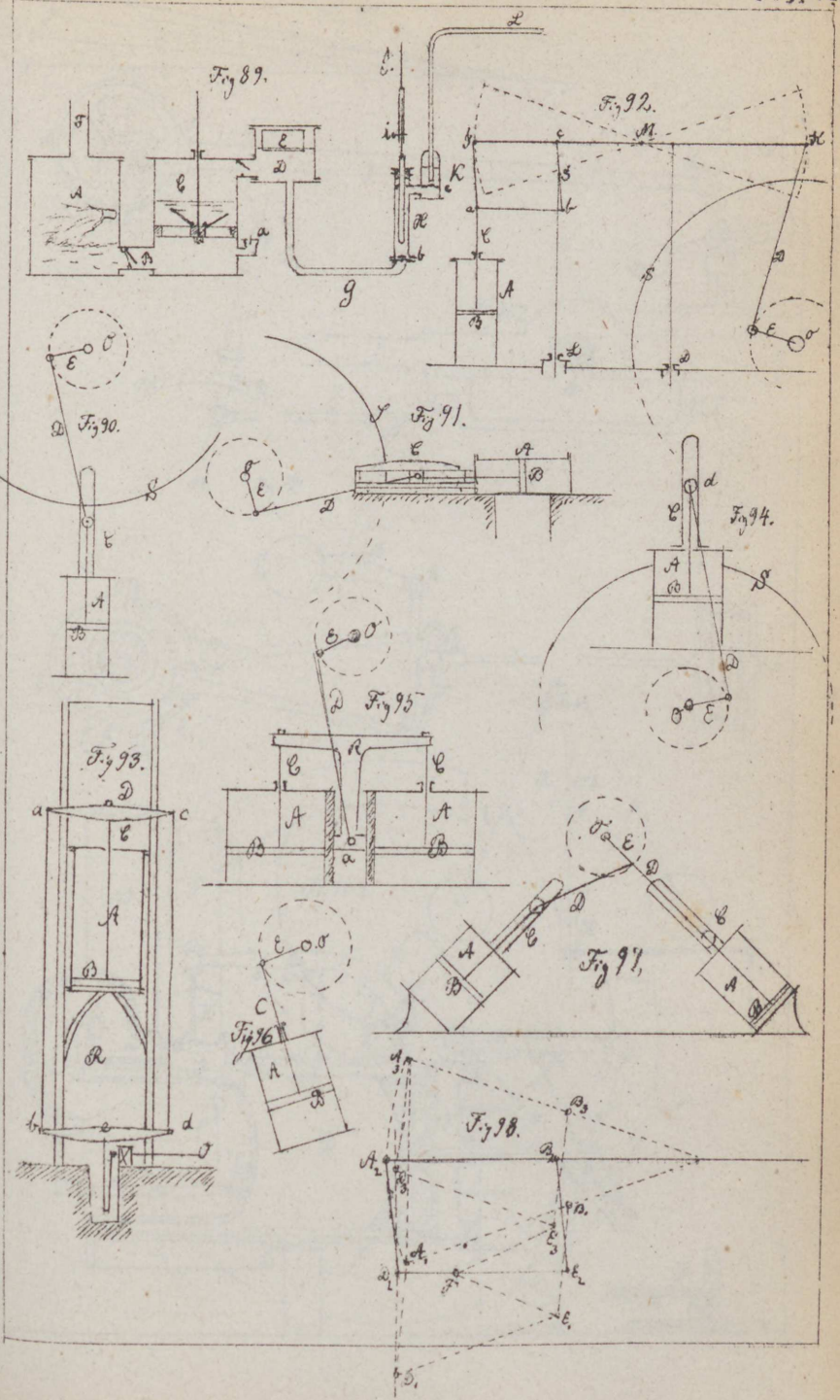
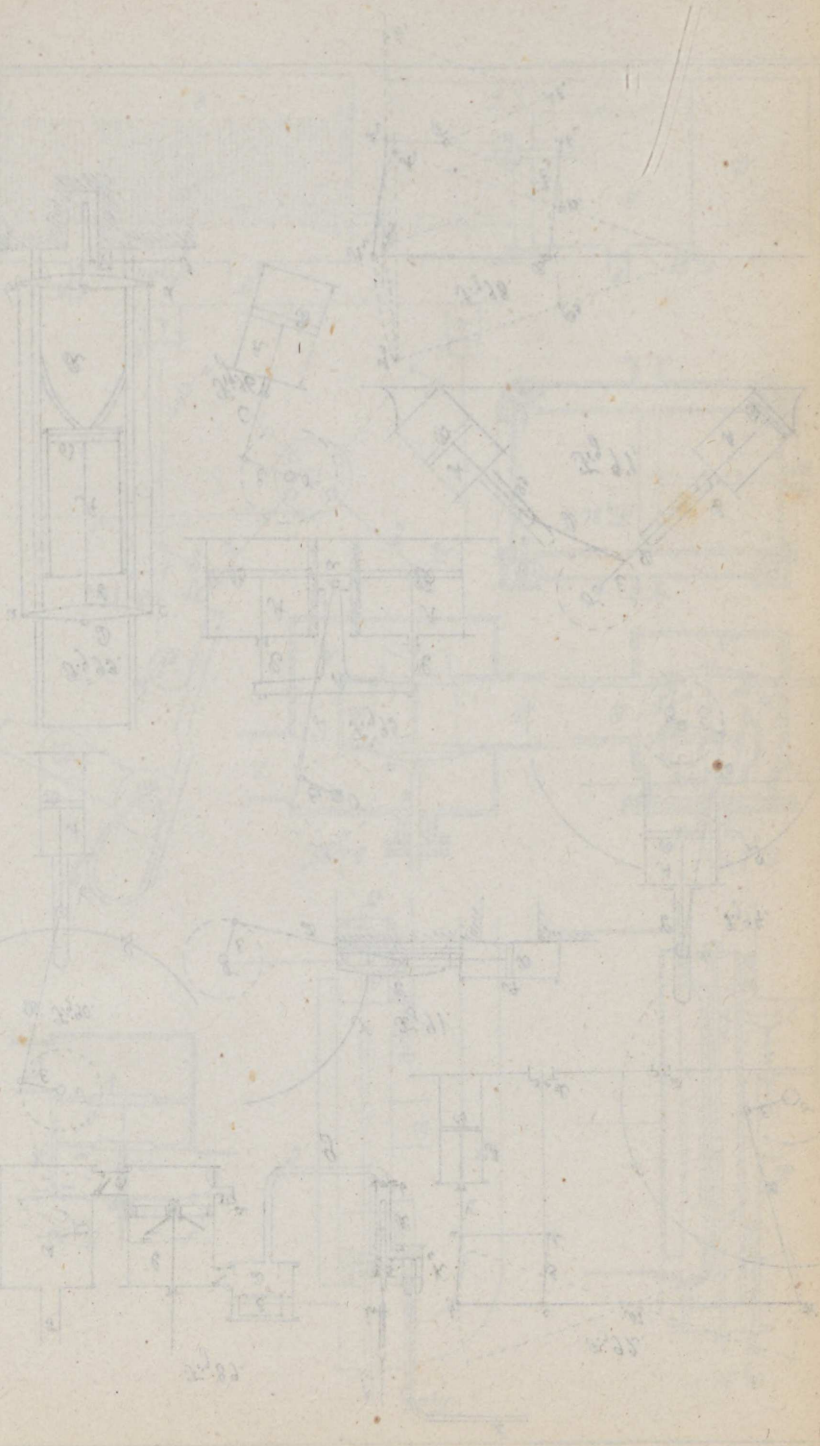


Fig 89.
Fig 90.
Fig 91.
Fig 92.
Fig 93.
Fig 94.
Fig 95
Fig 96
Fig 97.
Fig 98.



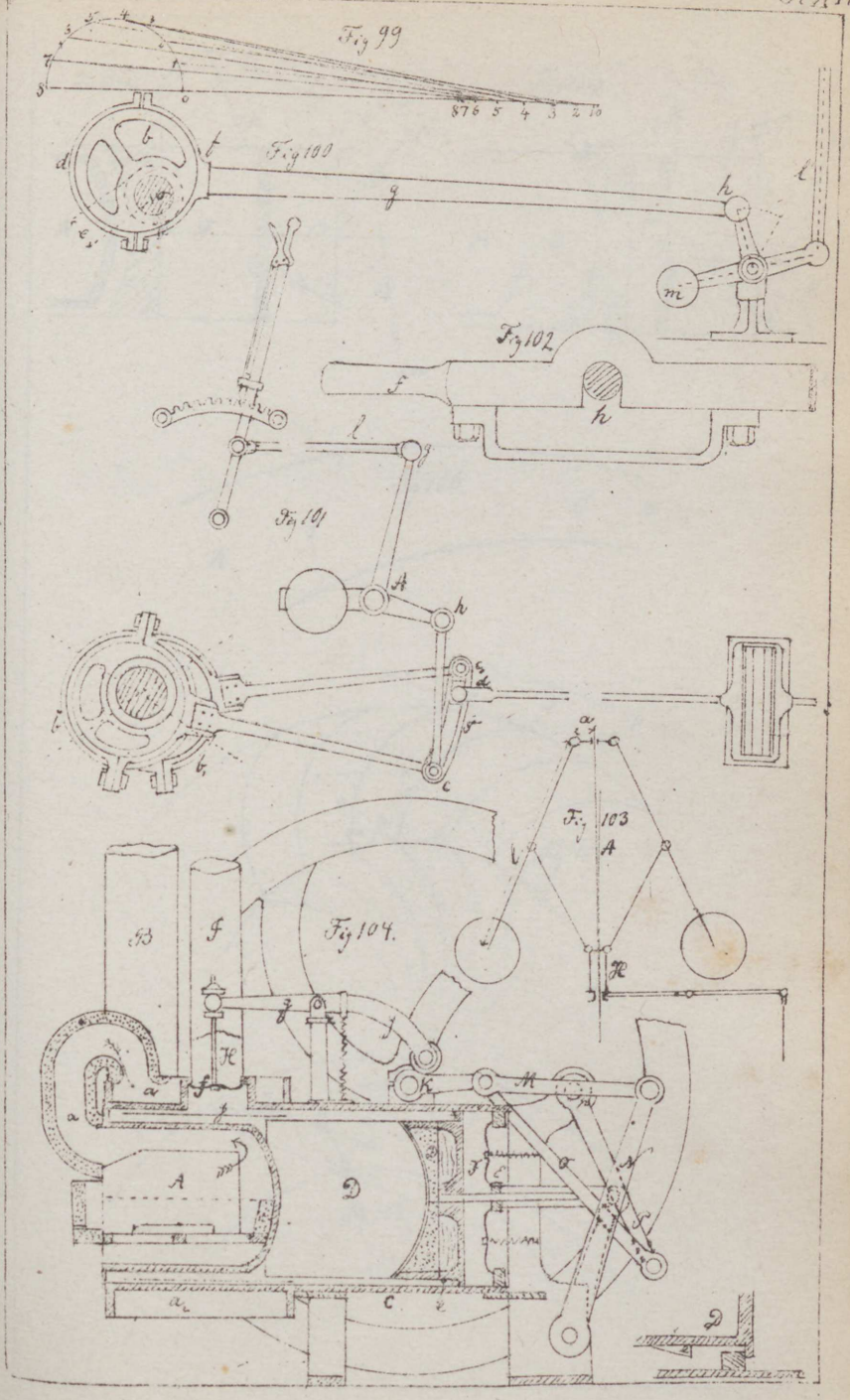
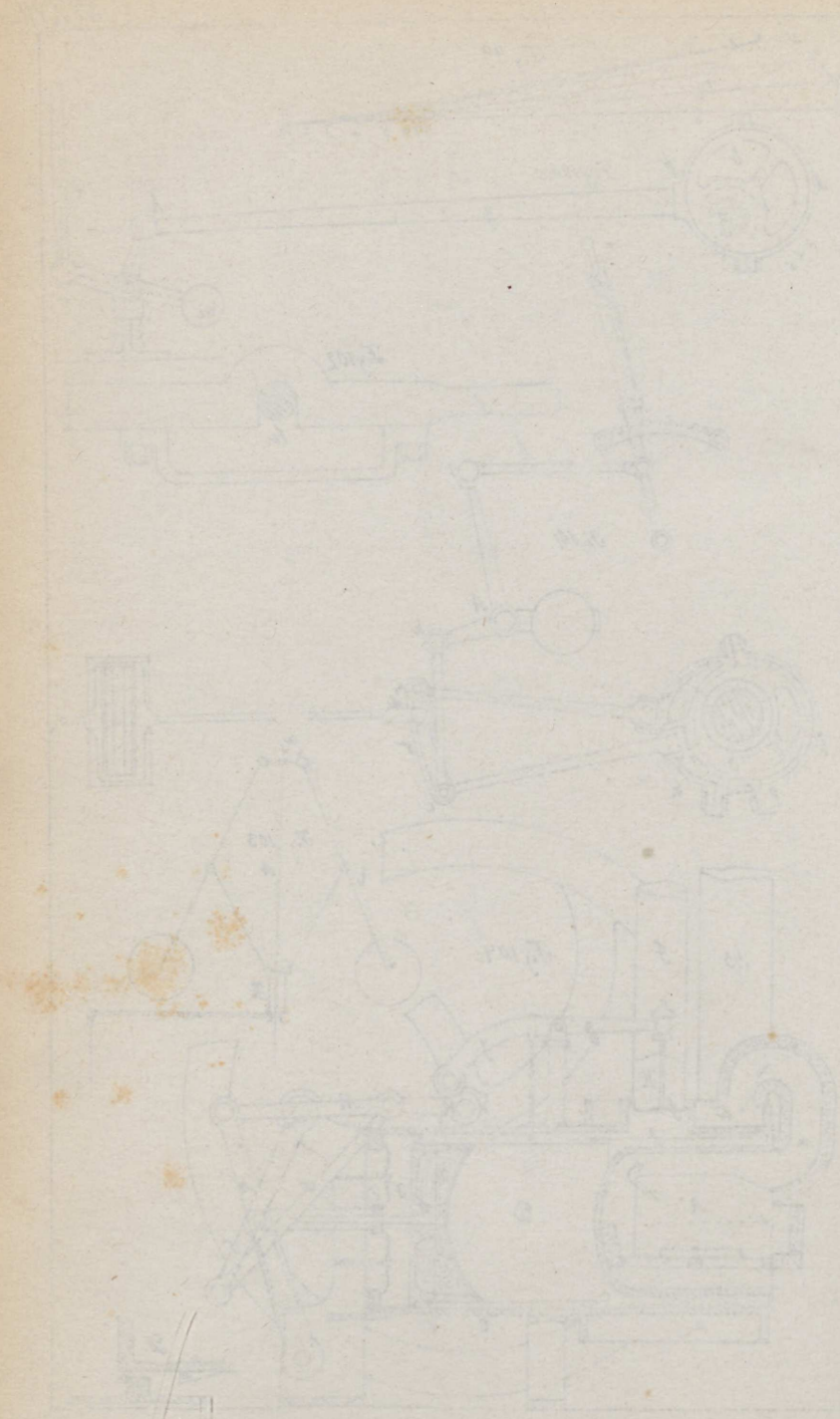


Fig 99
Fig 100
Fig 102
Fig 101
Fig 103
Fig 104.



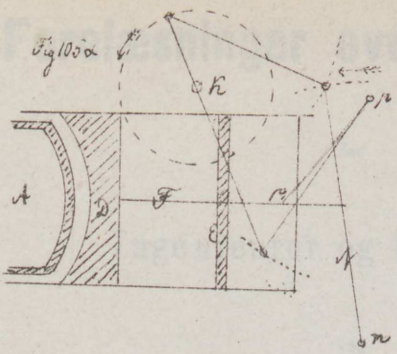


Fig 105 α
K
A
D
F
N
m

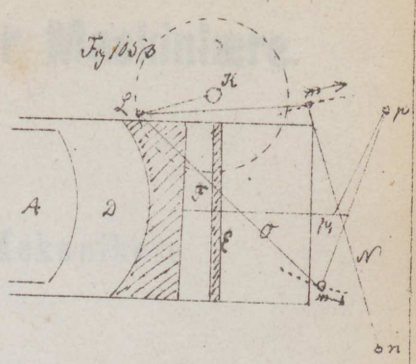


Fig 105 β
K
A
D
F
N
m

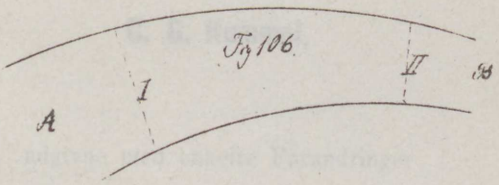


Fig 106.
A
I
II
B

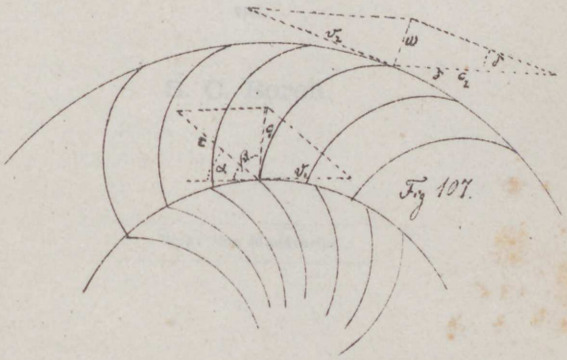


Fig 107.

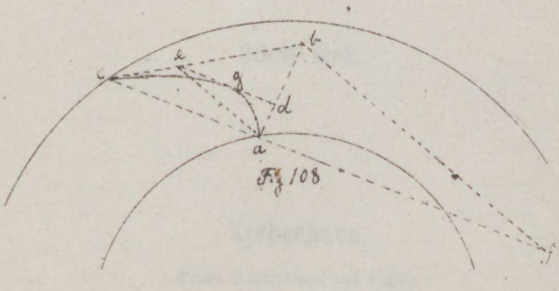
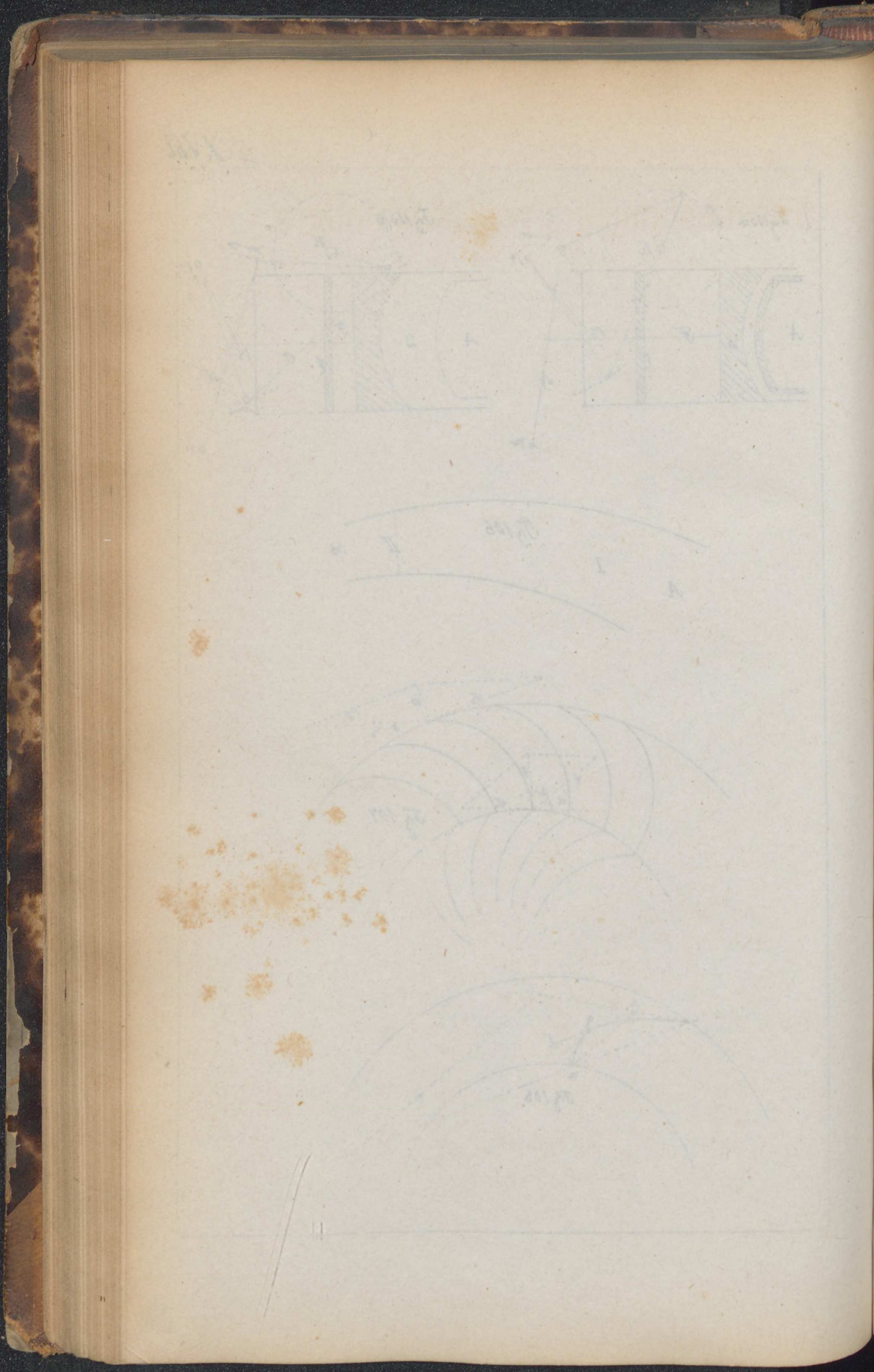


Fig 108



Forelæsninger over Maskinlære

for

Ingeniëurer og Mekanikere

ved

C. G. Hummel,

udgivne med enkelte Forandringer

ved

S. C. Borch.

Trykt som Manuskript.

2den Del.

Kjøbenhavn.

Triers Bogtrykkeri ved Schou.

1875.

Indhold.

Pag.

Construction og Dimensioner af Maskindele 1

A. Dele som tjene til Befæstelse 1

1) Skruer 1

2) Spiger og Søm 2

3) Nitninger 3

B. Dele som tjene til Styring og Overførelse af Bevægelse 4

1) Tapper 4

a) Bæretapper 4

b) Sportapper 8

c) Tapper med sammensat Paavirkning 8

2) Axler 9

a) Bæreaxler 9

b) Omdreiningsaxler 11

3) Tapleier 17

a) Leier med horizontal Axe 17

b) Leier med vertical Axe 19

4) Koblinger 21

a) faste Koblinger 21

b) udløselige Koblinger 25

5) Skiver med Remme, Snore, Traadtouge eller Kjæder 27

a) Remme 27

b) Snore 38

c) Traadtouge 38

d) Kjæder 41

6) Tandhjul 43

7) Exentriker 56

8) Krumtapmekanismen 60

a) Krumtappen 60

b) Forbindelsesstangen 63

c) Stempelstangen 65

d) Krydshovedet 67

9) Balancer (Svingbomme) 72

10) Dimensioner af vertikale Vandhjuls enkelte Dele 74

C. Dele der tjene til Modification af Bevægelse 76

1) Midler til at sætte i og ud af Indgribning 76

2) Vexling af Bevægelsens Retning 79

Pag.

D. Dele der tjene til at gjøre Bevægelsen regelmæssig 80
1) Svinghjul 80
2) Regulatorer 85
a) Centrifugalregulatoren 86
b) Luftregulatoren 91
c) Vandregulatoren 92
d) Cataracten 92
e) Pendulregulatoren 93
f) Vindfanget 93
E. Forskjellige andre Dele, der finde Anvendelse ved Maskiner . . . 94
1) Rør 94
2) Haner 97
3) Ventiler 98
4) Stempelpakninger og Stoppebøsninger 100
Arbeidsmaskiner 102
A. Maskiner til at løfte og flytte faste Legemer 102
1) Tridseværker 102
2) Spil og Vinder 107
3) Kraner 109
a) faststaaende Kraner 109
b) transportable Kraner 120
4) Donkrafte 121
B. Maskiner til Løftning af Vand 122
1) Haandredskaber 122
2) Kjædepumper 123
3) Archimedes Skrue 124
4) Norier 126
5) Øsehjul 126
6) Centrifugalpumper 128
7) Stempelpumper 135
C. Maskiner til Sammentrykning og Bevægelse af Luft 139
1) Cylinderblæseren 139
2) Centrifugalblæseren 142
D. Forskjellige andre Maskinanlæg 143
1) Stampeværker 143
2) Oliemøller 145
3) Kornmøller 148
4) Saugmøller 151
5) Slibemøller 152

Construktion og Dimensioner af Maskindele.

A. Dele, som tjene til Befæstelse.

1) Skruer.

Skruer til Brug for Befæstelse kunne paavirkes paa 2 Maader:

a) Til Overrivning af Skruespindlen og *β*) Gængernes Afrivning fra Spindlen.

Er Kraften, der virker efter Skruens Længde = P ℔, saa kan man med tilstrækkelig Sikkerhed byde Spindelen en Spænding = 3850 ℔ pr. □ Tomme af Tværsnittet. Sættes Spindlens Diameter = d Tommer, har man altsaa

$$P = 3850 \cdot \frac{\pi}{4} d^2 = 3023\ d^2$$

eller

$$d = 0.0182 \sqrt{P} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (1)$$

d i Tommer	P i ℔	d i Tommer	P i ℔
$\frac{1}{4}$	189	$\frac{3}{4}$	1700
$\frac{5}{16}$	295	1	3023
$\frac{3}{8}$	425	$1\frac{1}{4}$	4723
$\frac{7}{16}$	579	$1\frac{1}{2}$	6802
$\frac{1}{2}$	756	2	12092

For at Møttriken skal holde lige saa godt mod Afrivning fra Spindlen sættes dens Høide, naar Gængerne ere skarpe = 0.7 d, naar de ere af rectangulairt Tværsnit = d eller større, indtil $\frac{4}{3}$ d. Møttriken gjøres gjerne sexkantet, og Sexkantens mindste Diameter d_1 bliver 0.2 + 1.4 d Tom. Boltehovedet erholder samme Diameter og en Høide mindst = $\frac{1}{2}$ d.

Møttriker for store Skruer erholde en Skive mellem sig og den Flade, hvorimod trækkes an; Skivens Diameter = $\frac{5}{4}$ d_1 og Tykkelsen = $\frac{1}{10}$ d_1.

Skruer til at fæste i Træ.

Sættes Skruens Diameter paa Gængens Yderkant = d Tommer, den Del af Længden, der fæster i Træet = l Tommer, saa er Skruens Modstand P efter Karmarsch bestemt ved

$$P = K \cdot d\, l^{\frac{3}{4}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (2)$$

De Værdier af K ved hvilke Skruen oprives ere følgende:

	Brudlast K	
	Endetræ	Tvertræ
for Fyr	1940	2910
— Lind	2640	3730
— Hvidbøg . . .	3900	6140
— Rødbøg . . .	2890	4120
— Eg	3420	3910

For at finde den Belastning, man med Sikkerhed tør byde Skruen, indføres i Formlen $\frac{1}{3}$ til $\frac{1}{8}$ af den i Tabellen angivne Værdi af K.

2) Spiger og Søm.

Disses Sammenholdskraft beregnes paa lignende Maade. Dersom det Stykke af Sømmet eller Spigeret der er drevet ned i Træet, har Brede b, Tykkelse t og Længde l, saa er Modstanden mod Oprivning

$$P = K_1 (b + t)\, l \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (3)$$

hvor P er $\frac{3}{4}$, b, t og l Tommer.

	Brudlast K_1	
	Befæstelse i Endetræ	Befæstelse i Tvertræ
for Fyrretræ . .	490	870
— Lindetræ . .	490	920
— Rødbøg . . .	940	1460
— Hvidbøg . . .	1140	1600
— Eg	1400	1950

Ogsaa her findes den sikkre Belastning ved at regne med $\frac{1}{3}-\frac{1}{8}$ af den i Tabellen angivne Værdi af K_1.

3) Nitninger.

a) Enkelte Nitterækker (Fig. 1).

Ved disse er der paa tre Steder Fare for Overrivning; der bør indtræde samme Spænding i Materialet paa alle disse Steder.

α) Nittens Overklipning ved Forskydning. Er Nittens eller Boltens Diameter = d, saa udtrykkes Kraften P paa 1 Nitte ved:

$$P = k_1 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2.$$

β) Sættes Afstanden mellem Nitterne, maalt fra Midte til Midte = e, Pladetykkelsen = δ, kan Kraften P, der virker til Overrivning af det Stykke Plade, der ligger mellem to Nitter, skrives:

$$P = k_2 \cdot \delta\,(e - d).$$

δ) For hver Nitte er der to Flader, af Længde e lig Afstanden fra Boltens Midte til Kanten af Pladen, der yde Modstand mod Overrivning ved Forskydning, deres Areal er = 2 δ e_1 og man har da

$$P = k_3 \cdot 2\,\delta\,e_1.$$

Regnes nu samme Modstand mod Forskydning som mod Overrivning, skal man have $k_1 = k_2 = k_3$, altsaa:

$$\frac{\pi}{4}\,d = \delta\,(e - d) = 2\,\delta\,e_1 \quad \ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

Man fyldestgjør ved Dampkjedler denne Betingelse tilnærmende ved at sætte:

$$d = 0.15 + 1.5\,\delta,\quad e = 0.4 + 2\,d \text{ og } e_1 = 1.5\,d \quad (5)$$

Nittens runde Hoved gives Diameter = 1.8 d, Høide = 0.6 d. Det tilspidsede Hoved, om et saadant bruges, Diameter = 2 d og Høide = 0.8 d. For at danne Hoved paa en Nitte, efter at den er stukket igjennem Pladen, behøves et Stykke Bolt af Længde = 1.1 d.

Formlerne (5) stemme med practisk Brug ved Sammennitning af Dampkjedelplader.

b) Dobbelte Nitterækker.

Fig. 2 viser, at der falder 2 Nitter af Diameter d paa Afstanden e; Afstanden mellem Naglerne kan følgelig gjøres større,

hvorved Forbindelsen bliver stærkere, end hvis man brugte enkelt Nitterække. For hver Afstand e bliver der desuden 4 Stkr. Flader: *a*, *b*, *c* og *g* at overrive ved Forskydning, naar man lader Nitterne vexle som i Figuren; sættes derimod Nitterne lige bag hinanden faaes kun 2 Flader, saa lange som b og c. I første Tilfælde kan Afstanden mellem de to Rækker Nitter altsaa gjøres mindre end i sidste.

For det i Figuren optegnede Tilfælde er $e = 0.8 + 3\ d$.

c) Vinkelforbindelser.

Fig. 3 viser 2 Plader, forbundne ved et Vinkeljern. Som Dimensioner for dette kan tages:

$h = 1 + 4.5\ \delta$,

Tykkelsen inderst $t_1 = \frac{8}{7}\ \delta$.

Tykkelsen yderst $t = \frac{6}{7}\ \delta$,

for $\delta =$ $\frac{1}{4}$, $\frac{5}{16}$, $\frac{3}{8}$, $\frac{1}{2}$ Tommer,

bliver $h = 2.13$, 2.41, 2.69, 3.25 Tommer,

iøvrigt maa man vælge Vinkeljern saa nær som muligt efter det Anførte iblandt de Dimensioner, der gaae i Handelen.

Fig. 4 viser en anden Form af Vinkeljern, som bruges en Del, og som ved lige Dimensioner er fuldt saa stærk som Formen Fig. 3.

Undertiden bruges ved Dampkjedler at samle en plan Endeplade *A* med en cylindrisk Plade *B* ved at drive Kanten paa den første op og nitte gjennem denne Kant (se Fig. 5).

B. Dele, som tjene til Styring og Overførelse af Bevægelse.

1) Tapper.

Tapper kaldes de Maskindele, ved hvilke Axlerne hvile paa deres Understøtninger; de ere altid Omdreiningslegemer og oftest Cylindre. Efter den Maade, hvorpaa Tapperne paavirkes af Kræfter, inddeles de i Bæretapper og Sportapper.

a) Bæretapper ere saadanne, som paavirkes af Tryk lodret paa Længderetningen. De ere oftest horizontaltliggende.

Fig. 6 viser en horizontal Tap, der lider Tryk lodret paa sin Længderetning; den har Cylinderform med Længde fra

Brystet til det yderste Anlægspunkt = l og Diameter = d
Trykket, der virker paa den, sættes = P.

a) Beregningen kan støttes paa følgende Betragtning: Ved Forsætning af Axlen eller af Panden kan det skee, at Trykket kommer til at virke i Tappens yderste Anlægspunkt o: paa en Vægtstangsarm af Længden l til at bryde Tappen. For dens Beregning har man altsaa:

$$P\,l = \frac{R}{r} \cdot \frac{\pi\, r^4}{4} = R \cdot \frac{\pi\, d^3}{32},\ \text{o: } P = R\,\pi \cdot \frac{d^3}{32\,l} \qquad (6)$$

hvor R betegner den Spænding man med Sikkerhed tør byde Materialet paa □ Tommen af Tappens Tværsnit, d og l ere angivne i Tommer.

Sættes Forholdet $\frac{l}{d} = \varphi$, bliver Formlen:

$$P = \frac{R\,\pi}{32} \cdot \frac{d^2}{\varphi} \ldots\ldots\ldots\ldots (7)$$

Nu sættes med en Sikkerhedsgrad = ca. 6 fra Brudgrændsen:

For Smedejern R = 7650 ℔
— Støbejern R = 5100 -
— Staal R = 10200 -

Herved erholdes:

$$\left.\begin{array}{ll} \text{for Smedejerns Tapper} & P = 750 \cdot \frac{d^2}{\varphi},\ \text{og } d = 0.0365 \sqrt{\varphi\, P} \\ \text{for Støbejerns Tapper} & P = 500 \cdot \frac{d^2}{\varphi},\ \text{og } d = 0.045 \sqrt{\varphi\, P} \\ \text{for Staaltapper} & P = 1000 \cdot \frac{d^2}{\varphi},\ \text{og } d = 0.0316 \sqrt{\varphi\, P} \end{array}\right\} \qquad (8)$$

Størrelsen $\varphi = \frac{l}{d}$ gjøres for svære, langsomt vendende Tapper = 1, men ellers gjøres l > d, fordi Tappen dog i Reglen hviler mod Bakken efter sin hele Længde, og man ønsker at fordele Trykket paa en stor Flade, at Tappen ikke skal slides for stærkt.

Sædvanligt gjøres $l = 0.40 + 1.2\ d$ Tommer . . . . . (9)

Fremspringet af Brystet e (se Tegningen) er sædvanligt:

$$e = 0.12 + 0.07\ d \text{ Tommer} \ldots\ldots\ldots (10)$$

Følgende Tabel, udregnet efter de ovenstaaende Formler, tjener til umiddelbart at bestemme Dimensionerne af Tapper, naar Trykket P er givet:

d Tom.	l Tom.	e Tom.	P i ℔ Smede-jern	P i ℔ Støbe-jern	d Tom.	l Tom.	e Tom.	P i ℔ Smede-jern	P i ℔ Støbe-jern
$\frac{1}{3}$	0.80	0.14	35	—	$2\frac{3}{4}$	3.70	0.31	4215	2810
$\frac{1}{2}$	1.00	0.16	94	—	3	4.00	0.33	5063	3375
$\frac{3}{4}$	1.30	0.17	244	—	$3\frac{1}{4}$	4.30	0.35	5987	3992
1	1.60	0.19	469	—	$3\frac{1}{2}$	4.60	0.37	6990	4660
$1\frac{1}{4}$	1.90	0.21	771	—	$3\frac{3}{4}$	4.90	0.38	8071	5381
$1\frac{1}{2}$	2.20	0.23	1150	767	4	5.20	0.40	9231	6154
$1\frac{3}{4}$	2.50	0.24	1608	1072	$4\frac{1}{2}$	5.80	0.44	11783	7855
2	2.80	0.26	2143	1428	5	6.40	0.47	14648	9766
$2\frac{1}{4}$	3.10	0.28	2756	1837	$5\frac{1}{2}$	7.00	0.51	17826	11884
$2\frac{1}{2}$	3.40	0.30	3446	2298	6	7.60	0.54	21316	14210

En Staaltap kan under lige Forhold bære dobbelt saa meget som en Støbejernstap; man kan derfor finde en Staaltaps Dimensioner ved under Rubriken Støbejern at opsøge en Vægt = det Halve af den foreliggende Taps Belastning. Skal f. Ex. en Staaltap lide Tryk P = 6300 ℔, saa giver Tabellen for en Støbejernstap med Tryk = 3150 ℔: d = 3 Tom., l = 4 Tom., e = $\frac{1}{3}$ Tom. Dette er da netop den foreliggende Staaltaps Dimensioner.

Vandhjuls Tapper slides meget, der regnes derfor med et Tryk, der er $1\frac{1}{2}$ Gang det virkelige; de kunne ikke tages efter Tabellen, idet man giver dem en Længde = Diametren, altsaa $\varphi = 1$.

Paavirkes Tapper af stærke Stød, f. Ex. Tapperne for Hammeraxler, saa erholde de endnu større Dimensioner paa Grund af det Tryk, de lide ved Stødene, hvilket vanskeligt lader sig beregne.

β) Ved alle nøiagtigt udførte Maskinerier vil sjeldent eller aldrig det Tilfælde indtræde, at Tappen kommer til at hvile mod

Leiet i hele sin Længde. Hermed faaes med samme Betegnelser som ovenfor:

$$\frac{1}{2} P l = R \frac{\pi d^3}{32} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (11)$$

Her vælges dog R. noget mindre end før, nemlig:

for Smedejern $R = 6000$ ℔
— Støbejern $R = 4000$ ℔
— Staal $R = 8000$ ℔ $\Big\}$ . . . . . (12)

Tappen vil da ikke brydes, selv om det Tilfælde for en kort Tid indtraadte, at den væsentlig kom til at hvile paa sin yderste Rand.

En Tap understøttet i begge Ender, som vist i Fig. 7, vil naar P og φ have samme Værdier som for Tappen (Fig. 6) kun faa halv saa stor Diameter som denne, naar den beregnes med samme Sikkerhed. For Sliddets Skyld vil man dog her gjøre vel i at benytte en større Værdi af φ end for almindelige Tapper.

Bæretappens Befæstelse til Axlerne. Fig. 8 viser en Spidstap af Smedejern indsat i en Træaxel. Den indsættes i Axlen efter at der boret for den, og derefter paadrives Jernringene *r*, helst varme, saa at de sammenpresse Træet ved deres Afkøling. Hvis det behøves, kan man derefter inddrive Jernkiler i Enden af Axlen. Dette Slags Tapper bruges kun ved lette Tryk.

Fig. 9 fremstiller en enkelt Krykketap *A*. Den indsættes i et i Axlen indhugget Hul af Længdegjennemsnit *e f g h* og Tversnit *a b c d*. Naar Tappen er indlagt i Hullet, indsættes et Stykke Træ *i*, og Ringe *r* anbringes udvendigt paa Axlen, hvorpaa den forkiles. Tappen er sædvanligt af Smedejern.

Fig. 10 viser en dobbelt Krykketap, den indsættes paa lignende Maade som Fig. 9, kun at der tillige stemmes et firkantet Hul i Axlen for den ene Krykkearm.

Fig. 11 er Tegning af en Klodstap *C*; den indlægges fra Siden af Axlen, ligesom Krykketappe: der bores for en Bolt *a b*, som trækkes til med Møttriken *b*, der trykker paa en bred Mellemplade.

Fig. 12 og 13 vise en enkelt og en dobbelt Bladtap af Støbejern til at anbringes i Træaxler. For at anbringe dem

bores der for Kjernen og stemmes ud for Bladene, Tappen drives ind i Axlen, Ringe anbringes udenom denne og Kiler inddrives i Endefladen.

Bladtappe med Blade ved begge Ender kunne ogsaa bruges til at forbinde to Træaxler. Forbindelsestappen maa hvile i et Tapleie.

Smedejerns Tapper indsættes i Støbejerns Axler eller Nav paa forskjellig Maade

Ved svære hule Støbejerns Axler kunne Tapper af Støbejern, som man undertiden bruger, indsættes paa den Maade, som er viist i Fig. 14. Tappen er støbt i Eet med Bundstykket og derefter er Tappen og den Del, der skal passe indvendigt i den hule Axel, afdreiede, samt Bundstykket skruet til Kraven paa Axlen.

Solidere er det at indsætte en Smedejerns Tap i Bundstykket, end at støbe Tappene i Eet med dette.

Fig. 15 viser en Smedejernstap indsat direkte i en Støbejerns Axel og hefæstet dertil med en Kile.

b) Verticale Axeltapper, Sportapper, ere saadanne, der paavirkes af Tryk efter Længden. De beregnes efter det Tryk pr. □ Enhed de kunne taale uden at gnave eller gnaves af det Spor, hvori de gaa; man regner sædvanligt 1370 ℔ pr. Qvadrattommen af Tappens Endeflade.

c) Naar Tappen samtidigt paavirkes baade af Tryk lodret paa Længderetningen og efter Længden, saa beregnes de efter begge Tryk, hver for sig; det der giver den største Dimension, er da tillige det, der bestemmer Tappens Dimensioner.

Skal en saadan Tap befæstes til en Træaxel, saa kan den dannes som Bladtap og indsættes paa den ovenfor omtalte Maade, eller, hvis den er af Smedejern, befæstes paa den i Fig. 16 viste Maade; Tappen *a* er smedet i et Stykke med de 2 Grene *b*, som ere befæstede til Axlen ved Bolte, og yderligere fastholdt ved den firkantede Ring *c*, som i alle 4 Hjørner kan spændes sammen om Axlen.

I Støbejernsaxler indsættes Sportappe enten ved at skrue dem op i Endefladen eller bedre ved at give dem en conisk Forlængelse, som passer nøiagtigt i et coniskt Hul i Axlen, indsætte dem paa deres Plads og befæste dem ved en Kile eller Bolt.

Sportappen afrundes ofte for Enden, hvorved man kan opnaa, at Trykket paa Arealenhed bliver mindre end det vilde blive paa en plan Endeflade med samme Diameter. Man bliver derved istand til at formindske det af Frictionen consumerede Arbeide.

2) Axler.

De kunne inddeles i Bæreaxler og Omdreiningsaxler.

a) Ved Bæreaxler forstaaes saadanne, ved hvilke Kræfterne alene eller i det Væsentlige virke til Bøining af Axlen. De gjøres netop lige saa stærke som deres Tapper. Fig. 17 forestiller en Axel med sine Tapper, B et Hjul, en Balance eller deslige; betegner P Trykket, som ved Vægten deraf i Forbindelse med Indgribning af Kræfter paa samme udøves i Tappens Endepunct, saa er, naar Tappen er beregnet efter Formlerne 8,

$$P\,l = R \cdot \frac{\pi\, d^3}{32} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (6)$$

Er Axlen af samme Materiale som Tappen, og er den af cirkelformigt Tversnit, saa bestemmes Diametren y for Tversnittet $m\ n$, der ligger i Afstand x fra Tappens yderste Endepunct ved Ligningen: $P\,x = R \cdot \frac{\pi\, y^3}{32}$

Af disse Ligninger erholdes:

$$y^3 = d^3 \frac{x}{l},\ \text{o: } y = d \sqrt[3]{\frac{x}{l}} \quad \ldots\ldots\ldots (13)$$

Herved faaes Axlens Contour som cubisk Parabel, hvis Axe er $I\,K$ og hvis Toppunct ligger i I. Man pleier imidlertid at give Axlen en retliniet Contour, der nærmer sig til den anførte Form, men kun er lidt mere stiv. Det sker saaledes: Sættes Afstanden fra Endeu af Tappen til Tyngde- eller Virkningspunctet af B lig l_1 og Diametren paa dette Sted $= d_1$, saa bliver ifølge (13):

$$d_1 = d \sqrt[3]{\frac{l_1}{l}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (14)$$

Nu afsættes $e\,f = d_1$ som Diameter ved Hjulet, og $g\,h =$ Diameter af Tappens Bryst, hvorefter Axlens Contour dannes ved Retlinierne $g\,f$ og $h\,e$.

Er en Axel af Længde L (Fig. 18) belastet med lige store Vægte P paa to Steder c og c_1 beliggende i lige Afstande l_1 fra Tappernes yderste Anlægspuncter, saa bliver ifølge (14) Diametren af Axlen paa hvert af de nævnte Steder

$$d_1 = d \sqrt[3]{\frac{l_1}{l}}$$

og Axlens Form henad mod Enderne dannes paa den ovenanførte Maade, som afkortede Kegler. For et vilkaarligt Snit c_2, beliggende i Afstanden $x > l_1$ og $< L - l_1$ bliver det statiske Moment af de virkende Kræfter:

$$P\,x - P\,(x - l_1) = P\,l_1$$

eller det samme som for Snittene c og c_1. Som Følge heraf bør ogsaa Tversnittene blive de samme, o: Axlen bliver cylindrisk imellem disse Snit.

Overhovedet vil man let for en hvilkensomhelst Fordeling af Belastningen kunne bestemme Axlens Dimensioner efter den techniske Mekaniks Formler for et Prisme understøttet ved begge Ender og paavirket af bøiende Kræfter.

Er man ved Beregningen for Tappernes Dimensioner gaaet ud fra, at de skulle være af Smedejern, og Axlen skal være af et andet Materiale, saa haves ifølge Ligning (6):

$$P\,l = k\,d^3$$

og

$$P\,x = k_1\,y^3,$$

hvoraf: $y^3 = \frac{k}{k_1} \cdot \frac{x}{l}\,d^3$ og for $x = l_1$; $d_1^3 = \frac{k}{k_1}\,\frac{l_1}{l}\,d^3$

altsaa bliver: $d_1 = \sqrt[3]{\frac{k}{k_1}} \cdot d \cdot \sqrt[3]{\frac{l_1}{l}}$ . . . . . (15)

$k = R\,\frac{\pi}{32}$ er her Coefficienten i (8) for Smedejerns Tapper = 750, og k_1 den tilsvarende Størrelse for Axlens Materiale.

Skal Axlen da være Støbejern, saa er $k_1 = 500$, altsaa $\sqrt[3]{\frac{k}{k_1}} = \sqrt[3]{1.5} = 1.145$.

Skal Axlen vare af Træ, Eg eller Fyr, saa sættes $k_1 = 75$, følgelig $\sqrt[3]{\frac{k}{k_1}} = \sqrt[3]{10} = 2.15$.

Iøvrigt maa saadanne Axlers Dimensioner ved Enderne være saa store, at den Smedejerns Tap kan anbringes fast i Axlen,

Træaxler gjøres ofte af andre Hensyn sværere end denne Beregning giver dem. Vil man i Stedet for en massiv Bæreaxel af Støbejern anbringe en hul, saa spares herved Materiale. Sættes den hule Axels ydre Diameter = D, dens indre = D_1, saa veed man, at denne Axel og en massiv af Diameter d_1 og samme Materiale blive lige sikkre mod Brud, naar

$$d_1^3 = \frac{D^4 - D_1^4}{D}$$

Sættes $\frac{D_1}{D} = \psi$ ɔ: $D_1 = D$, saa bliver:

$$d_1^3 = \frac{D^4 (1 - \psi^4)}{D} = D^3 (1 - \psi^4) \text{ ɔ: } D = d_1 \sqrt[3]{\frac{1}{1 - \psi^4}} \quad (16)$$

For Bæreaxler sættes sædvanligt $\psi = 0.6$, hvorved

$\sqrt[3]{\frac{1}{1 - \psi^4}} = 1.047$ ɔ: $D = 1.047\ d_1$ og $D_1 = 0.628\ d_1$

ɔ: Besparelsen i Materiale omtrent 30 pCt.

Undertiden gives Støbejerns Bæreaxler Former som Fig. 19 a eller b. Saadanne Axlers Dimensioner vil man let kunne beregne paa den Maade, at man først beregner en rund massiv Axels, og derpaa giver den søgte Axels Tversnit samme Modstandsevne som det tilsvarende Snit af den runde Axel.

b) Omdreiningsaxler. Herved forstaaes Axler, der skulle forplante Omdreiningsbevægelse, og som altsaa paavirkes af snoende Kræfter. Ved saadanne Axlers Beregning er der 2 Eorhold at tage Hensyn til, nemlig dels Styrken, idet Overanstrængelse af Materialet maa undgaaes, og dels Stivheden, idet Axlen ikke maa sno sig (fjedre sig) for stor en Vinkel under Kræfternes Indvirkning. Det er kun ved lange Axler at Hensynet til Stivheden faaer Indflydelse paa Dimensionerne; ved korte Axler ville de Dimensioner, som Styrkehensynet kræver, tillige medføre den fornødne Stivhed.

Ved Beregningen af Omdreiningsaxlen skjælnes mellem svære Axler ɔ: saadanne som ligge i første Indgribning med en uorganisk Bevægkrafts Modtager, eller med Arbeidsmodstandens Maskinaxel, altsaa Axler, der ere underkastede Stød ved Igangsætning og Standsning. De mellem disse liggende Axler kaldes lette Axler.

Naar Axler understøttes paa flere Steder, der ligge imellem

Kraftens og Modstandens Angrebspunkter, saa maa Understøttelseshalsenes Diameter være den samme som Axlens, naar denne er rund og massiv; er den hul og Halsene massive, hvilket dog sjeldent er hensigtsmæssigt, bør Halsenes Modstand mod Snoning være lig Axlens. Er Axlen endelig massiv og firkantet i Tversnittet, saa maa Qvadratets Sidelinie sættes lig Halsens Diameter, og da er det denne, der skal beregnes.

Som Følge af det Anførte er det af Vigtighed, at de Halse, der ligge mellem Axlens Indgribningssteder, ikke slides synderligt. Man gjør derfor ogsaa disse Halse noget længere, end Tapper ved Bæreaxler; naar Diametren af dem er under 4 Tommer, bestemmes Længden efter Formlen

$$l = 0.40 + 1.4\ d \text{ Tommer} \quad \ldots\ldots\ldots (17)$$

Brystringens Høide bliver $e = 0.12 + 0.07\ d$, dens Brede $= 1.5\ e$.

a) Axlens Beregning efter Styrkehensynet. Man faaer for en cylindrisk Axel:

$$P\ R = T \cdot \frac{\pi\ d^3}{16}$$

hvor P er Kraften i ℔, R dens Radius i Tommer, d Axeldiametren i Tommer og T den ved Snoningen frembragte Spænding pr. Qvadrattomme.

Istedetfor $T \cdot \frac{\pi}{16}$ sættes efter Erfaring en sikker lav Værdi, nemlig for Smedejerns Axler 574.8, for Støbejerns 287.1 ℔, hvilket svarer til henholdsvis $T = 2930$ ℔ og $T = 1465$ ℔. Man faaer herved en meget høi Sikkerhedsgrad, men det sker, for at Axlerne ikke skulle fjedre sig ved Snoningen.

Man har altsaa: for lette Smedejerns Axler:

$$\left.\begin{array}{l} P\ R = 574.8\ d^3 \text{ og } d = 0.1203 \sqrt[3]{P\ R} \\ \text{for lette Støbejerns Axler:} \\ P\ R = 287.4\ d^3 \text{ og } d = 0.1515 \sqrt[3]{P\ R} \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots (18)$$

For svære Axler regnes halv Værdi af Sikkerhedscoefficienten, man faaer altsaa:

for svære Smedejerns Axler:

$$\left.\begin{array}{l} P\,R = 287.4\ d^3 \text{ og } d = 0.1515\ \sqrt[3]{P\,R} \\ \text{og for svære Støbejerns Axler:} \\ P\,R = 143.7\ d^3 \text{ og } d = 0.191\ \sqrt[3]{P\,R} \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (19)$$

Disse Formler tjene til at beregne d, naar P og R ere givne. Men Formlerne kunne gjøres simplere for det Tilfælde at ikke P og R, men det Antal Hestes Kraft N, som Axlen skal forplante og det Antal Omdreininger n, den gjør i Minutet, ere givne.

Hastigheden i Fod pr. Secund, svarende til Radius R i Tommer bliver da:

$$v = \frac{2\,\pi\,R\,n}{60 \times 12}$$

Arbeidsmængden i Secundet

$$P\,v = \frac{2\,\pi\,R\,n}{60 \times 12}\,P,$$

og Antallet af Hestes Kraft

$$N = \frac{2\,\pi\,R\,n}{60 \times 12 \times 480}\,P,$$

hvoraf:

$$P\,R = 55004\,\frac{N}{n}, \text{ og } \sqrt[3]{R\,P} = 38.03\,\sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

Indsættes disse Værdier i ovenanførte Formler, faaer man:

For svære Støbejerns Axler:

$$\frac{N}{n} = 0.002613\ d^3, \text{ og } d = 7.26\,\sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

For lette Støbejerns og svære Smedejerns Axler:

$$\frac{N}{n} = 0.005225\ d^3 \text{ og } d = 5.76\,\sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

og for lette Smedejerns Axler:

$$\frac{N}{n} = 0.010450\ d^3 \text{ og } d = 4.57\,\sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

Af disse Formler sees, at jo større Omdreiningshastighed man giver Axlen, desto lettere bliver den.

Følgende Tabel er beregnet efter de anførte Formler:

d i Tommer	Lette Smedejerns Axler		Lette Støbejerns og svære Smedej. Axler		Svære Støbejerns Axler	
	P R $\sqrt[3]{}$"	$\frac{N}{n}$	P R $\sqrt[3]{}$"	$\frac{N}{n}$	P R $\sqrt[3]{}$"	$\frac{N}{n}$
1	575	0.01045	287	0.00522	—	—
$1\frac{1}{2}$	1950	0.03527	975	0.01763	—	—
2	4598	0.08360	2299	0.04180	1150	0.0209
$2\frac{1}{2}$	8980	0.1633	4490	0.0816	2245	0.0408
3	15520	0.2822	7760	0.1411	3880	0.0706
$3\frac{1}{2}$	24644	0.4480	12322	0.2240	6161	0.1120
4	36787	0.6688	18394	0.3344	9197	0.1672
$4\frac{1}{2}$	52378	0.9523	26189	0.4761	13094	0.2381
5	71850	1.3060	35925	0.6530	17962	0.3265
$5\frac{1}{2}$	95600	1.7388	47800	0.8694	23900	0.4387
6	124160	2.2576	62080	1.1288	31040	0.5644
$6\frac{1}{2}$	157800	2.8700	78900	1.4350	39450	0.7175
7	197160	3.5848	98580	1.7924	49290	0.8962
$7\frac{1}{2}$	240440	4.4092	120220	2.2046	60610	1.1023
8	294320	5.3512	147160	2.6756	73580	1.3378
$8\frac{1}{2}$	—	—	176500	3.210	88250	1.605
9	—	—	207700	3.810	103850	1.905
$9\frac{1}{2}$	—	—	246400	4.480	123200	2.240
10	—	—	287400	5.226	143700	2.613
$10\frac{1}{2}$	—	—	332800	6.048	166400	3.024

Det er ikke altid, at man behøver den store Sikkerhedsgrad. som Formlerne (18) eller (19) give. Ved saadanne Axler, hvor Bipaavirkninger, der ikke lade sig indføre i Beregningen, kunne gjøre sig gjældende i nogen væsentlig Grad, vil man gjøre vel i at anvende høi Sikkerhed; dette er navnlig Tilfældet ved Axler med ringe Diameter. Er derimod Axlens Paavirkning af en saadan Beskaffenhed, at den fuldstændig lader sig bestemme, og navnlig naar tillige Axeldiametren er stor, saa at smaa Bipaavirkninger ingen kjendelig Betydning faae, saa kan man nøies med en betydelig mindre Sikkerhedsgrad, man kan saaledes sætte:

for Smedejern $T = 6000\ \sqrt[3]{}$,

for Støbejern $T = 4000\ \sqrt[3]{}$.

β) Axlens Beregning efter Stivhedshensynet. Naar Omdreiningsaxler blive lange, vil deres Snoning (Fjedring) let blive saa stor, at den bevirker Stød i Maskine-

riet. Man maa da beregne Diametren af Axlen efter den Betingelse, at Axlens Snoning ikke overskrider en vis Størrelse. Tredgold angiver den tilladelige Snoning til $1^0 = \frac{\pi}{180}$, og altsaa bliver, ifølge Formlen for Snoning indenfor Elasticitetsgrændsen Snoningsvinklen $\Theta = \frac{\pi \delta^0}{180} = \frac{P}{G} \cdot \frac{32\ l\ R}{\pi\ d^4}$, hvor P, R og d betyde det samme som forhen, l Axlens Længde i Tommer og G Elasticitetcoefficienten for Snoning, der for Smedejern, der altid er Materialet ved lange Axler, kan sættes = 8000000. Af nysanførte Formel findes da:

$$d = 0.0925 \sqrt[4]{\frac{P\ R\ l}{\delta}} = 1.415 \sqrt[4]{\frac{N}{n}\ \frac{l}{\delta}} \quad \ldots\ldots (20)$$

og sættes $\delta = 1^0$ faaes:

$$P\ R\ l = 13708\ d^4 \text{ samt } \frac{N}{n}\ l = 0.2492\ d^4 \quad \ldots (20a)$$

Disse Formler give følgende Tabel:

d i Tom.	P R l $\overline{\text{lb}}$ □″	$\frac{N}{n}$ l″
1	13708	0.25
$1\frac{1}{2}$	69400	1.26
2	219300	3.99
$2\frac{1}{2}$	535000	9.73
3	1110000	20.16
$3\frac{1}{2}$	2057000	37.40
4	3509000	63.80
$4\frac{1}{2}$	5618000	102.19
5	8567000	155.75
$5\frac{1}{4}$	12537000	228.03
6	17765000	322.96

der viser, at naar Axler paa:

d = 1″ 2″ 3″ 4″ $4\frac{1}{2}$″ 5″ $5\frac{1}{2}$″ 6″ have

l = 24″ 48″ 72″ 96″ $107\frac{1}{2}$″ $119\frac{1}{2}$″ 131″ 143″

saa er det Grændserne indenfor hvilke Axler kunne bestemmes efter Tabellen paa forrige Side. Blive Axlerne længere, maa deres Diameter bestemmes efter nærværende Tabel.

Det sees, at de anførte Længder ere proportionale med Axeldiametrene, Noget der let udledes af Formlerne $\frac{N}{n} = 0.01045\ d^3$ og $\frac{N}{n}\ l = 0.2492\ d^4$, der give $l = 23.87\ d$, eller omtrent 24 d, ɔ: lige saa mange Tommer Axlen er i Diameter, lige saa mange Alen kan den være lang uden at sno sig for stært, forudsat at Diametren er beregnet efter (18).

I Fabriker anbringes meget ofte en Række Arbeidsmaskiner langs en Axel, som modtager den hele Arbeidsmængde ved sin ene Ende og afgiver den i mindre Mængder til de forskjellige Arbeidsmaskiner. En saadan Axel paavirkes selvfølgelig stærkest paa det Stykke, der ligger mellem Kraftmaskinen og den første Arbeidsmaskine, medens de øvrige Stykker af Axlen anstrænges desto mindre jo længere borte fra Kraftmaskinen de ligge. Saadanne Axler gives ikke desto mindre samme Diameter over hele Længden, da man derved opnaaer, at Remskiver, Tandhjul, Koblinger o. s. v. kunne passe hvorsomhelst paa Axlen de anbringes.

Naar Paavirkningen er bekjendt, kan man let beregne den Snoning, som hele Axlen lider:

Lad $A\ B$ (Fig. 20) forestille en Axel med Diameter d, Antal Omdreininger pr. Minut n, og som ved A modtager Arbeidsmængden $(N_1 + N_2 + N_3)$. medens den ved C afgiver en Arbeidsmængde $= N_1$, ved D en Arbeidsmængde $= N_2$ og ved B hele Resten N_3.

Vinklen ϑ, som hele Axlen snoes, findes da som Summen af dens enkelte Deles Snoningsvinkel, altsaa ifølge (20):

$$\vartheta = \left(\frac{1.415}{d}\right)^4 \cdot \frac{1}{n} [(N_1 + N_2 + N_3)\ l_1 + (N_2 + N_3)\ (l_2 - l_1) + N_3\ (l_3 - l_2)]$$

eller:

$$\vartheta = \left(\frac{1.415}{d}\right)^4 \frac{1}{n} [N_1\ l_1 + N_2\ l_2 + N_3\ l_3],$$

men dette kan atter skrives som

$$\vartheta = \left(\frac{1.415}{d}\right)^4 \frac{1}{n}\ (N_1 + N_2 + N_3)\ L \quad \ldots\ldots\ (21)$$

hvor

$$L = \frac{N_1\ l_1 + N_2\ l_2 + N_3\ l_3}{N_1 + N_2 + N_3}$$

hvilket fører til følgende Regel:

Man betragter Modstandenes Arbeidsmængder udtrykte i Hestes Kraft som Vægte, ophængte paa de tilsvarende Steder af Axlen, og finder deres fælles Tyngdepunkt. Axlens Snoningsvinkel vil da være netop den samme, som hvis hele Arbeidsmængden forplantedes hen til dette Punkt og der førtes bort fra Axlen.

Rigtigheden af denne Sætning, hvis Gyldighed i et specielt Tilfælde er vist ovenfor, vil man let kunne godtgjøre ved det almindelige Induktionsbevis.

Ved Omdreiningsaxler maa Tandhjul og Skiver, der modtage eller afgive Bevægelse, anbringes tæt ved Tappe- eller Halsleierne, for at ikke Axlen ved Kræfternes Virkning skal bøies. Af samme Grund gjøres Afstanden mellem to Halsleier ikke gjerne over 10 Fod. Bliver Afstanden, i hvilken en Axel skal ligge frit, større, maa man forstærke den mod Bøining med en let Armatur.

Exempel paa Anvendelse af Tabellerne: En Axel skal forplante 3 Hestes Kraft ved et Antal Omdreininger i Minutet lig 90, som er $\frac{N}{n} = 0.0333$, og er det en let Axel, findes dens Diameter efter Tabellen Pag. 14 at være $1\frac{1}{2}$ Tom. Den vil sno sig mere end 1^0, dersom der bliver længere mellem det Sted, hvor Axlen modtager Kraften, til det, hvor den afgiver den, end $1\frac{1}{2}$ Al. = 3 Fod. Forudsat nu, at Afstanden skal være 20 Fod = 240 Tom., saa maa dens Diameter bestemmes efter Tabellen Pag. 15: $\frac{N}{n}$ l bliver lig $\frac{1}{30} \times 240'' = 8''$, og efter den sidstnævnte Tabel bliver Axeldiametren altsaa $2\frac{1}{2}$ Tommer.

3) Tapleier.

Tapleier kaldes med et fælles Navn de Maskindele, der tjene til Understøtning for Tapper eller Halse. Efter Tappens eller Halsens Beliggenhed kunne Leierne inddeles i Leier med horizontal Axe og Leier med vertikal Axe.

a) Leier med horizontal Axe gives forskjellige Former efter det Sted, paa hvilket de skulle fastgjøres; man inddeler dem i:

α) Staaende Leier, som hvile paa et horizontalt Underlag,
β) Consolleier, som fæstes til en vertikal Væg, og
γ) Hængeleier, som hænge ned fra et horizontalt Loft.

Fig. 21 viser et staaende Leie. Det bestaaer af et Understykke a og et Overstykke b af Støbejern samt Bakker eller Pander c af Bronce (saakaldet »Metal»). Overstykket kan ved Boltene B føres ned mod Understykket efterhaanden som Axeltap og Leie udslides. Til dette Øiemed er der ogsaa et Spillerum imellem den øverste og den nederste Bakke. Understykket staaer paa en Grundplade g, og kan ved Boltene F, der ligge i aflange Huller, indstilles nøiagtigt efter Tappens Axe, hvorpaa der inddrives Kiler mellem Leiet og Knasterne k paa Grundpladen. Gjennem Smørekoppen d' ledes Smørelse ned mellem Axlens og Bakkernes Overflader.

I Henseende til Dimensioner, saa ere l og d bestemte ved Tappens eller Halsens Dimensioner. Efter Erfaring gjøres Tykkelsen e af Bakken: $e = \frac{1}{8} + 0.07\ d$ Tom., idet d er Tapdiametren.

Diametren d_1 til Bakkens Anlæg mod Paslister i Over- og Understykke gjøres $= 0.28 + 1\frac{1}{8}\ d$ Tommer.

Boltes og Møttrikers Dimensioner afhænge af de Træk, der virke paa dem, de øvrige Dimensioner construeres let under Hensyn til Styrken og efter de Localiteter, i hvilke Leiet skal anbringes.

Brystet paa Tappen lægger sig an imod Bakkens Rande D, der gribe om Leiets Sider, herved forhindres Forskydning af Axlen efter Længden.

Fig. 22 a viser et Leie, alene bestaaende af en Underpart. Det anvendes, hvor kun Verticaltryk er virkende paa Tappen eller hvor de ere de Væsentligste, saa at Axlen ikke kan kaste sig opad. Det kan være af Træ, Glas eller Sten og indskydes i en Bjælke B, f. Ex. Stenen, der er Underlag for Vindmølleaxler ved den Ende, der vender mod Vindfanget.

Fig 22 b viser et lignende Leie af Støbejern, med Bakke af Bronce. Det bemærkes herved, at om end Kræfterne ikke virke til at drive Tappen opad, saa giver man dog ofte Leiet en Overpart med Bakke for at forhindre Urenligheder fra at komme imellem Tap og Bakke, hvorved Slidet i høi Grad vilde forøges.

Fig. 22 c viser et Leie af Støbejern med Underbakke. Der er i Eet med Leiet støbt en Endeplade *E*, fordi der virker Kræfter efter Længden af Axlen. Leiet er bestemt til at skulle nedpasses i et dertil udhugget Hul i en Bjælke.

Consolleiet, Fig. 23, og Hængeleiet, Fig. 24, indeholde væsentlig de samme Dele, som det staaende Leie, Fig. 21, men adskille sig derfra ved Leiets Form. I Fig. 24 er desuden Overstykkets Befæstelse vist paa en anden Maade end i Fig. 21; det spændes nemlig til med een Bolt i Forbindelse med Kilen *k*.

Ved Leier, som ikke ere bestemte til at modtage store Tryk, bruges ofte Bøsninger. I mange Tilfælde gjøres disse bevægelige, saa at deres Retning altid falder sammen med Axlens, selv om dennes Retning forandres lidt. Fig. 24 a viser saaledes et Hængeleie med en Bøsning, der kan dreie sig lidt i alle Retninger.

b) Leier med vertical Axe kunne inddeles i:

α) Fodleier, der understøtte en Sportap, og

β) Halsleier, der understøtte en Hals paa en staaende Axel.

Fodleier gives forskjellige Former efter Maskineriets Natur, navnlig eftersom der fordres en meget nøiagtig Opstilling deraf eller ei.

Fig. 25 a og b vise 2 simple Former af Fodleier begge af Støbejern og forsynede med en Metalpande *c*, Ternen, paa hvilken Tappen hviler. *a* er bestemt til at indsættes i et dertil udstemmet Hul i en Bjælke, *b* fastskrues ovenpaa en Bjælke; ingen af dem kan stilles.

Fig. 26 fremstiller derimod et Leie, f. Ex. for Langjernstappen ved en Mølleqværn. Panden *c* kan flyttes i Horizontalplanen, saaledes at Axlens Centerlinie kan indstilles meget nøiagtigt.

For hurtigt omdreiende verticale Axler, der ere underkastede store Tryk, er det af Vigtighed, især naar man vanskeligt kan komme til dem, at de erholde stadig Smørelse. Fig. 27 viser verticalt Gjennemsnit af et saadant Leie med sin Tap. Tappen *A* staaer paa en Plade af hærdet Staal eller haardt Metal og er paa Siderne støttet ved en Bøsning af Bronce, der er nedladt i Leiet og passer om Tappen. Forneden er der et Smøre-

kammer om Tappen, og til dette indledes stadigt Smørelse gjennem Røret *a* fra en høitliggende Oliebeholder.

En eiendommelig Form af dette Slags Leier er benyttet af Fourneyron til Understøtning af Turbinens Axel. Fig. 28 viser dette Leie. *A* er Turbineaxlen, *B* et Støbejernsstykke, som er sammenskruet af 2 Halvdele; det hviler paa Fundamentet og er udforet med en Metalbøsning *c*, hvori en Støbejernscylinder *d* er indpasset saaledes, at den ved en Vægtstang kan løftes efterhvorsom Tappen slides. *k* er et rectangulært Hul, anbragt tvers gjennem Cylindren *c*; gjennem dette gaaer den omtalte Vægtstang. *e* og *f* ere cylindriske Fordybninger i *c*; *b* er Panden, hvorpaa Tappen *a* hviler; *g* er en Ring, som hindrer Tappen i at glide ud. Smørelsen tilføres gjennem et høit verticalt Rør, der stedse holdes fyldt; dette Rør bøier om forneden og indmunder i Rummet *f*, hvorfra Olien gjennem 2 fine Kanaler *i* kommer op i Rummet *e*, og derfra atter langs Riller, anbragte paa Panden *b* ind imellem de arbeidende Flader, fra hvilke sluttelig den afbenyttede Olie bortledes gjennem Canalen *h*.

Halsleier for verticale Axler kunne indrettes ligesom Leier med horizontal Axe, kun maa de Labber, ved hvilke de skulle befæstes, anbringes forskjelligt efter Localiteterne.

Iøvrigt bruges ogsaa særegne Former af verticale Halsleier, f. Ex. Bosset for en Mølleqværns Langjern (Fig. 29) og samme Form er anvendelig ogsaa i andre Tilfælde, hvor man ikke stadigt kan komme til at smøre Tappen og dens Bakke. *L* er Længjernet, der skal understøttes i sin verticale Stilling ved et Halsleie i Liggeren *A* (den underste fastliggende Møllesten). Til den Ende er Bøsningen *B* faststøbt i *A*, og i denne Bøsning er anbragt 3 Stkr. Bakker *a*, der holdes mod Langjernets Omkreds, hver med en Kile *b*, som kan trækkes til med Stangen *d*. Imellem Kilegangene er anbragt Beholdere *c*, i hvilke man anbringer Pakning, der er indfedtet med Smørelse. Idet Axlen *L* dreier sig, tager den Smørelse fra Pakningen, saa at den kan holde sig smurt i længere Tid, f. Ex. for Tidsrummet mellem hver Gang Løberen tages op.

4) Koblinger.

Ved en Kobling forstaaes en saadan Forbindelse mellem 2 Axler, der ligge i Flugt eller næsten i Flugt med hinanden, at den ene Axel ved sin Omdreining tager den anden med sig. Koblinger kunne være:

1) Faste Koblinger o: saadanne der ikke let kunne adskilles og
2) Udløselige Koblinger, ved hvilke Forbindelsen med Lethed kan ophæves og atter tilveiebringes.

1) Faste Koblinger deles atter i stive Koblinger, ved hvilke man tilstræber samme Stivhed, som om Axlerne udgjorde eet Stykke og bevægelige Koblinger, der tilstede en større eller mindre Bevægelighed af den ene Axel i Forhold til den anden uden at derved Forbindelsen mellem dem ophører, eller væsentlig forandres.

a) Stive Koblinger. Fig. 30 a viser en Muffekobling for lette Axler; Enderne af de 2 Axler ere stødte lige mod hinanden indeni en Muffe, og en Kile, der griber lige meget ind baade i Axlen og i Muffen forbinder Stykkerne fast, saa de maa dreie sig samtidigt.

Fig. 30 b og c ere Muffekoblinger for svære Axler. Stykkernes Ender ere her bladede over hinanden i Muffen, der holdes sammen med Axlerne ved en Kile, som griber ind baade i Muffen og Axlerne. I Fig. 30 b er det Smedejerns, i Fig. 30 c er det Støbejerns Axler, der ere koblede. Formerne b og c benyttes dog sjældnere, da de koste meget Arbeide og dog ikke frembyde væsentlige Fortrin fremfor den simple Form a.

Naar Kilen drives ud, kan enhver af Mufferne skydes efter Længden, og et Stykke Axel tages ud uden at flytte de andre Stykker.

Dimensionerne ere efter Erfaring bestemte saaledes:

Muffens Tykkelse $\delta = 0.2 + \frac{1}{3}$ d Tommer.

Muffens Længde $l = 5\ \delta$ til $6\ \delta$.

Det laveste Tal bruges ved svære, det høieste ved lette Axler, der løbe hurtigt rundt.

Kilens Brede $b = 0.9\ \delta$, dens Høide $h = \frac{1}{2}$ b.

Diametren d_1 af Hovedet paa en Støbejerns Axel $= \frac{5}{4}$ d.

Længden af hvert Blad i Fig. b og c $= \frac{1}{2}$ l .

Et Tappeleie anbringes gjerne ved hver Muffe for at forhindre den i at bøie Axlen; ere de Stykker Axel, der kobles sammen, lange, o: over 10 Fod, anbringes endnu eet midt paa Længden.

Fig. 31 a og b vise 2 Former af Skivekoblinger. Selve Koblingen bestaar her af 2 Halvdele, der fastkiles hver paa sin af de 2 Axelender, der skulle forbindes, hvorpaa de samles ved Bolte. Disse Bolte komme saaledes til at paavirkes af et betydeligt Tryk, hvorfor de helst maa passe stramt i Hullerne, at Trykket kan fordele sig ligeligt paa dem alle. Det cylindriske Fremspring paa denne Halvdel, som passer i en tilsvarende Fordybning i den anden, sikkrer Axlernes nøiagtige indbyrdes Stilling. Formen a bruges mest, Formen b har Møttrikkerne og Skruehovederne mere skjulte saa at der er mindre Fare for at de skulle tage fat i Arbeidernes Klæder o. lign.

Træaxler kobles ved en Hals med Blade til begge Sider som omtalt Pag. 8.

β) Bevægelige Koblinger. Disse bruges hvor der er Fare for, at Leierne kunne sætte sig, f. Ex. hvis de ere fastgjorte paa Bjælker, og disse bøie sig.

Fig. 32 viser en Kobling construeret af Sharp, Brothers & Co. Sectorer i A gribe ind i tilsvarende Fordybninger i B med et ubetydeligt Spillerum og tillade derved en ringe Bøining af den koblede Axel. I Henseende til Dimensionerne af Muffen er Tykkelsen ved Enderne $\delta = 0.2 + \frac{1}{3}$ d Tom., paa Midten 2 d, Ringene udvendigt og indvendigt $= \frac{1}{3}\ \delta$, Sectorernes Høide $= \frac{2}{3}\ \delta$, Længden $l = 8\ \delta$.

Støbejerns Axler kunne kobles paa den Maade, at man forsyner dem med Hoveder, som gribe ind i hinanden. Indgribningen kan ske ved fremspringende Sectorer i det ene af Hovederne, der gribe ind i fordybede Sectorer i Hovedet paa den anden Axel. Sædvanligt er det ved svære Axler, at saadanne Koblinger bruges, og idet man passer Indgribningerne sammen saaledes, at de have lidt Spillerum, blive de ikke ganske stive.

Universalkoblinger. De ere nødvendige, naar Axlerne ikke ligge i Retlinie, men danne en Vinkel med hinanden, se Fig. 33. Vinklen, som Axlerne A og B danne med hinanden,

er her lig $180^0 - \alpha$, hvor α kan være constant eller variabel, idet Axlen A dreier sig i et fastliggende Leie, B derimod enten stadigt kan beholde samme Retning eller ei. Hver af Axlerne er forsynet med en Gaffel med Tapleier, der gribe ind paa Tapperne af Korset C, saaledes at Gaflerne a med deres Bakker gribe ind om Korsets Tapper a_1 og a_2, Gaflerne b paa Boltene b_1 og b_2.

Naar Bakkerne, som her, gribe ind om Gaflernes Grene, kan man udelade Møttrikkerne paa Boltene.

Hvis Axlerne A og B ligge i Flugt, indses, at de ville følges ad som om de vare fast forbundne, men hvis de danne en Vinkel med hinanden, vil rigtignok endnu Antallet af Omdreininger i en vis Tid være fælles for de 2 Axler, men Forholdet mellem Vinkelhastighederne vil variere periodevis under hver Omdreining. Dette indses saaledes: Lad A (Fig. 34 a) være den drivende, B den drevne Axel; C og D Enderne af den Gaffel, som sidder paa A, E og F Enderne af Gaflen paa B, Vinklen mellem Axlerne $= \alpha$. Vi antage, at for den betragtede Stilling, der tages til Begyndelsesstilling, staaer Linien $C\ D$ lodret paa Axlernes fælles Midtplan, $E\ F$ ligger i denne Plan. Dreies Axlerne, ville Puncterne C, D, E og F bevæge sig paa en fælles Kugleflade med Axernes Skjæringspunct O som Centrum, C og D beskrive Storcirken $C\ C^1\ D\ D^1 \perp A$, medens E og F beskrive Storcirklen $E\ E^1\ F\ F^1 \perp B$. Begge Storcirklers Planer staa lodret paa Axeplanen, deres Skjæringslinie er $C\ D$, Vinklen mellem dem $= \alpha$.

Lad nu Axlen A dreie sig en Vinkel w fra Begyndelsesstillingen, saa vil B dreies en Vinkel w^1, hvorved Puncterne C, D, E og F komme til Stillingerne C^1, D^1, E^1 og F^1. Den sphæriske Trekant $C\ C^1\ E^1$ med Sider: $C\ C^1 = w$, $C\ E\ E^1 = 90^0 + w^1$ og $C^1\ E^1 = 90^0$ samt $\angle\ C = \alpha$ giver følgende Relation:

$$0 = -\cos w \sin w^1 + \sin w \cos w^1 \cos \alpha$$

eller:

$$\operatorname{tg} w^1 = \cos \alpha \operatorname{tg} w \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (22)$$

der viser, at almindeligvis er $w^1 \gtrless w$, kun for $w = 0, \frac{\pi}{2}, \frac{3}{2}\pi$, er $w = w^1$.

Kaldes Axlen A's Vinkelhastighed v, findes let B's Vinkelhastighed v^1 til et vilkaarligt Øieblik:

$$\frac{v^1}{v} = \frac{dw^1}{dw} = \frac{\cos \alpha}{1 - \sin^2 w \sin^2 \alpha} \quad \ldots\ldots (23)$$

der viser, at naar v er constant, vil

$w = 0^0$ give $v^1 = v \cos \alpha$ (Minimum af v^1)

og $w = 90^0$ give $v^1 = \frac{v}{\cos \alpha}$ (Maximum af v^1).

Heraf vil man atter se, at jo større α gjøres, desto uregelmæssigere bliver Axlen B's Bevægelse. Tillige voxer Frictionen stærkt med α, hvorfor man sjeldent tager α større end 10—15°.

Bruges 2 Universalkoblinger med et mellemliggende Axelstykke (Fig. 34 b), kan man opnaa constant Hastighed for den drevne Axel, naar Koblingerne lægges paa rette Maade.

Er A den drivende Axel, B den drevne Axel, C Mellemaxlen og ligge alle Axler i samme Plan, skal følgende Regel benyttes:

Gaflerne paa Mellemstykket C lægges saaledes, at alle 4 Gaffelgrene komme i samme Plan. Vinklen mellem A og C sættes lig Vinklen mellem B og C.

Man vil let se, at denne Regel er rigtig; anvendes nemlig (22) og (23), idet vi til det betragtede Øieblik kalde Vinkelhastighederne v, v^1 og v^{11} samt Dreiningsvinklerne regnede fra den Stilling, som Figuren viser, w, w^1 og w^{11}, faaes af (23)

$$v^1 = \frac{v \cos \alpha}{1 - \sin^2 \alpha \sin^2 w}$$

endvidere af (23), idet vi for w sætte $90^0 + w^1$

$$v^{11} = \frac{v^1 \cos \alpha}{1 - \sin^2 \alpha \cos^2 w^1}$$

og af (22) $\quad tg\, w^1 = tg\, w \cos \alpha$

hvilket giver

$$v^{11} = \frac{\cos^2 \alpha}{(1 - \sin^2 \alpha \sin^2 w)\left(1 - \frac{\sin^2 \alpha}{1 + \cos^2 \alpha\, tg^2 w}\right)} v$$

Factoren til v viser sig ved Omformning $= 1$, hvorved

$$v^{11} = v,$$

saa at altsaa Reglen er rigtig.

Ligge første og sidste Axelstykke ikke i samme Plan, indsees det let, at følgende Regel er den rette:

Mellemaxlens Gafler lægges saaledes, at første Gaffels Plan falder sammen med Planen *A C*, samtidig med at den anden falder i Planen *C B*, og Vinklen mellem *A* og *C* gjøres = Vinklen mellem *B* og *C*.

Oldhams Kobling, som ogsaa undertiden kaldes Universalkobling, er fremstillet i Fig. 35. De to Stykker Axler, som skulle kobles, have Hoveder *A* og *B*, der ere forsynede med Fordybninger efter Retning af Diametren; i disse Fordybninger indgribe Kamme af en mellemlagt Skive *C*, hvilke Kamme staa lodret paa hinanden. Ligge Axlernes Midtlinier ikke ganske i samme rette Linie, men dog parallele, saa vil dette bevirke, at Stykkerne *A*, *C* og *B* komme til at glide paa hinanden, uden at dog Axlernes Hastigheder lider nogensomhelst Forandring, og har man ved Sammenpasningen givet lidt Spillerum, vil ogsaa en ringe Afvigelse fra Parallelismen kunne taales.

Medbringerkoblingen med Strop. For det Tilfælde, at to Axler *A* og *B*, der skulle kobles, ventes under deres Gang at kunne slides forskjelligt eller forsætte sig saaledes, at deres Centerlinier ikke falde sammen, bruges ved store Maskiner at koble dem paa den Maade, som er fremstillet ved Fig. 36. Paa Axelenderne befæstes Krumtappene A_1 og B_1, hvis Vortetappe *a* og *b* gribe ind i en Strop *C*. Forsættes Axlernes Centerlinier mod hinanden, idet de dog vedblive at være parallele, vil Stroppen *C* under Bevægelsen dreie sig lidt frem og tilbage paa Tappene *a* og *b*, og den ene Axel vil altsaa dog vedblive at føre den anden med sig rundt.

Dersom der tillige, ifølge de virkende Kræfters Størrelse og Retning, er Udsigt til, at Axlerne forsætte sig saaledes, at de ikke forblive parallele, maa Vortetappene *a* og *b* gives Kugleform, og Panderne i Stroppen faa da en tilsvarende hul Form.

b) Udløselige Koblinger. Fig. 37 a viser en saakaldet Tandkobling. Paa Axlen *A* er ved Kilen *a* fastgjort et Hoved A_1, der vender sine skraa Tænder til Høire, Axel *B* har en Kam a_1, paa hvilken Hovedet B_1, der har skraa Tænder til Venstre, kan skydes frem og tilbage efter Længden af *B*, hvilket iværk-

sættes ved en Vægtstang $m\ n$, der er dreielig om en fast Tap C og hvis Gaffelgrene gribe ind hver paa sin Side af Halsen b.

I den optegnede Stilling griber B_1 ikke ind i A_1 og Axlen A kan altsaa dreie sig rundt uden at tage Axlen B med sig. Skydes B_1 til Venstre, saa den kommer i Indgribning med A_1, saa følges derimod Axlerne ad.

Tændernes Form kan være forskjellig. Fig. a, b, c viser nogle af de vigtigste Former. Formen b tilsteder Omdreining i begge Retninger, men Forbindelsen kan kun hæves og tilveiebringes, naar Axlerne staa stille; a og c tilstede kun Omdreining i een Retning, men Forbindelsen kan med Lethed hæves og tilveiebringes selv under Bevægelsen. c's Tænder have stærkere Spidser end a's, hvorfor de ere mindre udsatte for at brydes ved Stødet, som ikke kan undgaaes, naar Forbindelsen tilveiebringes under Bevægelsen.

Den simple Medbringer, Fig. 38. B_1 er Hovedet, der er fastkilet paa Axlen B ved Kilen b_1. A_1 er Medbringerkloen, som ved Vægtstangen $m\ n$, dreielig om C, kan skydes i og ud af Indgribning med B_1 saa at Axlen A henholdsvis tager B med sig eller lader den staa stille. Dersom Axlernes Middellinier ikke ganske falde sammen, glider Medbringerkloen blot frem og tilbage paa B_1.

Frictionskoblinger have det forud for Tandkoblinger, at de intet Stød give ved Igangsætningen. Fig. 39 viser en almindelig Form deraf. A_1 og B_1 ere de 2 Halvdele af Koblingen; i den Stilling, som Figuren viser, berøre de hinanden langs en Kegleflade, i hvilken der maa kunne opstaa en saa betydelig Friction, naar de presses sammen, at den ene Axel tager den anden med sig. Keglefladens halve Topvinkel tages bedst $= 10^0$. En eiendommelig Form af Frictionskobling er vist i Fig. 40, den er bestemt til at udløse sig selv, naar Modstanden bliver for stor. Paa Axlen A er anbragt det skydelige Hoved A_1 med Kløerne a. Paa Axlen B er fastkilet Muffen B_1, i hvilken Axlen A passer ind, men kan dreie sig frit i den. Muffen B_1 har paa Omkredsen en Halsring b, der ved Skruerne c kan træffes sammen mod Omkredsen, indtil der fremkommer en tilstrækkelig stor Frictionsmodstand. Hovederne af Boltene c ere Anlæg for Kløerne a. Er Axlen A i Bevægelse og Hovedet A_1

skydes hen i Indgribning med Boltehovederne paa b, saa bevæges Axlen B med samme Omdreiningshastighed som A, medmindre Modstanden bliver for stor, thi saa overvindes Frictionen og Ringen b glider, medens Axlen B staaer stille.

5. Skiver med Remme, Snore, Traadtouge eller Kjæder.

a) Remme. Naar en Omdreiningsbevægelse skal forplantes fra en Axel til en anden, som er parallel dermed, saa kan det ske ved paa hver af dem at anbringe en Skive, og over disse Skiver lægge en Rem uden Ende, der strammes saa stærkt, at den ikke kan glide paa Skiverne. Omdreies da den ene af disse, vil den anden ogsaa dreie sig og det med samme Periferihastighed. Heraf følger, at de 2 Axlers Antal Omdreininger i en Tidsenhed forholde sig omvendt som de tilhørende Skivers Diametre.

Remmen kan enten lægges som i Fig. 41 a, aaben Rem, hvorved Skiverne omdreies i samme Retning, eller som i Fig. 41 b, krydset Rem. Skiverne omdreies da i modsatte Retninger.

Er A den drivende Skive, Q Modstanden der skal overvindes i Omkredsen af Skiven B, saa maa under Gangen Spændingen P i den paaløbende Part ved Skiven A være $Q\,\pi$ større end Spændingen p i den afgaaende Part ved samme:

$$Q = P - p \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (24).$$

Fældes fra Centret af den mindste Skive Perpendiculairer paa Remmenes Retning, saa erholdes den Bue $a\ c\ b$, der er omviklet med Remmen og som ved Frictionen skal hindre Remmen fra at glide paa Skiven. Ifølge Loven for Tougfrictionen har man altsaa:

$$P = p \cdot e^{\mu \varphi} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (25),$$

hvor e er Grundtallet for de naturlige Logarithmer, φ den omviklede Bue, svarende til Radius = 1 og μ Frictionscoefficienten mellem Remmens og Skivens Materiale.

Indsættes denne Værdi af P i (24) erholdes:

$$Q = p\,(e^{\mu \varphi} - 1)$$

altsaa:

$$p = \frac{Q}{e^{\mu\varphi} - 1} \quad \ldots\ldots\ldots (26)$$

og ifølge (25):

$$P = Q \frac{e^{\mu\varphi}}{e^{\mu\varphi} - 1} \quad \ldots\ldots\ldots (27).$$

Middelværdien mellem P og p er omtrent den Spænding, som Remmen bør have, naar Omdreiningsaxlerne ere i Ro, sættes denne lig T, saa er:

$$T = \frac{P + p}{2} = \tfrac{1}{2} Q \frac{e^{\mu\varphi} + 1}{e^{\mu\varphi} - 1} \quad \ldots\ldots (28).$$

P + p er det Tryk, som Axlerne lide paa Grund af Remparternes Spænding.

Til Lettelse ved Beregningen tjener følgende Tabel:

Værdi af $\frac{\varphi}{2\pi}$	Værdier af $e^{\mu\varphi}$					
	Nye Remme paa Træskiver $\mu = 0.50$	Remme i almindelig Tilstand		Fugtige Remme paa Jernskiver $\mu = 0.38$	Snore paa Skiver af Træ	
		paa Træskiver $\mu = 0.47$	paa Jernskiver $\mu = 0.28$		Skiven ru $\mu = 0.50$	Skiven poleret $\mu = 0.33$
0.2	1.87	1.80	1.42	1.61	1.87	1.51
0.3	2.57	2.43	1.69	2.05	2.57	1.86
0.4	3.51	3.26	2.02	2.60	3.51	2.29
0.5	4.81	4.38	2.41	3.30	4.81	2.82
0.6	6.59	5.88	2.87	4.19	6.59	3.47
0.7	9.00	7.90	3.43	5.32	9,00	4.27
0.8	12.34	10.62	4.09	6.75	12.34	5.25
0.9	16.90	14.27	4.87	8.57	16.90	6.46
1.0	23.13	19.16	5.81	10.89	23.13	7.95

Naar man nu vil bestemme Remmes Dimensioner, maa man tage Hensyn til Spændingen P, der ifølge (27) vil voxe, naar $\mu\varphi$ aftager. For at undgaa stærke Spændinger i Parterne omvikler man ikke gjerne en Bue, der er mindre end 0.4 af hele

Periferien, og tages $\mu = 0.28$, som ved Remme i almindelig Tilstand paa Støbejerns Skiver, saa haves efter Tabellen $e^{\mu \varphi} = 2.02$ og efter (27) $P = \frac{2.02}{1.02} Q =$ omtrent 2 Q. Det Træk, som med tilstrækkelig Sikkerhed kan bydes en Læderrem paa □ Tommen af dens Tværsnit er 274 $\mathfrak{A}$; sættes Breden af Remmen = b, Tykkelsen = t, saa haves 274 . b t = 2 Q. Nu er for en enkelt Rem t = $\frac{1}{6}$ Tomme, altsaa 45.7 b = 2 Q o: 22.8 b = Q; men sættes det Antal Hestes Kraft, som Skiven forplanter = N, Skivens Hastighed i Omkredsen = v Fod, saa er $N = \frac{Q\ v}{480}$ o: $Q = 480 \frac{N}{v}$, og indsættes denne Værdi for Q, erholdes for enkelte Remme:

$$22.8\ b = \frac{480\ N}{v} \text{ o: } b = 21 \frac{N}{v} \ldots\ldots (29).$$

Men da μ let kan blive lidt mindre end beregnet, P altsaa lidt større, saa regnes sædvanligt:

$$b = 24 . \frac{N}{v} \ldots\ldots\ldots (29a),$$

en Formel, i hvilken N er Hestes Kraft, v Fod og b Tommer.

Iøvrigt vil Tabellen paa forrige Side kunne tjene til at beregne Rembreden for særegne Tilfælde.

Dobbelte Remme have dobbelt saa stor Tykkelse som enkelte, men de anstrænges mere ved Bøiningen, hvorfor man bedst tager i dette Tilfælde

$$b = 16 \frac{N}{v} \ldots\ldots\ldots (30)$$

Ved Remme anvendes ofte Strammeruller, der enten kunne stilles efterhaanden som Remmene række sig, eller som synke ned og trykke sig mod Remmen med en Vægt, med hvilken de ere betyngede. Fig. 42 viser en saadan. Sættes $\angle DEF$, som Remmens Parter paa hver Side af Rullen danne med hinanden = α, og Trykket GH i $\angle \alpha$'s Halveringslinie = q, Parternes Spænding = p, saa bliver

$$q = 2\ p\ cos\ \frac{\alpha}{2},$$

men

$$q = q_1\ cos\ \beta,$$

altsaa $$p = \frac{2\ q_1 \cos\beta}{\cos\frac{\alpha}{2}}$$

Man bør altid anbringe Strammerullen paa den svagest spændte Part af Remmen.

Remskiver. Fig. 43 viser en Støbejernsremskive, fastkilet paa en Axel; Skiven kan tænkes bestaaende af 3 Dele, Ringen, Armene og Navet.

Idet Remmens Brede = b og Axlens Diameter d antages beregnet efter Formlen for lette Smedejerns Axler, bruges følgende Dimensioner for Remskivens enkelte Dele, idet Alt er udtrykt i Tommer:

Ringens Brede $b_1 = 1.25$ b.

Ringens Tykkelse i Yderkanten = 0.16 d.

Armenes Antal a tages som det hele Tal, der ligger nærmest ved $\frac{1}{2}\frac{D}{d}$.

Armenes Tversnit gjøres elliptisk.

Armenes Brede i Skivens Plan $h = 1.72\frac{d}{\sqrt[3]{a}}$

Armenes Tykkelse $\perp$ Skivens Plan $b = \frac{1}{2}$ h.

Navets Længde $l = b_1$.

Navets Tykkelse i Yderkant $\delta = 0.2 + \frac{1}{3}$ d.

I Midten gjøres Tykkelsen større for derved at tilveiebringe Slip.

Kilen til Befæstelse paa Axlen gives Brede = $0.9\,\delta$, Tykkelse = $0.45\,\delta$.

De ovenfor angivne Dimensioner ere for største Delen empiriske, kun Armenes Tversnitsdimensioner ere fundne paa følgende Maade:

En Arm med elliptisk Tversnit, Axerne i Ellipsen = h og $\frac{1}{2}$ h paavirkes til Bøining af en Svingkraft $= \frac{Q}{a} \cdot \left(\frac{D}{2}\right)$.

Svingkraften $Q \cdot \frac{D}{2}$ paavirker Axlen til Vridning. Armene skulle altsaa beregnes efter Formlen

$$Q\frac{D}{2} = k_1\ a\ h^3,$$ hvor k_1 er en Constant,

medens Axlen antages beregnet efter Formlen for lette Smedejernsaxler, der har Formen

$$Q \frac{D}{2} = k_2 d^3, \text{ hvor } k_2 = 574.8;$$

af disse 2 Ligninger følger

$$h = C \frac{d}{\sqrt[3]{a}}, \text{ hvor C er en Constant, der beregnes til } 1.72.$$

for a =	3	4	6	8	10	12
bliver $\frac{h}{d}$ =	1.18	1.08	0.94	0.86	0.79	0.75

Hvis Remskiven sidder paa en Axel, hvis Diameter er forskjellig fra den, man vilde finde for en let Smedejernsaxel med samme Arbeidsmængde, som Remmen overfører, saa beregnes først en saadan Axels Diameter, d, og denne lægges til Grund for Bestemmelsen af Skivens Dimensioner.

Iøvrigt mærkes med Hensyn til Skivernes Construction:

Den Fortykkelse af Axlen (Hovedet), hvorpaa Remskiven i Fig. 43 er vist at sidde, udelades ofte, naar dens Anbringelse vilde volde Vanskeligheder, f. Ex. ved lange Axler i Fabriker. Navets indre Diameter bliver i saa Tilfælde = d.

Armenes elliptiske Tversnitsform anvendes for derved at reducere deres Luftmodstand til det mindst mulige.

Den paa Figuren viste Krumning af Armene letter Støbningen, idet den meddeler Armene en vis Bøielighed, der forebygger at Støbegodsets ulige Sammentrækning under Afkjølingen fremkalder saadanne Spændinger i Materialets Dele, som ellers ville opstaa, og som endog kunne løsrive Armene fra Nav eller fra Ring.

Ringen gives »Slip« paa den indre Flade, udvendigt gjøres den svagt hvælvet, hvilket vil bevirke, at Remmen ikke let falder af. Der vil da nemlig indtræde flere Forhold, som holde Remmen paa dens Plads.

1) Tænkes Remmen *a b c* liggende midt paa Skiven (Fig. 43 a) og med Form efter denne, og derpaa bragt ud til Stillingen $a^1 b^1 c^1$, saa vil *a* være kommen hen paa en større Radius, altsaa blive stærkere spændt og udøve et forøget Tryk mod Skiven, medens Delene *b* og *c*, der ere komne hen paa mindre Radier end før

ndøve mindre Tryk derimod, hvilket har til Følge, at der bliver en Overvægt i Bestræbelse for at drage Remmen tilbage til Midtstillingen.

2) Tænkes en Rem liggende paa en Kegleflade (Fig. 43 b) og denne omdreies, vil Remmen have en Bestræbelse til at fjerne sig fra Keglens Toppunkt, idet der opvikles en større Længde af den Side af Remmen, der lægger sig paa den større Radius, end af den anden Side, hvilket medfører, at Remmen indtager en Stilling som den punkterte og følgelig, at den vandrer opad Keglen. Dette samme Forhold vil for Remskiven bevirke, at Remmen søger hen til Toppen af Krumningen.

3) Endelig vil Centrifugalkraften stræbe at fjerne Remmen fra Axen, altsaa at holde den paa Toppen af Krumningen.

Remskiver af Træ benyttes undertiden. Paa Omkredsen hvælves de og gjøres iøvrigt lige fra Axen til Omkredsen af eens Tykkelse. Det Væsentligste, der er at iagttage ved deres Construction, er, at de ikke kaste sig eller blive urunde. For at forebygge Kastning sammensættes Skiverne bedst af flere Lag Træ, og Urundhed forebygges ved at sammensætte hvert Lag af Sectorer, saaledes at Omkredsen bliver Endetræ. Man maa lade Sectorernes Sider i de forskjellige Lag vexle i Stilling og holde dem sammen med Nav, mellem hvilke gaae Skruebolte gjennem Skiverne.

Enhver Træskive faaer enten et Nav af Støbejern eller en Bøsning af Metal.

Undertiden indrettes Træskiver, ligesom Vognhjul, med Omkredsen sammensat af flere Stykker, og med Arme, der gaaer ud fra Navet.

Remmene, der anvendes, ere sædvanligt af Læder, og de kunne sammensættes paa følgende Maader:

Sammensyning med tynde Remme af Læder (Fig. 44 a); den glatteste Side af disse vendes imod Omkredsen af Skiven. Hver Gang Remmen har rækket sig saavidt, at den ikke kan føre Skiven med sig, strammes den og sammensyes paany. Denne Syning bruges ved de sværeste Remme.

Sammenhægtning ved Spænde (Fig. 44 b). Ved at flytte Spændet til forskjellige Huller i Remmen, kan denne forkortes. Spændets Grene og Bøile maa ligge i eet Plan.

Sammenskruning (Fig. 44 c). Møttrikkernes Hoveder ligge paa Indersiden af Remmen og ere plane.

Forbindelserne Fig. 45 b og c anvendes kun ved Remme for lette Bevægelser.

Sammennitning ved Kobbernitter bruges ligeledes.

Ved alle Remme vendes Kjødsiden ind mod Skiven.

Naar Remme benyttes som Overføringsmiddel for Kraften, vil det være let at standse den drevne Axel og atter sætte den igang, ligesom man ogsaa let kan variere dens Hastighed.

Til beqvem Standsning og Igangsætning benyttes:

Fast og løs Skive (Fig. 45). Skiven A er med Kilen a fastgjort paa et Hoved af Axlen D, den lige saa store Skive B kan derimod løbe frit rundt paa sin Del af Axlen. Remmen C kommer fra en Tromle eller bred Skive, som ikke er hvælvet paa Overfladen; den er i Tegningen vist at gaa om den faste Skive A og den vil altsaa tage Axlen D med sig og bevæge den tilhørende Maskine. Vil man sætte denne Maskine ud af Indgribning, skeer det ved at flytte Remmen over paa den løse Skive B. Det er nok at flytte Remmens paaløbende Part over paa denne Skive. Til den Ende anvendes en Jernbøile, der griber om Parten og ved Stangen S kan føres frem og tilbage i Ledningerne b b i et Plan $\perp$ paa Remmens. Naar den paa Skiverne A eller B løbende Part flyttes, saa følger den afgaaende Part med og Remmen flytter sig tillige paa Tromlen, fra hvilken Bevægelsen kommer, da denne ikke er hvælvet og derfor ikke har nogen Bestræbelse til at holde Remmen paa et bestemt Sted. Ved meget lette Bevægelser kan Remmen flyttes med Haanden.

Til Forandring i Hastighed benyttes:

Trappeskiver (Fig 46). Paa den ene Axel anbringes tæt op til hinanden (f. Ex. støbte i et Stykke) en Række Skiver med forskjellige Radier R, R_1 og R_2, og paa den anden Axel en lignende Række Skiver. Der fordres da, at hver 2 sammenhørende Skivers Radier skulle have et bestemt Forhold og at samme Rem uden Ende skal passe over hvilketsomhelst Par af Skiverne.

Betragtes først Skiveparret R, r, kaldes Remmens Længde l, Axernes Afstand a, saa er

$$l = 2\,\alpha\,\sin\frac{\varphi}{2} + 2\,\pi\,R - (R - r)\,\varphi \quad \ldots \quad (31),$$

hvoraf

$$R = \frac{l - r\,\varphi - 2\,\alpha\,\sin\frac{\varphi}{2}}{2\,\pi - \varphi} \quad \ldots\ldots \quad (32)$$

For 2 andre Skiver R_1 og r_1 findes

$$R_1 = \frac{l - r_1\,\varphi_1 - 2\,\alpha\,\sin\frac{\varphi_1}{2}}{2\,\pi - \varphi_1} \quad \ldots\ldots \quad (32a),$$

hvilken i Forbindelse med $\frac{R_1}{r_1} = C$ og $R_1 - r_1 = \alpha\,\cos\frac{\varphi_1}{2}$ udgjør 3 Ligninger til Bestemmelse af R_1, r_1 og φ_1. Ligningerne kunne imidlertid ikke løses, man maa derfor prøve sig frem. Først bemærkes, at φ altid er nær ved Værdien π. Derved bliver ifølge 32 tilnærmende

$$R + r = \frac{l - 2\,\alpha}{\pi} = \text{Constant.}$$

Man sætter følgelig som en første Tilnærmelse

$$R_1 + r_1 = R + r$$

der combineret med Ligningerne

$$\frac{R_1}{r_1} = C \text{ og } R_1 - r_1 = \alpha\,\cos\frac{\varphi_1}{2} \quad \ldots\ldots \quad (33)$$

giver et System af Værdier for R_1, r_1 og φ_1.

De fundne Værdier af r_1 og φ_1 indsættes nu i 32 a og man finder saa en ny Værdi af R_1, som er rigtigere end den forrige; denne indsat i (33) giver atter nøiagtigere Værdier af r_1 og φ_1, som indsættes i (32 a) osv., indtil man har tilstrækkelig Nøiagtighed.

Man vil se, at α indgaaer i Formlerne, hvoraf følger, at et Par sammenhørende Trappeskiver kun kunne benyttes for en eneste bestemt Afstand mellem Axlerne.

En Afvigelse fra den beregnede Værdi af α vil bevirke at der fordres forskjellig Længde af Rem for de forskjellige Skiver. Er imidlertid α stor, og Afvigelsen fra den beregnede Værdi kun lille, saa vil ikke desto mindre samme Rem kunne passe over alle Skiverne, kun vil den da komme til at være lidt stærkere spændt over nogle af Skiverne end over andre.

Axlerne ere ikke parallele. I dette Tilfælde kan man dog ofte overføre Bevægelsen ved en Rem. Man vil her komme til at føre Remmen over fra en Skive til en anden, som ikke ligger i Plan dermed og det gjælder da om at gjøre dette paa saadan Maade, at Remmen ikke faaer nogen Bestræbelse til at falde af.

Dette kan virkelig opnaaes idet Remmen lægges under Hensyn til den Omstændighed, at det for den overveiende største Del er den paaløbende Part, der bestemmer Remmens Stilling i Forhold til den tilhørende Skive, saaledes at naar den paaløbende Part ligger i Skivens Plan, vil Remmens Stilling derved være sikkret, selv om den afløbende Parts Retning danner en kjendelig Vinkel dermed.

Dette fører til følgende Regel:

Skiverne lægges saaledes, at deres Midtplaners Skjæringslinie tangerer begge Skivers Omkredse i de Punkter, hvori Remmen løber ~~paa~~ fra Skiverne.

Fig. 47 a viser et Remløb, der er ordnet paa denne Maade. Pilene antyde Bevægelsens Retning. De afløbende Parter ligge ikke i Plan med Skiverne, hvorfra de komme; den Vinkel, hvorunder de forlade den, maa helst tages saa lille som muligt (ɔ: stor Afstand mellem Axerne), som den høieste Grændse angives 25°.

Som Følge af den afløbende Parts Stilling til Skiven kan Bevægelsen kun finde Sted i den angivne Retning. Vendtes Retningen om, vilde paaløbende Parter blive afløbende og omvendt, saa at den nysangivne Regel ikke var opfyldt; Remmen vilde da strax falde af.

Lederuller. I mange Tilfælde, hvor man ikke direkte kan komme til at lægge en Rem over 2 Skiver, kan det lade sig gjøre paa den Maade, at der anbringes Lederuller paa begge Remmens Parter for at forandre disses Retning. For at Remmen skal kunne forblive paa et saadant System af Skiver eller Ruller maa følgende Betingelse være opfyldt:

Det Punct, hvori Remmen løber fra en Rulle eller Skive, maa ligge i den efterfølgende Skives eller Rulles Plan.

Hvis tillige Punctet, hvor Remmen løber paa en Skive

eller Rulle, ligger i den foregaaende Skives Plan, saa vil Bevægelsen kunne ske i begge Retninger (afløbende og paaløbende Parter ombyttes), ellers ikke. Fig. 47 b viser et Tilfælde, hvor Bevægelsen kan ske i begge Retninger, medens den i Fig. 47 c kun kan ske i Pilenes Retning.

Krafttab vil altid lides ved Bevægelsens Overføring med Rem over Skiver, navnlig hidrørende fra Friction og Bøiningsmodstand. Desforuden vil endnu Luftmodstanden og Remmens Elasticitet foranledige Tab.

1) Frictionen. Axlens Understøtninger ville modtage Trykket (P + p) hidrørende fra Remmens Spænding: dette Tryk vil i Almindelighed blive at sammensætte med de øvrige paa Understøtningerne virkende Tryk til en enkelt Resultant, som bevirker Frictionen.

Antages Trykket P + p at være det eneste, som virker paa Axlens Understøtninger, vil man finde Frictionen F reduceret paa Remmen:

$$F = \mu\,(P + p)\left(\frac{r}{R} + \frac{r_1}{R_1}\right)$$

hvor μ er Frictionscoefficienten.

Bøiningsmodstanden. Der foreligger ingen direkte Forsøg herover, hvorfor man maa støtte sig til, hvad der er bekjendt med Hensyn til Touges Modstand mod Bøining.

Gaaer et Toug over en Skive, hvor det altsaa paavikles paa den ene Side, afvikles paa den anden, saa vil Bøiningsmodstanden β, reduceret paa Skivens Omkreds, tilnærmelsesvis kunne skrives

$$\beta = 0.54\ Q\ \frac{\delta^2}{r}$$

hvor δ er Tougtykkelsen, r Skivens Radius, Q Tougets største Spænding. For at anvende dette paa Remme, erstattes δ^2 ved Rembreden b $\times$ Remtykkelsen t, og Hensyn tages til at der er 2 Skiver, med Radier R og R_1, hvorover Remmen gaaer. Man finder Bøiningsmodstanden B:

$$B = 0.54\ t\ b\ P\left(\frac{1}{R} + \frac{1}{R_1}\right) \ldots\ldots\ldots (34)$$

altsaa for enkelte Remme $t = \frac{1}{6}''$

$$B = 0.09\ b\ P\left(\frac{1}{R} + \frac{1}{R_1}\right) \ldots\ldots\ldots (35)$$

og for dobbelte:

$$B = 0.18\ b\ P\left(\frac{1}{R} + \frac{1}{R_1}\right) \ldots\ldots\ldots (36)$$

3) Luftmodstanden kan man oftest lade ude af Betragtning.

4) Remmens Elasticitet har vel ikke stor Betydning med Hensyn til Bestemmelsen af Krafttabets Størrelse, men derimod bevirker den, at Forholdet mellem de 2 Skivers Hastigheder ikke bliver nøiagtigt det omvendte af Radiernes Forhold. Dette indsees paa følgende Maade:

I en vis Tid t vil hele Remmens Længde have passeret den ene Skive, i samme Tid maa den da ogsaa have passeret den anden. Kaldes nu Remmens hele Længde i ubelastet Tilstand l, saa vil den være viklet paa den drivende Skive med en Længde

$$l\left(1 + \frac{P}{a\,E}\right),$$

idet P er Kraften i den stærkest spændte Rempart, a Remmens Areal og E Elasticitetscoefficienten.

Paa den drevne Skive vil Remmen i samme Tid være løbet med Længden

$$l\left(1 + \frac{p}{a\,E}\right).$$

Periferihastighederne v og v_1 blive da ikke lige store, men

$$\frac{v}{v_1} = \frac{1 + \frac{P}{a\,E}}{1 + \frac{P}{a\,E}} = \frac{a\,E + P}{a\,E + p},$$

hvoraf Hastighedstabet i Forhold til den drivende Skives Hastighed:

$$\frac{v - v_1}{v} = \frac{P - p}{a\,E + P};$$

men $P - p = Q$ (Pag. 27) og sættes $P = a\,r$, hvor r betegner Remmens Spænding pr. □", faaes:

$$\frac{v - v_1}{v} = \frac{Q}{a\,(E + r)} \ldots\ldots\ldots (37).$$

Q er i hvert Tilfælde en given Størrelse, r og E Constanter, a kan antages bekjendt, naar b er beregnet, f. Ex. efter (29)

eller (30). Hvis Formel (29) er benyttet og E regnes = 27000, beløber Hastighedstabet sig omtrent til $\frac{1}{2}$ pCt.

Snore. For disse beregnes Spændingerne paa lignende Maade som for Remme.

Fig. 48 viser et Gjennemsnit af en Snorskives Rand. Snoren *a* ligger an mod Siderne af den skarpe Fordybning. Snore kunne samles derved, at Enderne splidses eller at den ene Ende forsynes med et Øie af Metal, det andet med en Krog, hvilken da hages ind i Øiet.

Naar en Snor skal krydses for at forplante Bevægelsen saaledes, at den bevægede Axel faaer modsat Omdreiningsretning af den, der findes hos den drivende Axel, saa maa Skiverne ikke lægges ganske i samme Plan, men deres Midtplaner maa danne en lille Vinkel med hinanden, netop stor nok til at Snorens Parter kunne slippe forbi hinanden uden at berøres.

Snore anvendes kun til at overføre lette Bevægelser, hvor en ringe Snordiameter er tilstrækkelig, thi bliver Diametren stor, vil Modstanden mod Bøining ogsaa blive stor.

Krafttabet ved Snorløb beregnes ligesom for Remme, der fremkommer dels et forøget Tryk paa Tapperne hidrørende fra Snorens Spænding, dels en Bøiningsmodstand, der beregnes efter (34), kun at man for b . t sætter δ^2, hvor δ er Snortykkelsen.

Metaltraadstouge over Skiver. Dr. Hirn har opfundet denne Forplantelsesmaade for at kunne forplante Bevægelse paa store Afstande.

Man anvender hertil Touge af Jerntraad, af Messingtraad (naar de ere udsatte for Fugtighed) og af Støbestaalstraad. Tougenes sædvanligste Gjennemsnit sees af Fig. 49. Over en Kjerne *a* af Hamp er slaaet 6 Cordeler *b*, hver sammensat af 6 Jerntraade eller Metaltraade, slaaede over en Hampekjerne, saaledes som vist til Høire i Figuren. Er Metaltraadenes Diameter = δ, saa bliver paa Grund af Maaden Traade og Cordeler lægge sig ved Sammenslaaningen, Snordiametren d = 8 δ. Stigningen af den Helice, hvorefter Traadene i Cordelerne ere snoede, er 83—85°; Cordelerne snoes den modsatte Vei og faa en Helicestigning = 82°.

Touget indeholder altsaa 36 Metaltraade af Diameter δ og

det er alene disses Modstand man gjør Regning paa, medens Hampekjernerne lades ganske ude af Betragtning.

Spændingen i Materialet fremkommer dels paa Grund af Kræfterne P og p i de fri Parter, dels paa Grund af Bøiningen, idet Touget vikles om Skiverne. Den stærkeste Fiberpaavirkning fremkommer, hvor P virker sammen med Bøiningen, altsaa der, hvor den stærkest spændte Part vikles af og paa Skiverne. Disse Punkters Paavirkning bliver følgelig at lægge til Grund for Beregningen. Kaldes Skivens Radius R og den Spænding, der hidrører fra Bøiningen, k, saa er Momentet:

$$S\,a = \frac{E\,I}{R} = \frac{k\,I}{\frac{1}{2}\,\delta} \text{ eller}$$

$$k = \frac{E\,\delta}{2\,R}.$$

Er nu Trækket i den frie Part P, den største Spænding, man vil byde Materialet pr. □″ = r, saa maa, idet a er Tougets nyttige Areal:

$$\frac{P}{a} + k = r$$

eller

$$\frac{P}{a} + \frac{E\,\delta}{2\,R} = r \ldots\ldots\ldots\ldots (38)$$

Ved Formel (38) kunne P og R afpasses efter hinanden; man seer, at naar P gjøres stor, saa bliver ogsaa $\frac{R}{\delta}$ stor.

For Jerntraad sættes r = 25000 ℔, idet Elasticitetsgrændsen naaes ved 40000 ℔.

$$E = 27000000.$$

$\frac{P}{a}$ tages oftest mellem 5500– 10000 ℔,

hverved faaes:

$$\frac{R}{\delta} = 690 - 960$$

og regnes d = 8 δ, bliver

$$\frac{R}{d} = 86 - 120,$$

hvilket stemmer godt med de i Praxis brugelige Dimensioner.

For Messingtraad maa Spændingen r tages meget mindre end for Jerntraad, men da tillige E er mindre for Messingtraad

end for Jerntraad, saa vil man desuagtet omtrent kunne benytte samme Værdier af $\frac{P}{a}$ og $\frac{R}{\delta}$, som de, der findes for Jerntraad.

Staaltraad har samme E som Jerntraad, men r kan tages betydelig større, indtil 30000 ℔, saa at man med samme $\frac{R}{\delta}$ kan tage $\frac{P}{a}$ omtrent 5000 ℔ større end for Jerntraad.

Skiverne gjøres af Jern eller Træ og paa Omkredsen forsynes de med en Fure, hvori Touget kan ligge; denne Fure maa være bred udadtil, for at Touget ikke let skal kunne kaste sig af; og ved Remskiver maa den udfores med et blødt Underlag, saasom Træ, Gutta-Percha eller Læder, hvorpaa Touget kan ligge. Fig. 50 viser Snit gjennem Krandsen paa en Jernskive med indlagte Træstykker.

Periferihastigheden af Skiverne tages stor, 60 — 100 Fod. pr. Secund.

Afstanden mellem Skiverne maa ikke være for lille, da det saa bliver vanskeligt at holde Tougets Spænding tilstrækkelig constant, 64—100′ er den mindste Afstand, der kan tillades, 300′ er sædvanligvis den største, der bruges; skal Kraften forplantes paa endnu større Afstande, anbringes en Række Traadtouge efter hinanden, over Skiver, med en indbyrdes Afstand af 300′.

Kræfterne i Touget P og p beregnes ligesom for Remme, idet $\mu = 0.25 - 0.28$.

Tapfriktionen regnes paa sædvanlig Maade; den bliver lille, da Skivernes Radier ere store.

Modstanden mod Bøining haves ingen Data for. Den har imidlertid ikke stor Betydning, da Elasticitetsgrændsen ikke overskrides, og altsaa den Arbeidsmængde, som forbruges under Bøiningen, udvikles paany, naar Touget retter sig igjen.

De frie Parters Form er nærmest en flad Kjædelinie, der med stor Tilnærmelse kan betragtes som en Parabel; man vil da let af den techniske Mekanik kunne beregne Indsænkningen (se Kjædens Beregning Pag. 43). Som oftest beløber Indsænkningen sig til $\frac{1}{30}$ à $\frac{1}{40}$ af Længden for den svagest spændte Part; som Følge deraf fordres der høie Opstillinger,

naar Skivernes Afstand bliver stor. Oftest gjøres den nederste Part svagest spændt, men man sparer nogen Høide ved at bruge den omvendte Orden. Undertiden anbringes Bæreruller under den svagest spændte Part.

Skal Tougledningens Retning ikke holdes uforandret paa hele Længden, saa anbringes 2 Skiver der hvor Retningsforandringen skal ske, saaledes at den enes Plan falder i den tidligere Retning, den andens i den ny Retning, og disse Skivers Axler forbindes ved coniske Hjul.

d) Kjæder. Skal Bevægelsen overføres ved en Kjæde uden Ende over et Par Skiver, saa er Friktionen ikke tilstrækkelig til at forhindre Glidning paa Skiverne, men man maa forsyne deres Omkredse med Tænder eller Knaster, hvori Kjædeleddene kunne gribe ind. Formen af Kjædernes Led er meget forskjellig.

α) Simple Kjæder med ovale Led af Rundjern, af samme Slags som de, der benyttes ved Løftning af Byrder, bruges kun til at overføre lettere Bevægelser. Indretningen af disse Kjæder og deres Skiver skal omtales under Tridseværker.

β) Vaucansons Kjæde (Fig. 51) kruges kun til meget lette Bevægelser, da den ifølge Leddenes Form er svag, thi Enderne af Rundjernet ere, som Figuren viser, ikke sveisede til, men simpelt ombøiede. Skiverne have Tænder, der gribe ind mellem de lige Stykker a af Leddene.

γ) Galles Kjæde (Fig. 52) tjener til at forplante store Kræfter, men helst med moderat Hastighed. Leddene bestaa af Skinner af fladt Jern, saaledes at hvert Led indeholder mindst 2, ofte flere, indtil 8 Skinner. Leddene ere indbyrdes forbundne ved Bolte, mod hvilke Tænderne paa Skivernes Omkredse gribe, saaledes som det let vil forstaaes af Figuren. Dimensionerne af en saadan Kjæde vil man let kunne beregne, naar Kraften, som virker deri, er bekjendt. Materialets Spænding pr. $\square''$ kan sættes $= 10000$ $\mathfrak{A}$.

Krafttabet ved Bevægelsens Overførelse med Kjæde hidrører dels fra Tapfriktionen, der beregnes paa sædvanlig Maade, og dels fra Friktionen ved Leddenes Bevægelse i Forhold til hinanden. Denne sidste Friktion kan beregnes paa samme Maade for alle Arter af Kjæder. Er P Trækket i den ene Part af Kjæden, ϱ Leddets eller Boltens Radius, hvorom

Dreiningen foregaaer, samt μ Friktionscoefficienten, og man tænker sig, at Skiven dreier sig en Vinkel α, der netop er saa stor, at et Led opvikles, saa vil dette Led i Forhold til det paafølgende være dreiet en Vinkel α, hvorved der er consumeret en Arbeidsmængde $= \mu \varrho \alpha P$. Hvis nu Skiven gjør n Omdreininger pr. Minut, vil der af den betragtede Part af Kjæden i denne Tid være opviklet et Antal Led $= \frac{2 \pi n}{\alpha}$ og dertil vil følgelig være medgaaet Arbeidsmængden $\frac{\mu . 2 \pi \varrho n P}{\alpha}$.

I samme Tid vil et ligesaa stort Kjædestykke være afviklet; kaldes denne Parts Spænding p, vil dertil medgaa Arbeidsmængden

$$\mu . \frac{2 \pi \varrho n p}{\alpha}.$$

For at udvikle disse Arbeidsmængder maa der udøves et stærkere Træk i Kjæden, end det, som vilde behøves, naar der ingen Friktion var ved Boltene. Denne Forøgelse i Træk, F, kaldes Bøiningsmodstanden reduceret paa Kjæden; den bliver:

$$F = \frac{\mu \varrho (p + P)}{R} \quad \ldots\ldots\ldots (39)$$

gjældende for Bøiningsmodstaoden ved den ene Skive og et lignende Udtryk faaes for den anden Skives Vedkommende.

Nu skal særskilt betragtes 2 Tilfælde.

1) Den ene Skive lodret over den anden. Trækket i Kjæden er lodret, Spændingerne i Partierne ved den nedre Skive ere saameget mindre end ved den øvre, som Vægten af de frie Kjædestykker udgjør.

2) Skivernes Axer i samme vandrette Plan. Skiverne ere oftest af samme Diameter. Værdierne P og p blive da fælles for begge Skiver, og den hele Bøiningsmodstand er $= 2$ F, hvor F beregnes efter (39).

De frie Parters Form vil blive flade Kjædelinier, der tllnærmelsesvis kunne betragtes som Parabler; hvorefter Relationen mellem Indsænkningen og Spændingen let bestemmes. Betragtes den slappe Part *a c b* (Fig. 53) med Spænding p, Indsænkning h og drages Tangenten *a f* til Punktet *a*, saa faaes e f $= 2$ h. Tangenten til *b* vil paa samme Maade blive b f.

Da nu Kjædestykket *a c b* skal være i Ligevægt med Indvirkning af Kraften p i *a*, Kraften p i *b* samt Egenvægt q, saa maa disse Kræfter holde hinanden i Ligevægt. Dannes deres Diagram (ifølge technisk Mekanik), saa findes Betingelsen

$$\frac{p}{\left(\frac{q}{2}\right)} = \frac{a\ f}{2\ h},$$

men, af $= \sqrt{(2\ h)^2 + \left(\frac{l}{2}\right)^2}$, idet a b $= l$,

herved faaes $\frac{p}{\left(\frac{q}{2}\right)} = \frac{\sqrt{(2\ h)^2 + \left(\frac{l}{2}\right)^2}}{2\ h}$

eller $p = \frac{q}{2} \cdot \frac{1}{2\ h} \sqrt{(2\ h)^2 + \left(\frac{l}{2}\right)^2}$ . . . . (40).

Efter denne Formel beregnes p, idet man først bestemmer hvor stor Værdi af h der kan tillades. Sædvanligt tages $h = \frac{1}{8}\ l$, hvilket giver $p = 1.11\ q$.

Kjendes p, saa haves ifølge (24) $P = Q + p$. Den tilsvarende Kjædeparts Indsænkning kan let bestemmes efter (40).

Følgende Tabel angiver sammenhørende Værdier af h og p:

$h =$	0.35 l	0.25 l	0.125 l	0.0625 l	0.03125 l
$p =$	0.614 q	0.707 q	1.11 q	2.06 q	4.03 q

6) Tandhjul.

De anvendes til Forplantelse af Omdreiningsbevægelse fra en Axel til en anden, naar Afstanden ikke er for stor.

Naar to Tandhjul gribe umiddelbart i hinanden, saa erholde de Omdreining i modsat Retning. Tilsigter man, at to parallele Axler skulle, ved Indgribning af Tandhjul, have Omdreining i samme Retning, maa der imellem deres Axler indlægges en tredie med et Tandhjul, der griber ind i begge de to førstnævnte Axlers Tandhjul. Hvadenten Tandhjulene paa to Axler indgribe umiddelbart eller med Mellemhjul, staa dens Omdreiningshastigheder i omvendt Forhold til deres Radier eller Diametre, maalte til Hjulenes Delecirkler.

Naar to Axlers Midtlinier vel ligge i eet Plan, men danne

en Vinkel med hinanden, skeer Indgribningen ved coniske Hjul; Toppunkt for de Kegleflader, paa hvilke Tænderne inddeles, er Axernes Skjæringspunkt. Imellem ≠ Axler sker Indgribningen ved cylindriske Hjul.

Det mindste af de indgribende Hjul kaldes sædvanligt et Drev. Antallet af Drevets Tænder bør ikke gaa op i Antallet af Hjulets for at Tændernes Slid kan foregaa saa ensformigt som muligt, at ikke Tænderne ved ulige Forslidning skulle give Anledning til Stød under Bevægelsen. Som Følge heraf bruges ofte Primtal som Tandantal i Drevet, f. Ex. 13, 17, 19.

Hjuldiametrene bruges ikke gjerne større end 12 Gange Diametren af Axlen, naar denne er let Støbejerns eller svær Smedejerns Axel. Intet Drev bør være af mindre Diameter end 3 Gange Diametren af den Axel, paa hvilken det sidder.

Intet Drev, der faaer Bevægelse fra et Hjul, maa have mindre Diameter end $\frac{1}{5}$ af Hjulets. Det bør mindst have 11 Tænder, hellere flere.

Construktionen af Tændernes Form antages bekjendt fra Descriptivgeometrien.

Fig. 54 viser et Stykke Hjulkrands med Tænder samt en Arm og Nav af et cylindrisk Hjul.

Tandtykkelsen b bestemmes efter Størrelsen af det Tryk, som udøves i Delecylindren *m n* ved følgende Betragtning. Kun under den Forudsætning, at Tændernes Form er aldeles nøiagtig, vil Trykket P, som virker paa Tænderne, fordele sig ensformig over det retlinede Element, langs hvilket Tænderne i vilkaarligt Øieblik ere i Berøring. Er Tændernes Form derimod ikke fuldstændig regelmæssig eller er der kommet et fremmed haardt Legeme imellem dem, saa kan hele Trykket komme til at virke paa et enkelt Punkt, og som det ugunstigste Tilfælde maa da det betragtes, hvor Trykket virker paa et Hjørne af Tanden.

Kaldes Tandens Længde l, Tykkelse b, og betragte Tanden tilnærmende som et retvinklet Parallelepipedum, saa indsees, at Bruddet lettest vil indfinde sig efter en Plan, som danner 45° Siderne. Man faaer da Ligningen

$$P \cdot \frac{l}{\sqrt{2}} = \gamma I = \frac{r}{\left(\frac{b}{2}\right)} \frac{b^3 l \sqrt{2}}{12}$$

eller $$P = \frac{r}{3} b^2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (41).$$

Værdien af $\frac{r}{3}$ er forskjellig efter Materialet og efter den større eller mindre Grad af Uregelmæssighed, hvormed Kraften virker.

For Støbejernstænder i Hjul, der forplante Elementarkraft, f. Ex. ved almindelige Axelledninger, regnes efter Morin, naar P udtrykkes i ℔, b i Tommer:

$$r = 3750,$$

der giver

$$P = 1250\ b^2;\ b = 0.0284 \sqrt{P} \quad \ldots\ldots \quad (42).$$

For Støbejernstænder paa Hjul, der paavirkes meget jevnt, f. Ex. i Kraner, Vinder og desl., regnes

$$\left.\begin{array}{l} r = 4500\ ℔ \text{ à } 6000\ ℔ \\ P = 1500\ b^2 \text{ til } P = 2000\ b^2 \\ \text{eller} \quad b = 0.0258 \sqrt{P} \text{ til } b = 0.0224 \sqrt{P} \end{array}\right\} \ldots\ldots \quad (43),$$

idet Coefficientens Størrelse i høi Grad afhænger af Jernets Beskaffenhed, og den Omhu, der anvendes paa Tændernes Afretning.

Undertiden kan det være ønskeligt at have Tænderne af endnu mindre Tykkelse end (43) giver, i saa Tilfælde anbringes paastøbte Rande (Fig. 55), hvorved Tændernes Hjørner styrkes. I saa Tilfælde regnes undertiden ved Kranhjul af godt Støbejern

$$P = 3000\ b^2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (44).$$

Den Værdi af b, som indføres i disse Formler, er oftest Tandtykkelsen maalt i Delecirklen. Dette vil være fuldkomment sikkert for alle Tænder, der ere tykkest ved deres Grund, f. Ex. Evolventtænder, men ved saadanne, der ere tyndest ved Grunden, f. Ex. Cykloidetænder med retlinede Flanker, maa man være varsom med Formlernes Anvendelse, navnlig naar man benytter stor Fiberpaavirkning, som i Formlerne (43) og (44).

Høiden af Tænderne a har ingen væsentlig Indflydelse paa Tændernes Styrke, men derimod i høi Grad paa Sliddet.

Da nu hurtigt løbende Hjul ere mere udsatte for at slides end de, der gaa langsommere, saa bruges for almindelige Hjul

naar Periferihastigheden $< 5'$ a = 4—5 b

og naar Periferihastigheden $> 5'$ a = 5—6 b.

Dog maa bemærkes, at i simplere Maskinerier, hvor der kan være Fare for en Forrykning af Axlerne i Forhold til hinanden, tør man ikke anvende for stor Høide paa Tænderne, da de i saa Tilfælde let klemme sig fast, og brække af. Hjul, der kun bruges nu og da, f. Ex. i Kraner og Vinder gives en ringe Høide, f. Ex. a = 2 til 3 b.

Længden af Tænderne l, maa ikke overskride 1.5 b, sædvanligt gjøres den = 1.2 til 1.3 b. Den mindste Værdi af l, som kan benyttes, afhænger iøvrigt af den valgte Tandform, og construeres paa bekjendt Maade.

Stilen eller Delingen, s (Tand + Mellemrum maalt paa Delecirklen) gjøres saa stor, at der bliver et Spillerum = $\frac{1}{10}$—$\frac{1}{15}$ af Tandtykkelse imellem de indgribende Tænder. Som Følge heraf gjøres

for almindelige Jerntænder S = 2.1 b,

for godt afrettede Jerntænder S = 2.067.

Indgribe Trætænder i Jerntænder, hvad man ofte bruger for at opnaa en jevn Gang uden stærke Stød, saa tages

S = 2.5 b,

hvor b er Jerntandens Tykkelse, 0.1 b er Spillerum og 1.4 b er Tykkelsen af Trætanden.

De øvrige Dimensioner af Støbejernshjul bestemmes paa følgende Maade:

Hjulringens Tykkelse bliver, naar Hjul og Tænder ere Støbejern t = b i Yderkanten, og den faaer indvendigt, mod Midten, $\frac{1}{16}$ Slip.

Ere Hjulene af Støbejern med indsatte Trætænder, bliver t = $1\frac{1}{3}$ b.

Høiden af Hjulringen bliver for heelt støbte Hjul = a, for Støbejerns Hjul med indsatte Trætænder = 1.2 a.

Hjulets Antal af Arme bliver, naar Hjulradien er R, Axeldiametren d, det hele Tal, der ligger nærmest ved $\frac{R}{d}$, forudsat, at Axlen er beregnet som svær Smedejernsaxel.

Armene faa med Axlen en Brede i Hjulets Plan = h_1 og en Høide = $b_1 = \frac{1}{5} h_1$. Er Antallet af Arme = a_1, saa bestemmes h_1 som ved Remskiver efter Førmlen:

$$h_1 = 1.72 \frac{1}{\sqrt[3]{a_1}} . d,$$

idet d gjælder for let Støbejerns eller svær Smedejerns Axel. Denne Formel giver:

For a_1 =	3	4	5	6	8	10	12
$\frac{h_1}{d}$ =	1.18	1.08	1.00	0.94.	0.86.	0.79	0.75

Ved Ringen bliver Armenes Brede = $\frac{3}{4} h_1$.

Lodret paa Hjulets Plan anbringes en Ribbe af Tykkelse = $\frac{1}{6} h_1$, dens Høide gjøres ved Navet næsten af dettes Høide l_1 og ved Ringen næsten = a.

Diametren af det Hoved eller Bryst paa Axlen, paa hvilket Hjulet befæstes, bliver $d_1 = \frac{5}{4} d$.

Længden af Navet $l_1 = a + \frac{1}{16} R$, Tykkelsen $\delta = 0.2 + \frac{1}{3} d$ Tom.

Kilen som ved Remskiver.

De anførte Regler gjælde ogsaa for coniske Hjul, idet de beregnede Tykkelser ere Middeltykkelser.

Følgende Tabel til at finde Tandtykkelsen er beregnet efter Formel 42.

Antal H K, som et Hjul med Jerntænder forplanter, naar v og b ere:

b i Tom.	v = 1 Fod	2	3	4	5	6	7	8	9	10 Fod
	HK	HK	HK	HK	HK	HK	HK	HK	HK	HK
0.5	0.64	1.29	1.94	2.58	3.23	3.87	4.52	5.16	5.81	6.46
6	0.93	1.86	2.79	3.72	4.65	5.58	6.51	7.44	8.37	9.30
7	1.27	2.53	3.80	5.06	6.33	7.59	8.86	10.13	11.39	12.66
8	1.65	3.30	4.96	6.61	8.26	9.91	11.56	13.21	14.87	16.52
9	2.09	4.18	6.28	8.37	10.46	12.55	14.65	16.74	18.83	20.92
1.0	2.56	5.16	7.76	10.32	12.92	14.48	18.08	20.64	23.24	25.84
1	3.12	6.25	9.38	12.50	15.63	18.75	21.88	25.00	28.13	31.25
2	3.72	7.44	11.16	14.88	18.60	22.32	26.04	29.76	33.48	37.20
3	4.4	8.7	13.1	17.5	21.8	26.2	30.6	34.9	39.3	43.7
4	5.1	10.1	15.2	20.2	25.3	30.4	35.4	40.5	45.6	50.6
5	5.7	11.6	17.5	23.2	29.1	34.8	40.7	46.4	52.3	58.1
6	6.6	13.2	19.8	26.4	33.0	39.6	46.2	52.8	59.5	66.1
7	7.5	14.9	22.4	29.9	37.3	44.8	52.2	59.7	67.2	74.6
8	8.4	16.7	25.1	33.5	41.8	50.2	58.6	67.0	75.3	83.7
9	9.3	18.6	28.0	37.3	46.6	55.9	65.3	74.6	83.9	93.2
2.0	10.2	20.6	31.0	41.3	51.7	61.9	72.3	82.6	93.0	103.4
1	11.4	22.8	34.2	45.5	57.0	68.3	79.7	91.2	102.5	114
2	12.5	25.0	37.5	50.0	62.5	75.0	87.5	100	113	125
3	13.7	27.3	41.0	54.7	68.3	82.0	95.6	109	123	137
4	14.9	29.8	44.6	59.5	74.4	89.3	104	119	134	149
5	16.0	32.2	48.5	64.5	80.1	96.1	113	129	145	161

v er Hjulets Peripherihastighed i Delecirklen pr. Secund.

Naar Tænder af Træ skulle indsættes i en Støbejerns Hjulkrands, saa kan det ske paa flere Maader. Fig. 56 a viser i Plan en Maade at holde Tænderne fast i Hjulkrandsen ved Trækiler, der drives ned imellem Tændernes Svalehaler paa Inderside af Krandsen. Dette kan da ske paa to Maader, nemlig idet Tænderne, som det er vist ved Gjennemsnittet *b*, have et Bryst, med hvilket de holdes an mod Krandsens Yderside, eller, som i Gjennemsnittet *c*, uden saadant Bryst. Endelig viser *a* en tredie Maade, idet Tanden mod Krandsens Inderside er fastholdt med en Stift.

Krafttabet, som lides, naar Bevægelse overføres ved

Tandhjul hidrører væsentligst fra Friction, nemlig dels Tapfriction, dels Tandfriction.

Tapfriction. Tappernes Friction hidrører dels fra Vægten af Hjulene, Axlerne o. desl., dels fra Trykket, der virker paa Tænderne. Saasnart man i givet Tilfælde kjender Værdierne af disse Tryk, er det let at beregne deres Resultant, og naar da Tappernes Diameter og Antal af Omdreininger i Minutet ere givne, kan man let beregne den Arbeidsmængde, der medgaaer til Overvindelse af Frictionsmodstanden ved Tapperne.

Ved Constructionen af Tandhjulforbindelser har man det ofte i sin Magt at kunne ordne Indgribningernes Beliggenhed saaledes. Trykkenes Resultant bliver lille og derved formindskes det omtalte Tab i Arbeidsmængde.

Tandfrictionen. Tændernes Indgribning giver Anledning til Friction, og for at give et Begreb om dennes Størrelse fremstilles her dens Værdi for det Tilfælde, at Hjultænderne ere formede efter Epicycloidebuer.

Lad C (Fig. 57 a) forestille Centret for det drivende Hjul, c for det drevne, idet Radierne til Delecirklerne ere C A = R og c A = r. Det drivende Hjuls Tænder ere formede efter Epicycloiden A E G frembragt ved at Cirklen over c A som Diameter ruller paa Hjulets Delecirkel. Det drevne Hjul har plane Tænder, stillede efter Radierne. Indgribningen begynder i Centerlinien, hvor Røringen skeer i Punctet A, og efterhaanden flytter Røringspunctet sig hen langs Cycloiden. Efter en vis Tids Forløb har det drivende Hjul dreiet sig en Vinkel φ, det drevne en Vinkel ψ; i denne Stilling ville vi tænke os Hjulene fast forbundne med hinanden og som en Helhed dreiede en Vinkel φ tilbage. Det drivende Hjul indtager da sin oprindelige Stilling, men det drevnes Centrum er rykket hen til G. Røringspunktet er E. Nu kan den gjennemløbne Epicycloidebue s = A E let bestemmes; lægges nemlig et Coordinatsystem med C til Begyndelsespunct og Axerne som antydet paa Figuren faaes

$$\frac{ds}{d\varphi} = \sqrt{1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2}\,\frac{dx}{d\varphi},$$

men

$$\frac{dy}{dx} = \operatorname{tg}\alpha = \operatorname{tg}\left(\varphi + \frac{\psi_1}{2}\right),$$

altsaa $$\frac{d\,s}{d\,\varphi} = \frac{1}{cos\left(\varphi + \frac{\psi_1}{2}\right)} \frac{d\,x}{d\,\varphi}.$$

Figuren viser fremdeles at

$$x = (R + r_1)\ cos\ \varphi - r_1\ cos\ (\varphi + \psi_1),$$

altsaa

$$\frac{d\,x}{d\,\varphi} = -\ (R + r_1)\ sin\ \varphi + r_1\ sin\ (\varphi + \psi_1)\left(1 + \frac{d\,\psi_1}{d\,\varphi}\right).$$

Mellem ψ_1 og φ haves Relationen

$$r_1 \,.\, \psi_1 = R\ \varphi,$$

hvoraf

$$r_1\ d\ \psi_1 = R\ d\ \varphi.$$

Herved bliver

$$\frac{d\,s}{d\,\varphi} = 2\ (R + r_1)\ sin\ \frac{\psi_1}{2}$$

eller

$$d\ s = 4\ (R + r_1)\ \frac{r_1}{R}\ sin\ \frac{\psi_1}{2}\ d\ \frac{\psi_1}{2}$$

og ved Integration fra 0 til ψ_1:

$$s = \frac{4\ (R + r_1)\ r_1}{R}\left(1 - cos\ \frac{\psi_1}{2}\right) = \frac{4\left(R + \frac{r}{2}\right)\frac{r}{2}\ (1 - cos\ \psi)}{R}$$

Betragtes dernæst Fig. 57 b, som viser 2 Tænder i Indgribning, saa vil Tandtrykket og dets gjennemløbne Vei let kunne findes. Kjendes Trykket P, som maa virke i Delecirklerne, lodret paa Radierne, for at overføre Kraften, saa vil Trykket, der i det vilkaarlige Øieblik virker i Røringspunctet, være P sec ψ, idet ψ er det drevne Hjuls Dreiningsvinkel.

Frictionen i dette Øieblik er altsaa $\frac{\mu\ P}{cos\ \psi}$.

Skeer der nu en lille Dreining, vil denne Friction gjennemløbe en Vei lig Differensen mellem det paa Cycloiden og paa den retlinede Flanke gjennemløbne Stykke.

Under hele Dreiningen siden Indgribningens Begyndelse i A er den paa Cycloiden gjennemløbne Bane, som ovenfor vist:

$$s = 4\ \frac{\left(R + \frac{r}{2}\right)\frac{r}{2}}{R}\ (1 - cos\ \psi)$$

og det paa Retlinien gjennemløbne Stykke (se Figuren)

$$A^1\ E = r\ (1 - cos\ \psi),$$

følgelig Differensen:

$$s_1 = s - A^1 E = \frac{r\,(R + r)}{R}\,(1 - \cos\psi).$$

Den Vei, som Frictionen vil gjennemløbe under en lille Dreining d ψ, vil være

$$d\,s_1 = \frac{r\,(R + r)}{R}\,\sin\psi$$

og Tandfrictionens Arbeidsmængde for det betragtede Tandpars Indgribning fra dens Begyndelse til dens Ophør

$$A = \int_0^{\psi\,max} F\,d\,s_1 = \mu\,P\,\frac{(R + r)\,r}{R}\int_0^{\psi\,max} \operatorname{tg}\psi\,d\,\psi$$

eller $$A = \mu\,P\,\frac{(R + r)\,r}{R}\left(-\left|\,(\cos\psi\,max)\right.\right);$$

her er imidlertid $\psi\,max$ lille, l $(\cos\psi\,max)$ kan da udvikles i Række, og alle Potenser af ψ høiere end 2 bortkastes. Herved faaes

$$A = \mu\,P\,\frac{(R + r)\,r}{R}\,\frac{\psi^2\,max}{2}$$

Kaldes Antallet af Tænder paa det drivende Hjul N, paa det drevne n, samt Stilen β, vil Udtrykket for A kunne skrives

$$A = \mu\,\pi\,\beta\,\frac{(N + n)}{N\,n}\,P$$

og Frictionen, reduceret paa Delecirklerne, F, bliver derved

$$F = \frac{A}{\beta} = \mu\,P\,\pi\,\frac{N + n}{N\,n} \quad \ldots\ldots\ldots (45).$$

Af dette Udtryk (der tilnærmende kan bruges for alle Tandformer) sees, at F aftager, naar N og n voxe; Frictionen bliver altsaa desto mindre, jo større Tandantallet er.

For indvendige Indgribninger bruges Formen af Hypocycloidebuer for Tænderne, og ved lignende Betragtninger erholdes for disse Indgribninger:

Hypocloidebuens Længde: $s_1 = \frac{4\,(R - r_1)\,r_1}{R}\left(1 - \cos\frac{\psi_1}{2}\right)$.

og Frictionen reduceret paa Delecirklen $F_1 = \mu\,\pi\,P\,\frac{N - n}{N\,n}$ (46).

For Indgribning af Hjul i Tandstang, hvor Hjulet er den drivende Del, formes Hjultænderne efter Cycloidebuer, og for saadanne Indgribninger haves:

Cycloidebuens Længde $s_2 = 4\ r_1 \left(1 - \cos\frac{\psi_1}{2}\right)$

og Frictionen reduc. paa Delecirklen $F_2 = \mu\ \pi\ P\ .\ \frac{1}{n}$.

Formlerne vise, at Indgribningsfrictionen er størst ved de udvendige Indgribninger, men holder man sig indenfor de sædvanlige Grændser, saa bliver den ikke stor. Sæt f. Ex. $N = 60$, $n = 15$, $\mu = 0.15$, saa erholdes efter (45)

$$F = \mu\ \pi\ P\ \tfrac{75}{900} = 0.04\ P.$$

Tages n mindre, medens $\frac{N}{n}$ holdes constant, bliver Frictionen større, f. Ex. $N = 40$, $n = 10$, giver

$$F = \mu\ P\ \pi\ \tfrac{50}{400} = 0.06\ P.$$

Skruen uden Ende er Navnet paa en eiendommelig Tandindgribning, nemlig en Skrue, hvis Gænger indgribe i Tænderne paa et Tandhjul. Fig. 58 viser denne Forbindelse. Skruens og Tandhjulets Axer staa lodrette paa hinanden, men ligge ikke i samme Plan; Forholdet mellem Omdreiningshastighederne er netop udtrykt ved samme Tal som Antallet af Tænder i Hjulet, idet Skruen maa dreies en hel Gang rundt for at Tandhjulet kan rykke 1 Tand frem.

Saaledes som Mekanismen er fremstillet paa Figuren er det Skruen, der driver Tandhjulet; Tandtrykket kan da let findes, naar man kjender Modstandens Størrelse, og derefter kan Tandtykkelsen og Stilen let bestemmes ved de sædvanlige Formler. Skruegangshøiden bliver lig Stilen.

Tændernes Form, saaledes som den viser sig ved et Plansnit gjennem Skruens Axe, lodret paa Hjulets Axe, er som paa et Drev indgribende i en Tandstang, medens Snittet gjennem Gængerne svarer til Tandstangens Tænder. Herved er Skruens Form fuldstændigt bestemt, Hjulets Tænder gives en Høide $= 4$ b, de bør stilles skraat efter Skruens Stigningsvinkel, og iøvrigt begrændses af særegne vindskjæve Flader. Denne Form af Tænder kan kun fremstilles nøiagtigt ved at skjæres med en Fræse af samme Form om Skruen, men med skjærende Egge paa Gængerne.

Frictionen er saa betydelig ved Skruen uden Ende, at

den i mange Tilfælde stiller sig hindrende i Veien for denne Mekanismes Anvendelse.

Størrelsen af Frictionen kan i foreliggende Tilfælde beregnes saaledes:

Kaldes Middelradius i Skruen r, Skruegangshøiden h, Trykket i Hjulets Delecirkel P, og den Kraft, der maa virke paa Radius r for at omdreie Skruen, p samt Frictionscoefficienten μ, saa faaes (se Fig. 58 a):

$$p = P \frac{\mu \cdot 2 \pi r + h}{2 \pi r - \mu h},$$

hvorimod den Kraft p_1, som vilde være at anvende, hvis der ingen Friction var, bestemmes ved

$$2 \pi r \cdot p_1 = h P.$$

Elimineres P af ovenstaaende 2 Ligninger faaes

$$p = p_1 \frac{\frac{\mu \cdot 2 \pi r}{h} + 1}{1 - \frac{\mu h}{2 \pi r}} \quad \ldots\ldots\ldots (47),$$

her kan almindelig sættes $\mu = 0.16$, hvorved

$$p = p_1 \cdot \frac{1.0048 \frac{r}{h} + 1}{1 - 0.025 \frac{h}{r}},$$

men da almindeligt $\frac{h}{r}$ er en ægte Brøk (høist $\frac{h}{r} = 1$), kan man tilnærmende skrive

$$p = p_1 \left(1 + \frac{r}{h}\right) \quad \ldots\ldots\ldots (47a),$$

hvoraf sees, at det er fordelagtigt at tage en lille Radius og en stor Stigning paa Skruen, dog fordrer Styrkehensynet en vis mindste Tykkelse af den indre Spindel, hvorfor man ikke kan gjøre r saa lille man vil.

Tages som gunstigste Tilfælde $r = h$, faaes $p = 2 p_1$ o: 50 pCt. af Arbeidsmængden tabes.

Tages efter Redtenbacher $r = 1.6 h$, faaes $p = 2.6 p_1$ o: 60 pCt. af Arbeidsmængde tabes.

Tages efter Morin $r = 3 h$, faaes $p = 4 p_1$, o: 75 pCt. af Arbeidsmængden tabes.

Axlen i Skruen uden Ende bliver at beregne efter Kraften p virkende til Vridning, idet tillige tages Hensyn til Kraften P, som bevirker en Sammentrykning efter Længden.

Ved den hidtil betragtede Form af Skrue uden Ende kan Hjulet ikke drive Skruen, thi Skruens Stigningsvinkel er altid mindre end Frictionsvinklen. Derimod haves en anden Art Skrue uden Ende bestemt til at frembringe stor Omdreiningshastighed, idet man lader Hjulet drive Skruen. Denne gives derfor en meget stor Stigningsvinkel og gjøres i Reglen flerløbig; Forholdet mellem Hjulets og Skruens Hastighed er i saa Tilfældet angivet ved Tandantallet i Hjulet, divideret med det Antal Gænger, som Skruen indeholder paa et Stykke = Skruegangshøiden.

Urunde Tandhjul. Undertiden kan man ønske at overføre Bevægelsen paa saadan Maade, at den drevne Axels Hastighed bliver variabel, medens den drivende omdreies med constant Hastighed. I saadanne Tilfælde kan benyttes Tandhjul, hvis Delecurver ikke ere Cirkler eller i alt Fald ikke Cirkler concentriske med Axerne, hvorom Dreiningen foregaaer.

Delecurverne af saadanne Hjul maa altid berøre hinanden i Planen gjennem Axerne, og under Bevægelsen maa de rulle paa hinanden. Derved bliver man istand til at beregne og construere deres Form saaledes, at de opfylde givne Betingelser.

Lad O_1 og O_2 (Fig. 59a) forestille Centrerne for saadanne Hjul; kaldes Centerafstanden E, skal man altid have

$$r_1 + r_2 = E,$$

idet r_1 og r_2 ere Radii vectores til Puncter, der under Gangen komme i Berøring. Til en lille Dreining d φ_1 af det ene Hjul maa nødvendigvis svare en bestemt Dreining d φ_2 af det andet, saaledes at

$$r_1 \, d\varphi_1 = r_2 \, d\varphi_2.$$

Hvis nu tillige Loven for den drevne Axels Hastighedsvariation er bekjendt, saa at man altsaa har givet

$$\frac{d\varphi_1}{d\varphi_2} = f(\varphi_1),$$

saa kan man finde r_1, r_2 og φ_2 som Functioner af φ_1, hvorved faaes begge Curvernes Form. For at de fundne Resultater skulle

skulle kunne bruges, er det imidlertid nødvendigt, at de begge blive lukkede Curver.

Er den ene Curve samt Omdreiningspunkternes Beliggenhed givne, saa kan den anden Curves Form bestemmes, og Loven for Bevægelsen er da med det samme bestemt (men det er ikke sagt, at den fundne Curve bliver lukket).

De Former af urunde Hjul, som hyppigst finde Anvendelse, ere elliptiske Hjul, dels 2 Ellipser rullende paa hinanden og dels en Ellipse rullende paa en Cirkel.

2 congruente Ellipser kunne rulle paa hinanden, naar de begge omdreies om et Brændpunkt, og Afstanden mellem Omdreiningspunkterne tages = den store Axe (Fig. 59 b).

Kaldes det drivende Hjuls Vinkelhastighed w_1, det drevnes mindste Vinkelhastighed w_2, dets største w^1_2, saa haves

$$w_2 = w_1 \frac{a - e\,a}{a + e\,a}$$

og

$$w_2^1 = w_1 \frac{a + e\,a}{a - e\,a},$$

hvoraf

$$\frac{w_2^1}{w_2} = \left(\frac{a + e\,a}{a - e\,a}\right)^2;$$

sættes dette Forhold = n, findes Ellipsernes Exentricitet:

$$e = \frac{\sqrt{n} - 1}{\sqrt{n} + 1};$$

er a givet, faaes heraf $b = a\sqrt{1 - e^2}$.

En Ellipse og en Cirkel kunne combineres paa 2 Maader: Cirklen maa altid dreie sig om et Punkt udenfor Centrum, men Ellipsen kan enten dreie sig om Centrum (Fig. 59 c) eller om et Brændpunkt (Fig. 59 d).

I første Tilfælde maa Ellipsen gjøre 1 Omdreining for hver 2 Omdreininger af Cirklen, hvorfor man maa have tilnærmende:

$$2\,r\,\pi = \tfrac{1}{2}\,(a + b)\,\pi$$

eller

$$a + b = 4\,r.$$

Denne Ligning i Forbindelse med de, som faaes af de opgivne Betingelser, tjener til Bestemmelse af a og b. Er f. Ex. Afstanden u mellem Cirklens Centrum og Dreiningspunkt givet, samt Afstanden E mellem Axerne, saa faaes

$$E = b + r + \alpha = a + r - \alpha,$$

af hvilke 3 Ligninger a, b og α bestemmes.

Hvis man havde givet r samt Forholdet n mellem Ellipsens største og mindste Vinkelhastighed, vilde man foruden de ovenstaaende Ligninger have

$$n = \frac{\left(\frac{r + \alpha}{b}\right)}{\left(\frac{r - \alpha}{a}\right)} = \frac{\alpha}{b} \cdot \frac{r + \alpha}{r - \alpha}$$

og kan derved bestemme α, a, b og E.

Dreier Ellipsen sig om Brændpunktet, maa den gjøre en hel Omdreining i samme Tid som Cirklen, og altsaa maa

$$2 r \pi = (a + b) \pi$$

eller

$$a + b = 2 r$$

og Dimensionerne findes paa lignende Maade som i forrige Tilfælde.

Tænderne paa urunde Hjul blive anbragte saaledes, at deres Midtlinie staaer lodret paa Periferien.

7) Exentriker.

Ved Exentriker forstaaes i Almindelighed Skiver af forskjellig Form, anbragte paa omdreiende Axler, og bestemte til at bevæge en Maskindel, som er i Berøring med deres Omkreds, paa saadan Maade, at Bevægelsen foregaaer efter en bestemt Lov, naar Axlen omdreies. Skivens Form afhænger af Loven for Bevægelsen.

Axlens Omdreining sker saa godt som altid med constant Hastighed; naar da tillige Loven for Bevægelsen, der skal frembringes, er givet, saa kan let Formen af Skiven construeres, idet man benytter Principet for den relative Bevægelse. Fremgangsmaaden bliver følgende:

Skiven betragtes som stillestaaende, medens det Punkt, der skal bevæges deraf, antages samtidigt at udføre baade sin egen Bevægelse og tillige Skivens Bevægelse (Omdreining) i modsat Retning; Punktet vil derved beskrive netop den Curve, hvorefter Omkredsen af Skiven skal formes.

Fig. 60 a viser Constructionen for det Tilfælde, at en Stang $A\,B$ skal bevæges et vist Stykke, A A_4, i sin egen Ret-

ning med constant Hastighed, og derpaa det samme Stykke tilbage med samme constante Hastighed o. s. v.

Bevægelsen udgaaer fra Axlen C, der omdreies i Pilens Retning, Stangen antages at skulle udføre en Bevægelse frem og tilbage samtidig med at Axlen dreies en Gang rundt. Stangens Retning antages at ligge i Plan med Axen og staa lodret paa denne.

I den Tid, der medgaaer til $\frac{1}{8}$ Omdreining, vil Stangen bevæge sig et Stykke $= A\,A_1 = A_1\,A_2 = A_2\,A_3 = A_3\,A_4$; men nu skal Stangen, ifølge den ovenfor angivne Regel, antages at dreie sig $\frac{2\pi}{8}$ om C, i modsat Retning af Pilen, i hver af de betragtede Tidsintervaller. Derved vil A efterhaanden komme til Stillingerne A_1^1, A_2^1, A_3^1, A_4^1, hvorved den ene Halvdel af Exentriken er bestemt, den anden bliver symmetrisk dermed. Det sees let, at den fundne Curve er en archimedisk Spiral.

Frictionen vil ved denne Mechanisme komme til at gjennemløbe en betydelig Vei, og desforuden er det Knæk, som findes paa Skivens Omkreds ved A, uheldigt for Bevægelsen. Man forsyner derfor oftest Stangen med en Rulle, der hviler imod Exentriken, hvis Form da maa undergaa en Forandring; tages f. Ex. A til Centrum for Rullen, vil man se, at Skivens Form kan tænkes frembragt ved at Rullen glider med sit Centrum langs Curven $A\,A_1^1\,A_2^1$ . . . . .

En Exentrik af denne Form kaldes en Hjerteskive; den finder Anvendelse ved flere Arbeidsmaskiner, navnlig ved Spindemaskiner.

Ligger Stangen ikke i Plan med Axen, saa bliver Constructionen lidt mere vidtløftig, men vil dog kunne udføres efter samme Regel. Fig. 60 b viser et saadant Tilfælde; Stangen $A\,B$ antages at skulle bevæges efter samme Lov som før; den skal altsaa gjennemløbe et af Stykkerne $A\,A_1$, $A_1\,A_2$, $A_2\,A_3$, $A_3\,A_4$ samtidig med at Axlen dreies $\frac{2\pi}{8}$. Det vil da let sees, at følgende Construction er rigtig:

C A drages, der slaaes Cirkler med C som Centrum, indeholdende Punkterne A, A_1, A_2, A_3, A_4. Periferierne deles i 8 lige store Dele ved Radierne C A, C a_1^1, C a_2^1 . . . . . og man afsætter dernæst $a_1^1\,A_1^1 = a_1\,A_1$; $a_2^1\,A_2^1 = a_2\,A_2$ . . . . .,

hvorved Skivens Form findes som A A_1^1 A_2^1 A_3^1 A_4^1 o. s. v. Ligesom i forrige Exempel faaes 2 Knæk paa Skivens Omkreds, svarende til de Puncter, hvori Stangens Bevægelse skifter Retning; det indadgaaende Knæk kan ogsaa her undgaaes ved at anbringe en Rulle paa Stangen.

Exentriken bliver en skjæv Hjerteskive.

En særegen Exentrik, formet efter en Cirkelafvikler, anvendes til Løftning af Stampere. Løftet begynder ved den retlinede Bevægelses Berøringspunkt med den afviklede Cirkel og foregaaer efter Tangenten til denne Cirkel. Efterat Løftet har fundet Sted, falder Stampen atter ned paa Grund af sin egen Vægt.

Fig. 61 viser dette Slags excentriske Løftearme. A angiver den nederste Stilling af en Løftearm, der hvor Løftet begynder, A_1 den øverste Stilling, i hvilken Armen slipper Stamperen.

B og B_1 ere de tilsvarende Stillinger af Stamperens horizontale Tap, under hvilken Løftearmen griber. Den horizontale Underflade af B vil i enhver Stilling tangeres af Løftearmens krumme Flade, da Tangenten til Cirkelafvikleren altid er lodret paa Tangenten til den afviklede Cirkel. Bevægelsen sees at foregaa med ensformig Hastighed.

Krafttabet hidrørende fra Frictionen ved Løftearmen kan let beregnes. Kaldes Radius i den afviklede Cirkel r, og betragtes Stillingen i det Øieblik, da Axlen har dreiet sig en Vinkel φ siden Løftets Begyndelse, saa vil Stamperen være løftet gjennem Høiden

$$r\,\varphi.$$

Dreies Axlen fremdeles en lille Vinkel $d\,\varphi$, vil Frictionen gjennemløbe Veien

$$d\,s = r\,\varphi\,.\,d\,\varphi.$$

Kaldes endvidere hele Stamperens Løftehøide h, den dertil svarende Axeldreining φ_1, haves:

$$h = r\,\varphi_1$$

og den af Frictionen under hele Løftningen gjennemløbne Vei

$$s = \int_0^{\varphi_1} r\,\varphi\,d\,\varphi = \frac{r\,\varphi_1^2}{2} = \frac{h^2}{2\,r}.$$

Betegnes endelig Stamperens Vægt ved Q, Frictionscoefficienten ved μ, faaes den af Frictionen consumerede Arbeidsmængde

$$= \mu \, Q \, \frac{h^2}{2 \, r}$$

og Frictionen reduceret paa Modstandens Bane

$$F = \mu \, Q \, \frac{h}{2 \, r}.$$

En meget hyppigt anvendt Form af Exentrik er Cirkelexentriken; den er allerede omtalt i Maskinlærens første Del Pag. 101, da den benyttes meget til at bevæge Gliderne ved Dampmaskiner. Fig. 62 viser Indretningen deraf. *a* er en cirkelrund Skive, anbragt exentrisk paa en Axel, *b* er en Ring, sammenskruet af 2 Halvdele og sluttende tæt omkring *a*, dog uden at klemme fast derimod; *c c* ere Stykker af Metal eller Træ, indlagte imellem Ringens 2 Halvdele; naar Ringen paa Grund af Slid ikke mere slutter tæt om Skiven, kunne Stykkerne *c* udtages, og deres Tykkelse formindskes lidt. *d* er en Smørekop, hvorfra Smørelsen indledes mellem *a* og *b*. *f* er en Stang, stivt forbundet med Ringen; den tjener til at overføre Bevægelsen til den Maskindel, som man ønsker bevæget ved Exentriken.

Afstanden *e* mellem Skivens og Axlens Centra kaldes Exentriciteten.

Loven for Bevægelsen er den samme som for Bevægelse frembragt ved Krumtap.

Fordelen ved Cirkelexentriker i Sammenligning med Krumtappe er navnlig den Lethed, hvormed de lade sig anbringe paa et hvilketsomhelst Sted af en Axel, medens Krumtappe kun kunne anbringes ved Enden af Axlerne, naar ikke disses Form fuldstændigt skal forandres.

Krafttabet paa Grund af Frictionen mellem Skiven og Ringen er derimod meget betydeligt ved Exentrikerne, da Skivens Radius altid er stor i Sammenligning med *e*. Exentriker bør derfor kun anvendes i saadanne Tilfælde, hvor dette Tab er af underordnet Betydning, f. Ex. hvor den Kraft, som overføres ved Exentriken, er ringe i Sammenligning med Maskinens hele Kraft, saaledes som det er Tilfældet ved Dampmaskinerne.

Tabet kan beregnes saaledes:

Er Frictionscoefficienten μ, Modstanden der skal overvindes Q, saa virker paa Skivens Omkreds Frictionen

$$\mu\ Q.$$

Denne gjennemløber under $\frac{1}{2}$ Omdreining Veien π r, consumerer altsaa Arbeidsmængden

$$\mu\ \pi\ Q\ r$$

og da Modstanden samtidig har gjennemløbet Veien 2 e, faaes Frictionen F reduceret paa Modstandens Bane

$$F = \frac{\mu\ \pi\ r}{2\ e}\ Q,$$

hvoraf sees, af F voxer med Forholdet $\frac{r}{e}$.

Hvis f. Ex. $\frac{r}{e} = 2\frac{1}{4}$, $\mu = 0.15$ faaes $F = 0.53\ Q$, saa at altsaa Frictionen i dette Tilfælde vil bevirke, at Modstanden bliver ca. $\frac{1}{2}$ Gang større end den ellers vilde være.

8) Krumtapmekanismen.

Herved forstaaes en Forbindelse af flere forskjellige Maskindele, nemlig Krumtap, Pleilstang, Stempelstang og Krydshoved, der ofte benyttes, f. Ex. ved Dampmaskiner, hvor Bevægelsen udgaaer fra Stemplet og meddeles gjennem Stempelstangen, Pleilstangen og Krumtappen til Axlen, og ved mange Pumper, hvor Bevægelsen udgaaer fra Axlen, og gjennem Krumtappen, Pleilstangen og Stempelstangen meddeles til Stemplet. I begge Tilfælde vil Paavirkningen af de enkelte Maskindele i Forbindelsen foregaa paa samme Maade, hvorfor de kunne behandles under eet.

a) Krumtappe. Disse kunne enten være almindelige Krumtappe (Fig. 63), der anbringes paa Enden af Axlen, uden at dennes Form derved forandres, eller Krumtapbugter (Fig. 64), der dannes ved en Forkrypning af Axlen paa det Sted, hvor den skal modtage eller afgive Bevægelsen, hvilket Sted ikke er Enden af Axlen.

Almindelige Krumtappe kunne dels være af Smedejern (Fig. 63 a), dels af Støbejern (Fig. 63 b). De ere ved et Nav med Kile fastgjorte til Axlen. Armen A har ved Smedejerns-

krumtappe rektangulært Gjennemsnit, ved Støbejernskrumtappe et Gjennemsnit, som Figuren viser.

Tappen *d*, hvortil Pleilstangen er befæstet, kaldes Vortetappen eller Krumtappinden; den er altid af Smedejern eller Staal og udgjør ikke eet Stykke med den egentlige Krumtap, men er befæstet dertil paa forskjellige Maader, hvoraf nogle ere viste paa Figurerne.

Dimensionerne beregnes efter Styrkehensynet, naar først Kraften P, der virker paa Vortetappen, og Armens Længde A, regnet fra Axlens til Vortetappens Midtlinie, ere bekjendte.

Axlens Diameter D beregnes som Omdreiningsaxel efter Momentet P A, der virker vridende derpaa. Herved er der dog ikke taget Hensyn til den hele Paavirkning, som den er underkastet, thi den vil tillige blive bøiet. Denne Paavirkning maa man dog søge at formindske saa meget som muligt, hvilket sker ved at understøtte Axlen saa tæt ved Krumtappen som muligt. Det Moment, hvormed P da virker til at bøie Axlen, vil i saa Tilfælde blive lille, og da Formlerne (18) og (19) give meget stor Sikkerhed, vil den herefter beregnede Tykkelse sædvanligvis være stor nok til at modstaa den hele Paavirkning. Er den bøiende Virkning imidlertid stor, saa maa der særskilt tages Hensyn dertil. Det største Moment, hvormed P virker til Bøining af Axlen, findes ved at tænke sig Axlens Understøtningspunkt midt i Leiet, og P's Angrebspunkt midt i Vortetappen. Kaldes da den Arm, hvorpaa P virker bøiende, a, saa ved man, ifølge den techniske Mechanik, at Vridningen og Bøiningen tilsammen vil frembringe samme Fiberpaavirkning som det bøiende Moment:

$$\tfrac{3}{8}\,P\,a + \tfrac{5}{8}\,\sqrt{(P\,a)^2 + (P\,A)^2}$$

og man kan altsaa beregne Axlen som Bæreaxel alene, idet P regnes at virke bøiende paa en Arm A_1 bestemt ved

$$A_1 = \tfrac{3}{8}\,a + \tfrac{5}{8}\,\sqrt{A^2 + a^2}.$$

Figur 63 b viser en simpel Construction af A_1, der let vil forstaaes uden videre Forklaring.

Navet om Axlen gives Dimensioner, der rette sig efter Axlens Diameter D saaledes, at hvis Axel og Krumtap ere af samme Materiale, saa tages

Navets Længde	= 0.9 D	1.05 D	1.25 D
idet samtidigt Navets Tykkelse	= 0.45 D	0.42 D	0.40 D

hvor 2 og 2 Værdier ere sammenhørende.

Er Krumtap og Axel ikke af samme Materiale, saa beregnes først Diametren for en Axel med samme Paavirkning som den foreliggende og af samme Materiale som Krumtappen, og dennes Diameter lægges til Grund for Beregningen.

Vortetappens Dimensioner beregnes efter Kraften P ligesom en almindelig Tap, idet enten (8) eller (11) benyttes.

Undertiden indrettes Vortetappen som Kugletap, for at give Forbindelsesstangen nogen Bevægelighed ud af den Plan, i hvilken Vortetappen bevæger sig. I saa Tilfælde gjøres Kuglens Diameter = 1.5 d, hvor d er den beregnede Tapdiameter.

Hovedet til Vortetappens Befæstelse bestemmes forskjelligt eftersom Krumtappens Materiale er Smedejern eller Støbejern.

For Smedejernskrumtappe sættes:

Hovedets Længde = 1.4 d,
— Vægtykkelse = 0.5 d.

For Støbejernskrumtappe:

Hovedets Længde = 2 d,
— Vægtykkelse = 0.7 d.

Armen paavirkes ikke blot til Bøining, men ogsaa til Vridning, da Kraften P virker udenfor dens Midtplan.

Breden af Armen i en Plan ⊥ Axen bestemmer hovedsagelig Krumtappens Udseende, den optegnes derfor strax under Hensyn hertil, saasnart Nav og Hoved ere afsatte med de beregnede Dimensioner. Hvor Armen støder til Hoved og til Nav maa der ikke findes skarpe indadgaaende Kanter, men disse Steder maa afrundes godt.

Tykkelsen h bestemmes efter Styrkehensynet. Man tager Hensyn baade til Bøining og Vridning, idet man benytter Formlen

$$M = \frac{3}{8} M_b + \frac{5}{8} \sqrt{M_b^2 + M_v^2},$$

der rigtignok kun gjælder for rundt Tversnit, men dog med tilstrækkelig Tilnærmelse kan anvendes paa det rektangulære. Beregningen simplificeres ved grafisk at finde den Arm A_2, hvorpaa P maa virke for ved Bøining alene at frembringe samme

Fiberpaavirkning, som den, der fremkommer ved den stedfindende Bøining og Vridning i Forening, hvorefter man benytter Formlen:

$$P\,A_2 = r\,\frac{h\,b^2}{6},$$

hvori sættes

for Smedejern r = 8000 ℔,
for Støbejern r = 4000 ℔.

En Krumtapbugt er fremstillet i Fig. 64. Den dannes som omtalt ved Forkrypning af selve Axlen, og denne maa understøttes paa begge Sider af Bugten, helst saa nær derved som muligt.

Dimensionerne af de enkelte Stykker bestemmes efter Styrkehensynet paa lignende Maade som ved den almindelige Krumtap, naar først Paavirkningen er beregnet. Denne Beregning kan blive meget vidtløftig, naar der paa Axlens Forlængelse udenfor Understøtningerne virker Kræfter, idet disse saa ville faa Indflydelse. Antages derimod Kraften P at være den eneste, man behøver at tage Hensyn til, saa sees, at Vortetappens Paavirkning alene er til Bøining med det statiske Moment $\frac{1}{2}$ P . l_1, medens Armene paavirkes dels til Bøining og dels til Vridning, og Axlen i Understøtningerne kun paavirkes til Vridning.

Størrelsen af Kraften P er det af Vigtighed at bestemme rigtigt. Navnlig maa man i alle Tilfælde, hvor Pleilstangen indeholder en stor Masse eller hvor andre store Masser deltage i Bevægelsen, og navnlig naar tillige Antallet af Omdreininger er stort, tage Hensyn til, at disse Masser afvexlende skulle accelereres og retarderes, hvilket bevirker en betydelig Forøgelse i Størrelsen af Kraften P.

b) Forbindelsesstænger tjene til at forbinde Krumtappen med en Maskindel, der skal bevæges retlinet frem og tilbage, eller omvendt: de kunne forplante Kraften fra en frem- og tilbagegaaende Bevægelse til Krumtappen og derved forvandle den vexlende Bevægelse til en omdreiende. Man kan beregne Diametren paa Midten af en saadan Stang paa følgende Maade:

Virker der kun Strækkekraft paa Stangen, saa beregnes dens Tværsnit saaledes, at den lider et Træk af 4000 ℔ paa □ Tommen i Tversnittet, hvis den er af Smedejern; er den af

Træ 800 ℔ paa □ Tommen. Støbejern bruges ikke i dette Tilfælde. Ofte gjøres dog saadanne Stænger af noget større Tværsnit. De bruges kun ved langsom Bevægelse.

Som oftest virker der paa en saadan Stang afvexlende strækkende og sammentrykkende Kræfter efter dens Længde. I saa Fald bliver Beregningen anderledes.

Hodgkinson har ved Forsøg funden, at Stænger af Jern bøiedes med en sammentrykkende Kraft efter Længden:

$P = C \frac{d^{3.76}}{l^2}$ eller $C \frac{d^{3.76}}{l^{1.7}}$ eftersom det er Smedejern eller Støbejern. Her betegner P den sammentrykkende Kraft, d Stangens eller Søilens Diameter og l dens Længde; C er en Constant, afhængig af Materialet. For Træsøiler har han fundet $P = C \cdot \frac{d^4}{l^2}$.

Tilnærmende kan man for alle Materialier sætte:

$$P = C_1 \frac{d^4}{l^2},$$

naar for en saadan Stang d er dens Diameter paa Midten af Længden, l Længden, P den sammentrykkende Kraft og C en Coefficient, der giver Stangen en vis Sikkerhedsgrad mod Brud.

Opløses denne Ligning med Hensyn til d_1 findes

$$d_1 = \sqrt[4]{\frac{1}{C_1}} \sqrt{l \sqrt{P}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (48).$$

Constanten $\sqrt[4]{\frac{1}{C_1}}$ gives en saadan Værdi, at Belastningen kun er en vis Brøkdel af den, der svarer til Brudlasten. Sikkerhedsgradens Størrelse vælges imidlertid meget forskjellig af forskjellige Constructører, saaledes findes Sikkerhedsgraden ved store Landmaskiner at ligge mellem 5 og 25, hvilket giver for Smedejernspleilstænger

$$d_1 = 0.026 \sqrt{l \sqrt{P}} \text{ à } 0.040 \sqrt{l \sqrt{P}} \quad \ldots (48a)$$

og for Støbejernsstænger

$$d_1 = 0.032 \sqrt{l \sqrt{P}} \text{ à } 0.048 \sqrt{l \sqrt{P}} \quad \ldots (48b).$$

For Skibsdampmaskiners Pleilstænger bruges ofte endnu større Sikkerhed.

Stængerne aftrækkes fra Midten mod Enderne, hvor Smedejerns Stænger erholde en Diameter $= \frac{3}{4}$ d1; Støbejerns Stænger faa paa den midterste Del Ribber, saa Tværsnitsformen bliver som Fig. 65 viser, men mindst ligesaa stærk i Henseende til Modstand imod Brud, som det beregnede af Diameter d1; denne Form aftrækkes ogsaa henimod Enderne.

Aarsagen til den høje Sikkerhedsgrad, man giver Pleilstænger, er den, at de ikke alene paavirkes til Sammentrykning efter Længden, men tillige af Centrifugalkraft, der opstaaer ved Stangens Svingning med Krumtappen. Ved meget hurtig Omdreining af Krumtappen kan der altsaa være Anledning til at forøge Stangens Tværsnit noget ud over den beregnede Diameter d1.

Fig. 65 viser Forbindelsen mellem en Krumtaps Vortetap og en Pleilstang ved Hjælp af en Strop med Bakker.

A er Krumtappen, *B* Vortetappen, *C* Pleilstangen, *D* Stroppen med sine Pander, der gribe om *B*. *a a* ere Anlægsstykker og *b* en Kile, ved hvilken Stroppen kan trækkes til.

Fig. 66 *a* og *b* viser andre Former for Enderne af Pleilstænger, *a* for Smedejern, *b* for Støbejern. Iøvrigt benyttes ogsaa mange andre Former deraf.

c) Stempelstænger. Stangens Diameter er afhængig af dens Materiale, dens Længde og Trykket paa Stemplet. Virker der paa Stemplet et Differenstryk lig n Atmosphærer og er Diametren af Stemplet i Tommer = D, saa er Kraften, der virker til at sammentrykke Stempelstangen $P = n \times 14.14 \frac{\pi}{4} D^2$

$$\text{o: } P = 11.1\ D^2 \cdot n.$$

Sættes istedetfor hele Stangens Længde Længden af Slaget o: meget nær største Afstand fra Krydshovedet til Bøsningen i Dampcylindrens Dæksel = L, Stangens Diameter = δ, saa har man Erfaring for, at en Stempelstang sikkert modstaaer Kraften P, naar den er af Smedejern og

$$P = 900000 \frac{\delta^4}{L^2}. \qquad (49)$$

Heraf følger

$$11.1\ D^2 \cdot n = 900000 \frac{\delta^4}{L^2} \ldots\ldots\ldots (49)_a,$$

hvor alle Maal ere Tommer, n, som anført Atmosphærers Differenstryk. Af denne Ligning følger:

$$\delta^4 = 0.00001233\ D^2\ L^2\ .\ n$$

og $$\delta = 0.05926 \sqrt[4]{D^2\ L^2\ n},$$

eller omtrent $$\delta = 0.06 \sqrt{D\ L}\ .\ \sqrt[4]{n}.$$

Denne Ligning kan skrives:

$$\delta = 0.06\ D \sqrt{\frac{L}{D}}\ .\ \sqrt[4]{n},\ \text{eller}$$

$$\frac{\delta}{D} = 0.06 \sqrt{\frac{L}{D}}\ .\ \sqrt[4]{n} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (49a)$$

Følgende Tabel indeholder Værdier af $\frac{\delta}{D}$:

$\frac{L}{D}$	naar n = 1	2	3	4	5	6	7	8
1.0	0.0600	0.0735	0.0790	0.0849	0.0897	0.0939	0.0976	0.1009
1.5	0.0735	0.0874	0.0967	0.1039	0.1098	0.1150	0.1196	0.1236
2.0	0.0849	0.1008	0.1116	0.1200	0.1268	0.1328	0.1380	0.1427
2.5	0.0949	0.1127	0.1248	0.1341	0.1418	0.1485	0.1543	1.1596

Støbestaals Stempelstænger gives Diameter = $\frac{9}{10}$ af dem for Smedejerns; ved Staal, der har en stor Elasticitetscoefficient og en høi Elasticitetsgrændse, kan Diametren gjøres indtil $\frac{5}{6}$ af Diametren for Smedejerns Stænger, dog gjøres ofte Staalstængernes Diameter ligesaa stor som for Smedejernsstænger ɔ: beregnet efter (49 a). Naar man skal beregne Stempelstænger for Blæseværker og lignende Maskiner, hvor Luftens Spænding er ringe, altid kun en Brøk af en Atmosphære, men hvor Frictionen af Stemplet, paa Grund af dets store Diameter, er betydelig, bør man beregne den hele Modstand P, heri indbefattet Frictionen, og derefter regne med Formlen (49), der tilnærmende kan skrives:

$$\delta = 0.0325 \sqrt[4]{P\ L^2} \quad \ldots\ldots\ldots (50).$$

Ved Stempelstænger, der kun ere underkastede Træk efter Længden, byder man med Sikkerhed Stængen et Træk paa □ Tommen af Tværsnittet = 6000 ℔, altsaa:

$$P = \delta^2 \frac{\pi}{4} \times 6000,$$

$$\text{o: } \delta = 0.0146 \sqrt{P} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (51),$$

hvor Materialet er Smedejern, P i ℔, δ i Tommer.

Man byder disse Stænger større Træk paa □ Tommen end Forbindelsesstænger, fordi der ingen Centrifugalkraft virker paa dem.

d) Krydshoveder kaldes de Tverstykker, der anbringes paa Enden af Stempelstangen, og tjene til at forbinde denne med Pleilstangen. De ere forsynede med 2 Tapper eller med en Tap understøttet i begge Ender, hvorpaa Pleilstangen kan virke. Desforuden skal Krydshovedet i Reglen ogsaa tjene til at styre Stempelstangen i dens retlinede Bevægelse, og forsynes i saa Tilfælde yderligere med Styrestykker, der glide paa en retlinet Ledning. Fig. 67 viser flere almindelige Constructioner af denne Slags Krydshoveder; *A* er Stempelstangen, *B* Tappen eller Tapperne til Pleilstangens Befæstelse, *C* Styrestykkerne.

Naar Krydshovederne ikke skulle styres i en Ledning, benyttes andre Former. Fig. 68 viser nogle Exempler paa saadanne. I 68 a ere Tapperne anbragte saa tæt ved hinanden som muligt; i 68 b ere de rykkede ud fra hinanden, hvilket undertiden kan være nødvendigt.

Dimensionerne bestemmes efter Styrkehensynet paa følgende Maade:

Trykket P, der paavirker Stempelstangen, kan antages bekjendt, og Stempelstangen δ beregnet. Man bestemmer da Diametren d af Tapperne B paa sædvanlig Maade; er der 2 Tapper, paavirkes de hver af $\frac{1}{2}$ P, og beregnes efter (8) eller (11); er der kun een, paavirkes den af det hele Tryk P og beregnes herefter under Hensyn til, at den er understøttet ved begge Ender.

Størrelsen af Glidefladerne i Fig. 67 bestemmes i Almindelighed saaledes, at Trykket pr. □″ deraf ligger mellem 30 og 60 ℔.

Tykkelsen af Navet om Stempelstangen gjøres $= \frac{1}{2}\ \delta$, Længden af Navet mindst $= 2.25\ \delta$.

Befæstelsen sker, som Figurerne vise, enten ved en Kile eller ved en Møttrik paa den i saa Tilfælde skrueskaarne Stempelstang.

Kilens Tversnitsareal gjøres saa stort, at den forskydende

Kraft pr. □″ deraf bliver mindre end 4000 ℔, og desuden maa der ved et Bryst paa Stempelstangen eller paa anden Maade sørges for at Kilen kun paavirkes i een Retning og ikke afvexlende paavirkes til Forskydning i modsatte Retninger, da den i saa Tilfælde hurtigt vil rokkes løs og ødelægges.

Breden b_1 af Kilen gjøres stor, for at Tykkelsen kan blive lille, da ellers Stempelstangen vil lide en betydelig Svækkelse derved. Sædvanligt tages $\frac{b}{t} = 3$ à 4.

Hvis Formen Fig. 68 b benyttes, bliver endnu at bestemme Dimensionen af Armene mellem Navet og Tapperne. Tversnittet tæt ved Navet, der paavirkes stærkest, gjøres rektangulært og beregnes som paavirket til Bøining af det statiske Moment $\frac{1}{2} P \cdot l_1$, idet den største tilladelige Spænding ansættes til 4000 ℔ pr. □″, Breden $b = \frac{h}{3}$. Formen vil iøvrigt sees af Figuren. Ved Tappen gives et Bryst af sædvanlig Høide, og Over- og Underside af Armen afdreies.

Krafttabet, som lides ved Krumtapmekanismen, hidrører selvfølgelig ikke fra Mekanismens Natur, men alene fra Friction og lignende Modstand.

Frictionsmodstanden kan findes paa følgende Maade:

Tænkes Krumtappen at skulle anvendes til Forvandling af en omdreiende Bevægelse til en frem- og tilbagegaaende retliniet, saa lægges gjerne den retlinede Bevægelse i Vortetappens Bevægelsesplan og i Plan med Krumtapaxlens Midtlinie. Fig. 69 viser en saadan Krumtapbevægelse. $A\ C$ er Krumtappen, der dreier sig i Pilens Retning, $A\ B$ Forbindelsesstangen, hvis Tap B ledes i den rette Linie $I\ K$. Sættes Krumtappens Længde = r, Forbindelsesstangens Længde = nr, Vinklen, som Krumtappen i det betragtede Øieblik danner med $C\ B = \alpha$ og Forbindelsesstangens Vinkel med samme Linie = β, saa er

$$\sin \beta = \frac{r \sin \alpha}{n\ r} = \frac{\sin \alpha}{n}.$$

Modstanden Q, som virker paa Forbindelsesstangens Endepunkt B, i Linien $I K$'s Retning, opløses i $B\ E \perp$ Ledningen og $B\ F$ i Forbindelsesstangens Retning; man har da:

$$B\,F = \frac{Q}{\cos\beta} = Q\,\frac{n}{\sqrt{n^2 - \sin^2\alpha}}.$$

Afsættes $B\,F$, der optages af Tappen A, fra A til H, saa kan $A\,H$ opløses i $A\,G$ i Retning af Banen, og $A\,L$, der udøver Tryk paa Krumtapaxlen C.

$$\text{ɔ: } AG = \frac{Q\,n}{\sqrt{n^2 - \sin^2\alpha}}\left(\sin\alpha\,\frac{\sqrt{n^2 - \sin^2\alpha}}{n} + \frac{\cos\alpha\,\sin\alpha}{n}\right)$$

eller

$$A\,G = Q\,\sin\alpha\left(1 + \frac{\cos\alpha}{\sqrt{n^2 - \sin^2\alpha}}\right).$$

Sædvanligt gjøres n stor, 4 til 6, saa at man uden stor Feil kan bortkaste sidste Led i Parenthesen ɔ: sætte Modstanden i Krumtappens Vortebane

$$A\,G = Q\,\sin\alpha.$$

Der bliver nu at undersøge:

1) Frictionen formedelst Sidetrykket i Ledningen $I\,K$.
2) Frictionen ved Vortetappen A, og
3) Frictionen ved Krumtapaxlen C.

1) Frictionen i Ledningen $I\,K$. Sidetrykket i Ledningen, $B\,E$, er:

$$B\,E = Q\,\mathrm{tg}\,\beta = Q\,\frac{\sin\beta}{\cos\beta} = Q\,\frac{\left(\frac{\sin\alpha}{n}\right)}{\sqrt{1 - \frac{\sin^2\alpha}{n^2}}} = Q\,\frac{\sin\alpha}{\sqrt{n^2 - \sin^2\alpha}}$$

ɔ: tilnærmende: $B\,E = Q\,.\,\frac{\sin\alpha}{n}$.

Frictionen bliver altsaa $= \mu\,Q\,\frac{\sin\alpha}{n}$, idet μ er Frictionscoefficienten. Denne Modstands gjennemløbne Rum s for Vinklen α er $s = r\,(1 - \cos\alpha)$, hvoraf $d\,s = r\,\sin\alpha\,d\,\alpha$.

Den ved Frictionsmodstanden consumerede Arbeidsmængde under Bevægelsen opad i Ledningen en lille Vinkel $d\,\alpha$ er altsaa

$$\mu\,Q\,\frac{\sin\alpha}{n}\,.\,r\,\sin\alpha\,.\,d\,\alpha = \frac{\mu\,Q\,r}{n}\,.\,\sin^2\alpha\,d\,\alpha.$$

og for en halv Omgang af Krumtappen er altsaa Frictionens Arbeidsmængde

$$= \frac{\mu\,Q\,r}{n}\int_0^{\pi}\sin^2\alpha\,d\,\alpha = \frac{\mu\,\pi\,r}{2\,n}\,Q.$$

Denne Modstand reduceret paa Banen af Lasten Q

bliver: $F = \frac{\mu \pi r}{2 r . 2 n} Q = \frac{\pi}{4} . \frac{\mu}{n} Q.$

Bruger man Bakke i Ledningen og sætter μ høi = 0.15, n = 5, saa bliver F = 0.024 Q o: Frictionen forøger Lasten med omtrent $\frac{1}{40}$, altsaa ikke meget. Imidlertid sætter man dog undertiden Ruller istedetfor Bakker for at formindske denne Frictionsmodstand.

Foruden denne Friction fremkommer der endnu en anden ved Krydshovedet, nemlig en Tapfriction paa den Tap, hvorved Pleilstangen er befæstet, men da den kun for en halv Omgang af Krumtappen gjennemløber Grændserne for $\angle \beta$ frem og tilbage, og β er lille, kan den lades ude af Betragtning.

Naar en Krumtap er enkeltvirkende o: naar den kun har Modstand at overvinde for en halv Omgang, saa er den beregnede Værdi af F kun gjældende for denne. Er den dobbeltvirkende o: har denne samme Modstand at overvinde baade under Opgang og Nedgang, saa virker ogsaa F baade under Hen og Tilbagegangen af Krumtappen.

2) Paa Krumtappens Vortetap virker Trykket A N = B F med Værdien $Q . \frac{n}{\sqrt{n^2 - sin^2 \alpha}}$, som uden væsentlig Feil kan sættes = Q. Frictionsmodstanden bliver altsaa μ_1 Q, naar μ_1 er Frictionscoefficienten. Betegnes Vortetappens Radius ved ϱ, saa bliver, da Tappens Vinkelhastighed er = Krumtappens, den ved Frictionen consumerede Arbeidsmængde for en halv Omgang

$$= \mu_1 \pi \varrho Q \ldots\ldots\ldots\ldots (52),$$

der kun bliver en ringe Størrelse.

Men foruden Trykket B F = A H = Q virker der endnu et Tryk paa Vortetappen, der naar Omdreiningshastigheden er stor bliver af Betydning.

Sættes Vægten af Stangen $A B$ og af de Masser, den fører med sig, tilsammen = M, Vortetappens Hastighed i Cirkelbanen = v, saa bliver Hastigheden i den retlinede Bane = v $sin \alpha$. Den Arbeidsmængde, der er medgaaet for at meddele Masserne denne Hastighed, er: $\frac{M}{2g} . v^2 sin^2 \alpha$, sæt den = Y, saa er

$$d Y = \frac{M}{g} v^2 sin \alpha cos \alpha . d \alpha.$$

Det af M gjennemløbne Rum $s = r\ (1 - \cos \alpha)$, hvoraf $ds = r \sin \alpha \cdot d\alpha$; altsaa bliver det Tryk, der formedelst Masserne udøves paa Vortetappen i dens betragtede Stilling:

$$K = \frac{dY}{ds} = \frac{M}{g} \cdot \frac{v^2 \sin \alpha \cos \alpha\, d\alpha}{r \sin \alpha\, d\alpha},$$

$$\text{o: } K = \frac{M v^2}{g r} \cos \alpha$$

en Størrelse, der varierer med α, men er positiv i første, negativ i anden Qvadrant o: i første Qvadrant maa Krumtappen sætte Masserne i Bevægelse, saa at deres Hastighed voxer fra 0 til v, og da er K en Modstand, der virker i samme Retning som Lasten Q, men i 2den Qvadrant afgive Masserne den levende Kraft, de i første modtoge, saa deres Hastighed gaaer over fra v til 0; her er K en Kraft, der virker i modsat Retning af Lasten Q.

Kraften K giver en Frictionsmodstand paa Vortetappen $= \mu_1 \frac{M}{g r} v^2 \cos \alpha$, og medens Krumtappen gjennemløber Vinklen $d\alpha$ er denne Frictionsmodstands Vei $= \varrho\, d\alpha$, saa at Differentialet af den consumerede Arbeidsmængde er:

$$= \mu_1 \frac{M}{gr} \varrho\, v^2 \cos \alpha\, d\alpha.$$

Integreres dette Udtryk imellem 0 og π maa Resultatet blive Nul paa Grund af de modsatte Fortegn for $\cos \alpha$ i de to Qvadranter; man maa derfor integrere for hver Qvadrant for sig o: for $\frac{1}{4}$ Omdreining af Krumtappen, da faaer man for hver:

$$\mu_1 \frac{M \varrho}{g r} v^2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos \alpha \cdot d\alpha = \mu_1 M \frac{\varrho}{r} \frac{v^2}{g} \quad \ldots (53).$$

Divideres denne Værdi med Frictionens Vei paa Vortetappen $= \frac{\pi}{2} \varrho$, saa erholdes Middelværdien af Frictionsmodstanden i en Qvadrant $= 2 \mu_1 \frac{M v^2}{\pi g r}$, der svarer til en Middelværdi af K, kald den $P = \frac{2 M v^2}{\pi g r}$.

Er nu $P < Q$, saa bliver Frictionens consumerede Arbeidsmængde for $\frac{1}{2}$ Omdreining af Krumtappen

$$\tfrac{1}{2}\,\mu_1\,\pi\,\varrho\,Q + \mu_1\,M\,\frac{\varrho}{r}\,\frac{v^2}{g} + \tfrac{1}{2}\,\mu_1\,\pi\,\varrho\,Q - \mu_1\,M\,\frac{\varrho}{r}\,\frac{v^2}{g} = \mu_1\,\pi\,\varrho\,Q,$$

o: det Samme, som naar Masserne ikke vare med.

Men er $P > Q$ erholdes for $\frac{1}{2}$ Omdreining:

$$\left(\tfrac{1}{2}\,\mu_1\,\pi\,\varrho\,Q + \mu_1\,M\,\frac{\varrho}{r}\,\frac{v^2}{g}\right) + \left(\mu_1\,M\,\frac{\varrho}{r}\,\frac{v^2}{g} - \tfrac{1}{2}\,\mu_1\,\pi\,\varrho\,Q\right) = 2\,\mu_1\,M\,\frac{\varrho}{r}\,\frac{v^2}{g}$$

Denne Værdi kan blive stor, naar v og M ere store.

Iøvrigt bemærkes, at naar Banen I K er vertical, saa virker Massernes Vægt i samme Retning som Q under Krumtappens Opgang, derimod i modsat Retning under dens Nedgang. Det er ofte en Opgave under Constructionen af Anlæg, hvor dette Slags Forbindelser forekomme, at afpasse Massernes Vægt paa den Maade, at der bliver lige Modstand under Krumtappens Bevægelse under Opgang og Nedgang.

3) Frictionsmodstanden ved Krumtapaxlens Understøtninger beregnes som enhver anden Tapfriction, naar først Trykket er bekjendt. Dette Tryk afhænger imidlertid af mange forskjellige Forhold, nemlig

a) Vægten af Axlen og alt hvad derpaa er anbragt.

b) Tryk hidrørende fra Tandhjulsindgribninger, Remme og lignende, hvis saadanne forefindes.

c) Centrifugalkraften, der virker paa Krumtappen. Det derfra hidrørende Tryk vil selvfølgelig være constant i Størrelse, men dets Retning vil variere med Krumtappens Stilling.

d) Composanten A L af Trykket paa Vortetappen. Dette Tryk vil variere med α baade i Størrelse og Retning.

Af disse forskjellige Tryk maa man i foreliggende Tilfælde danne Resultanten for forskjellige Stillinger af Krumtappen, bestemme en Middelværdi P deraf, og saa regne Arbeidstabet ved Axelfrictionen $= \mu \cdot 2\,\pi\,r\,P$ for hver Omdreining.

9) Balancer (Svingbomme).

Balancer ere sædvanligt ligearmede, som de der anvendes ved Dampmaskiner. Er Krumtappens Længde = A, saa sættes sædvanligt Længden mellem Tapperne i dens Ender = 6 A, hver Arm altsaa = 3 A. Betegnes Trykket, der virker paa Enden, ved P, samt Bommens Høide paa Midten, naar den er

af Støbejern, ved h, dens Brede i Tværsnittet ved $b = \frac{1}{16} h$, saa sættes for Støbejerns Balancer (Fig. 70):

$$3 P A = 1000 . \frac{h^3}{16} \text{ o: } h^3 = 0.048 P A, \text{ hvoraf}$$

$$h = 0.37 \sqrt[3]{P A}, \text{ og } b = 0.023 \sqrt[3]{P A}.$$

Der sættes saa en Ribbe i hver Kant og en paa Midten, der i Horizontalen springe 2 b frem fra Midtkroppens Flade paa hver Side og have en Tykkelse = b. Herved bliver den største Spænding pr. □″ = 2600 ℔. Iøvrigt kan man ogsaa bruge andre Tversnitformer, men man maa da kun sørge for at den største Spænding ikke overskrider den anførte Værdi. Bommen aftrækkes fra Midten ud mod Enderne efter en Cirkelbue, en Parabel eller lignende. Fig. 70 viser en Aftrækning efter en Parabel, saaledes som den ofte anvendes.

Hvad angaar Tapperne, saa bære de to Tapper i Enderne hver et Tryk $= \frac{P}{2}$; da Krumtappens Vortetap modtager Trykket P og har en Diameter = d, saa bliver Diametren af Tapperne i Enden af Bommen

$$d_1 = d \sqrt{\tfrac{1}{2}} = 0.7 d.$$

Bommens Ring omkring dens Bryst maa mindst have en Ringtykkelse = d_1 og en Længde = 2.8 d_1.

Dersom Balancens Tap ligger fastgjort i en Gaffel i Enden af Bommen bliver dens Diameter $= d \sqrt{\tfrac{1}{4}} = 0.5 d$. Saadanne Gaffeltappe bruges ikke sjeldent i Enden af Bommene.

Axeltappene modtage et Tryk P fra hver Ende af Bommen altsaa tilsammen et Tryk = 2 P, o: hver Tap modtager Trykket P. Men hertil kommer endnu Vægten af Bommen, naar Kræfterne virke nedad, samt af de Maskindele, der hænge i Bommen; dels af denne Grund, dels fordi Axlen er det vigtigste Stykke, der aldrig bør være udsat for Brud, beregnes deres Tappe som om hver modtog et Tryk = 1.6 P, saa deres Diameter:

$$d_2 = d \sqrt{1.6} = 1.27 d,$$

idet d er Diametren af Krumtappens Vortetap. Axlen bør ikke gjøres for kort, for at den godt skal kunne styre Balancen i dens verticale Stilling; man gjør som oftest Afstanden fra Bommens verticale Midtplan til Midten af Tapperne = 0.7 A.

Axlen er en Bæreaxel, der efter det Anførte lider Tryk paa sine Tapper = 2 P.

Dens Nav gjøres af samme Grund langt; dets Længde l_2 gjøres = 3.5 d_2, Tykkelsen af Navets Ring = 0.7 d_2.

Man bruger ogsaa Smedejerns Svingbomme; de sammensættes af to parallele Stykker Plade, fastgjorte til mellemliggende Støbejerns Nav for Tapper og Axel, samt undertiden med Stagbolte, saaledes som det er vist i Fig 71.

Bommenes Plader beregnes saaledes, at den største Spænding paa □" ikke overskrider 5000 ℔.

Endetapperne og Bæreaxlen beregnes ligesom ved Støbejernsbalancer; de støbte Nav gjøres oftest af større Ringtykkelse end der, for at skaffe Plads til Boltene, hvormed de befæstes til Pladerne. Istedetfor at anbringe Nav for Enderne af Balancen kan ogsaa Tapperne anbringes imellem Pladerne og nittes i dem begge, som Fig. 71 a viser.

Bommene aftrækkes efter Længden paa forskjellig Maade, oftest efter en Form, som den, der er vist i Fig. 71, undertiden som i Fig. 70.

10) Dimensioner af verticale Vandhjuls enkelte Dele.

De verticale Vandhjul samles paa forskjellige Maader, der bedst sees af store Tegninger.

Armenes Dimensioner maa gjøres større end efter Styrkehensynet alene, dels af Hensyn til Stivheden, dels (ved Træ) af Hensyn til at de ere stærkt udsatte for Forraadnelse.

Axlen maa, naar den er af Træ, gives større Tykkelse end den Beregningen giver, naar saadant er ønskeligt af Hensyn til Armenes Anbringelse, saaledes at de understøtte Krandsene i Punkter, der ligge nogenlunde i lige Afstand fra hinanden.

Naar Hjulene ere af Træ, kan man beregne Armene efter den sædvanlige Formel, nemlig:

$$P\,R = 140\,b\,h^2,$$

hvor h er Høiden af Armen, maalt i Hjulets Plan, b Breden, R Længden maalt fra Hjulaxen til Omkredsen, Alt i Tommer; P det dobbelte af Kraften, der virker paa Enden af hver Arm. da Armene ere sammenbladede ved Axlen og derved omtrent halvt overskaarne. Sædvanligt er b = h, ɔ: $P\,R = 140\,h^3$.

Naar man efter denne Formel har beregnet h, maa der lægges $1\frac{1}{2}$ Tomme til.

Formlen bliver altsaa:

$$h = 1.5 + 0.193 \sqrt[3]{P\ R} \text{ Tommer.}$$

Støbejerns Arme kunne beregnes efter Formlen $P\ R = 1000 \cdot b\ h^2$, hvor $b = \frac{1}{5}\ h$ o: $h = 0.171 \sqrt[3]{P\ R}$ og $b = \frac{1}{5}\ h$.

Disse Arme faa en Ribbe til Siden inde ved Axlen for at beskytte Hjulet mod Svingninger til Siderne. Den faaer en Høide ved Axlen = 3 b, men kan, om det behøves, aftrækkes til Nul ved Ringen.

Smedejerns Arme kunne construeres af ⊥ Jern efter Formlen $P\ R = 1500\ b\ h^2$, hvor da b og h have samme Betydning som ovenfor. Eller og kan man gjøre dem af flade Stænger efter samme Formel, men da afstive dem mod Sidekastning ved Krydsbaand mellem hver to Ringe og deres Nav.

Endelig kan man anvende Rundjernsstænger som Arme i alle saadanne Tilfælde, hvor Hjulet afgiver sin Arbeidsmængde ved en Tandkrands, anbragt paa den ene Hjulring, og Armene derfor kun have at hære Vægten af Hjulet og Vandet (eller en Del deraf). I saa Tilfælde gjør man bedst i at beregne Armene saa stærke, at den Vægt, der fra hver Hjulkrands overføres paa Axlen, kan bæres af een Arm.

Navene forsynes med Sko til Indladning af Armenes Inderende. For Hjul med Arme af Træ giver denne Indretning Leilighed til god Understøttelse af Ringene. Navets Længde = 1.2 à 1.6 d, Tykkelse = $0.2 + \frac{1}{3}$ d, hvor d er Axeldiametren, beregnet som Omdreiningsaxel.

Hjulkrandsene (Ringene) skulle, for at holdes godt i deres Form, understøttes i Afstande mindre end $\frac{1}{12}$ af Omkredsen, eller, hvis denne er stor, da ikke i større Afstand end 5—6 Fod. Er Krandsen af Træ, samles den bedst i to Tykkelser, hver mindst 3 Tommer tyk, naar Hjulet skal have Lapskovler. De to Lag Træ faa afvexlende Støde. Ringe for Lapskovler faa 8—9 Tommers Høide. Deres Afstand fra hinanden høist 4 à 5 Fod. Ved Skovler af Jern 5—6 Fod.

Ringe, mellem hvilke Skovler anbringes, samles, naar de

ere af Træ, af 2 Lag Planker, hver paa $1\frac{1}{2}$—2 Tommers Tykkelse; Skovlerne bør ikke indskydes i Siderne af Hjulkrandsen, da dette giver Anledning til Forraadnelse, men nagles til Lister paa Krandsenes Sider.

Benyttes Jern som Materiale for Hjulkrandsene, da kan saavel Smedejern som Støbejern anvendes.

Støbejerns Hjulkrandse gives mindst en Tykkelse $= \frac{1}{2}$ Tomme; virker der betydelige bøiende Kræfter derpaa, beregnes de efter Formlen

$$b = \frac{Q\ l}{8000\ h^2} + 0.5,$$

hvor b er Tykkelsen, h Dybden af Krandsen, l Afstanden mellem 2 og 2 Arme, Q den største ensformigt fordelte Last, der kan komme til at virke bøiende paa dette Stykke.

For Smedejern regnes paa lignende Maade den mindste Tykkelse $= \frac{1}{3}$ Tomme og i Tilfælde af betydelige bøiende Kræfter

$$b = \frac{Q\ l}{12000\ h^2} + 0.33 \text{ Tommer.}$$

Iøvrigt bemærkes, at alle disse Vandhjul virke som Svinghjul, saa at der, naar Modstanden er uregelmæssig, er Grund til at gjøre Nav og Arme stærkere, end efter de anførte Beregninger.

Naar Slutrender ved Vandhjul ikke bygges af hugne Steen, men saaledes som hertillands af Træ, bør de helst gives 5 Tommers Tykkelse o: bygges af Halvtømmer, da Planker slaa sig og foranledige, at der ikke kan holdes et tilstrækkeligt ringe Spillerum mellem Skovlerne og Slutrenden.

C. Dele, som tjene til Modification af Bevægelse.

1) Midler til at sætte i og udaf Indgribning.

Dette kan ske paa flere Maader, navnlig følgende:

a) Udløselige Koblinger. De ere allerede tidligere omtalte. Benyttes Tandkobling med Tænder af passende Form, kan Forbindelsen hæves eller tilveiebringes uden at standse Maskineriet.

b) Udløsning ved en Axels Forskydning efter Længden. Axlen maa kunne forskydes saa stort et Stykke, at

et derpaa siddende Tandhjul kan bringes fuldstændigt ud af Indgribning. Axlens Tapper maa derfor være saa lange, at de tilstede en saadan Forskydning, og Axlen maa kunne sikkres i begge sine Stillinger, saa at den ikke ved tilfældig Paavirkning kan forskydes. Dette sker paa flere Maader (Fig. 72 a, b og c); *A* er den Axel, der kan forskydes, Sikkringsapparatet er i 72 a et omvendt Pendul, *B*, der med en Tap *d* indgriber i Halsen *D*, der sidder fast paa Axlen.

72 b viser en Haandfalle *B*, der med Haanden hænges ind over den lange Axeltap, enten ved den ene eller ved den anden Ende af Axlen.

72 c fremstiller den faste Falle. Den er dreielig om en Bolt og kan bringes til at gribe ind i den ene af Axlens 2 Halse, *d* eller *e*, eftersom Indgribning skal finde Sted eller ei.

Udløsningen og Tilveiebringelsen af Forbindelsen kan kun ske under Maskinens Stilstand.

c) Udløsning ved at forskyde et Hjul uden at forskyde dets Axel bruges mest ved lodrette Axler, og navnlig forskydes Qværndrevene i Møller paa denne Maade for at sætte en Qværn ud af Forbindelse med det øvrige Maskineri.

Fig. 73 viser den dertil anvendte Mechanisme. Axlen er skrueskaaren og forsynet med en Møttrik *b*, paa hvilken en Ring *c* hviler, og over denne er Qværndrevet anbragt. Naar Indgribning finder Sted, indtager Hjulet Stillingen *A*; det hviler da ikke paa Ringen *c*, men paa en svagt conisk Del af Axlen, hvis Form passer i Hjulets Nav, og som bærer en Kam, der passer i en Not paa Navet. Skal Drevet sættes ud af Indgribning, saa skrues Møttriken opad, Hjulet kommer da til at hvile paa Ringen *c* og løftes med denne. Ogsaa her maa Maskineriet staa stille, naar Forbindelsen skal hæves eller iværksættes.

d. Remskivers Udløsning er tidligere omtalt.

e) Bræmsning. Herved forstaaes Standsning, frembragt ved at opvække en Frictionsmodstand saa stor, at Maskineriet derved bringes til Stilstand. Ofte standses dog først Tilførslen af Arbeidsmængde, og Bræmsningen sker i saa Tilfælde kun for hurtigere at bringe Maskineriet til Stilstand, i det den frembragte Friktion i kort Tid consumerer den Arbeidsmængde, som Maskineriets Masser indeholde i Skikkelse af levende Kraft.

Fig. 74 a viser en Maade, hvorpaa Bræmsning kan ske. A er en Skive, som omdreies i Pilens Retning, B et Baand, dannet af Træstykker, forbundne ved Leddene c, det er anbragt udenom Skiven, og ved D er det solidt befæstet. Skal der bræmses, saa udøves et Træk i F, hvorved Baandet vil trykkes stærkt ned imod A. paa hvis Omkreds der følgelig fremkommer en meget betydelig Friction. Dette Apparat bruges f. Ex til Standsning af Vindmøller. Imidlertid vil Axlen C derved modtage et stærkt Tryk, hvilket undgaaes ved den i Fig. 74 b viste Anordning, hvor b, f og l ere faste Punkter, hvorom Stænger dreie sig, c, d, e, h ere leddede Forbindelser, ved i er en Snor fastgjort og ført neden om Tromlen k, ved hvis Omdreining der vil kunne frembringes et meget stærkt Tryk paa A i 2 diametralt modsatte Punkter, og disse Tryk kunne let bringes til at være lige store, hvorved Axlen ikke modtager noget Tryk hidrørende herfra, medens der desuagtet fremkaldes en meget stor Friction. Naar man opgaaer Virkningen paa Spillet k, saa sænkes e, Vægtstangen $e\,d$ falder ned paa Bjælken g, d gaaer opad, og Stangen $d\,c$ løfter $b\,c$ saa Skiven A bliver fri.

Fig. 75 viser en Bræmse, som anvendes meget ved Kraner, Vinder o. desl. Om Skiven A ligger et Jernbaand, hvis Ender forbundne med en Vinkelvægtstang $c\,d\,e$. Ved Dreining af denne omkring d kan Baandet strammes, er der da ved c frembragt en vis Spænding p, vil der ved e være en Spænding $= p\,e^{\mu\varphi}$, hvor μ er Frictionscoefficienten, φ den af Baandet omviklede Bue. Er f. Ex. $\mu = 0.28$, $\varphi = \frac{3}{2}\,\pi$, faaes

$$\text{Friktionen} = p\,(e^{\frac{3}{2}\pi \,.\, 0.28} - 1) = 2.74\ p.$$

Da nu Armen $d\,f$ kan gjøres lang, saa kan man ved at virke derpaa med Haanden frembringe en meget stor Friction.

Baandets Tversnitareal gjøres saa stort, at den største Spænding, som kan fremkomme pr. □″, ikke overstiger 10000 ℔. Denne Spænding vil fremkomme ved e, hvor den virkende Kraft er $= p\,e^{\mu\varphi}$, eller i ovenstaaende Exempel $= 3.74\ p$.

f) Spærhager, indgribende i et Spærhjul, benyttes sjeldnere til Standsning af Bevægelse, da en saadan Standsning vil ledsages af et Stød, men derimod anvendes de ofte til at hindre Tilbagegang, naar Kraften ophører at virke, f. Ex. ved

Kraner, Vinder o. desl. Fig. 76 viser 2 Spærhager indgribende i et Spærhjul.

Fig. 77 a viser en anden Maade at hindre Tilbagegang, idet Frictionen mellem Omkredsen af Skiven a og den exentriske Bue c, dreielig om Axen a, erstatter Spærhagens Indgribning i Tænderne. Bevægelse i Pilens Retning vil ikke hindres, idet Buen c's Radier ere voxende fra a henimod β, men Bevægelse i den modsatte Retning vil bringe c til at dreie sig et lille Stykke indtil Trykket er bleven saa stort, at Frictionen, som følger deraf standser Bevægelsen. Baade A's og c's Axler modtage meget store Tryk; dette kan dog undgaaes for A's Vedkommende ved Constructionen 77 b.

2) Vexling af Bevægelsens Retning.

a) Omkobling sker paa følgende Maade: Paa den Axel, hvis Bevægelsesretning skal kunne forandres, anbringes 2 Tandhjul, der omdreies i modsat Retning og sidde løse paa Axlen, saa de kunne dreie sig uden at tage denne med. Imellem Hjulene er Axlen forsynet med en Kam, hvorpaa glider en Muffe, forsynet med Tænder ved begge Ender: og disse Tænder have samme Form som Tænderne i en Tandkobling. Tandhjulenes Nav ere forsynede med Tænder svarende til Muffens og eftersom nu Muffen bringes i Indgribning med det ene eller det andet Hjuls Nav eller ud af Forbindelse med dem begge, vil Axlen dreies den ene eller den anden Retning eller staa stille. Der kan dels benyttes coniske dels cylindriske Hjul; de første give den simpleste Construktion, Fig. 78 a og b viser begge Maader.

b) Vexling ved Remme. Dette sker ved at flytte Remmen fra een Skive paa den bevægede Axel over paa en anden, medens den drivende Axel bærer en Tromle, paa lignende Maade som omtalt Pag. 33, men her haves 2 Remme, baade en aaben og en krydset Rem, der flyttes samtidigt, saaledes at naar den ene ligger paa en fast Remskive, saa ligger den anden paa en løs, og omvendt; undertiden indrettes det tillige saaledes, at de begge kunne lægges paa løse Skiver, og altsaa den drevne Axel standses. Fig. 79 a og b viser Indretningen; i a kunne

Remmene ikke samtidigt lægges paa løse Skiver, det er derimod Tilfældet i b. De løse Skiver ere betegnede ved l, de faste ved f.

D. Dele, der tjene til at gjøre Bevægelsen regelmæssig.

1) Svinghjul.

Ved Svinghjul forstaaes som bekjendt Hjul med stor Masse concentreret i Hjulringen og anbragte paa en Axel, der deltager i Omdreiningsbevægelsen.

Virkningen af et Svinghjul er følgende:

Haves en Bevægelse, hvori Kraften virker regelmæssigt, Modstanden ligesaa, men saaledes, at den hele udviklede Arbeidsmængde for en længere Periode er lig den forbrugte (hvilket kan opnaaes ved Hjælp af Regulatorer), saa vil Middelhastigheden for saadan længere Periode være constant, men derfor kan der godt til forskjellige Øieblikke være forskjellig Hastighed, idet der det ene Øieblik er indeholdt større levende Kraft i Maskineriet end i det andet. Ved at anbringe et Svinghjul kan man opnaa, at Hastigheden ikke varierer saa meget som uden et saadant, thi paa Grund af den betydelige levende Kraft, som Svinghjulet indeholder, vil en ringe Hastighedsdifferens svare til en stor Differens i levende Kraft.

Derimod kan Svinghjulet selvfølgelig ikke udøve nogen Indflydelse paa Størrelsen af Middelhastigheden; hvis Kraften i længere Tid vedbliver at være større end Modstanden, saa vil Svinghjulet ikke kunne sætte nogen Grændse for Hastighedens Tiltagen.

Ved Bestemmelsen af Svinghjulets Størrelse gaaer man ud fra, at Middelhastigheden w bliver holdt constant, f. Ex. ved en Regulator, men at Kraften og Modstanden varierer efter en vis Lov, saaledes at de efter en vis Tids Forløb atter faa de samme Værdier igjen, og saa begynde den samme Række Forandringer paany. En saadan Periode betragtes, Hastigheden ved dens Begyndelse er den samme som ved dens Slutning, og følgelig vil Summen af de tilførte og bortførte Arbeidsmængder være $= 0$. Desforuden vil der være et Øieblik i Perioden, i

hvilket Hastigheden er saa stor som muligt, og et andet, hvori den er saa lille som muligt; disse Tidspunkter opsøges. Differensen mellem de Mængder af levende Kraft, som Maskineriet indeholder ved disse Tidspunkter, vil da være saa stor som mulig, og vil selvfølgelig svare til Differensen mellem den tilførte og den forbrugte Arbeidsmængde; kaldes denne Differens S, kaldes den største Vinkelhastighed w_1, den mindste w_2, Svinghjulringens Vægt M og Vægten svarende til alle Maskineriets øvrige Masser, reducerede paa Svinghjulsringen M_1, saa haves ifølge Ovenstaaende:

$$S = \frac{(R\,w_1)^2}{2\,g}(M + M_1) - \frac{(R\,w_2)^2}{2\,g}(M + M_1).$$

S kan herefter antages bekjendt.

Uregelmæssigheden, der opstaaer under Bevægelsen, vil kunne udtrykkes ved

$$\frac{w_1 - w_2}{w}.$$

Kaldes dette Forhold n, og erindres, at $w_2 > w > w_1$ samt at Differensen mellem alle 3 Størrelser kun er ringe, saa kan man uden kjendelig Feil sætte

$$w_2 + w_1 = 2\,w,$$

hvorved $$n = 2\,\frac{w_1 - w_2}{w_2 + w_1}$$

og $$w_1 = \tfrac{1}{2}(2 + n)\,w,\quad w_2 = \tfrac{1}{2}(2 - n)\,w,$$

hvorved $$S = \tfrac{1}{4}\,\frac{R^2\,w^2}{2\,g}(M + M_1)\,[(2 + n)^2 - (2 - n)^2].$$

$R\,w = v$ er Hastigheden i Svinghjulsringen, hvorved faaes

$$(M + M_1)\,v^2 = g\,\frac{S}{n}.$$

n er oftest en lille ægte Brøk, man sætter derfor $\frac{1}{n} = n_1$, hvorved Formlen bliver

$$(M + M_1)\,v^2 = n_1\,g\,S,$$

heri tages

for Kornmøller, Saugværker, Pumpeværker o. lign. $n_1 = 30—40$,
- Bomuldspinderier, der spinde Garn Nr. 40—60 $n_1 = 35—40$,
- do., der spinde finere Numre $n_1 = 50—60$.

Oftest abstraheres fra Størrelsen M_1, der altid er lille imod M og vidtløftig at beregne. Man benytter da Formlen

$$M = n_1 g S.$$

Bestemmelsen af S kan lettest ske grafisk. Haves f. Ex. en Dampmaskine, saa vil Kraften i et af de døde Punkter have en Værdi = 0, den voxer da til en vis Maximumsværdi, og aftager saa atter til 0 i det andet døde Punkt. Perioden er altsaa her Tiden for $\frac{1}{2}$ Omdreining.

Den udviklede Arbeidsmængde findes ved at afsætte Vortetappens Bane rectificeret som Linien $A\ B$ (Fig. 80) og i hvert Punkt af denne opreise en Ordinat = det tilsvarende Damptryk paa Stemplet, reduceret paa Vortetapsbanen. Herved faaes Curven $A\ C\ B$, idet der er antaget, at Expansion er indtraadt efter at $\frac{1}{3}$ af Stemplets Vei er gjennemløbet. Arealet $A\ B\ C$ fremstiller den udviklede Arbeidsmængde.

Modstanden kan tænkes sammensat af 3 Dele: 1) Nyttelasten, der her er antaget constant (hvad man nødes til i alle Tilfælde, hvor Loven for dens Variation ikke kjendes) og derfor grafisk fremstillet ved Linien $D\ E$. 2) Maskinens Frictionsmodstande og 3) Modtrykket paa Forsiden af Stemplet; de 2 sidste Modstande, reducerede paa Krumtappen, ere afsatte som Ordinater over $D\ E$, hvorved Curven $D\ G\ E$ er fremkommen. Arealet $A\ D\ G\ E\ B$ fremstiller da hele den Arbeidsmængde, som Modstanden consumerer under en halv Omdreining; det skal være lige stort med Arealet $A\ C\ B$. Man vil nu se, at i Punktet F er Kraft og Modstand lige store; i de umiddelbart forud gaaede Stillinger har Modstanden stedse været større end Kraften, vi have da her det Punkt, hvor Hastigheden er Minimum. Under den videre Bevægelse har Kraften Overhaand, indtil Punktet H, hvor der indtræder Maximum af Hastighed, derpaa aftager denne atter o. s. v. Det skraverede Areal $F\ C\ H$ vil følgelig fremstille Størrelsen S og kan nu let beregnes; det er naturligvis lige stort med Summen af Arealerne $A\ D\ F$ og $B\ H\ E$.

I visse Tilfælde kan man ikke finde Størrelsen S, det er navnlig Tilfældet ved saadanne Maskinerier, hvor Modstandens Uregelmæssigheder faa stor Betydning. I saadanne Tilfælde maa man ty til empiriske Formler, f. Ex.:

Axlen af en Vexelsaug forsynes ofte med særeget Svinghjul, hvis Vægt $M = \frac{609000}{V^2}$

I Valseværker gjøres Maskinens Svinghjuls

$$\text{Vægt } M = 2639000 \frac{n_1 N}{m V^2}$$

hvor m = Antal Omgange pr. Minut,
n = Antal Hestes Kraft.
n_1 en Coefficient afhængig af N:

N =	80—100	30—40	60
Valseværkets Beskaffenhed	6—8 Sæt Pladevalser	1 Sæt Valser for tykke Pl.	4—6 Sæt Stangvalser
n_1 =	20	80	25

I Hammerværker regnes $M = \frac{K}{R^2}$.

Hvor R er Svinghjulsradien i Fod og K en Coefficient, der faaer følgende Værdier:

Hammerens hele Vægt =	8000 til 10000 ℔	6000 til 7000 ℔	1200 til 1600 ℔	720 til 1000 ℔
Antal Slag pr. Minut =	70—80	70—80	100—110	150—200
K =	609000	406000	3045000	121800 til 182700

Svinghjulets Dimensioner bestemmes iøvrigt af Styrkehensynet.

Ringen vil paavirkes af en vis Spænding, hidrørende fra Centrifugalkraften. Kaldes denne Spænding T og betragtes et Element, begrændset af 2 radiære Snit under en indbyrdes Vinkel d φ, saa haves, idet Ringens Areal er a Qvadratfod, Vægt pr. Cubikfod = γ, Hastighed R w.

Centrifugalkraften virkende paa Elementet:

$$\frac{\gamma \; a \; w^2}{g} R^2 \; d \; \varphi.$$

Denne samt Kræfterne T og T + d T skulle holde Elementet i Ligevægt; opløses disse Kræfter efter Axerne og sættes Summen af Composanterne efter hver Axe = 0, faaes:

Efter Y-Axen

$$\frac{\gamma a w^2}{g} R^2 \sin\varphi \, d\varphi - T\cos\varphi + [T\cos\varphi + \cos\varphi \frac{dT}{d\varphi} d\varphi - T\sin\varphi \, d\varphi] = 0$$

Efter X-Axen

$$\frac{\gamma a w^2}{g} R^2 \cos\varphi \, d\varphi + T\sin\varphi - [T\sin\varphi + \sin\varphi \frac{dT}{d\varphi} d\varphi + T\cos\varphi \, d\varphi] = 0$$

Multipliceres den første Ligning med *cos* φ, den nederste med — *sin* φ og adderes, faaes:

$$\frac{dT}{d\varphi} d\varphi = 0, \quad T = \text{Constant},$$

der indsat i øverste Ligning giver

$$T = \frac{\gamma \, a \, w^2}{g} R^2.$$

Hvis nu Hjulet er af Støbejern, støbt i eet Stykke, vil man med Sikkerhed kunne byde Ringen en Spænding = 2500 ℔ pr. □″ eller 360000 ℔ pr. □ Fod, hvorved faaes:

$$\frac{\gamma \, a \, w^2}{g} R^2 = 360000 \, a$$

eller idet R w = v

$$v = \sqrt{\frac{360000 \cdot g}{\gamma}} = 160 \text{ Fod pr. Secund},$$

idet γ = 440 ℔.

Oftest er Hastigheden ikke større end 40 Fod i Secundet og kun i sjeldne Tilfælde naaer den en Værdi = 80′, saa at Ringen altid er stærk nok, naar den er støbt i eet Stykke.

Anderledes gaaer det, naar den er støbt i flere Stykker og samlet. Samlingerne blive da svage Steder, og for disse maa undersøges, om der er Styrke nok.

Samlingerne udføres paa forskjellig Maade, hvoraf Fig. 81 viser nogle, der ofte anvendes. Dels blades Ringstykkerne over hinanden og samles ved Bolte, dels indlades Smedejernsstykker i passende Fordybninger paa begge Sider af Ringen, og Bolte trækkes igjennem, dels endelig sættes et Smedejernsstykke ind i et Hul, anbragt halvt i hver af de sammenstødende Ender af Ringstykkerne og befæstes til hver af dem ved en Kile.

Armene maa være saa stærke, at de kunne udholde den største Kraft, der kan komme til at virke paa dem. Denne Kraft findes ved følgende Betragtning:

Er Maskinens Hastighed constant, virker der aldeles ingen Kræfter paa Armene (undtagen Vægten af Hjulringen o. dsl.). Hvis derimod Kraften er større end Modstanden, saa vil dette Overskud af Kraft virke til at accelerere Maskineriets Hastighed, og betragtes Svinghjulsringen som den eneste Masse af Betydenhed i Maskineriet, skal hele Kraftens Overskud forplantes gjennem Armene til Ringen og vil altsaa virke bøiende paa alle Armene. I Exemplet Pag. 82 Fig. 80 er det største Kraftoverskud virkende paa Krumtappen fremstillet ved Ordinaten $C\ G$, denne maales paa Kraftmaalerstokken, reduceres paa Svinghjulsringen, og den saaledes erholdte Kraft, divideret med Armenes Antal, giver den største Paavirkning under Maskineriets Gang. Ved Standsning og Igangsætning kan imidlertid fremkomme større Paavirkning, idet man da kan have henholdsvis Kraft eller Modstand $= 0$, medens henholdsvis Modstanden eller Kraften vedbliver at virke med sin største Værdi; den derved frembragte Paavirkning maa Armene selvfølgelig ogsaa kunne udholde.

Endelig kan mange Steder Stødvirkninger indtræde, det vil da alene bero paa, om Armene kunne modstaa en vis Del af Ringens levende Kraft som Arbeidsmængde anvendt til deres Bøining, men den Arbeidsmængde et Legeme saaledes kan modstaa afhænger af dets Volumen, Armenes Tversnitsareal sættes ifølge denne Betragtning ofte $= \frac{1}{3}-\frac{1}{4}$ af Hjulringens. Tversnitsformen gjøres bedst elliptisk for at formindske Luftmodstanden, undertiden korsformigt eller dobbelt $\top$ formigt (se Fig. 82). Dimensionerne gjøres ofte noget større ved Navet end ved Ringen.

Antallet af Arme 6 eller flere.

Navets Dimensioner bestemmes som ved Vandhjul.

2) Regulatorer.

Ved Regulatorer forstaaes Maskindele, som tjene til at holde Hastigheden constant derved, at de forøge eller formindske Tilførslen af Arbeidsmængde, eftersom Arbeidsforbruget forøges eller formindskes. Ingen Regulator kan imidlertid holde Hastigheden absolut constant, thi ved dem alle er Indretningen saadan, at de sættes i Virksomhed formedelst Hastighedsforandringen, og virke altsaa ikke før en saadan Forandring allerede er indtraadt. Imidlertid kunne de bringes til at virke ved saa smaa

Hastighedsvariationer, at disses Indflydelse bliver uden Betydning i hvert forekommende Tilfælde.

De vigtigste Arter af Regulatorer ere:

a) Centrifugalregulatoren,
b) Luftregulatoren,
c) Vandregulatoren,
d) Katarakten,
e) Pendulregulatoren,
f) Vindfanget.

a) Centrifugalregulatoren. Den simpleste Form af denne, den Wattske Regulator, er allerede omtalt i Maskinlærens 1ste Del Pag. 104, dens Virkning bestemmes paa følgende Maade:

Antages Armene l at danne en Vinkel Θ med Vertikalen, naar Omdreiningshastigheden = w; sættes Kuglernes Vægt = q, og bortsees fra Vægten af Arme, Stænger, Hylster og desl., saa vil Regulatoren være i Ligevægt under Indvirkning af Tyngden og Centrifugalkraften, naar

$$q \operatorname{tg} \Theta = \frac{q}{g} w^2 (a + l \sin \Theta)$$

(se Fig 83 a).

Heraf følger $w = \sqrt{\frac{g \operatorname{tg} \Theta}{a + l \sin \Theta}}$ . . . . . (54)

hvoraf vil ses, at w er uafhængig af q, men afhængig af Θ. Vinkelhastigheden af Maskineriet afhænger altsaa af Regulatorens Stilling, naar altsaa denne forandrer sig paa Grund af en Forandring i Modstandens Størrelse, saa vil den Hastighed, som Regulatoren omsider tilveiebringer, ikke være den samme, som den, der fandt Sted før Forandringen. For at gjøre disse Variationer saa smaa som muligt, maa man holde Θ indenfor visse bestemte Grændser. Almindeligvis tages $\Theta = 30^0$ som Middelværdi, medens største og mindste Værdi af Θ ansættes til henholdsvis 40^0 og 20^0, saaledes at $\Theta = 20^0$ svarer til den størst mulige Arbeidsudvikling, $\Theta = 40^0$ til en Arbeidsudvikling = 0.

I nogle Tilfælde kan det være af særlig Vigtighed at reducere Hastighedsvariationerne til det mindst mulige, man kan da foruden at holde Θ mellem bestemte Grændser, tillige søge at afpasse Dimensionerne og Udslagsvinklen saaledes efter hinanden,

at en lille Forandring i Θ faaer saa lille Indflydelse paa w som muligt. Gives Θ en lille Tilvæxt $\Delta\,\Theta$, vil w faa Tilvæxten

$$\Delta\,w = \frac{d\,w}{d\,\Theta}\,\Delta\,\Theta + \frac{d^2\,w\,(\Delta\,\Theta)^2}{d\,\Theta^2\;1\;.\;2} + \ldots$$

$\Delta\,\Theta$ bliver saa lille som mulig, naar

$$\frac{d\,w}{d\,\Theta} = 0$$

eller

$$\frac{g\,(a + l\,sin^3\,\Theta)}{2\,cos^2\,\Theta\,(a + l\,sin\,\Theta)^2\sqrt{\frac{g\,tg\,\Theta}{a + l\,sin\,\Theta}}} = 0,$$

der tilfredsstilles ved

$$a + l\,sin^3\,\Theta = 0,$$

hvorved faaes Betingelsen

$$sin\,\Theta = \sqrt[3]{-\frac{a}{l}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (55).$$

Idet $sin\,\Theta$ og l regnes positive, maa a være negativ, eller Kuglernes Ophængningspunkter maa lægges paa den anden Side af Omdreiningsaxen, i en Afstand derfra

$$= l\,sin^3\,\Theta.$$

Armene blive da krydsede (se Fig. 83 b).

Det er herved et eiendommeligt Forhold at være opmærksom paa. Det ligger nærmest at benytte Middeludslagsvinklen som den Værdi af Θ, der lægges til Grund for Beregningen af a og l, men det er urigtigt. For denne Værd af Θ er jo nemlig $\frac{d\,w}{d\,\Theta} = 0$ og en nærmere Undersøgelse af Fortegnet for $\frac{d^2\,w}{d\,\Theta^2}$ viser, at w er Minimum for denne Værdi af Θ. Hvis altsaa denne Værdi blev Middeludslagsvinklen, saa vilde der til Ligevægt paa et Punkt af den nedre Halvdel af Banen fordres en større Værdi af w, og man seer let, at Ligevægten saa blev instabil her; denne nedre Del af Banen maa derfor udelades, idet den mindste Værdi af Θ man vil tillade, lægges til Grund for Beregningen efter Formel (55).

Ved en saadan Construction kan man opnaa, at den største Hastighedsvariation, som indtræder, naar Modstanden varierer

mellem 0 og sin største Værdi, bliver nogle faa Procent af Middelhastigheden, medens den simple Regulator uden krydsede Arme i et lignende Tilfælde vilde lade Hastigheden variere 10—15 pCt.

Oftest giver dog den simplere Form, uden krydsede Arme, Regelmæssighed nok, thi Modstandens Variationer under Maskineriets daglige Gang ere oftest smaa, og som Følge deraf ere ogsaa Hastighedsvariationerne kun smaa Brøkdele af ovennævnte største Variation, og hvis Modstanden pludselig reduceres til 0 paa Grund af et Uheld, f. Ex. at en Rem springer, saa er det tilstrækkeligt, naar Regulatoren hindrer Hastigheden i at blive saa stor, at der indtræder Fare for Maskineriets Sikkerhed, og denne Betingelse er opfyldt ved den almindelige Regulator.

En exact Regulering har man iøvrigt forsøgt at opnaa ad en anden Vei, nemlig ved at erstatte Kuglernes circulaire Bane af en anden Curve af saadan Form, at Kuglerne fordrede samme Vinkelhastighed w for at være i Ligevægt paa et hvilketsomhelst Punkt deraf. Forestiller $A\ B$ Fig. 83 c en saadan Curve, da skal man have:

$$\frac{q}{g}\ w^2\ y = q\ tg\ \Theta,$$

hvoraf

$$w = \sqrt{\frac{g}{y\ cot\ \Theta}}$$

og da w skal være constant, maa y *cot* Θ, eller Subnormalen, være constant, Curven er da en Parabel med Ligningen:

$$y^2 = \frac{2\,g}{w^2}\ x.$$

En saadan Regulator, med parabolske Ledeskinner for Kuglerne, har man virkelig benyttet, dog uden at opnaa den tilsigtede Virkning; thi Kuglerne komme aldrig i Ligevægt, men svinge uafbrudt fra den ene Yderstilling til den anden, hvilket ikke giver nogen god Regulering.

Hidtil er kun Ligevægtsstillingerne af Regulatoren betragtet, og det endda med den Indskrænkning, at Hylsterets Vægt er ringe i Sammenligning med Kuglernes, medens Størrelsen af den Kraft, hvormed Bevægelsen sker for en vis Hastighedsforandring, ikke er undersøgt. Denne Kraft beror for en stor Del paa Kuglernes Vægt, som derfor maa bestemmes derefter; imidlertid er ofte Regulatorens Modstand saa ringe, at man ikke behøver at

undersøge dette Forhold nærmere, f. Ex. hvis Regulatoren virker paa et Spjeld i Damprøret paa en Dampmaskine, man sætter da almindeligt Kuglernes Diameter $= \frac{1}{3} - \frac{1}{4}$ af Cylinderdiametren, og idet Kuglerne ere af Støbejern faaer Regulatoren derved tilstrækkelig Kraft.

I andre Tilfælde fordrer man derimod, at Regulatoren skal overvinde en betydelig Moostand; man maa saa bestemme Dimensionerne saaledes, at den virkelig faaer den fornødne Kraft ved en Hastighedsforandring, der ikke overskrider visse Grændser.

Det vil da vise sig her, at ogsaa Vægten af Hylstret H paa Axlen faaer Betydning; denne Vægt H skal derfor tages med i Betragtning. De fundne Resultater ville naturligvis dog kunne anvendes paa det ovenfor behandlede Tilfælde, idet der i saa Tilfælde sættes $H = 0$.

Tænkes Kuglerne staaende under en vis Udslagsvinkel Θ og ε og ε_1 ere de samtidige Forflyttelser af Kugler og Hylster, saa haves Ligevægtsligningen:

$$\frac{q}{g} w^2 (a + l \sin \Theta) \varepsilon \cos \Theta - q \varepsilon \sin \Theta - H \varepsilon_1 = 0$$

eller

$$w = \sqrt{\frac{g \left[q \sin \Theta + H \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon} \right]}{q \cos \Theta (a + l \sin \Theta)}} \quad \ldots\ldots\ldots (56),$$

hvor $\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon}$ bestemmes nøiagtigt nok ved Udmaaling af smaa, men endelige Forflyttelser, paa en Tegning i ikke for lille Maalestok. Sættes $H = 0$ reducerer (56) sig til (54).

Virker nu en vis Modstand, som reduceret paa Hylstret er $= K$, vil Hastigheden kunne forøges noget før Regulatoren begynder at bevæge sig; dette sker nemlig først, naar w er voxet til Værdien w_2 bestemt ved

$$w_2 = \sqrt{\frac{g \left[q \sin \Theta + (H + K) \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon} \right]}{q \cos \Theta (a + l \sin \Theta)}},$$

medens den Værdi w_1, hvortil w skal aftage før Udslaget begynder at formindskes:

$$w_1 = \sqrt{\frac{g \left[q \sin \Theta + (H - K) \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon} \right]}{q \cos \Theta (a + l \sin \Theta)}}.$$

Den derved foraarsagede Uregelmæssighed, som alene skyldes Modstanden K, maales ved Størrelsen:

$$U_k = \frac{w_2 - w_1}{w} \text{ eller tilnærmende } U_k = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2\,w}$$

eller

$$U_k = \frac{K\,\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon}}{q\,\sin\Theta + H\,\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon}},$$

hvoraf sees, at U_k voxer med K, men aftager, naar q og H blive store. Man kan altsaa dels ved at gjøre Kuglerne store, dels ved at belaste Hylstret, opnaa en kraftig virkende Regulator. Denne sidste Maade, Hylstrets Belastning, skyldes Englænderen Porter. Størrelsen U_k kan bestemmes paa samme Maade som n ved Svinghjulets Beregning. Fig. 84 viser en Regulator med belastet Hylster. Belastningen kan, om man vil, ske ved Hagl, som fyldes i den hule Støbejernsvase H; man bliver derved istand til at variere Hylstrets Belastning. En Regulator af denne Slags vil, som (56) viser, fordre forskjellig Hastighed for forskjellige Værdier af Θ, ligesom den simple wattske Regulator. Ogsaa her kan man ved Krydsning af Armene reducere denne Hastighedsvariation til det mindst mulige, dog saaledes, at man undgaaer instabil Ligevægt. Beregningen af a og l under dette Hensyn kan ikke ske efter (55), da denne Formel er udledt af (54), der ikke gjælder her; man maa i Stedet derfor sætte (56), der dog lettest benyttes paa den Maade, at man efter Skjøn fastsætter Værdierne af a og l, finder w efter (56) svarende til øverste og nederste Stilling, og, naar Forskjellen paa disse Værdier er tilstrækkelig lille, undersøges, om Ligevægten er stabil, idet man beregner w for mellemliggende Stillinger, svarende til forskjellige Værdier af Θ. Hvis man da finder, at w overalt voxer, naar Θ voxer, saa er Ligevægten stabil, hvis derimod det modsatte finder Sted for en Del af Kuglernes Bane (det vil da altid være den nederste Del), saa maa man enten indskrænke Kuglernes Bevægelighed saaledes, at denne Del af Banen udelades, eller forandre paa Dimensionerne og foretage Beregningen paany.

I den nyere Tid er der opkommet flere nye Former af Centrifugalregulatorer, som navnlig ere beregnede paa at kunne virke med stor Kraft uden derfor at antage altfor store Dimen-

sioner. Beregningen og Constructionen af disse vil dog i det væsentlige kunne ske paa samme Maade som for den nysomtalte Regulator med belastet Hylster.

b) Luftregulatoren. Denne er opfunden 1838 af Molinié, den kan med Lethed bringes til at virke med Kraft, men virker da ogsaa kun langsomt. Den benyttes navnlig til at bevæge Reguleringsstibord ved Vandhjul. Fig. 85 viser et Exempel paa, hvorledes denne Regulator kan indrettes.

A er Vandstuen, *B* det faste Stibord, der aabnes og lukkes ved at Drevet *D* griber ind i Tandstangen *C*. *I* er Reguleringsstibordet, paa hvilket Regulatoren virker. Ved denne er: *E* en Cylinder, hvis Stempel bevæges op og ned ved Krumtappen *F* og Axlen *G*, der bevæges af Vandhjulet. I Cylindren *E* ere *a* og *b* Sugeventiler. Naar Stemplet gaaer nedad, sammentrykkes Luften under det, gaaer igjennem Canalen *c* og Stigeklappen *d* ind under Stemplet i Cylindren *H*. Gaaer Stemplet i *E* opad, sammentrykkes Luften over det, gaaer igjennem Canalen *e* og Stigeklappen *f*, ligeledes ind under Stemplet i *H*. Dette Stempel er betynget med Vægtene *L* og *M* efter den Sammentrykningsgrad, man vil naa under Stemplet. Den sammentrykkede Luft under Stemplet *K* kan undvige til det Fri gjennem Canalen *j* og Hanen *g*, hvilken sidste kan stilles paa større eller mindre Aabning efter Luftens Spænding. Aabningen *i* foroven af Cylindren *H* tjener til at sætte Rummet over Stemplet *K* i Forbindelse med Atmosphæren.

Naar Vandhjulet har sin normale Gang, altsaa ligeledes *F*, saa skal Canalen *j* og Hanen *g* stadigt undslippe til det Frie lige saa megen sammentrykket Luft som Sammentrykningspumpen *E* i samme Tid indfører under Stemplet *K* i Cylindren *H*; Stemplet *K* bliver da altsaa staaende i een Høide. Men voxer Vandhjulets Hastighed, saa vender Krumtappen *F* hurtigere end forhen; Spændingen af Luften under *K* stiger og dette Stempel og dets Stempelstang *N*, der foroven er forsynet med Tænder, fører Tandhjulet *O* rundt i Pilens Retning. Paa Axlen af *O* sidder Skiven *P*, i hvis Omkreds hviler Snoren *R*, som bærer Reguleringsstibordet *I*, der er contrabalanceret ved Vægten *S*. Ved den omtalte opadgaaende Bevægelse af Stemplet *K* sænkes altsaa Stibordet *I*. Dersom derimod Vandhjulets Hastighed af-

tager, saa gaaer ogsaa Krumtappen F langsommere, Spændingen under Stemplet K aftager, dette Stempel synker nedad og trækker Stibordet opad.

Er Stemplet K paa Grund af en Forandring i Vandhjulets Hastighed kommet til en vis Høide i Cylindren H og Vandhjulets Hastighed derefter kun vender tilbage til den normale, saa vil Stemplet K og altsaa ligeledes Stibordet I blive staaende i den Høide, til hvilken de ere komne; thi Hanen g bortfører i saa Fald lige saa stor Mængde sammentrykket Luft, som Pumpen E indfører under Stemplet K.

c) Vandregulatoren. Dens Indretning sees af Fig. 86. A er en Trykpumpe, der drives ved den Maskine, hvis Gang skal reguleres; dens Antal Slag i Minutet er altsaa proportional med Maskinens Hastighed o: med dens Antal Omdreininger i Minutet. Den trykker Vand op i en Beholder B, hvorfra det atter udlades til Pumpens Beholder C gjennem Hanen a. I Beholderen B er en Svømmer b, der er ophængt paa Enden c af Vægtstangen $c\ d$, som har Omdreiningsaxe i e. Kjæden f er forbunden med et Stibord, en Drøvlklap i et Damprør eller deslige. Naar Maskinen er i normal Gang skal Hanen a afføre lige saa meget Vand fra Beholderen B i en vis Tid, som denne Beholder modtager fra Pumpen A. Voxer Maskinens Hastighed, vil Pumpen føre mere Vand til B, end denne afgiver gjennem Hanen a, og, hvis Maskinens Hastighed aftager, mindre. Svømmeren vil altsaa i disse Tilfælde henholdsvis stige og synke og dermed formedelst Kjæden f aabne og lukke for Kraftkilden.

Denne Regulator har følgende Mangler:

1) Vandet i den fordamper, saa Vandspeilet i B allerede af den Grund forandres, uafhængigt af Maskinens Hastighed.

2) Den virker for langsomt, d. e. giver ikke strax Aabning eller Lukning for Kraftkilden, og

3) Svømmeren bliver ikke, naar den er kommet til en vis Høide, staaende der, naar Hastigheden af Maskinen vender tilbage til den normale.

Den er derfor ikke bleven meget anvendt.

d) Cataracten kan anvendes til at regulere Antallet af Slag ved en Dampmaskine uden Krumtap, og i lignende Tilfælde. Dens Indretning sees i Fig. 87. Stangen $A_1\ B_1$ gaaer op og

ned med Maskinen, og for hver Nedgang griber den Vægtstangen $A\ B$ og dreier den, samt det til den fastgjorte Hjul C i Pilens Retning; derved dreies Vægtstangen $D\ E$ om sit faste Punkt F og løfter Pumpestangen $G\ H$ af en Trykpumpe, som derved fyldes med Vand. Hanen a tjener til atter at udtømme Vandet af Pumpen; den kan ved Stangen $b\ c$ vilkaarligt stilles paa større eller mindre Aabning, saa at Vægten Q hurtigere eller langsommere driver Pumpestemplet ned i den optegnede Stilling. Da griber Tappen d, paa Vægtstangen $D\ E$ fat paa den verticale Stang $d\ f$, der udløser den Mechanisme, ved hvilken Ventilerne aabne for Dampen, saa at Maskinen kan gjøre et nyt Slag. Tiden mellem 2 Slag bliver altsaa netop = Tiden i hvilken Pumpen H udtømmer sig igjennem Hanen a.

e) Pendulregulatorer. Ved et Pendul kan man, som bekjendt, regulere et Uhrværks Hastighed, og dette kan atter benyttes til Regulering af en Maskines Hastighed. Fig. 88 viser et Apparat, hvorved dette kan ske.

A er en Axel, der dreies af Maskinen, A_1 en anden Axel, der dreies af Uhrværket; begge disse Axler skulle, naar Maskinens Hastighed er den rette, have samme Vinkelhastighed. Axlerne bære hver sit coniske Hjul B og C, disse Hjul indgribe i eet og samme tredie Hjul E, hvis Axel er anbragt radiært i Hjulet D, hvis Midtpunkt netop er Centrum for Hjulene B, C og E's Delekegler. Det vil nu let ses, at naar B og C omdreies med samme Hastighed, vil E løbe rundt om sin Axe, men denne vil ikke flyttes, og D vil staa stille. Hvis derimod B dreies hurtigere eller langsommere, vil D dreies henholdsvis i Pilens Retning eller i den modsatte Retning og denne Dreining kan benyttes til at lukke eller aabne mere for Kraftens Kilde.

f) Vindfanget. Fig. 89 viser et saadant. Vægten P er Bevægkraften, der skal drive en Maskine ɔ: et Uhrværk ved Hjulet A; for at gjøre Bevægelsen mere regelmæssig anbringes Vindfanget paa Axlen af A, det bestaaer af to eller flere Vinger, der kunne stilles efter Behov under forskjellig Vinkel α med Omdreiningsplanen. Udøves Luftens Tryk mod Vingerne paa en Radius R, er Arealet af Vingerne tilsammen = a, Vinkelhastigheden = w, saa er Vingernes Luftmodstand lig:

$$k \cdot R^2\ w^2\ a\ \sin^2 \alpha.$$

Virker den bevægende Vægt P paa en Radius = r, en Modstand Q paa Radius r_1 samt Frictionen, foranlediget paa Tapperne af Radius ϱ ved et Tryk = P_1, idet Frictionscoefficienten = μ, saa er Ligningen for Ligevægten under Bevægelsen

$$P \frac{r}{R} = k \cdot R^2 w^2 a \sin^2 \alpha + Q \frac{r_1}{R} + \mu P_1 \frac{\varrho}{R},$$

og indenfor visse Grændser kan man ved et givet Vindfang fyldestgjøre den ved at variere α. Denne Regulator anvendes sædvanligt kun ved lette Bevægelser, da den ikke afpasser Kraften efter Modstanden, men Modstanden efter Kraften, og altsaa ødsler meget med Arbeidsmængden.

E. Forskjellige andre Dele, der finde Anvendelse ved Maskiner.

1) Rør.

a) Almindelige Gas-, Damp- og Vandledningsrør. Rør af forskjellige Materialier komme til Anvendelse ved Maskinbygningen, navnlig benyttes Rør af Støbejern, Smedejern, Kobber og undertiden af Bly. Oftest blive saadanne Rør kun underkastede et forholdsvis lille Differenstryk og det er i saa Tilfælde ikke tilstrækkeligt at bestemme Godstykkelsen δ efter Styrkehensynet alene, men den saaledes beregnede Tykkelse maa yderligere forøges, dels af Hensyn til Forfærdigelsen, dels for at kunne modstaa tilfældige Paavirkninger. Man benytter da følgende empiriske Formler, hvori d er Rørets indre Diameter, δ Godstykkelsen og n Antallet af Atmosphærers Differenstryk. Maalene ere Tommer.

$$\left.\begin{array}{ll} \text{Støbejernsrør} & \delta = 0.33 + 0.00238\ n\ d. \\ \text{Smedejernsrør (trukne Rør)} & \delta = 0.12 + 0.00086\ n\ d. \\ \text{Kobberrør} & \delta = 0.15 + 0.00148\ n\ d. \\ \text{Blyrør} & \delta = 0.20 + 0.00242\ n\ d. \end{array}\right\} \quad (57).$$

Støbejernsrør kunne samles ved Muffer (Fig. 90 a) eller ved Kraver (Fig. 90 b). Figurerne angive tillige de Dimensioner, der benyttes. Antallet af Skruer i en Kravesamling er $3 + 0.4\ d$ Tommer.

b) Damp- eller Pumpecylindre. Materialet er næsten

altid Støbejern. Godstykkelsen gjøres noget større end ved Rørledninger, idet man benytter Formlen

$$\delta = 0.77 + 0.01\ d \quad \ldots\ldots\ldots \quad (58).$$

c) Rør, underkastede stort Differenstryk. Saadanne Rør beregnes alene efter Styrkehensynet. Da Tykkelsen imidlertid er betydelig i Forhold til Lysningen, saa vil ikke alle Fibre blive ens paavirkede, hvilket bliver at tage Hensyn til ved Beregningen. Rør, som indvendig fra modtage stort Tryk, ere de eneste, der her faa Betydning, ved disse blive Fibrene ved den indre Omkreds stærkest spændt, og disses Belastning bliver derfor at undersøge.

Fig. 100 viser Tversnittet af et Rør, hvis Længde antages ubegrændset o: der abstraheres fra Endernes Modstande. Følgende Betegnelser benyttes:

Den indre Radius = R (Tommer).
Godstykkelsen = δ".
Tryk pr. □ Tomme = p".

Betragtes nu et ringformigt Element paa Radius x, saa sees umiddelbart, at dette vil sammentrykkes efter Radius af en vis (foreløbig ubekjendt) Kraft p_x og strækkes efter Tangenten af en vis, ligeledes ubekjendt Kraft S_x.

Der vil herved ske følgende Formforandring:

Periferien $2\,\pi\,x$ forøges med et Stykke $= 2\,\pi\,x\left(\frac{S_x}{E} + \frac{p_x}{m\,E}\right)$,

følgelig vil Radien x forøges med $= x\left(\frac{S_x}{E} + \frac{p_x}{m\,E}\right)$.

Elementets Tykkelse d x formindskes med $d\,x\left(\frac{p_x}{E} + \frac{S_x}{m\,E}\right)$.

For det consecutive Element (paa Radius $x + d\,x$) sker en Forøgelse af Radius =

$$(x + d\,x)\left[\frac{S_x + d\,(S_x)}{E} + \frac{p_x + d\,(p_x)}{m\,E}\right].$$

Materialets Sammenhæng skal imidlertid vedblive, de 2 betragtede Elementer skulle altsaa efter Formforandringen endnu være i Berøring, men dette medfører, at den fundne Forøgelse i det ydre Elements Radius maa være = Forøgelsen i det indenfor liggende Elements Radius ÷ Formindskelsen i dette Elements Tykkelse, eller:

$$(x+dx)\left[\frac{S_x+d(S_x)}{E}+\frac{p_x+d(p_x)}{m\,E}\right]=x\left(\frac{S_x}{E}+\frac{p_x}{m\,E}\right)-dx\left(\frac{p_x}{E}+\frac{S_x}{m\,E}\right)$$

eller

$$\frac{x\,d\,(S_x)}{E}+\frac{S_x\,dx}{E}+\frac{x\,d\,(p_x)}{m\,E}+\frac{p_x\,dx}{m\,E}=-\frac{p_x\,dx}{m\,E}-\frac{S_x\,dx}{m\,E}$$

Der existerer imidlertid en vis Relation imellem p_x og S_x, hvorved den sidste kan bortelimineres; tilbage bliver der da en Differentialligning mellem p_x og x, der let integreres.

Relationen mellem p_x og S_x findes saaledes:

Elementet A B mellem Radius x og x + d x, samt svarende til den uendelig lille Centrivinkel φ, paavirkes af de ydre Kræfter p_x, $p_x + d\,p_x$ samt de 2 Kræfter S_x, een ved hver Ende. Alle disse Kræfter regnede paa Eenhed af Areal. Elementets Længde $= x \,.\, \varphi$, Tykkelse d x.

Kræfterne skulle holde hinanden i Ligevægt paa Elementet, altsaa

$$p_x \,.\, x\,\varphi - 2\,S_x \sin\left(\frac{\varphi}{2}\right) dx - (p_x + d\,p_x)\,(x + dx)\,\varphi = 0,$$

men da φ er uendelig lille, sættes $\frac{\varphi}{2}$ istedetfor $\sin\frac{\varphi}{2}$, hvorved

$$S_x = -\,p_x - x\,\frac{d\,(p_x)}{d\,x},$$

hvoraf atter ved Differentiation

$$\frac{d\,(S_x)}{d\,x} = -\,2\,\frac{d\,p_x}{d\,x} - x\,\frac{d^2\,p_x}{d\,x^2}.$$

Indsættes disse Værdier af S_x og $\frac{d\,S_x}{d\,x}$ i den først fundne Differentialligning, faaes:

$$\frac{d^2\,p_x}{d\,x^2}+\frac{3}{x}\,\frac{d\,p_x}{d\,x},$$

sættes $\frac{d\,(p_x)}{d\,x} = y$, bliver

$$\frac{d\,y}{d\,x}+\frac{3}{x}\,y = 0$$

$$\text{eller } y = \frac{d\,(p_x)}{d\,x} = \frac{C_1}{x^3},$$

$$\text{hvoraf } p_x = C_2 - \frac{C_1}{2\,x^2}.$$

Til Constanternes Bestemmelse haves Betingelserne

$$\left.\begin{matrix} x = R \\ p_x = p \end{matrix}\right\} \qquad \left.\begin{matrix} x = R + \delta \\ p_x = 0 \end{matrix}\right\}$$

Den sidste Betingelse fremkommer ved at betragte Trykket som Røret lider udvendig fra som forsvindende.

Herved bliver $C_1 = \frac{2\,p\,R^2\,(R+\delta)^2}{R^2-(R+\delta)^2}$, $C_2 = \frac{p\,R^2}{R^2-(R+\delta)^2}$.

S_x kan nu ogsaa findes ved dens Relation med p_x, dog interesserer kun den største Værdi heraf, svarende til $x = R$:

$$S_{max} = -C_2 - \frac{C_1}{2\,R^2} = p\,\frac{(R+\delta)^2+R^2}{(R+\delta)^2-R^2}.$$

Dette Udtryk kaldes Lamés Formel; derved er dog ikke den største Fiberpaavirkning angivet; thi de samme Fibre paavirkes desforuden af Kraften p efter Tangenten. Den hele Fiberpaavirkning vil følgelig svare til en Strækkekraft pr. □ Tomme

$$= S_{max} + \frac{p}{m}.$$

Kaldes denne største Paavirkning r, haves Formlen

$$p\,\frac{(R+\delta)^2+R^2}{(R+\delta)^2-R^2} + \frac{p}{m} = r,$$

hvoraf $$\delta = R\left[\sqrt{\frac{r\,m+p\,(m-1)}{r\,m-p\,(m+1)}} - 1\right} \quad \ldots\ldots (59),$$

hvorved Godstykkelsen δ bestemmes.

2) Haner.

Haner anbringes sædvanligt i et selvstændigt lille Rørstykke, der indsættes i Ledningen. Fig. 101 viser en Hane bestemt til at befæstes i Rørledningen ved Kraver og Bolte. Er Rørledningens Diameter d, bliver Længden af Hanens Rørstykke = 5 d. Tversnittet ved Enderne deraf er cirkulært, men forandres jevnt henimod Hanekeglen til den samme Form som Aabningen heri. Denne Aabning har Breden = 0.6 d, Høiden 1.33 d; denne sidste Dimension angiver tillige Tykkelsen af Hanekeglen, maalt midt i Aabningen. Hanekeglens mindste Diameter er $\frac{2}{3}$ af Længden mindre end den største. Længden af Keglen er 2.75 d.

Materialet er oftest Bronce (Metal), undertiden Støbejern, dog kun naar der ikke er Fare for at den kan ruste fast.

3) Ventiler.

Ventiler tjene ligesom Haner til at hindre et Fluidums Bevægelse gjennem en Rørledning, men medens Hanerne maa dreies med Haanden, ere Ventilerne oftest saaledes indrettede, at selve Fluidets Tryk lukker eller aabner Ventilen, eftersom det virker i den ene eller i den anden Retning. Der benyttes en Mængde Former af Ventiler, der dog alle kunne henføres til en af følgende 2 Grupper:

a) Klapventiler, der dreie sig om et Charner,

b) Rundventiler, der løfte sig parallelt med sig selv.

a) Klapventiler forfærdiges dels af Metal (Bronce), dels af Læder og dels af Kautschuk. Fig. 102 a viser en Metalklap, som med en afrettet Flade slutter tæt imod de plane Rande af Aabningen. Denne, saavelsom enhver anden Ventil, bør, naar den aabnes, frembyde et Gjennemgangsareal for Vandet, som intetsteds er mindre end Rørets Tversnitsareal, men desforuden maa dens Dreiningsvinkel ikke gjøres for stor, da Lukningen sker desto hurtigere, jo mindre denne Vinkel er. Ofte dreies Ventilen $30-40^{0}$, og ved et Anslag maa enhver yderligere Dreining forhindres. Figuren viser Ventilen anbragt skraat imod Rørets Axe, herved opnaaes et større Gjennemgangsareal for en vis Dreining, end dersom Ventilens Anlægsflade var lodret paa Rørets Retning.

Breden af Anlægsfladen b bestemmes efter Rørets Tverdimension d, f. Ex. efter den empiriske Formel

$$b = 0.15 + 0.2\sqrt{d} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (60).$$

Fig. 102 b viser 2 Metalventiler, formede som Cirkelsegmenter, bestemte til en Luftpumpes Stempel. Hver Ventil bærer en Tap, der, ved at støde mod Stempelstangen, hindrer en for stor Dreining af Ventilerne. Anlægsfladerne ere skraat stillede af samme Grund som ovenfor.

Fig. 102 c viser en Læderventil. Læderpladen er forstærket ved Plader af Jern (eller Træ) anbragte paa begge Sider af den, dog saaledes, at Randene ere fri til Anlæg mod Aabningens plane Rande, og Charneret dannes af selve den bøielige Læderplade. Dog er det ikke nødvendigt at danne Charneret paa denne Maade. Ventilen bliver varigere, naar det

construeres som i Fig. a eller b, i hvilket Tilfælde Ventilen bliver en Metalventil beklædt med Læder.

Fig. 102 d viser en Kautschukventil. Den bestaaer af en rund Kautschukplade, som fastholdes i Midten og aabnes ved at bøies op fra Anlæget. En skaalformig Anslagplade hindrer den i at bøies mere end ønskeligt. Denne Ventil kan følgelig ikke gjøres stiv ved paasatte Plader, man maa da indskrænke de Aabninger, hvorover den dækker; dette sker ved at anbringe smalle Skillevægge, saa at Anlægsfladen bliver dannet som en Rist eller et Gitter (se Figuren). De enkelte Aabninger ere omtrent af rektangulær Form, deres mindste Brede maa ikke gjerne være mere end $1\frac{1}{2}$ Gang Kautschukpladens Tykkelse; men forresten maa denne Dimension være desto mindre, jo større Tryk Ventilen er underkastet. Kautschukpladens Tykkelse kan variere fra $\frac{3}{8}$ til 1 Tomme.

b) Rundventiler. Den hyppigst forekommende Form er Kegleventilen (Fig. 103 a). Figuren viser 2 saadanne Ventiler, anvendte paa en Dampmaskines Fødepumpe. Rørene ere udforede med Metal ligesom ogsaa selve Ventilerne ere af dette Materiale, hvorved de hindres i at ruste. Ventilerne sees at være forsynede med en Forlængelse, der tjener til Styring, naar de løftes. Løftehøidens Størrelse er afgrændset ved Anslag. Lukningen af Ventilerne sker ved Fluidets Tryk ovenfra, men for at dette skal kunne ske, maa man anbringe dem saa dybt under Afløbsrøret, at ikke den tilbagegaaende Strøm kan komme ind under dem og udøve et Tryk nedenfra, hvorved de vilde holdes aabne istedetfor at de netop skulde lukkes ved Trykket.

Breden af Anlægsfladen b kan tages ligesom for Klapper

$$b = 0.15 + 0.2 \sqrt{d}$$

og denne Brede projiceret paa en horizontal Plan $= 0.2 \sqrt{d}$.

Herved blive Ventilerne altsaa desto fladere jo større de ere. Iøvrigt holder man sig ikke strængt til de herved bestemte Dimensioner.

Differensventiler og Kronventiler ere omtalte i Maskinlærens 1ste Del, da de benyttes ved visse Dampmaskiner. Imidlertid benyttes de ogsaa ved Pumper, og i saa Tilfælde maa Ventilernes 2 Anlægsflader ikke gives samme Diameter, men

derimod afpasses saaledes efter hinanden, at et vist Differenstryk nedenfra kan løfte Ventilens Vægt, og derved aabne Gjennemgang. Man opnaaer ved disse Ventiler, at Gjennemgangsarealet bliver stort, selv for en lille Løftehøide, og som Følge deraf, at det Slag, som Ventilen udøver, idet den lukkes, bliver mindre voldsomt. Anlægsrandenes Brede bestemmes som tidligere, Metaltykkelsen gjøres saa ringe som muligt, for ikke at forøge Ventilens Vægt mere end nødvendigt.

4) Stempelpakninger og Stoppebøsninger.

Disse Dele tjene til at bringe et Stempel eller en Stempelstang til at slutte tæt imod sin Omgivelse, uden at derved Bevægelsen hindres. Dette opnaaes ved et elastisk Tryk, frembragt enten ved Hamp, Læder eller ved spændige Metalringe. Stoppebøsninger have dette Tætningsmateriale anbragt paa den concave Side af Omgivelsen, medens Stangen eller Stemplets Overflade er cylindrisk og glat afrettet; Stempelpakninger have derimod Tætningsmaterialet anbragt paa den convexe Side af Stemplet, medens Omgivelsen er cylindrisk og glat afrettet.

a) Stoppebøsninger. Fig. 104 a viser en Stoppebøsning med Hampepakning, saaledes som den hyppigt anvendes ved Dampmaskiners Cylindre. Det ringformige Rum foroven om Stempelstangen er bestemt til at optage Smørelsen.

Fig. 104 b viser en Stoppebøsning med Læderkraver som Tætningsmiddel. Denne Construction anvendes blandt Andet til hydrauliske Pressepumper. Ved Opgangen af Stemplet slutter den øverste Krave tæt, idet Atmosphærens Tryk ovenfra har Overvægten og trykker den til, under Nedgangen er Trykket i Pumpen det overveiende, under denne Bevægelse vil derfor den nederste Krave komme til at virke.

Fig. 104 c viser Tværsnit af en Læderpakning, som benyttes ved hydrauliske Presser. α er den gjennemskaarne Væg af Cylindren, β en Læderring af U-formigt Tværsnit, som støttes af en opskaaren Jernring γ for at den kan beholde sin Form, selv om der ikke virker noget Tryk derpaa. Denne Pakning er kun tæt, naar der virker Overskud af Tryk nedenfra, men dette er netop altid Tilfældet ved hydrauliske Presser.

Frictionen ved en Hampepakning kan ikke beregnes, da

den afhænger af, hvor stærkt der spændes til. Derimod er en Læderpaknings Friction ikke afhængig af tilfældige Omstændigheder, og kan derfor bestemmes, naar Trykket og Dimensionerne ere givne.

Forsøg have vist, at naar Læderpakninger holdes vel smurte, er Frictionen proportional med Trykket p paa Qvadratenhed af Vædsken, proportional med Omkredsen, altsaa med Diametren d, og, som det synes, temmelig uafhængig af Læderkravens Brede. Formlen bliver altsaa:

$$F = C\ p\ d \ldots\ldots\ldots\ldots (61),$$

hvor C = 0.03 for velsmurte Pakninger, saaledes som de, der findes i hydrauliske Presser og Pressepumper, der arbeide med Olie.

b) Stempelpakninger. De Maader, hvorpaa Dampstempler pakkes, ere allerede omtalte i Maskinlærens 1ste Del; samme Maader kunne ogsaa anvendes til Pumpestempler og Luftpumpestempler, dog benyttes Metalpakning her ikke saa hyppigt som Hampepakning eller navnlig Læderpakning. Læderpakninger kunne indrettes som vist i Fig. 105. Figuren viser 2 Kraver, hvorved Stemplet slutter tæt baade ved Opgangen og ved Nedgangen o: hvad enten det største Tryk kommer ovenfra eller nedenfra; er det derimod kun nødvendigt at have Tæthed under Bevægelsen i den ene Retning, saa kan man nøies med 1 Læderkrave.

Frictionen bestemmes her ligesom ved en Stoppebøsning, pakket med Læder, dog er det hensigtsmæssigt at omskrive Formlen noget. Betegner nemlig h Høiden af den Vædskesøile, der svarer til Differenstrykket, h_1 den, der svarer til Frictionen, samt γ Vægten af en Kubikenhed Vædske, saa haves:

$$h_1 = \frac{4\ F}{\pi\ \gamma\ d^2} \text{ og } h = \frac{p}{\gamma},$$

hvorved Formlen bliver

$$h_1 = C \cdot \frac{4}{\pi} \frac{h}{d} = k \frac{h}{d},$$

hvor k er en ny Constant. Denne findes for Vandpumper

med polerede Pumpecylindre af Bronce . . . . . k = 0.03,
med afdreiede do. af do. . . . . k = 0.06,
mer eller mindre godt udborede do. af Træ . . k = 0.1—0.2.

Arbeidsmaskiner.

Disse Maskiner skulle kun omtales forsaavidt de frembyde særegne Forhold, som maa gjøres til Gjenstand for Beregning ved Maskinernes Construction.

De Maskiner, som her skulle omtales, ere:

A. Maskiner til at løfte og flytte faste Legemer.
B. Maskiner til at løfte og flytte draabeflydende Legemer.
C. Maskiner til at sammentrykke og bevæge Luft.
D. Maskiner til at sønderdele faste Legemer og lign.

A. Maskiner til at løfte og flytte faste Legemer.

1) Tridseværker.

Fra Physiken vil det være bekjendt hvad man forstaaer ved faste Tridser og ved løse Tridser samt hvorledes man beregner den Kraft, som behøves for at holde Ligevægt med en vis Last, naar der ikke tages Hensyn til Frictionen.

Ved et Tridseværk forstaaes en Combination af løse og faste Tridser samt et bøieligt Legeme (Toug, Kjæde), som er viklet deromkring.

Tridserne ere cirkelrunde Skiver, i hvis Omkreds der er indskaaret en Rende, hvori Touget eller Kjæden hviler. Tridsen kan enten være fastgjort paa Axlen, saaledes at denne dreies rundt med, eller, hvad der er almindeligst, sidde løst paa Axlen, saa at denne staaer stille medens Tridsen dreies. Ere flere Tridser anbragte paa en fælles Axel, der er fastgjort i et Hylster af passende Form, kaldes en saadan Forbindelse en Blok.

Tougene ere oftest Hampetouge, de kunne i saa Tilfælde med Sikkerhed taale et Træk = 1400 ℔ pr. □". Tougets

Dimension angives sædvanligvis ved Omkredsen, p, derved faaes følgende Formel til Bestemmelse af det største Træk P, som Touget kan taale:

$$P = 1400 \frac{p^2}{4\pi},$$

herved faaes

p i Tomm.	P i ℔	p i Tomm.	P i ℔	p i Tomm.	P i ℔
1	111	7	5459	13	18827
2	446	8	7130	14	21834
3	1004	9	9023	15	25065
4	1782	10	11140	16	28518
5	2785	11	13479	17	32195
6	4010	12	16042	18	36094

Skivernes Diameter maa mindst være lig 8 Gange Tougets.

Kjæderne bestaa af Led, der have Formen Fig. 106 eller Fig. 107, Skiverne, hvorover de gaa, have i Omkredsen en Rende, hvis Tversnitsform er vist i Fig. 108 eller, efter den nyere Maade, som i Fig. 109. Kjædeleddene komme til at ligge paa forskjellig Maade paa Skiverne eftersom den ene eller den anden af disse Former benyttes: den nyere Form har det Fortrin fremfor den ældre, at den ikke anstrænger Kjædeleddene til Bøining lodret paa deres Plan saaledes som den ældre Form. Naar det er af Vigtighed at Kjæden ikke kan glide paa Tridsen, saa forsynes Renden med Fremspring, hvis Afstand er = et Kjædeleds Længde.

Dimensionerne af Kjædeleddene bestemmes paa den Maade, at Diametren d af Jernet i Kjeden beregnes efter Styrkehensynet, og de øvrige Dimensioner fastsættes i Forhold dertil, efter de paa Figuren angivne Tal.

Sædvanligt regnes som om Lasten fordeltes ensformigt over Kjædens 2 cirkulære Tversnit. Kaldes da Lasten P, faaes Formlen:

$$P = r \cdot 2 \cdot \frac{\pi}{4} d^2,$$

heri sættes for:

Kjæder uden Stiver i Leddene (Fig. 106) r = 8500 ℔
do. med do. do. (Fig. 107) r = 11000 ℔

eller

For Kjæder uden Stivere

$$P = 13300\ d^2 \ldots\ldots\ldots\ldots (63.)$$

For Kjæder med Stivere

$$P = 17000\ d^2 \ldots\ldots\ldots\ldots (64).$$

Krafttabet paa Grund af Friction og Tougstivhed er meget stort, hvorfor der maa tages tilbørligt Hensyn hertil ved Beregning af den Kraft, som er nødvendig for at løfte en given Last.

Exempel 1. Et Tridseværk bestaaer af 2 Blokke, en fast og en løs (Fig. 110), hver med 2 Skiver, og et Hampetoug, som gaaer over dem alle. Der spørges hvor stor Last der skal virke i Tougets frie Ende for at løfte en given Last Q.

Skivernes Radier = R, Radius af Hullet i Skiverne = r.

Hvis der ingen Friction var, vilde Spændingerne t, t_1, t_2 . . . t_4 være lige store, men paa Grund af Frictionen vil $t_4 > t_3 > t_2 > t_1 > t$.

Tridsen, til hvilken Parterne t og t_1 støde, give en Tapfriction

$$= \mu\ (t + t_1)$$

eller, reduceret paa Touget

$$\mu\ (t + t_1)\ \frac{r}{R}.$$

Her er oftest $\mu = 0.15$ og da tilmed t og t_1 kun ere lidt forskjellige, kan man uden stor Feil erstatte dette Udtryk ved

$$0.3\ t\ \frac{r}{R}.$$

Bøiningsmodstanden kan fremstilles ved

$$\frac{\delta^2}{R}\ 0.54\ t,$$

hvor δ er Tougtykkelsen

Nu findes let

$$t_1 = t + (0.3\ r + 0.54\ \delta^2)\ \frac{t}{R}.$$

Størrelsen $\frac{0.3\ r + 0.54\ \delta^2}{R}$ er fælles for alle Skiverne; betegnes denne ved a, faaes

$$t_1 = t\ (1 + a).$$

Nu faaes paa lignende Maade:

$$t_2 = t_1 (1 + a) = t (1 + a)^2$$
$$t_3 = t_2 (1 + a) = t (1 + a)^3$$
$$t_4 = t_3 (1 + a) = t (1 + a)^4.$$

Tilmed skal $t + t_1 + t_2 + t_3 = Q$, hvoraf

$$Q = [1 + (1 + a) + (1 + a)^2 + (1 + a)^3]\ t = \frac{(1 + a)^4 - 1}{a}\ t$$

eller
$$t = \frac{a\ Q}{(1 + a)^4 - 1}$$

og Kraften
$$t_4 = \frac{a\ (1 + a)^4}{(1 + a)^4 - 1}\ Q.$$

Er f. Ex. $\delta = 1''$, $r = \frac{1}{2}''$, $R = 4\frac{1}{2}''$, bliver $a = 0.53$ og

$$t_4 = 0.35\ Q,$$

medens man, ved ikke at tage Hensyn til Frictionen, vilde have fundet

$$t_4 = 0.25\ Q.$$

Exempel 2. Samme Tridseværk med samme Last foreligger; der spørges hvor stor Kraft t_4' der udfordres for netop at hindre Lasten i at synke ned.

I dette Tilfælde er t_4' den mindste Spænding, t den største; ved lignende Betragtning som ovenfor findes:

$$t_3' = (1 + a)\ t_4'$$
$$t_2' = (1 + a)^2\ t_4'$$
$$t_1' = (1 + a)^3\ t_4'$$
$$t = (1 + a)^4\ t_4'$$

$$Q = t_4' (1 + a) [1 + (1 + a) + (1 + a)^2 + (1 + a)^3]$$
$$= \frac{(1 + a) [1 + a)^4 - 1]}{a}\ t_4'$$

og
$$t_4' = \frac{Q\ a}{(1 + a) [(1 + a)^4 - 1]}.$$

Sammenlignes denne Kraft med t_4 i forrige Exempel, faaes

$$t_4 = (1 + a)^5\ t_4' = 2.037\ t_4'$$

eller: den Kraft, som behøves for at hindre Lasten i at synke, er i det betragtede Tilfælde kun halv saa stor, som den, der fordres til Løftning deraf.

Et eiendommeligt Tridseværk er Differenstridseværket, opfundet af Weston i London 1862 (Fig. 111). *A* og *B* ere Skiver, fast forbundne med hinanden (f. Ex. støbte i eet Stykke), deres

Radier ere lidt forskjellige. *C* er en løs Tridse. En Kjæde uden Ende gaaer, som vist paa Figuren, over disse Skiver. Lasten Q hænger ved den løse Tridses Axel.

Apparatets Virkning vil let forstaaes: udøves et Træk i *a*. vil *B* og *C* bevæges rundt, idet deres Omkredse have Knaster, der hindre Kjæden i at glide derpaa. Af Parten *b* vil da en Del opvikles paa *B*, medens *c* vil forlænges ved Afvikling fra Skiven *C*. Nu er imidlertid denne Forlængelse af *c* mindre end Forkortelsen af *b*, hvoraf følger, at Lasten Q vil løftes, og naar Radierne *R* og *r* kun ere lidt forskjellige, kan denne Løftning blive meget ringe, altsaa en stor Last løftes ved en lille Kraft.

Beregningen kan ske paa lignende Maade som i forrige Tilfælde, kun at Leddet $\frac{0.54\ \delta^2}{R}$ t, der angiver Tougets Bøiningsmodstand, erstattes af det tilsvarende Udtryk for Kjædens Bøining. Man faaer da, naar b og c betegne Kræfterne i de tilsvarende Parter:

$$b = (1 + a)\ c,$$

hvor a har en lignende Betydning som i de foregaaende Exempler. Dernæst vilde man have, hvis der ingen Bøiningsmodstand og Tapfriction var:

$$P + c\ \frac{R_2}{R_1} = b$$

men under Hensyn til disse Modstande

$$P + c\ \frac{R_2}{R_1} = (1 + a)\ b,$$

men da nu $b = (1 + a)\ c$ og desuden $b + c = Q$, faaes

$$b = \frac{(1 + a)\ Q}{2 + a} \text{ og } c = \frac{Q}{2 + a}, \text{ hvorved}$$

$$P = \frac{(1 + a)^2 - \frac{R_2}{R_1}}{2 + a}\ Q.$$

Skal Kraften P netop kunne hindre Bevægelse nedad, haves derimod Ligningerne

$$b + c = Q,$$

$$b = \frac{c}{1 + a},$$

$$P + c\ \frac{R_2}{R_1} = \frac{b}{1 + a},$$

hvorved $$P = \frac{1 - (1 + a)^2 \frac{R_2}{R_1}}{(2 + a)(1 + a)} Q.$$

Man ser heraf, at naar

$$\frac{R_2}{R_1} = \frac{1}{(1 + a)^2}, \text{ bliver } P \gtreqless 0,$$

hvoraf følger, at naar Radiernes Forhold bliver tilstrækkeligt nær ved 1, saa vil Lasten ikke kunne synke ned, selv om Kraften ophører at virke. Dette er en stor Fordel ved Differenstridsen, som i mange Tilfælde betinger dens Anvendelse i Praxis: Naar man slipper Kjæden, bliver Lasten hængende, vil man fire den ned, sker det ved Træk i Parten d.

En Mangel ved denne Mekanisme er, at den bliver upaalidelig ved Sliddet. Kjædeleddene slides nemlig alle paa deres indvendige Sider og Kjæden forlænges, saa at den ikke passer nøiagtigt over Skivernes Knaster. Den vil da glippe af og give Stød, som kunne blive farlige.

2) Spil og Vinder.

a) Vinder. Herved forstaaes Løftemaskiner, der opvikle Ophalingstouget paa en horizontalliggende Axel, paa hvilken Bevægekraften enten virker directe eller ved faa Mellemled. De kunne være Bestanddele af andre Løftemaskiner, f. Ex. Kraner, om hvilke senere.

Fig. 112 viser den saakaldte engelske Vinde. *A* er Tromlen, *a* Ophalingstouget.

Paa Axlen af *A* sidder det store Tandhjul *B*, i hvilket Drevet *C* griber ind; det bevæges med Haandsvinget *c*. Drevets Axel kan skydes efter Længden i og ud af Indgribning med Hjulet *B* ved Hjælp af en Falle (se Pag. 77), der kan lægges ind i Halsene ved *b*.

Paa Bommens Axel sidder Skiven *D* til en Baandbremse, der klemmer om Skiven, naar Vægtstangen *f* løftes.

Undertiden er Valsen *A* forsynet med Kjædegang og paa dens eller Drevets Axel anbragt Spærhjul, hvori en Hage kan falde ind for at hindre Tilbagegang af Bevægelsen.

Høiden af Axlen *C* over Gulvet skal være 40 Tommer, Tromlen *A* gjøres hul, naar den er af Støbejern og forsynes med

Smedejerns Axel. Tykkelsen af Jernet i Tromlen behøver ikke at være stor.

b) Et Bradspil til et Skib viser Fig. 113. Det anbringes forude paa Dækket, dreies om Tappe eller Halse i Standere *c*, der støtte sig mod Stolper *a*, foran hvilken ligger, fastboltet til Dækket, Bedingen *b*. Naar hele Spilstammen er af Træ, ere Halsene, der hvile i Standerne *c*, af stor Diameter. Paa Stammen findes Huller, *e e*, gaaende igjennem under ret Vinkel, saa at man paa 4 Sider af Omkredsen, for hvert Sæt Huller, kan indstikke en Haandspage *f* og dermed dreie Spillet.

Midt paa Spillets Stamme findes en Palring (et Spærhjul) *g*, i hvilken Spærhager (Paler) som *h* kunne falde ind og hindre Tilbagegang af Bevægelsen.

Ofte bevæges Bradspillet ved Vægtstænger, idet disse paa begge Sider af Omdreiningspunctet bære Stødhager, der gribe ind i et Spærhjul ved Enden af Spilstammen. Vægtstangen er da ved Enderne forsynet med lange horizontale Haandfang. Skal Spillet overvinde store Modstande eller gaa med stor Hastighed, saa anvendes Dampkraft til Bevægelsen. Der anbringes da 2 Krumtappe paa samme Axel og under rette Vinkler med hinanden, og denne Axel sættes ved Tandhjul i Forbindelse med Tromlens Axel.

c) Gangspil. Et saadant bestaaer af en verticaltstaaende Stamme med Bomme ud til Siderne, paa hvilke Kraften kan virke til Omdreining. Idet et Toug eller en Kjæde opvikles paa Stammens Omkreds, løftes ved dette Middel Last eller overvindes Modstand. Fig. 114 viser et Gangspil til et Skib. Et Anker *A* en nedlagt og fastboltet i Skibsdækket; i Et med dette Anker er den verticale Tap *B*, der forneden og foroven er omgivet af Bøsninger, som ere befæstede i det omdreiende Spil. Spillet hviler paa denne Tap med Panden *p* i Overdelen. Paa det midterste sexkantede Stykke *a* af Spillet (Stammen) ere Stykkerne *b* indpassede og boltede; paa den nederste Del indlægges Klodser *c* af blødt Træ mellem disse, og springe frem udenfor Omkredsen af Stykkerne *b*, saa at Touget eller Kjæden kan lægge sig mod disse Klodser *c*. Paa Stykkerne *b* er forneden fastgjort en Ring *d*, paa hvilken sidde Bolte, der bære Spærhager eller Pale *e*, f. Ex. 6 Stykker paa Omkredsen af *d*. Naar

Palene ikke skulle bruges, løftes de op, og en Bolt stikkes ind under Enden af dem i Huller, som *f*.

Palene kunne, naar de ere løsladte, falde ned med Enden mod Vorterne *g* i en Palring, der er fastboltet i Skibsdækket. I Kronen *k* af Spillet ere Huller anbragte paa Omkredsen, der kunne optage Spilbommene *h*, hvis Antal er forskjelligt, 8—12.

Ophalingstouget vikles, som oftest i 3 Omgange, om Spillets nederste Del, og Formen af Stykkerne *b* er beregnet paa, at naar Tougets eller Kjædens paaløbende Part ligger nederst, saa skulle alle tre Omviklinger let kunne drives opad og holdes paa et bestemt Sted af Stammen.

Spillet kan ogsaa gjøres af Støbejern.

Man anvender ofte langt simplere Former af Gangspil.

Undertiden har man i store Skibe Spil i to Etager, det ene lige over det andet, saaledes at de kunne kobles sammen, naar man vil anvende dem samlede til en fælles Løftning.

Gangspillene anvendes ofte i Forbindelse med sammensatte Tridseværker, i saa Fald er det Tridseværkets Ophalingstoug, der vikles omkring Spillet.

3) Kraner.

Herved forstaaes Opstillinger, der paa saadan Maade ere forbundne med Vinder og Tridseværker, at de ere skikkede til beqvemt at kunne løfte en Last gjennem en større Høide, og som oftest tillige til at flytte den løftede Last et Stykke i horizontal Retning, saa at den kan nedfires paa et andet Sted end det, hvorfra den er løftet.

Kranerne kunne inddeles i 2 Hovedafdelinger:

a) faststaaende Kraner,

b) transportable Kraner.

a) Faststaaende Kraner. Disse gives mange forskjellige Former, efter det Sted, paa hvilket de skulle anbringes, og efter det Arbeide, som de ere bestemte til at udrette. De kunne inddeles i følgende Klasser:

α) Faste Udlæggere, Treben, Mastekraner og desl., der enten slet ikke kunne flytte Lasten i horizontal Retning eller dog kun i en eneste bestemt Verticalplan.

β) Dreielige Kraner, der kunne svinges om en lodret

Axe; de kunne løfte og sænke Last fra og til et hvilketsomhelst Punkt i en Cirkelperiferi undertiden fra og til et hvilketsomhelst Punkt i et ringformigt Areal, begrændset af 2 concentriske Cirkler.

γ) Trillekraner eller Kjørekraner, der beherske et rectangulært Areal.

a) Faststaaende Kraner.

α) Faste Udlæggere, Mastekraner o. desl.

Fig. 115 viser en Udlægger anbragt paa en Kai. $A\,B\,A_1\,B_1$ ere stærke Bjælker, der foroven ere forbundne med en horizontal Bom $B\,B_1$, hvorfra Jernbaandene $B\,E\,B_1\,E_1$ udgaa, og ere forankrede paa solid Maade, saa at de sikkre Stillingen af Udlæggerbjælkerne $A\,B$ og $A_1\,B_1$.

I Bommen $B\,B_1$ ophænges et sammensat Tridseværk a, som skal tjene til at løfte en Last Q lodret iveiret, f. Ex. en Dampkjedel, der løftes af en Pram for siden at sænkes paa sin Plads i et Dampskib. Ophalingstouget føres om en Tridse c, en saakaldet Fodblok, der ligeledes maa forankres i Grunden, og den fra samme førende Part d gaaer om Gangspillet e.

Kræfterne, der paavirke de enkelte Stykker, lade sig let bestemme, naar Kranens Form og Lastens Størrelse kjendes. I Punktet B (se Verticalprojectionerne) virker 2 Kræfter, Vægten Q samt Trækket i Parten $B\,c$. Disse sammensættes til en Resultant, som opløses i 2 Composanter, den ene i Planen $A\,B$, den anden i Planen $B\,E$. Den første opløses atter efter Udlæggerbjælkernes Retninger, den anden efter Baandenes. Det vil let sees, at saalænge Lasten Q's Projection falder udenfor Punctet A, som paa Figuren, saa vil Udlæggerbjælkerne sammentrykkes, Baandene strækkes.

Mastekraner adskille sig fra de faste Udlæggere derved, at de ere bevægelige, idet Udlæggerbjælkerne ere dreielige om Sporene $A\,A_1$, saa at Lasten Q kan bevæges henimod A, endog forbi dette Punkt, og nedlades imellem Punkterne A og E. Dette medfører imidlertid en væsentlig Forandring i Kranens Bygning, idet Baandene maa erstattes ved stive Støtter, da de for visse Stillinger af Kranen paavirkes til Sammentrykning. Almindelig bruges kun een Støtte i Baandenes Sted, denne

lægges da i Kranens Symmetriplan; den er ved *B* leddet til Udlæggerbjælkerne, og dens nederste Ende bærer en Møttrik, anbragt om en Skrue, der paa saadan Maade er fastgjort i Fundamentet, at den vel kan dreie sig om sin Axe, men ikke forskydes efter Længden. Ved denne Skrues Omdreining flyttes Lasten frem og tilbage i Kranens Symmetriplan. Disse Kraner bruges mest til Løftning af meget store Byrder, og bevæges da ofte ved Dampkraft. Kræfterne, der paavirke Kranens Dele, bestemmes ligesom før; Udlæggerbjælkerne faa deres største Paavirkning, naar Lasten er ført saa langt ud fra Understøtningspunkterne som muligt; tillige vil den bageste Bjælke i denne Stilling paavirkes saa stærkt som muligt til Strækning: imidlertid maa man ogsaa kjende den største Sammentrykning, som faaes, naar Kranen staaer i sin modsatte Yderstilling.

Ere Kræfterne fundne, beregnes Dimensionerne efter den techniske Mehaniks Formler, ofte gjøres alle 3 Ben af Smedejernsplader, sammennittede med Vinkeljern til et firkantet Rør.

β) Dreielige Kraner.

Naar en saadan Kran er bestemt til at staa i et lukket Rum i en Bygning, f. Ex. et Jernstøberi, understøttes den saavel forneden ved Gulvet som foroven ved Loftet, hvorimod en Kran, bestemt til at opstilles i det Fri, kun kan støttes nedenfra.

1) Fig. 116 a viser en Kran, støttet baade foroven og forneden. Den er tænkt bygget af Træ, hvilket er det almindeligste, *A B* er Stammen, *C E* Udlæggeren, *F D* en Skraastiver. Lasten kan enten være ophængt ved *E*, eller den kan være ophængt ved en Vogn, som føres frem og tilbage paa Udlæggeren. I begge Tilfælde vil den største Paavirkning af Kranens Dele faaes, naar den største Last er ophængt ved *E*, o: i den størst mulige Afstand fra Stammen. Kjeden er paa Figuren angivet at gaa parallelt med Udlæggeren hen til Stammen og derpaa parallelt med denne ned til en Tromle, om hvilken den vikles. Kræfterne, der paavirke Kranens Stykker, bestemmes paa følgende Maade:

Tapperne *A* og *B* modtage Reactioner R_1 og R_2 fra Understøtningerne, R_1 er nødvendigvis vandret. Foruden disse 2 ydre Kræfter paavirkes Kranen endnu kun af en eneste ydre Kraft,

nemlig Vægten P + Q af Kran og Last tilsammen virkende i det fælles Tyngdepunkt *G*. De 3 ydre Kræfter skulle holde hinanden i Ligevægt. Retningen af de 2 af dem, R_1 og (P + Q) samt Størrelsen af den ene (P + Q), kjendes, man kan da let bestemme Størrelsen af R_1, samt Størrelse og Retning af R_2, idet alle 3 Kræfter maa skære hinanden i eet Punkt, og Resultanten af de 2 af dem være lig og modsat den 3die.

Kræfterne i Stiver og Udlægger bestemmes dernæst (Fig. 116 b). Forbindelserne ved *F*, *D* og *C* betragtes som leddede, Stiveren kan da kun paavirkes efter sin Længderetning, Reactionen s fra Punktet *F* maa altsaa have denne Retning. Betegner endvidere u Reactionen fra *C*, P′ Vægten af Stiver + Udlægger samt G′ det fælles Tyngdepunkt for P′ og Q, haves atter her 3 Kræfter s, u og P′ + Q, der skulle holde hinanden i Ligevægt, og af hvilke P′ + Q er fuldstændig bekjendt samt Retningen af s. Problemet kan da løses ligesom før.

Efter de Kræfter, der saaledes ere fundne at virke i Punkterne *A*, *B*, *C*, *D*, *E* og *F* kan beregnes Paavirkningerne af de enkelte Stykker i Kranen. Dog er der ikke taget Hensyn til Spændingen i Kjædestykkerne *C E* og *C F*. Denne Spænding bevirker en Sammentrykning af Udlæggeren og af den midterste Del af Stammen, som bliver at addere til den øvrige Paavirkning.

Kranerne kunne med Hensyn til deres Details indrettes forskjelligt; Fig. 117 viser en Maade, hvorpaa det kan ske. Stammen er dannet af et enkelt Stykke qvadratisk Tømmer, Tapperne befæstede dertil paa den Pag. 8 omtalte Maade.

Udlæggeren, og som Følge deraf ogsaa Stiveren, bestaaer af 2 parallele Stykker, i saa stor Afstand indbyrdes, at Kjæden kan gaa frit ned imellem dem.

Forbindelsen mellem de enkelte Stykker maa ske paa en solid Maade, som vist paa Figuren.

E er Støbejernsstykker, et paa hver Side af Stammen, bestemte til at indeholde Leier for Tromlen og for de nødvendige Axler. Til disse Stykkers Befæstelse maa der paafores Træstykker *F* paa Stammen, af en saadan Tykkelse, at deres Overflade kommer i Plan med Stivernes. Endelig ere Stiverne selv indbyrdes forbundne med et Træstykke *D*.

Lastens Ophængning er vist paa den Maade, at Kjæden *K* er befæstet ved *G*, gaaer om en Skive *b* paa en Vogn, der kan kjøres frem og tilbage paa Udlæggeren, derfra om en løs Tridse, atter op om en Skive *a* paa Vognen, endelig over Skiven *H* og Tromlen i *E*. Herved er opnaaet, at Lasten hverken hæves eller sænkes ved Vognens Bevægelse, som derfor ikke vil fordre mere Kraft, end hvad Frictionen consumerer; den iværksættes ved Svinget *e*, der omdreier en staaende Axel og en horizontal Axel langs Udlæggeren. Denne sidste har qvadratisk Tversnit; dens Bevægelse meddeles til Skruen *g*, der kan glide langs den horizontale Axel, idet den er tvungen til at følge med Vognen; denne Skrue indgriber i Hjulet *c*, hvis Axel har sine Leier paa Vognen, og endvidere bærer et Tandhjul, indgribende i en Tandstang paa Udlæggeren.

Ofte bruges en anden Maade at bevæge Vognen paa, nemlig en Kjæde uden Ende, befæstet til Vognen, gaaende om en Skive ved *G*, derfra til en Tromle ved *H* og herfra atter til Vognen. Den ved *H* anbragte Tromle indrettes da til at dreies nedenfra ved et Sving, Vognen kan derved trækkes frem og tilbage, dog er dens Stilling paa Udlæggeren ikke saa sikker som ved den paa Fig. 117 angivne Construction.

Spærhjul og Spærhage anvendes til at hindre Lastens Tilbagegang. Dog nøies man ofte med at lade en Spærhage af passende Form indgribe i Tænderne paa et af Spillets Hjul (ikke Drev). Hagen er sædvanligvis symmetrisk om sin Midtlinie, saa at den kan slaaes om og indgribe til modsat Side, naar Spillet dreies den modsatte Vei.

2) Kraner, der kun støttes nedenfra, maa befæstes til et solidt Fundament af en saadan Størrelse og Vægt, at det kan hindre en Kantring af Kranen helst saaledes, at det Moment, hvormed det modsætter sig Kantring, er $\frac{7}{5}$ Gange det, hvormed Kran + største Last virker til Kantring.

Er Fundamentet dybere end Grundvandets Overflade, maa der tages Hensyn til den Opdrift, som derved paavirker det.

De vigtigste Former skulle omtales særskilt.

Fig. 118 viser en Kran med bevægelig Stamme. Fundamentet har en Fordybning, paa Bunden af hvilken er anbragt et Leie *A* for Stammen, som desuden støttes ved Hals-

leiet *B*. *C E* er Udlæggeren, *D E* Trækbaand. Constructionen bruges mest til mindre Kraner, Udlæggeren bestaaer da kun af en enkelt Støtte, medens der derimod er 2 Trækbaand, hvis Afstand er størst ved *D*, hvorfra de convergere op imod *E*.

Kræfterne i Udlægger og Trækbaand findes ved fra Punktet *E* at afsætte en Kraft = Summen af største Last og den halve Vægt af Udlægger og Trækbaand, sammensætte den med Kjædespændingen K og opløse den fundne Resultant i Composanterne S og T. Den første angiver Sammentrykningen i Udlæggeren, den sidste opløses atter efter Baandenes Retninger.

Reactionerne R_1 og R_2, som Understøtningerne udøve mod Stammen, findes ved at betragte Kranen med den største Last som et frit Legeme, paavirket af de 3 Kræfter: Vægten P + Q af Kran og Last, virkende i det fælles Tyngdepunkt, den vandrette Kraft R_1 og Kraften R_2, hvis Retning er ubekjendt. Idet disse 3 Kræfter skulle holde hinanden i Ligevægt faaes R_1 og R_2 bestemte.

Stammens Paavirkninger T, K, S, R_1 og R_2 ere nu bekjendte; man vil se, at den bøies, medens samtidig den øverste Del, *D C* strækkes, den nederste, *A C* sammentrykkes.

Med Hensyn til Details mærkes: Halsleiet ved *B* kommer til at slutte om en temmelig tyk Del af Stammen, det gives da den i Fig. 119 a viste Indretning, hvor *a* er den afdreiede Hals paa Stammen, *b b* Ruller, mod hvilke den hviler, og hvis indbyrdes Afstande holdes constante ved Ringene *d d*, hvori deres Tapper hvile.

Udlæggeren forsynes, naar den er af Træ, med en Støbejerns Sko forneden (Fig. 119 b), ved hvilken den befæstes til Stammen. Foroven anbringes en lignende Sko til at optage Trækbaandene og Kjædeskiven.

Spillet anbringes mellem 2 parallele Stativer, fastgjorte til Stammen.

Kranens Svingning om sin lodrette Axe sker ved Tryk paa Haandsvingene eller ved et Toug i Udlæggeren.

Udlægger og Trækbaand erstattes undertiden af een krum Bjælke; en Kran af denne Construction findes paa Toldboden ved Enden af vestindisk Pakhus.

Kraner med faststaaende Stamme. Stammen maa

være saa solidt fastgjort i Fundamentet, at den kan betragtes som indspændt ved dettes Overflade. Dette kan enten ske ved at befæste den i et stærkt Nav paa en Støbejernsplade, der hviler paa Fundamentet, og forbindes dermed ved Ankerbolte (Fig. 120 a) eller ved at forlænge Stammen ned i Fundamentet og støtte den ved 2 Plader, en foroven og en forneden, indbyrdes forbundne ved Ankerbolte (Fig. 120 b).

Den bevægelige Del af Kranen kan dels ophænges saaledes, at dens Vægt hviler udelukkende paa en Tap i Stammens øverste Ende, dels saaledes, at en væsentlig Del af Vægten optages directe af Fundamentet.

Fig. 121 viser en Kran, ved hvilken det hele verticale Tryk overføres til Stammens Top. Denne Construction anvendes ogsaa ved meget store Kraner. Stammen har foroven en Tap D til at modtage Trykket, desforuden styres den bevægelige Del af Kranen ved et Halsleie C. Reactionerne R_1 og R_2, som Stammen udøver i D og C, findes uden Vanskelighed paa den sædvanlige Maade; Tryk og Træk i Udlægger og Trækbaand ligeledes.

Stammen vil dels bøies, dels sammentrykkes. Hvis dens Befæstelse sker i en enkelt Plade ovenpaa Fundamentet, saa vil dennes Nav anstrenges stærkt paa Grund af den bøiende Virkning paa Stammen. Navet gjøres derfor langt, mindst 2 Gange Stammens Tykkelse og forsynes med stærke paastøbte Ribber. Haves derimod 2 Plader, kan denne Paavirkning formindskes betydeligt ved at forøge Afstanden mellem dem.

En Modification af disse Kraner er angivet af Fairbairn: Udlægger og Trækbaand erstattes af en krummet rørformig Bjælke, sammennittet af Smedejernsplader og Vinkeljern og indeni denne gaaer Ophalingskjæden ned til Tromlen. Beregningen af denne Udlæggers Styrke sker uden Vanskelighed ved at betragte forskjellige Tversnit deraf, for hvert af disse bestemme Størrelsen af det bøiende Moment, den sammentrykkende og den forskydende Kraft, og derved finde den største Fiberpaavirkning.

Stammens Paavirkning bestemmes selvfølgelig ganske som ved den almindelige Form af Udlæggere.

Med Hensyn til Details mærkes: Stammen gjøres oftest af Støbejern, hul og iøvrigt beregnet efter de virkende Tryk. Be-

fæstes den i een Fundamentplade, gives den et Bryst til Anlæg ovenpaa denne; er der 2 Plader, da anbringes Brystet ved den nederste. Tillige lades i dette Tilfælde et Rum aabent i Murværket uden om Stammen, saa at den ved en eventuel Reparation kan optages af Fundamentet.

Tappen ved *D*, anbragt paa Stammen som i Fig. 121, har den Ulempe, at Smørelsen hurtigt løber bort og derfor ofte maa fornyes.

Bedre er det at anbringe en Tap i den bevægelige Del af Kranen og et Leie paa Enden af Stammen, som Fig. 122 viser. Stammens Kjærneaabning maa da helst lukkes med en indpasset Prop, for fuldstændigt at understøtte Bunden af Leiet, som ogsaa Figuren viser.

Halsleiet *C* kan enten gjøres som i Fig. 119 a eller med 2 Ruller, hvis Tapper sidde i det bevægelige Stativ, og som trykke mod Stammen.

Stativet bestaaer af 2 Støbejernsplader, der indeholde Leier for Tromle og Axler, og som ere forbundne foroven ved et Tverstykke, som bærer Tappen, forneden ved et lignende, der bærer Leiet *C*.

Ved større Kraner anbringes en horizontal Plade paa Stativerne; paa denne staa de Mænd, der betjene Kranen, de følge da med, naar denne svinges rundt.

Svingningen af Kranen sker i saa Tilfælde ved Tandhjulsindgribning. En Tandkrands er anbragt fast ovenpaa Fundamentet, i denne griber et Drev med lodret Axe, dettes Axel understøttes i Leier paa det bevægelige Kranlegeme, oftest bagtil, o: modsat Udlæggeren, og kan omdreies, enten directe ved et Haandsving eller ved et Par coniske Hjul fra en vandret Axel, hvorpaa Haandsvinget anbringes.

Ophalingskjædens skraa Part maa ved alle større Kraner støttes ved Ruller, der f. Ex. kunne være fastgjorte ved Trækbaandene. Disse maa selv støttes imod Udlæggerne ved stive Stænger, anbragte paa passende Steder. Befæstelsen af disse Stænger bør ske uden at svække Baand og Stivere, f. Ex. ved at lade dem gribe deromkring og spænde dem fast dertil.

Fig. 123 viser en Kran, fra hvilken en Del af Trykket overføres directe til Fundamentet. Stammen er

fastgjort paa en af de omtalte Maader, og den bevægelige Del af Kranen hviler paa en Tap ved *B* og desforuden paa een eller flere coniske Ruller, som have deres Axler befæstede i det dreielige Stativ og som støtte mod en Kegleflade, der ligger paa Fundamentet, concentrisk med Stammen. Keglefladen udøver en Reaction mod Rullen (eller Rullerne), som staaer lodret paa Frembringerne, og denne Reaction kan opløses i en horizontal og en vertical Kraft, hvilken sidste vil formindske Trykket i *B*.

Paavirkningen varierer med Keglefladens Form. Jo større den faste Kegles Topvinkel er, desto større Part af det lodrette Tryk vil den optage og desto mindre bliver Verticaltrykket i *B*, men det kan da hænde, at Verticaltrykket i *B* ved en vis Størrelse af Topvinklen bliver negativt o: der kommer en Bestræbelse til at løfte Kranen op af Tappen, hvorved der bliver Fare for dens Stabilitet.

Trykkene i *B* og *C*. Kranens dreielige Del kan betragtes som et frit Legeme, paavirket af Kræfterne: P + Q i det fælles Tyngdepunkt for Kran og Last, Reactionen R_1 i *C* lodret paa Keglefrembringerne og R_2 i *B*. Disse Kræfter skulle skære hinanden i et Punkt *G*, hvorved R_2's Retning bestemmes, og Resultanten af R_1 og R_2 skal være lig og modsat P + Q, hvorved Størrelsen af R_1 og R_2 bestemmes.

Man seer, at naar *G* falder lavere end *B*, vil R_2 faa Retning skraat opad, o: Stammen skal, foruden en horizontal Reaction udøve en Verticalreaction imod *B*, nedenfra opefter. Dette vil altid være muligt, Kranen er da stabil i dette Tilfælde.

Falder derimod *G* høiere end *B*, faaer R_2 Retningen skraat nedefter, o: der fordres, at Stammen foruden en horizontal Reaction skal udvikle en Verticalreaction ovenfra nedad mod Punktet *B*, hvilket er umuligt ved en saadan Construction, som den vi her betragte, følgelig vil Kranen ikke være i Ligevægt i dette Tilfælde.

Punktet *G* kan af 2 Grunde rykke tilveirs, nemlig: 1) ved Forøgelse af Keglens Topvinkel, hvorved Linien *C G* faaer en mere steil Retning, og 2) ved en Forøgelse af den i Kranen hængende Last, hvorved Tyngdepunktet af Kran + Last rykker bort fra Kranens Axe og Punktet *G* glider opad *C G*.

Man indseer da, at en Kran kan være stabil for en lille Last, men blive instabil, naar Lasten forøges.

Ved denne Slags Kraner maa man da sørge for at gjøre Keglens Topvinkel saa lille, at man, selv i Tilfælde af, at Kranen er belastet med den største Last, dog faaer Punktet G lavere end B. Herved er da ogsaa Retningen af Rullens Axe bestemt.

Vil man imidlertid forud bestemme Rullens Stilling, f. Ex. med dens Plan efter Udlæggerens Retning, saa maa man anbringe endnu en tredie Understøtning, f. Ex. et Halsleie om Stammen. Man faaer da 3 Reactioner R_1, R_2 og R_3, og kan da opstille den Betingelse, at R_2 i B skal være horizontal. De 2 eneste verticale Kræfter $P + Q$ og R_1's verticale Composant skulle da være lige store og modsatte, hvorved R_1 selv er bestemt, da dens Retning kjendes.

Da endvidere den algebraiske Sum af horizontale Kræfter skal være $= 0$ og Summen af Momenterne, f. Ex. med Hensyn til Punktet C $= 0$, haves 2 Ligninger til Bestemmelsen af R_2 og R_3.

Der er ikke taget Hensyn til Frictionen, som virker til at hindre Rullen i at glide op og ned ad Keglefladen. Denne Friction bevirker, at Reactionen R_1 ikke behøver at staa lodret paa Keglefrembringerne, men kan afvige fra denne Stilling en Vinkel $=$ Frictionsvinklen til den ene eller til den anden Side, hvorved Punktet G kan komme lidt over Horizontalen gjennem B før Kantring af Kranen indtræder.

Denne Friction bør imidlertid ikke tages i Betragtning ved denne Beregning. Tages den med opnaaes kun en ringe Fordel, men hvis da det Tilfælde indtraadte, at Frictionen blev mindre end beregnet, vilde derved afstedkommes meget stor Skade. Det er derfor bedst, strax at sætte Frictionscoefficienten $= 0$.

Med Hensyn til Detail gjælder væsentligt de samme Regler som for de øvrige Kraner.

Det er hidtil forudsat, at Kranen bevæges ved Haandkraft; det kan vel ogsaa betragtes som det almindeligste, dog benyttes ogsaa undertiden Elementarkraft. Indretningen bliver dog i Hovedsagen uforandret.

Man anvender Vandtrykket fra Byer, der ere for-

synede med Vand ved høit Tryk, til at løfte Last ved Kraner. Fig. 14 viser denne Indretning i sine Hovedtræk. Det i Figuren viste Gjennemsnit tænkes lagt ⊥ med den Kai, ved hvilken Kranen er anbragt. *A* er et Vandledningsrør fra Vandværket, der giver Vand med Spænding til de to Cylindre *B* og *C*. *D* er Afløbsrør for det brugte Vand, *E* er Kranstammen, der forneden har en Tap ved *a*, og ved Grundens Overflade er holdt i sin Stilling ved Frictionsruller *b*. Mod den nederste Del er den udskaaret, saa at den giver Plads for en Skive *c*, der kan ligge i en Gaffel, hvis Tapper ligge i Siden af Kranstammen. Kranstammen kan altsaa dreie sig et vist Stykke begrændset ved Udskæringen, medens Skiven *c* forbliver i Plan med Parterne af Ophalingskjæden *d*. Paa Kranstammen er, foruden Udlæggerbommen *F* og Trækbaandene *G*, anbragt et horizontalliggende Tandhjul *H*. Ved at aabne Hanerne *e* paa Vandledningsrøret *A* indlades Vandtryk til Stemplerne *B* og *C*. Naar Vandtrykket virker paa Stemplet *B* i Pilens Retning, saa trækker det i Kjæden *d* og løfter Lasten *Q*; denne Cylinder kan være enkeltvirkende og Vandet vil, naar Løftningen er tilendebragt, slippe bort gjennem Hanen *e*. Cylindren *C* er dobbeltvirkende, men meget mindre end *B*; dets Stempel fører Tandstangen *f* enten frem eller tilbage, den griber ind i Tandhjulet *H* og svinger derved Kranen om i Horizontalen.

Dampkraft kan ligeledes anvendes og det paa flere Maader: enten kan Dampkjedel og Dampmaskine anbringes i nogen Frastand fra Kranen, en Axel ledes hen dertil, og dennes Bevægelse meddeles ved coniske Hjul til en lodret Axel, anbragt concentrisk i den hule Kranstamme; fra denne Axel forplantes atter Bevægelsen til Kranens Vinde.

Eller: Dampmaskinen kan anbringes paa Kranen selv, dreielig med denne, medens Kjedlen ligger fast noget borte, og sender et vel indpakket Damprør hen dertil, op gjennem den hule Stamme, og derfra til Maskinen.

Endelig kan baade Dampmaskine og Kjedel anbringes paa Kranen, saaledes at de ere dreielige med denne; Kjedlen anbringes da saaledes, at den kan tjene som Modvægt mod den i Kranen hængende Last.

γ) Trillekraner.

Disse bestaa simpelthen af et Spil, anbragt paa en høi Opstilling, paa hvilken det kan bevæges i 2 paa hinanden lodrette Retninger, saa at det kan løfte Last fra et hvilketsomhelst Punkt af et rektangulært Rum. Fig. 124 viser en saadan Kran. Spillet *V* hviler paa 4 Hjul, hvorved det kan kjøre frem og tilbage paa 2 parallele horizontale Vanger *A* og *B*, der oftest ere dannede som armerede Bjælker. Disse Vanger kunne selv bevæges, idet de bæres af Hjulene *C*, der kunne kjøres frem og tilbage paa Skinnerne *D*. Disse sidste ere anbragte i en tilstrækkelig Høide over Jorden; staaer Kranen i det Fri, hvile de oftest paa en Tømmeropstilling; staaer den i en Bygning, kunne de hvile paa Bygningens Mure eller paa Bjælker, der udgjøre Dele af selve Bygningen.

Løftning af Byrder saavelsom Bevægelse af Kranen paa Vangerne sker oftest ved Haandsving, anbragte paa selve Spillet, som dreies af en eller flere Arbeidere, der staa paa et Gulv, anbragt uden omkring Spillet. Bevægelsen af Vangerne lodret paa deres egen Retning, kan enten ske ved Mandskab, anbragt ved Enderne deraf, eller ogsaa ved Folkene paa Spillet. Hvilken Construction der end vælges, maa man sørge for, at begge Ender af Vangerne følges nøiagtigt ad, saa at de ikke kunne komme til at staa skjævt og derved klemme sig fast. Dette opnaaes ved at have en Axel langs Vangerne til Forbindelse af Hjulværkerne ved hver Ende af dem.

Ogsaa ved Dampkraft kan saavel Lastens Løftning som Spillets og Vangernes Bevægelse foretages. Det kan da enten ske ved at anbringe Kjedel og Maskine paa selve Opstillingen eller ogsaa ved at have baade Kjedel og Maskine fastliggende og forplante Bevægelsen til Spillet, f. Ex. ved Traadtouge over Skiver.

b) Transportable Kraner.

Disse ere som oftest smaa dreielige Kraner med faststaaende Stamme af en af de ovenfor beskrevne Constructioner, kun hvile de ikke paa et Fundament, men paa en Vogn, der kjører paa et Jernbanespor. Den fornødne Stabilitet maa ved disse Kraner tilveiebringes ved en Modvægt, afpasset efter den

største Last, som Kranen er bestemt til at løfte. De mindre Kraner af denne Slags bevæges ved Haandkraft, de større ved Dampkraft. I sidste Tilfælde anbringes Kjedlen, oftest en opretstaaende Kjedel, saaledes at dens Vægt virker saa fordelagtigt som muligt til at hindre Kantring formedelst den løftede Last.

En anden Art af transportable Kraner, der benyttes ved Havnearbeider og lign. ere svømmende Kraner. De bestaa af en Pram, med tilstrækkelig stor Bæreevne, forsynet med en Udlægger, der enten kan være fast eller bevægelig, ligesom en Mastekran, saa at Lasten kan føres ind over Prammen, og nedlades der. Bevægelsen sker enten ved Haandkraft eller ved Dampkraft. Under Løftningen vil den Ende af Prammen, i hvilken Udlæggeren findes, trykkes ned, medens Bagenden løftes. Prammen bringes da atter til at ligge lige paa Vandet ved Ballast (f. Ex. Vand indpumpet i dertil bestemte Kasser) i Bagenden. Under Hensyn hertil maa Prammens Bæreevne bestemmes.

4) Donkrafte.

Herved forstaaes Apparater til at foretage smaa Løftninger, men med stor Kraft og paa den Maade, at der udøves et Tryk nedenfra opad imod den Gjenstand, der skal løftes. Til Bevægelsen anvendes Haandkraft. De vigtigste Indretninger af disse Maskiner ere følgende:

a) Donkrafte med Tandstang ere viste i Fig. 125. I *A* sidder Haandsvinget paa Axlen af det Drev, som indgriber i Tandstangen; dette Drev har saa lille et Tandantal som muligt, nemlig 5. *B* viser en Donkraft med »dobbelt Forlag», der er indskudt en Mellemaxel mellem Drev og Tandhjul, saa at der finder 2 Tandindgribninger Sted.

Ved begge disse Constructioner er det nødvendigt at have Palhjul og Pal, for at hindre Lastens Tilbagegang, naar Kraften ophører. Donkraftenes Hylstre ere paa Figurerne angivne som Træ, forsynede med Jernbeslag. De smaa Knopper under dem tjene til at hindre Gnidning paa Underlaget, ligesom ogsaa Kløerne *f* eller *g* skulle hindre, at Lasten glipper af.

b) Skruedonkrafte have en Skrue istedetfor Tandstangen. De bygges i Reglen helt af Jern, deres Indretning kan være forskjellig. Saaledes kan Møttrikken være fast i Hylstret, og

Skruen dreies rundt, eller Skruen kan være hindret fra at dreie sig, medens Møttrikken kun lader sig dreie rundt, men ikke forskyde efter Skruens Længderetning. Denne sidste Indretning viser Fig. 126, Møttrikken danner her Navet i et Tandhjul, hvori en Skrue indgriber. Her er altsaa anvendt 2 Skruer; man kan undgaa Skruen uden Ende ved at anbringe Møttrikken i et conisk Tandhjul, indgribende i et Drev paa Haandsvingets Axel.

Skruedonkraftene give Anledning til en meget stor Friction, navnlig naar 2 Skrueforbindelser anvendes (som i Figuren), man vil da let komme til at anvende 8 à 12 Gange saa stor Kraft, som hvis der ingen Friction var. Denne Omstændighed maa man tage tilbørligt Hensyn til ved Bestemmelsen af, hvorledes de skulle anvendes i et givet Tilfælde. Iøvrigt have de flere Fordele: en Mand kan ved dem løfte en meget betydelig Last, skjøndt langsomt; de optage kun ringe Plads, og lade sig beqvemt anbringe, hvor de skulle bruges. De benyttes f. Ex. til at skrue Tage iveiret paa Huse, hvortil man vil sætte endnu en Etage.

c) Hydrauliske Donkrafte bestaa af en hydraulisk Presse og en tilhørende Pumpe, anbragt paa en fælles Fod, som indeholder en Vandbeholder (eller Oliebeholder). Pressestemplet bærer et Hoved med Kløer ligesom de øvrige Donkrafte. Fig. 127 viser en saadan Donkraft; den kan bringes til at virke med meget betydeligt Tryk og dog være let at flytte og haandtere, men den maa forarbeides omhyggeligt og bliver da kostbar.

B. Maskiner til Løftning af Vand.

1) Haandredskaber.

For saadanne haves følgende Erfaringsresultater:

a) Spande kunne benyttes til Løftning af Vand, naar Arbeidet kun varer kort Tid. Spandene maa rumme 0.2 – 0.3 Cubikfod Vand. Morin har i saa Tilfælde fundet, at en Mands Nyttearbeide i en Dag maalt med Produktet af det løftede Vands Vægt og Løftehøiden, er

$$= 293500 \text{ ℔}'.$$

Dog forudsættes, at Løftehøiden ikke er større end at Arbeideren kan blive staaende paa eet Sted under Arbeidet. Skal Vand løftes til større Høider, opstilles bedst en Række Arbeidere over hinanden, og Spandene langes fra Mand til Mand.

b) Kasteskovlen er en hul Skovl af Træ eller Jernblik, den bruges til at øse eller kaste Vandet til en ringe Høide over en Dæmning.

En Mands Dagsarbeide = 306300 ℔'.

c) Svingskovlen er en større Øseskuffe ophængt i en Buk. Den trækkes af Mandskab frem og tilbage ved Snore.

En Mands Dagsarbeide = 765700 ℔'.

2) Kjædepumper.

a) Den hældende Kjædepumpe (kaldet Vandsnegl) er fremstillet i Fig. 128. Den bestaaer af et firkantet Rør *A*, sædvanligt samlet af Brædder, og en Rende *B*, der er parallel med *A*. For Enderne ere de forbundne med hinanden ved Sidestykkerne *a a*. Tappeleier ere anbragte udenfor Enderne for Axler, paa hvilke Arme ere anbragte efter Radier. Over disse Arme gaaer en Kjæde, hvis enkelte Led hver bærer en firkantet Brikke, sædvanligt af Træ, paa Midten. Brikkerne passe paa $\frac{1}{4}$ Tomme nær til Omkredsen af Røret *A* og Renden *B*. Maskinen lægges over en Dæmning *C* med Overenden, og Underenden sænkes ved Touget *D* til saadan Dybde i det Vand, hvorfra skal løftes, at den tager Vand og løfter det gjennem Høiden *h*. Hældningen af *A* og *B* er ikke gjerne over 20—25°, saa det er kun til ringe Høide Maskinen kan løfte Vand. For at ikke altfor meget Vand skal løbe tilbage igjennem Spillerummene mellem Brikkerne og Røret *A*, maa Bevægelsen være hurtig. Efter Maskinens Størrelse bevæges den ved Haandkraft paa Krumtap eller ved Heste i en Hestegang.

Morin angiver: en Mands Dagsarbeide ved den = 427000 ℔',
og en Hests do. — = 2865000 ℔'.

2) Lodret Kjædepumpe. Den bestaaer af to Rør; i det ene passe runde Brikker i et forneden indpasset og vel afdreiet Metalrør, iøvrigt er det videre end efter Brikkernes Diameter. I det første Rør bevæges Klapperne eller Brikkerne opad og suge Vand, i det andet føres Brikkerne atter ned. Foroven, over de to Rør, ligger et Stokkedrev, sædvanligt med 10 Stokke; forneden, under de to Rør ligger et Stokkedrev, der for Pladsens Skyld gjøres mindre, sædvanligt med kun 5 Stokke. Over disse Stokkedrev, der have lige Deling, føres en Kjæde,

hvis Led ere saa lange som en Deling; paa Midten af hvert Kjædeled sidder en Brikke, der er af Læder, men paa begge Sider afstivet med Metalplader. Det øverst liggende Drev bevæges ved Krumtappe af Mandskab, og naar Vandet er kommet op til Overenden af Stigrøret, gaaer det igjennem en der anbragt Kasse og løber bort.

Disse Pumper bruges mest ombord i Skibe, og saa ligger Underenden af Rørene og det nederste Stokkedrev i en Pumpekurv ɔ: en Spand af Kobber med Huller i Omkredsen, nede ved eller i Bunden af Skibet. De smaa Huller i Omkredsen af Pumpekurven tjene til at holde større Urenligheder borte fra Pumpen. Morin angiver som Nyttevirkning:

En Mand paa Krumtap i 8 Timer 735000 $\mathcal{T}'$,
og en Hest 8 Timers Dagsarbeide 4128000 $\mathcal{T}'$.

3) Archimedes Skrue.

Denne Maskine, som ogsaa kaldes Vandsneglen, er indrettet som Fig. 129 viser. Den bestaaer af 2 Cylindre, en indre Spindel E og en ydre Kappe G, mellem hvilke er anbragt en eller flere Vindelflader.

Axen anbringes i en skraa Stilling, saaledes at den nedre Ende delvis dykker ned i Vandet, noget heraf vil da træde ind i den nederste Skruegang og under Maskinens Omdreining efterhaanden løftes indtil det omsider træder ud foroven.

Maskinens Virkning vil uden Vanskelighed kunne beregnes, naar først den største Vandmængde, der kan rummes i hver Skruegang er bestemt. Denne Vandmasse maa derfor først beregnes, hvilket er forbundet med nogen Vidtløftighed, lettest sker det paa følgende Maade:

Betragtes en vilkaarlig Skruegang og tænkes Vand efterhaanden at fyldes heri, saa vil Vandspeilet stige, indtil det omsider løber over. I dette Øieblik er Maximum af Vandmængden tilstede, som kan rummes deri. Det vil let sees, at Udløbet af Vand ved Overfyldningen vil foregaa inde ved Spindlen, Vandspeilet kan altsaa construeres som den vandrette Tangent AB til den Skruelinie, hvori den indre Spindel skæres af Vindelfladen. Nu skal kun Volumen af Legemet $A\ B\ C$ bestemmes. Dette sker ved at skære det med en Række concentriske Cy-

linderflader i lige store indbyrdes Afstande; disse ville da alle skære Vindelfladen i en Skruelinie og Vandfladen i en Ellipse, de udfoldes derpaa, hvorved Ellipsen udfoldes som en Sinusoide og Skruelinien som en ret Linie. Mellem begge indesluttes en vis Flade, der netop er Udfoldningen af det Areal af den skærende Cylinder, der beskylles af Vandet. Fig. 129 b viser saaledes Udfoldningen af den ydre Cylinder G.

Ere alle Cylindrene behandlede paa denne Maade og de beskyllede Arealer beregnede, saa vil Simpsons Formel kunne give Volumen af Vandlegemet. Dette Volumen vil blive løftet for een Omgang af Vandsneglen, hvis denne indeholder een Vindelflade. Indeholder den 2 Vindelflader, vil det dobbelte Volumen løftes.

Som Constructionen er vist paa Figuren bliver kun een Gænge af Vindelfladen beskyllet. Det er imidlertid muligt, at den overliggende Gænges Underside ogsaa beskylles, Fremgangsmaaden bliver desuagtet den samme, men Arealerne faa da for de yderste Cylindres Vedkommende en noget anden Form.

Skruens Virkningsgrad kan regnes til 0.70 à 0.75.

Skruens Stigningsvinkel β, maalt paa den ydre Omkreds G, tages oftest $= 10—30^0$.

Hældningen af Skruens Axe mod Horizontalen $\alpha = 20—35^0$.

Betingelsen for at Skruen overhovedet kan give Vand er $\alpha + \beta < 90^0$.

Skruens Materiale er oftest Træ, Kappen samles da som en Tønde af Staver. Dens indre Diameter gjøres $1\frac{1}{2}$ à 3 Fod. Spindelens Diameter $\frac{1}{3}$ af Tøndens.

Den nederste Ende maa ved hver Omgang dukke op over Vandspeilet, for at give Luften fri Adgang. Derfor bør den nedre Tap F kunne løftes og sænkes eftersom Vandspeilet varierer. Naar Skruen bygges af Jern bør de samme Regler iagttages.

Undertiden foretrækkes en anden Construction af Skrue, hvis nedre Ende kan være helt under Vand. Kappen udelades i saa Tilfælde, og erstattes af en fastliggende halvcylindrisk Rende, f. Ex. af Beton, hvori Skruen bevæger sig med et passende lille Spillerum.

4) Norier.

Ved Norie forstaaes en Spandkjæde, der bevæges ved Drev med Stokke eller Arme (se Fig. 130). Paa en Axel *A* er der anbragt Arme, der gaa ud i Retning af Radien, i to Sæt ⫫ med hinanden; de ere beklædte med Plade, saa at der mellem Armene dannes Render som *C*, der kunne lede det Vand, der løftes ud til en Afløbsrende. De omtalte Arme ere i Yderenden forsynede med Fordybninger *a a*, der kunne optage Boltene af de Kjædeled, der bære Spandene *B*. Lodret under Axlen *A* ligger en anden ⫫ med den; den bærer et Drev med lignende Arme eller med Stokke, der kunne lede Spandene ned i det Vand, der skal løftes, saa at de fylde sig. Da der er Luft i Spandene, lider Vandet Modstand ved sin Indtrædelse i dem, saa at de vanskeligt blive fulde; derfor har Gateau construeret en forbedret Spand (Fig. 130 b). *m* er Aabningen, gjennem hvilken Vandet træder ind og ud; naar Spanden gaaer ned, er denne Aabning nederst, og saa aabner sig Ventilen *n* og tillader Luften at træde ud. Naar Spanden begynder at bevæge sig opad, lukker Ventilen sig.

Morin angiver følgende Data for disse Maskiners Nyttevirkning:

Noria af Bürel, i Principet som Fig. 130 . . . . . 0.58
af den til Maskinen meddelte Arbeidsmængde.

Noria af Gateau ved Løftningshøide 3.2 Fod 0.48
- — 6.4 — 0.57
- — 9.6 — 0.63
- — 12.7 — 0.66
- — 19.6 — 0.70

Da Spandene lide Modstand ved at gaa ned i Vandet, og en Noria løfter høiere end Nyttehøiden, er altid Virkningsgraden mindst ved smaa Løftningshøider.

5) Øsehjul.

a) Perronets Øsehjul med Spiralgange er indrettet efter Principet for de Gamles Tympanum. Celler, der gaa ind til Axen af Hjulet, fylde sig mere eller mindre i Omkredsen og udtømme sig ved Axen. Fig. 131 viser et saadant Hjul. Imellem to parallele, verticale Sidevægge *A* af Hjulet, hvilke Vægge ere

gjennembrudte i Midten, er anbragt cylindriske Skovler $a\ a$, hvis Ledelinie er en Cirkelafvikler, der har sit Udspring fra Omkredsen af Aabningen i Midten, hvis Diameter $= 0.20 - 0.23$ af Hjulets. Aabningen i Hjulets Midte er ved et Antal Skillerum, der gaa i Retning af Radien, delt i saa mange Kamre, som der er Skovler, og disse Kamre munde ud ved den ene eller ved begge Sider af Hjulet. Er Vandspeilet, hvorfra der løftes, $M\ N$, saa vil Hjulet, naar det dreies i Pilens Retning, løfte Vandet og give det Afløb ved Vandspeilet $P\ Q$ i Høide h over $M\ N$. Perronet har angivet Resultater for et saadant Hjul, 20 Fod i Diameter, med Aabning i Midten af 3.19 Fods Diameter; det havde 24 Skovler, der mundede i Midten i 12 Kamre. Det bevægedes ved 12 Mand og det indsænkedes i Vandet 0.258 — 1.036 Fod.

Indsænkning	Antal Omdreininger i Minutet	Cubikfod Vand løftet i Timen	Løftningshøide	Arbeidsmængde i 8 Timer pr. Mand
Fod			Fod	℔
1.036	2.00	4803	8.28	1644000
0.766	2.50	4001	8.27	1368000
0.516	3.00	3590	8.27	1227500
0.258	3.00	2399	8.27	820000

Altsaa størst Nyttevirkning ved største Indsænkning.

Selve Hjulet med Vand i veiede 7000—7800 ℔.

b) Øsehjul med Spande, der tømmes ud, naar de af Hjulet føres op til Toppen. Virkningsgrad 0.60.

c) Øsehjul med faste Skovler. Et stort Anlæg af dette Slags er anbragt ved Havnebasinet i St. Quen ved Paris og Fig. 132 viser en Skizze af det dertil anvendte Øsehjul, der bevæges ved Dampmaskine. Vandet skal hæves fra det variable Vandspeil $A\ B$ til Vandspeilet $C\ D$, ɔ: igjennem Høiden h. Øsehjulet H, hvis Axel er I, bevæges i Pilens Retning; det er paa Omkredsen forsynet med Skovler som a, der gaa i en Slutrende og løfte Vandet. For at Skovlerne ikke skulle lide store Modstande ved Indtrædelsen i Vandet forneden af Hjulet, ere Skovlerne dels heldede fremad for den radiale Retning, dels er bagved Hjulet anbragt et Stibord s, som, naar Vandspeilet $A\ B$

staaer høit, kan skydes ned, saa at Vandet fra den nederste Beholder kommer ind til Hjulet med en passende Hastighed og der paa Tilløbssiden til Hjulet, under dettes Gang, indstiller sig et Vandspeil $E\ F$, der er lavere end $A\ B$. Virkningsgraden er omtrent 0.70.

6) Centrifugalpumper.

En Centrifugalpumpe bestaar af et Hjul, forsynet med Skovler, og anbragt i et Hylster paa saadan Maade, at det kan dreies hurtigt rundt om sin Axe, medens Vandet tilstedes Adgang til Hjulet omkring Axlen, passerer mellem Skovlerne og gaaer bort ved Omkredsen. Centrifugalkraften bidrager væsentlig til at drive Vandet fremad, iøvrigt er Virkningen nærmest at betragte som det Omvendte af den, der foregaaer ved de Turbiner, der modtage Vandet ved Omkredsen og afgive det ved den indre Periferi; tænkes nemlig en saadan Turbine omdreiet i modsat Retning (f. Ex. ved en Dampmaskine), saa vil ogsaa Vandets Bevægelse skifte Retning; man kan derfor benytte de samme Formler for Centrifugalpumper som for Turbiner, kun at alle Hastighederne regnes negative; men netop da de alle skulle regnes negative, kan man ligesaa godt vedblive at tage dem positive, idet man ikke kan tage feil af deres Retning.

Imidlertid er der dog nogle Forhold, som blive anderledes her end ved Turbinerne, nemlig:

1) Modstandene, der ogsaa her virke imod Bevægelsen, ville bevirke, at den Trykhøide h, hvorefter Hjulet bør beregnes, bliver større end Afstanden H imellem øverste og nederste Vandspeil.

2) Ved Turbinerne var der ingen Vanskelighed ved at sætte igang, idet Vandet ved Stød mod Skovlerne bevirkede Igangsætningen, hvorefter snart de beregnede Hastigheder og en rolig Gang indtraadte. Ved Centrifugalpumper virker Tyngden mod Bevægelsen. Hjulets Hastighed maa derfor være saa stor, at Centrifugalkraften for sig alene, uden at Vandet har nogen Hastighed af Betydning, kan hæve dette op til den forlangte Høide H.

Betegnelserne, der benyttedes ved Turbinernes Theori, skulle da overføres paa Centrifugalpumperne, herved bliver (Fig. 133):

r_2 den indre Radius, hvorpaa Vandet kommer ind.
v_2 Hjulets Hastighed og
δ Skovlens Vinkel med Tangenten } paa Radius r_2.
r_1 den ydre Radius, hvorpaa Vandet løber ud.
v_1 Hastigheden og
β Skovlens Vinkel med Tangenten } paa Radius r_1.
w Vandets absolute Indløbshastighed (efter Radius), der regnes = Vandets Hastighed i Rørene.
c_2 Vandets relative Indløbshastighed.
c_1 Vandets relative Udløbshastighed.
c Vandets absolute Udløbshastighed.
α denne Hastigheds Vinkel med Hjulets Tangent.

De forskjellige Modstande skulle strax indføres i Regningen, fremstillede ved de tilsvarende Trykhøider, nemlig:

h_y = Tryktabet i Sugerøret, h_x = Tabet i Stigrøret.
$h_s = h_x + h_y$.
h_z = Tabet i Hjulet selv.
h_n = Tabet i Ledeapparatet (hvis et saadant haves).

Arbeidet, som Hjulet udretter, er at løfte Vandet op til Høiden H, overvinde Modstanden $h_s + h_n + h_z$, samt meddele Vandet en Slutningshastighed w. Hvis der derimod ingen Modstande vare, og Vandet løb bort med en Hastighed = 0, saa vilde Pumpen kunne løfte det til en større Høide. Kaldes denne h, faaes:

$$h = H + h_s + h_n + h_z + \frac{w^2}{2g}.$$

Dog er der endnu et Tab, som der bør tages Hensyn til. Ved Udgangen af Hjulet har Vandet Hastigheden c, som derefter gaaer over til den mindre Hastighed w. Herved skulde egentlig fremkomme en Tryktilvæxt $\frac{c^2}{2g} - \frac{w^2}{2g}$, hvis der intet Tab fandt Sted; der finder imidlertid Stødvirkninger og Hvirvler Sted i Vandet, hvorved fremkommer et Tryktab, der kan fremstilles ved

$$m\left(\frac{c^2 - w^2}{2g}\right),$$

man faaer altsaa det fuldstændige Udtryk for h

$$h = H + h_s + h_n + h_z + \frac{w^2}{2g} - m\frac{w^2}{2g} + m\frac{c^2}{2g} \quad (65).$$

Virkningsgraden μ sees let at være udtrykt ved:

$$\mu = \frac{H}{h} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (66).$$

Idet nu H betragtes som givet, h_s som constant, medens h_z og h_n afhænge af Hjulets Dimensioner, kunne vi søge Betingelsen for Maximum af Virkningsgrad. Ligesom ved Turbinerne sættes

$$h_n = \zeta_n \frac{c^2}{2g} \text{ og } h_z = \zeta_z \frac{c_1^2 + c_2^2}{4g}$$

og ifølge Relationerne mellem Vinkler og Hastigheder kunne c_1 og c_2 udtrykkes ved c, nemlig:

$$c_1 = c\frac{\sin\alpha}{\sin\beta};\ c_2 = \frac{r_2^2}{r_1^2}\frac{\sin^2(\beta-\alpha)}{\sin^2\beta}c^2 + \frac{2gh}{t^2};\ w^2 = \frac{2gh}{t^2}$$

hvorved

$$h_n + h_z = \frac{c^2}{2g}\left(\zeta_n + \zeta_z\frac{\sin^2\alpha}{2\sin^2\beta} + \zeta_z\frac{r_2^2}{r_1^2}\frac{\sin^2(\beta-\alpha)}{2\sin^2\beta}\right) + \zeta_z\frac{h}{2t^2},$$

men af Turbinetheoriens Formel (9) faaes ved Omformning

$$\frac{c^2}{2g} = h\frac{t^2-1}{t^2}\frac{\sin^2\beta}{2\sin(\beta-\alpha)\cos\alpha\sin\beta},$$

hvorved

$$h_n + h_z = h\frac{t^2-1}{t^2}\left[\frac{\zeta_n\sin^2\beta + \frac{1}{2}\zeta_z\sin^2\alpha + \frac{1}{2}\zeta_z\left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2\sin^2(\beta-\alpha)}{2\sin(\beta-\alpha)\cos\alpha\sin\beta} + \frac{\zeta_z}{2(t^2-1)}\right]$$

Indsættes dette Udtryk i (65), faaes ved Opløsning med Hensyn til h

$$h = \frac{(H+h_s)\frac{t^2}{t^2-1}}{1 - \frac{\zeta_z - 2m}{2(t^2-1)} - \frac{2(m+\zeta_n)\sin^2\beta + \zeta_z\sin^2\alpha + \zeta_z\left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2\sin^2(\beta-\alpha)}{4\sin(\beta-\alpha)\cos\alpha\sin\beta}} \quad (67).$$

Skal nu Virkningsgraden være Maximum, saa maa dette Udtryk for h være Minimum; α og β maa følgelig vælges saaledes, at det sidste Led i Nævneren bliver Minimum. Betragtes α som given, kan β derved bestemmes. Kaldes hele Leddet M, faaes:

$$4 \cos \alpha \, M = \frac{2(m+\zeta)\sin\beta}{\sin(\beta-\alpha)} + \zeta^2 \sin^2\alpha \frac{\sin\beta}{\sin(\beta-\alpha)} \cdot \frac{1}{\sin^2\beta} + \zeta_z \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2 \frac{\sin(\beta-\alpha)}{\sin\beta}$$

men $\frac{\sin(\beta-\alpha)}{\sin\beta} = \cos\alpha - \cot\beta \sin\alpha = \sin\alpha(\cot\alpha - \cot\beta)$

og $\frac{1}{\sin^2\beta} = 1 + \cot^2\beta$

Indføres disse Udtryk og sættes endvidere for Kortheds Skyld

$\frac{2(m+\zeta)}{\sin\alpha} = p$, $\zeta_z \sin\alpha = q$, $\zeta_z \frac{r_2^2}{r_1^2} \sin\alpha = r$

samt $\cot\alpha = b$ og $\cot\beta = x$, faaes:

$$4 \cos\alpha \, M = \frac{p}{b-x} + q \frac{(1+x^2)}{b-x} + r(b-x).$$

Sættes 1ste Differentialcoefficient heraf = 0, faaes:

$$b - x = \sqrt{\frac{p + q(b^2+1)}{q+r}}$$

der viser sig at svare til en Minimumsværdi af M, altsaa Maximum af Virkningsgrad.

Indføres Værdierne for p, q, r samt b og x, faaes:

$$\left.\begin{aligned} \cot\alpha - \cot\beta &= \frac{1}{\sin\alpha} \sqrt{\frac{2(m+\zeta_n)+\zeta_z}{\zeta_z\left[1+\left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2\right]}} \\ \text{eller } \frac{\sin(\beta-\alpha)}{\sin\beta} &= \sqrt{\frac{\frac{2(m+\zeta_n)}{\zeta_z}+1}{1+\left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2}} \end{aligned}\right\} \quad (68),$$

hvoraf β kan bestemmes, naar α og $\frac{r_2}{r_1}$ forud ere bestemte. Hastighederne samt Hjulets Høide inde og ude bestemmes ligesom ved Turbinerne.

Igangsætningen bliver dernæst at undersøge. Der kan her fremtræde 2 Tilfælde; enten maa man lade Hjulet løbe lidt hurtigere i Begyndelsen, indtil Vandet er kommen op og har faaet Fart gjennem Skovlerne, eller ogsaa kan den normale Hastighed være stor nok til Igangsætningen.

Kaldes den sædvanlige Hastighed v_1, den som behøves for Igangsætningen v'_1, saa er denne sidste bestemt ved

$$\frac{v_1'^2 - v_2'^2}{2g} = H$$

eller

$$\frac{v_1'^2}{2g}\left(1 - \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2\right) = H,$$

men ifølge Turbintheoriens Formel (14) faaes

$$\left(\frac{v_1'}{v_1}\right)^2 = \frac{2\,\frac{t^2}{t^2-1}\,\frac{H}{h}}{(1 - \operatorname{tg}\alpha\,\cot\beta)\left(1 - \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2\right)}$$

Betingelsen for Igangsætning uden nogen forøget Begyndelseshastighed, sees herefter at være:

$$(1 - \operatorname{tg}\alpha\,\cot\beta)\left(1 - \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2\right) \geqq 2\,\frac{t^2}{t^2-1}\,\frac{H}{h}$$

Denne Formel giver i Forbindelse med (68)

$$\cos\alpha \leqq \frac{t^2-1}{2\,\frac{H}{h}\,t^2}\left(1 - \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2\right)\sqrt{\frac{2\,(m + \zeta_n)}{\zeta_z} + 1}{\left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2 + 1}$$

der giver den mindste Værdi af α, for hvilken Pumpen kan sættes igang uden forøget Begyndelseshastighed.

Er Betingelsen ikke opfyldt, er $v_1' > v_1$, saa maa man tilveiebringe Hastigheden v_1' før Vandet vil stige op til Afløbet. Naar det da har faaet Fart gjennem Hjulet, kan man formindske Hastigheden til v', Pumpen arbeider da som beregnet, men hvis da blot Hastigheden et Øieblik synker under Værdien v', vil Vandet synke ned i Stigrøret, der løber intet bort mere, det faaer en Hastighed = 0 gjennem Hjulet og vil nu indstille sig i Høiden $\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$ over det nedre Vandspeil, og for atter at sætte Pumpen igang maa man lade Hastigheden voxe til v_1'. Der er altsaa en ustadig Ligevægt i dette Tilfælde. Imidlertid vil Pumpen dog kunne bruges, naar man lader den arbeide med en lidt større Hastighed end den beregnede v_1; den løfter da ogsaa lidt mere Vand end beregnet, men rigtignok til Skade for Virkningsgraden.

Formen af Skovlerne er en hel anden end den man brugte ved Turbinerne, navnlig anvendes de ofte convexe imod Vandet. Der benyttes dels Cirkelafviklere, dels archimediske

Spiraler som Grundformer for dem, de kunne ogsaa dannes efter Cirkelbuer, men saaledes, at de gjøres svagest krummede ved Omkredsen af Hjulet, stærkest inderst ved Indløbet.

Antallet tages ofte = 6, dog kan godt benyttes flere, saaledes at man antager det vil give en god Ledning for Vandet. Der anbringes undertiden flere Skovler ved den ydre Periferi end ved den indre, idet man lader nogle, f. Ex. hveranden, ende midtveis i Hjulet.

Ledeskovler benyttes som oftest kun paa den Maade, at der haves et spiralformigt Rum for Vandet uden om Hjulet; dette virker da som en eneste stor Ledeskovle til at føre Vandet jevnt henimod Stigrøret (se Fig. 133). Dets Tversnitsareal varierer fra Sted til Sted efter Vandmængden det fører, og som kan regnes at bevæge sig med Hastigheden c. Denne Hastighed lader man derefter jevnt gaa over til Værdien w ved en tragtformig Udvidelse af Røret, indtil det egentlige Stigrør er naaet.

Undertiden anvendes en anden Construction end den nys beskrevne, navnlig naar Pumpen skal føre store Vandmasser og har en ringe Løftehøide. Man anbringer i saa Fald Hjulet vandret paa en staaende Axel, og kan da enten forsyne det med et fuldstændigt System af Ledeskovler uden om hele Omkredsen eller ogsaa ganske udelade disse. I første Tilfælde kan der ved Ledeskovlerne opnaaes en lignende jevn Overgang fra Hastigheden c til w, i sidste Tilfælde maa der gives Afkald herpaa, hvorved der naturligvis lides et noget større Tryktab.

Modstandscoefficienternes Størrelse haves der ingen bestemte Undersøgelser over; man maa henholde sig til hvad der kjendes fra Turbinerne.

ζ_z tages lidt større end ved Turbinerne:

$$\zeta_z = 0.20—0.10.$$

ζ_n tages forskjelligt efter Omstændighederne. Er der intet Ledeapparat tages

$$\zeta_n = 0,$$

er der derimod Ledeskovler eller Spiralrum om Hjulet, sættes

$$\zeta_n = 0.1.$$

m sættes ved jevn Overgang fra den ene Hastighed til den anden

$$m = 0.25,$$

ved pludselig Overgang

$$m = 0.5.$$

Radiernes Forhold tages mellem Grændserne

$$\frac{r_2}{r_1} = \frac{2}{5} \text{ og } \frac{r_2}{r_1} = \frac{2}{3}.$$

Formel (67) synes vel at vise, at der er Fordel ved en lille Værdi af $\frac{r_2}{r_1}$, men derved blive Kanalerne lange og Modstanden ζ_z voxer.

w bestemmes ved at vælge

$$t = 4—5.$$

Virkningsgraden kan ventes at blive $\mu = 0.6—0.7$.

Exempel paa Formlernes Anvendelse.

En Pumpe med spiralformigt Rum uden om Hjulet skal løfte Vand til en Høide $= 10'$.

Der tages:

$$\frac{r_2}{r_1} = \frac{1}{2};\ \zeta_z = 0.2;\ \zeta_n = 0.1;\ m = 0.25;\ t = 5,$$

endvidere antages $h = \frac{H}{0.7}$.

Da Pumpen skal kunne sættes igang uden forøget Begyndelseshastighed faaes ifølge Betingelsen Pag. 132:

$$\cos \alpha \leqq \frac{24}{2 \,.\, 0.7 \,.\, 25} (1 - \tfrac{1}{4}) \sqrt{\frac{\frac{2\ (0.25 + 0.1)}{0.2} + 1}{\frac{1}{4} + 1}}$$

$$\alpha = 12^0\ 38'.$$

Dette er den mindste tilladelige Værdi af α, den giver $v_1 = v_1'$, derimod kan α godt tages større, hvorved $v_1 > v_1'$, og da desuden Modstandscoefficienterne samt $\frac{H}{h}$ let kunne blive lidt forskjellige fra de antagne Værdier, vil det være sikkrest at gjøre α lidt større end den beregnede Værdi. Tages $\alpha = 14^0$ findes af (68)

$$\beta = 165^0\ 23'.$$

Nu faaes:

$v_1^2 = 2\ g\ h \frac{t^2 - 1}{2\ t^2} (1 - \text{tg } \alpha \ \cot \beta)$, hvoraf $v_1 = 28'.95$,

medens

$$v_1' = \sqrt{\frac{2\,g\,H}{1 - \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2}} = 28'.87,$$

altsaa $v_1 > v_1'$.

Hjulets Dimensioner bestemmes derefter let, naar Vandmængden er given.

7) Stempelpumper.

De forskjellige Maader, hvorpaa disse kunne indrettes, ere skematisk fremstillede i Fig. 134, hvor *a* er en Sugepumpe, *b* Suge- og Løftepumpe, *c* Trykpumpe, *d* Suge- og Trykpumpe, *e* dobbeltvirkende Suge- og Trykpumpe og *f* en enkeltvirkende Suge- og dobbeltvirkende Trykpumpe.

Den største Høide, hvortil Vandet kan suges ved en Pumpe, beroer i høi Grad paa Størrelsen af det saakaldte skadelige Rum eller det Volumen, der bliver tilbage mellem Stempel og Ventil, naar Stemplet er ved Enden af sin Vandring. Sugehøiden kan i foreliggende Tilfælde let beregnes, naar man seer bort fra Ventilernes Modstand mod deres Aabning, Utætheder og deslige.

Betegner da e Volumen af det skadelige Rum, E Volumen under Stemplet, naar dette er i sin øverste Stilling; er Sugerørets Areal a, Længde l, Atmosphærens Tryk, maalt i Vandsøile, b, og antages Vandet allerede at være hævet til en Høide h i Sugerøret, medens Stemplet i Pumpen staaer i sin nederste Stilling, saa vil det Rumfang Luft, reduceret til Atmosphærens Spænding, som findes i det skadelige Rum og i Røret, tilsammen være

$$= e + a\,\frac{b - h}{b}\,(l - h).$$

Udføres nu et Stempelslag, vil denne samme Luftmængde udvides, stiger da Vandet i Røret op til Høiden h_1, saa vil Luften, reduceret til Atmosphærens Spænding, have Volumen

$$= [E + a\,(l - h_1)]\,\frac{b - h_1}{b}.$$

Ved at sætte de 2 Udtryk for det samme Volumen lige store faaes en Ligning til Bestemmelsen af h_1. Antages imidlertid, at h er den yderste Grændse for Sugehøiden, saa maa $h_1 = h$, hvorved findes

$$h = b\,\frac{E - e}{E} = b\left(1 - \frac{e}{E}\right).$$

og da e aldrig kan blive $= 0$, er altid $h < b$. Hertil kommer, at Ventilen paa Grund af sin Vægt frembyder en vis Modstand mod sin Løftning, og Vandet indeholder i Almindelighed Luft, som frigjøres ved det formindskede Tryk; man bør derfor ikke gjøre h større end 20′ og helst betydeligt mindre.

Pumpernes Modstande mod Bevægelse ere statiske og dynamiske. Først betragte vi de hydrostatiske Modstande, der som oftest ere de største. Er Stempelarealet $= A$ og betegnes under Stemplets Opgang dets Afstand fra nederste Vandspeil ved x, Vægten af en Volumenenhed Vand ved γ, saa er

Trykket paa Stemplets Overside $= \gamma\, A\, (b + H - x)$

og — — — Underside $= \gamma\, A\, (b - x)$.

Differensen $= \gamma\, A\, H$ er den hydrostatiske Modstand imod Stemplets Løftning.

Under Stemplets Nedgang er Bundklappen lukket, saa Trykket paa Over- og Underside af Stemplet ere lige, den hydrostatiske Modstand mod Nedgangen altsaa $= 0$.

Dette gjælder Sugepumper og Suge- og Løftepumper.

Betragtes en Suge- og Trykpumpe som Fig. 134 d, saa vil der under de forskjellige Stillinger af Stemplet virke paa dette forskjellige hydrostatiske Tryk, af hvilke man maa søge Middelværdien. Stemplets nederste Stilling er i Afstand h over nederste Vandspeil, og Stemplet betragtes i Stillingen svarende til Afstand x over nederste Stilling. Under Opgangen er da:

Trykket paa Oversiden $= \gamma\, A\, b$,

— — Undersiden $= \gamma\, A\, (b - h - x)$.

Differensen $= \gamma\, A\, (h + x)$ er Modstanden mod Opgangen, og naar Stempelslagets Høide betegnes ved a_1, saa er Arbeidsmængden, der ved et Slag opad consumeres af hydrostatisk Modstand $L = \gamma\, A \int_0^{a_1} (h + x)\, dx = \gamma\, A\, a_1 \left(h + \frac{a_1}{2}\right)$, og Modstanden Q_1 reduceret paa Stemplets Bane, erholdes ved Ligningen

$$Q_1\, a_1 = \gamma\, A\, a_1 \left(h + \frac{a_1}{2}\right).$$

$$\text{hvoraf } Q_1 = \gamma\ A \left(h + \frac{a_1}{2}\right) = \gamma\ A\ h_1$$

$$\text{idet } h + \frac{a_1}{2} = h_1.$$

Paa lignende Maade faaes Modstanden mod Stemplets Bevægelse nedad:

$$Q_2 = \gamma\ A\ h_2,$$

hvor h_2 er Afstanden fra Stemplets Middelstilling til Afløbsvandspeilet.

For en Trykpumpe som Fig. 134c er $h_1 = 0$.

For en dobbeltvirkende Pumpe som Fig. 134e er Modstanden mod Opgang og Nedgang lige, hver $= \gamma\ A\ H$.

De dynamitiske Modstande ere saadanne, som hidrøre fra Vandets Bevægelse gjennem Rørene. De ere alle at betragte som skadelige Modstande, og kunne ved passende Valg af Dimensioner og Hastigheder reduceres til et Minimum. De vigtigste af disse Modstande ere:

1) Stempelfrictionen. Den er allerede omtalt Pag. 101.

2) Modstanden ved Vandets Bevægelse gjennem Rør og Ventiler. Den kan beregnes efter den techniske Mekanik. Gjøres Rørenes Diametre store, bliver denne Modstand lille.

3) Kraften til at sætte Vandmasserne i Bevægelse og standse dem igjen for hvert Stempelslag. Hvis ingen særlige Foranstaltninger træffes, skal hele Vandmassen i Pumpen selv, samt i Suge- og Stigrørene bevæge sig med variabel Hastighed, svarende til Stemplets, og altsaa afvexlende accelereres og retarderes. Dette kan give Anledning til Stød; betragtes f. Ex. Sugerøret, da sees, at den Kraft, der skal sætte Vandet i Bevægelse, er Luftens Tryk $\div$ Trykket af Vandsøilen i Røret. Er denne Kraft ikke tilstrækkelig til at bringe Vandet til at følge Stemplet, saa vil dette løbe fra Vandet, efterladende et tomt Rum bag sig, og naar da atter Vandet indhenter Stemplet, vil der fremkomme et skarpt Stød. Paa lignende Maade kan Vandet i Stigrørene, naar det er i Bevægelse, løbe fra Stemplet og danne et tomt Rum, som saa atter udfyldes ved et Stød.

Saadanne Stød ere meget skadelige, idet de Rystelser, som derved frembringes, hurtigt ødelægge Maskineriet og det Murværk, hvortil det er befæstet; de kunne endog være saa stærke,

at de sønderslaa Rørene. De fremkomme ikke blot ved Stemplet, men overalt hvor der findes Knæk eller skarpe Ombøininger paa Ledningen kan et Stød fremkomme. Midlerne til at hindre Stød er at gjøre baade Suge- og Stigrørene saa korte som muligt og undgaa alle Knæk og Ombøininger saa vidt muligt. Fig. 135 viser som Exempel en Pumpe, bestemt til at tage Vandet fra en noget bortliggende Beholder, der er da ikke anbragt saa langt et Sugerør, at dette kunde naa Beholderen, men et ganske kort Sugerør, der tager Vandet fra en Brønd, som forsynes fra Beholderen gjennem et langt horizontalt Rør, hvorigjennem der vil gaa en rolig Strøm uafhængig af Pumpestemplets Hastighedsvariation.

Et andet Middel er Vindkjedler. Herved forstaaes Beholdere, fyldte med Luft, som kunne anbringes baade paa Stigrør og Sugerør, saa nær ved Pumpen som muligt: Luften i disse vil da paa Grund af sin Elasticitet bevirke, at kun den Vandmasse, der ligger mellem Vindkjedel og Pumpe, følger Stemplets Bevægelse, hvorimod den øvrige Vandmasse i Rørene faaer en mere jevn Hastighed, idet denne Hastighed afhænger af Trykket i Vindkjedlen og dette er tilnærmelsesvis constant, naar Vindkjedlen er tilstrækkelig stor.

En Sugevindkjedel vil i de fleste Tilfælde kunne undværes, anvendes en saadan, da sættes dens Volumen = Pumpens nyttige Rumfang.

En Trykvindkjedel er derimod oftere nødvendig, dens Volumen tages 2 à 4 Gange Pumpens, størst ved enkeltvirkende Pumper. Fordres der særlig Regelmæssighed af Vandets Hastighed, gjøres Vindkjedlen endnu større.

Constructionen af Pumperne og deres Nyttevirkning.

1) Stemplets Middelhastighed gjøres fra 0.5 til 1.5 Fod i Secundet, den kan, naar Rør og Ventiler faa Areal = Halvdelen af Stempelarealet, hvilket man sædvanligt giver dem, ikke overskriee $1\frac{1}{2}$ Fod, uden at derved opvækkes store dynamiske Modstande, som formindske Virkningsgraden.

2) Tværsnit af Suge- og Stigerør oftest lig med det halve Stempelareal, Klap- og Ventilaabninger ligesaa.

3) Stempelslagets Længde maa rette sig dels efter de

locale Betingelser, under hvilke Pumpeværket anbringes, dels efter Bevægkraften. Da Pumpen, i det Øieblik Bevægelsen vexler, lader noget Vand slippe tilbage gjennem Ventilerne, saa vil en Pumpe med langt Stempelslag give større Virkningsgrad end en med kort Slag, Alt iøvrigt lige.

4) Modstanden mod Stemplets Frem- og Tilbagegang afpasset efter Bevægkraften eller omvendt; kan dette ikke ske paa anden Maade, anbringes Modvægte eller Vægt paa Stemplet.

5) Pumpens Fyldningsgrad afhænger dels af Sugningshøiden, dels af Slagets Længde. Jo større Sugningshøide, jo mere Vand gaaer der tilbage i Sugerøret, naar Sugeventilen lukker sig. Man angiver sædvanligt, at en Pumpe løfter et Rumfang Vand lig $\frac{4}{5}$ til $\frac{11}{12}$ af det Rumfang Stemplet beskriver, naar det tager Vand; Middelværdien er 0.86.

6) Ved en Pumpe, der er construeret efter de anførte Regler, udgjøre de hydrostatiske Modstande 0.75—0.80 af samtlige Modstande mod Stemplets Bevægelse. Middeltal = 0.775. Som Følge heraf og af 5) er en Pumpes Nyttearbeide ɔ: Vægten af Vandet multipliceret med Høiden, til hvilken det løftes = $0.86 \times 0.775 = 0.667 = \frac{2}{3}$ af den brugte Arbeidsmængde.

C. Maskiner til Sammentrykning og Bevægelse af Luft.

Hertil maa regnes en Del Redskaber, hvoraf de fleste kun tjene til at frembringe svage Spændinger, og som nærmere beskrives i Technologien. Her skal kun omtales to af disse Maskiner, nemlig Cylinderblæseren og Centrifugalblæseren.

1) Cylinderblæseren.

En saadan er nærmest at sammenligne med en dobbeltvirkende Suge- og Trykpumpe, der arbeider med Luft istedetfor med Vand.

Beregning af Virkningen bliver en anden end ved Pumperne paa Grund af at Luften er et elastiskt Fluidum. Derved kommer nemlig det skadelige Rum til at formindske Nyttevirkningen. Kaldes det skadelige Rums Volumen e, det Volumen som Stemplet beskriver ved et Slag E og sættes

$e = m\,E$, saa bliver Luftmængden af Atmosphærens Spænding, der indsuges ved hvert Slag

$$q = E\left(1 - m\,\frac{h}{b}\right),$$

hvor b er Atmosphærens Tryk, h det af Blæseren frembragte Overtryk.

Er Luftmængden i Minutet Q, Antallet af Slag i samme Tid $= n$, faaes

$$Q = n\,E\left(1 - m\,\frac{h}{b}\right),$$

hvoraf E kan bestemmes. Dog maa den saaledes fundne Værdi endnu forøges med 5—10 pCt. for at bøde paa Tab gjennem Utætheder og gjennem Ventilerne.

Den angivne Beregning gjælder for saa lave Spændinger, at Luften ikke kjendelig opvarmes ved Sammentrykningen. Ved høiere Spændinger, hvortil Cylinderblæseren godt egner sig, maa denne Opvarmning tages med i Betragtning.

Arbeidsmængden, som for hvert Stempelslag medgaaer til Luftens Semmentrykning, saa at Spændingen voxer fra b til $b + h$, er, naar bortsees fra Temperaturforandringen:

$$A = \gamma\,b\,(E + e)\,\Big|\,\frac{b + h}{b},$$

idet b og h ere maalte ved en Luftsøile af Atmosphærens Tæthed, og udtrykt i Fod; γ er Vægten af en Cubikfod Luft.

Bag Stemplet var ved Slagets Begyndelse et Rumfang Luft e af Spænding $b + h$, dette udvides først indtil Spændingen er $= b$ før mere Luft indsuges. Herved udvikles Arbeidsmængden

$$A_1 = \gamma\,(b + h)\,e\,\Big|\,\frac{b + h}{b}.$$

For hvert Slag maa altsaa anvendes Arbeidsmængden:

$$A - A_1 = \gamma\,(b\,E - h\,e)\,\Big|\,\left(\frac{b + h}{b}\right).$$

Naar h er lille, kan dette skrives:

$$A - A_1 = \gamma\,h\,(E - \frac{h}{b}\,e) = \gamma\,h\,E\left(1 - m\,\frac{h}{b}\right)$$

og Arbeidsmængden pr. Minut

$$= \gamma\,h\,.\,n\,E\left(1 - m\,\frac{h}{b}\right) = \gamma\,h\,.\,Q,$$

eller: Den Arbeidsmængde, som ved smaa Trykdifferenser medgaaer til Luftens Sammentrykning, er den samme, som den, der behøves for at løfte en Vægt = Luftens gjennem en Høide = den Luftsøiles, der maaler Differenstrykket.

Imidlertid opnaaes dette aldrig i Praxis. Endel Luft undviger nemlig gjennem Utætheder og gjennem Ventiler, før disse faa Tid at lukke sig; endvidere ville Ventilerne ikke atter aabne sig før der er fremkommet en vis Forskjel i Tryk paa begge Sider af dem; endelig haves Stempelfriction og lignende Modstande. Som Følge heraf opnaaes oftest kun en Virkningsgrad

$$\mu = 0.50 - 0.55.$$

Heri er ikke Rørledningernes Modstande indbefattede, men Trykket b + h er maalt umiddelbart ved Blæseren. Rørmodstandene, der afhænge af Ledningens Længde og Tversnit samt Luftens Hastighed, maa beregnes efter den techniske Mechaniks Formler.

Med Hensyn til Constructionen mærkes iøvrigt:

Stemplets Hastighed maa ikke overstige 3 Fod, Hastigheden i Rør og Ventiler ikke 30—40 Fod i Secundet. Ventilerne maa gjøres saa lette som muligt og deres Gjennemstrømningsareal maa være = Rørenes Tversnitsareal. Oftest benyttes Kautschukventiler eller Læderklapper, i sidste Tilfælde anbringes en Mængde smaa Ventiler, da disse hurtigere aabne og lukke sig end en enkelt stor Ventil.

Ønskes en jevn Strøm gjennem Rørledning, f. Ex. hvis Luften skal bruges til Anblæsning af en Ovn, saa anbringes en saakaldet Regulator paa Ledningen. Denne kan enten have constant Volumen eller foranderligt Volumen. Regulator med constant Volumen er simpelthen en Beholder, som Luften maa passere. Den virker som en Vindkjedel ved Pumperne, idet Luften deri antager en vis Spænding, som kun forandres lidt under Maskinens Gang, og som bevirker Bevægelsen gjennem Ledningen.

Regulator med foranderligt Volumen er en Cylinder med et belastet Stempel, under hvilket Luften indledes fra Blæseren, og hvorfra den gaaer til Ledningen. Her er Spæn-

dingen at betragte som fuldstændig constant (afseet fra Stempelfriction og lign.) og kun afhængig af Belastningen paa Stemplet.

2) Centrifugalblæseren.

Denne er i sin Indretning ganske i Overensstemmelse med Centrifugalpumpen og dens Beregning kan ogsaa ske efter ganske de samme Formler, naar Størrelsen h i Formlerne erstattes ved Trykdifferensen maalt i Luftsøile. Herved tages vel intet Hensyn til den Volumenforandring, som Luften undergaaer, men Centrifugalblæseren bruges kun ved saa lave Spændinger, at den derved begaaede Feil er fuldstændigt forsvindende.

Ved Formlernes Anvendelse maa dog bemærkes:

Modstandscoefficienterne maa tages (efter Rittinger) noget større end for Vand:

$$\zeta_z = 0.3 \text{ à } 0.4, \qquad \zeta_n = 0.15, \qquad m = 0.4.$$

Er der intet Ledeapparat bliver $\zeta_n = 0$ og $m = 1$. Coefficienten ζ_z bliver mindst, naar Skovlerne udføres paa lignende Maade som angivet ved Centrifugalpumperne, men ofte bruges en simplere Construction med plane Skovler, hvorved ζ_z bliver stor. Trykhøiden, der medgaaer til at overvinde Modstandene i Ledningen, h_s, beregnes efter den techniske Mechaniks Formler.

Med Hensyn til Anvendelsen og Constructionen mærkes: Centrifugalblæseren kan enten virke som Ventilator ved at udsuge Luft fra et Rum og sende den ud i Atmosphæren, den kaldes da Centrifugalventilator eller Exhaustor, eller den kan virke som egentlig Blæser ved at tage Luft fra Atmosphæren og sende den gjennem en Ledning (f. Ex. til en Ovn). I første Tilfælde arbeider den med et Tryk, der er lidt lavere end Atmosphærens, i sidste Tilfælde med et Tryk, der er høiere end Atmosphærens. Beregningen er i begge Tilfælde den samme.

Exhaustorer arbeide i Reglen med det mindste Differenstryk, $\frac{3}{8}$—$\frac{1}{2}$ Vandtryk; de udføres derfor i Reglen meget simpelt, oftest med plane Skovler og bevægende sig i et Træhylster.

Egentlige Blæsere benyttes til noget større Spændinger, dog høist 10″ Vandtryk. Som Følge hdraf fordres en solidere Construction, Hylstret gjøres oftest af Jern, dels for at undgaa Lufttab ved Utætheder, dels for Styrkens Skyld. Skovlerne gjøres i dette Tilfælde ofte krumme, eftersom Formlerne give.

Hastigheden stiger med det Differenstryk, der skal frembringes, den er derfor størst ved de egentlige Blæsere, og det er navnlig den, der sætter Grændse for Størrelsen af den Spænding, som kan frembringes.

Antallet af Skovler tages helst noget større end ved Centrifugalpumper.

Virkningsgraden kan regnes at blive 0.33, ved god Construction noget mere.

Mange Centrifugalblæsere frembringe en meget stærk ubehagelig Tone under deres Gang. Denne maa antages fortrinsvis at hidrøre fra Skovlernes Passage forbi Punctet a (se Fig. 133), idet Tonens Svingninger da er Antallet af Skovler, der passere dette Punkt. Ere Skovlerne plane og navnlig naar de tillige ere stillede radialt, er Tonen kraftig, idet Luften pludselig afskæres paa det nævnte Sted. Derimod fremkommer den kun i svagere Grad ved krumme Skovler, der ved den ydre Periferi danne en lille Vinkel med Hjultangenten. Midlet til at undgaa Tonen vil derfor dels være at anvende saadanne Skovler, dels at give lidt større Spillerum end almindeligt paa det betragtede Sted.

D. Forskjellige andre Maskinanlæg.

1) Stampeværker.

Formen af Løftearmene, eller, som de kaldes, Ophæverne, er tidligere omtalt.

Antallet af Slag i Minutet, S, som en Stamper kan udføre, afhænger af den Høide h, hvortil den skal løftes og den Hastighed v, hvormed Løftningen sker.

Tiden mellem 2 Slag kan inddeles i 3 Perioder, nemlig:

1) Løftningstiden $t_1 = \frac{h}{v}$.

2) Faldtiden $t_2 = \sqrt{\frac{2h}{g}}$.

3) Hviletiden t_3, der tages som $\frac{1}{10}$ af den hele Tid.

I 1 Minut vil altsaa Summen af Hviletiderne være 6 Secunder, medens $S(t_1 + t_2) = 54$ Sec.

Dette fører til Ligningen

$$S\left(\frac{h}{v}+\sqrt{\frac{2h}{g}}\right)=54.$$

hvoraf Antallet af Slag, S, kan bestemmes.

Kaldes nu Antallet af Omdreininger af Axlen i Minutet n samt Antallet af Ophævere for hver Stamper m, saa maa man have

$$S = m\ n.$$

Fremdeles, da Periferihastigheden i den afviklede Cirkel er v, bliver dennes Radius r bestemt ved

$$\frac{2\ \pi\ r\ n}{60}=v.$$

Ved Hjælp af de fremsatte Ligninger kan v og S bortelimineres, og man finder:

$$r=\frac{60\ h}{2\ \pi\ n\left(\frac{54}{m\ n}-\sqrt{\frac{2h}{g}}\right)} \quad \ldots\ldots\ldots (69).$$

Denne Ligning tjener til Bestemmelse af r.

Hastigheden v tages ikke gjerne større end 1 Fod, da ellers de Stød, som ere en Følge af, at Stamperens Masse pludseligt skal sættes i Bevægelse ved Løftningens Begyndelse, ville medføre for store Tab i Arbeidsmængde.

Undertiden gjøres dog Hastigheden indtil v = 1.5 Fod i Secundet, men Hviletiden bør da tages noget længere f. Ex. $\frac{1}{6}$ af den hele Tid, hvorved Formlen bliver

$$r=\frac{60\ h}{2\ \pi\ n\left(\frac{50}{m\ n}-\sqrt{\frac{2h}{g}}\right)} \quad \ldots\ldots\ldots (70).$$

Oftest anbringes en Række Stampere langs Axlen, Ophæverne maa da lægges saaledes, at ikke alle Stamperne gribes og slippes paa een Gang, men saaledes Cirkelafviklernes Begyndelsespunkter i de afviklede Cirkler ville ligge i Skruelinier paa Cylindren med Radius r.

Arbeidsmængden, der medgaaer hvert Secund, kan, naar der intet Hensyn tages til Modstandene, findes paa følgende Maade:

Medens Axlen dreier en Vinkel $\frac{2\pi}{m}$, hvilket medtager Tiden

$\frac{2\,\pi\,r}{m\,v}$ ville alle Stamperne efterhaanden løftes. Da nu hver Stamper er under Løftning i Tiden $\frac{h}{v}$, bliver det Antal Stampere, N_1, som gjennemsnitlig ere under Løftning paa een Gang:

$$N_1 = \frac{m\,h}{2\,\pi\,r}\,N,$$

og den hele Arbeidsmængde, der forbruges til Løftning:

$$N_1\,q\,v.$$

Hertil kommer den Arbeidsmængde, som medgaaer til at overvinde Frictionsmodstandene, og den, som tabes ved Stødene. Sædvanligt regnes:

Virkningsgraden = 0.70—0.80.

Stampernes indbyrdes Afstande, Formen af deres nedre Ende saavelsom deres Vægt samt Løftehøiden afhænger af Arbeidets Beskaffenhed:

	Stamperens Vægt q	Løftehøide h
Stampere i Krudtmøller . .	70—75 ℔	$1\frac{1}{4}$ Fod
— i Oliemøller . . .	200—225 ℔	2 Fod
— til Hør og Hamp .	150 ℔	$1\frac{1}{2}$—2 Fod
— til Papirfabrikation	220 ℔	4 - 6 Tommer
— til Ertsstampning	150—250 ℔	2—$2\frac{1}{2}$ Fod

2) Oliemøller.

De Operationer, som foretages for at udpresse Olien af Frøet, ere følgende:

1) Rensning af Frøet,
2) Knusning imellem Valser,
3) Søndermaling ved kantløbende Sten,
4) Opvarming,
5) første Presning,
6) Maling af Pressekagerne paa kantløbende Sten,
7) Opvarming,
8) anden Presning.

1) Rensningen sker ved Cylindre af 6- eller 8kantet Tversnit, med 2—$2\frac{1}{2}$ Fods Diameter og 6 Fods Længde. Cylindren er anbragt i en skraa Stilling, $\frac{3}{4}$ à 1″ Fald pr. løbende

Fod, den er overtrukken med Jerntraadsfletning i 2 forskjellige Finheder, det fineste, som ved den øvre Ende dækker 3′ 6″ af Længden, indeholder 26 Traade paa Tommen, det grovere paa Resten af Længden indeholder kun 7 Traade paa Tommen.

Cylindrens Antal Omdreininger pr. Minut = 40.

Den renser pr. Time 6 à 7 Tdr. Frø.

Kraftforbruget er ca. $\frac{1}{4}$ Hests Kraft.

2) Knusningen. Denne foregaaer imellem et Par Valser, der omdreies i modsatte Retninger, og som trykkes imod hinanden ved Vægte, virkende paa Vægtstænger. Valsernes Periferihastigheder ere oftest noget forskjellige, hvorved Frøskallen lettest sønderrives. Skrabere maa anbringes saaledes, at de kunne holde Valserne rene.

Scholl angiver følgende Tabel for Valsernes Hoveddimensioner:

Frømængden, der knuses i 1 Time	Valsernes			Vægt paa Vægtstængerne	Kraftforbrug i ℔′ pr. Minut
	Diameter	Længde	Antal Omdreininger pr. Minut		
100 ℔	12″	12	33	400	11490
200 -	12″	18	33	600	22980
300 -	12″	24	33	800	34470
400 -	12″	30	33	1100	45960
600 -	12″	30	46	1100	61280
800 -	12″	30	60	1200	76600

Hertil bemærkes:

Vægtstangsarmenes Forhold er antaget = 1 : 3.

Antallet af Omdreininger gjælder for den hurtigstgaaende Valse. Den andens Hastighed er $\frac{2}{3}$ heraf.

3) Malingen paa Stengangene. Den cirkelrunde Sten, Liggeren, hvorpaa Frøet ligger, maa være hævet 18″ over Gulvet og maa hvile paa et solid Underlag. I Midten bærer den en vertical Axel, der atter fører en vandret Axel, hvorpaa de kantløbende Sten sidde. Stenene kunne være 5—6′ i Diameter, 15—16″ brede og ville da, naar den lodrette Axel vender 8—10 Gange i Minuttet, fordre en Arbeidsmængde = $2\frac{3}{4}$ à $3\frac{1}{4}$ Hestes Kraft og kunne knuse $2\frac{1}{2}$—$3\frac{1}{2}$ Td. i Timen.

Frømængden afhænger i væsentlig Grad af Afstanden fra Axen til Midten af Stenene. Ifølge Scholl bør man tage

$$2 \pi R n = 105 \text{ Fod},$$

hvor R er Radius til Stenenes Midte.

n er Antallet af Omdreininger i Minuttet.

Med Hensyn til Stengangenes Construction bemærkes iøvrigt:

Den staaende Axel gjøres oftest af Støbejern og maa da være 6″ tyk og tilsvarende forstærket der, hvor Løbernes Axel gaaer igjennem den. Denne sidste Axel maa kunne løftes og sænkes noget for at Stenene kunne løftes mere eller mindre efter Tykkelsen af det Lag, hvorpaa de løbe.

Liggeren maa være 3″ større end den største Periferi, som Stenene beskrive derpaa. Den maa være omgivet med en 12″ bred, vandret Rand i Plan med Liggerens Overflade, for at hindre Frøet i at spildes. 2 Skrabere føre Frøet ind under Stenene, den ene indvendigfra udad, den anden udefra indad. Skal det færdigt malede Frø føres bort, aabnes en Skyder i den ringformige Rand, og den ene Skraber forlænges med et Stykke (som under Arbeidet holdes løftet), saaledes at den fører Frøet ud paa Randen, hvor det falder ned gjennem den Aabning, som ellers lukkes ved Skyderen.

4) Første Opvarming. Denne foregaaer i Varmepander, der enten kunne varmes directe ved Ild, eller, som i alle Dampmøller, ved Damp.

I sidste Tilfælde faa Varmepanderne hule Sider og Bunde, et Rør tilfører Damp, et andet afleder det fortættede Vand. Materialet er oftest Støbejern, Høiden = 6″, Diameter $3\frac{1}{2}$ Fod (indvendig Maal), den rummer da ca. 0.2 Tdr. Frø, naar dette ligger i et 2″ høit Lag. Frøet maa bevæges under Opvarmingen, hertil benyttes Skrabere, som følge langsmed Bunden, idet de gjøre 30 Omdreininger pr. Minut om en lodret Axel i Midten. Naar Frøet skal tømmes ud, aabnes en Udgang derfor i Sideveggen; det flyder da ud heraf og opfanges i Presseklæderne. Varmingen medtager 6 – 8 Minuter med et Forbrug af ca. 0.13 ℔ Damp pr. ℔ Frø.

5) Første Presning. I ældre Tider skete saavel 1ste som 2den Presning ved Kilepresser, der dreves sammen ved Stam-

pere. Nu ere disse for det meste afløste af hydrauliske Presser.

Forpresserne levere ofte runde Kager, hvorimod Efterpresserne altid levere Kager af Form som et Paralleltrapez. Samme Form kan ogsaa anvendes ved Forpresserne, saa at man bliver istand til at bruge samme Presse baade til For- og til Efterpresse. Kagernes Størrelse kan f. Ex. være saaledes: Længden $18\frac{1}{2}''$, Breden ved den smalle Ende $7''$, ved den brede $9\frac{1}{2}''$.

Stemplets Diameter kan f. Ex. gjøres $11\frac{3}{4}$ Tomme, hele Trykket derpaa = 600000 ℔ eller 5500 ℔ pr. □″.

Til Pressen høre 2 Pressepumper, en større med $2\frac{1}{2}''$ Stempeldiameter, og en mindre med Diameter = $1''$. Disse Pumper arbeide begge samtidigt, saalænge Trykket ikke overskrider 700 ℔ pr. □″; naaes dette Punkt, sættes den store Pumpe ud af Virksomhed, medens den lille arbeider videre indtil Trykket 5500 ℔ pr. □″ er naaet, saa sættes ogsaa denne ud af Virksomhed. Pumpernes Udløsning sker automatisk derved, at Sikkerhedsventilen aabner sig for det bestemte Tryk, og hindres ved en Fjeder i atter at lukke sig.

6) Maling af Kagerne. Dette foregaaer paa de samme Stengange som benyttedes til Frøets Maling. Før Kagerne kastes paa Stenene maa de sønderbrydes, hvortil haves særegne Oliekagebrydere.

7) Anden Opvarming. Denne foregaaer paa lignende Maade som den første, dog tager den kun $\frac{2}{3}$ Gang saa lang Tid, og behøver ca. 0.09 ℔ Damp for hvert ℔ Frø.

8) Anden Presning foregaaer paa lignende Maade som den første. Kagerne have altid Form af Paralleltrapezer, hvorved de blive lettere at sammenstuve og transportere end de runde Kager.

3) Kornmøller.

De Operationer, som Kornet maa undergaa for at forvandles til Mel, og de Maskiner, som dertil benyttes, variere meget efter de Fordringer, der stilles til Melets Beskaffenhed, og efter den Methode, der benyttes. Det nærmere herom henhører under Technologien. Her skal derfor blot de vigtigste Maskiner

gjennemgaaes, saavidt muligt uden Hensyn til de forskjellige Methoder.

Rensemaskiner. Tilfældige Indblandinger bortskaffes ved Sold, dels flade Sold, der rystes, dels cylindriske Sold, der rotere om deres Axe, ligesom de, der omtaltes ved Oliemøllerne. Maskerne ere dels mindre end Kornet, for at bortskaffe fine Dele, dels større end Kornet, for at fraskille større Indblandinger.

De fine Haar og desl., hvormed Kornet udvendig er beklædt, samt det deri siddende Smuds, fjernes ved saakaldte Spidsemaskiner, der kunne være af forskjellig Form og fordre et høist forskjelligt Kraftforbrug, men som næsten alle arbeide med saakaldet Kippeblik (Rivejernsblik), hvorimod Kornet slynges og befries for de omtalte Dele, der løsrives og gaa igjennem Blikkets Huller. Den ældste af disse Maskiner er Pilqværnen eller Skalqværnen, der bestaaer af en stor Sandsten, paa omtrent 11 Spands Diameter (ɔ: 11 Qvarter), der er omgivet med en cylindrisk Kappe (Kippen) af Kippeblik. Stenen gjør 220—250 Omdreininger i Minutet. forbruger 8 Hestes Kraft og kan skalle ca. 4 Tdr. Hvede i Timen.

Qværnene. Den almindeligste Indretning af disse er den, at den underste Sten, Liggeren, er anbragt urokkelig fast og med vandret Overflade, hvilket opnaaes bedst ved at lade den hvile paa Skruer, og ligeledes støttes paa Omkredsen ved Skruer. I Øiet af denne Sten er anbragt et Halsleie (Bosset), der tidligere er omtalt og vist i Fig. 29. Det understøtter den staaende Axel, Langjernet, som bærer den øverste Sten, Løberen. Langjernets Tykkelse er $3\frac{1}{2}$—4 Tommer. Det maa kunne sættes ud af Indgribning med det øvrige Maskineri; hvis det drives ved cylindriske Hjul sker dette simplest som vist i Fig. 73. Desforuden maa Langjernet kunne løftes og sænkes lidt paa saadan Maade, at man derved kan indstille Løberen i den rette Afstand fra Liggeren, Fodleiet maa derfor være indrettet til at hæve og sænke ved en Skrue.

Stenenes Antal Omdreininger i Minuten bestemmes saaledes, at Periferihastigheden bliver ca. 25′. Dette giver
for 8 Spands Sten (4′ Diameter) 119 Omdreininger pr. Minut,
- 10 — — (8′ —) 94 — —

Iøvrigt har ogsaa Stenenes Beskaffenhed Indflydelse paa Hastigheden, der bør benyttes. Franske Sten fra Bruddet La Ferté, som bestaa af næsten ren Qvarts af porøs Beskaffenhed, gives saaledes noget større Periferihastighed end rhinske Sten, der bestaa af en porøs Masse af vulkansk Oprindelse og ere mindre haarde end de franske Sten.

Kjøleapparater. Oftest benyttes et Apparat kaldet Hopperboy, bestaaende af et lukket Rum, hvori det malede Korn spredes paa Gulvet i et jevnt Lag, saaledes at det indføres ved Omkredsen og ved en langsomt roterende Rive med skraa Tænder bringes ind imod Midten, hvorfra det ledes bort. For hver Tønde, der males i Timen, gives 15—18 Qvadratfod. Antallet af Omdreininger og Tændernes skraa Stilling afpasses saaledes efter hinanden, at Melet omtrent er 24 Minuter om at passere gjennem Apparatet.

Sigterne. Disse ere for største Delen Cylindersigter, med regulært sexkantet Tværsnit, de ere dannede af Sigteflor, udspændt over et Træskelet. Heldningen er ca. $\frac{3}{4}$″ paa løbende Fod. Diametren retter sig efter den Brede, hvori Sigtefloret væves, og idet denne er enten 32 eller 38 Tommer, kan man finde 3 forskjellige Diametre af Sigter, nemlig:

Diameter = 25″, Omkredsen dannet af 2 Breder à 38″,
do. = 32″, do. do. af 3 do. à 32″,
do. = 38″, do. do. af 3 do. à 38.″

Længden af Sigten er ca. 18—20 Fod. Med en Diameter af 32″ kan 25—30 Omdreininger betragtes som passende.

Florets Finhed og det Areal Sigte der fordres for at sigte en vis Mængde Mel i Timen, kan der ikke gives nogen almindelig Regel for; det afhænger af Arbeidsmethoden.

Korn- og Melskruer have en Træaxel paa 4—5″ Diameter, oftest ottekantet; Gængerne ere af Træ eller fortinnet Blik, deres Længde fra Axlens Omkreds at regne er $2\frac{1}{4}-4$″.

Elevatorer have oftest en Rembrede = 4—5 Tommer, Skaalernes indbyrdes Afstande = 2′. Remskivernes Diametre = ca. 2′, den øverste maa helst være den drivende.

Kraftforbruget retter sig efter Arbeidsmethoden. Tilnærmende kan regnes, at en Qværn med tilhørende Bimaskiner

fordrer 5 Kestes Kraft, naar Stenene ere 8 Spand, og 7 Hestes Kraft, naar de ere 9 Spand i Diameter.

Det Qvantum Korn, som kan formales, varierer ligeledes i høi Grad. Der angives saaledes, at der pr. Hestekraft kan formales 0.2 Tdr. Hvede i Timen til middelfint Mel.

4) Saugmøller.

Vexelsauge. Ved disse tabes altid en betydelig Del Arbeidsmængde ved Frictionsmodstand paa Grund af Saugstillingens Masse, der ved hvert Slag skal sættes igang og standses. Da denne Masse ikke væsentlig forøges ved at anbringe flere parallele Saugblade deri, saa er det fordelagtigt at benytte saadanne Sauggittre, hvor man ønsker flere parallele Snit.

Kankelwitz har anstillet en Række Forsøg over disse Sauge og derved fundet følgende Resultater for Arbeide i Gran- og Fyrretræ.

Betegner s Saugbladets Tykkelse, H Slaglængden, kan i Almindelighed tages

$$H = 100\ s + 13.4 \text{ Tommer},$$

hvor sædvanligvis $s = 0.09''$ à $0.13''$, naar 1 Saugblad anvendes,

og $s = 0.05''$ à $0.1''$, naar flere — —

Hvis den angivne Formel for H ikke giver denne mindst 4 Tommer større end den største Tykkelse, h, der skjæres, maa H forøges til en saadan Værdi.

Det Stykke Vei, δ, som Træet føres frem for hvert Slag, bør tages =

$$\delta = 0.8 \frac{H}{h} s.$$

dog saaledes at $\delta < 2.5\ s.$

Antallet af Slag i Minuten, n, kan gjøres desto større jo lettere Saugstillingen er. For Sauge med 1 Blad tages høist

for H =	19″	21″	23″	25″	27″
n =	213	200	189	179	170

og for Sauggittre benyttes som Maximum følgende Værdier af n:

Værdier af H	Saugstillingens samt Bladenes Vægt = 300	400	500	600	700	800	900
19	208	193	182	173	165	159	153
21	195	181	171	162	155	149	144
23	184	171	161	153	146	140	136
25	175	162	152	145	139	133	129

Kraftforbruget medgaaer dels til selve Træets Sønderdeling, dels til Bevægelsen af Stillingen og desl. Denne sidste Del af Kraftforbruget kan blive meget betydelig, Kankelwitz angiver en compliceret Formel derfor. Tilnærmende kan man for de almindeligst forekommende Dimensioner sætte Kraftforbruget:

$$A = 4 + 0.625\ z \text{ Hestes Kraft,}$$

hvor z er Antallet af Blade i Stillingen.

Finersauge arbeide kun med 1 Blad. Træet vandrer her i vertical Retning, nedenfra opad, medens Saugen bevæges horizontalt. Antallet af Slag i Minuten = 180—300, Kraftforbruget ca. 1.5 Hestes Kraft. Der skæres ca. 70 Qvadratfod i Timen.

Rundsauge eller Cirkelsauge have oftest Diameter = $1\frac{1}{2}$—$2\frac{1}{2}$ Fod. Antal Omdreininger pr. Minut = ca. 800, størst ved de, der sauge paa langs af Træet. Med et Kraftforbrug af 3.5 Hestes Kraft kan i tørt Fyrretræ skæres 140—180 Qvadratfod i Timen.

5) Slibemøller.

Slibestenene drives ved Remme, der komme fra en Tromle og gaa for hver Sten over en fast og en løs Skive paa Stenens Axel, eftersom den skal bevæges eller staa stille. En Sten af 6 Fods Diameter kan gjøre 120—150 Omdreininger i Minutet og slibe Saugblade og Værktøi med en Arbeidsmængde af 2—3 Hestes Kraft. Mindre Stene til Finslibning og til lette Gjenstande gaa hurtigere og fordre mindre Arbeidsmængde. En Sten 3 Fod i Diameter gjør sædvanligt 300 Omdreininger i Minutet og consumerer $\frac{1}{2}$ til 1 Hests Kraft. Ved en Beregning som for Svinghjulringe findes, at naar en Slibesten af et vist Materiale har Radius r og den med Sikkerhed mod Sprængning kan taale

et Antal Omdreininger i Minutet = n, saa vil en Sten af samme Materiale af Radius r_1 med samme Sikkerhed kunne taale et Antal Omdreininger i Minutet $n_1 = \frac{r}{r_1} n$.

Mindre Stene ere dog ofte af et Materiale, der har noget større Modstand mod Sønderrivning end det, man bruger til store Stene, saa de kunne bevæges noget hurtigere end efter denne Beregning. Af Hensyn til Faren for Sprængning af Slibestene er der ved dem at iagttage:

1) At Bevægelsesmaskinen (Motoren) maa forsynes med en Regulator, der virker øieblikkeligt.

2) At Stenene ikke maa fastkiles i Øiet paa deres Axel, men holdes til denne ved to Plader, een paa hver Side af Stenen, hvilke Plader sidde om Axlen ved Muffer og trækkes an mod Stenen ved Bolte, der gaae igjennem den. Naar disse Muffer eller den ene af dem derefter fastkiles paa Axlen, er Stenen anbragt paa sit Sted.

Slibestene til vaad Slibning omgives paa den Side, der vender fra Arbeideren, med en Hætte, der skal modtage Stænket.

Slibestene til tør Slibning bør ventileres. Luftmængden, som dertil behøves, er for Sten af 3 Fods Diameter 6—8 Cubikfod i Secundet, der maa bringes til at strømme ind i Aftræksrør med 12—15 Fods Hastighed i Secundet. Naar man da paa Mundingen af et saadant Trækrør sætter en Hætte over Stenen, til den Side, mod hvilken dens Omkreds bevæger sig fra Sliberens Anlægspunkt, saa strømmer Støvet bort gjennem Ventilationsledningen. Til dette Brug anvendes en Centrifugalventilator.

Fig 1.

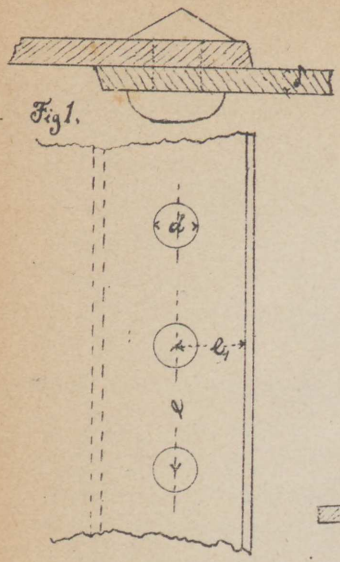
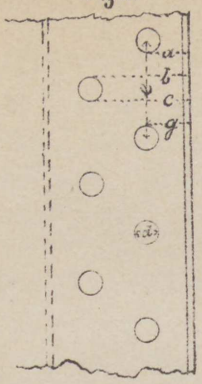
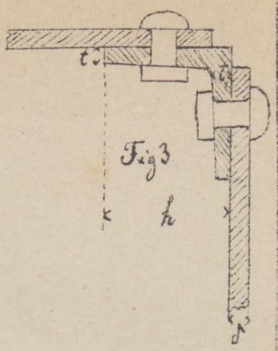


Fig 2.





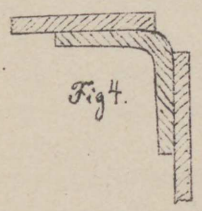


Fig 4.

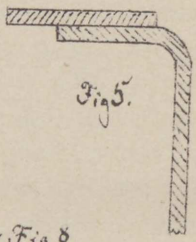
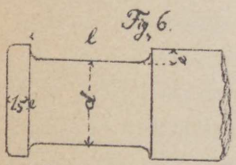


Fig 5.



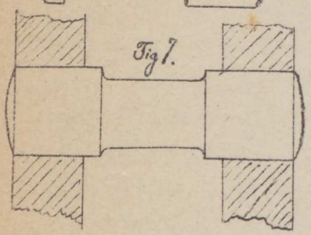
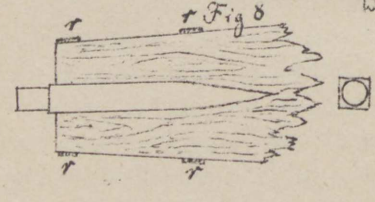
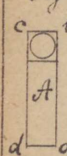
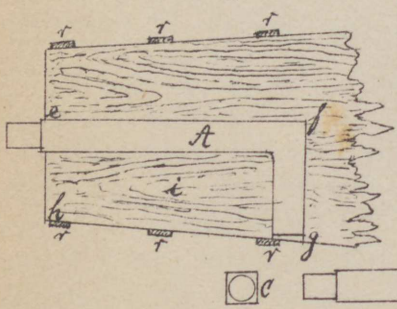


Fig 7.







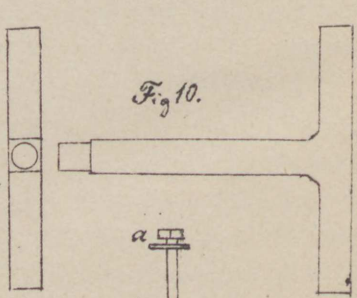


Fig 10.

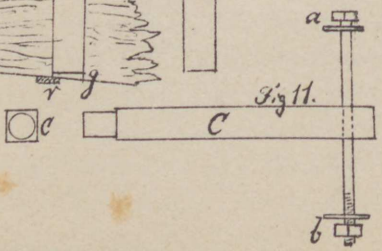


Fig 12.

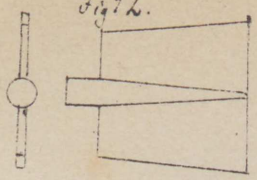
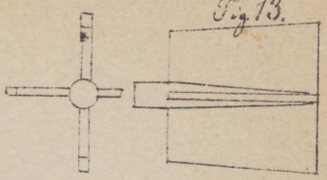


Fig 13.



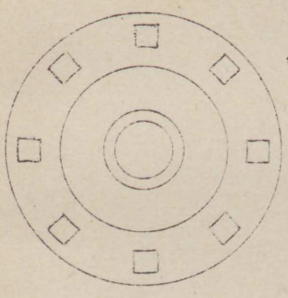
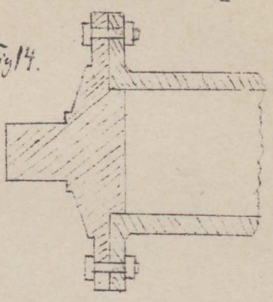


Fig 14.



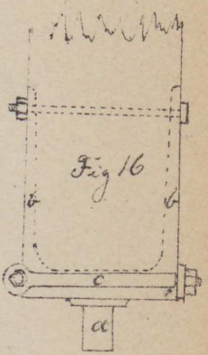
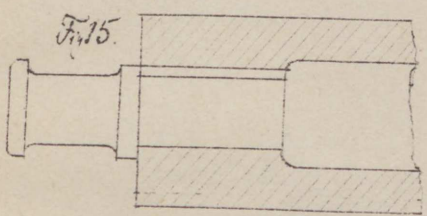
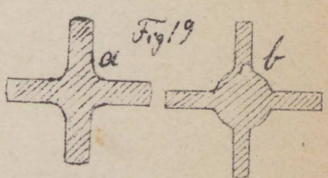
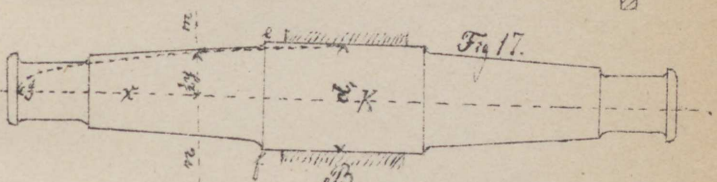
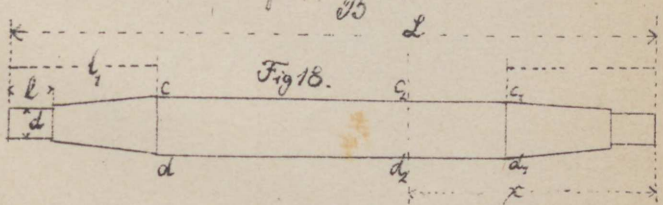


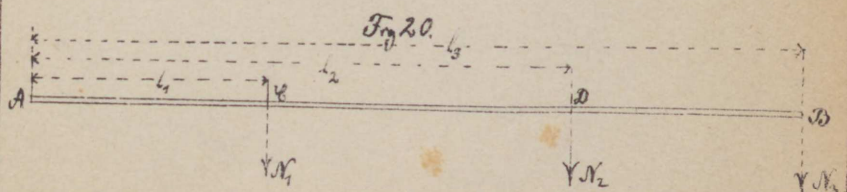
Fig 15.











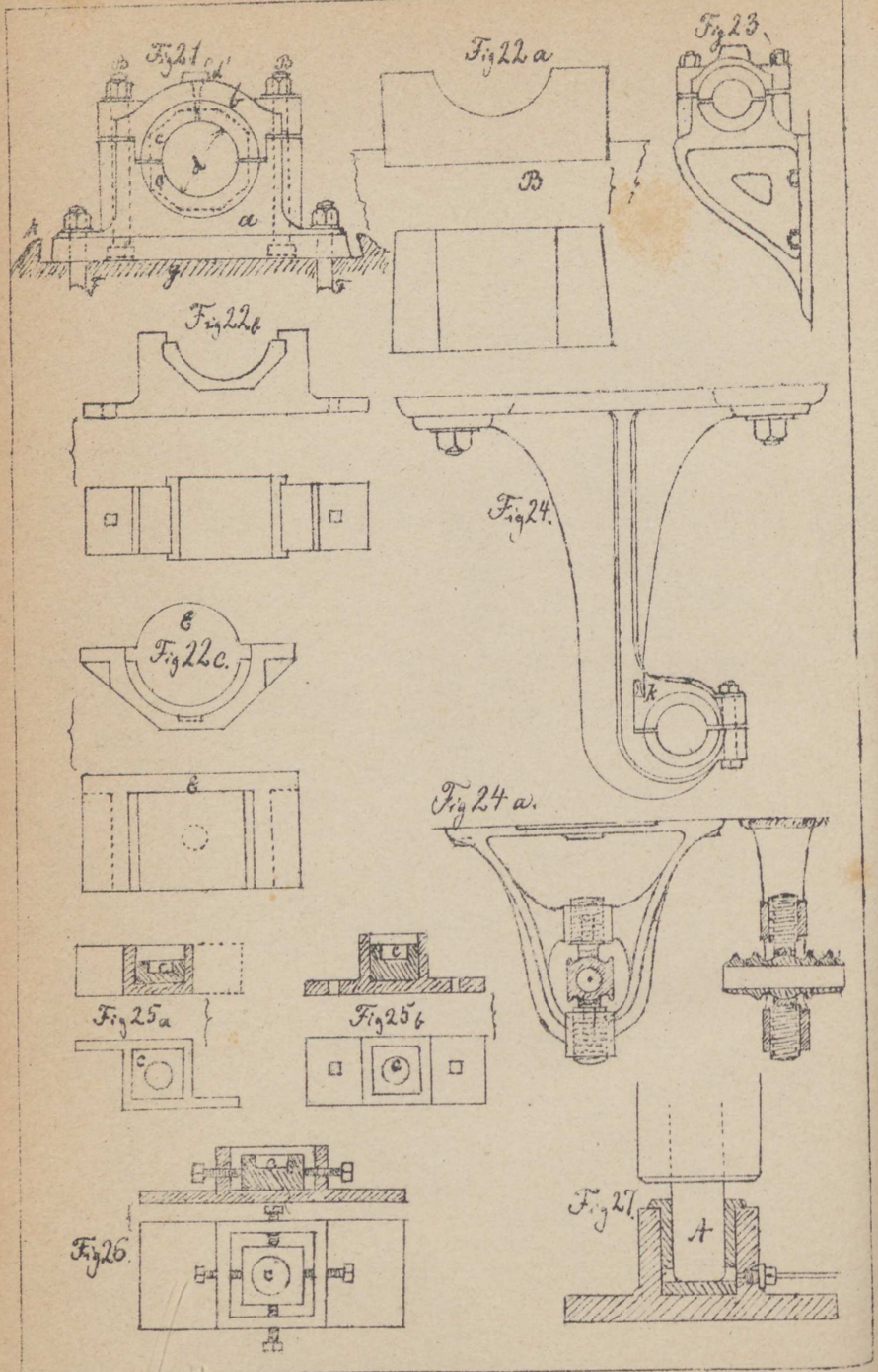


Fig 21.
Fig 22a
Fig 23.
B
Fig 22b
Fig 24.
Fig 22c.
Fig 24a.
Fig 25a
Fig 25b
Fig 26.
Fig 27.
A

Fig 28.

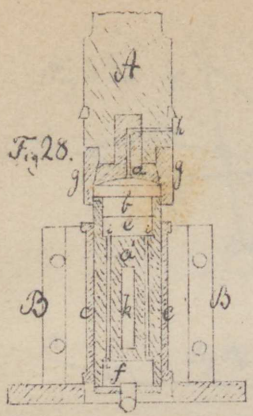
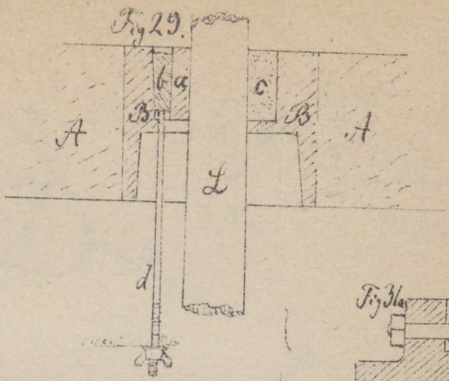


Fig 29.



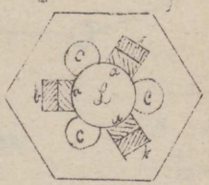


Fig 31a

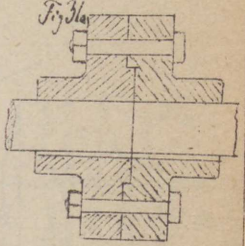


Fig 30a

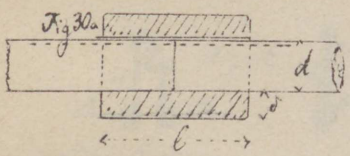
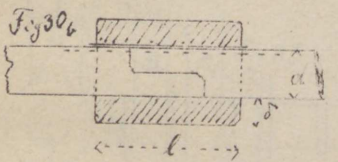


Fig 30b



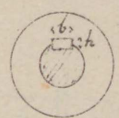


Fig 31b

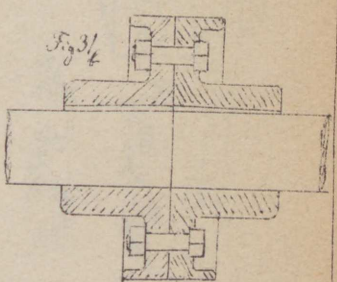
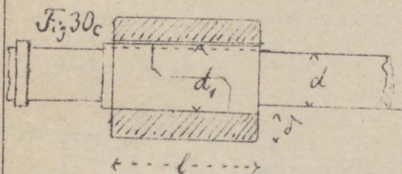


Fig 30c



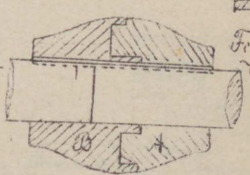
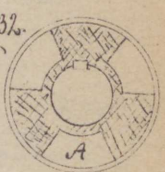


Fig 32.



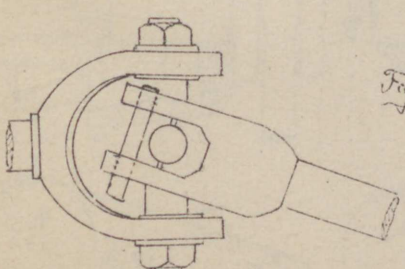


Fig 33.

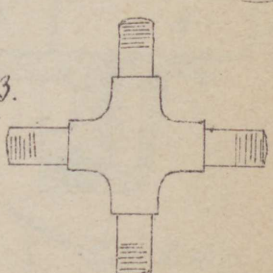


Fig 34a

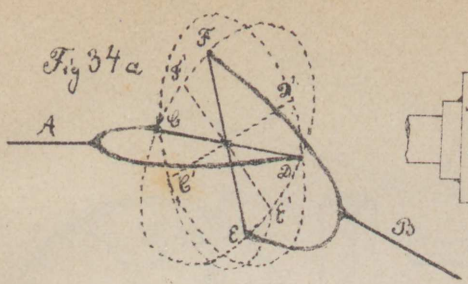


Fig 35.

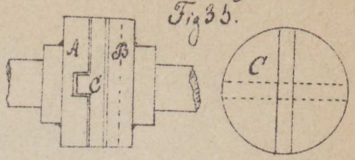


Fig 34b

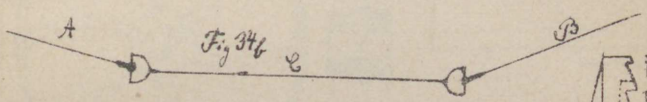


Fig 36.

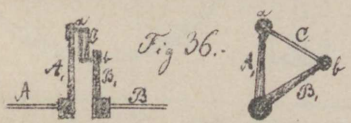
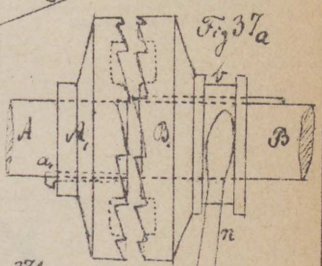


Fig 37a



37b

37c

Fig 38

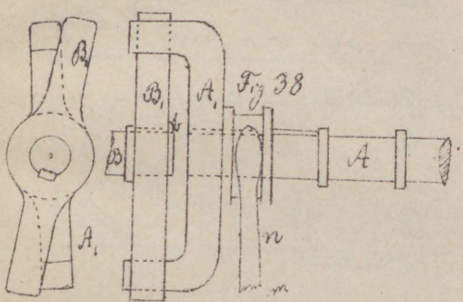


Fig 39.

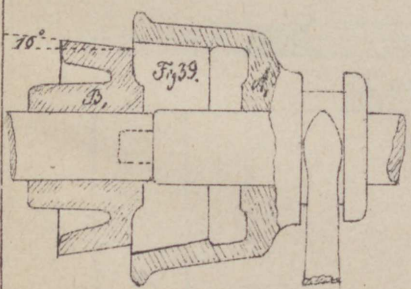


Fig 40.

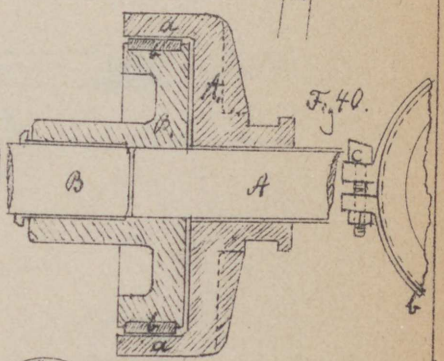


Fig 41a

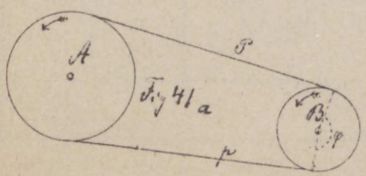
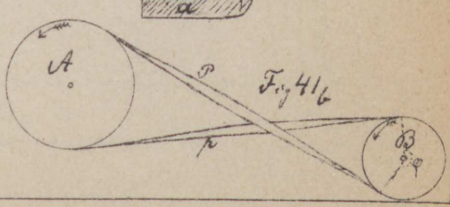


Fig 41b



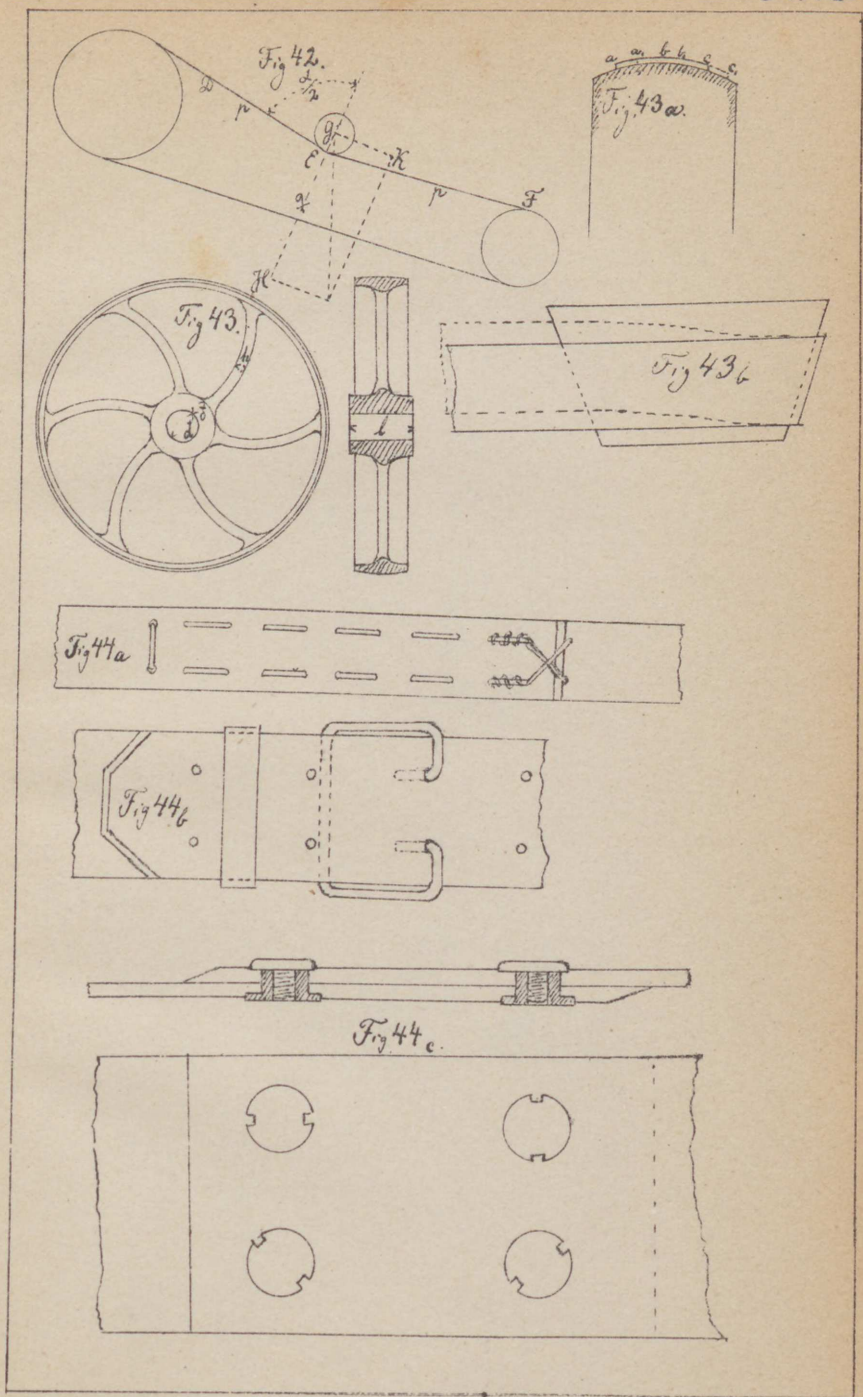


Fig 42.
Fig 43a.
Fig 43.
Fig 43b
Fig 44a
Fig 44b
Fig 44c.

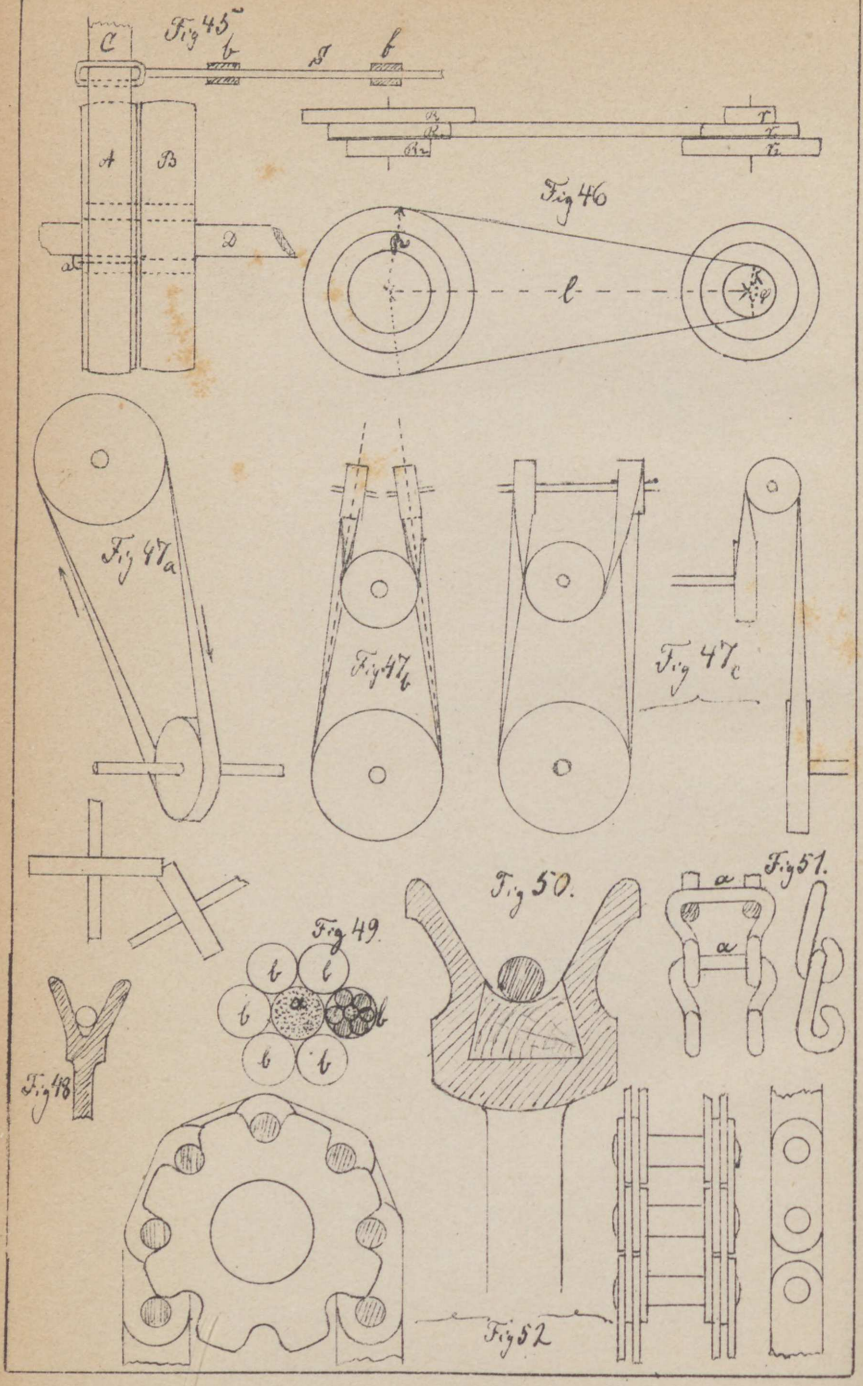


Fig 45
C
b
J
b
A
B
D
Fig 46
l
Fig 47a
Fig 47b
Fig 47c
Fig 48
Fig 49
Fig 50.
Fig 51.
Fig 52

Fig 53.

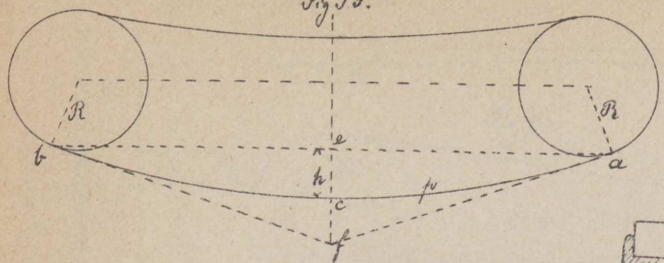
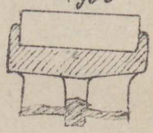


Fig 55



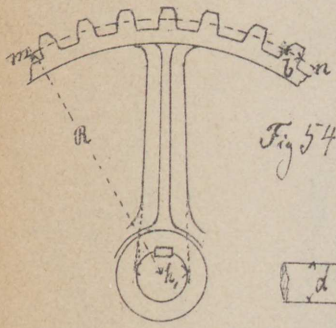
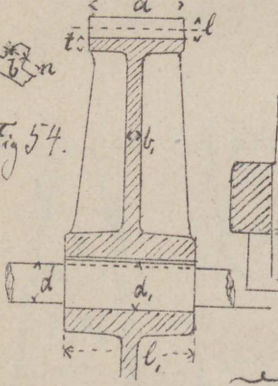


Fig 54.



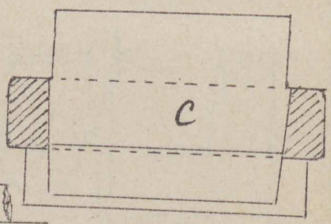
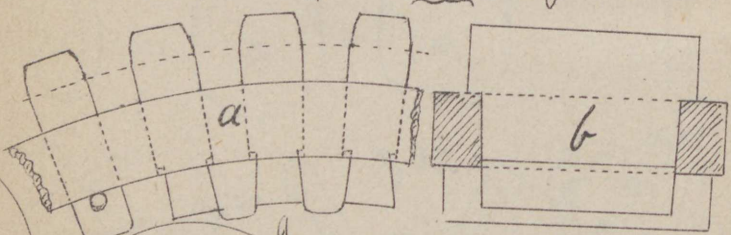


Fig 56



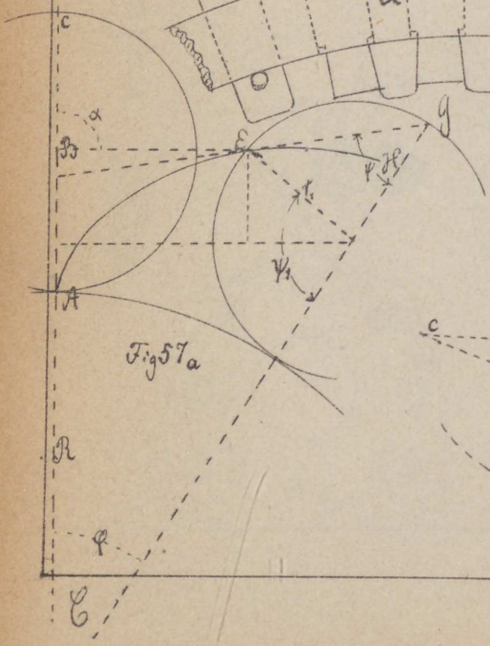
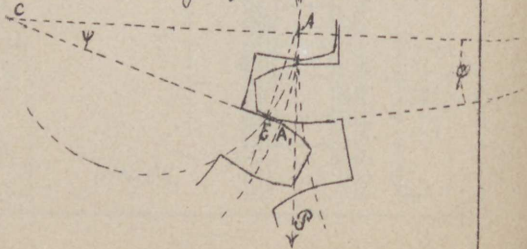


Fig 57a

Fig 57b



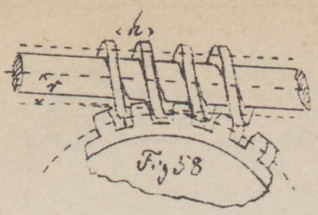


Fig 58

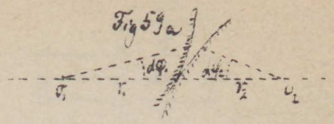


Fig 59a

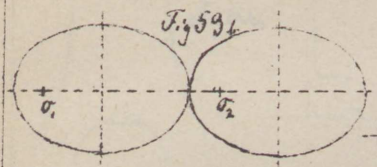


Fig 59b

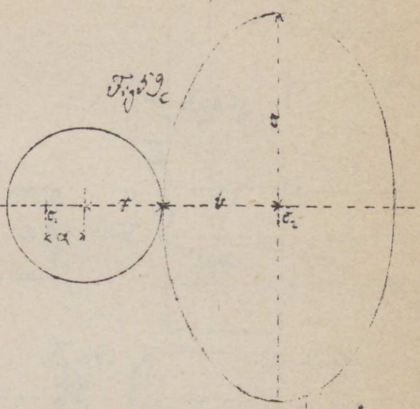


Fig 59c

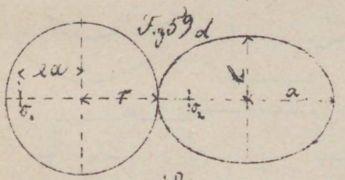


Fig 59d

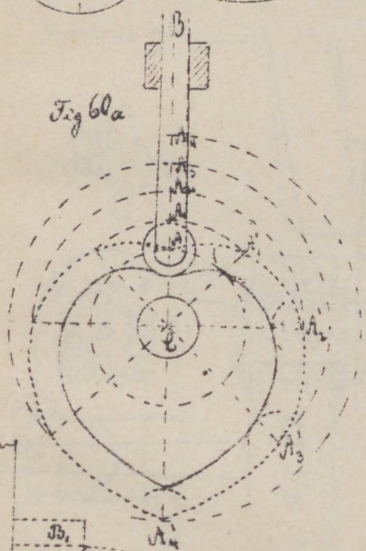


Fig 60a

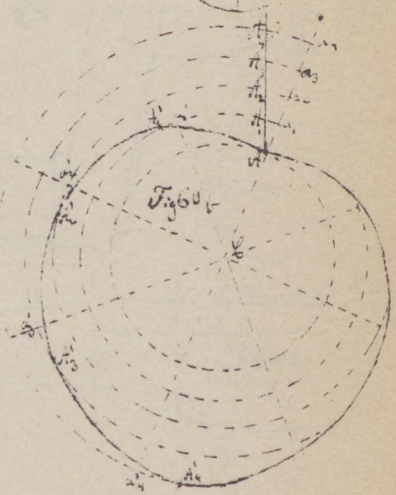


Fig 60b

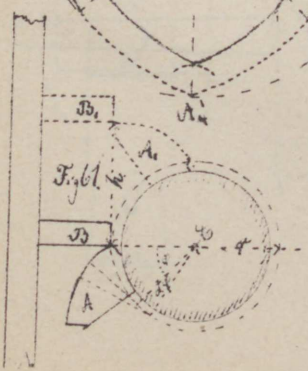


Fig 61

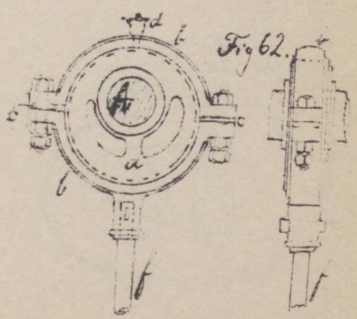


Fig 62

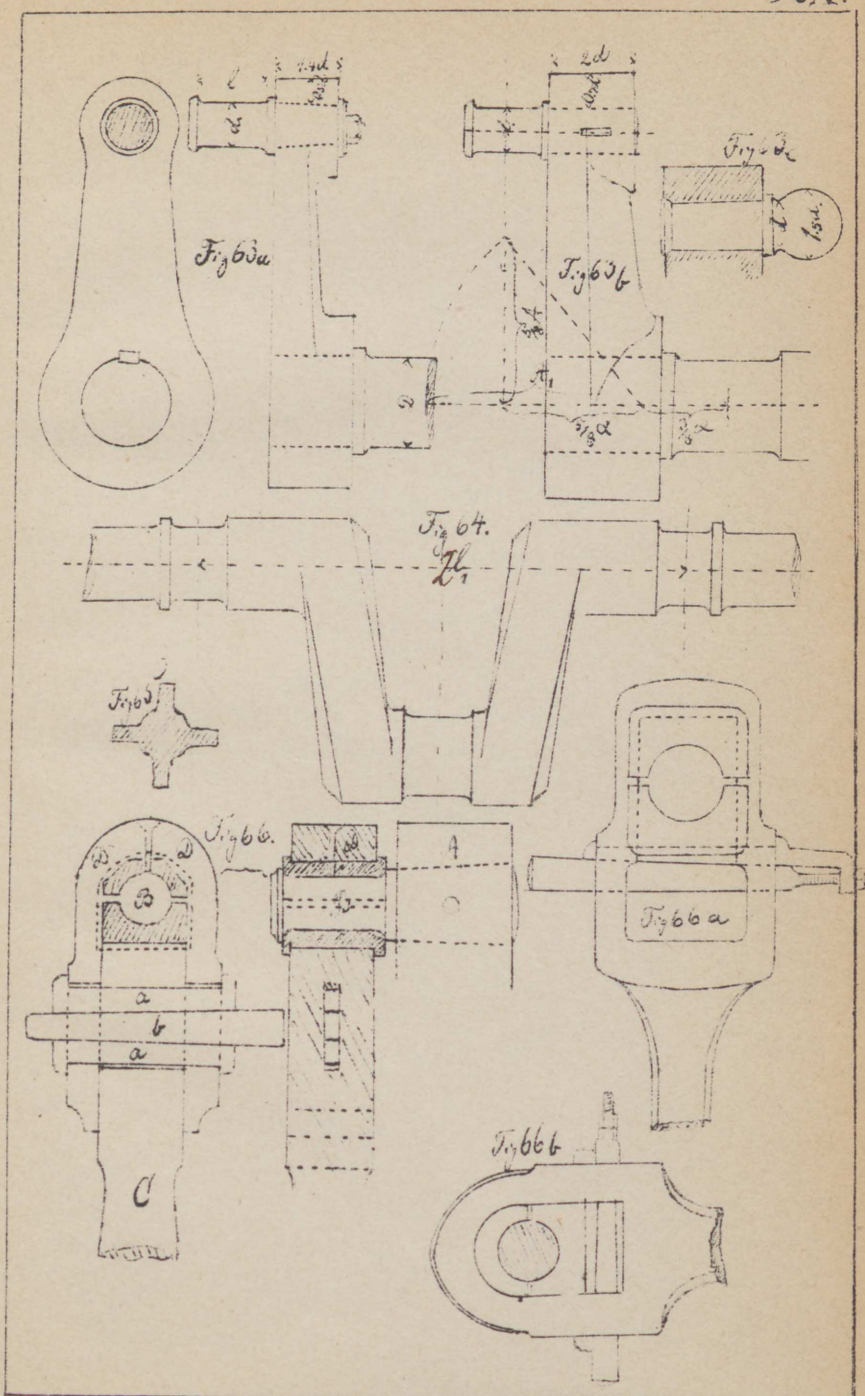
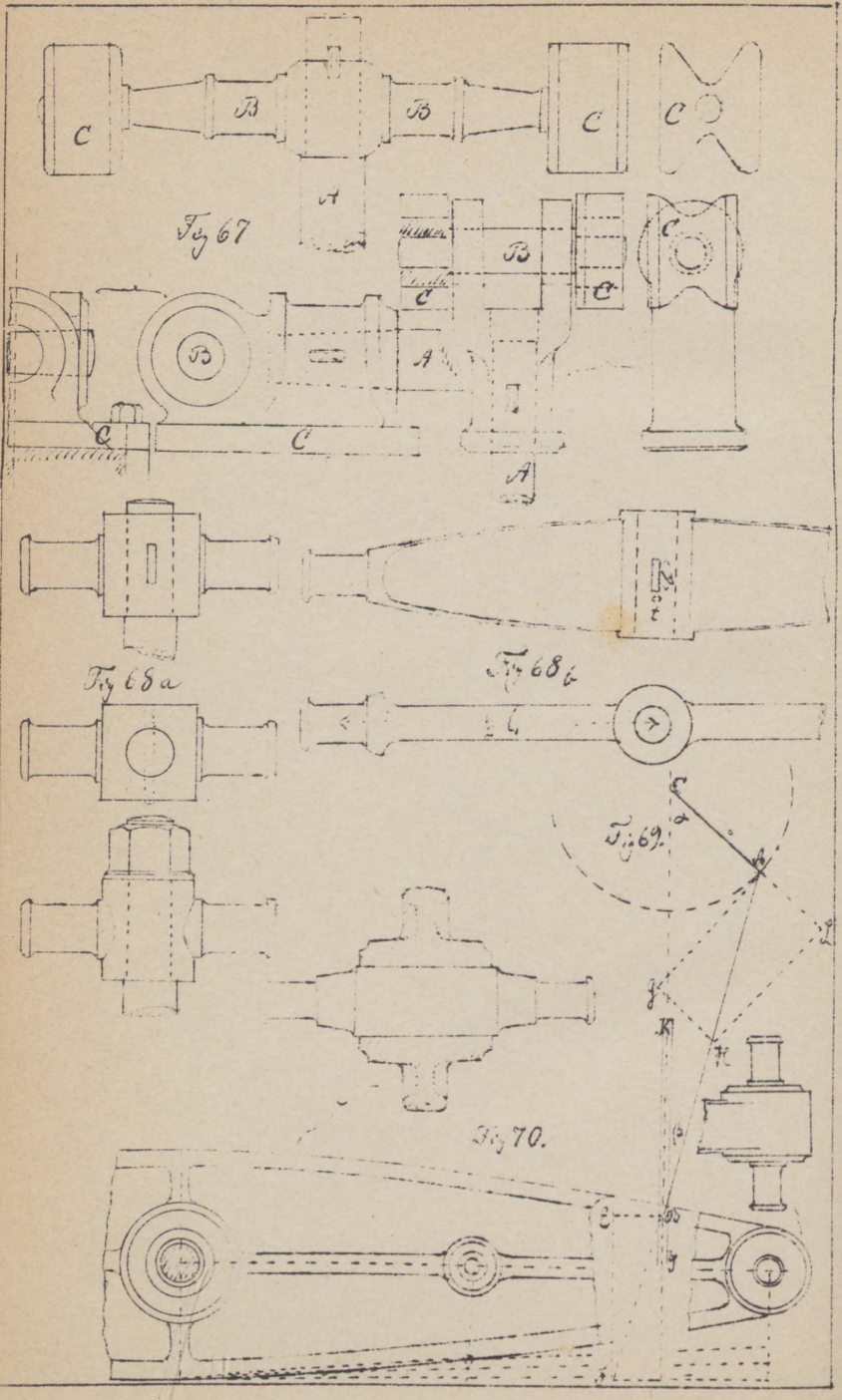


Fig 63a
Fig 63b
Fig 63c
Fig 64.
Fig 65
Fig 66.
Fig 66a
Fig 66b
A
B
C
a
b


C
B
B
C
C
A
Fig 67
B
C
C
C
B
A
C
C
A
Fig 68a
Fig 68b
Fig 69.
Fig 70.

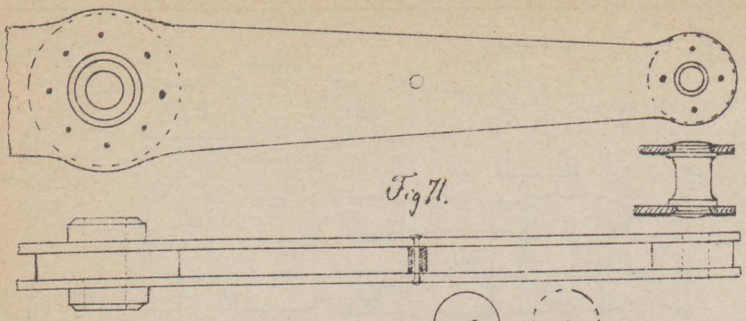


Fig 71.

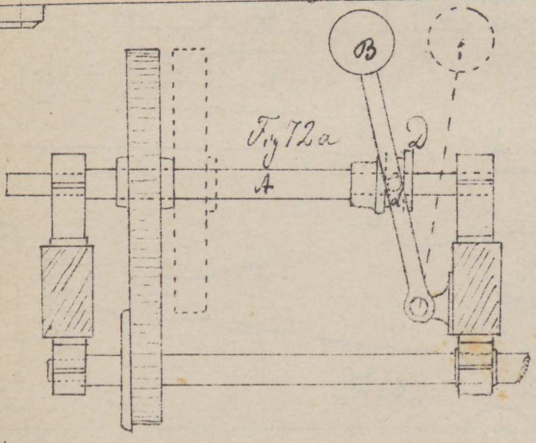


Fig 72a

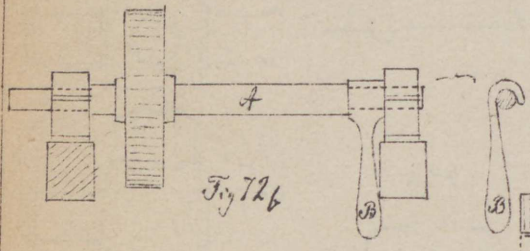


Fig 72b

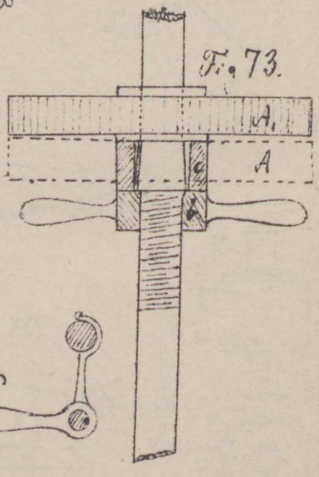


Fig 73.

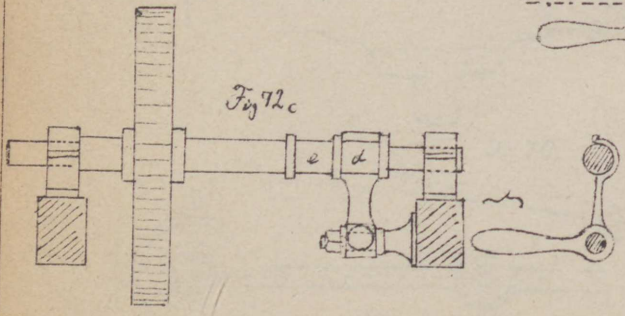


Fig 72c

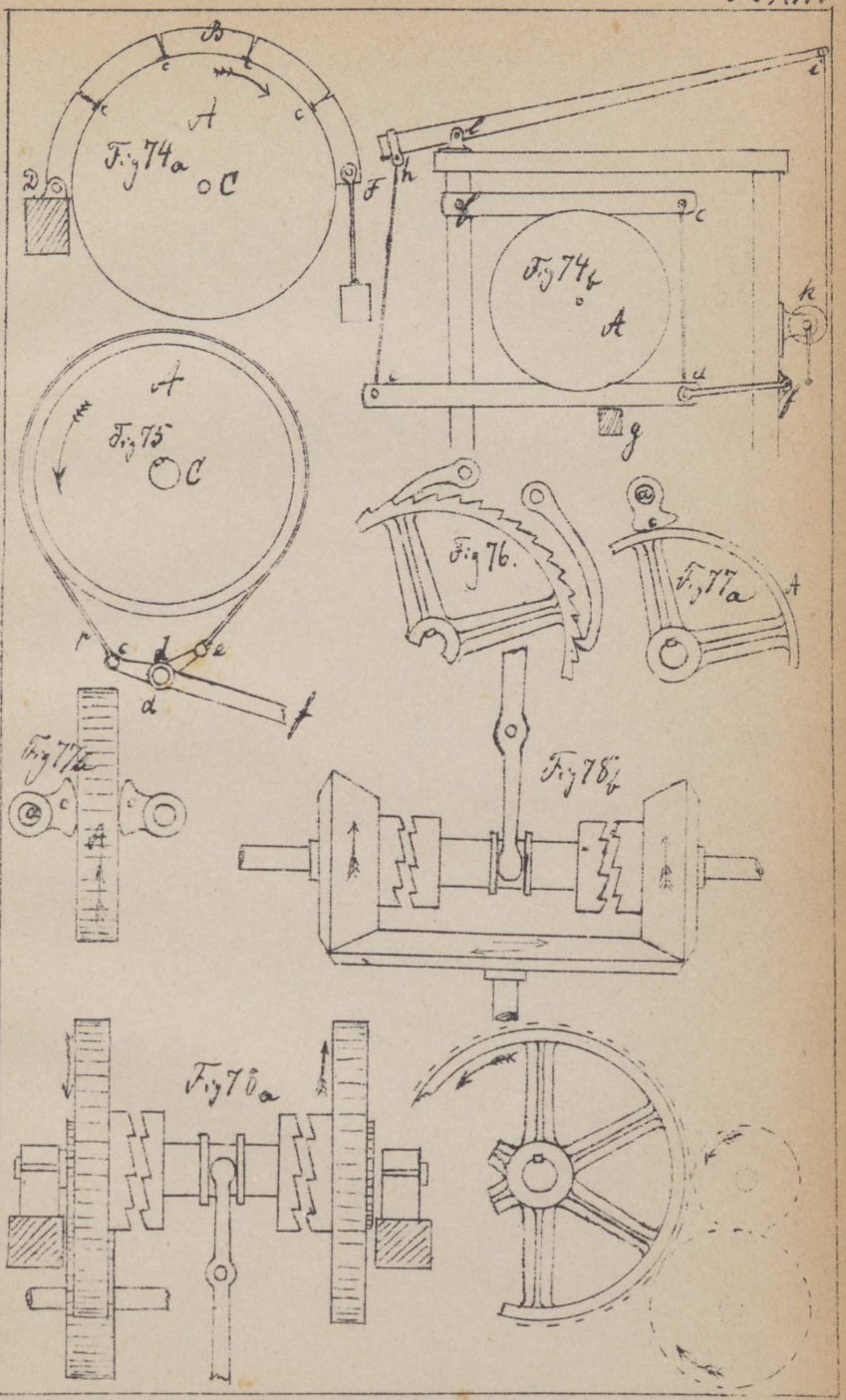


Fig 74a
Fig 74b
Fig 75
Fig 76.
Fig 77a
Fig 77b
Fig 78b
Fig 76a

Pl XIV.

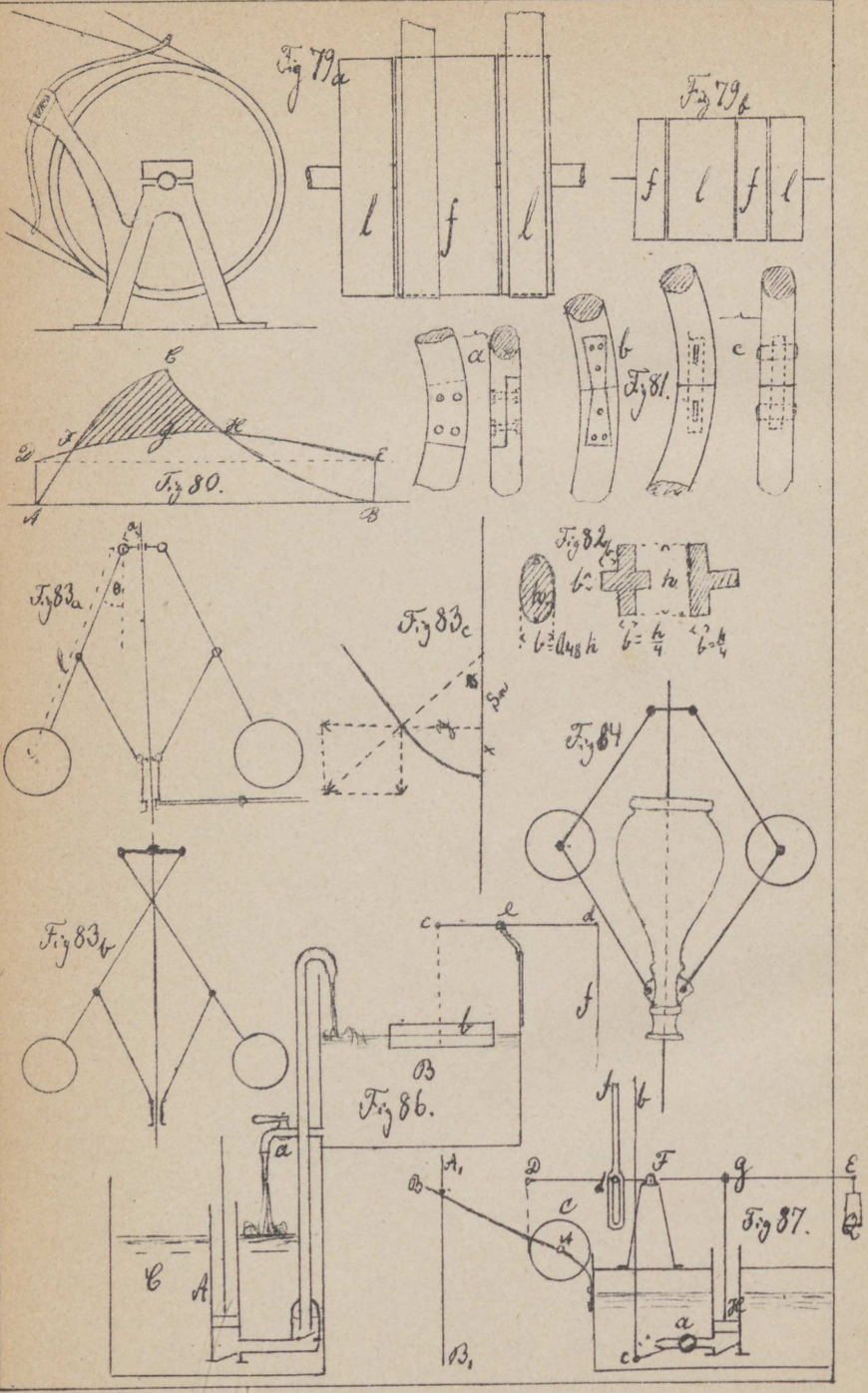
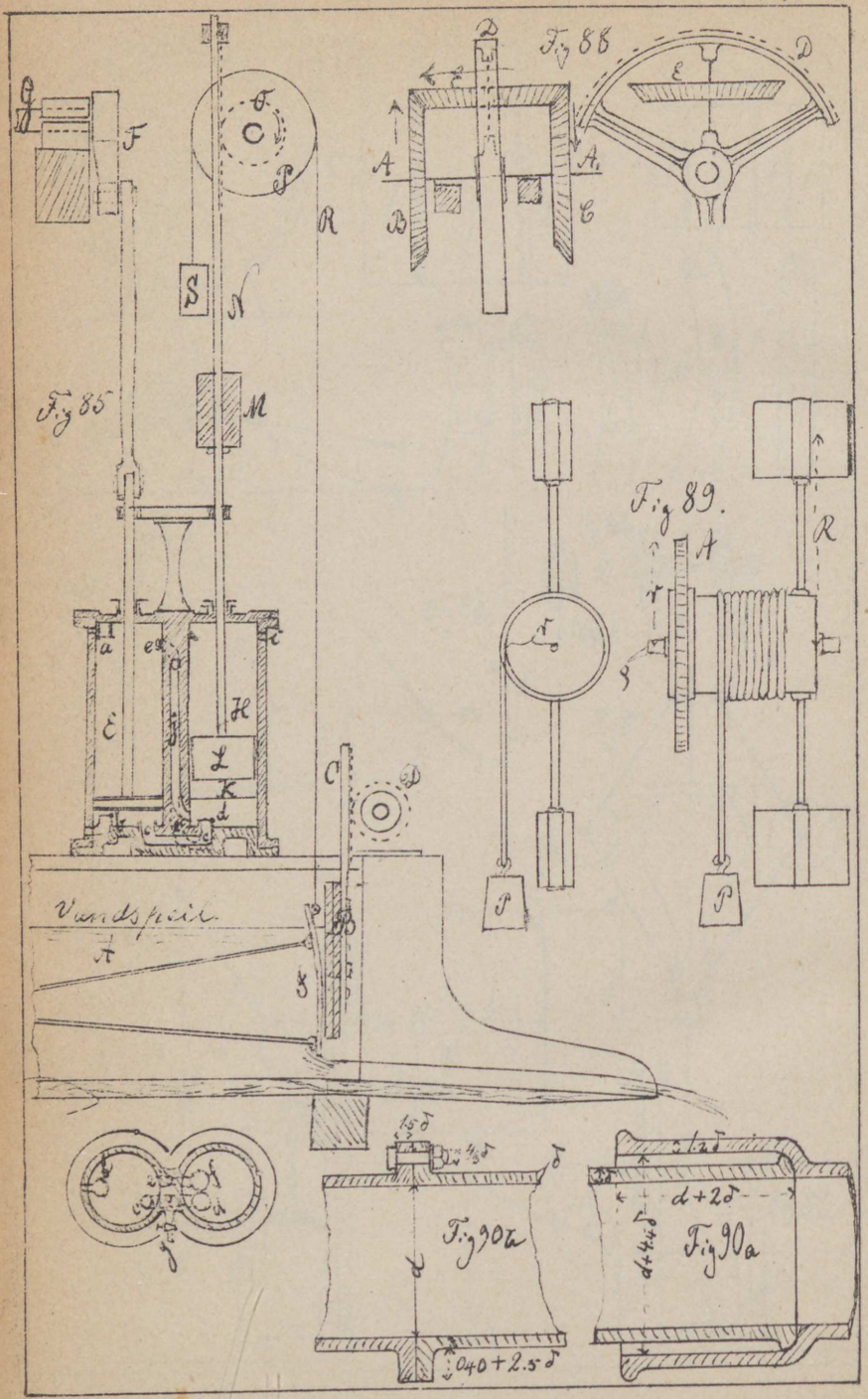


Fig 79a
Fig 79b
Fig 80.
Fig 81.
Fig 82.
Fig 83a
Fig 83b
Fig 83c
Fig 84
Fig 86.
Fig 87.

Pl XV.



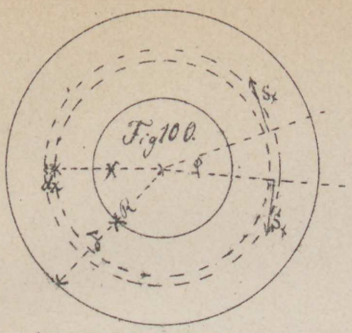


Fig 100.

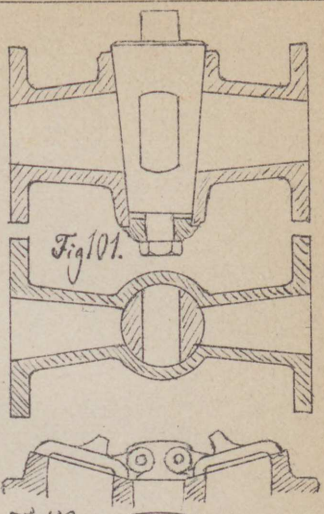


Fig 101.

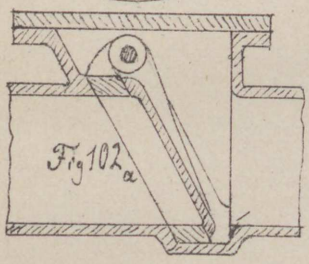


Fig 102a

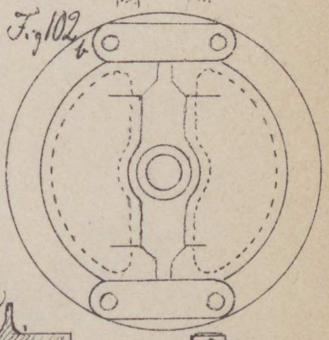


Fig 102b

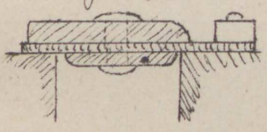


Fig 102c

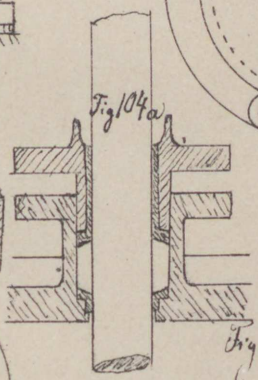
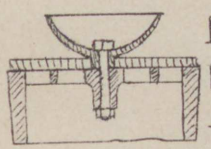


Fig 104a



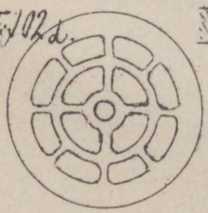


Fig 102d

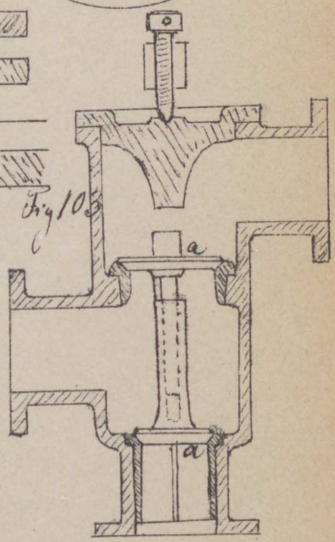


Fig 105
a
a

Fig 104c

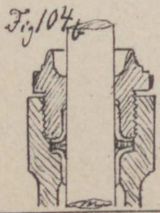


Fig 104b

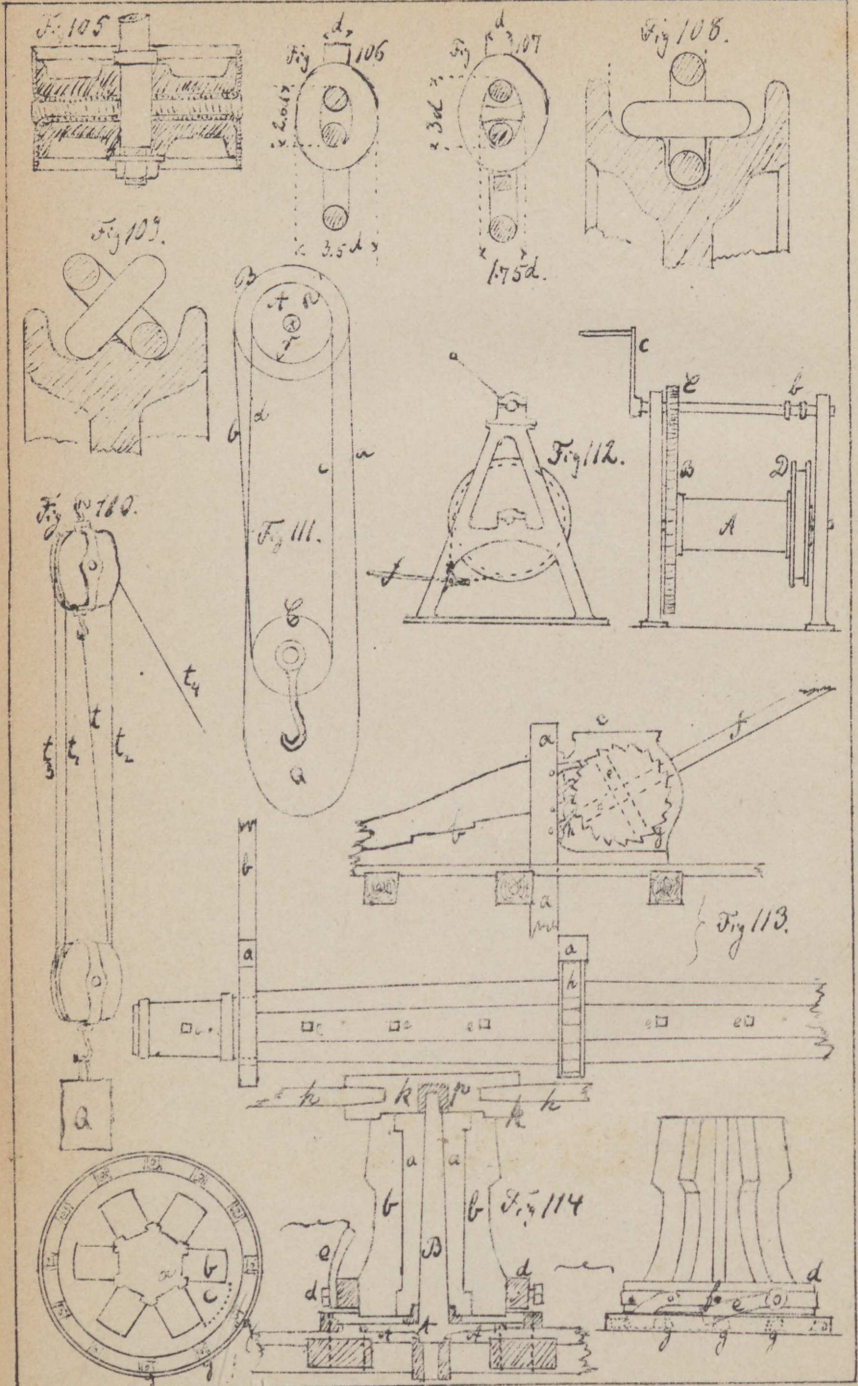
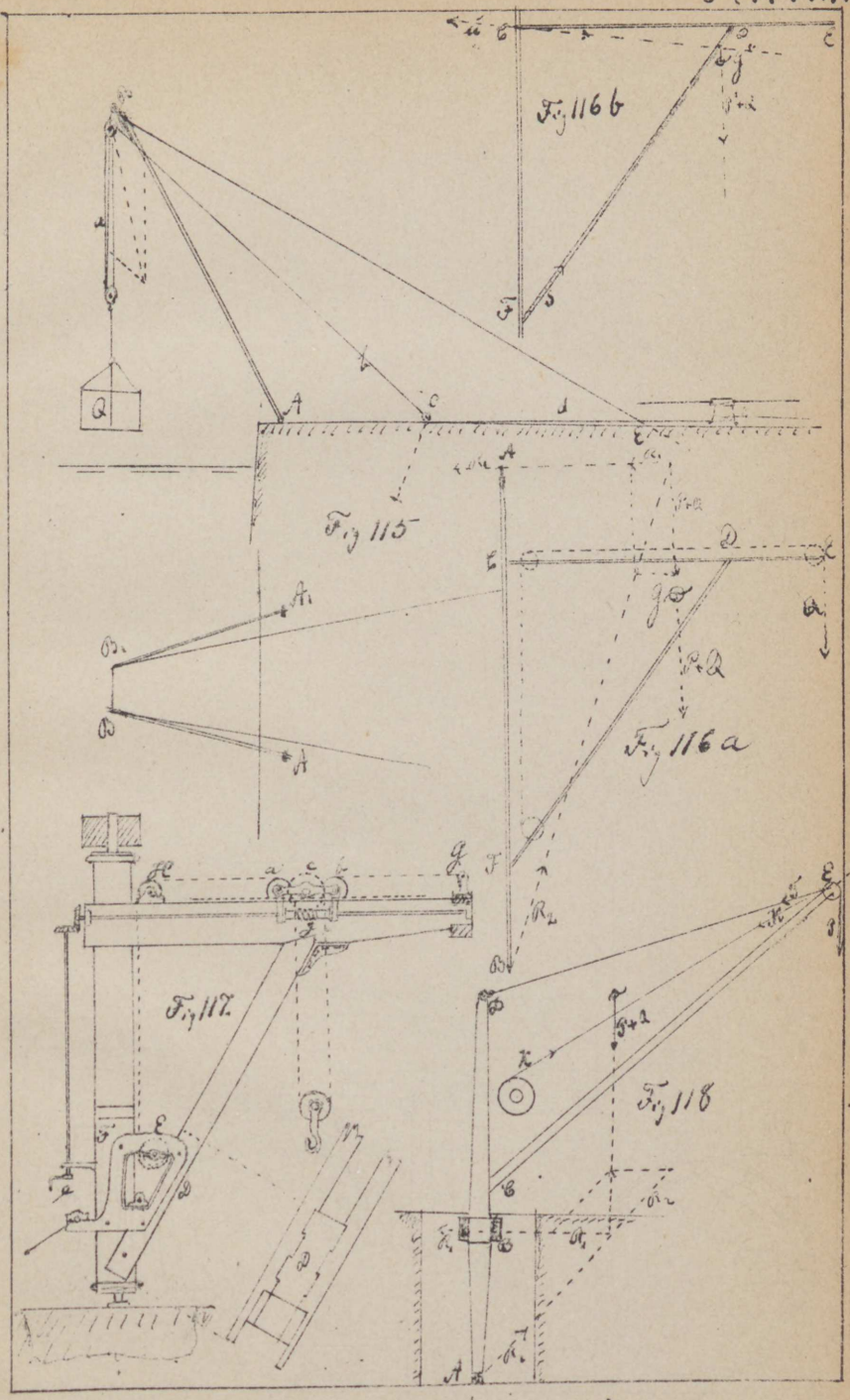


Fig 105
Fig 106
Fig 107
Fig 108.
Fig 109.
Fig 110.
Fig 111.
Fig 112.
Fig 113.
Fig 114

Pl XVIII.



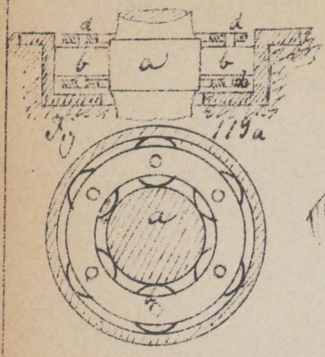


Fig 119a

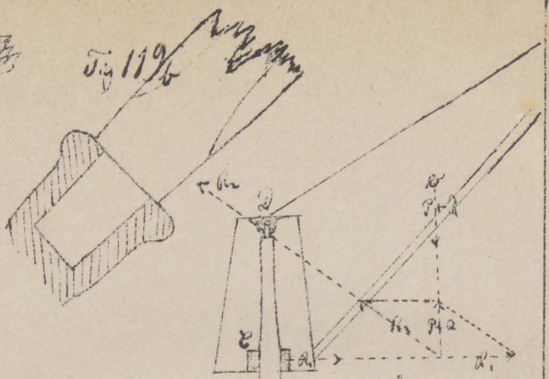


Fig 119b

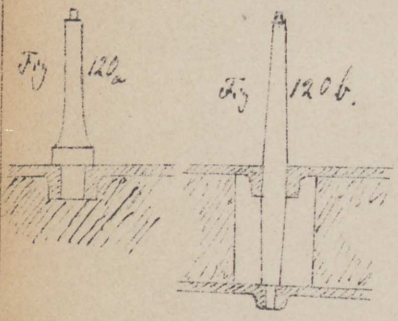


Fig 120a

Fig 120b.

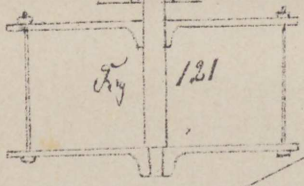


Fig 121

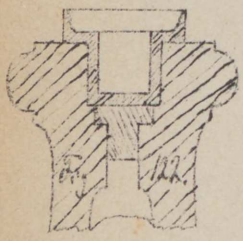


Fig 122.

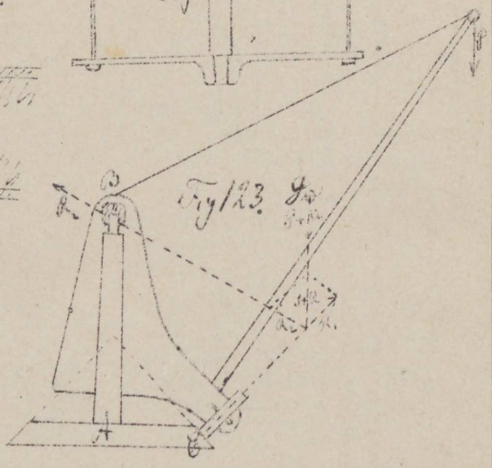


Fig 123.

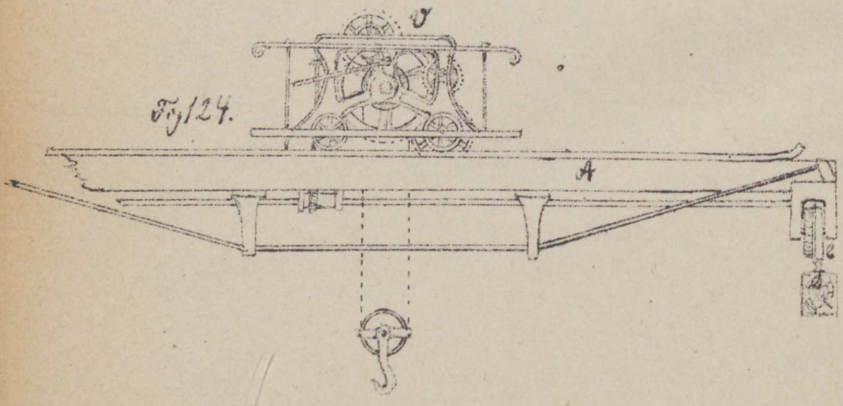


Fig 124.

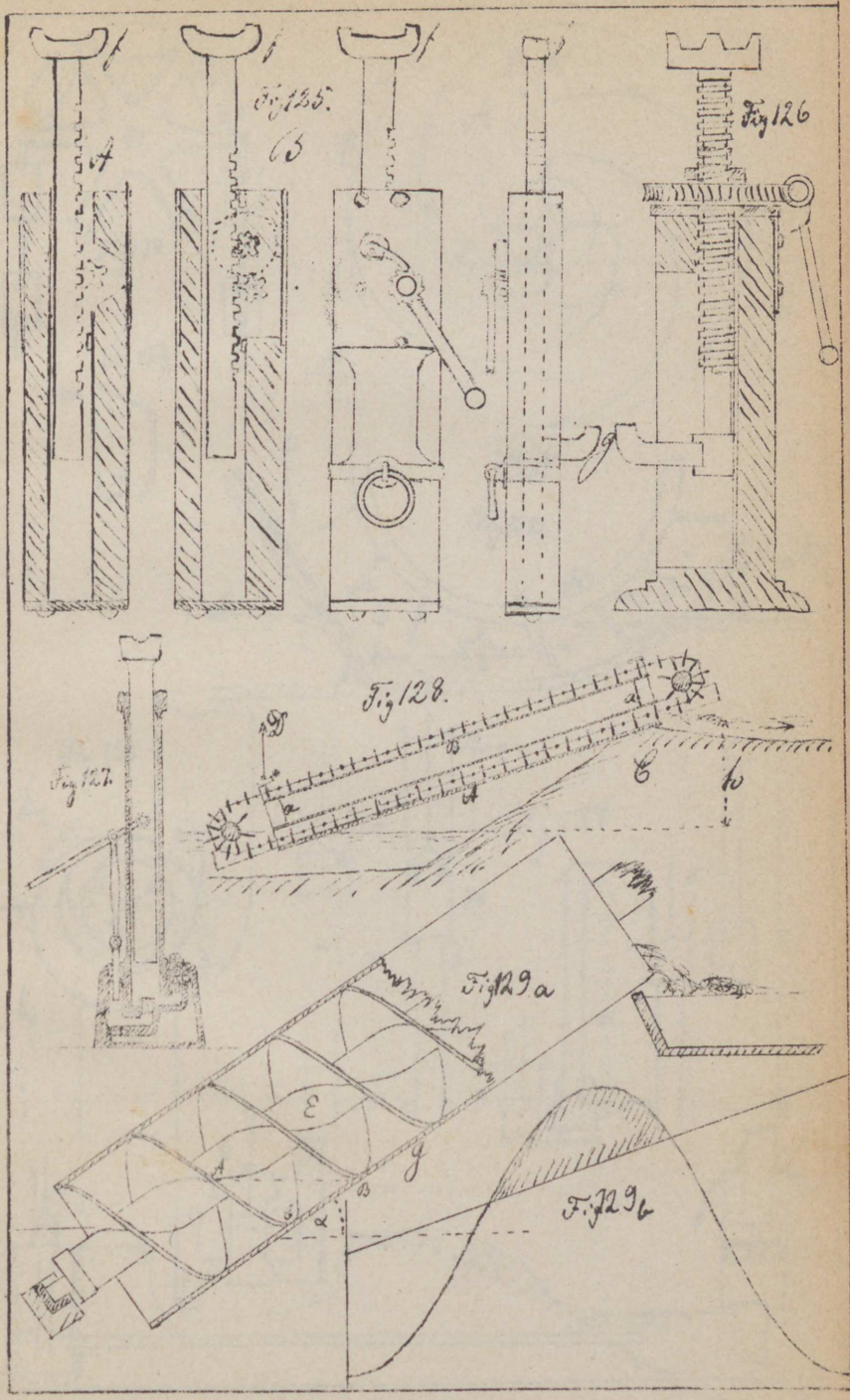
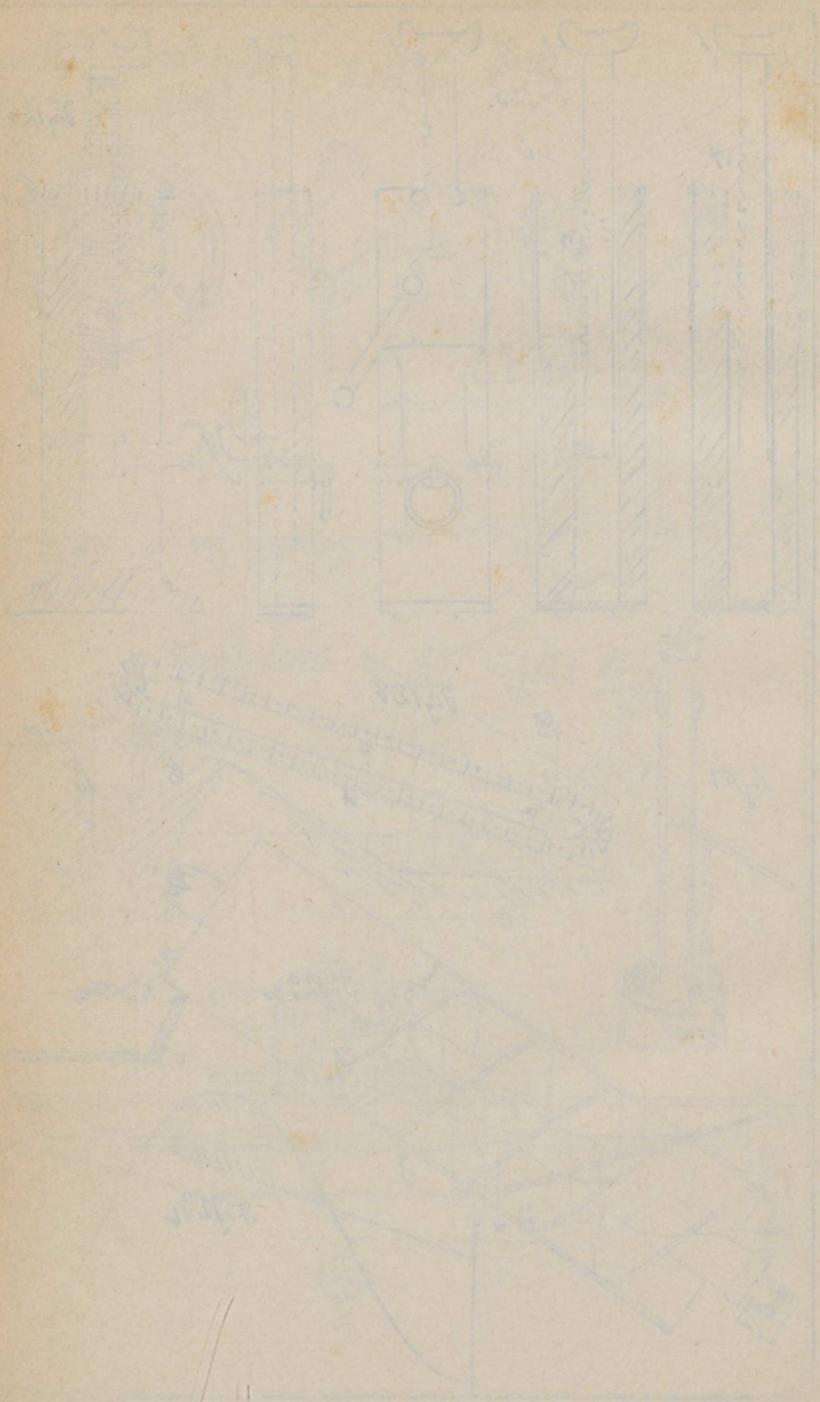
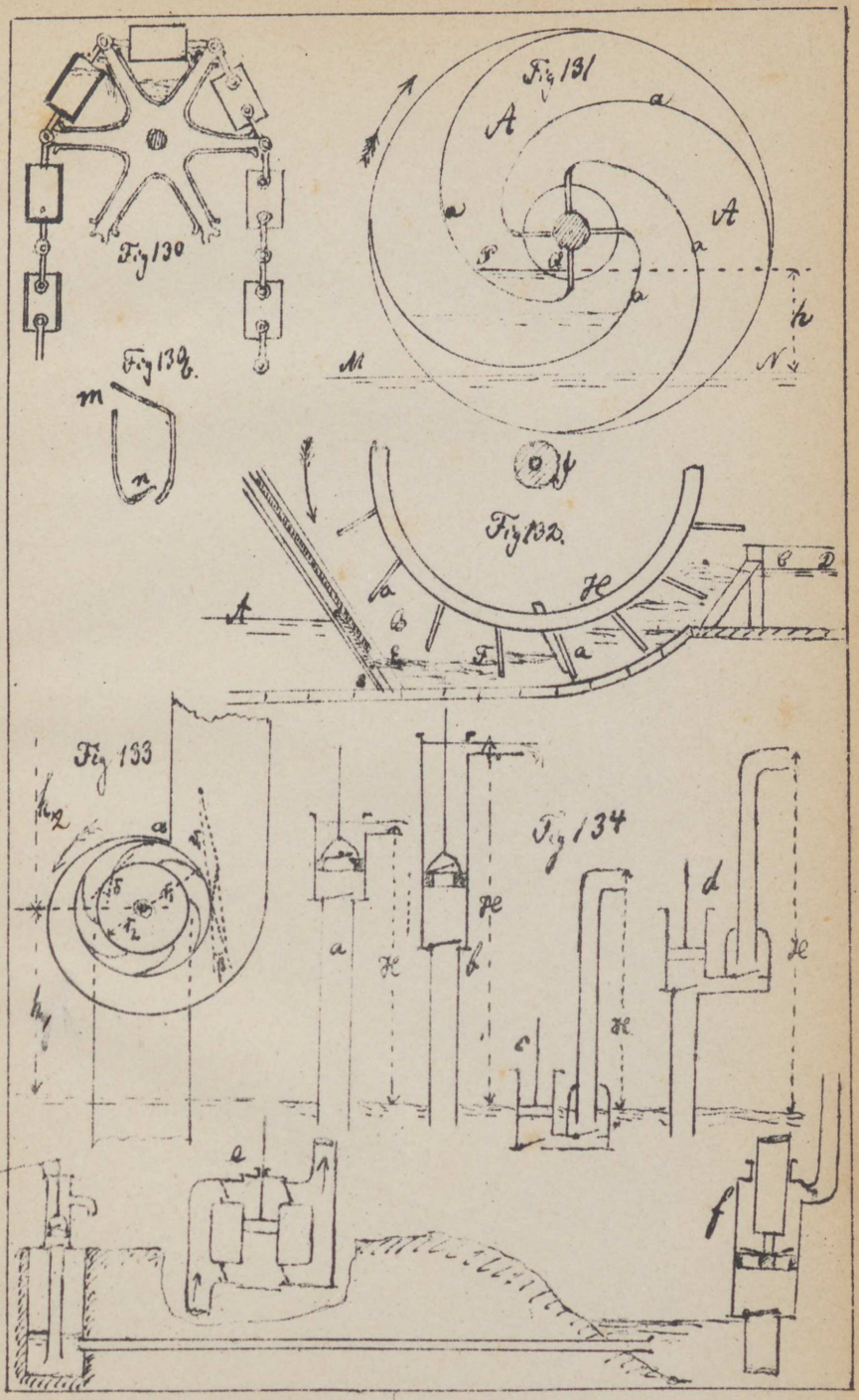
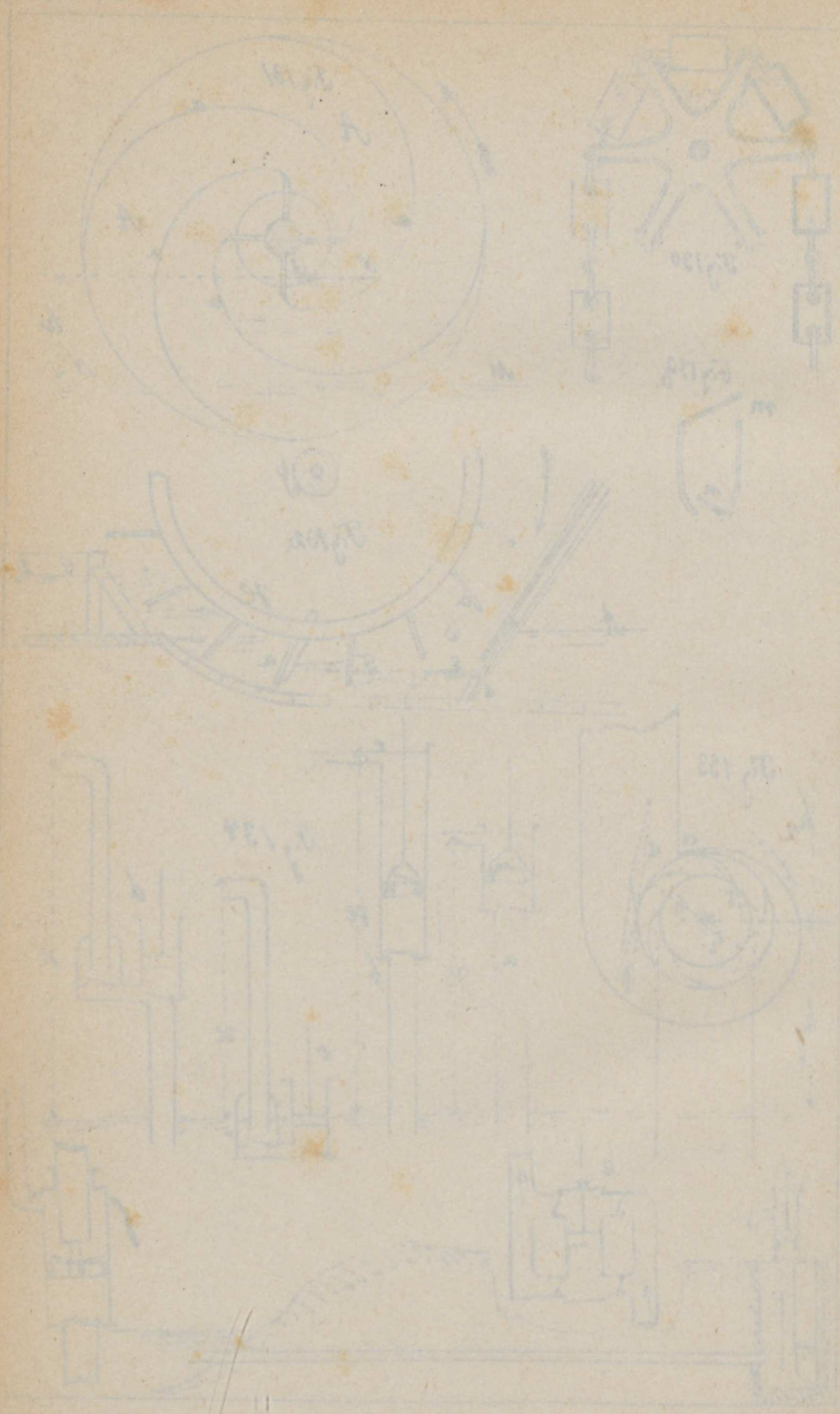


Fig 125.
Fig 126
Fig 127.
Fig 128.
Fig 129a
Fig 129b



Tf XXI.