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*

Dansk Ingeniørforenings
Bogsamling

H. Secher
621.

DTB Danmarks Tekniske Bibliotek

KUN
til brug på
LÆSESAL

Dansk Ingeniørforenings
Bogsamling

DANMARKS TEKNISKE BIBLIOTEK
168405
300006290470
04

TB Gl.
621.0 Bor
1880 Del 1
Ex. 2

DANMARKS
TEKNISKE BIBLIOTEK

Dansk Ingeniørforenings
Bogsamling

621

FORELÆSNINGER

OVER

MASKINLÆRE.

AF

S. C. BORCH.

Udgaaet af
Dansk Ingeniørforenings
Bogsamling

FØRSTE DEL: KRAFTMASKINERNE.

KJØBENHAVN.
C. A. REITZELS FORLAG.
1880.

Dansk Ingeniørforenings
Bogsamling

Bianco Lunos Kgl. Hof-Bogtrykkeri.

Udgaaet af
DANMARKS
TEKNISKE BIBLIOTEK

Forord.

I nærværende Bog, der nærmest er bestemt til Brug ved Undervisningen i Maskinlære paa den polytekniske Læreanstalt, er der givet en Beskrivelse af de vigtigste Kraftmaskiner, samt Beregning af deres Virkning. Den danner for saavidt et afsluttet Hele, men da dens Indhold kun udgjør en Del af, hvad der er Gjenstand for Undervisning i Maskinlære paa Læreanstalten, er den paa Titelbladet betegnet som 1ste Del af Forelæsninger over Maskinlære, idet det paatænkes, senere at udgive 2den Del deraf, indeholdende Konstruktion og Beregning af de enkelte Maskindele og Mellemorganer samt visse Arbejdsmaskiner.

Bogens Omfang saavelsom Stoffets Ordning er bestemt under Hensyn til Planen for Undervisningen paa Læreanstalten, dog er det mit Haab, at den ogsaa udenfor denne maa kunne finde Anvendelse.

Ved Udarbejdelsen er der benyttet flere af de almindeligst bekjendte Forfattere i dette Fag saasom Redtenbacher, Weisbach, Rühlmann, Zeuner, Reiche, Meiszner, Werner, Hrabák, Morin Poncelet o. fl., dog er der ikke i de enkelte Afsnit helt igjennem fulgt nogen bestemt Forfatter, kun med Undtagelse af Dampmaskinens Beregning efter Varmetheorien, hvor udelukkende Hrabáks Fremstilling er fulgt, samt Dampfordelingen ved Glidere, bevægede ved Cirkelexcentriker, hvor Zeuners Methode er benyttet.

Naar der i Bogen er henvist til «teknisk Mekanik», menes dermed Lærebog i teknisk Mekanik ved S. C. Borch og L. F. Holmberg, som benyttes paa Læreanstalten.

Juli 1880.

Dansk Ingeniørforenings
Bogsamling

Indhold.

Side

Indledning 1
Maskinernes Virkemaade 1
Maaleredskaber for Kræfter og Arbejdsmængder 4
Kraftmaskinerne 16
Maskiner til at optage Menneskers og Dyrs Arbejde 17
Menneskers Arbejde 17
Dyrs Arbejde 18
Maskiner til at optage Vandløbs Arbejde 21
Vertikale Vandhjul 23
1) Overfaldshjul 25
2) Sidehjul 33
a) Ryghjul 33
b) Brysthjul 35
3) Underfaldshjul 39
a) simple Underfaldshjul 39
b) Poncelets Hjul 42
Vertikale Vandhjuls Detajls 47
Turbiner 52
1) Reaktionsturbiner 55
a) Fourneyrons Turbine 55
b) Turbiner med udvendigt Tilløb 58
c) Axialturbiner 59
2) Trykturbiner 61
a) Turbiner, der samtidig modtage Vand i alle Skovler 61
b) Partialturbiner 63
Turbiner med vandret Axe 64
Vandsøjlemaskiner 64
Maskiner til at optage Vindens Arbejde 66
Maskiner til at omdanne Varme til Arbejde 72
Dampmaskinen 73
1) Dampkjedlen 76
Ildsted, Ildkanaler og Skorsten 78
Dampkjedlers Form og Anbringelse 88
1) Stationære Kjedler 90
2) Transportable Kjedler 97

Side

Dampkjedlers Bygning, Pladetykkelse, Afstivning . 102
Kjedelarmatur 109
Vandstandsmaalere 110
Trykmaalere 112
Sikkerhedsapparater 115
Dampventil 120
Udblæsningsrør 121
Vandforsyningsapparater 122
Sikkerhedsforanstaltninger 126
2) Dampmaskinen 130
Dampcylindren 132
Dampstemplet 134
Dampfordelingsapparatet 136
Det indre Dampfordelingsapparat 136
Det ydre Dampfordelingsapparat 143
Fortætningsapparatet 147
Dele, som overføre og forandre Bevægelsen 152
Reguleringsapparater 155
Understøtningen for Maskinen 158
Ordningen af Dampmaskinens enkelte Dele 160
Beregning efter Coefficientmethoden 162
Indikatoren 167
Roterende Maskiner 169
Andre Varmemaskiner 170
Varmluftsmaskiner 170
Explosionsmaskiner 173
Turbinernes Beregning 177
a) Reaktionsturbiner 177
b) Trykturbiner 193
Dampmaskinens Beregning 197
Beregning af det indicerede Arbejde i en Maskine med 1 Cylinder 203
Maskinens Modstande 210
Maskinens Dampforbrug 215
Høj- og Lavtryksmaskinens Beregning 216
Dampforbruget ved Høj- og Lavtryksmaskinen 221
Dampfordeling ved Glidere, bevægede ved Cirkelexcentriker . . . 223
Glidercirklerne 224
Dampfordeling ved en enkelt Glider 225
Dampfordeling ved 2 Glidere umiddelbart paa hinanden 226
Coulissestyring 230

Indledning.

1. Ved en Maskine forstaaes en Forbindelse af dels faststaaende, dels bevægelige Dele, der er istand til at modtage en bevægende Virksomhed og bruge den til at udrette et bestemt Arbejde. Dog er det sjeldnere, at den samme Maskine, som modtager Virksomheden umiddelbart fra Naturen, tillige kan udrette det Arbejde, som egentlig tilsigtes; der anvendes da flere Maskiner efter hinanden, nemlig:

Bevægemaskiner, Kraftmaskiner eller **Motorer,** der modtage Virksomheden umiddelbart fra Naturen og afgive den igjen i en bekvemmere Skikkelse, oftest som Omdrejningsbevægelse, til

Mellemorganerne, der forplante den videre (tildels idet de modificere den) til de Steder, hvor den skal bruges. Her afgives den til

Arbejdsmaskinerne, der bruge den til at udrette det Arbejde, som ønskes.

Et Maskinanlæg er en Sammenstilling af Maskiner af alle 3 Slags paa saadan Maade, at de virke i Forening til at bruge Arbejdet i et bestemt Øjemed.

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

Maskinernes Virkemaade.

2. Naar en Maskine arbejder, vil den dels paavirkes af bevægende Kræfter, som udvikle Arbejdsmængden ved at gjennemløbe en Vej i den Retning, hvori de virke, dels af

Modstande, som consumere Arbejde ved at gjennemløbe en Vej i modsat Retning af den, hvori de virke.

Hvis nu den Arbejdsmængde, som i et vilkaarligt Øjeblik udvikles i Maskinen, er lig med den, som i samme lille Tidsdel forbruges, vil Hastigheden holde sig constant. Dette er dog sjeldent eller aldrig Tilfældet, oftest ville de bevægende Kræfter saavelsom Modstandene variere saaledes, at der snart udvikles mere Arbejde, end der forbruges, og snart omvendt. Hastigheden undergaar da Forandringer, som dels afhænge af Forskjellen mellem udviklet og forbrugt Arbejde, dels af de bevægede Maskindeles Masser. Som bekjendt indeholder en Masse, der er i Bevægelse, en vis Virksomhed, der er proportional med Produktet af Massen, og Kvadratet paa Hastigheden, hvilket Produkt gives Navnet «den levende Kraft». Arbejdsmængden, som er ækvivalent med den i Legemet indeholdte Virksomhed er = Halvdelen af den levende Kraft.

Heraf følger, at naar en Masse m bevæger sig med en Hastighed v, og der tilføres den en Arbejdsmængde A, hvorved Hastigheden voxer til v_1, saa haves Relationen:

$$\tfrac{1}{2}m(v_1{}^2 - v^2) = A.$$

Anvendes dette paa Maskinerne, saa vil det sees, at naar der udvikles mere Arbejde, end der forbruges i samme Tid, vil Hastigheden voxe saaledes, at den Tilvæxt i levende Kraft, som Maskinen faar i en vis Tidsperiode, bliver æqvivalent med Differensen mellem de i denne Tid udviklede og consumerede Arbejdsmængder. Omvendt, hvis der i en vis Tid forbruges mere Arbejde, end der udvikles, vil Maskinens Hastighed formindskes, saaledes at Tabet i levende Kraft er æqvivalent med Differensen mellem den forbrugte og den udviklede Arbejdsmængde.

Exempel. Et Svinghjul, hvis Radius er 4 Fod, og hvis Hjulring veier 500℔, gjør 20 Omdrejninger i Minuttet. Hvor stor Arbejdsmængde maa der tilføres Hjulet for at bringe det til at gjøre 40 Omdrejninger pr. Minut, naar der ikke tages Hensyn til andre Masser end den, der indeholdes i Hjulringen?

$$\text{Hjulringens Masse} = \frac{500}{g} = 16,$$

idet $g = 31.25' =$ Tyngdens Accelleration for 1 Secund.

Ringens Hastighed pr. Secund er:

med 20 Omdrejninger pr. Minut = 8.4'

— 40 — - — = 16.8'

Hjulets hele Tilvæxt i levende Kraft

$= 16 \times (16.8)^2 - 16 \times (8.4)^2 = 3387,$

altsaa den tilførte Arbejdsmængde $= \frac{3387}{2} = 1693.5\mathfrak{T}'$.

Skal Hastighedsforandringen frembringes ved, at en Mand virker paa et Haandsving med 16 Tommers Radius, og med et Tryk $= 15\mathfrak{T}$, hvormange Gange maa han da omdreje Haandsvinget, naar samtlige Modstande mod Hjulets Bevægelse (Friktion, Luftmodstand o. lgn.) forbruge $9\mathfrak{T}'$ for hver Omdrejning?

Ved 1 Omdrejning beskriver Haandtaget en Bane paa 8.38' derved udvikles en Arbejdsmængde $= 8.38 \times 15 = 125.7\,\mathfrak{T}'$.

1 samme Tid forbruger Modstandene $9\mathfrak{T}'$

Differensen $= 116.7\mathfrak{T}'$ er altsaa overført paa Hjulet.

Der behøves altsaa $\frac{1693.5}{116.7}$ = ca. 15 Omdrejninger.

3. Modstandenes Beskaffenhed. Modstandene, som virke i en Maskine, henregnes til 2 Slags, nemlig:

1) Nyttemodstande, som ere uadskillelige fra den Virkning, man tilsigter med Maskinen, og som i hvert givet Tilfælde fordre et aldeles bestemt Arbejdsforbrug hver Tidsenhed, uafhængig af, hvorledes Maskinen iøvrigt indrettes. Den saaledes forbrugte Arbejdsmængde kaldes Maskinens Nyttevirkning.

2) Skadelige Modstande, som ikke umiddelbart hidrøre fra Maskinens egentlige Øiemed, men som skyldes Maskinens Ufuldkommenhed. Exempler paa saadanne Modstande ere: Friktions- og Luftmodstande, Remmes og Toves Bøjningsmodstande o. s. v. Arbejdsmængden, som forbruges af disse Modstande i en Tidsenhed, tilligemed den Del af den tilførte Arbejdsmængde, som muligvis paa anden Maade spildes, uden at komme Maskinens Virkning tilgode, kaldes den tabte Arbejdsmængde, den kan aldrig ganske undgaaes, men ved god Construktion af Maskinen maa den søges reduceret til det mindst mulige.

Summen af Nyttevirkningen og den tabte Arbejdsmængde er lig det hele Arbejde, som tilføres Maskinen i en Tidsenhed. Det kaldes derfor den absolute Arbejdsmængde.

Forholdet mellem en Maskines Nyttevirkning og absolute Arbejdsmængde kaldes Virkningsgraden. Dette Forhold, der naturligvis er en ægte Brøk, er af Vigtighed ved Bedømmelsen af en Maskine, idet denne maa siges at være desto fuldkomnere (alt iøvrigt lige), jo større Virkningsgraden er, altsaa jo mere den nærmer sig til 1.

4. Hestes Kraft. Angivelsen af en Maskines Nyttevirkning, absolute Arbejdsmængde o. s. v. kan ske ved at angive Arbejdet i Pundfod, med Tilføjelse af, hvilken Tidsenhed (Minut eller Secund) der er benyttet. Paa denne Maade faaes dog ofte ubekvemt store Tal, hvorfor der er indført en større Enhed, som tillige indbefatter Tidsangivelsen i sig. Denne Enhed gives Navnet en «Hests Kraft»; der forstaaes derved, en Arbejdsudvikling (eller et Arbejdsforbrug), hvorved der hver Secund udvikles (eller forbruges) 480 ℔′ (dansk Maal og Vægt).

Exempel. Naar en Maskine siges at udvikle 3 Hestes Kraft, saa vil det sige, at den hver Secund udvikler $3 \times 480 = 1440$ ℔′, altsaa hver Minut $60 \times 1440 = 86{,}400$ ℔′ o. s v.

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

I Frankrig er Arbejdsenheden $1^{km} = 1$ Kilogram $\times$ 1 Meter = 6.372 ℔′ dansk. 1 Hests Kraft = 75^{km} = 477.9 ℔′ dansk.

I England er Arbejdsenheden 1 ℔′ = 1 ℔ engelsk $\times$ 1′ engelsk = 0.8809 ℔′ dansk. En Hests Kraft regnes = 33,000 ℔′ pr. Minut, hvilket udgjør pr. Secund 550 ℔′ engelsk = 484.5 ℔′ dansk.

En Hests Kraft har altsaa ikke ganske samme Værdi overalt, men Afvigelserne ere saa smaa, at de i Praxis ingen Betydning have.

Maaleredskaber.

for Kræfter og Arbejdsmængder.

5. Kræfter kunne maales ved de almindelige Vejningsredskaber, idet man bringer Ligevægt tilveje mellem Kraften

og en Vægt af bekjendt Størrelse. Dette er dog sjeldent bebekvemt, derfor bruges særlige Redskaber, Dynamometre, ved hvilke Kraften bringes til at virke paa en Fjeder, som derved lider en Formforandring, og Størrelsen af den virkende Kraft aflæses paa en Maalestok. Staalfjedrene maa være fuldkommen spændige og maa aldrig belastes over Elasticitetsgrændsen, da de derved lide en blivende Formforandring, og Apparatet bliver ubrugeligt. Der findes derfor oftest en Stopper, som sætter en Grændse for Fjedrens Formforandring, naar den virkende Kraft er større end Apparatet kan taale.

Ikke desto mindre viser det sig, at Fjedren med Tiden forandres saaledes, at den oprindelige Inddeling bliver urigtig, man bør derfor umiddelbart før og efter Brugen justere Apparatet ved Belastning med bekjendte Vægte.

6. Som Exempler paa Fjederdynamometre til Maaling af Trækkekraften under en retlinet, fremskridende Bevægelse, f. Ex. til Vogne, Agerbrugsmaskiner o. dsl. kan nævnes:

a) Dynamometer med skrueformig Fjeder (Fig. 1). Det bestaar af en cylinderformig Kapsel, hvori Fjedren ligger; den trykker dels mod Kapslens Bund, dels mod en Plade, som findes indeni Kapslen, og hvortil er befæstet en Stang, som gaar imellem Fjedrens Vindinger og ud igjennem et Hul i Kapslens Bund. Modstand og Kraft virke efter Apparatets Axe, den ene paa Kapslen, den anden paa Stangen. Inddelingen kan findes paa Stangen (som paa Figuren) eller langs en Spalte paa Kapslen; i sidste Tilfælde er der paa Pladen fastgjort en Viser, som rager ud af Spalten og peger paa Inddelingen. Apparatet bruges ikke blot som egentligt Dynamometer, men ogsaa som Vejeapparat, og endelig til at frembringe et vist bestemt Træk, f. Ex. til Belastning af Sikkerhedsventiler paa Dampkjedler.

b) Regniers Dynamometer (Fig. 2). $ABCD$ er Fjedren, der er dannet som en langstrakt Ring. Kraften virker ved A og C, derved ville disse Punkter fjernes, medens B og D nærmes til hinanden. Det er denne sidste Formforandring, der maales, idet en Plade med inddelt Bue og en tilhørende Viser EF, er befæstet til Fjedren ved D, medens Punktet B

ved Stangen BG virker paa Vinkelvægtstangen GHI, der bevæger Viseren. Denne sidste vil da paa Buen vise B's Bevægelse mange Gange forstørret. En anden Viser, som er udeladt paa Figuren, kan drejes hen til en hvilkensomhelst Stilling og bliver staaende paa Grund af Friktionen. Denne Viser vil skydes frem med Viseren EF, naar denne gjør Udslag, men følger ikke med tilbage, saa at den ved sin Stilling angiver Maximum af Kraft under Forsøget.

Den af Regnier anvendte Form af Fjeder træffes ogsaa ved mange nyere Dynamometre. Den udmærker sig ved at kunne maale meget betydelige Kræfter med forholdsvis smaa Dimensioner og ringe Mængde Materiale, altsaa ringe Vægt af Fjedren, hvad der kan have stor Betydning. Derimod er der den Ulempe derved, at Viseren bevæges med meget ringe Kraft, saa at den mindste tilfældige Modstand, Viseren lider, kan bringe den til at vise betydeligt fejl. Desuden er Fjederens Formforandring meget ringe og maa derfor vises saa mange Gange forstørret, at en ringe Løshed i Vægtstangsapparatet gjør Aflæsningen meget usikker.

c) Morins Dynamometer. Fig. 3 viser Hoveddelene deraf. AB og CD ere 2 Staalfjedre, ved Enderne forbundne med Led. Fjedrenes Tværsnit er rektangulært, Breden er constant, men Tykkelsen, den i Figuren viste Dimension, er størst paa Midten og aftagende henimod Enderne, saaledes at Materialets Spænding i hvert Tværsnit bliver ligesaa stor, som den er i Midten. Herved vindes, at Fjedrens Formforandring bliver større og dens Vægt mindre, end hvis Tværsnittet var ens overalt, medens Styrken ikke formindskes derved.

Denne Form af Fjeder bliver langt sværere end den Regnier'ske af samme Styrke, men den udmærker sig ved sin simple Form og den forholdsvis betydelige Formforandring, der frembringes af Kraften, hvorved Viseren indstiller sig med saa stor Kraft, at en ringe tilfældig Modstand, som den møder, ikke i kjendelig Grad bringer den til at vise falsk.

For ikke at skulle aflæse Kraftens Størrelse paa en Skala med Viser under selve Forsøget, optegnes dens Størrelse i hvert Øjeblik af Dynamometret selv. En Papirsstrimmel gaar nemlig over Rullerne E og F, der sidde paa samme Stativ som Fjedren

CD, medens en Skrivestift G, som træder i Viserens Sted, berører Papiret og følger med Fjedren AB under Formforandringen. Vikles nu Papiret fra Rullen F til E uden at der virker nogen Kraft paa Apparatet, skriver Stiften en ret Linie, Nullinien; virker derimod en Kraft paa Apparatet, føres Stiften bort fra Nullinien et Stykke, der er proportionalt med Kraften. Ved Brugen drejes Valsen E rundt med en Hastighed proportional med den tilbagelagte Vej; Skrivestiften skriver da en Curve, hvis Ordinater, regnede fra Nullinien, ere Maal for Kraften i det tilsvarende Øjeblik under Bevægelsen; en Skrivestift H, som følger med Fjedren CD, skriver under Forsøget Nullinien. Curvens Abscisser ere proportionale med de gjennemløbne Veje, og Arealet indesluttet mellem Curven og Nullinien vil derfor (maalt i den rette Maalestok) være Maal for Arbejdsmængden. Dog er det ikke paalideligt at maale den gjennemløbne Vej paa Nullinien, thi Valsen E modtager sin Bevægelse fra et Hjul, som kjører paa Jorden, og hvis dette Hjul ikke ruller fuldstændigt, men af og til slæbes, indkommer der Fejl. Man gjør derfor bedst i at maale Vejen direkte i Marken, Arbejdsmængden kan da findes ved at multiplicere Vejen med Middelkraften, maalt paa Diagrammet.

Apparatet bæres iøvrigt af en særlig lille Vogn, hvortil Fjedren CD er befæstet med Bolten I, og hvorpaa Lejer for Valserne E og F ere anbragte. Trækkekraften (Hesten) virker paa Bøilen K, medens selve Dynamometervognen spændes for den Maskine, Vogn o. dsl., hvis Modstand skal maales.

d) Fig. 4 viser et Dynamometer (Berg-Winstrups), der bekvemt kan benyttes til Maaling af Hestes Træk. Fjedren A har samme Form som i Regniers Dynamometer, og en lignende Vægtstangsforbindelse, som i dette, bevæger en Viser. Desforuden bevæges en Slæde B med Skrivestift, som trykker mod Valsen C, der er beklædt med Papir. Valsen omdrejes af de 2 Hjul D og E, der løbe paa Jorden, og hvis Bevægelse ved et Par coniske Hjul, en Universalkobling F og en Skrue uden Ende overføres til Valsen, der drejes 1 Gang rundt for en Vej = ca. 200 Fod.

Undertiden har man forsøgt at lade Dynamometret vise Arbejdsmængden directe. Morin har dertil brugt et saa-

kaldet Totaliseringsapparat, anbragt paa hans Dynamometer istedetfor Skriveapparatet. Dets Hovedtanke er vist i Fig. 5. En rund, vandret Skive A omdrejes med en Vinkelhastighed, der er proportional med Hastigheden i den Bevægelse, der skal maales. Paa denne Skive hviler en Rulle b, der, naar Apparatet er i Hvile, berører A i Centrum, men naar der virker en Kraft, føres Rullen ved Fjedrenes Formforandring ud paa en Radius proportional med Kraften, som virker, idet Skiven A følger med Fjedren CD (Fig. 3) og Rullen b med AB. Heraf følger, at Arbejdsmængden vil kunne maales ved Rullens Antal Omdrejninger. I et vilkaarligt Øjeblik haves nemlig en virkende Kraft $= P$, hvorved Rullen staar paa en Radius $= C_1P$, hvor C_1 er en Constant afhængig af Fjedrenes Beskaffenhed. Den maa bestemmes ved Forsøg.

Gjennemløber nu Apparatet en Vei $= dx$, vil der udvikles et Arbejde Pdx. Samtidigt vil et Punkt i Skiven paa Radius $= 1$ gjennemløbe en Vej $= C_2dx$, hvor C_2 er bekjendt. Paa den Radius C_1P, hvor Rullen staar, gjennemløbes da Vejen C_1C_2Pdx, og naar Rullen antages at følge fuldstændigt med ved Friktionen mod Skiven, vil der paa dens Omkreds gjennemløbes samme Vej $= C_1C_2Pdx$. Hvis altsaa Apparatet føres den endelige Vej x fremad, vil der udvikles Arbejdet

$$A = \int_0^x Pdx$$

medens der paa Rullens Omkreds gjennemløbes en Vej $=$

$$C_1C_2\int_0^x Pdx = C_1C_2A$$

og dens Antal Omdrejninger O, naar Radius kaldes r, bliver

$$O = \frac{C_1C_2}{2\pi r}.A \text{ eller } A = \frac{2\pi r}{C_1C_2}.O,$$

hvoraf ses, at Arbejdet er proportionalt med Rullens Antal Omdrejninger, der kan aflæses paa et Tælleapparat, som staar i Forbindelse med Rullens Axel. Den constante Størrelse $\frac{C_1C_2}{2\pi r}$ lader sig engang for alle beregne.

Et saadant Apparats Angivelser ere dog kun paalidelige, naar Bevægelsen er meget regelmæssig, thi foruden at Kjørehjulet, hvorfra Bevægelsen overføres til Skiven A, af og til kan

slæbe paa Jorden uden at rulle, kan det let ske, at Rullen ikke tages fuldstændigt med ved Friktionen. Til Forsøg over Vogne, Agerbrugsmaskiner o. desl. egner det sig neppe.

7. Dynamometre til Maaling af Arbejdet, som en Omdrejningsbevægelse fører, kunne inddeles i 2 Klasser:

a) Dynamometre, som modtage Arbejdet fra Kraftmaskinen og overføre det til Arbejdsmaskinen. Arbejdet bestemmes ved at maale Trykket og Hastigheden paa et bestemt Sted i Dynamometret.

b) Dynamometre, som modtage Arbejdet fra Kraftmaskinen og consumere det derved, at der «bræmses», d. v. s. der opvækkes en Friktionsmodstand af tilstrækkelig Størrelse. Arbejdet bestemmes ved at maale denne Friktionsmodstand og den Vej, som den gjennemløber. Ved Anvendelsen af denne Slags Dynamometre, Bræmsedynamometre, er Arbejdsmaskinen sat ud af Virksomhed, og dens Modstand erstattes altsaa af Friktionsmodstanden i Dynamometret.

a) Dynamometre, som indskydes mellem Kraft- og Arbeidsmaskine.

Fig. 6 viser en Construktion, ved hvilken man maaler Trykket, som en Axel udøver mod sine Lejer. A og B ere 2 Axler, hver forsynede med et Tandhjul og en Remskive, C er en 3die Axel, liggende midt imellem A og B og forsynet med et Tandhjul, som indgriber i begge de to andre Hjul. Axlen C hviler i Lejer, ophængte ved den ene Ende af Vægtstangen D. Bevægelsen føres ved en Rem fra Kraftmaskinen til Axlen A, derfra gjennem Tandhjulene til C og B, hvorfra den atter ved en Rem føres videre til Arbejdsmaskinen.

Paa hvert af de 2 Steder, hvor Tandhjulsindgribning finder Sted, modtager Tandhjulet paa C et Tryk p nedad, som er ligt med den Kraft, som overføres imellem Hjultænderne. Vægtstangen D modtager derfor fra Lejerne et Træk nedad, $P = 2p$, hvortil kommer Vægten af Axlen C med Tandhjul og Lejer, der ligeledes bæres af Vægtstangen, men som forud kan være bestemt. Ved ligefrem Vejning kan Trykket $2p$ bestemmes, og naar nu

tillige Radius r i et af Hjulene samt dettes Antal Omgange pr. Minut, n, kjendes, findes Arbejdet pr. Minut

$$= 2\pi r \,.\, n \,.\, p \text{ Fl.} = \pi r n P$$

og Antallet af Hestes Kraft

$$= \frac{2\pi r n \,.\, p}{60 \times 480} = \frac{\pi r n P}{60 \times 480} \quad \ldots\ldots\ldots (1)$$

Fig. 7 viser i Horizontalprojektion Hoveddelene af et Apparat med coniske Hjul. Axlen AB, der ved Remskiven a omdrejes fra Kraftmaskinen, bærer et Tandhjul b, der indgriber i de 2 Tandhjul c og d, der sidde løst paa runde Steder af Vægtstangen CD, saa at de kunne omdrejes uden at tage denne med. Begge Hjulene c og d indgribe desforuden i et 4de Hjul e, som sidder løst paa Axlen AB, saa at det kan dreje sig uafhængigt af denne. Remskiven f, som er fast forbundet med Tandhjulet e, saa at den deltager i dette Hjuls Bevægelse, overfører endelig Bevægelsen til Arbejdsmaskinen.

Sættes dette Apparat i Virksomhed, medens Vægtstangen CD holdes fast, vil Bevægelsen derigjennem uhindret overføres fra Hjulet b til c og d, derfra videre gjennem e. Ved Tandhjulsindgribningerne vil der imidlertid herved fremkomme visse Tryk, og navnlig sees, at naar Bevægelsen sker i den Retning, som Pilene paa Figuren vise, vil Hjulet c trykkes nedad af en vis Kraft p i hvert af Indgribningsstederne, altsaa ialt af en Kraft $2p$, medens Hjulet d trykkes opad af en lignende Kraft.

Følgen heraf er, at Vægtstangen CD faar en Bestræbelse til at dreje sig om Punktet g, saaledes at Enden D drejes opad, men ved en passende Belastning med Vægtlodder P paa Vægtskaalen ved D kan den bringes til netop at blive staaende i horizontal Stilling. Sættes da Afstanden $gD = l$, Radius i Hjulene b og e, r haves

$$4pr = Pl.$$

Herefter kan altsaa Kraften p findes, nemlig

$$p = \frac{Pl}{4r}$$

Arbejdet, som pr. Minut overføres fra Hjulet b til begge de 2 smaa Hjul c og d tilsammen, er, naar b gjør n Omdrejninger i Minuttet,

$$A = 2\pi r n \times 2p \text{ Pundfod}$$

eller

$$A = \pi . P . l . n$$

og Antallet af Hestes Kraft

$$= \frac{\pi Pln}{60 . 480} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

Man behøver altsaa ikke at kjende Radius i Hjulene, men kun Længden l, Kraften P og Antallet af Omdrejninger n.

Vægtstangens og Vægtskaalens Vægt maa selvfølgelig tages med i Beregningen, hvis man ikke vil foretrække at modveje denne Vægt med en Contravægt ved C.

b) Bræmsedynamometre.

Det vigtigste Apparat af denne Slags er Pronys Bræmsedynamometer, Fig. 8. Paa Kraftmaskinens Axel A sidder den nøjagtigt afdrejede Skive B. Om denne slutte 2 Træbakker c_1 og c_2, gjennem hvilke gaa et Par Bolte, hvis Hoveder trykke mod Spændestykket d, medens Møttrikkerne hvile mod Vægtstangen e, oven over den øverste Bakke c_1.

Omdrejes nu Axlen i Pilens Retning, vil Skiven B følge med og derved glide imod Træbakkerne, idet den stræber at dreje disse rundt med, hvilket antages hindret ved en tilstrækkelig Belastning paa Vægtskaalen. Friktionen mellem Træbakkerne og Skiven kan forøges eller formindskes ved en passende Tilspænding af Boltene.

Naar da Maskinen saaledes er kommen i regelmæssig Gang, og Hastigheden er bleven constant, vil al det Arbejde, som udvikles, consumeres af Friktionen, og det gjælder da om at maale dennes Størrelse. I dette Øjemed afpasses Vægten paa Skaalen saaledes, at Vægtstangen netop kan holde sig i horizontal Stilling uden at synke ned, hvad der vilde ske, naar Vægten var for stor.

Vægten paa Skaalen bestemmer da Friktionen, idet nemlig

$$P . l = Fr,$$

hvor l er Armen, hvorpaa P virker, og r Radius i Skiven B.

Arbejdet er atter bestemt som Friktionen multipliceret med den paa Skiven tilbagelagte Vej, nemlig naar n er Antallet af Omdrejninger pr. Minut:

Maskinens Arbejde pr. Minut

$$= 2\pi rn \,.\, F = 2\pi n \,.\, P \,.\, l$$

og Antallet af Hestes Kraft

$$= \frac{2\pi n P l}{60 \,.\, 480} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

hvorved haves en simpel Formel til Beregning af Arbejdet, naar kun P, n og l kjendes. Skivens Radius indgaar ikke i Formlen.

Ved Beregningen ovenfor er ikke taget Hensyn til egen Vægt af Vægtstangen og Skaalen. Det maa naturligvis gjøres, saa at P, der indgaar i Formlen, betyder Vægten paa Skaalen + Skaalens og Bommens Vægt reduceret paa Armen l.

Angaaende Apparatets Brug mærkes:

Da det gjælder om at maale, hvor meget Arbejde Maskinen udvikler under den sædvanlige Gang under bestemte Forhold, maa man sørge for, at Hastigheden netop bliver den, hvormed Maskinen ellers gaar, og desuden maa alle øvrige Forhold afpasses paa samme Maade som under den sædvanlige Gang (ved en Dampmaskine maa f. Ex. Kjedelspændingen og Dampventilens Aabning afpasses, ved et Vandhjul Vandstanden og Stigbordstrækket osv.). Disse Forhold maa først ordnes paa rette Maade, og derpaa afpasses Friktionen saaledes, at Hastigheden bliver den forlangte; først da kan man skride til at bestemme P ved Afvejning.

Er Ligevægt opnaaet, saa at Vægtstangen holder sig horizontalt, maa denne Stilling vedligeholdes i nogen Tid, medens man overbeviser sig om, at der ingen kjendelig Forandring foregaar i Maskinens Hastighed. Sker der nemlig en Forøgelse eller Formindskelse i Hastigheden, altsaa en Forøgelse eller Formindskelse i Maskineriets levende Kraft, saa har altsaa Friktionen consumeret henholdsvis mindre eller mere Arbejde, end Maskinen i samme Tid har udviklet; den har altsaa ikke haft den rette Størrelse.

For at opnaa en regelmæssig Friktion, maa der bringes Smørelse (Olje eller Sæbevand) imellem de glidende Flader. Herved bliver Friktionen vel ogsaa formindsket, men det er ingen Ulempe, da man altid ved at spænde Boltene fastere kan forøge Friktionen igjen.

Den Arbejdsmængde, som Friktionen «consumerer», bliver forvandlet til Varme. Der sker derfor en saa betydelig Opvarmning af Skive og Bakker, at der maa sørges for Afkjøling. Smøres der med Sæbevand, kan dette tillige tjene som Afkjølingsmiddel naar det tilledes i tilstrækkelig Mængde.

Smøres med Olje, maa i Reglen afkjøles med Vand udvendig fra, men i saa Tilfælde maa det passes, at der ikke kan trænge Vand ind mellem de glidende Flader. Sker dette, vil Friktionen forandre sig, og Følgen bliver, at Vægstangen med Voldsomhed gjør Udslag.

Skivens Radius indgaar, som omtalt, ikke i Formlerne, dog er det af væsentlig Betydning, at den ikke er for lille, thi om man end ved at spænde Boltene tilstrækkelig fast kunde frembringe Friktion nok, saa vilde der dog indtræde den Ulempe, at hele Varmemængden da udvikledes paa den lille Omkreds, hvor derfor Temperaturen hurtigt vilde stige, medens Afkjølingen vilde være vanskelig, hvilket vilde medføre en uregelmæssig Friktion med stærke Svingninger af Vægtstangen.

Da Varmeudviklingen pr. Tidsenhed voxer med Hestekraften, maa man selvfølgelig ogsaa lade Skivens Diameter voxe derefter. Antallet af Omdrejninger vil, naar Hestekraften er given, ikke have nogen Indflydelse paa Varmeudviklingen; dog vil man kunne nøies med en mindre Skive, naar Antallet af Omdrejninger er stort, thi Boltene skulle da ikke spændes saa stærkt, og det er lettere at skaffe constant Friktion tilveje.

Poncelet tilraader at gjøre Skivens Diameter D:

ved 6 à 8 Hestes Kraft	15 à 20 Hestes Kraft	40 à 60 Hestes Kraft
med 20 à 30 Omdr.	15 à 30 Omdr.	15 à 30 Omdr.
$D > 0'.5$	$D > 1$ à $1'.3$.	$D > 2$ à $2'.5$.

Ofte tillader Pladsen ikke at lægge Vægtstangen ud til den Side, hvortil den efter Bevægelsens Retning skulde lægges. Den kan da lægges i modsat Retning og Vægten P bringes til at virke over en Tridse.

Paa lignende Maade kan Maalingen ske ved Axler med lodret Stilling, eller ogsaa kan en Vinkelvægtstang indskydes.

Istedetfor Vægtlodder kan en god Fjedervægt bruges. I alle Tilfælde bør man, forat sikkre sig mod Ulykker hidrørende fra voldsomme Udslag af Vægtstangen, indskrænke

dens Bevægelighed, f. Ex. ved en Buk under den, en Bom eller en Strop over den, dog saaledes, at den i sin horizontale Stilling ikke rører disse Sikkringsmidler, men har et passende Spillerum til begge Sider.

Undertiden indrettes Apparatet saaledes, at den nederste Træbakke udelades og erstattes af et fladt Metalbaand, som omslutter Skivens nederste Del, og hvis runde, skrueskaarne Ender gaa op igjennem Bakken og Vægtstangen istedetfor Boltene i Fig. 8.

Hvis Axlen A bærer en Remskive, vil det ofte være bekvemt at bruge denne som Bræmseskive B. Bakkerne tildannes da derefter, og Apparatet haves saaledes tilvejebragt paa en simpel og billig Maade. Vil man imidlertid have et Apparat, som kan passe paa flere Axler af forskjellig Tykkelse, maa Skiven have et saa stort Nav, at den kan omslutte den tykkeste Axel, hvortil den er bestemt, og ved Stilleskruer maa den kunne fastskrues og centreres paa Axlen. Den maa endvidere være sammenskruet af 2 Halvdele, saa at den kan samles om Axlen.

Fig. 9 er et af Egen construeret Dynamometer, hvor Skiven er reduceret til en Støbejerns-Ring, samlet af 2 Halvdele og forsynet med 3 Par Stilleskruer. Den omgives af en Træbakke, foret med Metal, og et Metalbaand. En opstaaende Rand paa hver Side af Skiven hindrer Baandet og Bakken i at glide af. Figuren viser dels et Snit gjennem Skiven med Baand, Bakke og et Stykke af Vægtstangen, og dels Skiven selv, set fra Siden.

Et Bræmsedynamometer, væsentligt forskjelligt fra Pronys, er i Hovedtrækkene følgende:

Paa Axlen sidder en Skive, hvorover gaar et bøjeligt 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 Maskineriets Hastighed er den sædvanlige. I Baandets ene Part haves da et Træk p = den deri ophængte Vægt; Trækket P i

den anden Part aflæses paa Dynamometret. Friktionen F er da $P - p$. Observeres nu Antallet af Omdrejninger n pr. Minut, haves, naar r betegner Skivens Radius,

Arbejdet pr. Minut $= 2\pi rn\,(P-p)$ Pundfod

og Antallet af Hestes Kraft

$$= \frac{2\pi rn}{60 \times 480} \cdot (P-p) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

Denne Methode er først foreslaaet af Navier og et Dynamometer efter dette Princip er construeret af Englænderen Imray.

Det er en Selvfølge, at der ved dette Apparat, ligesom ved Prony's, maa sørges for, ved Smørelse at skaffe regelmæssig Friktion tilveje, og ved Afkjøling at bortlede den udviklede Varmemængde, hvis Størrelse naturligvis er den samme som den, der vilde faaes i Prony's Dynamometer anvendt i det samme Tilfælde.

Kraftmaskinerne.

8. Blandt de Former, hvorunder der i Naturen forekommer Virksomhed, som kan bruges til Maskiners Bevægelse, ere følgende de Vigtigste:

1) **Menneskers og Dyrs Arbejde.**

2) **Vandløbs Arbejde**, d. e. den Virksomhed, som kan faaes fra Vandet (i Floder eller Vandløb) enten ved at lade Vandet under Indvirkning af dets Vægt synke ned gjennem en vis Højde og afgive det derved udviklede Arbejde til en Maskine, eller derved at der tages en Del af den levende Kraft, som Vandet indeholder paa Grund af sin Masse og Hastighed.

3) **Vindens Arbejde**, d. e. det Arbejde, som kan faaes fra en Luftstrøm ved at berøve den en Del af dens levende Kraft.

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

Som bekjendt ere Varme og Arbejde ækvivalente, saaledes at 1 Varmeenhed = ca. 1350 ㎏′.

Hvilken Virksomhed der end bruges, vil aldrig den hele Arbejdsmængde kunne optages; en Del gaar tabt paa Grund af Maskinernes Ufuldkommenheder.

Man skjælner derfor, som omtalt Pag. 3, imellem den absolute Arbejdsmængde, som er det hele i Tidsenheden tilførte Arbejde, og Kraftmaskinernes Nyttevirkning, som er det Arbejde, Kraftmaskinen pr. Tidsenhed afgiver til Mellemorganerne, og hvis Forhold til den absolute Arbejdsmængde selvfølgelig er en ægte Brøk, Virkningsgraden, som er desto nærmere ved 1, jo fuldkomnere Maskinen er.

Maskiner til at optage Menneskers og Dyrs Arbejde.

9. Menneskers Arbejde. Et af de fordelagtigste og simpleste Organer til at optage Menneskers Muskelkraft er Haandsvinget, Fig. 10, hvorved en vandret Axel omdrejes. Det bestaar af en Arm *bc*, der er fæstet vinkelret paa Enden af Axlen *ab* og forsynet med Haandtaget *cd*. Paa dette sidste griber Arbejderen med Hænderne og drejer dermed Haandsving og Axel.

Dimensionerne og Beliggenheden af Haandsvinget maa vælges paa den Maade, som Erfaringen har vist at være den fordelagtigste. Navnlig mærkes:

Axlen *ab* bør ligge 38 à 40″ over det Gulv, hvorpaa Arbejderen staar.

Længden af Armen *bc* maa være 14 à 18″, længst, naar der ønskes stort Tryk ved langsom Omdrejning. Haandtagets Længde maa mindst være 12—16″, naar 1 Mand skal virke derpaa, og 16—20″, naar 2 Mand samtidig skulle virke derpaa. Haandtaget maa helst (som paa Figuren) have et løst Hylster af Træ eller Jern. Den ydre Diameter bør være $1^1/_4$ à $1^1/_2$″.

Trykket, som en Arbejder er istand til at udøve paa et Haandsving beror væsentligt paa, hvor længe Arbejdet skal vedvare.

For Arbejde i nogle faa Minutter kan der virkes med 30—35 ℔ (eller endog langt mere) og en Hastighed af indtil 5 à 6 Fod i Secundet; skal der derimod arbejdes stadigt derpaa, f. Ex. 8 Timer daglig, maa Trykket kun være 12 à 14 ℔ og Hastigheden $3^1/_4$ à $3^1/_2$ Fod.

Trykket, som udøves paa Svinget, er dog ikke ens under en hel Omdrejning, men varierer efter den forskjellige Stilling. Størst vil Trykket være omtrent i Stillingen *s*, hvor Arbejderen skyder fra sig og nedad, mindst i Stillingen *m*, hvor han skal ophøre at trække til sig og begynde at skyde fra sig.

Den Uregelmæssighed, som opstaar herved, kan udlignes, naar der paa samme Axel findes flere Sving, hvorpaa samtidigt virkes. Er der 1 Sving ved hver Ende, bør de være forsatte 90° fra hinanden eller bedre 120°.

Gangspillet har en staaende Axel, forsynet med vandrette Bomme, hvorpaa Arbejderne virke ved Tryk med Hænderne, medens de gaa rundt om Axlen. Bommene bør ligge i Brysthøjde, deres Ender bør have en Afstand af mindst 5—6 Fod. Gjøres Længden 10 à 12 Fod, er der Plads til 10 à 12 Bomme. Ved hver af disse kunne indtil 3 Arbejdere virke.

Hver Mand kan, med 8 Timers daglig Arbejde, virke med 20 à 24 ℔ og en Hastighed af ca. 2 Fod. For Arbejde i kortere Tid, faa Minutter, kan der virkes med 30 à 35 ℔ og noget større Hastighed.

Gangspillet bruges mest til Ophejsning af Byrder, idet Tovet vikles direkte om en Tromle paa den staaende Axel.

Tidligere brugtes flere andre Maskiner, tildels under Benyttelsen af Menneskets Vægt, saaledes at Arbejderen stod paa Underlag, der under Indflydelse af hans Vægt sank nedad og derved bevægede Maskinen; hans Arbeide bestod da i at vandre op ad det synkende Underlag, saa at han i Virkeligheden forblev paa det samme Sted.

Eftersom Underlaget var den krumme Omkreds af en Cylinder eller et skraatliggende Baand uden Ende over 2 vandrette, parallele Valser osv., kaldtes Maskinen Trædehjul, Trædestige osv.

10. Dyrs Arbejde. Det er væsentlig kun Hesten, (undertiden Oxen), der har Betydning i denne Henseende. De kunne enten bringes til at arbejde ved at gaa paa et vandret Underlag, idet de udøve et Træk, eller ved at gaa opad et skraat Underlag, der efterhaanden synker, saa at Dyret i Virkeligheden bliver paa samme Sted.

Hesten arbejder fordelagtigst, naar den gaar paa et vandret Underlag, og navnlig naar den gaar lige ud efter en ret Linie, som naar den bruges til at trække Vogne, Agerbrugsmaskiner som Plove o. lgn. I saa Tilfælde vil den med en Hastighed = $2^1/_2$′ kunne udøve et Træk af 160 ℔ og blive ved dermed 8 Timer daglig, altsaa udrette et Dagsarbejde = 11,520,000 ℔′. Skal Arbejdet overføres til faststaaende Maskiner, lader man Hesten virke paa en saakaldet Hestegang. Efter Maaden, hvorpaa Hestene virke, kunne Hestegangene inddeles i

2 Slags: Hestegang med cirkulær Bane og Hestegang med Bro uden Ende.

Hestegang med cirkulær Bane er den, som bruges almindeligst. Hestene virke paa Bomme, udgaaende fra en lodret Axel midt i Banen, paa hvilken Hesten gaae rundt; Axlen drejes derved 1 Gang rundt for hver Omgang af Hestene, og den saaledes fremkomne langsomme Omdrejning kan nu let ved Tandhjulsindgribninger og Mellemaxler forandres til en hurtig Omdrejningsbevægelse, idet den tillige overføres til en vandret Axel, Overføringsaxlen, der ledes udenfor Banen, hvorpaa Hestene gaa, hen til de Maskiner, der skulle drives.

For at Hesten skal virke saa fordelagtigt som muligt, maa følgende Regler iagttages:

Banen maa være fast og ligge ganske vandret.

Bommene maa ligge saaledes, at Hestens Træk væsentlig sker i horizontal Retning, dog lidt opad (14—15°). Derved vil Hesten selv paavirkes af et Tryk nedad, lig og modsat Trækkets vertikale Komposant, hvilket bringer den til at træde fastere og derved trække med mindre Anstrængelse.

Bommenes Længde maa være stor. Bevægelsen i Cirkelbanen er ikke den naturlige for Hesten, idet den maa krumme Kroppen, flytte Benene i en anden Retning end den, hvori den trækker, og ikke alle Ben med samme Hastighed.

Disse Omstændigheder, der udmatte Dyret uden Nytte, træde desto stærkere frem, jo mindre Banens Radius er. De bevirke, at Hesten kun kan udholde at arbejde kort Tid hver Dag i en Hestegang med ringe Radius, naar der fordres samme Trækkekraft, som ved det retliniede Træk, eller at Trækkekraften maa formindskes betydeligt, naar der skal arbejdes 8 Timer daglig.

Almindeligt angives, efter Navier, at med 8 Timers Arbejdstid, i en Hestegang med 12 Fods Radius, kan faaes

Træk = 90 ℔, Hastighed 2′.9 pr. Secund,

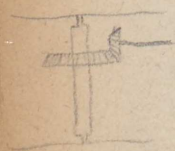
altsaa Dagsarbejdet = 7,516,800 ℔′.

Derimod angiver Rühlmann, som Resultat af omhyggelige Maalinger ved en Gibsmølle i Hannover, som bevæges ved Heste paa Radius = ca. 17′,

Træk = 130 ℔, Hastighed = 3′.18 (1 Meter),
Arbejdstid = 6 Timer daglig,
altsaa Dagsarbejde = 8,929,440 ℔′.

I Almindelighed vil en Hests Arbejde i en Hestegang kunne regnes til $^3/_4$ à $^2/_3$ af, hvad den kan præstere ved Træk under retliniet Bevægelse, forudsat at Banens Radius ikke er mindre end 12 Fod. Gjøres Radius mindre, hvad der ofte er Tilfældet ved de i Landbruget anvendte Hestegange, aftager Dagsarbejdet meget stærkt.

Efter Opstillingsmaaden inddeles Hestegangene i faststaaende og transportable.

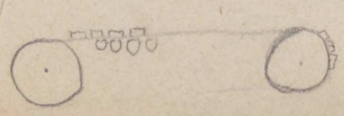


Faststaaende Hestegange ere saadanne, som nødvendigvis maa opstilles i en Bygning, fordi denne skal afgive den nødvendige Understøtning for Axlerne. Den lodrette Axel stilles da midt i det Rum, hvori Hestene skulle gaa, og støttes af et Leje ved Gulvet og et andet ved Loftet; paa Axlen sidder et stort conisk Tandhjul indgribende i et lille Drev paa den vandrette Overføringsaxel, der støttes ved Lejer, befæstede under Loftet saa højt oppe, at Hestene kunne gaa under den.

Transportable Hestegange have alle Axler anbragte i et fælles, sammenhængende Stativ, saa at Hestegangen kan flyttes som en Helhed. Overføringsaxlen maa ligge saa dybt, at den kan ledes bort under Hestebanen gjennem et Rør, der beskytter den mod Jorden.

Overføringsaxlen har sædvanlig en Universalkobling ved hver Ende, og desuden bør Koblingen ved Hestegangen være af saadan Beskaffenhed, at den kun tilsteder Bevægelse i én Retning, men udløses, saasnart Hestegangen drejes den modsatte Vej rundt, altsaa ogsaa naar Arbejdsmaskinen, efterat Hestene ere standsede, vilde drive Hestegangen ved sin levende Kraft.

Hestegange med endeløs Bro anvendes sjeldent, og da kun, hvor Pladsen ikke tillader at anlægge en almindelig Hestegang. Den bestaar af 2 parallele Kjæder uden Ende, som gaa omkring et Par Valser med horizontale Axer; paa Kjædeleddene er befæstet Brædder, som imellem Valserne danne en plan og vandret (eller næsten vandret) Flade, der støttes af



smaa Lederuller. Paa denne Flade stilles Hesten og spændes for en faststaaende Bom, hvori den trækker. Den kommer derved til at arbejde paa samme Maade, som om den gik paa et fast Underlag og trak Bommen med sig, medens i Virkeligheden Bommen staar stille og Underlaget skydes tilbage, hvorved Valserne omdrejes.

Da Trykket udøves under retliniet Bevægelse, kan der faaes et ret betydeligt Dagsarbejde, men Mekanismen er dels udsat for hyppige Beskadigelser, og dels er det vanskeligt at faa Underlaget til at bevæge sig saa jevnt, at Hesten træder lige saa sikkert derpaa, som paa fast Grund.

Maskiner til at optage Vandløbs Arbejde.

11. Det Arbejde, som Vandløb kan bringes til at afgive ved at lade Vandet synke ned gjennem en vis Højde, Faldhøjden, under Indvirkning af dets Vægt, beror dels paa Vandmængden, dels paa Faldhøjden. Er Vandmængden, som passerer forbi hver Secund, Q Cubikfod, Faldhøjden H Fod, og Vægten af en Cubikfod Vand γ, vil det hvert Secund udviklede Arbejde være γQH ü'.

Dette er altsaa den absolute Arbejdsmængde (se Pag. 16), hvoraf kun en Brøkdel kan ventes gjort nyttig af Kraftmaskinen.

Vandmængdens Størrelse kan bestemmes paa flere Maader. Saaledes kan Vandføringen direkte maales, men da den forandrer sig efter Aarstiden, ere flere Maalinger nødvendige; navnlig er det vigtigt at faa den største Vandmængde (ved Foraarstøbrud) og den mindste Vandmængde bestemt.

I Tilfælde, hvor der bestemt kan udfindes Størrelsen af det Opland, der giver Vand til Vandløbet, kan Nedslaget paa dette lægges til Grund for Beregningen.

Faldhøjden forefindes kun sjeldnere samlet paa et enkelt Sted, men som oftest fordelt paa en længere Strækning. Ofte kan den samles ved at bygge en Dæmning tværs over Vandløbet. Vandet, som standses af Dæmningen, vil da stige, saa at der fremkommer Højdeforskjel mellem Vandspejlet umiddelbart før og efter Dæmningen. Hvor højt man paa denne Maade tør

hæve Vandspejlet, afhænger af de lokale Forhold; navnlig maa der sørges for, at ingen Skade sker ved Oversvømmelse, og findes der Vandhjul højere oppe, kan Hensynet til disse sætte Grændse for Stuvningshøjden.

Er Vandet ikke altid tilstede i rigelig Mængde, bliver det nødvendigt at have en Dam ovenfor Dæmningen. I denne Dam samles Vandet paa de Tider, da Vandhjulet staar stille (f. Ex. om Natten), saa at der, naar Hjulet arbejder, kan bruges mere Vand, end Tilløbet i samme Tid udgjør. Med tilstrækkelig store Vandbeholdere kan der endog opspares Vand fra fugtige til tørre Aarstider og derved sikkres en constant Arbejdsudvikling.

Da der til visse Aarstider kan strømme mere Vand til Dammen, end denne kan rumme eller Vandhjulet forbruge, maa der være sørget for det overflødige Vands Afløb. Dette kan enten ske gjennem et Overfald ovenover Dæmningen eller gjennem en Sluse, Frislusen, i Dæmningen.

Vandhjulet bygges ofte i en særlig Kanal, der udgaar fra Vandløbet lidt ovenfor Dæmningen og føres tilbage dertil et Stykke nedenfor Dæmningen. Derved bliver det lettere ved Reparation eller Eftersyn af Hjulet at udelukke Vandet derfra.

Fig. 11 viser et Vandløb *AB* med Dæmning *C*, Kanal *DEFG* og Vandhjul *H*. Saavel i Tilløbskanalen *DE* som i Afløbskanalen *FG* bør Vandet bevæge sig med ringe Hastighed, forat Faldet paa Overfladen kan blive saa lille som muligt, altsaa Højdeforskjellen mellem Vandspejlene ved *E* og *F* kun blive lidet mindre end mellem *D* og *G*. I Tilløbskanalen vil i Almindelighed 1 Fods Hastighed være tilstrækkelig, Faldet paa Overfladen bliver derved ubetydeligt; i Afløbskanalen behøves derimod noget større Fald, navnlig umiddelbart efter Hjulet.

Maskinerne til Optagelse af Vandets Arbejde kunne henføres til 3 væsentlig forskjellige Klasser, nemlig:

1) Vertikale Vandhjul, i hvilke Vandet hovedsagelig ved sin Vægt driver Hjulet rundt; tildels virker det ogsaa ved Stød, da det nemlig kommer ind paa Hjulet med en vis Hastighed, dog er denne Virkning af underordnet Betydning ved alle bedre Hjul. Som Navnet antyder, er Hjulets Stilling vertikal, Axlens horizontal.

2) Turbiner. Vandet ledes her til Hjulet under Trykket af den til Faldet svarende Vandsøjle, og tvinges til at bevæge sig i en krum Bane gjennem Hjulet. Det udøver da et Tryk imod dette, dels ved det hydrauliske Tryk, som Vandet i Hjulet er underkastet, dels ved det Normaltryk, som Vandstrømmen paa Grund af sin Masse og sin Hastighed udøver under den krumliniede Bevægelse.

Disse Vandhjul gives som oftest, dog ikke altid, en horizontal Stilling. De kaldes derfor ogsaa horizontale Vandhjul.

3) Vandsøjlemaskiner. I disse virker Vandet kun ved det Tryk, som det er underkastet. Virkningen overføres i Reglen til et Stempel, som bevæger sig i en Cylinder.

Vertikale Vandhjul.

12. Disse Hjul kunne inddeles i Klasser efter Beliggenheden af det Punkt, paa hvilket Vandet ledes ind, thi deraf vil Vandets Virkemaade og Hjulets Konstruktion væsentlig afhænge.

1) Overfaldshjul (Fig. 12). Tilløbsrenden føres ovenover Hjulet, og Vandet udgydes lidt forbi dettes højeste Punkt i de kasseformige Skovler, i hvilke det virker ved sin Vægt paa den Side af Hjulet, som vender bort fra Tilløbsrenden.

2) Sidehjul modtage Vandet paa den Side, der vender imod Tilløbsrenden. Vandets Indfaldspunkt paa Hjulet kan have forskjellig Beliggenhed.

a) Ligger det højere end Axen, kaldes Hjulet Ryghjul (Fig. 13). Vandet ledes mellem et System af Ledevægge, Culisser, der bestemme Straalens Retning, ind paa Skovlerne, som have en lignende Form, som Overfaldshjulets.

b) Ligger Indfaldspunktet lavere end Axen, eller i Højde med denne, kaldes Hjulet Brysthjul. Skovlerne ere flade, enten ganske plane eller svagt bøjede. Efter Indløbets Beskaffenhed haves Brysthjul med Culisseindløb (Fig. 14), med Overfaldsindløb (Fig. 15) og med Underfaldsindløb (Fig. 16).

3) Underfaldshjul modtage Vandet i Nærheden af det nederste Punkt. Der skjælnes mellem:

a) Simple Underfaldshjul (Fig. 17), hvorpaa Vandet virker ved at støde mod de plane Skovler, som det træffer med saa stor en Hastighed, som kan faaes ved det foreliggende Fald. Lignende Hjul kunne ogsaa direkte paavirkes af Vandet i Vandløb, hvori der gaar en kraftig Strøm. De kaldes da Strømhjul.

b) Poncelets Hjul (Fig. 18) har krumme Skovler, mod hvilke Vandet bevæger sig med saa stor Hastighed, som kan tilvejebringes ved Faldet, men der tilsigtes intet Stød, hvorimod Vandet lidt efter lidt bringes til at afvige fra sin oprindelige Bane, saa at det først stiger op ad Skovlerne og derefter synker ned igjen, medens det udøver Tryk imod dem og derved afgiver sin levende Kraft. Denne Virkning er hovedsagelig den samme som den, der foregaar ved Turbinerne; dog regnes Poncelets Hjul almindeligt til de vertikale Vandhjul.

For at beregne Vandets Virkning paa et vertikalt Vandhjul (afset fra Poncelets) maa der saavel tages Hensyn til Vandets Stød som til dets Tryk.

Ifølge Læren om Stødet vil en lille Masse m, der støder med Hastighed c mod en meget stor Masse, der undviger med Hastighed $v < c$, meddele denne en Arbejdsmængde $= mv(c - v)$, forudsat at v og c have samme Retning, og Legemerne efter Stødet følges ad (uelastisk Stød).

Efter denne Lov bestemmes Arbejdet, som en lille Vandpartikkel m overfører til Hjulet. Vandets Hastighed c har imidlertid ikke samme Retning som Hjulets Periferihastighed v, men danner en vis Vinkel α dermed; c opløses derfor i $c \sin \alpha$, der har Retning imod Hjulets Axe og intet Arbejde meddeler til Hjulet, og $c \cos \alpha$ efter Hjultangenten. Denne sidste indsættes istedetfor c i Formlen. Hjulet vil altsaa fra Vandpartiklen modtage Arbejdet

$$mv(c \cos \alpha - v)$$

og pr. Secund faaes

$$\Sigma m \,.\, v(c \cos \alpha - v),$$

hvor Σm er Massen af det pr. Secund indstrømmende Vand, altsaa

$$\Sigma m = \frac{\gamma Q}{g}$$

og Arbejdet pr. Secund hidrørende fra Stødet

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

Hviler nu Vandet i Skovlerne, medens det synker ned gjennem Højden h_2, udvikles derved Arbejdet $\gamma Q h_2$, og det hele Arbejde, som Hjulet modtager pr. Secund, bliver altsaa

$$A = \gamma Q \left[\frac{v (c \cos \alpha - v)}{g} + h_2 \right] \ldots\ldots\ldots (5)$$

Det Arbejde, som Stødet overfører, hidrører fra den Del af Faldhøjden, h_1, som er medgaaet til at frembringe Hastigheden c. Er denne Højde given, er c derved bestemt. Stødets Arbejde ses at voxe, naar α aftager; skal det være saa stort som muligt, maa $\alpha = 0$; det bliver da

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

Dette Udtryk afhænger endnu af v og bliver Maximum for $v = \frac{c}{2}$. Det er da $= \frac{\gamma Q}{4g} c^2$.

Hvis der nu ingen Modstande var mod Vandets Udløb, blev

$$c = \sqrt{2gh_1},$$

og Stødets Arbejde under gunstigste (ideale) Forhold

$$= \tfrac{1}{2} \gamma Q h_1.$$

Havde Vandet hvilet i Skovlerne, medens det sank ned gjennem denne Højde, vilde det derved have udviklet Arbejdet:

$$\gamma Q h_1,$$

altsaa dobbelt saa meget som ovenfor.

Af den til Stød anvendte Trykhøjde gaar mindst Halvdelen og ofte langt mere tabt. Ved alle bedre Vandhjul maa derfor kun en forholdsvis ringe Del af Faldhøjden anvendes til Stød, hvorimod saa meget af Faldhøjden som muligt maa gjennemløbes af Vandet, medens det virker med sin Vægt paa Skovlerne.

1) Overfaldsvandhjul.

13. Som ovenfor nævnt virker Vandet væsentlig ved at hvile med sin Vægt i Skovlerne, medens det under Hjulets Omdrejning synker ned gjennem en Højde lig med den lodrette

Afstand mellem Indfaldspunktet og det Punkt, i hvilket det atter træder ud af Skovlerne.

Skovlernes Form maa derfor være en saadan, at Vandet saa længe som muligt holdes tilbage i Hjulet.

Fig. 12 viser den almindeligst brugte Form for Træskovler. Hjulkrandsens Inderside er forsynet med en tæt Klædning, c, c', c'', medens selve Skovlerne ere dannede af 2 Dele, Bundskuffen cb, stillet efter Radius, og Forskuffen ba. De støde sammen i den Cirkel $b\,b'\,b''$, der ligger midt imellem Cirklerne $a\,a'\,a''\ldots$ og $c\,c'\,c''\ldots$, der begrændse Skovlerne. Forskuffens Retning bestemmes ved, at Punktet a lægges i Radius $c'\,b'$ eller lidt forbi denne, f. Ex. et Stykke $= \frac{1}{4}\,a\,a'$ der forbi. Jernskovler faa hovedsagelig samme Form, kun jevnt krummede uden skarp Adskillelse mellem Bund- og Forskuffe.

Jo længere Punktet a rykkes hinsides den næste Skovles Bundskuffe, desto længere vil Hjulet beholde Vandet i Skovlerne, men desto vanskeligere vil det være at bringe Vandet til at strømme ind paa Hjulet paa rette Maade. I denne Henseende er det af Vigtighed, at den korteste Afstand mellem 2 Skovler ikke er mindre end ca. 2 Gange Vandstraalens Tykkelse, hvorom senere.

Fyldningsgraden ε, eller den Brøkdel af Hjulkrandsens Rumfang, som fyldes med Vand, har ligesom Skovleformen stor Indflydelse paa Størrelsen af den Faldhøjde, gjennem hvilken Vandet hviler i Skovlerne. For at denne Højde kan blive stor, maa Fyldningsgraden være lille; almindeligt tages

$$\varepsilon = \tfrac{1}{3} \text{ à } \tfrac{1}{4},$$

undertiden, navnlig ved smaa Vandmængder gjøres den endnu mindre.

Af Fyldningsgraden bestemmes Hjulets Brede, maalt imellem Ringene.

Vandets Indløb paa Hjulet skal ske saaledes, at Straalen bevæger sig parallelt mod Forskuffen og kun udøver Stød imod Bundskuffen eller mod det Vand, som allerede er i Skovlerummet.

Hvis nemlig Forskuffens Yderside blev truffet af Vandet, vilde dette kastes tilbage og ud af Hjulet; traf det derimod

Indersiden, blev Luftens Udgang af Skovlerummet besværliggjort, Vandet kunde da heller ikke trænge derind.

Ved Bestemmelsen af Indløbsretningen maa der tages Hensyn baade til Hjulets og Vandets Hastighed, saa at det er Vandets relative Hastighed i Forhold til Indtrædelsespunktet paa Hjulet, der skal have Retning efter Forskuffen.

Fig. 19 viser Construktionen. Er a det Punkt, hvori Midten af Straalen skal falde ind, tegnes paa dette Sted en Skovle. Lad nu c være Vandets virkelige (absolute) Indløbshastighed; denne kan da opløses i 2 Composanter, den ene v i Størrelse og Retning lig med Hjulets Periferihastighed; den anden c_1 vil da være Vandets relative Hastighed i Forhold til Punktet a paa Hjulet, og skal altsaa have Retning efter Forskuffen. Construktionen udføres saaledes: Paa Hjultangenten afsættes $ad = v$, de trækkes $\not\equiv$ Forskuffen ab, og der slaaes en Cirkelbue med c som Radius, a som Centrum; denne skjærer de i Punktet e, hvorved Retningen af Hastigheden c er bestemt. I Reglen tages $c = 2v$, eller noget større, navnlig naar v er lille.

Vandets Udløb fra Tilløbsrenden maa nu indrettes saaledes, at Straalens Midte virkelig træffer Hjulet med Hastigheden c i Retningen ae. Ved Hastigheden c er den lodrette Afstand h_1 fra Vandspejlet til Punktet a bestemt, nemlig:

$$c = a\sqrt{2gh_1},$$

hvor a afhænger af Udløbets Form. Navnlig er a større, naar Stigbordsaabningen lægges umiddelbart ved Hjulet (Fig. 20), end naar Stigbordet lægges længere tilbage, og Straalen ved en Rende ledes hen til Hjulet (Fig. 12). Der vil nemlig stedse tabes nogen Hastighed ved Modstandene i Renden. Selvfølgelig gjøres Renden saa kort som muligt, og Bunden aldeles jevn og glat. Endvidere maa Stigbordets Underkant være godt afrundet, som Fig. 12 og Fig. 20 vise.

I alle Tilfælde beskriver Straalen en lille Parabelbue, umiddelbart før den træffer Hjulet, nemlig den samme Parabel, som vilde beskrives af et Legeme, der med Hastigheden c kastedes opad i Retningen ea. Denne Curve construeres, og nu lægges Stigbordsaabningens Underkant (Fig. 20) eller Rendens Endepunkt

(Fig. 12) i en Afstand lig Straalens halve Tykkelse fra Parablen, og Bundens Retning paa dette Sted gjøres parallel med Tangenten til det tilsvarende Punkt i Parablen.

Udløbets Brede gjøres noget mindre end Hjulets, oftest ca. 4″ mindre, fordi Straalen har Tilbøjelighed til at antage en større Brede end Udløbet.

Undertiden har man gjort Udløbet betydeligt smallere end Hjulet for at lette Luftens Udgang af Skovlerummene; dog er dette unødvendigt, naar Skovlerne ikke ligge for tæt paa hverandre.

Hjulets Diameter bestemmes ved, at dets øverste Punkt skal ligge i Afstanden h_1 under det øvre Vandspejl, eg at Hjulets nederste Punkt altid maa ligge over Afløbsvandets Vandspejl, nemlig mindst 4″ derover, og, naar Vanddybden er vexlende, endnu mere, indtil 1 Fod. Da denne Del af Faldet, h_3, er fuldstændig tabt for Virkningen, maa den stedse tages saa lille, som Forholdene tillade.

Hjulets Diameter D haves nu bestemt ved

$$D = H - h_1 - h_3,$$

hvor H er hele Faldets Højde.

Hjulkrandsens Dybde, eller Skovlernes Dybde, d vælges = 9 à 12″, og ved store Vandmængder indtil 16″. Det er heldigt, at Vandet virker nær ved Hjulets ydre Periferi, dog maa Dybden d ikke tages saa lille, at Hjulet behøver en uforholdsmæssig stor Brede for at kunne rumme Vandmængden.

Hjulbreden b er bestemt ved Fyldningsgraden ε og Skovledybden d, samt Hjulets Periferihastighed v og Vandmængden Q, som Hjulet modtager i Secundet. Man har nemlig:

Hjulkrandsens Tværsnitsareal i en Plan gjennem Hjulets Axe = bd.

Naar dette Areal bevæger sig med Hastigheden v forbi Indløbet, vil der i Secundet passere et Volumen af Hjulkrandsen = $b.d.v$. Heraf skal dog kun εbdv fyldes med Vand, idet Q Kubikfod indstrømmer, følgelig:

$$Q = \varepsilon bdv$$

eller

$$b = \frac{Q}{\varepsilon dv} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (6)$$

hvor $\varepsilon = \frac{1}{3}$ à $\frac{1}{4}$, undertiden $\frac{1}{5}$ ved høje Hjul og smaa Vandmængder.

Formlen (6) er dog ikke ganske rigtig; der skulde nemlig være indført en Middelhastighed for alle Hjulkrandsens Punkter istedetfor den største Hastighed v, men den derved begaaede Fejl er altid kun lille, naar Hjulradien er stor i Sammenligning med Skovledybden d.

Hjulets Hastighed, v, vælges forskjelligt efter Omstændighederne.

Skal Hjulet give stor Virkningsgrad, maa v ikke være for stor, thi det vilde medføre, dels at Vandet ogsaa maatte have en stor Hastighed, saa at h_1 blev stor, dels at der vilde opvækkes en betydelig Centrifugalkraft, hvorved Vandet tidligere end ellers vilde træde ud af Skovlerne, og begge disse Omstændigheder formindske Virkningsgraden.

Almindeligt tages $v = 4$ til 5 Fod; undertiden, navnlig ved Jernhjul, tages den lidt mindre, indtil $v = 3$ Fod. Ved meget store Hjul (altsaa meget store Fald), hvor der med disse Værdier vilde faaes en meget langsom Omdrejning, er der undertiden benyttet langt større Hastigheder, f. Ex. $v = 10$ Fod, uden at Virkningsgraden er bleven væsentlig forringet, thi der er Højden h_1 dog kun lille i Sammenligning med hele Faldhøjden, og Centrifugalkraften er kun lille paa Grund af den store Hjulradius.

I visse Tilfælde er Virkningsgraden af underordnet Betydning, idet der haves Overflødighed af Vand, medens det væsentlig gjælder om at skaffe stor Omløbshastighed paa den simplest mulige Maade.

Der bruges da smaa Hjul med stor Periferihastighed, f. Ex. $v = 10$ à 15 Fod, men derved forringes ogsaa Virkningsgraden betydeligt, som senere skal blive vist.

Skovlernes Antal vælges saaledes, at den korteste Afstand mellem 2 paa hinanden følgende Skovler er 2 Gange Straaletykkelsen t, saaledes som den frembyder sig i Forhold til Hjulet. Da Straalens relative Hastighed er c_1, Vandvolumen pr. Secund $= Q$, haves, idet Hjulbreden er b,

$$t = \frac{Q}{c_1 b}$$

men $$c_1^2 = v^2 + c^2 - 2cv\cos\alpha,$$
hvor α er en lille Vinkel; der kan da her uden væsentlig Fejl sættes $\cos\alpha = 1$, altsaa

$$c_1 = c - v$$

hvorved $$t = \frac{Q}{(c-v)\,b}$$

Er Skovlernes Antal n, Hjulradien r, vil Skovleafstanden aa', maalt paa Cirklen være $\frac{2\pi r}{n}$ og Normalafstanden mellem 2 Skovler $\frac{2\pi r}{n}\sin\beta$.

Der fordres nu, at

$$\frac{2\pi r}{n}\sin\beta = 2t = \frac{2Q}{(c-v)\,b}$$

eller

$$\text{Skovleantallet } n = \frac{\pi r\,(c-v)\,b\sin\beta}{Q}$$

men idet $Q = \varepsilon b d v$ faaes

$$n = \frac{\pi r\,(c-v)\sin\beta}{\varepsilon d v} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (7)$$

Hjulets Nyttevirkning fremkommer dels ved Vandets Stød under Indløbet, dels ved Vægten af Vandet i Skovlerne.

Stødet under Indløbet vil, som tidligere vist (Art. 12), hvert Secund meddele Hjulet Arbejdsmængden:

$$A_1 = \frac{\gamma Q}{g} v\,(c\cos\alpha - v)$$

Trykket paa Skovlerne, hidrørende fra Vandet deri, vil overføre til Hjulet en desto større Arbejdsmængde, jo større Højdeforskjellen mellem Ind- og Udfaldspunktet er. Kaldes Middelværdien af denne Højdeforskjel h_2, faaes denne Arbejdsmængde

$$A_2 = \gamma Q h_2.$$

Højden h_2 kan deles i 2 Dele, en øvre, h_2', fra Indfaldspunktet og til det Punkt, hvor Skovlerne netop begynde at afgive Vand, og en nedre, h_2'', regnet fra dette Punkt og til det, hvor Skovlerne netop ere fuldstændigt tomme. Arbejdsmængden, der faaes ved Vandets Tryk, kan da skrives

$$\gamma Q\,(h_2' + \xi h_2''),$$

hvor ξ er en ægte Brøk, som angiver Forholdet mellem hele

Vandvolumen Q og det Vandvolumen, der som Middelværdi kan tænkes virkende gjennem Højden h_2''. ξ kan findes paa følgende Maade: Højden h_2'' deles i et Antal ligestore Dele; en Skovle tegnes, svarende til hver af Delene, og de Vandvolumina q, q_1, q_2, ... som rummes i hver af disse Stillinger, bestemmes. Middelværdien af disse, divideret med det Volumen q, som hver Skovle modtog ved Indløbet, giver netop Værdien af ξ.

Vandspejlets Stilling kan i denne Beregning tilnærmelsesvis antages vandret (idet der bortses fra Centrifugalkraftens Indflydelse) ved alle langsomt gaaende Hjul med nogenlunde stor Diameter. Derimod tør Centrifugalkraften ikke lades ude af Betragtning ved smaa, hurtigt omløbende Hjul. Vandspejlets Form kan da bestemmes saaledes:

Lad γdq være Vægten af en Vandpartikkel i en Skovle (Fig. 21), liggende paa Radius x, og lad Hjulet dreje sig med Vinkelhastigheden ω, saa virker der en Centrifugalkraft paa Vandpartiklen

$$= \frac{\gamma dq}{g} x\omega^2.$$

Resultanten af Centrifugalkraften og Vægten skjærer Vertikalen gjennem Hjulets Centrum i et Punkt O, hvis Afstand $OC = a$ fra Centrum er bestemt ved de ligestore Dele og OCC af

$$\frac{a}{x} = \frac{\gamma . dq}{\left(\frac{\gamma dq}{g} x\omega^2\right)} \text{ eller } a = \frac{g}{\omega^2}$$

a er altsaa constant, hvor end Vandpartiklen vælges; alle Vandpartikler i Hjulet paavirkes altsaa af Kræfter, der gaa gjennem Punktet O. Vandets Overflade i Skovlen bliver følgelig cirkulær cylindrisk, med Axen gjennem O, parallel med Hjulets Axe.

Da ω kan skrives som $\omega = \frac{v}{r}$ eller $\omega = \frac{2\pi n}{60}$, hvor n er Hjulets Antal Omgange i Minutten, faaes følgende Udtryk for a:

$$a = \frac{31.25}{\omega^2} = \frac{31.25 r^2}{v^2} = \text{ca.} \frac{2850}{n^2} \quad \ldots\ldots (8)$$

Expl. 1. Et Hjul har 14 Fods Diameter og 5′ Periferihastighed. Der findes $a = 61.2$ Fod, altsaa kun ringe Krumning af Overfladen.

Expl. 2. Et Hjul har 10 Fods Diameter, 10 Fods Periferihastighed. Der findes $a = 7.8$ Fod; her vil altsaa Vandspejlets Form i betydelig Grad afvige fra den horizontale Plan.

Den fra Vandet modtagne Arbejdsmængde kan da skrives:

$$\gamma Q\left[\frac{v(c\cos\alpha - v)}{g} + h'_2 + \xi h''_2\right]$$

Nyttevirkningen er dog noget mindre, idet Hjulets skadelige Modstande, væsentlig Tapfriktionen, consumere nogen Arbejdsmængde. Kaldes denne A_t, faaes Nyttevirkningen

$$N = \gamma Q\left[\frac{v(c\cos\alpha - v)}{g} + h'_2 + \xi h''_2\right] - A_t \ldots (9)$$

Morin har anstillet flere Forsøg med saadanne Hjul og har derved fundet, at for langsomt gaaende Hjul med mindre end halv Skovlefyldning vil Størrelsen $h'_2 + \xi h''_2$ omtrent være $0.78\,h$, hvor h er Indfaldspunktets Højde over Hjulets nederste Punkt. Ved $\frac{2}{3}$ Fyldning af Skovlerne fandtes $h'_2 + \xi h''_2 = 0.65\,h$.

Formlen bliver da for ringe Fyldning

$$N = \gamma Q\left[\frac{(c\cos\alpha - v)v}{g} + 0.78\,h\right] - A_t \ldots . (9_a)$$

hvor A_t er den Arbejdsmængde, som Tapfriktionen consumerer; den kan beløbe sig til ca. 5% af Nyttevirkningen.

Virkningsgraden $\eta = \frac{N}{\gamma QH}$ er ved Maalinger fundet at være størst for store Hjul med langsom Gang, saaledes for $D = 30$ à $35'$, og Antal Omgange pr. Minut, $n = 5$, er endog fundet $\eta = 0.80$.

Weisbach fandt for et Hjul med $D = 22'.3$, $n = 12$:

$$\eta = 0.78.$$

Morin har ved meget omhyggelige Forsøg fundet:

For et Træhjul med $D = 11'$, $v = 4.8'$

$$\eta = 0.65.$$

For et Træhjul med Jernskovler $D = 7.25'$, $v = 4'.8$

$$\eta = 0.69.$$

For et Træhjul til et Hammerværk, $D = 12.7'$ og $h_1 =$ ca. $3'$, fandtes, naar $v = 4.8'$, $\eta = 0.55$ à 0.60.

— $v = 11'$, $\eta = 0.40$.

— $v = 12.7'$, $\eta = 0.25$.

Overfaldshjul kunne anvendes ved Fald paa mere end 10 Fods Højde. Vandmængden maa ikke være over 25 Kubikfod i Secundet. De ere navnlig fordelagtige, hvor Vandstanden ikke vexler meget. Er Vandspejlet i Tilløbskanalen ikke constant, maa laveste Vandstand lægges til Grund for Beregningen af Hjulet, og denne Vandstand maa altid holdes i Tilløbskanalen ved at lade denne virke som Vandstue (Teknisk Mekanik, Pag. 393). Herved spildes altsaa den Forøgelse i Faldet, som fremkommer, naar Tilløbsvandet stiger.

2) Sidehjul.

a. Ryghjul.

14. Disse Hjul kunne bruges i de samme Tilfælde, hvor Overfaldshjul ere anvendelige; de have omtrent samme Skovleform, men Vandet ledes ind paa Siden af Hjulet ved et System af Ledeskovler, der bestemme Indløbsretningen. Hjulets Diameter bliver derved større end Diametren i et Overfaldshjul, anbragt ved samme Fald. Ved smaa Fald (8—10′ eller kun lidt derover) er dette en Fordel, da det større Hjul paa Grund af sin større Masse tilvejebringer en roligere Gang.

Ved vexlende Vandstand have de endvidere den Fordel, at kunne drage Nytte af en Forøgelse i Tilløbsrendens Vandstand, idet Stigbordet kan bringes til at dække de Udløbsaabninger, der bruges ved lavere Vandstand, medens andre, højere liggende Aabninger træde i Virksomhed.

Hjulene taale fremdeles at dykke ned i Bagvandet, dels fordi Skovlerne forneden bevæge sig med Vandstrømmen, dels fordi de ere ventilerede.

Ved Ventilation af Skovlerne forstaaes i Almindelighed Aabninger til Luftens Udgang fra Skovlerummene til det Indre af Hjulet. Dette benyttes ved næsten alle vertikale Vandhjul, kun ved Overfaldshjulene kan det selvfølgelig ikke bruges.

Fig. 13 viser ventilerede Ryghjulsskovler. Der er ikke, som ved Overfaldshjul, nogen tæt Klædning paa Krandsens Inderside, men mellem Bagvæggen i Skovlerummet og den næste Skovle er der en Spalte; og for at det indstrømmende Vand ikke skal kastes ud gjennem denne, er Bagvæggen fortsat et Stykke forbi den næste Skovles Bundskuffe.

Vandets Indløb skal foregaa saaledes, at dets relative Hastighed har Retning efter Forskuffen. Construktionen er den samme som tidligere. Fra Indfaldspunktet a afsættes $ag = v$ = Hjulets Periferihastighed, gh trækkes $\neq ab$, og $ah = c$ = Vandets Indfaldshastighed afsættes; Retningen ah skal da være Tangent til Ledeskovlens yderste Punkt. Paa samme Maade findes Retningen af Tangenterne til de øvrige Ledeskovler, og disse formes derefter som Cirkelbuer med en saadan Radius, at Tværsnittet af Kanalerne imellem dem bliver størst ved Indløbet ee' og aftager jevnt henimod Udløbsaabningen.

Naar Vandstanden er variabel, udføres Construktionen for den sædvanlige Vandstand i Tilløbsrenden for alle de Ledeskovler, hvis Kanaler ere aabne ved denne Vandstand; de øvrige construeres henholdsvis for højere og lavere Vandstand.

Vandmængden, som hver Kanal kan afgive, faaes som Produktet af Kanalens mindste Tværsnit og Hastigheden c. Denne sidste kan regnes mindst $= 0.82\sqrt{2gh_1}$ eller større, indtil $0.90\sqrt{2gh_1}$, naar Kanalen er vel afrundet indadtil; h_1 er i begge Tilfælde Afstanden fra Vandspejlet til Kanalens mindste Tværsnit.

Hastigheden c, der selvfølgelig ikke er ens for de forskjellige Aabninger, som samtidig give Vand, tages sædvanlig = 9 à 10 Fod som Middelværdi.

Hjulets Periferihastighed v er oftest 4 à 5 Fod, undertiden mindre, indtil 3 Fod, dog kun ved Jernhjul, som ved deres større Masse bedst kunne vedligeholde en jevn Bevægelse, selv om Hastigheden er ringe. Hyppigere gjøres $v > 5'$, dog maa altid $v \leq \frac{2}{3} c$.

Hjulet omgives i Reglen med en Slutrende, der omfatter dets nederste Del og hindrer Vandet i at træde for tidligt ud af Skovlerne. Den maa naturligvis ikke berøre Hjulet, men der maa være et lille Spillerum derimellem. Ved god Udførelse, og med en Slutrende af Jern eller Sten, kan Spillerummet indskrænkes til $\frac{1}{2}''$, ellers maa det være større.

Skovleformen kan være omtrent som ved Overfaldshjulene, men paa Grund af Slutrenden behøve Skovlerne ikke at kunne holde saa længe paa Vandet; det er derfor ikke nødvendigt,

at Forskuffens frie Rand gaar forbi den næste Skovles Bundskuffe, som det ofte bruges ved Overfaldshjul.

Antallet af Skovler kan tages efter Formlen (7) for Overfaldshjulene eller lidt større, thi da Skovlerne ere ventilerede, behøver 2 paafølgende Skovlers Normalafstand ikke at være 2 Gange Straalens Tykkelse.

Fyldningsgraden ε kan tages noget større end ved Overfaldshjulene, nemlig $\varepsilon = \frac{1}{3}$ til $\varepsilon = \frac{1}{2}$, fordi en større Del af Hjulkrandsen bliver nyttig paa Grund af det større Antal Skovler, og fordi Slutrenden hindrer en for tidlig Udtræden af Vandet.

Hjuldiametren kan tages saa stor, at Vandet træffer Hjulet ca. 30° over Axen. Kaldes Middeltrykhøjden for Indløbet h_1 faaes

$$H - h_1 = \frac{3}{4} D \text{ eller } D = \frac{4}{3}(H - h_1),$$

forudsat at Hjulet netop tangerer Afløbsvandets Overflade. En mindre Diameter er ikke heldig; derimod kan Diametren godt tages større, naar Faldet ikke er ret højt.

Hjulets Brede bestemmes efter Formel (6).

Virkningsgraden er omtrent den samme som for et tilsvarende Overfaldshjul, snarere større end mindre.

b. Brysthjul.

15. Som tidligere nævnt, modtage disse Hjul Vandet i Højde med Axen, eller dybere nede.

Skovlerne ere oftest ganske plane og stillede radiært; dog ere de undertiden brækkede saaledes, som Fig. 14 viser. Denne Form, der navnlig bruges ved hurtigt gaaende Hjul, letter Udtrædelsen af Afløbsvandet og hindrer, at dette bliver kastet ivejret af Skovlerne.

Dybden d af Skovlerummene tages imellem 10 og 15″, størst ved store Vandmængder. Indadtil lukkes Skovlerummene med en Klædning, dog saaledes, at en Spalte paa nogle Tommers Brede holdes fri til Ventilation.

Slutrende findes altid ved disse Hjul. Er den bygget tilstrækkelig solid, f. Ex. af Sten, kan Spillerummet mellem den og Hjulet tages $= \frac{1}{2}$″; ellers maa det være større, dog ikke gjerne over 1″.

Hjulets Periferihastighed v gjøres i Reglen = 4 à 6 Fod. En større Hastighed vilde bevirke, at Vandet, der i Afløbsrenden løber bort med Hastigheden v, kom til at bortføre en betydelig Del Arbejdsmængde i Skikkelse af levende Kraft; en mindre Hastighed, indtil $v = 3'$, kan undertiden være fordelagtig ved Jernhjul, forudsat at Spillerummet mellem Hjul og Slutrende er reduceret til et Minimum.

Afløbsvandets Vandspejl lægges i Højde med Hjulets nederste Punkt, naar der kan ventes en Stigen af Afløbsvandet til visse Tider. Ellers lægges det hellere noget højere for at undgaa det Tab i Trykhøjde, som i første Tilfælde lides ved, at Skovlerne tømme sig, naar de have passeret den nederste Stilling, dog maa Vandet ikke staa højere end ca. 5" over det nederste Punkt.

Vandets Indløb kan ordnes paa flere Maader. Fig. 14 viser et Ledeskovleindløb af lignende Form som det, der brugtes ved Ryghjul. Tangenten til Ledeskovlens Endepunkt stilles under en Vinkel α = ca. 20 à 30° med Hjultangenten.

Normalafstanden mellem Ledeskovlerne = ca. 3".

Vandets Hastighed ved Udløbet af en Ledeskovlekanal kan regnes efter samme Formel som ved Ryghjul, nemlig

$$c = a\sqrt{2gh_1}$$

hvor a = 0.82—0.90.

Størrelsen af Hastigheden c bør være saa lille som mulig forat formindske Stødet og det derved fremkaldte Arbejdstab; dog maa Composanten af c efter Hjultangenten være større end v, altsaa

$$c \cos \alpha > v.$$

Ledeskovleindløb er navnlig fordelagtigt ved variabel Vandstand og ved saa høje Fald (7—12 Fod), at Vandet kan indledes omtrent i Højde med Axen.

Overfaldsindløb Fig. 15 bruges ved noget mindre Faldhøjde ($4\frac{1}{2}$ à 8'), hvor man dog ønsker saa stor Virkningsgrad som mulig, altsaa ringe Stødvirkning.

Stigbordsaabningens Brede b gjøres ca. 4 Tommer mindre end Hjulets; Højden af Aabningen fra Stigbordets Overkant til Vandspejlet kan da bestemmes efter Vandmængden Q, nemlig

$$\text{Aabningens Højde } h_0 = \left(\frac{Q}{\frac{2}{3}\mu b . \sqrt{2g}}\right)^{\frac{2}{3}}$$

hvor almindeligt $\frac{2}{3}\mu = 0.42$.

Efter at have passeret Stigbordet, beskriver Vandstraalen en Parabelbue, før den træffer Hjulet. For at sikkre denne Bevægelse kan der paa Stigbordets Overkant fæstes en Ledeskinne af Form som den Bane, der beskrives af det laveste Punkt i Straalen.

Stigbordets Afstand fra Hjulet er derefter bestemt ved den Hastighed c, hvormed Straalen skal træffe Hjulet. Der kan saaledes forlanges, at de laveste Partikler i Straalen skulle træffe Hjulperiferien med Hastigheden $c = 2v$.

Dette vil fordre, at Indfaldspunktet B for disse Partikler maa ligge i en Dybde h_1 under Vandspejlet, bestemt ved

$$h_1 = \zeta \frac{c^2}{2g}$$

hvor $\zeta = 1.1$, altsaa med $c = 2v$

$$h_1 = 4.4 \frac{v^2}{2g}.$$

Derved haves et Punkt af den Parabel, som de nederste Partikler beskrive; den er da fuldstændig bestemt, og dermed ogsaa Stigbordets Afstand fra Hjulet.

Underfaldsindløb Fig. 16 bruges navnlig, naar der ønskes noget større Periferihastighed, og Vandets Indløbshastighed derfor ogsaa maa være større. Construktionen af Indløbet kan ske saaledes: Er c den Hastighed, hvormed Straalens Midte skal træffe Hjulomkredsen, faaes Beliggenheden af Indfaldspunktet A bestemt ved

$$h_1 = 1.1 \frac{c^2}{2g}.$$

Vandets Bevægelsesretning lader man danne en Vinkel paa ca. 20° med Hjultangenten; derved er den Parabel bestemt, som Straalens Midte maatte have beskrevet, før den traf Hjulet, hvis den kun var underkastet Tyngdens Indvirkning. Denne Parabel construeres, og overensstemmende dermed formes Rendebunden mellem Stigbord og Slutrende.

Stigbordet maa helst have en betydelig Tykkelse langs den nederste Rand og være vel afrundet indad mod Tilløbs-

renden for at undgaa Contraktion. Det stilles ikke over Parablens Toppunkt men saa tæt ved Hjulet som muligt, og der sørges for, at Aabningens mindste Tværsnit bliver normalt paa Parablen.

Ved alle Arter af Brysthjul bestemmes Hjulbreden ved samme Formel som for Overfalds- og Ryghjul, nemlig (6), hvori sættes

$$\varepsilon = \tfrac{1}{2}.$$

Nyttevirkningen fremkommer dels ved Stødet under Indløbet, dels ved Trykket paa Skovlerne. Ved Stødet faaes Arbejdsmængden

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

og ved Trykket paa Skovlerne gjennem Højden $h_2 = H - h_1$ faaes

$$\gamma Q h_2,$$

altsaa hele Arbejdet

$$\gamma Q \left[\frac{v(c \cos \alpha - v)}{g} + h_2\right].$$

Under Hensyn til de uundgaaelige Arbejdstab, navnlig Vandspild gjennem Spillerummet, Afløbsvandets Modstand osv., maa hertil føjes en Coefficient, og Tapfriktionen maa særligt tages i Beregning, altsaa:

$$N = \zeta \gamma Q \left[\frac{v(c \cos \alpha - v)}{g} + h_2\right] - A_t \quad \ldots \quad (10)$$

hvor ζ ved Forsøg af Morin er fundet for Hjul af god Construktion og med ringe Spillerum i Slutrenden samt med

Overfaldsindløb $\zeta = 0.78$ til 0.80.

Underfaldsindløb $\zeta = 0.75$ til 0.79.

Ved stort Spillerum og mangelfuld Construktion kan selvfølgelig denne Coefficient synke betydeligt.

Virkningsgraden $\eta = \frac{N}{\gamma Q H}$ vil i Almindelighed for Hjul med Overfaldsindløb blive desto større, jo større Faldhøjden er, thi desto mindre Brøkdel af det hele Fald bliver derved den Højde h_1, som maa anvendes til Stød og altsaa tildels tabes. Da fremdeles h_1 er størst ved Hjul med Under-

faldsindløb, kan der ikke ventes saa stor Virkningsgrad af disse som af de øvrige, tilmed da de især bruges ved smaa Fald.

Redtenbacher angiver, at gjennemsnitlig kan ventes af gode Hjul:

Med Ledeskovleindløb $\eta = 0.65—0.70$.
Med Overfaldsindløb $\eta = 0.60—0.65$.
Med Underfaldsindløb $\eta = 0.40—0.50$.

16. Nogle særegne Former af Hjul, anvendelige ved omtrent samme Fald som Brysthjul, er Zuppingers Hjul (Fig. 22) og Sagebiens Hjul (Fig. 23). Det første af dem har krumme, det sidste lige Skovler; disse gaa i begge Tilfælde længere ind mod Centrum end ved de almindelige Vandhjul. Hensigten er at undgaa Stødvirkning og bruge hele Højden til Tryk; ved Zuppingers Hjul paaregnes, at Hastigheden, hvormed Vandet kommer ind derpaa, skal bringe det til at glide op ad Skovlen uden Stød. Ved Sagebiens Hjul skal Vandet staa i samme Højde i Skovlerummet som i Tilløbsrenden, saalænge det er i Forbindelse dermed, og herved skal Skovlerummet modtage netop saa meget Vand, at dettes Overflade staar i Højde med Afløbsvandet, naar det kommer i Forbindelse dermed. Figurerne ville iøvrigt let forstaaes. Virkningsgraden angives at være høj, 70—80%, men Periferihastigheden maa være meget lille, og skal der tilvejebringes en større Hastighed ved Mellemorganer, ville disses Friktion forbruge en stor Del af Nyttevirkningen.

3) Underfaldshjul.

a. Simple Underfaldshjul.

17. Disse Hjul, Fig. 17, have Underfaldsindløb og adskille sig kun fra Hjulet Fig. 16 derved, at hele Faldhøjden bruges til Stødvirkningen, medens der slet ingen Trykvirkning paaregnes. Som Følge deraf er der ingen skarp Grændse imellem Brysthjul med Underfaldsindløb og Underfaldshjul.

Underfaldshjul bruges kun ved smaa Fald (f. Ex. 2—4 Fod).

Skovlerne stilles oftest skraat imod Radius, hvorved de lettere løfte sig ud af Afløbsvandet, som her altid kommer til at staa et betydeligt Stykke op paa Skovlerne.

Straalens Tykkelse er nemlig ved Udløbet 4 à 6″, og da Hastigheden efter Stødet mod Skovlerne kun er lidt større end

Hjulets, der, som senere skal vises, bør tages = $0.35c$ à $0.40c$, bliver Vanddybden umiddelbart bag Hjulet omtrent 10—18".

Skovledybden gjøres et Par Tommer større, altsaa 12—20".

Hjuldiametren varierer mellem 12 og 24 Fod.

Nyttevirkningen beregnes efter Lovene for Stødet:

Den største Arbejdsmængde, som derved kan overføres til Hjulet, er

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

idet alt Vandet antages at støde med Hastigheden c vinkelret paa Skovlerne, hvis Hastighed er v.

Dette Udtryk for Arbejdsmængden bliver Maximum for $v = \frac{c}{2}$.

Imidlertid undslipper meget Vand uden at støde, nemlig alt det, der løber gjennem Spillerummet, der oftest er stort, 1 à $1\frac{1}{2}$", og desuden en Del af det, der kommer mellem Skovlerne. At dette sidste er Tilfældet, kan indsees saaledes: Lad (Fig. 24) e betyde Afstanden mellem 2 og 2 Skovler, og lad Linien AB betegne en vilkaarlig Linie i Straalen, parallel med Rendebunden. Af de Partikler, der bevæge sig langs denne, ville de, som ligge nærmest ved B, strax, i den tegnede Hjulstilling, støde mod Skovlen BC; de øvrige Partikler ville først noget længere fremme indhente den. Den Tid t, som forløber, før den næste Skovle $B_1 C_1$ kommer til Stillingen BC, er

$$t = \frac{e}{v}$$

I denne Tid vil Vandet tilbagelægge Vejen

$$t \,.\, c = \frac{ce}{v}$$

Afsættes da $AB = \frac{ce}{v}$, vil A være den sidste Partikkel, som slipper forbi Skovlen $B_1 C_1$ og løber hen imod BC, der undviger med en Hastighed, der tilnærmende kan sættes = Hjulets Periferihastighed v. A vil da indhente Skovlen og udøve sit Stød derimod i et Punkt D, bestemt ved:

$$\frac{\overline{BD}}{v} = \frac{\overline{AD}}{c}$$

eller da $\overline{AD} = \overline{BD} + \overline{AB} = \overline{BD} + \frac{ce}{v}$

$$\overline{BD} = \frac{ce}{c-v} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (11)$$

Flyttes nu Linien AB efterhaanden fra Bunden til Overfladen af Straalen, sees, at da BD er constant, vil Punktet D komme til at beskrive en Cirkelbue, der netop er Buen $B_1 B B_2$ flyttet et Stykke $\overline{BD}$ i vandret Retning. Hvis nu alt Vandet skulde udøve Stød, maatte dette foregaa ensformigt fordelt over Arealet, som indesluttes mellem Hjulomkredsen $B_1 B \ldots$ og Cirkelbuen D, men da en Del af dette Areal nødvendig kommer til at ligge udenfor Hjulet, vil ogsaa en tilsvarende Del af Vandet ikke komme til Stød, men løbe bort med sin fulde levende Kraft. Tabet kan formindskes, dels ved at give Hjulet stor Radius, dels ved at formindske Længden $\overline{BD}$, hvilket ifølge (11) kan ske ved at gjøre Afstanden e mellem Skovlerne lille, samt Hjulhastigheden v lille.

Som Følge heraf bliver ikke, som ovenfor fundet, den fordelagtigste Hastighed $v = \frac{1}{2}c$, men noget mindre, f. Ex.

$$v = 0.4c \text{ à } v = 0.35c.$$

Den Nyttevirkning, som erfaringsmæssigt kan ventes af Hjulet, er, naar Skovleafstanden er $1\frac{1}{4}$ à $1\frac{1}{2}''$ og $v = 0.4c$

$$N = 0.61 \frac{\gamma Q}{g} v(c-v) \quad \ldots\ldots\ldots \quad (12)$$

Virkningsgraden vil derefter blive $\eta =$ ca. 0.29. Ved noget mindre Skovleafstand kan η blive lidt større, navnlig naar Skovlerne danne en Vinkel med Radius.

Undertiden bruges større Spillerum i Renden end $1\frac{1}{2}''$, i saa Fald vil N blive væsentlig mindre end efter ovenstaaende Formel. Beregningen kan da ske ved i Stedet for Q at indføre $F.c$, hvor F er det neddykkede Skovleareal. Da herved allerede er taget Hensyn til hele Spillerummets Indflydelse, maa Faktoren 0.61 erstattes af et større Tal, der har vist sig at blive 0.76, altsaa

$$N = 0.76 \frac{\gamma F}{g} cv(c-v) \quad \ldots\ldots\ldots \quad (12_a)$$

En særegen Modifikation af Underfaldshjul ere de saakaldte Strømhjul. Disse bevæge sig ikke i nogen Rende, men hænge frit ned i et rindende Vand, hvis Stød mod Skovlerne drejer Hjulet rundt. Lejerne for Hjulets Axel kan bæres af et Fartøj, som fortøjes i Vandløbet, og som bærer Maskineriet, som skal drives af Strømhjulet. Maskineriet kan dog ogsaa lægges i en Bygning paa Bredden, og Hjulet fastgjøres ved denne.

Strømhjul have ofte kun et ringe Antal Skovler (6 à 12), men hver Skovles Længde (Hjulbreden b) er ofte betydelig (6 à 18 Fod), og Skovledybden d = 1 à 2 Fod.

Der findes som oftest ingen Hjulkrandse, men Skovlerne sidde umiddelbart paa Armene.

Skovlerne maa ikke dykke mere end halvt ned i Vandet.

Ved nogenlunde betydelig Hastighed er det heldigt at give Skovlerne en Hældning af 10—12° mod Radius for at lette Udtrædelsen af Vandet.

Hjulets Diameter = ca. 12 à 15 Fod.

Den fordelagtigste Hastighed $v = 0.4c$.

Nyttevirkningen vil omtrent kunne beregnes efter Formlen (12_a).

b. Poncelets Hjul.

18. Disse Hjul, der, som Navnet antyder, ere opfundne af Poncelet, ere Underfaldshjul med krumme Skovler (Fig. 18) stillede paa saadan Maade, at Vandet ikke støder derimod, men glider op ad Skovlen, idet det lidt efter lidt forandrer sin Bevægelsesretning. Efter at være kommet til en Højde over Indløbsstedet, som svarer til dets relative Hastighed paa Hjulskovlen, synker Vandet atter ned og løber endelig ud af Skovlen, som imens har drejet sig en vis Vinkel.

Da der intet Stød foregaar, vil Hjulet modtage en Arbejdsmængde, som netop svarer til Differensen mellem Vandets levende Kraft før og efter Virkningen paa Hjulet.

Poncelets Hjul bruges med Fordel i Stedet for Underfaldshjul, naar der fordres større Virkningsgrad, end disse kunne give. Selv til noget større Fald, indtil 6′, kunne Poncelets

Hjul med Fordel bruges, men for højere Fald maa Brysthjul foretrækkes.

Vandets Virkningsmaade og de deraf følgende Regler for Hjulets Construktion kunne findes saaledes:

Lad A være Indfaldspunktet for Midten af Straalen, og $\overline{Ac} = c$ fremstille Vandets Hastighed i Størrelse og Retning. Vandets relative Hastighed i Forhold til Indfaldspunktet paa Hjulet findes da ved at afsætte $\overline{Av} = v$ efter Hjultangenten, men i modsat Retning af Bevægelsen, og construere Parallelogrammet Avc_1c. $\overline{Ac_1} = c_1$ er da Vandets relative Indløbshastighed i Størrelse og Retning. Samme Retning gives Skovlens Tangent for at Stød kan undgaaes.

Rendebunden bør være formet efter en Cirkelafvikler, thi derved opnaaes, at saavel de øvre som de nedre Dele af Straalen løbe ind under samme Vinkel med Hjultangenten som Midten. Dog gjøres den ofte for Simpelheds Skyld lige. Erfaringen viser, at Virkningsgraden herved ikke væsentlig forringes, saalænge Hastigheden er den normale, men derimod synes det, at kun ved Hjul med krumt Indløb kan Hastigheden varieres ret betydeligt uden Skade for Virkningsgraden.

Spillerummet mellem Hjulet og Renden maa ikke være over $\frac{1}{2}''$.

Størrelsen af Hastigheden c_1 er bestemt ved

$$c_1^2 = c^2 + v^2 - 2cv \cos \alpha \quad \ldots\ldots\ldots \quad (13)$$

og Skovlens Vinkel, β, med Hjultangenten bliver bestemt ved:

$$\sin \beta = \frac{c \sin \alpha}{c_1} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (14)$$

eller ved

$$c_1 \cos \beta = c \cos \alpha - v.$$

Vandet, som begynder at bevæge sig paa Skovlen med Hastigheden c_1, vil paa Grund af denne Hastighed stige op til en vis Højde og derpaa atter falde ned. Antages nu, at Skovlen imens har drejet sig saa meget, at Vandet kommer ud i samme Højde, i hvilken det kom ind, vil det træde ud med den relative Hastighed c_1, altsaa med den absolute Hastighed

$$\omega^2 = v^2 + c_1^2 - 2vc_1 \cos \beta$$

eller, naar Udtrykkene for c_1^2 og for $c_1 \cos \beta$ indføres:

$$\omega^2 = 4v^2 + c^2 - 4cv \cos \alpha,$$

Den levende Kraft, som Vandet har afgivet, bliver derefter

$$\frac{\gamma Q}{g}(c^2 - \omega^2) = 4\frac{\gamma Q}{g} v (c \cos \alpha - v)$$

og Hjulet skulde altsaa have modtaget den tilsvarende Arbejdsmængde

$$\frac{2\gamma Q}{g} v (c \cos \alpha - v).$$

Dog finder her, som altid, flere Arbejdstab Sted, saasom nogen Stødvirkning, Vandtab gjennem Spillerummet, Tapfriktion o. s. v., saa at Nyttevirkningen bliver noget mindre.

Det fundne Udtryk bliver Maximum for

$$v = \tfrac{1}{2} c \cos \alpha,$$

hvorved det bliver

$$\frac{\gamma Q}{g} \cdot \frac{c^2 \cos^2 \alpha}{2}.$$

Dette Udtryk sees at blive desto større, jo mindre α gjøres, hvoraf følger den Regel:

Vandet maa træffe Hjulomkredsen under en lille Vinkel med Tangenten (f. Ex. 20°).

Derimod have Forsøg vist, at Hastigheden v bør være lidt større end beregnet, nemlig

$$v = 0.55\, c \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (15)$$

Skovledybden bestemmes ved den Højde, hvortil Vandet kan stige paa Grund af Hastigheden c_1. Denne Højde vilde være, naar Tyngden var den eneste virkende Kraft,

$$\frac{{c_1}^2}{2g}.$$

Nu kommer dog hertil en Centrifugalkraft, som for en Vandpartikkel med Masse m kan sættes i Middelværdi $= m\frac{{v_1}^2}{r_1}$, hvor r_1 er Hjulets Radius, maalt til Midten af Hjulkrandsen, og v_1 er Hastigheden paa denne Radius. Den herfra hidrørende Acceleration, der understøtter Tyngdens g, er $\frac{{v_1}^2}{r_1}$, man faar altsaa Højden, hvortil Vandet stiger, bestemt ved

$$\frac{{c_1}^2}{2\left(g + \frac{{v_1}^2}{r_1}\right)},$$

hvori kan sættes tilnærmelsesvis $\frac{{v_1}^2}{r_1} = 0.9\frac{v^2}{r}$.

Hertil maa lægges Pilen til den Bue af Hjulomkredsen, der ligger mellem Indtrædelsen og Udtrædelsen; kaldes Halvdelen af denne Vinkel, $FCA = \lambda$ faaes Pilen til hele Buen $= r(1 - \cos \lambda)$.

Det Stykke d, som de øverste Dele af Straalen stige op paa Skovlerne, kan, naar d_1 er Straalens Tykkelse, regnes at være:

$$d = d_1 + \frac{{c_1}^2}{2\left(g + 0.9\frac{v^2}{r}\right)} + r(1 - \cos \lambda). \ldots (16)$$

Skovlernes Dybde, maalt efter Hjulradien, gjøres mindst nogle Tommer større end d, forat ikke Vandet ved langsommere Gang skal stige over Skovlerne.

Skovlernes Form gjøres cirkulær. Radius maa vælges saa stor, at Concaviteten intetsteds paa Skovlen vender nedad, naar den er i sin nederste Stilling, da ellers Vandet vilde falde fra Skovlen i Stedet for at glide ned langs med den.

Hjulradien gjøres ofte = 2 Gange Faldhøjden, ved smaa Fald lidt derover, ved større lidt derunder; den bør altid være større end 3′ og mindre end 7.5′.

Vandstraalens Tykkelse d_1 bestemmes saaledes, at kun Halvdelen eller endog kun $\frac{2}{5}$ af Skovlernes hele Rumfang indtil Dybden d (16) fyldes med Vand. Det Rumfang af Skovlerne, der i en Tidsenhed passerer Aabningen, er $v_1 db$, hvor omtrent $v_1 = 0.9v$. Vandmængden, som Hjulet i samme Tid modtager, er

$$Q = d_1 . c . b,$$

altsaa

$$d_1 cb = 0.9 \varepsilon v db,$$

der med $v = 0.55c$ og $\varepsilon = \frac{1}{2}$ eller $\varepsilon = \frac{2}{5}$ giver henholdsvis

$$d_1 = \tfrac{1}{4}d \text{ eller } d_1 = \tfrac{1}{5}d. \ldots\ldots\ldots (17)$$

Dog maa d_1 ikke være mindre end 4″.

Vandets Udløb af Skovlerne skal foregaa i samme Højde som Indløbet; Hjulet skal altsaa dreje sig en Vinkel 2λ i den Tid, Vandet er i Skovlerne. Denne Tid afhænger af Skovlernes Krumning, idet Vandet med Hastigheden c_1 skal løbe op ad den krumme Flade, som Skovlen danner, og ned igjen.

Steg Vandet lodret op og faldt lodret ned, vilde Tiden til Stigning være $\frac{c_1}{g}$ og den hele Tid

$$2t = \frac{2c_1}{g}$$

idet Centrifugalkraften lades ude af Betragtning.

Den virkelige Tid er noget større; regnes Skovlen tilnærmende som en Skraaplan under 45° med Horizonten, bliver Tiden

$$2t = \sqrt{2} \cdot \frac{2c_1}{g} = 2.8 \frac{c_1}{g}$$

og den Bue, som Hjulet imens har bevæget sig:

$$2r\lambda = 2.8 \frac{c_1 v}{g}.$$

Sættes her som omtrentlige Værdier $v = \frac{c}{2} = c_1$ samt $\frac{c^2}{2g} = H$, faaes

$$2r\lambda = 1.4H,$$

og naar endvidere $r = 2H$, hvad der ofte bruges, faaes:

$$\lambda = 0.35$$

eller i Grader

$$\lambda = 20°. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (18)$$

Da nu Straalens Tykkelse kjendes (17), haves derved bestemt det Stykke af Hjulomkredsen, paa hvilket Vandet løber ind. Nedenfor dette Stykke omgives Hjulet af en Slutrende, der strækker sig lige saa langt paa den anden Side af den Lodrette gjennem Hjulets Centrum.

Afløbsrenden maa construeres under Hensyn til, at Vandet forlader Hjulet med den ringe Hastighed ω og i Retning omtrent vinkelret paa Hjulomkredsen.

Rendebunden gives derfor et Nedspring paa 6 à 12″ umiddelbart efter det Punkt, hvor Slutrenden ophører, hvorved strax tilvejeskaffes god Plads for Afløbsvandet. Desuden stilles Rendens Sider divergerende, saa at Breden hurtig forøges.

Hjulets Hoveddimensioner kunne altsaa bestemmes saaledes:

Der tages: $r = 2H$, $\alpha = 20° = \lambda$.

c beregnes efter Faldhøjden, der dog almindelig maa regnes noget mindre end H, fordi Renden fra Udløbet til Hjulet maa have noget Fald (omtrent $\frac{1}{12}$) forat vedligeholde Hastigheden. Dette Stykke Rende gjøres saa kort som muligt ved at stille Stigbordet skraat.

v faaes af (15), c_1 af (13), β af (14).

Derpaa findes d og d_1 af (16) og (17) samt b af (6).

Virkningsgraden, som kan ventes af et Hjul, bygget af Jern, af god Konstruktion og omhyggelig Udførelse, afhænger noget af Faldets Størrelse.

For mindre Fald, indtil $4\frac{1}{2}'$, kan ventes $\eta = 0.6$ à 0.65
for større Fald, indtil $6'$, — $\eta =$ ca. 0.55
for endnu større Fald, indtil $7'$, — $\eta = 0.5$

Er Hjulet ikke tungt nok, d. v. s. er Hjulkrandsens Masse for lille, bliver Bevægelsen uregelmæssig, og Virkningsgraden synker da betydeligt.

Afløbsvandets Vandspejl kan staa lidt under Hjulets laveste Punkt, eller højere, indtil noget op paa Skovlerne, dog ikke højere end $\frac{1}{3}d$. Stiger det højere, aftager Virkningsgraden betydeligt.

Vertikale Vandhjuls Detajls.

19. Som Materiale til Hjulene bruges enten Træ eller Jern eller begge Materialier i Forening. Jernhjul ere langt kostbarere at bygge end Træhjul, men ogsaa varigere, og kunne udføres nøjagtigere, saa at de give større Virkningsgrad. Valget af Materiale faar selvfølgelig stor Indflydelse paa Construktionen af de enkelte Dele.

Hjulets Hoveddele ere: 1) Skovlerne, 2) Hjulringene, 3) Armene, 4) Axlen med Tapperne (samt Nav til Armenes Befæstelse), og 5) Tandhjul eller Tandkrands, der afgiver Bevægelsen til Mellemorganerne.

Skovlernes Form er allerede omtalt ved de forskjellige Slags Hjul. Skovlerne bør ikke ligge frit paa større Stykke end 5 à 6 Fod. Er Hjulbreden større, maa der anbringes flere end 2 Hjulringe.

Skovlernes Tykkelse, naar Materialet er Træ, gjøres efter Redtenbacher for plane Skovler $\frac{1}{14}d - \frac{1}{11}d$, og for kasseformige

Skovler: Bundskuffen $\frac{1}{8}d$, og Forskuffen $\frac{1}{8}d$ indvendig, men fortyndet til $\frac{1}{10}d$ udvendig.

Klædningens Tykkelse ved lige Skovler $\frac{1}{15}d - \frac{1}{11}d$, ved Kasseskovler $\frac{1}{7}d$.

Hjulringene paa Hjul med kasseformige Skovler have Skovlerne indesluttede imellem sig, saa at de danne Sidebegrændsningerne for Skovlerummene. Ringens Brede efter Radius bliver derfor bestemt ved Skovledybden d.

Bruges Træ som Materiale, dannes hver Ring af 2 Lag, hver samlede af 8—16 Felger. Samlingsstederne i de 2 Lag forsættes for hinanden. Skovlerne kunne enten være indskudte i Noter eller naglede til Lister paa Indersiden af Ringene. Efter Redtenbacher gjøres Tykkelsen af de inderste Felger $\frac{1}{6}d$, af de yderste $\frac{1}{7}d$.

Bruges Støbejern, gjøres Tykkelsen $\frac{1}{25} - \frac{1}{20}d$. Ringen samles af flere Stykker, der forbindes ved Bolte, f. Ex. som i Fig. 25, hvor Samlingen er sket ved de samme Bolte, der fæste Armene til Ringen.

Hjulringene paa et Hjul med plane Skovler kunne lægges paa samme Maade, saa at de afslutte Skovlerummene ved Siderne, men oftest foretrækker man at lægge dem indenfor Skovlerne; disse bæres da af korte Arme, Knægtene, som udgaa fra Hjulringene (Fig. 14—15). Skovlerummene begrændses her af Slutrenden, saavel paa Siderne som for Enden. Skovler af denne Construktion kaldes Labskovler.

Ere Ringene af Træ, dannes de ligesom ovenfor af 2 Lag, samlede ved Bolte. Paa de sammenstødende Flader have begge Lag sammenstødende Noter, der, naar Ringene samles, danne Huller af rektangulært Tværsnit, hvorigjennem Knægtene ere førte, og fæstede paa Indersiden ved Kiler.

Efter Redtenbacher gjøres Ringens Tykkelse saavel efter Radius som vinkelret derpaa $= \frac{1}{3}d$, dog tages den ofte større.

Ere Ringene af Støbejern, gjøres ifølge Redtenbacher Breden efter Radius $= \frac{1}{3}d$, Tykkelsen $= \frac{1}{20}d$. Knægtene kunne støbes i et med det Stykke af Ringen, hvorpaa de sidde.

Ringenes Antal er i Reglen 2, naar $b < 7'$; de lægges saaledes, at Skovlernes frie Ender rage et lille Stykke (f. Ex. 6″)

udenfor Knægtene. Ved bredere Hjul bruges saamange Ringe at Afstanden mellem dem er mindre end 6'.

Ganske smalle Hjul ($b < 2$ à 3 Fod), have undertiden kun 1 Hjulkrands.

Armene kunne indrettes paa 2 væsentlig forskjellige Maader:

1) Arme, som skulle modstaa de bøjende Kræfter, der virke paa dem, idet hele Arbejdsmængden overføres til Axlen gjennem Armene. Træarme beregnes næsten altid derefter, ligesaa Støbejerns Arme.

2) Arme, der kun skulle bære Hjulets Vægt, altsaa kun modstaa strækkende Kræfter, men ikke i nogen kjendelig Grad yde Modstand mod Bøjning.

Disse Arme dannes af tynde Smedejernsstænger. Arbejdet bliver da ikke overført til Axlen, men føres bort fra Hjulet ved en Tandkrands, fæstet umiddelbart paa den ene Hjulring og indgribende i et Drev, der modtager Arbejdet; se Fig. 26, hvor Tandkrands og Drev ere antydede ved de punkterede Cirkler.

Beregningen af Armenes Dimensioner, forsaavidt de skulle modstaa Bøjning, kan ske saaledes: Er Hjulets Nyttevirkning i Hestekraft N, og Periferihastigheden v, faaes

$$\text{Kraften i Hjulomkredsen } P = \frac{480\,N}{v}$$

Er nu Hjulradien r Fod og Antallet af Arme a, faaes for kvadratiske Træarme Tykkelsen h udtrykt i Tommer bestemt ved

$$\frac{12\,P\,.\,r}{a} = 140\,h^3$$

eller

$$12\,\frac{N\,.\,480}{av}\,r = 140\,h^3$$

$$h = \sqrt[3]{\frac{41\,.\,N\,.\,r}{av}}.$$

Denne Tykkelse maa dog forøges noget af Hensyn til, at Træet er stærkt udsat for Forraadnelse, altsaa

$$h = \sqrt[3]{\frac{41\,.\,N\,.\,r}{av}} + 1.5 \text{ Tommer} \quad \ldots\ldots \quad (19)$$

Hvis nogle Arme ikke gaa helt ind til Axlen, som i Fig. 15, regnes de ikke med, og ere Armene skaarne igjennem til den halve Tykkelse, hvor de krydse hinanden, tages a som $\frac{1}{2} \times$ Armenes Antal.

Støbejernsarme kunne gives et Tværsnit som Fig. 27. Ribben, hvis Punkter alle ligge nær den neutrale Axe, giver Stivhed mod Sidebevægelser, men virker ikke væsentlig til Arbejdets Overføring. Tværsnittet regnes da som rektangulært med Brede b, Højde h. Der faaes med en Paavirkning af 4000 ℔ paa Kvadrattommen:

$$12 \frac{N \cdot 480}{av} \cdot r = \frac{4000}{6} b h^2$$

eller

$$b h^2 = 8.64 \frac{Nr}{av}$$

og naar her sættes $b = \frac{1}{5} h$:

$$h = \sqrt[3]{\frac{43.2\, Nr}{av}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (20)$$

Arme, dannede af Smedejerns Stænger, kunne beregnes efter Vægten af Hjulet og det Vand, som det indeholder. I en vilkaarlig Stilling af Hjulet vil den Arm, som er nærmest ved den lodrette Stilling nedad, strækkes stærkest, og de øvrige desto mindre, jo mere skraat de staa. Ligeledes kan den opadvendende Arm tænkes at sammentrykkes, men ere Armene strammede tilstrækkeligt, undgaaes denne Virkning, mod hvilken Armene kun frembyde ringe Modstand.

For Sikkerheds Skyld beregnes Armene som om kun 1 Arm i hver Hjulkrands var i Virksomhed ad Gangen. Med 10000 ℔ paa Kvadrattommen bliver altsaa Tværsnittet f:

$$f = \frac{V}{10000}, \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (21)$$

hvor V er den Del af Vægten af Hjulet med det deri indeholdte Vand, som falder paa den Hjulkrands, hvis Arme beregnes.

Saadanne tynde Smedejernsarme kunne ikke yde tilstrækkelig Modstand mod Sidesvingninger af Hjulet; dette maa derfor afstives, idet skraa Stænger føres fra den ene Hjulring til den andens Nav og omvendt.

Endvidere bør i Reglen haves saakaldte Omkredsstænger *o* (Fig. 26), som skulle hindre en Drejning af den ene Hjulring i Forhold til den anden, hvorved Skovlerne vilde komme til at sidde skjævt. Der er nemlig i Reglen kun Tandkrands paa den ene Hjulring, paa denne virker altsaa Modstanden, medens den anden Ring vil stræbe at løbe forud; fra denne gaa da Omkredsstængerne skraat tilbage over til den første Hjulring. Disse Stænger blive strakte, medens Skovlerne blive sammentrykte.

Dette Princip (Rundjerns Arme og Tandkrands paa den ene Hjulring) kaldes Suspensionsprincipet.

Alle Stængerne (Arme, Omkredsstænger o. s. v.) maa kunne strammes ved Skrue- eller Kileforbindelse, for saavidt mulig at tages ligeligt i Beslag.

Armenes Forbindelse med Navet paa Axlen kan ske som Fig. 28 viser.

Axlen kan forfærdiges af Træ, Støbejern eller Smedejern.

Træaxler gjøres i Reglen af kvadratisk Tværsnit og med saa stor Diameter, som kan tilvejeskaffes. Træarme kunne da fæstes dertil som Fig. 15 viser. Armene i samme System ligge alle i samme Plan; der er skaaret ud i dem, hvor de krydse hinanden, saa at der derved dannes et firkantet Nav, noget større end Axlen, og i Mellemrummet inddrives Kiler.

Armenes Antal bliver derved 8, eller, naar dette Antal ikke er tilstrækkeligt, 12 eller 16, idet der indskydes andre Arme mellem de første 8.

Iøvrigt kunne Armene ogsaa sættes i støbte Nav paa Axlen, som da helst gjøres ottekantet eller rund.

Enderne af Axlen skulle modtage Tapperne, hvorpaa Hjulet hviler; Tapperne have derfor en Forlængelse, som gaar ind i et Hul, udarbejdet i Axlen. Smedejernstapper kunne gives Formen Fig. 29, Krykketappen; *t* er den egentlige Tap, *abcdef* Forlængelsen, der gaar ind i Axlen. I denne er der dannet Hullet *abcg*, hvori Tappen kan indlægges fra Siden og centreres, hvorpaa det tilpassede Træstykke *gfed* indsættes, og endelig drives Jernringe om Axlen, der paa dette Stykke er kegledannet.

Støbejernstapper formes som Bladtapper, Fig. 30. Ogsaa her holdes Træet fast om Tappen ved paadrevne Ringe.

Støbejernsaxler kunne være støbte i eet med deres Tapper; disse ere selvfølgelig afdrejede, og det samme er Tilfældet med de Steder paa Axlerne, hvor Navene til Vandhjulet (og til Tandhjulet) skulle sidde. Iøvrigt kunne Axlerne have forskjellige Tværsnitsformer, f. Ex. cirkulær, massiv, hul eller korsformig.

Smedejernsaxler gjøres i eet Stykke med deres Tapper. De faa cirkulært Tværsnit, og deres Dimensioner blive betydelig mindre end Støbejernsaxlers, for hvilke de i Reglen ville være at foretrække.

Navene, hvori Armene skulle fastgjøres, kunne have flere forskjellige Former, navnlig eftersom det er stive Træ- eller Støbejernsarme eller Smedejernsstænger, de skulle optage.

Tandhjulet kan, som omtalt, ved selvstændige Arme og Nav fastgjøres paa Axlen, forudsat at Hjularmene ere bestemte til at modstaa Bøjning. I dette Tilfælde vil Axlen paavirkes til Vridning foruden til Bøjning ved Hjulets og Tandhjulets Vægt. Størst Vridning faaes paa det Stykke Axel, der ligger mellem Tandhjulet og det nærmeste Vandhjulsnav.

Har Tandhjulet ikke selvstændige Arme og Nav, kan det være en Tandkrands fæstet til det ene Armsystem — Hjulet maa da have stive Arme, — eller det kan være en Tandkrands fæstet paa den ene Hjulring. Hjulet kan da være Suspensionshjul.

Stedet, hvor Drevet indgriber i Tandhjulet eller Tandkrandsen, bør vælges saaledes, at Tandtrykket formindsker det Tryk, som falder paa Axeltapperne paa Grund af Vandhjulets Vægt. Derved spares nemlig en stor Del af den Arbejdsmængde, der ellers vilde medgaa til Friktionen. Dette Hensyn leder til følgende Regel: Drevet skal ligge paa den samme Side af den lodrette Plan gjennem Hjulets Axe, paa hvilken Vandet virker.

Turbiner.

20. Som allerede nævnt Pag. 23 virker Vandet paa Turbinerne ved sin Masse og sin Hastighed, medens det drives gjennem Hjulet under Trykket af den Vandsøjle, som Faldet repræsenterer.

Hjulet *A* (Fig. 31) er forsynet med krumme Skovler, og Vandet skal ved Hjælp af faststaaende Ledeskovler, *B*, bringes til at strømme ind paa Hjulet i en saadan Retning, at det ikke støder imod Hjulskovlerne; den relative Indløbshastighed skal altsaa have Retning efter Skovlens Tangent. Vandet strømmer nu igjennem Hjulet, idet det tvinges til at følge Skovlens Krumning; det maa altsaa modtage et Tryk fra Skovlen og selv udøve et lignende Tryk derimod; ved dette Tryk modtager Hjulet Arbejdsmængde fra Vandet.

Foruden denne Virkning ved direkte Tryk foregaaer der dog ofte endnu en anden Virkning, nemlig en Reaktionsvirkning. Som bekjendt vil et Kar, der fyldt med Vand stilles paa Ruller, og paa hvis ene Side der anbringes et Hul, bevæge sig i modsat Retning af den udstrømmende Vandstraale, fordi Trykket paa Hullets Areal er ophævet. Karret siges da at bevæges ved Vandets Reaktion.

En lignende Virkning kan fremkomme ved Turbinerne. Tænkes nemlig den Vandmasse, som fylder Skovlerummene i Hjulet, underkastet et hydraulisk Tryk, saa vil den udøve et Tryk til alle Sider mod sin Begrænsning; kun ved Udløbet er der ingen Begrænsning til at modtage Trykket, og der fremkommer altsaa, ligesom ved Karret, en Reaktionsvirkning, som vil bevæge Hjulet rundt. Vandet virker da foruden ved direkte Tryk, som altid haves, tillige ved Reaktion. Turbinen kaldes da Reaktionsturbine i Modsætning til Trykturbinen, i hvilken Vandet kun virker ved Tryk.

Reaktionsvirkningen kan naturligvis kun fremkomme, naar Skovlerummene ere fuldstændig udfyldte af Vandet, thi kun da kan dette være underkastet et hydraulisk Tryk. Turbiner af denne Construktion arbejde derfor kun rigtig med en ganske bestemt Vandmængde (eller nogle faa ganske bestemte Vandmængder, hvis Hjulet er delt i flere Partier, som hver for sig kunne aflukkes eller sættes i Virksomhed).

Trykket, som Vandet i Hjulet er underkastet, hidrører fra den til Faldet svarende Vandsøjle, men det vil kun svare til en Del af denne. Vandet skal jo nemlig strømme fra Ledeapparatet ind paa Hjulet med en vis Hastighed, *c*. Til

at frembringe denne Hastighed udkræves en Trykhøjde $= \frac{c^2}{2g}$ og denne Størrelse maa derfor fradrages Faldhøjden h for at finde Trykket, som Vandet er underkastet, naar det strømmer ind paa Hjulet. Dette Tryk er altsaa $h - \frac{c^2}{2g}$. Betingelsen for Reaktionsvirkning er da: $h > \frac{c^2}{2g}$ eller $c < \sqrt{2gh}$.

Gjøres $c = \sqrt{2gh}$, bruges hele Faldhøjden til at give Vandet den Hastighed, hvormed det strømmer ind paa Hjulet; der faaes da ingen Reaktionsvirkning, men kun det direkte Tryk, som Vandet udøver mod Skovlerne, fordi dets Bevægelsesretning forandres. Turbinen er da en Trykturbine. I dette Tilfælde er det ikke nødvendigt, at Skovlerummene ere helt fyldte, men Vandet kan strømme som en tykkere eller tyndere Straale langs med den concave Side af Skovlerne, medens Rummene ellers indeholde Luft. En saadan Turbine kan derfor arbejde rigtig med en hvilkensomhelst Vandmængde, der kun er mindre end den Maximumsvandmængde, hvortil Turbinen er bestemt, hvorimod en Reaktionsturbine kun kan arbejde rigtig med den enkelte bestemte Vandmængde, for hvilken den er konstrueret. Derimod have Reaktionsturbinerne andre Fordele fremfor Trykturbinerne, som gjør, at de som oftest bør bruges i de Tilfælde, hvor der kun skal arbejdes med helt fyldte Skovler.

Turbinerne kunne altsaa inddeles i:

1) Reaktionsturbiner,
2) Trykturbiner.

En anden Maade at klassificere Turbinerne paa er efter Vandets Bevægelsesretning under Gjennemgangen gjennem Hjulet. I denne Henseende kan der skjælnes imellem 3 Slags Turbiner, nemlig:

1) Turbiner, i hvilke Vandet fjerner sig fra Axen, idet det træder ind paa Hjulets indre Periferi og gaar bort paa den ydre. (Radialturbiner med indvendigt Tilløb.)

2) Turbiner, i hvilke Vandet nærmer sig til Axen, idet det træder ind paa Hjulets ydre Periferi og gaar bort paa den indre. (Radialturbiner med udvendigt Tilløb.)

3) Turbiner, i hvilke Vandet under Gjennemgangen væsentlig beholder samme Afstand fra Axen, idet Ind- og Udtrædelsen ikke sker paa de cylindriske Flader, men paa de plane Endeflader af Hjulet (Axialturbiner).

1) Reaktionsturbiner.

a. Fourneyrons Turbine.

21. Fig. 32 viser et lodret Snit gjennem Midten, og den ene Fjerdedel af Fig. 33 et vandret Snit gjennem selve Turbinehjulet og Ledeskovlerne.

A er Turbinehjulet eller Løbehjulet; det er fæstet til Axlen *C* ved den skaalformige Plade *a*, den saakaldte Hjultallerken. De krumme Skovler *s* i Løbehjulet sees gjennemskaarne i det vandrette Snit. Indenfor Hjulet findes Ledeskovlerne *l*, som tjene til at lede Vandet ind paa Hjulet i en bestemt Retning; de ere stillestaaende under Hjulets Bevægelse og bæres derfor af Pladen *P*, der atter er fastgjort til Røret *R*, som foroven er fæstet til Bjælkerne.

Pladen *P* har tillige den vigtige Bestemmelse at bære Vægten af den overliggende Vandsøjle. Denne vilde jo nemlig ellers tynge paa Hjulet og derved væsentlig forøge Axlens Friktion.

D er en fastliggende Jerncylinder, som fører Vandet fra Tilløbsrenden ned til Ledeapparatet; *E* er en bevægelig Cylinder, Stigbordscylindren, som ved at skydes ned i Mellemrummet mellem Ledeapparat og Løbehjul lukker for dette. Stigbordscylindren bærer et System af Træklodser, som passe ind imellem Ledeskovlerne og ved deres Form bidrage til at lede Vandet i horizontal Retning ind paa Hjulet.

En Læderkrave paa Stigbordscylindrens Overkant slutter tæt imod den ydre Cylinder *D*.

Stigbordscylindren bevæges ved en særlig Mekanisme, som dels sees af Fig. 32, dels (ovenfra) i Fig. 33. Cylindren hænger i 3 Stænger *f*, der oventil ere skrueskaarne og finde deres Møttrikker i Navene paa de tre Tandhjul *g*. Ved Drejning af disse Hjul, der ere hindrede i at flytte sig, vil Stigbordet hæves eller sænkes. At der samtidig sker lige store Drejninger af

alle 3 Hjul, opnaaes ved Hjulet h, hvori de alle 3 indgribe. Ringen i hindrer Hjulene i at løfte sig fra Pladen, hvorpaa de hvile.

Axlen C's Understøtning foregaar dels ved et Halsleje foroven, dels ved en Tap forneden. Denne Tap bærer en meget betydelig Vægt, og da den tilmed er omtrent utilgængelig, maa der træffes særlige Foranstaltninger forat dens Forsyning med Smørelse kan passes ovenfra, og for at der ligeledes ovenfra kan ske en Indstilling eftersom Tappen slides og Turbinen derved synker.

Den af Fourneyron benyttede Tapkonstruktion ses af Fig. 34. C er Enden af Axlen, hvori Staaltappen T er fastgjort ved en nøjagtig indslebet, svagt conisk Forlængelse. Tappens concave Underflade hviler paa den convexe Staalpande P, der bæres af Støbejernscylindren S. Denne Cylinder sidder i et med Metal udforet cylindrisk Hul i Lejet paa saadan Maade, at den kan hæves og sænkes, og derved kan Turbinen indstilles. For at udføre dette er Lejet saavelsom Cylindren gjennembrudt med et rektangulært Hul, og gjennem dette er ført en enarmet Vægtstang, hvorpaa Cylindren hviler. Denne Vægtstang, som er drejelig om p (Fig. 32), kan indstilles ved Stangen t, der foroven er skrueskaaret og forsynet med Møttrik.

Smørelsen tilføres gjennem Røret r, der indmunder i et Rum forneden i Cylindren S. Herfra gaa 2 Kanaler s til et Rum under Staalpanden P og videre gjennem Furer paa Pandens Overflade ind imellem Tap og Pande. Efterat have virket her, føres Oljen bort ved en Kanal gjennem Tappen og Axlen.

Ringen b hindrer Oljen i at løbe bort ved Overgangen fra Cylindren til de arbejdende Flader.

Med Hensyn til Vandets Virkning mærkes, at her, som altid, skulle Stød saavidt muligt undgaaes, da derved tabes Arbejde, og Vandet skal desforuden forlade Hjulet med en ringe Hastighed for ikke at bortføre mere Arbejde end nødvendig i Skikkelse af levende Kraft.

Indløbet paa Hjulet maa følgelig ske saaledes, at Vandets relative Hastighed c_1 faar Retning efter Skovlens Tangent. Fig. 33 viser, hvorledes dette opnaaes. Hastigheden c efter Ledeskovlens Tangent danner Vinklen α med Hjulperiferiens

Tangent. Hjulets Periferihastighed v_1 er afsat i modsat Retning af den, hvori Bevægelsen foregaar, og Vandets relative Hastighed c_1 er da fundet i Størrelse og Retning som Diagonal i Parallelogrammet af c og v_1. Da nu Hastigheden c_1 skal have Retning efter Hjulskovlens Tangent, faaes, naar denne danner Vinklen β med Hjulperiferien

$$\frac{c}{\sin \beta} = \frac{c_1}{\sin \alpha} = \frac{v_1}{\sin (\beta - \alpha)}.$$

Hastigheden ω, hvormed Vandet forlader Hjulet, er bestemt ved Ligningen

$$\omega^2 = {c_2}^2 + {v_2}^2 - 2 c_2 v_2 \cos \delta,$$

hvor δ er Vinklen mellem Tangenterne til Hjulperiferien og til Skovlens yderste Punkt, v_2 er Hjulets Periferihastighed paa den ydre Omkreds, og c_2 Vandets relative Udtrædelseshastighed.

Den nærmere Bestemmelse af Hastighederne, Vinklerne osv. skal først senere omtales.

Virkningsgraden kan ved denne som ved de fleste andre Slags Turbiner med god Construktion og iøvrigt heldige Forhold stige til 0.7 og derover, dog kun naar Turbinen arbejder med fuld Kraft. Vil man have mindre Arbejde udviklet, og derfor skyder Stigbordet ned, stiller Sagen sig anderledes, idet Resultatet bliver følgende:

Skovlerummene vedblive at være helt fyldte, navnlig naar Hjulet arbejder under Afløbsvandets Overflade, men de modtage en mindre Vandmængde, Vandets Hastighed i Hjulet bliver derfor mindre end beregnet, der opstaar Stød mellem det Vand, som langsomt bevæger sig gjennem Hjulet, og det, som med stor Hastighed strømmer gjennem den indsnævrede Stigbordsaabning, og Virkningsgraden aftager stærkt. For at bøde derpaa indskydes undertiden vandrette Skillevægge, der dele Hjulet i flere saakaldte Etager, hvoraf hver enkelt virker uafhængig af de andre. Man kan da uden væsentlig Forringelse af Virkningsgraden tillukke en eller flere af Etagerne. Fig. 32 viser Hjulet delt i 2 Etager.

Skal Turbinen bruges ved meget høje Fald, vilde den beskrevne Construktion give en meget lang og tung Axel. Der

bruges da hellere Construktionen Fig. 35. Tilløbsvandet kommer gjennem en lukket Ledning *L* til en ligeledes lukket Støbejernsbeholder, som forneden lukkes af Ledeapparatet og Løbehjulet, der iøvrigt have den sædvanlige Indretning. Axlen gaar foroven op gjennem en vandtæt sluttende Stoppebøsse i Beholderens Laag. Reguleringen kunde ske ligesom paa Fig. 32—33, men er paa Fig. 35 tænkt at foregaa ved at løfte og sænke Ledeapparatet ved Røret *R*. Dette er derfor skrueskaaret foroven og forsynet med en Møttrik, som vel kan drejes ved Tandhjulene, men ikke forskydes op og ned. Røret bærer tillige den Plade, som lukker for Vandet oventil, og som ved en Læderkrave slutter tæt mod den ydre Cylinder.

b. Turbiner med udvendigt Tilløb.

Fourneis

22. Fig. 36 viser skematisk en Turbine af denne Slags, construeret af Francis. Tilsvarende Dele ere betegnede med samme Bogstaver som i Fig. 32. Ledeskovlerne ligge her udenom Hjulet. Figuren viser en Turbine, som er bestemt til et højt Fald og derfor, ligesom Fig. 35, er forsynet med en lukket Beholder, gjennem hvis Laag Axlen gaar vandtæt ud gjennem en Stoppebøsse. Axlen kunde selvfølgelig have hvilet paa en Tap forneden, ligesom ved Fourneyrons Construktion; det er imidlertid foretrukket at ophænge Axlen i et Kamleje ved *K*. Indretningen heraf sees paa Fig. 37. Axlen *C* er foroven forsynet med en Række inddrejede Riller, og Lejet, der omslutter Axlen, har tilsvarende Fremspring, paa hvilke altsaa Axlen med Tilbehør hviler. Dette Leje maa ligge nøjagtig i Axlens Retning, forat Trykket kan fordele sig paa rette Maade; af denne Grund er det ophængt saaledes, at det har nogen fri Bevægelighed; det hviler nemlig med et Par Fremspring paa en Ring, som atter hviler paa et Par Stilleskruer. Herved opnaaes en Slags cardansk Ophængning.

Endnu mærkes Pladen *P*, som dækker over hele Hjulet og slutter om Axlen. Denne Plade modtager Trykket, som Vandet ellers vilde udøve paa Hjulet og derved belaste Axlen og frembringe Friktion.

c. Axialturbiner.

23. Det ejendommelige ved disse Turbiner er, at Ledeapparatet ikke ligger i samme Plan som Hjulet, hverken indeni eller udenom, men oftest ovenover. Formen af Skovlerne og Vandets Virkning derpaa er væsentlig som ved de foregaaende. Forat angive Skovleformen tænkes i Reglen lagt et cylindrisk Snit midt igjennem Ledeapparat og Hjul, og dette Snit udfoldes, Fig. 38. Det gjælder ogsaa her om at undgaa Stød ved Vandets Indtrædelse og bringe Vandet til at forlade Hjulet med saa lille Hastighed som mulig.

De vigtigste Former af disse Turbiner ere:

1) Jonvals (eller Henschels) Turbine, Fig. 39. A er Løbehjulet, B Ledehjulet med Ledeskovlerne lodret gjennemskaarne. Fig. 38 viser Udfoldning af det cylindriske Snit midt gjennem Lede- og Løbehjul. Det sees, at Vandet tilledes ovenfra og gaar bort gjennem et lodret Rør nedenfor Løbehjulet, der er lagt et Stykke over det nedre Vandspejl. Herved opnaaes, at Axlen bliver forholdsvis kort, og at Hjulet bliver let tilgjængeligt, da det kan lægges fuldstændig tørt, naar der lukkes for Tilløbsrenden, og disse Fordele opnaaes uden at der tabes Trykhøjde, thi den Del af Faldhøjden, der ligger under Hjulet, vil virke ligesaa godt, som om den fandtes over det. Trykket maalt i Vandsøjle, som vil drive Vandet gjennem Hjulet, er jo nemlig Vandsøjlen h_1 + Atmosfærens Tryk b, maalt i Vandsøjle, men herfra maa trækkes Modtrykket nedefra. Paa det nedre Vandspejl virker Atmosfærens Tryk b, og paa Løbehjulets Underflade altsaa $b - h_2$. Differenstrykket er altsaa

$$(b + h_1) - (b - h_2) = h_1 + h_2,$$

altsaa netop hele Faldets Højde.

Regulering af Vandtilførslen kan ske ved delvis Tillukning for Sugerøret under Turbinen, enten, som paa Fig. 39, ved et ringformigt Stigbord, s, der kan skydes ned for Udløbet, eller ved et drejeligt Spjæld i Røret. Denne Reguleringsmaade medfører dog en meget betydelig Forringelse i Virkningsgraden, naar der arbejdes med kun delvis aabent Stigbord, fordi Vandet da bevæger sig gjennem Hjulet med ringere Hastighed end den beregnede.

Noget fordelagtigere er en Regulering, hvorved der aabnes eller lukkes flere eller færre af Kanalerne mellem Ledeskovlerne. Hertil kan bruges Klapper, som dække over disse Kanaler, og hvoraf flere eller færre kunne løftes ved Hjælp af Stænger. Endvidere bruges bøjelige, ringformige Plader af Læder eller Kautschuk, som kunne aflukke for Vandet ved at dække Indløbet til Ledekanalerne, og som oprulles paa et Par Kegler, naar Turbinen skal arbejde. Ved paaheftede radiære Metalskinner gjøres Pladerne saa stive, at de ikke af Vandet trykkes ned mellem Ledeskovlerne.

Fontaine

Fontaines Turbine, Fig. 40, er ikke i Principet forskjellig fra den Jonvalske, men adskiller sig derfra ved flere Enkeltheder.

Sugerøret under Løbehjulet er saaledes bortfaldet; Hjulet kan derfor ogsaa indrettes som Trykturbine, naar det lægges over Afløbsvandets Overflade.

Stigbordets Indretning vil sees af Udfoldningen Fig. 41. I hvert af Mellemrummene mellem Ledeskovlerne er der en Plade p, som ved en Stang kan bevæges op og ned. Pladen bærer en jevnt afrundet Træklods. Ved at skyde denne Plade ned, kan Kanalen mellem Ledeskovlerne formindskes, og derved Vandtilstrømningen.

Det er her Hensigten at bevæge alle Pladerne samtidig og lige meget. Stængerne fra dem alle ere derfor fæstede til en Ring, og denne hænger atter i 3 Stænger. Til at føre disse kunde naturligvis bruges det af Fourneyron angivne System med 3 Tandhjul, hvis Nav danne Møttrikker for de skrueskaarne Stænger, og som alle indgribe i et fjerde Tandhjul; Fontaine modificerede dog Construktionen saaledes, at det 4de Tandhjul blev udeladt og erstattet af en Kjæde uden Ende, som lagdes udenom Tandhjulene, og hvis Led vare indrettede til at indgribe i Hjulenes Tænder.

Axlens Understøtning er vist i Fig. 42. Tappen T, der bærer Vægten af Axel med Løbehjul o. s. v., er over Vandet og derved let tilgængelig. Selve Axlen, C, er et Støbejernsrør, som foroven, ved Tappen, spalter sig i 2 Arme, der atter forenes lidt højere oppe. En Smedejerns Søjle, S, fastgjort i Bunden af Afløbsrenden, er ført op gjennem den hule Axel og

bærer foroven det Leje, hvori Tappen hviler. Tappen er fastgjort saaledes i Axlen, at den kan skrues frem, og derved kan Axlen med Hjulet indstilles, eftersom Tappen slides.

Ved Axialturbiner har man undertiden brugt en Deling af Skovlerummene svarende til «Etagerne» i Fourneyrons, og i samme Øjemed, ved at indskyde en tredje Hjulkrands concentrisk med de andre saavel i Lede- som i Løbehjulet.

2) Trykturbiner.

(Turbiner med delvis fyldte Skovler.)

24. Naar en Trykturbine skal arbejde saaledes, at Skovlerne kun delvis fyldes med Vand, medens de iøvrigt indeholde Luft, saa er det en Selvfølge, at den nødvendigvis maa løbe i Luften, altsaa ligge over Afløbsvandets Overflade, men der maa endvidere sørges for, at Luften virkelig faar Adgang til Skovlerummene. Haves nemlig en Trykturbine, som løber i Luften, og som, naar Stigbordet er fuldt aabnet, har Skovlerne fyldte, saa viser det sig, at en lille Formindskelse af Stigbordsaabningen vil kjendelig formindske Virkningsgraden, naar der ikke særlig er draget Omsorg for at lette Luftens Adgang; Vandet vil nemlig alligevel udfylde hele Hjulet, hvorved dets Hastighed altsaa bliver for lille. Først naar Stigbordet er skudt ned til et vist Punkt, sker der en Forandring: Luften trænger ind i Skovlerummene, Vandet faar igjen de rette Hastigheder, og Virkningsgraden stiger pludselig. Heraf sees, at det er af Vigtighed at give Luften let Adgang til Skovlerummene.

Disse Turbiner kunne enten være indrettede til samtidig at modtage Vand i alle Skovler, eller til kun at modtage Vand paa et eller flere Steder af Omkredsen. I sidste Tilfælde kaldes de Partialturbiner.

a. Turbiner, der samtidig modtage Vand i alle Skovler.

Construktionen af disse er væsentlig kun ved Skovleformen forskjellig fra, hvad der er omtalt under Reaktionsturbinerne. Ogsaa her haves saavel Radialturbiner med indvendigt eller med udvendigt Tilløb som Axialturbiner. Derimod kan en Sugehøjde under Hjulet, som ved Jonvals Turbine, selvfølgelig ikke bruges.

Løbehjulets Udseende er i Reglen noget forskjelligt fra Turbiners med helt fyldte Skovler. Medens der nemlig ved disse maatte sørges for, at Skovlerummenes Tværsnit i Størrelse nøje afpassedes efter Vandmængden og Vandets Hastigheder paa de forskjellige Steder, saa gjælder det her kun om, at Tværsnittene intetsteds ere for smaa.

Oftest fører Beregningen til stærkere krummede Skovler end ved Reaktionsturbinerne, og derved faa Skovlerummene let et større Tværsnit paa Midten end ved Ind- og Udløbet (se Fig. 43). En saadan Form kan godt bruges her, da Vandstrømmen ikke vil fylde Skovlerummet, men løbe som en Straale langs Skovlens concave Side, naar der kun er skaffet Luften Adgang, og derfor anbringes ofte Aabninger (*a* Fig. 43) i Hjulkrandsene foran Skovlernes convexe Side. Hjulkrandsene gjøres oftest stærkt divergerende henimod Udløbet for at skaffe et stort Udløbsareal og derved muligjøre en lille Udløbshastighed.

Det er navnlig Girard, som har indført disse Turbiner og det i flere Former, baade som Radial- og Axialturbiner, hvorfor de ofte efter ham kaldes Girardturbiner.

Stigbordet til disse Turbiner maa være saaledes indrettet, at det kan lukke mer eller mindre for Kanalerne i Ledehjulet, og da enten saaledes, at alle Kanalerne samtidig lukkes delvis, eller saaledes, at et vilkaarligt Antal kan lukkes helt, medens de øvrige ere fuldt aabne. Det sidste maa i Reglen foretrækkes, hvor det kan lade sig gjøre, det kan f. Ex. ske ved drejelige Klapper, eller ved Fontaines Stigbord, ændret saaledes, at Stængerne løftes en ad Gangen. Fig. 44 viser en Maade, hvorpaa det lader sig gjøre: Ringen *a* er paa sin cylindriske Overflade forsynet med 2 cirkulære Lederiller, der paa et Sted (foran paa Figuren) ere afbrudte og forbundne med en skraa Rille. Stængerne ere forsynede med Hoveder, der gribe ind i Rillerne, og Ringen *a* kan drejes rundt, hvorved Stængernes Hoveder efterhaanden passere fra den nederste til den øverste Cirkel eller omvendt.

Et ejendommeligt Princip, som skyldes Girard, er den saakaldte Hydropneumatisation, der navnlig har Betydning for Turbiner med smaa Fald og vexlende Højde af Afløbsvandet. Skulde nemlig en saadan Turbine lægges over den øverste Stand

af Afløbsvandet, vilde en væsentlig Del af Faldhøjden spildes. Turbinen lægges da lavere og omgives af en lufttæt Kappe, aaben forneden og med den nederste Rand under Vandspejlet (se Fig. 45). I denne Kappe indpumpes Luft gjennem Røret *q*, saa at Vandet delvis drives ud deraf, og Luften faar Adgang til Turbinen. Tilledningen af Vandet sker gjennem et hævertbøjet Rør, som det vil forstaaes af Figuren. Fra Toppen af Hæverten fører et lille Rør *r* til en Luftfortyndingspumpe, som skal bortage den Luft, som ellers kunde samle sig. Røret *s* fører den overflødige Luft bort og vedligeholder derved konstant Vandspejl i Kappen. Klokken *k* opsamler den Luftmængde, som Vandet har revet med sig (som Skum) og fører den tilbage gjennem Røret *t*.

Dette Princip kan ligesaavel bruges til Axial- som til Radialturbiner.

b. Partialturbiner.

Disse bruges, hvor der haves saa smaa Vandmængder og høje Fald, at en Turbine med Indløb paa hele Omkredsen vilde faa uhensigtsmæssig smaa Dimensioner.

Girard har construeret flere forskjellige Former af disse; Fig. 46 viser et Exempel derpaa. De ere egentlig kun forskjellige fra de tilsvarende Fuldturbiner derved, at Ledehjulet ikke har Skovler helt rundt, og som Følge deraf bliver Stigbordsmekanismen simplere, idet den f. Ex. bestaar af en Plade, som ved Tandhjulsindgribning kan drejes hen for Mundingen af Ledekanalerne eller bort derfra. Der lægges i Reglen Indløb paa 2 diametralt modsatte Steder (som i Fig. 46), og Stigbordsmekanismen indrettes til samtidig at aabne lige meget for begge; herved undgaaes Sidetryk paa Løbehjulets Axel. Større Antal Indløb kan naturligvis ogsaa bruges, f. Ex. 4 (Fig. 47), hvor Vandet tænkes tilført nedenfra, og hvert Indløb for sig kan aflukkes ved en Ventil (*v*).

Langt ældre end disse Hjul er det af Zuppinger construerede Tangentialhjul, saaledes kaldet, fordi Vandet ledes ind omtrent tangentielt til den ydre Omkreds. Fig. 48 viser et vandret Snit derigjennem. Ogsaa her anbringes i Reglen 2 diametralt modsatte Indløb; Vandet kommer til Turbinen

gjennem 2 lodrette Rør, R, hvorfra de horizontale, med Ledeskovler forsynede Indløb udgaa. Stigbordsmekanismen kan være, som Fig. 48 antyder, en Plade i hvert Indløb, der skydes hen over Ledekanalernes Inderkant.

Turbiner med vandret Axe.

Denne Opstilling bruges undertiden, oftest med Indløb paa Hjulets nederste Del. Fordelen derved er navnlig den, at der strax haves en vandret Axel, hvad der oftest er Brug for, og man undgaar saaledes en Udvexling med coniske Tandhjul.

Fig. 49 viser et Exempel derpaa. Ledeskovlerne ligge indeni Hjulet og kunne aflukkes ved at skyde en cylinderkrummet Stigbordsplade hen over dem. Figuren vil iøvrigt let forstaaes.

Det tidligere omtalte Poncelets Hjul kunde strængt taget betragtes som en Turbine af denne Slags med udvendigt Indløb; dog har Tyngdens Indvirkning paa Vandet i Hjulet her en væsentlig Betydning for Virkningen, medens den ved de egentlige Turbiner er af underordnet Betydning.

Vandsøjlemaskiner.

25. Hertil maa henregnes alle saadanne Maskiner, som Vandet bevæger ved det Tryk, det er underkastet, medens dets Masse ingen Medvirkning har (tvertimod medfører den Ulemper). Fælles for de fleste af disse Maskiner er, at Vandet bevæger et Stempel i en Cylinder. De bruges kun ved meget store Faldhøjder (store Tryk) og smaa Vandmængder. Fig. 50 viser skematisk en Vandsøjlemaskine, bestemt til Pumpning i Bjærgværker. A er Cylindren, der er lukket i begge Ender, B Stemplet, C Tilledningss- og D Afledningsrøret. Stemplet er vist i sin nederste Stilling, Vandet fra Tilløbsrøret har Adgang under det og driver Stemplet op, medens Vandet over det løber bort gjennem Afløbsrøret. Er da Stemplet kommet til sin øverste Stilling, bliver Stangen s med Stemplerne b_1 og b_2 skudt et Stykke ned, saa at b_1 kommer under Røret fra Cylindrens øvre Ende og b_2 under Røret fra dens nedre Ende. Vandet trykker da Stemplet ned, hvorefter s atter løftes, og det samme

gjentages. Stempelstangen E bevæger Arbejdsmaskinen (Pumpen). Stangen s flyttes af Maskinen selv i rette Øjeblik.

En Maskine som den beskrevne kaldes dobbeltvirkende. Der haves ogsaa enkeltvirkende Maskiner, i hvilke f. Ex. kun Bevægelsen opad bevirkes ved Vandtrykket, medens Nedgangen sker ved Vægten af Stemplet og Stempelstangen, hvilken sidste ofte er særdeles lang og derfor har en betydelig Vægt.

Stempelslagets Længde gjøres i Reglen meget betydelig for at undgaa en altfor hyppig Skiften af Bevægelsesretningen.

Hastigheden maa være ringe, og der maa tilmed sørges for, at Aabning og Lukning af Rørene til Cylindren foregaar langsomt, da der ellers vilde opstaa stærke Stød i Rørene, hver Gang den hele Vandsøjle skulde standses, d. e. berøves sin levende Kraft og atter sættes igang.

Vandsøjlemaskiner af denne Slags kunne regnes at give en Virkningsgrad = 0.80 eller derover, idet Maalinger have udvist en Virkningsgrad = 0.66 à 0.70 for Motor og Pumpe tilsammen.

Hertillands finde de ikke Anvendelse nogetsteds.

I den nyere Tid er der opkommet en hel anden Slags Vandsøjlemaskiner, som paa bekvem Maade udvikle smaa Arbejdsmængder (fra en Brøkdel til nogle faa Hestes Kraft), nærmest bestemte for den mindre Industri. De have især fundet Anvendelse i Schweiz, hvor der ved flere af de større Byer findes højtliggende Vandsamlinger paa nærliggende Bjærge, dels naturlige, dels saadanne, der kunstigt ere oppumpede (ved Vandkraft) fra Flodløbene. Fra disse Vandsamlinger føres Rør til Byen og ind i Husene, hvor Vandet bringes til at afgive sin Arbejdsmængde til de nævnte smaa Vandsøjlemaskiner. Der haves flere Construktioner af disse, men den, som ved nogle sammenlignende Forsøg, der i Schweiz anstilledes med disse Maskiner, fandtes som den bedste, er Schmid's Motor (Fig. 51).

A er Cylindren, B Stemplet, C Tilledningss- og D Afledningsrøret. Cylindren sidder saaledes paa et Par Tapper, at den kan vugge frem og tilbage om en Axe vinkelret paa Figurens Plan. Stempelstangen gaar vandtæt ud gjennem en Stoppebøsse i Dækslet og tager fat paa en Krumtap K paa Axlen E, der bærer Svinghjulet. Virkningen vil let forstaaes:

Naar Vandet tilledes og trykker paa Stemplet, drejes Axlen rundt, derved vugges Cylindren paa sine Tapper, og denne Bevægelse bringer atter de paa Cylindren siddende Kanaler vexelvis i Forbindelse med Til- og Afledningsrørene. Den i Svinghjulet indeholdte levende Kraft vedligeholder Bevægelsen i de «døde Punkter», d. v. s. de Stillinger, hvor Stemplets Bevægelse skifter Retning. *F* er en saakaldet Vindkjedel, d. e. en Beholder med sammentrykket Luft, der forneden staar i Forbindelse med Vandet i Tilledningsrøret. Herved forhindres Vandets Stød i Rørene, idet Bevægelsen i disse vedbliver, selv i Dødpunktstillingerne, og det tilstrømmende Vand gaar midlertidig op i Vindkjedlen og sammentrykker Luften.

Selvfølgelig kunne Motorer af denne Slags kun bruges, hvor de stedlige Forhold begunstige Tilvejebringelsen af Trykvand paa en billig Maade. At oppumpe Vand ved Dampkraft til dette Brug vil saaledes ikke kunne betale sig.

Maskiner til at optage Vindens Arbejde.

26. Det Organ, der direkte modtager Arbejdet fra Vinden, kaldes Vindfang. Der er forsøgt en meget stor Mængde Former af disse, dels vertikale Vindfang med vandret (eller næsten vandret) Axe og dels horizontale Vindfang med lodret Axe. Det er navnlig horizontale Vindfang, hvortil der haves talrige Forslag, fordi de ville kunne virke uafhængigt af Vindretningen, hvorimod vertikale Vindfang maa stilles efter Vinden. Ikke desto mindre er det kun disse sidste, der have vist sig anvendelige i Praxis. Det er ogsaa kun disse, der skulle omtales her.

Vertikale Vindfang. Vindfanget stilles saaledes, at Axen kommer i Plan med Vindens Bevægelsesretning. Vindfanget selv bestaar af et Antal Flager, sædvanlig 4, baarne af Arme, som udgaa radialt fra Axlen. Flagerne kunne være plane eller vindskjæve, men i alle Tilfælde stillede saaledes, at ethvert Element deraf, vinkelret paa Armen, er retliniet og stillet under en Vinkel med Planen vinkelret paa Axen. Gjøres Vingen plan, bliver denne Vinkel ens for alle Elementer, men da baade Erfaringen og Theorien lære, at det er fordel-

agtigst, naar Vinklen er størst for de inderste Elementer og mindst for de yderste, bruges oftest vindskjæve Vinger stillede i Overensstemmelse hermed.

Vindens Virkning paa Vindfanget er en Stødvirkning. Det Tryk, som Vindens Stød udøver mod en Plan, der er stillet vinkelret paa Vindretningen og bevæger sig i denne Retning, kan skrives

$$CA\,(c - v)^2,$$

hvor C er en Constant, A Fladens Areal og $(c - v)$ Vindens relative Hastighed imod Planen, idet c er Vindens og v Planens Hastighed.

Danner Planen en Vinkel α med Vindretningen, udøves Trykket ikke i Vindretningen, men i Retning vinkelret paa Planen, og findes ved at opløse Hastigheden i Composanterne $(c - v)\cos\alpha$ parallel med Planen, og $(c - v)\sin\alpha$ vinkelret derpaa. Den første af disse Composanter vil kun bringe Vinden til at glide af parallel med Planen; ved den anden udøves Stødet, og den indsættes derfor i ovenstaaende Udtryk, som giver

Normaltrykket paa Planen, $P = CA\,(c - v)^2 \sin^2\alpha$. . . (22)

Betragtes nu (Fig. 52) et Element AB af en Møllevinge, begrændset ved 2 Planer vinkelrette paa Armen og uendelig nær ved hinanden, haves, naar CD er Planen vinkelret paa Vindfangets Axe, at Vinden bevæger sig i Retningen $EF \perp CD$ med en vis Hastighed c, medens AB bevæges i Retningen CD med Hastighed v. Normaltrykket er da bestemt ved den relative Hastigheds Composant i Retningen GH vinkelret paa AB.

Composanten af c i denne Retning er $c \sin\alpha$, medens v giver Composanten $v\cos\alpha$; den relative Hastighed er altsaa $(c\sin\alpha - v\cos\alpha)$, og Normaltrykket P i Retning GH:

$$P = C(c\sin\alpha - v\cos\alpha)^2\,dA,$$

hvor dA er det lille Elements Areal.

P maa atter opløses i 2 Composanter, af hvilke den ene, $P_1 = P\cos\alpha$, ligger i Planen CD, den anden, $P\sin\alpha$, staar vinkelret derpaa. Den første Composant virker til Bevægelse, den anden frembringer kun et Tryk efter Vindfangets Axels Længderetning.

Det i en Tidsenhed til Vingeelementet overførte Arbejde er altsaa

$$P_1 \times v = C \,.\, dA \,.\, (c \sin \alpha - v \cos \alpha)^2 \, v \cos \alpha.$$

Den fordelagtigste Værdi af α er den, som gjør dette Arbejde til Maximum, eller gjør Funktionen

$$Y = (c \sin \alpha - v \cos \alpha)^2 \cos \alpha$$

til Maximum. Sættes da $\frac{dY}{d\alpha} = 0$ og bestemmes α derved, faaes

$$tg\,\alpha = \frac{3v}{2c} + \sqrt{2 + \left(\frac{3v}{2c}\right)^2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (23)$$

Nederste Fortegn maa forkastes, øverste svarer til Maximum af Y, altsaa til den gunstigste Vinkel α.

At α blev afhængig af Elementets Hastighed v, som er forskjellig efter Elementets Afstand fra Centrum, viser, at α bør variere, altsaa Vingen være vindskjæv.

For iøvrigt at beregne Talværdier for α, maa der i Formlen tillægges Vindhastigheden c en Værdi, der er god at arbejde ved, og v Værdier svarende til Vindfangets sædvanlige Hastighed.

F. Ex. for et Vindfang med største Radius = 28', 16 Omgange pr. Minut og 20 Fod Vindhastighed har Weisbach beregnet:

Elementets Radius i Fod	4	8	12	16	20	24	28
Vinklen α	63°.29'	69°.57'	74°.22'	77°.23'	79°.30'	81°.3'	82°.13'

Vingen kommer herved til at vende Convexiteten imod Vinden.

Smeaton har anstillet en Del Forsøg med Vindfang udførte i lille Maalestok og bevægede imod stillestaaende Luft, idet de vare fæstede paa en lang Arm og svingedes rundt om en lodret Axe.

Herved var det rigtignok Luftens Modstand, som maaltes, og ikke Vindens Stød, og tilmed indkom der en Centrifugalkraft, saa at Forsøgsresultaterne ikke ubetinget ere paalidelige. Imidlertid fandt han god Overensstemmelse med Theorien.

I Praxis modificeres Formen af Vingerne noget, de gjøres nemlig hule imod Vinden. Desuden lægges ofte de sidste Elementer saaledes, at $\alpha > 90°$ og Vinden vil altsaa paa disse virke til at hæmme Bevægelsen. Dette gjøres af et rent praktisk Hensyn, nemlig forat hindre, at Sejlet løfter sig fra Vingen, naar denne i sin nederste Stilling passerer forbi Møllehuset, foran hvilket der er samlet nogen stillestaaende Luft. Var dette ikke hindret, vilde Sejlet meget hurtigt blive opslidt.

Af Smeatons Resultater skulle anføres følgende:

Gaar Vindfanget tomt (uden at arbejde) vil største Periferihastighed blive omtrent 4 Gange Vindens.

Størst Arbejde faaes, naar det belastes saameget, at Periferihastigheden bliver $\frac{2}{3}$ Gange den største, altsaa $\frac{8}{3}$ Gange Vindens.

Belastes det stærkere, formindskes Hastigheden betydeligt, og den største Last, som det overhovedet kan trække, er omtrent $\frac{6}{5}$ Gange den fordelagtigste.

Ved den fordelagtigste Gang voxer Arbejdet omtrent proportionalt med 3die Potens af Vindhastigheden.

Disse Resultater bekræftes tilnærmende ved Undersøgelser, anstillede af Coulomb, over Vindmøller i Omegnen af Lille. Disse Møller dreve Stampeværker til Oljepræsning, og deres Arbejde kunde da forholdsvis nøjagtigt beregnes af det Antal Stampere, som løftedes, og disses Vægt. Vingerne vare vindskjæve.

Coulomb fandt, at naar Periferihastigheden var $2\frac{1}{2}$ Gange Vindens, udrettedes et Arbejde:

$$L = 0.000507\, n F c^3 \text{ Pundfod}, \ldots\ldots\ldots (24)$$

hvor c er Vindhastigheden i Fod pr. Secund, n Vingernes Antal, og F Arealet af 1 Vinge i Kvadratfod.

Construktionen af Vingerne og deres Befæstelse sker sædvanlig, som Fig. 53 viser, naar Materialet er Træ og der bruges 4 Vinger. 2 og 2 modstaaende Vingers Arme ere samlede til et Stykke og stukket igjennem et Hul i Axlen. En saadan Dobbeltarm bestaar af flere Stykker, samlede ved Fortanding, og ved Jernringe deromkring. Hovedstykket, som gaar gjennem Axlen, naaer til ca. $\frac{2}{3}$ af hver Arms Længde.

Ofte lægges Fortandingen saaledes, at Armen derved tvinges krum, nemlig hul imod Vinden.

Ribbeværket, som danner Underlag for den egentlige Vinge, dannes af Træstokke (Hækskeder), som stikkes igjennem Huller i Armen, oftest saaledes, at den største Del af Vingen ligger til den ene Side af Armen; denne Del, der gjøres rektangulær, dækkes med Sejldug; den anden Del, Bagvingen, der ofte er bredest udadtil, idet de yderste Hækskeder ere længere end de inderste, dækkes med tynde Brædder, Vindbrædderne.

Axlen understøttes ved et Leje tæt ved Vindfanget og et andet ved dens bageste Ende. I dette sidste, der tillige skal modstaa det Tryk, Axlen faar efter Længderetningen, hviler Axlen med en Jerntap, indsat i den bageste Ende, men i det forreste Leje hviler Axlen med hele sin Tykkelse. Dette Leje, Sølen, dannes af en Sten (Sølstenen) med en halvcylindrisk Fordybning til at optage Axlen. Denne er for Sliddets Skyld beslaaet med Jernskinner (Sølflikker). Selvfølgelig er der en meget betydelig Friktion i dette Leje, som derfor konsumerer en betydelig Del af Arbejdet og desuden er et vanskeligt Punkt, idet Axlen med Tiden svækkes paa dette Sted, dels ved Sliddet, dels ved den Ophedning, der opstaar, og som endog kan blive saa stor, at der sker Antændelse. Ved at bruge en Jernaxel, som dels kan gjøres tyndere, dels afdrejes nøjagtigt paa Slidestedet, undgaaes denne Ulempe.

Axlen bærer et Tandhjul, som ved Indgribning i et Drev paa en lodret Axel (Kongeaxlen) overfører Bevægelsen til denne. Desuden findes paa Vindfangets Axel et Bræmseapparat (Persen) til at standse den; det bestaar af et Bræmsebaand, som er lagt om den afdrejede Omkreds af Tandhjulet, og som kan strammes til ved et Spil eller en Vægtstangsforbindelse.

Til at dreje Vindfanget efter Vindretningen haves navnlig 2 forskjellige Maader; herefter inddeles Møllerne i Stubmøller, hvor hele Møllehuset med Vindfang og Arbejdsmaskiner drejes om en faststaaende Stamme, Stubben, hvorpaa hele Møllen hviler, og Hatmøller eller hollandske Møller (Fig. 54), hvor kun den øverste Del, Hatten, som bærer Vindfanget, drejes rundt, medens Arbejdsmaskinerne findes i den nederste, faststaaende Del. Forat Forbindelsen

med Arbejdsmaskinerne desuagtet skal kunne vedblive, maa Drejningen foregaa om en Axe, der falder sammen med den staaende Axels Midtlinie. Denne Axel forsynes desuden med en bevægelig Kobling og dens øverste Leje sættes paa den drejelige Del.

Axlens Retning, som ved Stubmøller undertiden er ganske vandret, er ved Hatmøller oftest hældende under en Vinkel paa 10—15°; Møllehuset kan da gjøres bredere nedadtil, saa at der bliver større Plads deri.

Drejningen iværksættes ved en Arm, Stjærten, hvorpaa der virkes med et Spil. Ved Hatmøllerne udgaar den fra Hatten, afstivet ved en solid Tømmerforbindelse, som Fig. 54 viser. Hatten glider sædvanlig med Klodser af haardt Træ paa den plant afrettede, cirkelrunde Rand af Huset, medens en paa Huset fremstaaende Krands hindrer Hatten fra at glide af.

Undertiden indrettes Møllerne til automatisk at dreje sig efter Vinden. Skal dette ske, maa Hatten være let bevægelig; den sættes da paa Ruller istedetfor paa Klodser. Drejningen bevirkes ved et særligt lille Vindfang, som sættes paa et fra Hatten udgaaende Stativ, og hvis Plan er vinkelret paa Hovedvindfangets. Staar Møllen rigtig, vil det lille Vindfang staa stille, men forandres Vindretningen, bevæger det sig. Denne Bevægelse forplantes til et Drev, som sidder paa Hatten og indgriber i en fastliggende Tandkrands; Hatten vil da føres rundt.

Mekanismen er dog ikke fuldt paalidelig, idet Vinden kan springe saa hurtigt om, at Vindfanget ikke kan følge efter, og desuden vil Friktionen bevirke, at den standser før Vindfanget er kommet ganske i Vinden.

Ved ganske smaa Møller, som undertiden bruges til Pumpning af Vand o. dsl., er det ofte nok at have en stor lodret Flage bagud forat bringe Møllen til at stille sig selv i Vinden.

Den Formindskelse af Vindens Virkning paa Vingerne, som er nødvendig ved stærk Vind, og som almindelig udføres ved at formindske Sejlfladen (svikke Sejlene), har man ligeledes indrettet til at foregaa automatisk. Fig. 55 viser en Maade, hvorpaa det kan gjøres. Vingernes Flader dannes af en Mængde smalle Klapper, k, drejelige om Axer ved a vinkelrette paa Vingens Retning. Klapperne holdes imod Vinden ved en lille

Arm bag paa hver af dem, hvori der udøves Træk af Stangen *s*. Dette Træk bevirkes ved en Vinkelvægtstang med Omdrejningspunkt *b*, og hvis lange Arm trykkes udefter ved Stangen *c*. Denne Stang gaar igjennem den hule Støbejerns Axel, er bagtil forsynet med en Tandrække, hvori en Tandbue indgriber, og trykker Stangen fremad paa Grund af Vægten *P*, som hænger i Tovet *d*. Bliver Vinden saa stærk, at den kan overvinde Vægten *P*, ville Klapperne delvis aabnes, desto mere, jo stærkere Vinden er.

Maskiner til at omdanne Varme til Arbejde.

(Varmemaskiner.)

27. Varmens Omdannelse til Arbejde maa ske ved de mekaniske Virkninger, som den frembringer. En saadan Virkning er Legemers Udvidelse; den bruges i saagodtsom alle herhen hørende Maskiner, idet et luft- eller dampformigt Legeme under sin Udvidelse bringes til at trykke en Maskindel, Stemplet, foran sig.

Iøvrigt kan Maskinernes Indretning være forskjellig, navnlig haves:

Dampmaskiner, i hvilke Varmen forvandler et draabeflydende Legeme (næsten altid Vand) til Damp, ved hvis Tryk Stemplet bevæges.

Varmluftsmaskiner, i hvilke atmosfærisk Luft ved Opvarmning meddeles en forøget Spænding og ved sin derefter paafølgende Udvidelse driver Stemplet frem.

Explosionsmaskiner (Gasmaskiner, Petroleumsmaskiner), hvori en indesluttet Blanding af atmosfærisk Luft og henholdsvis brændbar Gas eller findelt Petroleum antændes og virker paa Stemplet ved Explosionen.

Af disse ere dog Dampmaskinerne de eneste, der kunne bruges med Fordel til Udvikling af store Arbejdsmængder. Kun hvor smaa Arbejdsudviklinger ønskes, kan det under visse Forhold være rigtigst at bruge en af de andre Former af Varmemaskiner.

Dampmaskinen.

28. Dampens Benyttelse til at udrette mekanisk Arbejde blev allerede foreslaaet flere Gange i Løbet af det 17de Aarhundrede, saaledes i Frankrig af Papin, som lod et Stempel bevæge sig i en Cylinder ved at fylde Rummet under Stemplet med Damp og fortætte denne, saa at der dannedes lufttomt Rum og Atmosfærens Tryk drev Stemplet ned.

Apparatet, som aldrig fik praktisk Anvendelse, var ufuldkomment; Dampen dannedes i selve Cylindren ved Ild derunder, og denne Ild borttoges hvergang Dampen skulde fortættes.

I Slutningen af Aarhundredet (1698) lykkedes det Englænderen Savary at construere en praktisk brugbar Maskine til Vandpumpning i Bjergværker ved Dampkraft. Den bestod af en lukket Beholder A (Fig. 56) tildels fyldt med Vand og anbragt over et Ildsted; en anden Beholder B, som ved Røret med Hanen a var forbundet med A, stod tillige i Forbindelse med Røret D med Ventilerne b og c. Gjennem dette Rør, som naaede fra Grubens Bund til Afløbsrenden, løftedes Vandet. Virkningen var følgende:

Hanen a aabnedes, saa at B fyldtes med Damp fra A; Hanen lukkedes da igjen, Dampen fortættedes ved koldt Vand fra Hanen d, som nu aabnedes, og Vandet sugedes op gjennem Ventilen b og fyldte Beholderen B. Derefter aabnedes atter Hanen a, og Dampen trykkede da Vandet op gjennem Ventilen c. Nu lukkedes Hanen a atter, og saa fremdeles.

Apparatet brugte meget Brændsel, da en stor Mængde Damp fortættedes ved den umiddelbare Berøring med Vandet, som selv blev betydelig opvarmet samtidig med at det løftedes.

I Begyndelsen af det følgende Aarhundrede opkom Newcomens Maskine, opfundet af Englænderne Newcomen og Cawley.

Maskinen, Fig. 57, der brugtes til Vandpumpning, havde en oventil aaben Cylinder C med Stempel; Cylinderen stod i Forbindelse med Dampkjedlen K, der var indmuret over et Ildsted. Stemplet var ved en Kjæde ophængt til Balancen B, der var drejelig om sin Midte og i den anden Ende bar Pumpestangen P. I Cylindren blev afvexlende indledet Damp fra Kjedlen gjennem Røret a og indsprøjtet koldt Vand gjennem

Røret *b*. Det kolde Vand fortættede Dampen, og Atmosfærens Tryk drev da Stemplet ned ligesom i Papins Apparat, og Pumpestangen løftedes. Lukkedes nu Hanen *b*, medens *a* aabnedes, strømmede Dampen ind og fyldte Cylindren, medens Stemplet løftedes ved en Modvægt *E* paa Pumpestangen, thi Dampens Spænding var ikke større end Atmosfærens.

Saaledes holdt Maskinen sig omtrent uforandret, indtil det lykkedes James Watt (1768—1800) at indføre saadanne Forbedringer i alle Maskinens Hoveddele, at den ogsaa blev anvendelig til andre Øiemed end Pumpning, samtidig med at Brændselforbruget blev meget mindre. Watt adskildte Kjedlen fra selve Maskinen, og denne sidste fik i alt Væsentligt den Indretning, som endnu bruges. De senere indførte Forandringer skyldes hovedsagelig de bedre Midler, som nu til Dags staa til Raadighed ved Maskinens Forarbejdning, samt den Omstændighed, at man er istand til at arbejde med langt større Damptryk end i Watts Tid.

De vigtigste, af Watt indførte Forbedringer ere følgende:

1) Dampen fortættes ikke i Cylindren, men i en særlig Beholder, Fortætteren eller Condensatoren, hvori koldt Vand indsprøjtes, og hvorfra den fortættede Damp, sammen med det indsprøjtede Vand og den Luft, som er kommen ind med Vandet eller ad Utætheder, bortskaffes ved en Pumpe, Luftpumpen.

Da Condensatoren altid holdes kold, Cylindren altid varm, bliver herved den Varme sparet, som ved Newcomens Maskine medgik til at gjenopvarme de ved hver Indsprøjtning afkjølede Cylindervægge. Tillige sker Fortætningen langt hurtigere end hos Newcomen, saa at Maskinen kan gjøre langt flere Slag i i en vis Tid, og heraf er dens Brugbarhed til andre Øjemed end Pumpning væsentlig betinget.

2) Stemplet lader Watt ikke bevæge ved Atmosfærens men ved Dampens Tryk. Hans Cylinder er derfor lukket i begge Ender, og Damp indledes baade forneden og foroven. Hans første Maskine (1768) var enkeltvirkende, idet kun Stemplets Nedgang bevirkedes ved Damptrykket, Opgangen derimod ved en Modvægt.

Senere byggede han ogsaa dobbeltvirkende Maskiner, hvori Stemplet bevægedes i begge Retninger ved Damptrykket.

3) Dampen bringes til at virke ved Expansion; d. v. s. Damptilførslen fra Kjedlen afbrydes før Slaget er tilende, og den Damp, som er kommen ind i Cylindren, driver da Stemplet den øvrige Vej, selvfølgelig med aftagende Kraft, idet dens Volumen voxer.

Ved Expansion spares Brændsel, idet en given Dampmængde udvikler mere Arbejde, end den ellers vilde. (Derimod vil naturligvis samme Cylinder kunne udvikle mere Arbejde, naar den fyldes helt med Damp, end naar der expanderes. Til samme Arbejdsudvikling hører der altsaa en større Cylinder, men desuagtet mindre Dampforbrug, naar der arbejdes med Expansion, end naar Dampen tilledes under hele Slaget).

Fig. 58 viser en enkeltvirkende Cylinders Indretning. *C* er Cylindren, *D* Damprøret, *F* Condensatoren, *a*, *b*, *c* Ventiler, der bevæges af selve Maskinen ved Vægtstænger og tjene til Ind- og Udledning af Dampen. Under Stemplets Nedgang er *b* lukket, *a* og *c* aabne; Dampen fra Kjedlen strømmer ind over Stemplet og driver det ned, medens Dampen under Stemplet gaar til Condensatoren og fortættes. Under Opgangen ere *a* og *c* lukkede, *b* aaben, Damptrykket paa begge Sider af Stemplet ens (hvorfor *b* kaldes Ligevægtsventilen), og en Modvægt frembringer Bevægelsen opad.

Fig. 59 er en dobbeltvirkende Wattsk Maskine. *C* er Cylindren, *B* Damprøret fra Kjedlen, *D* Dampfordelingsapparatet, *F* Condensatoren. Det paa Figuren viste Dampfordelingsapparat er en saakaldet lang Glider *g*, som bevæger sig i en Gliderkasse, mod hvilken den paa de to Steder *a* og *b* slutter tæt. I den viste Stilling lader den Damp indstrømme under Stemplet, medens den over dette værende Damp strømmer ud ovenover Glideren, ned gjennem dennes indre Hulhed og gaar til Condensatoren. Naar dette Stempelslag er forbi, flytter Maskinen selv Glideren et saa stort Stykke opad, at den nederste Kanal n_1 kommer i Forbindelse med Condensatoren, og den øverste, n_2 modtager Damp fra Kjedlen.

Af Maskinens øvrige Hoveddele er *EG* Balancen, som er drejelig om Midten; den er ved Stangen *d* forbundet med Stempelstangen, og ved Plejlstangen *e* med Krumtappen *A* paa Axlen *H*. Svinghjulet *I* paa Axlen tjener til at gjøre Bevægelsen mere jevn og navnlig bringe Maskinen over de «døde Punkter», d. v. s. de Stillinger af Krumtappen, i hvilke den staar i Retning af Plejlstangen og derfor ikke kan bevæges af denne. Stængerne *h*, *i* og *k*, der i Forbindelse med *d* tjene til at føre Stempelstangen i en ret Linie, uagtet Balancen svinger i en Cirkelbue, kaldes Watts Parallelogram; det skal nærmere blive omtalt senere (Art. 53).

Fortætningsapparatet bestaar af Fortætteren, som modtager Spildedampen fra Cylindren, samt det gjennem Hanen *f* indsprøjtede kolde Vand fra Koldvandskassen *M*, hvori den staar, og af Luftpumpen *L*. En Suge- og Løftepumpe, Koldvandspumpen, som drives ved en Stang fra Balancen (men som ikke er vist paa Figuren) oppumper det kolde Vand til *M*. En Trykpumpe, Fødepumpen, der ligeledes er udeladt paa Figuren, forsyner Kjedlen med Vand og tager dette fra Varmvandskassen *V*, hvortil Luftpumpen afgiver Vandet. Da Luftpumpen imidlertid fører langt mere Vand til Varmvandskassen, end Fødepumpen bruger, findes tillige et Afløbsrør for det overflødige Vand.

Alle Pumperne modtage Bevægelsen fra Balancen, hvortil Pumpestængerne ere ophængte.

De nu brugelige Dampmaskiner gives mange Former. I ganske faa Tilfælde bruges endnu enkeltvirkende Maskiner, men dobbeltvirkende Maskiner ere overvejende almindeligst, og det er hovedsagelig dem, som i det Følgende haves for Øje.

I Reglen ere Kjedlen og selve Maskinen adskilte og kun forbundne ved Damprøret; de skulle derfor beskrives hver for sig.

1) Dampkjedlen.

29. Dampkjedlen er en lukket Beholder, hvis Rum tildels er fyldt med Vand og som opvarmes ved Forbrændingsprodukterne fra et Ildsted.

Som Brændmateriale bruges hovedsagelig Stenkul, Brunkul, Cinders, Cokes, Træ og Tørv. Stenkul er af overvejende størst Betydning, da det er billigst at bruge, Cinders og Cokes give ikke sort Røg og bruges af denne Grund i visse Tilfælde; de øvrige finde kun Anvendelse under særlige Forhold.

I det Følgende forudsættes Brændslet at være Stenkul, naar ikke andet siges.

Den ved Forbrændingen udviklede Varme findes i Forbrændingsprodukterne (der for Kortheds Skyld i det Følgende skal kaldes «Røgen») og skal nu overføres til Kjedlen. Dette sker i Ildkanalerne, hvorigjennem Røgen ledes til Skorstenen, og hvis Begrændsning ganske eller tildels dannes af Kjedlens Flader. Den Del af Kjedelfladen, som kommer i umiddelbar Berøring med Røgen, kaldes Ildpaavirkningsfladen; gjennem den vil Varmen efterhaanden meddeles til Kjedlen og Vandet, saa at Røgen paa sin Vandring stadig bliver koldere og koldere, jo større Ildpaavirkningsflade den har passeret. Omsider kommer Røgen til Skorstenen med en Temperatur, der vel er højere end Kjedlens, men nærmer sig desto mere dertil, jo større Ildpaavirkningsfladen er.

Skorstenen skal dels skaffe Røgen bort, dels frembringe den fornødne Træk ved den Varme, som Røgen endnu indeholder, og som ikke paa anden Maade kan gjøres nyttig.

Virkningen kan nu forfølges nærmere ved en Beregning:

Et Pund gode Newcastle Stenkul udvikle ved fuldstændig Forbrænding ca. 7000 VE. og bruge 2.66 Pund Ilt, som findes i 11.5 Pund atmosfærisk Luft. Røgen vejer da 12.5 Pund, Varmefylden er 0.24, og Temperaturen i Ildstedet bliver altsaa:

$$\frac{7000}{0.24 \times 12.5} = 2333°.$$

Varmen skal nu afgives til Kjedlen, og er Ildpaavirkningsfladen saa stor, at Røgen kommer til Skorstenen med kun 300°, vil der spildes Varmemængden

$$12.5 \times 0.24 \times 300 = 900 \text{ VE.}$$

I Virkeligheden bliver dog Tabet langt større. Det lykkes nemlig aldrig at faa fuldstændig Forbrænding uden ved et meget stort Overskud af Luft, mindst dobbelt saa meget

som ovenanført, og ofte mere endnu. Derved bliver Røgmængden større, Ildstedets Temperatur lavere, og der skal en større Ildpaavirkningsflade til for at faa Røgen afkjølet til samme Temperatur som før, og selv om dette opnaaes, vil dog en langt større Varmemængde gaa tabt, som følgende Beregning viser:

Sæt at den dobbelte Luftmængde bruges, nemlig 23 Pund Luft pr. Pund Stenkul, faaes 24 Pund Røg, hvis Temperatur i Ildstedet er

$$\frac{7000}{0.24 \times 24} = \text{ca. } 1200°,$$

og Varmetabet bliver, naar Skorstenstemperaturen er 300°:

$$0.24 \times 24 \times 300 = 1730 \text{ VE.},$$

altsaa næsten dobbelt saa stort som før.

Deraf følger som Regel: Forbrændingen skal søges tilvejebragt saa fuldstændigt som mulig ved den mindst mulige Luftmængde.

Ildsted, Ildkanaler og Skorsten.

30. Ildstedet. Ved Risten *R* (Fig. 64 og flere af de følgende Figurer), hvorpaa Brændslet hviler, deles Ildstedet i 2 Rum, Ildrummet over Risten og Askefaldet under den.

Ildrummet begrændses paa Siderne og opad af ildfast Murværk eller af Kjedlens Flader, eller af begge Dele i Forening. Fortil findes Fyraabningen, hvorigjennem Brændslet indkastes, og som ellers lukkes af Fyrdøren *D*. Bagtil findes Ildbroen *B*, over hvilken Ildstedet staar i Forbindelse med Ildkanalerne.

Askefaldet skal dels optage den gjennem Risten nedfaldende Aske, dels tilføre frisk Luft til Risten.

Ristens Overflade danner en vandret eller bagtil hældende Plan, der er gjennembrudt for at give Luften Adgang derigjennem.

Den støbes aldrig i ét Stykke, men sammensættes af Stænger, Riststængerne, der ligge parallele og med Mellemrum imellem. Hver Stang kan da udvide og sammentrække sig efter

Temperaturen uafhængig af de øvrige, hvilket er nødvendigt, da de ikke alle ophedes lige stærkt.

Fig. 60 viser 4 Riststænger, som ved Knaster, der støde mod hinanden, holdes i den rette Afstand. Materialet er Støbejern. Højden paa Midten gjøres af Styrkehensyn $\frac{1}{8}$ af Længden, Tykkelsen er et Par Linier mindre forneden end foroven for at ikke nedfaldende Kul- og Slaggestykker skulle klemme sig fast.

Enden af Stængerne hvile paa Tværstykker, og der lades Plads til Udvidelsen. Denne Udvidelse kan blive betydelig, idet Stangen med Tiden antager en blivende Forlængelse, indtil $\frac{1}{24}$ af Længden. Sædvanlig nøjes man dog med mindre Spillerum, f. Ex. $\frac{1}{50}$.

Dette Spillerum maa ikke kunne forstoppes af Kul- eller Slaggestumper; det bør derfor lades aabent nedadtil, saa at disse Partikler kunne falde helt igjennem.

Undertiden bruges andre Former, hvorved det samme opnaaes, f. Ex. som Fig. 61, hvor Riststængernes Ender ere afskraaede.

Riststængernes Dimensioner bestemmes under Hensyn til Styrken, til Aabningernes samlede Areal for Luftgjennemgangen og til, at større uforbrændte Dele ikke maa kunne falde igjennem.

Brændes Stenkul skal mindst $\frac{1}{4}$ af hele Ristarealet være aabent, og ved Træ $\frac{1}{5}$. Sædvanlig gjøres Stængernes Brede 1 à $1\frac{1}{2}$" foroven, Mellemrummenes $\frac{1}{4}$ à $\frac{1}{2}$".

Stængernes Længde maa ikke overskride 3' eller højst $3\frac{1}{2}$'. Skal Risten være længere, maa der anbringes 2 Sæt Riststænger bag hinanden, som antydet i Fig. 61. Derved faaes en samlet Ristlængde af indtil 6 à 7 Fod. Længere bør Risten aldrig være, da Fyrets Pasning ellers vanskeliggjøres i høj Grad.

Ristens Størrelse afhænger af den Mængde Brændsel, som i en Tidsenhed skal forbrændes derpaa. Luften kan i Almindelighed antages at strømme gjennem Risten med en Hastighed af 4 à 6 Fod i Secundet; der kan altsaa gjennem 1 Kvadratfod Rist, hvoraf $\frac{1}{4}$ er fri Aabning, strømme 3600 à 5400 Cubikfod Luft i Timen, og hermed kan forbrændes 12 à 18 Pund Stenkul.

Den højeste Grændse for Størrelsen af en Rist er bestemt ved, at Længden, som omtalt, ikke maa overskride 7′ og helst ikke 6′. Breden er meget ofte indskrænket af andre Hensyn, f. Ex. naar Ildstedet ligger i en indvendig Ildkanal. Er Breden ikke indskrænket af saadanne Hensyn, tager man den ofte stor for at kunne formindske Længden af Risten; dog bør den aldrig gjøres større end 5 Fod af Hensyn til Ildens Pasning.

Ildrummets Højde, regnet fra Ristens Overflade, gjøres mindst 1 à $1\frac{1}{2}$′.

Ildbroen skal tvinge Luften, som gaar igjennem den bageste Del af Risten, til at passere nogenlunde lodret op gjennem Brændslet og ikke slippe umiddelbart ud i Ildkanalerne. Tillige sker der over Ildbroen en Blanding af Forbrændingsprodukterne, hvorved uforbrændte Gasarter tændes og Forbrændingen bliver fuldstændigere. Broens Højde maa ikke være for ringe, helst 6 à 8″, og hvis Ildstedet ikke ligger i en indvendig Ildkanal, saa at Pladsen over Risten ikke af denne Grund er indskrænket, kan den gjøres langt større.

Aabningen over Ildbroen maa have et Areal, der er omtrent $\frac{1}{5}$ à $\frac{1}{4}$ af Ristarealet.

Fyraabningen gjøres rektangulær, ofte med hvælvet Overkant, Breden = 14 à 18″, Højden 10 à 12″.

Fyrdøren er af Støbejern og sædvanlig beskyttet mod Straalevarmen fra Ildstedet ved en tynd Smedejerns Brændplade, fæstet saaledes til Døren, at den holdes i nogle Tommers Afstand fra dennes indre Side.

Til meget brede Riste gjøres Fyraabningen betydelig større end ovenfor angivet, og den lukkes da ved et Par Fløjdøre.

Forpladen er en støbt Plade, hvortil Døren er ophængt ved Charnier, og hvori Fyraabningen findes. Forpladen fæstes til Forsiden af Kjedlen eller til Murværket, hvis der er udvendig Ildsted. Dens Form retter sig selvfølgelig efter Omstændighederne.

31. Ildkanalerne maa intetsteds have mindre Tværsnit end Arealet over Broen, og helst betydeligt større, fordi Luftens

Hastighed og altsaa Ledningsmodstandene derved blive ringe, samt fordi der maa være Plads til den Aske, som Røgen fører med sig, og som aflejrer sig i Ildkanalerne.

Rensedøre maa være anbragte paa saadanne Steder, at alle Dele af Ildkanalerne kunne renses derigjennem. Hvis det er muligt, gjøres Kanalernes Tværsnit saa stort, at de kunne passeres af en Mand, som da, foruden Rensningen, tillige kan foretage et Eftersyn af Kjedelpladerne.

I den sidste Del af Ildkanalerne, nærmest Skorstenen, findes Røgspjældet, Fig. 62, en Plade, som glider i en indmuret Ramme, og som ved at skydes ned formindsker Kanalens Tværsnit, hvorved Trækken kan reguleres.

I Ildkanalerne skal, som omtalt, Varmen afgives til Kjedlen. Er Ildkanalen delvis begrændset af Murværk, vil rigtignok ogsaa dette modtage nogen Varme, men da det er en slet Varmeleder, vil det snart faa samme Temperatur som Røgen paa det tilsvarende Sted, og den Varme, som det da bortleder, er meget ringe.

Kjedelfladen derimod, som er en god Varmeleder og paa Indersiden er i Berøring med Vand, vil, naar Kjedlen er i regelmæssig Virksomhed, afgive til Vandet hvert Øjeblik netop lige saa megen Varme, som den i samme Tid modtager fra Røgen, saa at den gjennemstrømmes af en constant Varmestrøm, hvis Styrke paa hvert Sted vil bero paa Forskjellen mellem Røgens og Vandets Temperatur. Denne Forskjel er imidlertid variabel, størst nærmest Ildstedet, mindst nærved Skorstenen. Er Røgens Temperatur et vist Sted u, Vandets Temperatur θ, der her skal betragtes som constant over hele Kjedlen, hvilket tilnærmende er rigtigt i de fleste Tilfælde, vil den Varmemængde, som i en Time overføres gjennem 1 Kvadratfod Ildpaavirkningsflade, være:

$$K.(u-\theta),$$

hvor K er en Constant, hvis Størrelse vel afhænger af Fladens Materiale, Tykkelse, Renhed for Kjedelsten o. s. v., men som dog, da Kjedlens Vægge altid ere tynde og godt varmeledende, vil være omtrent ens for alle Kjedler i god Stand.

Gjennem et Element dI af Ildpaavirkningsfladen passerer i Timen Varmemængden

$$dW = K.(u-\theta)\,dI.$$

Røgen mister herved denne Varmemængde, og dens Temperatur faar da en (negativ) Tilvæxt du bestemt ved

$$0.24\,R\,.\,du = -dW,$$

hvor R er Røgmængden, altsaa

$$-K(u-\theta)\,dI = 0.24\,R\,du \text{ eller } K\,dI = -0.24\,R\,\frac{du}{u-\theta}.$$

Ved Integration faaes for hele Ildpaavirkningsfladen I, idet u varierer fra Ildstedtemperaturen u_0 til Skorstenstemperaturen u_1,

$$KI = 0.24\,R\,l\left(\frac{u_0-\theta}{u_1-\theta}\right) = 0.24\,R\,.\,2.303\,\log\left(\frac{u_0-\theta}{u_1-\theta}\right).$$

hvor log betegner den briggiske Logarithme.

Endvidere faaes heraf

$$\frac{u_0-\theta}{u_1-\theta} = 10^{\frac{KI}{0.24\,.\,2.303\,.\,R}},$$

der giver

$$u_0-u_1 = (u_0-\theta)\left(1-10^{-\frac{KI}{0.24\,.\,2.303\,.\,R}}\right),$$

men hele den afgivne Varmemængde er

$$W = 0.24\,R\,(u_0-u_1),$$

hvoraf

$$W = 0.24\,R\,(u_0-\theta)\left(1-10^{-\frac{KI}{0.24\,.\,2.303\,.\,R}}\right).$$

Istedetfor R indføres hellere Kulmængden p, idet, som vist Pag. 78, $R = 24p$ under Forudsætning af, at det dobbelte af det nødvendige Luftkvantum tilføres. Dette giver

$$W = 5.76\,p\,(u_0-\theta)\left(1-10^{-\frac{I}{K_1\,.\,p}}\right),$$

hvor K_1 er en ny Constant, som af Colding er fundet = 3. Dette giver, naar for 5.76 skrives 6:

Den af Kjedlen modtagne Varme pr. Time

$$W = 6p\,(u_0-\theta)\left(1-10^{-\frac{I}{3\,p}}\right). \quad \ldots\ldots \quad (25_a)$$

Ildpaavirkningsfladen

$$I = 3p \log \left(\frac{u_0 - \theta}{u_1 - \theta} \right). \quad \ldots\ldots\ldots (25_b)$$

Skorstenstemperaturen

$$u_1 = \theta + (u_0 - \theta) 10^{-\frac{I}{3p}}. \quad \ldots\ldots\ldots (25_c)$$

Dampmængden i Pund pr. Time

$$D = \frac{W}{620} = \frac{p}{103}(u_0 - \theta)\left(1 - 10^{-\frac{I}{3p}}\right). \quad \ldots (25_d)$$

Den sidste Formel er fremkommen ved at regne 620 Varmeenheder til 1 ℔ Vands Fordampning. Er Vandets Temperatur 0°, medgaaer der nemlig til Fordampningen $606.5 + 0.305\,t$ Varmeenheder, naar t er Dampens Temperatur. Da denne i Praxis kun varierer forholdsvis lidt, og dens Variation tilmed kun har ringe Indflydelse paa Varmemængdens Størrelse, er den gjennemsnitlig sat = 150°.

Ovenstaaende Udtryk giver da ca. 652 VE., og naar Vandet indpumpes i Kjedlen med 32° Temperatur, forbruges til Dampdannelsen 620 VE.

Er i specielle Tilfælde Forsyningsvandets Temperatur betydelig højere eller lavere, maa selvfølgelig Tallet 620 forandres overensstemmende dermed.

Formlerne vise iøvrigt, at man altid har $u_1 > \theta$, men desto mindre u_1, jo større Ildpaavirkningsflade. Dog vil først $I = \infty$ giver $u_1 = \theta$, og samtidig bliver Dampmængden for en vis Kulmængde saa stor som mulig.

Det sees endvidere, at jo større I er, desto mindre Betydning vil en yderligere Forøgelse deraf have, og da nu en stor Værdi af I fordrer en stor Kjedel, som dels er kostbar at anskaffe, dels optager megen Plads, naaes snart Grændser, udover hvilke det ikke lønner sig at forøge Ildpaavirkningsfladens Størrelse. Denne Grændse er forskjellig efter Kjedlens Bestemmelse; ved almindelige faststaaende Kjedelanlæg regnes 4 à 4½ Pund Damp i Timen af hver Kvadratfod Ildpaavirkningsflade, men hvis der tilsigtes stor Brændselsøkonomi, tages forholdsvis større Ildpaavirkningsflade.

Følgende Tabel giver en Oversigt over Formlernes Resultater, idet der er regnet $\theta = 150°$.

$\frac{I}{p} =$	∞	3	2	1.5	1.4	1
$\frac{D}{p} =$	10	8.3	7.23	6.3	6.02	4.9
$\frac{D}{I} =$	0	2.8	3.6	4.2	4.3	4.9
$u_f - \theta =$	0	95	204	300	324	440
$u_f =$	150	245	354	450	474	590

Som nævnt, er det forudsat, at der bruges dobbelt saa meget Luft som theoretisk nødvendig, hvilket er den mindste Luftmængde, der kan give fuldstændig Forbrænding ved almindelig Fyring og med Trækken frembragt paa almindelig Maade ved den varme Luftsøjle i en Skorsten. I enkelte Tilfælde, navnlig ved Lokomotiver, bliver dog Forholdet anderledes. Her frembringes meget stærk kunstig Træk, hvorved Luften suges med betydelig Hastighed gjennem den forholdsvis lille Rist og det meget tykke Lag Brændsel. Derved kan opnaaes fuldstændig Forbrænding med kun ringe Overskud af Luft, Røgmængden bliver da ringe, og Ildstedtemperaturen høj (Pag. 77). Der behøves da ogsaa forholdsvis lille Ildpaavirkningsflade, saaledes haves ofte ved Lokomotiver $\frac{I}{p} = 1$, og desuagtet faaes erfaringsmæssigt $\frac{D}{p} = 6$ à 7.

32. Skorstenen skal dels tjene til at bortskaffe Røgen, dels til at frembringe den fornødne Træk ved Hjælp af den varme og derved mindre vægtfyldige Røgsøjle. Størrelsen af den Kraft, der herved fremkommer, og som virker til at drive Luften gjennem Ildsted, Ildkanaler og Skorsten, kan let beregnes, og ved at opstille Betingelsen for, at denne kan sætte Luften i Bevægelse samt overvinde Friktionsmodstanden i

nele Ledningen, Modstandene ved Ombøjninger og Knæk i Ledningen o. s. v., faaes en Ligning, hvoraf enten kan beregnes Skorstenens Virkning, naar Dimensionerne ere givne, eller bestemmes, hvilken Højde Skorstenen maa have, naar en vis Virkning skal frembringes.

Vanskeligheden ligger imidlertid i Bestemmelsen af de forskjellige Modstande.

Kaldes Skorstenens Højde h, Røgens Temperatur deri u_1, og Vægten af en Kubikfod Røg, reduceret til 0°, γ, haves Trykket af Røgsøjlen pr. Arealenhed

$$= \frac{\gamma}{1 + \alpha u_1} h.$$

Trykket af den tilsvarende Søjle atmosfærisk Luft udenfor Skorstenen er, naar Temperaturen er $t°$ og Luftens Vægtfylde regnes lig med Røgens, naar de reduceres til samme Temperatur,

$$\frac{\gamma}{1 + \alpha t} h.$$

Trykdifferensen er altsaa

$$\gamma h \left(\frac{1}{1 + \alpha t} - \frac{1}{1 + \alpha u_1} \right) = \gamma h \frac{(u_1 - t)\,\alpha}{(1 + \alpha t)(1 + \alpha u_1)}.$$

Højden af den Søjle Luft til Temperatur u_1, som maaler Trykdifferensen, bliver, idet saadan Lufts Vægt pr. Kubikenhed er $\frac{\gamma}{1 + \alpha u_1}$:

$$\alpha h \frac{(u_1 - t)}{(1 + \alpha t)}.$$

Modstandenes Bestemmelse er vanskelig eller umulig, da overordentlig mange Forhold komme i Betragtning. Peclet angiver gjennemsnitlig, naar de maales i Luftsøjle til Temperaturen $u_1°$:

Ledningsmodstandene i den hele Strækning (Ildsted, Ildkanaler, Skorsten) af Længde l, som Røgen skal passere

$$0.05 \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g},$$

hvor v er Hastigheden i Skorstenens Munding, d dens Tværmaal.

De øvrige Modstande, nemlig ved Indstrømning, Gjennemgang gjennem Rist og Brændsel, Ombøjninger og Knæk o. s. v.

$$= 13 \frac{v^2}{2g}.$$

Med disse Tal faaes Ligningen

$$a h \frac{u_1 - t}{1 + at} = \left(13 + 0.05 \frac{l}{d}\right) \frac{v^2}{2g}$$

hvoraf

$$v = \sqrt{\frac{2g\,a h\,(u_1 - t)}{(1 + at)\left(13 + 0.05 \frac{l}{d}\right)}} \cdot \cdots\cdots \quad (26)$$

Røgens Hastighed bliver altsaa, som det maatte ventes, desto større, jo større Temperaturdifferensen og jo mindre Længden l af Røgens hele Vej er.

Den Luftmængde, som en given Skorsten kan suge ind i Ildstedet, er dog ikke derfor størst for det største u_1, thi om end Hastigheden v voxer med Skorstenstemperaturen, saa aftager ogsaa Røgens Tæthed, saa at der vil være en vis Temperatur u_1, for hvilken Skorstenen befordrer størst Luftmængde.

En Beregning af denne Temperatur vil dog ikke give noget paalideligt Resultat, da Udtrykkene for Modstandene ere rent empiriske. Desuden maa Skorstenens Temperatur rette sig efter de øvrige Forhold ved Anlægget, navnlig efter Forholdet $\frac{I}{p}$, saaledes som Tabellen Pag. 84 viser.

Det befordrede Røgvolumen af Temperatur u_1 er

$$Fv,$$

hvor F er Skorstenens Lysningsareal.

Ved 0° har denne Luftmængde Rumfanget

$$Q = \frac{Fv}{1 + a u_1}$$

og vejer

$$\gamma Q = \frac{\gamma F v}{1 + a u_1}, \cdots\cdots\cdots \quad (27)$$

hvor v tages af (26).

Da Størrelsen af det frembragte Træk afhænger af mange forskjellige Forhold og tilmed varierer ved samme Skorsten efter

Vindens Styrke og Retning, Lufttemperaturen, Barometerstanden o. s. v., saa vil ovenstaaende Theori vel give en Forestilling om Hovedvirkningen, men til Beregning i hvert specielle Tilfælde vil den ikke have stor Betydning. Tilmed lader Trækken sig altid regulere med Røgspjældet, naar den kun ikke er for lille, saa at det alene gjælder om at tilvejeskaffe rigelig Træk. Det opnaaes i Reglen ved følgende Dimensioner af Skorstenen:

Skorstenens Højde ved faststaaende Anlæg gjøres mindst 60′, ofte større, indtil 100′ eller derover.

Skorstenens Lysningsareal i den øverste Munding gjøres = Summen af Ristaabningerne, altsaa sædvanlig $\frac{1}{4}$ af hele Ristarealet.

Længere nede gjøres Skorstensarealet noget større.

Materialet i Skorstenen er i Reglen Mur, som dels er meget varigt og dels, som slet Varmeleder, hindrer Røgen i at afkjøles udvendigfra. For Styrkens og Stabilitetens Skyld forøges Murtykkelsen ovenfra nedad, f. Ex. saaledes at der foroven bruges $\frac{1}{2}$ Stens Tykkelse indtil $16\frac{1}{2}$′ Fod under Toppen, hvorefter kommer 1 Stens Tykkelse og saa fremdeles (Fig. 63). Paa Dampskibe er man derimod nødsaget til at bruge Jernskorstene, ligesaa ved interimistiske Anlæg.

Kunstig Træk finder hovedsagelig Anvendelse paa Lokomotiver, men ogsaa ved faststaaende Kjedelanlæg er den nu og da forsøgt, dels saaledes at Røgen suges ud af Ildkanalerne og drives ind i Skorstenen, dels saaledes at frisk Luft indblæses under Risten. I sidste Tilfælde faaes et større Tryk i Ildstedet end Atmosfærens, og Fyrdøren maa derfor være absolut tætsluttende, naar ikke Røgen skal trænge ud derigjennem.

Til Luftens Bevægelse kan bruges en Centrifugalblæser eller Ventilator, drevet ved den til Kjedlen hørende Dampmaskine, men oftest bruges dog Dampen mere direkte dertil i Form af en Dampstraale, der bringes til at rive Luften med sig. En Skorsten med naturlig Træk maa dog anbefales ved alle faste Kjedelanlæg, hvor der kan bygges en saadan, da den Varme, der bevirker Skorstenstrækken, dog i alle Tilfælde vil være tabt, og den naturlige Træk altsaa haves for Intet. Kun hvor Skorstenen viser sig utilstrækkelig, enten fordi den er

bygget for lille fra først af, eller fordi den senere er blevet det ved Udvidelse af Anlæget, kan man hjælpe sig ved at bruge kunstig Træk.

Ved Lokomotiver er derimod den kunstige Træk en Nødvendighed.

Dampkjedlernes Form og Anbringelse.

33. De Fordringer, som i forskjellige Tilfælde stilles til Dampkjedlerne, ere højst forskjellige og medføre atter en Mængde forskjellige Kjedelformer.

Kjedelformen er væsentlig betinget af Hensynet til Styrken samt af det indbyrdes Størrelseforhold mellem Ildpaavirkningsfladen og Kjedlens Rumfang, der atter deles i Vandrummet og Damprummet. Hvert af disse Hensyn skal derfor først særskilt betragtes.

Styrkehensynet betinger en Form, som er saaledes i Ligevægt under Damptrykkets Indflydelse, at den ingen Tilbøjelighed har til at forandre sig. Denne Betingelse vilde Kugleformen fuldstændig opfylde, men den vilde af flere Grunde være uhensigtsmæssig og desuden vanskelig at fremstille; derfor bruges hovedsagelig den cirkulære Cylinderflade som Grundform; den vil heller ikke forandres ved Trykket, men der staar da endnu tilbage at lukke den for Enderne. Hertil vilde det være korrektest at bruge kugleformige Bunde, hvilket ogsaa undertiden sker, men da de ere vanskelige at fremstille, bruges oftest plane Bunde, som, da de kun have ringe Udstrækning, let kunne gjøres stærke nok.

Ildpaavirkningsfladens Størrelse og Virkning er allerede omtalt (Art. 31).

Vandrummet og Damprummet virke regulerende paa Damptrykket, og det desto mere, jo større de ere. Dampen tages nemlig i Reglen stødvis fra Kjedlen, og det er da indlysende, at jo større Damprummet er i Forhold til det Dampvolumen, som afgives hver Gang, desto mindre vil Trykket vexle derved.

Vandrummet virker imidlertid paa lignende Maade og endda langt kraftigere end Damprummet. Et Exempel vil bedst oplyse Forholdet: En Kjedel med ligestort Damp- og Vandrum fore-

ligger, Damptrykket er 4 Atmosfærer (absolut Tryk). Temperaturen vil da være 144°. Der spørges, hvormeget Damp der pludseligt kan afgives, uden at Spændingen synker mere end 0.1 Atmosfære.

Hvis Damprummet alene skulde afgive Dampmængden, vilde den kunne give omtrent $\frac{0,1}{4} = \frac{1}{40}$ af sit Volumen, og Temperaturen vilde da synke til ca. 143°.

Som Følge af Trykformindskelsen vil imidlertid Vandet strax afgive Damp, og det saa meget, at Vandets Temperatur synker fra 144° til 143°. Der er da af hvert Pund Vand afgivet 1 Varmeenhed, og da der for at forvandle 1 Pund Vand af 143° til 1 Pund Damp af samme Temperatur medgaar

$$606.5 + 0.305 \,.\, 143 - 143 = 507 \text{ Varmeenheder},$$

saa vil $\frac{1}{507}$ af Vandmængden forvandles til Damp, men Dampens Volumen er ved den betragtede Spænding 474 Gange Vandets, følgelig vil det Dampvolumen, som Vandet afgiver, være $474 \,.\, \frac{1}{507} = 0.933$ Gange Kjedlens Damprum, eller 37.3 Gange saa stort som det, der kunde afgives af Damprummet selv.

Heraf sees, at Kjedlens Evne til i et Øjeblik at kunne afgive en stor Mængde Damp, væsentligst betinges af et stort Vandrum og kun i ringere Grad af et stort Damprum. Imidlertid vil der ved en pludselig Fordampning rives mange smaa Vandstænk med af Dampen, og det saaledes medførte, ikke fordampede Vand vil ligefrem kunne være til Skade ved Dampens Anvendelse, og i alle Tilfælde vil det medføre Tabet af Varmen, som dette Vand indeholder. Derfor er et stort Dampvolumen og navnlig et højt Damprum af Betydning for at skaffe tør Damp.

Foruden i denne Henseende vil Vandrummets Størrelse ogsaa paa en anden Maade virke regulerende, navnlig naar Kjedlen forsynes med koldt Vand; det vil nemlig da formindske den ved Vandforsyningen frembragte Afkjøling.

Disse Egenskaber medføre, at store Damp- og Vandrum maa foretrækkes i alle Tilfælde, hvor Kjedlen er fastliggende, og saavidt mulig bestandig i Virksomhed.

Derimod bør Kjedler, som kun bruges i kortere Tid ad Gangen og med længere Hviletider, have mindre Vandrum, fordi den hele Vandmængde hver Gang skal opvarmes og den dertil medgaaede Varmemængde spildes, naar Kjedlen efter Brugen afkjøles.

Smaa Vandrum bruges ogsaa ved Kjedler, som skulle være transportable, saasom Lokomobil- og Lokomotivkjedler, og navnlig naar det kommer an paa at kunne skaffe Dampspænding saa snart efter Opfyringen som muligt, f. Ex. ved Dampsprøjter.

1) Stationære Kjedler.

34. Watts Lavtrykskjedel. Fig. 64 fremstiller den Form af Kjedel, som Watt anvendte (i Slutningen af forrige Aarhundrede). Kjedlen, der paa Grund af sin Form kaldtes Vognkjedel eller Kuffertkjedel, var bestemt til Damptryk, der kun meget lidt overskred Atmosfærens, hvorfor Styrkehensynet var af underordnet Betydning ved Formens Bestemmelse. Alligevel anbragtes Tværafstivningerne *s* deri.

Kjedlen *K* indmuredes, som Figuren viser, *R* er Risten, *I* Ildkanalerne, som førte Røgen først under Kjedlen, og derpaa langs begge Sider deraf, undertiden ogsaa gjennem Kjedlen ved en Kanal som den i Tværsnittet punkterede.

Denne Kjedel maa nu betragtes som aldeles forældet og har kun historisk Interesse.

De paa Kjedlen viste Apparater skulle siden omtales.

Af de nu brugelige Kjedelformer nævnes:

Den simple cylindriske Kjedel. En Kjedelform dannet af en enkelt Cylinder med kugleformige Endeflader er den simpleste og stærkeste, der kan haves. Fig. 65 viser en saadan Kjedel i dens Indmuring. Risten *R* ligger under Kjedlen, nærved dennes forreste Ende, og en enkelt Ildkanal fører Røgen langs Kjedlens hele Længde.

En saadan Kjedel indeholder en betydelig Vandmængde i Forhold til Ildpaavirkningsfladen og er derfor kun økonomisk, naar den bruges uafbrudt i længere Tid. Den optager desuden megen Plads i Forhold til Dampmængden, som den udvikler, og

navnlig bliver Længden ofte betydelig, da Styrkehensynet sætter Grændse for Diametrens Størrelse.

I England har man i enkelte Tilfælde brugt indtil 80 Fods Længde, men allerede langt under denne Grændse fremtræde Ulemper ved den betydelige Udvidelse og Sammentrækning, som foranlediges ved Temperaturforandringen. Meget længere end 30 Fod bør saadanne Kjedler ikke bygges.

Cylindriske Kjedler med indvendig Ildkanal (korniske eller cornwallske Kjedler) (Fig. 66). Det lukkede Rum mellem Cylindrene indeholder Vandet og Dampen; Ildstedet ligger i den indre Cylinder, Røgen ledes igjennem denne til den bageste Ende af Kjedlen, deler sig og gaar samtidig gjennem Kanalerne I_2 og I_3, samles atter i Kanalen I_4 og gaar endnu engang langs Kjedlens hele Længde.

Denne Kjedel vil med samme Ildpaavirkning blive betydelig mindre end den foregaaende, saa at den optager mindre Plads. Desuden vil dens Vandrum være langt mindre, saa at der hurtigere kan skaffes Dampspænding deri, og det er en mindre Varmemængde, der tabes ved Afkjølingen efter Brugen.

Derimod trænger Kjedlen i højere Grad end den foregaaende til Afstivning, navnlig dens plane Bunde og dens indvendige Ildkanal, hvorom senere.

Ildpaavirkningsfladen forøges ofte yderligere, uden at Kjedlen kommer til at optage mere Plads, ved Rør tværs igjennem den indre Ildkanal. Rørene (Galloways Rør) (Fig. 67) ere dannede ved Svejsning og have Kraver ved Enderne; deres Form er saa meget conisk, at den mindste Endeflades Krave er lidt mindre end Rørets ydre Diameter ved den brede Ende; de kunne da let sættes paa deres Plads og fastnittes.

Der kan sættes en Række saadanne Rør bag hverandre i Ildkanalen, oftest skraat, vexelvis til den ene og til den anden Side, som antydet i Fig. 68. De afgive en meget virksom Ildpaavirkningsflade, da de gjennemløbes af en Vandstrøm nedenfra opad. Tillige tjene de som Afstivning for Ildkanalen.

Kjedlens Dimensioner maa af Hensyn til Rensningen være saa store, at en Mand kan bevæge sig deri uden altfor stort Besvær; hertil udfordres mindst 22″ mellem Ildkanalens Over-

kant og den ydre Kjedel. Desuden maa Pladsen under Ildkanalen være mindst 5". Sædvanlig gjøres Ildkanalens Diameter halv saa stor som den ydre Kjedels; kaldes denne D, haves

$$D \geqq \frac{D}{2} + 5'' + 22''; \; D \geqq 54''$$

og Ildkanalens Diameter mindst 27".

Samme Kjedel kan indmures paa andre Maader, f. Ex. som Fig. 68.

Der er her 2 ydre Ildkanaler, adskilte ved en Mur, hvorpaa Kjedlen hviler. Nær Kjedlens Forside er en Aabning i denne Mur til Forbindelse mellem Ildkanalene. Hele Røgmængden passerer dem begge, den ene efter den anden.

Undertiden lægges Ildstedet foran Kjedlen, som det nærmere skal omtales under den næste Kjedelform.

Cylindriske Kjedler med 2 indvendige Ildkanaler (Fairbairns Kjedler, Lancashire Kjedler) (Fig. 69). Disse Kjedler maa foretrækkes for korniske Kjedler i de Tilfælde, hvor Diametren er saa stor, at der er Plads til 2 Ildkanaler deri. Ved 2 indvendige Ildkanaler faaes nemlig større Ildpaavirkningsflade med samme Længde og samme ydre Diameter af Kjedlen. Ildkanalerne kunne dog ikke godt have mindre Diameter end 25 Tommer, og regnes nu 5" som mindste Afstand mellem Yderkjedel og Ildkanaler og mellem disse indbyrdes, faaes Kjedlens Diameter

$$D \geqq 2.25 + 3.5 = 65'',$$

forudsat at Ildkanalerne lægges i Højde med Centrum, men da de altid lægges lavere, saa maa $D \geqq 68''$

Til Rensning af Rummet under Ildkanalerne bør haves et særligt Rensehul paa Kjedlens Forflade.

Kjedlen forsynes almindeligt med 2 Ildsteder, et i hver Ildkanal, og dens Indmuring sker da ligesom Fig. 66 og 68 vise for Kjedler med 1 Ildkanal.

Undertiden lægges dog Ildstedet foran Kjedlen, helt omgivet af Murværk (Fig. 69).

Fordelen herved skal navnlig være den, at der opnaaes en fuldstændigere Forbrænding, fordi Flammen til alle Sider om-

gives af glødende Murværk og ikke afkjøles ved Berøring med de langt koldere Kjedelplader, før Forbrændingen er foregaaet. Desforuden kan man, naar der er 2 Ildsteder, sætte disse i Forbindelse med hinanden foran Kjedlen, saa at Røgen fra begge blandes; hvis da Ilden passes saaledes, at der afvexlende fyres paa de 2 Ildsteder, vil det ene af disse give sort Røg med uforbrændte Gasarter, samtidig med at det andet giver klar Røg med Overskud af Ilt, og naar disse Røgmængder blandes, kan en temmelig fuldstændig «Røgforbrænding» opnaaes. Ved at lægge Ildstedet foran Kjedlen vindes desuden bedre Plads dertil, og den Indskrænkning i Ildkanalerne, som ellers fremkommer ved Ildbroen, bortfalder. Dog undgaaes Indsnævringen ikke ganske, thi det er nødvendigt at udfore Mundingen af Ildkanalerne med ildfaste Sten for at beskytte dem mod Flammens Virkning.

En Ulempe ved saadanne Ildsteder er, at Murværket ikke i Længden kan modstaa Heden; navnlig trænger Hvælvingen over Ildstederne ofte til Fornyelse.

Cylindriske Kjedler med Forvarmere eller med Kogerør (Fig. 70, 71 og 72). Medens hertillands cylindriske Kjedler med indvendige Ildkanaler næsten udelukkende bruges til faste Kjedelanlæg, saa bruges andetsteds Kjedler dannede af flere Cylindre liggende jevnsides og indbyrdes forbundne med hinanden. Oftest haves da en større Cylinder, Hovedkjedlen, og en eller flere mindre, Rørene.

Røgen kan da først virke paa Hovedkjedlen og der frembringe den væsentligste Dampdannelse, og siden afgive Resten af sin Varme til Rørene, hvori der saa kun finder ringe Dampdannelse Sted, men en første Opvarmning af Forsyningsvandet, der netop indpumpes i Rørene. Disse kaldes af denne Grund Forvarmere.

En anden Maade er at lade Røgen først afgive Varmen til Rørene, som da kaldes Kogerør, og derefter i mere afkjølet Tilstand komme til Hovedkjedlen, som saaledes skaanes mere.

a) Kjedler med Forvarmere. Fig. 70 viser Tværsnit af en Kjedel med 1 Forvarmer. Ildstedet ligger foran og under

Hovedkjedlen, og Røgen ledes i en enkelt Ildkanal omkring denne og derfra ned om Forvarmeren, som ligger i en særlig Ildkanal. Fig. 71 viser Kjedlen uden Indmuring. Vandspejlet findes i Hovedkjedlen, medens Forvarmeren er helt fyldt med Vand. Der er vist 3 Forbindelsesrør mellem Hovedkjedel og Forvarmer, disse tjene tillige til at bære Hovedkjedlen, saa at Vægten hviler paa Muren *s*, hvorpaa Forvarmeren ligger.

Ved denne Kjedelform tilstræbes at skaffe forskjellig Temperatur af Vandet i de forskjellige Dele, idet det kolde Vand indpumpes i Forvarmeren og faar den første Opvarmning af den mest afkjølede Røg, hvorved Varmen afgives saa fuldstændig som mulig.

Med Hensyn til Konstruktionen mærkes: Forbindelsesrørene mellem Hovedkjedel og Forvarmer maa ikke være for korte, mindst 18″ for at der ikke skal komme for stor Spænding i Materialet, naar Hovedkjedel og Forvarmer udvide sig ulige stærkt paa Grund af deres forskjellige Temperatur. Iøvrigt kan man ogsaa nøjes med et enkelt Forbindelsesrør; dette kan da ikke hindre Delenes frie Udvidelse.

Der maa i alle Tilfælde være draget Omsorg for, at et af Forbindelsesrørene udgaar fra Forvarmerens højeste Punkt, for at ikke den Damp, som muligvis dannes i Forvarmeren eller den Luft, som udskilles deri, skal blive staaende og unddrage en Del af dens Flader fra Berøring med Vandet, saa at de kunne blive glødende.

Bruges der 2 Forvarmere, lægges de bedst i hver sin Ildkanal, som efter hinanden passeres af Røgen. Den Forvarmer, som først passeres, forbindes med Hovedkjedlen, den anden, i hvilken Fødevandet indpumpes, forbindes atter med den første. Ved denne sidste Forbindelse maa der ogsaa tages Hensyn til, at den Damp, som muligvis udvikles i den anden Forvarmer, kan slippe fuldstændig bort.

Forvarmernes Diameter maa af Hensyn til Rensningen være saa stor, at en Mand uden megen Besvær kan passere dem, f. Ex. Diam. = $2\frac{1}{2}$ à 3′. I Endepladen maa være et Mandehul. Røret til Hovedkjedlen maa helst være saa stort, at en Mand kan krybe derigjennem (Diam. = 18″).

b) Kjedler med Kogerør adskille sig væsentligst kun ved Anbringelsesmaaden fra de nys omtalte. Dog gjøres i Reglen Kogerørene af langt ringere Diameter end Forvarmerne, og der er ofte et større Antal deraf, indtil 6. Ligesom Forvarmerne maa de helst ligge lidt skraat og saaledes, at Dampen kan slippe ind i Hovedkjedlen.

Fødevandet indpumpes gjerne i Hovedkjedlen. Kogerørene afgive en meget virksom Ildpaavirkningsflade, men Rensningen af dem er besværlig, og forsømmes den, samler der sig snart saa tykt Lag Kjedelsten, at de blive uvirksomme og deres Plader forbrændes. De bruges mest i Belgien og Nordfrankrig.

De nævnte Former af stationære liggende cylindriske Kjedler ere de vigtigste, men der gives endnu en Mænde andre Former deraf.

Desuden kunne de combineres paa forskjellig Maade; saaledes kan en cylindrisk Kjedel have samtidig Forvarmere og Kogerør, en kornisk Kjedel kan forsynes med Forvarmer, o. s. v.

35. Staaende Kjedler anvendes sædvanlig kun til Udvikling af smaa Dampmængder, navnlig i Tilfælde, hvor der forlanges, at Kjedlen kun maa optage ringe Plads. De gjøres i Reglen cylindriske med indvendig Ildsted, indmures ikke, men omgives med slette Varmeledere, f. Ex. Filt med en Træklædning om. Den ydre Flade kan derfor ikke bruges som Ildpaavirkningsflade.

Risten findes i en indvendig Ildkasse, hvis Vægge danne Ildpaavirkningsfladen, der yderligere kan forøges ved Rør førte igjennem paa forskjellige Maader.

a) Kjedler med vandrette Kogerør (Fig. 73). Der lægges et større eller mindre Antal Rør gjennem Ildkassen, saaledes at de omspilles af Flammen, medens Vandet cirkulerer mellem dem. (I den ydre Kjedel maa der være et Rensehul ligefor Mundingen af hvert saadant Rør). Sluttelig ledes Røgen op gjennem Damprummet. Da herved en Del af Ildpaavirkningsfladen kommer over Vandspejlet, maa der sørges for, at Røgen, før den kommer hertil, er bleven saa afkjølet, at den ikke kan gjøre Røret glødende. Det gjælder om næsten alle staaende Kjedler.

b) Kjedler med lodrette Røgrør (Fig. 74). Røgen ledes fra Ildstedet gjennem et System af lodrette, snævre Rør, hvorom Vandet spiller, op til et Røgkammer, hvorfra Skorstenen udgaar. Paa Kjedlen findes Rensedøre, hvorigjennem Rørenes Ydersider kunne renses. Dette er dog besværligt, hvorfor undertiden den ydre Kjedel er delt efter en vandret Plan og skruet sammen; ved at løsne denne Forbindelse kan Kjedlens Overdel løftes af som en Klokke, og hele Rørsystemet blottes.

c) Field-Kjedler (Fig. 75). Ejendommeligt for disse er et System af lodrette Rør, hvoraf Fig. 76 viser et i større Maalestok. *a* er et Smedejernsrør, Vægtykkelsen ca. $\frac{1}{8}$". Diametren f. Ex. $2\frac{1}{4}$"; det er lukket i den nedre Ende, og indeni er sat et snævrere Rør (1") af Jernblik eller af Støbejern, aabent i begge Ender. Dette indre Rør naaer næsten helt ned til Bunden af det ydre og rager med sin øvre Ende et Stykke op deraf. Det holdes i sin Stilling ved 3 Flige foroven og 3 forneden, som holder det centralt. Rørets Længde beror paa Pladsen; den kan f. Ex. være 3'.

Disse Rør omspilles af Ilden, idet de hænge ned gjennem coniske Huller i Ildkassetaget, hvori den øverste conisk afdrejede Del af det ydre Rør passer nøjagtig.

Vandet imellem ydre og indre Rør opvarmes og stiger tilvejrs, medens der samtidig gaar en Strøm af koldt Vand ned igjennem det indre Rør, og der fremkommer saaledes en livlig Cirkulation, som end yderligere forøges, naar Dampdannelsen begynder og Rummet mellem Rørene er opfyldt med Dampbobler.

Ved disse Rør faaes saaledes en meget stor og virksom Ildpaavirkningsflade, medens Kjedlen kun behøver at indeholde en ringe Vandmængde; der kan altsaa hurtigt efter Opfyringen skaffes Damp tilveje, men Dampen er i Reglen temmelig blandet med Vandpartikler paa Grund af den stærke Kogning.

Rørenes Rensning for Kjedelsten lettes derved, at de kunne udtages simpelthen ved et Slag opad mod den nedre lukkede Ende og atter indsættes efter Rensningen. Saadanne Rør bruges iøvrigt ikke blot i staaende Kjedler, men ogsaa i andre Kjedelformer.

2) Transportable Kjedler.

36. Ved disse gjælder det i Almindelighed om at gjøre Kjedlen saa let som mulig og bringe den til at optage saa lille Plads som mulig, altsaa indeholde en stor Ildpaavirkningsflade i et lille Rum. Dette opnaaes ved at lede Røgen igjennem et stort Antal snævre Rør, hvis Overflade er Ildpaavirkningsflade. Ildstedet er altid indeni Kjedlen, og dennes ydre Flader blive ikke paavirkede af Røgen. Der haves væsentlig 2 Hovedformer, Lokomotiv- og Lokomobilkjedler, og Skibskjedler.

Lokomotiv- og Lokomobilkjedler (Fig. 77) ere liggende Kjedler, gjennem hvis Vandrum der er ført en Mængde Rør af ringe Diameter til Røgens Gjennemgang.

Kjedlen selv bestaar af 3 Hoveddele, nemlig Ildkassen, hvori Ildstedet findes, en cylindrisk Del, hvorigjennem Rørene ere førte, og Røgkammeret, der er i umiddelbar Forbindelse med Skorstenen.

Ildkassen er sammensat af den indre Ildkasse, hvori Risten findes, og fra hvis ene Væg Rørene udgaa, samt den ydre Ildkasse, der er forbundet med den cylindriske Del af Kjedlen. I Rummet mellem begge er der Vand.

Forbindelser mellem den ydre og indre Ildkasse haves dels forneden og dels ved Fyraabningen, enten som i Fig. 77 eller i Fig. 77_a. Den første Forbindelsesmaade, ved en massiv Smedejerns Rand, er den solideste, da Pladerne altid lide ved at bøjes som i Fig. 77_a. Fyraabningerne dannes dog oftest paa denne sidste Maade, da Materialet her ikke paavirkes saa stærkt af Damptrykket, og Aabningens Form bliver bekvemmere.

Foruden disse Forbindelser udkræves endnu en Afstivning af de plane Flader for at sætte dem istand til at modstaa Damptrykket. Det sker dels ved Stagbolte gjennem Vandrummet, dels ved Ankere over den indre Ildkasses Tag, som nærmere skal omtales (Pag. 106).

Materialet til den ydre Ildkasse er altid Jern, men den indre Ildkasse bliver for Lokomotivernes Vedkommende som oftest forfærdiget af Kobber, der erfaringsmæssig modstaar Ildens Virkning langt bedre end Jernet, som hurtig ødelægges. Aarsagen til, at Jernet ikke kan holde sig her, maa navnlig

søges i, at Flammen har en langt højere Temperatur end ved andre Kjedler, da der paa Grund af den stærke kunstige Træk kan faaes Forbrænding med forholdsvis ringe Overskud af Luft.

Ved Lokomobiler haves vel ogsaa kunstig Træk, men den er ikke saa stærk paa Grund af, at der bruges langt ringere Dampspænding.

Den ydre Ildkasses forreste Plade har en cirkelrund Aabning, hvortil den cylindriske Del af Kjedlen slutter sig. Dennes forreste Ende lukkes atter af Røgkammeret, der kan have forskjellig Form, som oftest en kort Cylinder med stor Diameter. Længden maa være saa stor, at Skorstenen kan faa Plads derpaa, og Diametren saa stor, at Rørene, som udmunde i Røgkammeret, kunne renses gjennem Døren paa dets Forside.

Rørene i Lokomotivkjedler ere oftest Messingrør, med indvendig Diameter ca. $1\frac{3}{4}''$. I Lokomobiler bruges lidt større Rør af Smedejern. Diam. = $2\frac{1}{4}$ à $2\frac{1}{2}''$.

Rørenes Antal er i Lokomotivkjedler sædvanlig 150 à 300; i Lokomobilkjedler langt ringere.

Rørene indsættes først efterat Kjedlen er samlet. Pladerne ere iforvejen forsynede med Huller saa store, at Rørene kunne føres derigjennem, hvorefter Rørenes Munding udvides, til den faaer en conisk Form og passer nøje i Hullet. Hertil kan bruges et simpelt Redskab, bestaaende af en slank og smal Staalkile med afrundede Kanter, som ved Slag drives ind i Rørmundingen, men for hvert Slag trækkes tilbage og drejes lidt. Der haves dog ogsaa et mere sammensat Apparat, der virker hurtigere og lettere; dets arbejdende Dele ere 3 smaa Staalvalser, der ligge udenom en slank Staalkegle, som kan trykkes frem ved en Skrue, og spænde Valserne ud fra hverandre. Apparatet anbringes med Valserne i Rørmundingen og drejes rundt samtidig med at Keglen skydes frem.

Ildstedets og Ildpaavirkningsfladens Størrelse ved Lokomotiver med høj Spænding, saasom 9 Atmosfærers Differenstryk, bliver at bestemme paa anden Maade end ved almindelige Kjedler, fordi den stærke kunstige Træk tilsteder at bruge et langt tykkere Lag Brændsel paa Risten og desuagtet opnaa stor Hastighed af Luften, hvilket atter medfører fuld-

stændig Forbrænding med ringe Luftoverskud og derved høj Temperatur.

Brændsellaget gjøres 18—36 Tommer tykt, 1 Kvadratfod Ristflade kan da forbrænde 40—50 Pund Kul i Timen. Der regnes 1 Kvadratfod Ildpaavirkningsflade for hver 8 Pund Damp i Timen, hvorved hvert Pund Kul giver omtrent 8 Pund Damp. Ristfladen bliver derved $\frac{1}{40}$ à $\frac{1}{50}$ af Ildpaavirkningsfladen.

I Lokomobiler bruges ikke saa høj Spænding, og som Følge deraf bliver Trækken ikke saa stærk. Sædvanlig haves kun 4 Atmosfærers Differenstryk.

Paa 1 Kvadratfod Rist kan da brændes 35 til 40 Pund Kul i Timen. Der maa mindst haves 1 Kvadratfod Ildpaavirkningsflade for hver 6 Pund Damp i Timen. 1 Pund Kul kan da regnes at give omtrent 5 Pund Damp. Større Ildpaavirkningsflade er fordelagtigere og bør bruges, hvor det lader sig gjøre, men giver en større og tungere Kjedel. Der regnes indtil 1 Kvadratfod Ildpaavirkningsflade for hver 3.5 Pund Damp i Timen, og herved kan faaes 7 Pund Damp pr. Pund Kul.

Den kunstige Træk frembringes ved at lade Maskinens Spildedamp, som endnu har en betydelig Spænding, strømme lodret op gjennem Skorstenen fra et Rør, Blæserøret, med opadvendt Munding. Dampen, som strømmer ud heraf med en betydelig Hastighed, altsaa en betydelig levende Kraft, blandes med Røgen, som den river med sig, og fremkalder derved en Trykformindskelse i Røgkammeret, som, naar Ligevægt er indtraadt, netop vil være tilstrækkelig til at overvinde Modstanden mod Luftens Bevægelse fra Indstrømningen i Ildstedet og til Røgkammeret.

Dampstraalens levende Kraft bruges altsaa paa følgende Maade: Noget tabes ved Stødet mellem Damp og Røg. Noget indeholdes i Blandingen af Damp og Røg som levende Kraft. Noget fremkalder Luftfortynding i Røgkammeret og overvinder derved Ledningsmodstandene. Det er selvfølgeligt, at jo større Del af den levende Kraft der medgaar til denne sidste Anvendelse, desto større Virkning faaes, og dette medfører atter, at Røg og Damp bør forlade Skorstenen med saa ringe levende Kraft som mulig, altsaa med ringe Hastighed. Skorstensmundingen maa altsaa gjøres vid, men da en virkelig

Blanding af Røg og Damp er nødvendig for Virkningen, ledes man til at gjøre Skorstenen conisk med det største Tværsnit oventil, saa at Blandingens Hastighed, der først er stor, lidt efter lidt aftager mod Skorstensmundingen.

Coniske Skorstene bruges ved Lokomotiver, hvorimod Lokomobiler forsynes med cylindriske Skorstene, hvis Højde gjøres saa stor, at den fremkaldte naturlige Træk kjendelig understøtter Virkningen.

37. Skibskjedler. Formen af disse er forskjellig fra de foregaaende, dels af Hensyn til Formen af det Rum, hvori de skulle ligge, og dels fordi Vandspejlet bør være lille, da ellers de øvre Dele af Ildpaavirkningsfladen let vilde komme over Vandspejlet ved Skibets Bevægelser.

Fig. 78 viser den almindeligste Form. Udvendig er Kjedlen cylindrisk; Diametren er stor, ofte 10—12′ eller derover, medens Længden er forholdsvis lille. Fra Kjedlens Forflade udgaa Ildkanaler (paa Figuren tre) hver med sit Ildsted; de udmunde i en fælles Ildkasse, hvorfra Røgen føres gjennem et System af Rør til Røgkammeret paa Kjedlens Forside og derfra til Skorstenen. Rørene skulle for største Delen ikke tjene til Afstivning af de Flader, hvorimellem de gaa; de behøve derfor kun at være simpelthen inddrevne i coniske Huller paa Endefladerne, og kunne da ogsaa let udtages i fornødent Fald. Dog lader man oftest nogle af Rørene tillige gjøre Tjeneste som Afstivning, idet de føres et Stykke gjennem Pladerne, skrueskjæres udvendig ved Enderne, og forsynes med Møttrikker paa begge Sider af Pladerne.

Rørenes Diameter er sædvanlig $2\frac{1}{2}$ à $3\frac{1}{2}$″. Materialet er gjennemgaaende Smedejern.

Kjedler dannede af snævre Vandrør. I den senere Tid er der opkommet forskjellige Kjedler dannede af snævre Rør, hvori Vandet og Dampen findes, og udenom hvilke Røgen ledes. Saadanne Kjedler faa et meget lille Vandrum og kunne altsaa hurtig opvarmes; de have en betydelig Styrke paa Grund af Rørenes ringe Diameter og egne sig derfor til Damp af høj Spænding, saa meget mere, som en Overanstrængelse deraf ikke vil medføre en voldsom Explosion af hele Kjedlen, men

kun Brud paa et af Rørene. De bruges baade som stationære Kjedler og som Skibskjedler.

Som Exempel skal nævnes den vigtigste af dem, nemlig Bellevilles Kjedel. Fig. 79 viser dens Hovedindretning. Rørene ere af Smedejern, ligge næsten horisontalt og ere ordnede i flere af hverandre uafhængige Grupper stillede ved Siden af hverandre over det fælles Ildsted. Hver Gruppe er dannet saaledes: Fra det vandrette Rør A, der er fælles for alle Grupperne, udgaar Røret a skraat opad og er ved sin øvre Ende samlet med det næste Rør b ved et Forbindelsesstykke af hammerbart Støbejern, hvori begge Rørene ere indskruede. Røret b ligger tæt til Siden for a og er paa lignende Maade forbundet med det tredie Rør a_1, der ligger lige over a og er parallelt dermed; a_1 er atter forbundet med b_1 ovenover og parallelt med b og saa fremdeles, indtil det sidste Rør b_8 indmunder i det vandrette Tværrør B, der ligesom A er fælles for alle Grupperne. Risten ligger under alle Rørene, og Rummet, hvori disse findes, lukkes fortil af Jernfløjdøre (hvoraf kun den ene er vist paa Figuren), og paa Siderne og bagtil af Murværk, hvis det er en stationær Kjedel, eller af Jernplader, hvis det er en Skibskjedel.

Røgen omspiller Rørene, mellem hvilke den passerer i en samlet lodret Strøm, og gaar foroven ud til Skorstenen. Vandspejlet findes omtrent midtvejs, saa at det halve Antal Rør er fyldt med Vand, Resten med Damp. Uagtet Røgen saaledes kommer til at virke paa Damprummet, indeholder Dampen dog endel Vandstænk; disse søges fraskilte ved Centrifugalkraften, idet Dampen ledes til Beholderen C og tvinges til at gjennemfare en skrueformet Kanal, indesluttet imellem denne Beholder og en deri indsat concentrisk Beholder, samt en skrueformet Væg imellem begge. Endelig kommer Dampen ind i den indre Beholder, hvorfra Damprøret udgaar (og hvorpaa tillige Sikkerhedsventilen findes). Det udskilte Vand ledes ned i Beholderen D, der tillige staar i Forbindelse med Vandrøret A og tjener til at optage det af Vandet afsatte Slam.

Paa Grund af det lille Vandrum maa Ildens Styrke hvert Øjeblik afpasses efter Dampforbruget, for at Spændingen kan

holdes konstant, hvilket kan ske ved at regulere Trækken paa rette Maade.

Hertil haves en selvvirkende Regulator, væsentlig bestaaende af en Fjeder, som ved sin Formforandring drejer et Spjæld, som lukker for Røgkanalen til Skorstenen. Vandforsyningen, som her maa ske continuerligt, reguleres tildels paa en lignende Maade, nemlig saaledes, at Vandet under constant Differenstryk indstrømmer i Kjedlen. Kjedelpasseren maa da stille Hanen mer eller mindre aaben efter Forbruget.

Dampkjedlers Bygning, Pladetykkelse, Afstivning.

38. Som nævnt, dannes Kjedlerne af Jernplader, der forbindes ved Nitning. Pladernes Tykkelse bestemmes af Styrkehensynet, idet der tillige iagttages, at for Plader, som ligge i Ildpaavirkningsfladen, maa Tykkelsen ikke gjerne overskride $\frac{3}{8}$ eller $\frac{7}{16}$ Tomme, kun undtagelsesvis kan $\frac{1}{2}$" bruges.

For disse Pladers Vedkommende maa derfor Tykkelsen tages som given, og ved Bestemmelsen af de paagjældende Kjedeldeles Dimensioner maa der drages Omsorg for, at Pladerne ikke lide større Paavirkning, end de kunne taale.

De almindeligst forekommende Tilfælde ville være indbefattede i følgende:

1) Den cirkulære Cylinder med Tryk indvendig fra.
2) Kuglekalotten do. do.
3) Planen.
4) Den cirkulære Cylinder med Tryk udvendig fra.

1) Cylindren med Tryk indvendig fra. Trykket virker her kun til Strækning af Materialet, men har ingen Tilbøjelighed til at forandre Formen. Der bliver da kun at undersøge Modstanden mod Overrivning dels efter en Plan vinkelret paa Axen og dels efter en Plan derigjennem.

Kaldes Diametren d, Pladetykkelsen t, Damptrykket (Differenstrykket) paa Arealenhed p, faaes Kraften i Snittet vinkelret paa Axen $= \frac{\pi}{4} d^2 p$ virkende til Overrivning af Arealet $\pi d t$,

altsaa Spændingen paa Arealenhed $= \frac{d \cdot p}{4t}$.

For Snittet gjennem Axen haves pr. Længdeenhed

Kraften $= d \,.\, p$,

Snittets Areal $= 2 \,.\, t$,

altsaa Spændingen paa Arealenhed $= \frac{d \,.\, p}{2 \,.\, t}$.

Kraften til Overrivning af Pladen efter en Frembringer er altsaa dobbelt saa stor som i Retningen vinkelret derpaa.

Pladernes Tykkelse maa derfor bestemmes efter Formlen

$$r = \frac{p \,.\, d}{2 \,.\, t},$$

hvor r er den tilladelige Spænding paa Enhed af Areal i Materialet.

Værdien af r maa fastsættes under Hensyn til Pladernes Svækkelse ved Nittehullerne. Den fulde Plade vil med Sikkerhed kunne taale 9000 ℔ paa Kvadrattommen; Nittehullerne optage ved enkelt Nitterække ca. $\frac{1}{3}$ af Snittets Areal, følgelig maa r ikke tages større end 6000 ℔, og under Hensyn til den Svækkelse, som efterhaanden indtræder under Brugen, maa $r \leqq 4000$ ℔,

Bruges enkelte Nitterækker, faaes derved følgende Formel til Tykkelsens Beregning:

$$t = \frac{p \,.\, d}{8000}, \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (28)$$

idet alle Maal ere Tommer.

Dobbelte Nitterækker bruges undertiden til Sømmene paa langs ad Kjedlen (efter Frembringerne). Nitterne ordnes da i 2 Rækker, saa at Afstanden mellem Nitterne i samme Række bliver større, og Pladerne svækkes mindre. I saa Tilfælde kan Tykkelsen regnes efter Formlen:

$$t = \frac{p \,.\, d}{12000}. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (29)$$

Til Sømmene vinkelret paa Længderetningen bruges altid enkelte Nitterækker.

Sømmenes Ordning er af Betydning. Pladerne samles ved Længdesømme til Ringe eller Bælter, der sættes ind i hinanden og samles ved Tværsømme, enten saaledes at hverandet

Bælte har en saa meget større Diameter end de tilstødende, at disse kunne sættes ind deri (Fig. 80_a), eller saaledes, at alle Bælterne ere svagt coniske og ligge indeni det ene og udenom det andet af de tilstødende (Fig. 80_b). Hvorledes det end sker, maa Længdesømmene aldrig gaa i Forlængelse af hinanden, men vexle, for ikke at svække Kjedlen mere end højst nødvendig.

2) Kuglekalotten. Denne Form bruges undertiden som Begrændsning for Enden af Kjedlen. Kuglefladen har ligesom Cylindren den Egenskab, at dens Form ikke forandres ved Trykket. Spændingen i Materialet er ens overalt og kan derfor findes ved at betragte en hel Kugle med Diameter d_1 paavirket af Trykket p til Overrivning efter en Diametralplan. Kraften vil være

$$\frac{\pi}{4} d_1^2 p$$

til Overrivning af Arealet $\pi d_1 t_1$, hvor t_1 er Pladetykkelsen.

Spændingen r_1 paa Kvadrattommen bliver da

$$r_1 = \frac{d_1 p}{4 t_1}. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (30)$$

Vil man have samme Spænding i Materialet og samme Godstykkelse i Kuglekalotten og i den tilstødende Cylinder, maa altsaa Kuglens Radius tages = Cylindrens Diameter. Dette Forhold bruges ofte, dog tages gjerne Kuglens Pladetykkelse alligevel noget større end Cylindrens, da Materialet svækkes mere ved at drives op til en Kugleflade end ved at bøjes til en Cylinder.

3) Planen. Da denne kan opfattes som en Kugle med ∞ stor Diameter vil Formel (30) give $r_1 = \infty$ eller $t_1 = \infty$, hvorved antydes, at Planen ikke kan holde sin Form uforandret under Trykkets Indvirkning. Naar derfor plane Flader bruges, stoles der paa Materialets Stivhed eller Evne til at modstaa bøjende Virkninger; saadanne Flader maa derfor kun anvendes i ringe Udstrækning eller med tilbørlig Afstivning.

Det lader sig godtgjøre, at naar en cirkelrund Plade med Diameter d og Tykkelse t er indspændt ved Randen og paa-

virket af et Tryk p paa Arealenhed, vil største Spænding r i Materialet være bestemt saaledes (efter Grashof):

$$r = \tfrac{1}{6} \frac{d^2}{t^2} p,$$

hvoraf

$$t = d \sqrt{\frac{p}{6r}}.$$

Med $r = 6000$ faaes

$$\left.\begin{aligned} t &= 0.00526\, d \sqrt{p} \\ \text{og} \qquad d &= 190 \frac{t}{\sqrt{p}} \end{aligned}\right\} \ldots\ldots\ldots\ldots (31)$$

Første Formel (31) giver Pladetykkelsen, naar d og p kjendes, anden Formel (31) giver den største Diameter, som en rund plan Flade uden Afstivning tør have, naar Trykket og Pladetykkelsen kjendes.

Er f. Ex. $t = 0.5''$, $p = 64$ ℔, faaes $d =$ ca. $12''$.

Det er altsaa kun ved smaa Dimensioner, at Afstivning kan undværes.

Naar en større Plan afstives ved Stagbolte, der holde den i enkelte Punkter med indbyrdes Afstand a, haves (efter Grashof):

$$r = \frac{2}{9} \cdot \frac{a^2}{t^2} p,$$

hvoraf med $r = 6000$

$$\left.\begin{aligned} t &= 0.00609\, a \sqrt{p} \\ a &= 164 \frac{t}{\sqrt{p}} \end{aligned}\right\} \ldots\ldots\ldots\ldots (32)$$

F. Ex. $t = 0.5''$, $p = 64$ ℔, giver $a = 10.25''$.

Disse Formler, (31) og (32), kunne ogsaa tjene til Vejledning, naar en større Plan skal afstives paa anden Maade.

Afstivningen af plane Flader foretages paa forskjellig Maade efter Omstændighederne.

a) Ved Pladestykker. Endepladerne i en kornisk Kjedel ere i væsentlig Grad afstivede ved Ildkanalen, men oventil bliver der dog saa stort et Stykke frit, at det maa afstives. Fig. 81 viser Afstivning ved 3 Pladestykker, fæstede ved Vinkeljern til

Endepladen og til den cylindriske Del af Kjedlen. Disse Pladestykker maa ikke naa for nær hen til Hjørnet, for ikke at hindre Pladernes frie Bevægelse ved Temperatur- og Trykforandringer.

b) Ankerbolte gjennem Kjedlen fra den ene Endeflade til den anden. De kunne bruges i korniske Kjedler, men de ovenomtalte Pladestykker foretrækkes i Reglen, da Ankerboltene ere mere til Hinder ved Rensningen. I Skibskjedler bruges derimod oftest Ankerbolte (Fig. 78). Fladerne ere her indvendig forsynede med paanittede Vinkeljernsstykker, hvorimellem Ankerboltene ere fæstede. Boltene kunne ogsaa skrueskæres i Enderne, føres ud gjennem Huller i Pladerne og forsynes med Møttrikker indvendig og udvendig. Nogle af Rørene bruges, som omtalt, paa lignende Maade til Afstivning.

c) Stagbolte. De bruges ved Lokomotiv-, Lokomobil- og Skibskjedler, og overhovedet hvor 2 plane Flader, tæt ved hinanden og omtrent parallele, skulle afstives indbyrdes.

Fig. 82 viser den almindelige Form. Bolten er skrueskaaren over hele Længden; den skrues ind gjennem de skrueskaarne Huller og nittes for begge Ender. I Lokomotiver ere oftest Boltene af Kobber, i Lokomobiler ere de af Jern.

Boltene i Lokomotiver ere ofte borede efter Længden næsten helt igjennem med et lille koncentrisk Hul, udgaaende fra Ydersiden. Herved giver det sig strax tilkjende, naar en Stagbolt er bristet, idet Vandet fra Kjedlen da vil strømme ud igjennem dens Hul.

d) Ankere til Afstivning af de flade Ildkassetag paa Lokomotiv-, Lokomobil- og Skibskjedler (Fig. 83). De nævnte Flader ligge saaledes, at de ikke godt kunne afstives imod andre Flader. Ankerne ere Smedejernsskinner af rektangulært Tværsnit, stillede paa Højkant og forbundne ved Bolte til den Flade, de skulle afstive. Deres Form er saaledes, at de kun ved Enderne og hvor Boltene gaa igjennem berøre Fladen, men ellers ligge ca. 1″ derfra, for at ikke for store Stykker af Fladen skulle blive unddragne Vandets afkjølende Virkning. Hvor Boltene gaa igjennem, kan Spillerummet udfyldes ved

løse, indskudte Ringe; Formen af Ankeret bliver derved simplere, end naar Ringene ere i eet dermed, hvilket ogsaa bruges.

4) Cylindre med Tryk udvendig fra. Hvis Tværsnittet var nøjagtig en Cirkel, vilde der ikke være nogen Bestræbelse til Formforandring, men Materialet vilde trykkes af en Kraft, der kan beregnes efter (28). Afviger Tværsnittet derimod lidt fra Cirkelformen, bliver Virkningen meget sammensat, navnlig kommer der bøjende Kræfter til, som stræbe at forandre Formen.

Fairbairn her anstillet Forsøg med cylindriske Rør, lukkede for Enderne, og trykkede udvendig fra indtil Brud. Det viste sig da, at ikke blot Diametren og Godstykkelsen, men ogsaa Længden fik Betydning for Styrken. Som Resultat af Forsøgene udledede Fairbairn følgende empiriske Formel, svarende til Brudgrændsen:

$$p = 806300 \frac{t^{2,19}}{ld} \ldots\ldots\ldots\ldots (33)$$

p er Differenstrykket i engl. Pund paa engl. □″.

l Rørets Længde i engl. Fod.

d og t henholdsvis Diametren og Pladetykkelsen i engl. Tommer.

Ved Brugen maa indføres en betydelig Sikkerhedsgrad, f. Ex. 10.

Dette Resultat kan anvendes paa en indvendig Ildkanal, f. Ex. i en kornisk Kjedel, idet man beregner den Længde, ved hvilken Røret vilde være stærkt nok; den fundne Længde er da den største tilladelige Afstand mellem de Forstærkningsringe, der maa anbringes paa Røret for ligesom at dele det i flere kortere.

Imidlertid vil det være rigtigst at anbringe langt flere Forstærkningsringe, end denne Beregning giver.

Forstærkningsringene kunne dannes paa flere Maader. Der kan saaledes til Samling af de enkelte Bælter, hvoraf Kanalen bestaar, bruges sammensvejsede Ringe af T-formet Tværsnit, Fig. 84, eller af det i Fig. 85 viste Tværsnit (Bowlings Samling), hvilket sidste meddeler Kanalen en vis Elasticitet i Længderetningen, saa at ikke hele det Stykke, som Ildkanalen udvider og sammentrækker sig mere end Yderkjedlen, virker til at

trykke Endebundene ud og ind. En lignende Elasticitet opnaaes ved Adamsons Samling (Fig. 86), hvor Pladebælternes Rande ere drevne op til Kraver, mellem hvilke der er lagt en sammensvejset Ring af rektangulært Tværsnit, og alle tre Dele ere sammennittede.

Til Forstærkning af Ildkanalen i en allerede færdig (ældre) Kjedel kan bruges Ringe af Vinkeljern, som dog ikke maa slutte tæt om Kanalen, da derved Jernet under den kunde forbrændes; den gjøres derfor ca. 2″ større i Diameter end Ildkanalen, lægges ned om denne og nittes dertil, saaledes at der om hver Nitte lægges en Skive imellem Kanal og Ring (Fig. 87). Ringen er samlet af 2 Halvdele for at kunne indføres i Kjedlen.

Ved Pladernes Samling maa det iagttages, at Længdesømmene ikke komme i Flugt. Der maa helst kun være 1 Længdesamling i hvert Bælte, og denne maa findes paa den nedre Halvdel.

Over Risten maa der ingen Længdesømme findes, og hvis Tværsømmene over Risten og Ildbroen ere dannede ved at sætte Pladebælterne ind i hinanden, maa den frie Pladerand i Ildkanalen vende bagtil i disse Samlinger, da den ellers let forbrændes og bliver utæt. Undertiden har man brugt Svejsning istedetfor Nitning, hvorved Sømmene aldeles undgaaes. Hvorvidt denne Forbindelse er at foretrække for Nitning, beror i høj Grad paa, hvorledes den udføres, thi medens en god Svejsning er næsten ligesaa stærk som den fulde Plade, vil en daarlig Svejsning staa langt tilbage for en almindelig Nitning.

Vinkelforbindelser kunne enten dannes ved Vinkeljern, eller saaledes at der ved Ombøjning eller Opdrivning dannes en Krave paa det ene af Stykkerne, og denne nittes da til det andet Stykke. Plane Endeplader blive oftest fæstede ved Vinkeljern, hvorimod kugleformede Bunde i Reglen forsynes med en cylindisk Rand til Paanitning.

Den fornødne Tæthed i Forbindelserne tilvejeskaffes ved at «stemme» Kanten af Pladerne. Herved forstaaes en Tiltrykning af Pladeranden imod den underliggende Plade; det sker ved et mejsellignende Redskab, som ikke er skarpt, men forneden ender i en afrundet, noget skraatstillet Flade, som sættes paa

Pladeranden og drives ind derimod ved Hammerslag. Paa Steder, hvor det er vanskeligt at komme til, kan Arbejdet lettes ved at tildanne Pladeranden skraat før Sammennitningen.

Kjedelarmatur.

39. Armatur er et fælles Navn for visse Apparater, som sættes paa den færdig nittede Kjedel eller i umiddelbar Forbindelse dermed. Der skjælnes mellem den grove Armatur, hvortil høre Risten, Forpladen med Fyrdøren, Røgspjældet, Rensedørene til de murede Ildkanaler, Mandehulsindfatningen med Dækslet dertil osv., og den fine Armatur, der indbefatter Vandstandsmaalere, Trykmaalere, Sikkerhedsventiler og andre Sikkerhedsapparater, Ventiler paa Føderør, Damprør, Udblæsningsrør osv. Endelig regnes ogsaa hertil visse Vandforsyningsapparater, der direkte sættes i Virksomhed ved Kjedlens Damptryk.

Af den grove Armatur staar tilbage at omtale Mandehullet og lignende Renseaabninger paa Kjedlen. Mandehullet maa kunne passeres af en Mand; det gjøres oftest ovalt, mindste Brede = 11 à 12", største Brede = 14 à 15". Dets Plads vælges saaledes, at det giver saa bekvem Adgang til Kjedlen som mulig; f. Ex. paa en cylindrisk Kjedel sættes det ovenpaa og saavidt mulig midt paa Kjedlens Længde.

Da Kjedlen svækkes ved dette store Hul, er det aldeles nødvendig at forstærke Randen deraf. Dette kan ske paa flere Maader. Fig. 88_a viser den ældre Maade. En Smedejernsring, f. Ex. 3" bred og betydelig tykkere end Kjedelpladerne, er nittet paa Randen, medens Dækslet, der ofte er af Støbejern, er lagt indeni Kjedlen og spændt fast op mod Kjedelpladerne ved to Skruer, hvis Møttrikker hvile mod de 2 Bøjler, hvorigjennem Skruerne gaa. Tætheden opnaaes ved en Pakning (af Hampefletning med Mønniekit) langs Dækslets Rand.

Mod denne Construktion er der navnlig i England rejst Indvendinger, da det har vist sig, at ved Kjedelexplosioner ere Revnerne ofte udgaaede fra Mandehullet, og Dækslet er blevet præsset ud derigjennem af Damptrykket, dog egentlig kun, hvor den omtalte Forstærkningsring har manglet. Som en Forbedring har været foreslaaet Construktionen Fig. 88_b, hvor der

langs Randen er paanittet en svær Ramme af Støbejern, og Dækslet fastskruet ovenpaa denne. Herved opnaaes dog neppe større Sikkerhed, da Forskjellen i Elasticitet og Stivhed hos Smedejern og Støbejern er for stor til, at de begge samtidig tages i Beslag, hvilket ogsaa har vist sig, idet svære Mandehulsrammer af denne Slags ere sprængte ved Kjedelexplosioner.

Derimod faaes forøget Sikkerhed ved at bruge Smedejernsrammer Fig. 88_c af lignende Form, kun noget spinklere og uden Ribber.

Rensehuller anbringes paa Steder, hvor det ellers er meget vanskeligt at bortskaffe den løsnede Kjedelsten, f. Ex. forneden i Ildkassen paa Lokomotiver og Lokomobiler, ligesaa i staaende Kjedler af Formen Fig. 73 ud for Mundingen af hvert af de vandrette Rør. De kunne gjøres cirkulære (Diam. = ca. $2\frac{1}{2}$"), skrueskaarne og lukkes med en Metalprop, eller noget større, runde eller ovale og lukkes med et Dæksel ligesom i Fig. 88_a, dog kun med 1 Bøjle. Paa Lancashirekjedler og i Skibskjedler maa der være et saadant Rensehul forneden i Endefladen under Kanalerne; undertiden gjøres det saa stort, at det tilnød kan passeres.

40. Som henhørende til den fine Armatur mærkes:

Vandstandsmaalere. Som saadanne bruges Prøvehaner, Vandstandsglas og Svømmere.

Prøvehaner ere Haner, som indmunde i Kjedlen i forskjellig Højde. Ved at aabne dem og se, af hvilke der kommer Damp og af hvilke Vand, undersøges, mellem hvilke 2 af Hanerne Vandspejlet staar. De angive altsaa ikke bestemt selve Vandspejlets Stilling, men kun 2 Grændser, hvorimellem det ligger. Herved staa de tilbage for de øvrige Vandstandsmaalere, som vise selve Vandspejlets Stilling. Derimod have Prøvehanerne det Fortrin, at de ikke let komme i Uorden, og hvis en Hane forstoppes, opdages det strax uden at kunne føre til nogen Fejltagelse; den maa da renses, hvilket let sker, naar den er saaledes indrettet, at der kan stikkes i lige Retning igjennem den med en Metalstift eller lignende.

Undertiden har man haft Hanerne siddende højere oppe og med lodrette Rør ned i Kjedlen, hvor de udmundede i

forskjellig Højde. Saadanne Haner kunne kun virke, naar der er Damptryk i Kjedlen, og denne Maade er derfor forkastelig.

I Danmark er det forordnet, at hver Kjedel skal have en Vandstandsmaaler, som stadig viser Vandstanden, samt 3 derfra fuldstændig adskilte Prøvehaner, hvoraf den ene indmunder 3" over, den anden 1" under, og tredie 3" under det normale Vandspejl, og disse Prøvehaner skulle være saaledes indrettede, at man kan støde i lige Retning igjennem dem.

Vandstandsglas. Fig. 89 viser et saadant. Paa Kjedlen sidde 2 Messingrør med Haner; det ene indmunder over den højeste, det andet under den laveste Vandstand. Mellem begge er sat et Glasrør, som ved Pakning bringes til at slutte tæt til dem. Vandstanden i Glasrøret staar selvfølgelig i samme Højde som i Kjedlen og kan observeres.

En Mangel ved Vandstandsglasset er, at Rørene til Kjedlen kunne forstoppes, og Apparatet viser da falsk. For at sikre sig mod Fejltagelse, udtappes Vandet af Røret gjennem Hanen forneden, og der undersøges, om Vandet indstiller sig i den samme Højde som før, naar den lukkes. Ere Rørene forstoppede, kunne de renses gjennem de paa Figuren viste Huller, der ellers lukkes med Skruepropper. En anden Aarsag til, at Apparatet kan vise falsk, er Utæthed i den øvre Pakning om Glasrøret. Ved Dampens Udstrømning heraf opstaar der nemlig mindre Damptryk i Røret end i Kjedlen, og Vandstanden i Røret stiger.

Endelig er Glasrøret selvfølgelig udsat for at slaaes i Stykker, ligesom det ogsaa kan springe, naar det træffes af en kold Luftstrøm.

Vandstandsviser med Svømmer. En saadan virker ved et Legeme, som svømmer paa Vandet i Kjedlen, og hæves og sænkes med Vandstanden. Svømmeren kan være mindre vægtfyldig end Vandet, saa at den af sig selv svømmer ovenpaa, eller den kan have større Vægtfylde, saa den maa holdes oppe ved en Modvægt.

Fig. 90 viser en Svømmer af den første Slags. Den bestaar af en vandtæt Kobberbeholder, som bæres af en Arm paa den ene Ende af en Axel, der gaar ud gjennem en tætsluttende Stoppebøsse i Kjedlens Endeflade og paa den forreste Ende

bærer en Viser. Forud for hver Aflæsning maa man forvisse sig om, at Apparatet er i Orden ved at trykke Viseren ud fra dens Ligevægtsstilling og se, om den gaar tilbage til samme Stilling, naar den slippes løs. Sker dette ikke, er Apparatet upaalideligt, idet Friktionen i Stoppebøssen er bleven for stor. Ogsaa ved en Utæthed paa Kobberbeholderen bliver selvfølgelig Apparatet ubrugeligt.

Fig. 91 viser en Svømmer af den anden Slags. En Sten eller Støbejernsklods er ophængt ved en tynd og glat Metaltraad, der gaar gjennem en Stoppebøsse i Kjedlens Overflade og strammes ved en Modvægt. For ikke at klemme Pakningen fastere om Traaden end nødvendig, bruges undertiden en Støbejernskugle lagt løst ovenpaa Pakningen og trykkende derpaa med sin Vægt. Traaden gaar da op gjennem et Hul i Kuglen, som Figuren viser. Ogsaa dette Apparats Bevægelighed maa undersøges, før det aflæses.

Trykmaalere. Disse kunne enten være saaledes indrettede, at Dampens Tryk virker paa en Kviksølvsøjle, hvis Højde ligefrem aflæses, eller at Dampen trykker paa en Fjeder, hvis Formforandring, der tjener til Maal for Trykket, angives af en Viser.

Kviksølvtrykmaalere. Af disse haves forskjellige Slags. Fig. 92 og 93 vise Kviksølvstrykmaalere med aabent Rør. I Fig. 92 er Kviksølvet indesluttet i et bøjet Jernrør, hvis ene Gren ved *D* staar i Forbindelse med Kjedlens Damprum. Dampen vil da trykke Kviksølvet ned i denne Gren og bringe det til at stige i den anden; denne Stigen gjøres synlig ved et Jernlod, som svømmer paa Kviksølvet og staar i Forbindelse med en Viser *Z*, f. Ex. som paa Figuren ved en Snor over en Tridse. Have begge Grene samme Tværsnitsareal, bliver Viserens Vandring halv saa stor som den til Trykforandringen svarende Kviksølvsøjles Højde. Herefter kan Beregningen let foretages.

Fig. 93 viser en anden Form. Dampen trykker paa Overfladen af Kviksølvet i en Beholder med stort Areal og driver Kviksølvet op i Glasrøret *G*, hvis Areal er saa lille i Forhold til Beholderens, at man kan betragte Kviksølvets Overflade i denne som constant og altsaa maale Damptrykket (Differenstrykket)

ligefrem ved Højden af Kviksølvsøjlen i G. Skalaen bliver følgelig dobbelt saa lang som i forrige Tilfælde.

Begge de nævnte Trykmaalere ere paalidelige, men ved høje Spændinger blive de ubekvemme paa Grund af Rørenes og Skalaernes store Længde. Man har derfor brugt andre Former, f. Ex. Fig. 94, hvor Røret er bøjet til flere indbyrdes forbundne Bugter. I alle Grenene er der forneden Kviksølv, foroven Vand; ved d indledes Damp, ved a er Røret aabent mod Atmosfæren. Kviksølvet vil da under Damptrykkets Virkning synke et Stykke, x, i hveranden Gren og stige ligesaa meget i de øvrige.

Er der $2n$ Grene og tages foreløbig ikke Hensyn til Vandets Vægt, faaes Damptrykket $= 2nx$. Herimod virker der imidlertid n Vandsøjler af Højde $2x$, hvilket svarer til en Kviksølvsøjle af Højde $\frac{2nx}{13.6}$, altsaa hele Trykket i Kviksølvsøjle

$$= 2nx \cdot \frac{12.6}{13.6} = 1.85nx,$$

altsaa Rørenes og Skalaens Længde meget ringere end ved de ovenfor omtalte Trykmaalere.

Figuren viser en lille Hætte over Rørets frie Ende, samt en Skaal deromkring; herved tilsigtes at hindre Spild af Kviksølv, hvis dette, ved pludselig at underkastes Damptryk, vilde sprøjte ud af Enden paa Røret.

Kviksølvtrykmaalere med lukket Glasrør kunne indrettes som Fig. 93, kun med den Forskjel, at Glasrøret G er lukket oventil, saa at der er indespærret en vis Luftmængde deri ovenover Kviksølvet. Damptrykket virker i Beholderen og bringer Kviksølvet til at stige i Røret og sammentrykke Luften; dennes Volumen kan selvfølgelig aldrig reduceres til 0, og der kan altsaa maales et ligesaa stort Tryk, det skal være. Lad Rørets Højde være h og sæt, at det udfyldes fuldstændig af Luften, naar denne har Atmosfærens Tryk. Naar da Kviksølvet stiger til Højden h_1, vil Luften være underkastet et Tryk, bestemt ved en Kviksølvsøjle af Højde

$$= \frac{bh}{h - h_1},$$

hvor b er den Kviksølvsøjle, der maaler Atmosfærens Tryk. Dampens Tryk skal desforuden bære Kviksølvsøjlen h_1, saa at det hele Damptryk, maalt i Kviksølvsøjle, er

$$h_1 + \frac{bh}{h - h_1}.$$

En Ulempe ved disse Trykmaalere er, at Inddelingerne for lige Trykdifferenser falde desto tættere paa hinanden, og Aflæsningen bliver saaledes desto unøjagtigere, jo større Trykket er. Desuden har Temperaturen stor Indflydelse, og endelig blive de med Tiden upaalidelige, idet der trænger Vanddampe langs Væggene op i Glasrøret og blande sig med den i Røret værende Luft. De vise da falsk, skjøndt de tilsyneladende ere i Orden. De bruges ikke meget.

Fjedertrykmaalere eller Metaltrykmaalere forfærdiges væsentligst efter 2 forskjellige Principer.

I Bourdons Trykmaaler, Fig. 95, bestaar Fjedren af et bøjet Rør, r, med elliptisk Tværsnit og den store Axe vinkelret paa Figurens Plan. Indvendig fra paavirkes det af Damptrykket. Dette Tryk vil virke til at nærme Rørets Tværsnitsform til Cirklen, altsaa forøge den lille Axe, hvilket atter medfører, at Røret retter sig noget ud, og det er denne sidste Formforandring, der bruges som Maal for Trykket.

Røret kan være fæstet i den ene Ende, medens den anden er fri og forsynet med en Viser; det er da sædvanlig krummet efter en Skruelinie med ringe Stigning og indeholder mere end 1 Skruegang, for at Formforandringen kan blive desto større (Fig. 95_a). Det kan ogsaa være krummet efter en Cirkelbue paa lidt mindre end 360° og fastholdt paa Midten, medens Endernes Bevægelser overføres ved en Vægtstangs- og Tandhjulsforbindelse til en Viser, som angiver Formforandringen betydelig forstørret (Fig. 95_b).

Schæffer og Budenbergs Trykmaaler har Indretningen Fig. 96. Dampen virker paa en cirkelrund, bølget Staalplade s, som derved spændes opad, og en Stang, som udgaar fra dens Midte, bevæger en Tandbue og derved Viseren.

Om alle Fjedertrykmaalere gjælder det, at de saa vidt mulig maa beskyttes mod Varmens Indflydelse, og navnlig maa den varme Damp ikke gjerne komme i umiddelbar Berøring

med Fjedren. Derfor sættes de helst ikke umiddelbart paa Kjedlen, men hellere paa Murværket eller paa Væggen ved Siden af, og Røret, som føres dertil, gives rettest en U-formig Bugt nedad. I denne samler der sig Vand, der virker som et Mellemled mellem Dampen og Fjedren, og hvis Temperatur er langt ringere end Dampens, medens selvfølgelig Trykket er det samme.

Ikke desto mindre ville alle Trykmaalere med Tiden blive urigtige, idet Fjedren slappes, og de vise da for højt. Skalaens Inddeling kan naturligvis kun ske ved Sammenligning med en Kviksølvtrykmaaler eller en anden Fjedertrykmaaler, der selv er justeret efter en Kviksølvtrykmaaler.

41. Sikkerhedsapparater. Disse kunne være bestemte dels til at forebygge, at Spændingen voxer ud over en vis Grændse og dels til at hindre Vandspejlet i at synke under en vis Grændse.

Sikkerhedsventilen hører til den første Slags Apparater. Det er en belastet Ventil, som aabner sig udad, naar Dampens Tryk bliver saa stort, at det kan overvinde Ventilens Belastning.

Oftest belastes Ventilen ved Vægte, sjældnere ved spændte Fjedre. I begge Tilfælde siges Belastningen at være direkte, naar Vægten eller Fjedren trykker umiddelbart paa Ventilen, indirekte, naar den virker paa en Vægtstang.

Pl. V

Fig. 97 viser 2 Ventiler med direkte Vægtbelastning. Ventilen v styres i sin Bevægelse forneden, under Anlægsfladen, og foroven, i Dækslet. Vægten P er cylindrisk, gjennemboret og anbragt omkring den øvre Styrestang. Axlen A med de derpaa siddende Arme tjener til at løfte Ventilerne for at undersøge, om de ere i Orden.

Fig. 98 viser en Ventil med Belastning paa en Vægtstang; den styres kun nedadtil ved en trefliget Forlængelse, som er støbt fast til Ventilen og passer i den Bøsning, hvis øvre Rand danner Ventilens Anlægsflade. Fig. 99 er en Ventil med Fjederbelastning virkende paa en Vægtstang. Der er brugt en Fjedervægt med skrueformig Fjeder, som kan spændes ved en Møttrik, indtil Viseren angiver den Kraft, hvormed Vægtstangen skal paavirkes.

Sikkerhedsventilen er et vigtigt Sikkerhedsapparat, hvorfor der i de fleste Lande er fastsat visse Regler for dens Størrelse og Anbringelsesmaade. I Danmark gjælde følgende Regler:*)

«Paa enhver Dampkjedel skal anbringes mindst 1 eller, «naar Kjedlens Ildpaavirkningsflade er større end 400 Kvadratfod, «mindst 2 Sikkerhedsventiler.

«Belastningen paa Ventilerne skal tilvejebringes ved Vægte, «som trykke paa Ventilerne umiddelbart eller ved Hjælp af «Vægtstænger. Det tillades at ophænge Vægtene i eller lade «dem hvile paa Fjedre.

«At belaste Ventilerne ved spændte Fjedre alene, virkende «umiddelbart eller ved Hjælp af Vægtstænger paa Ventilerne «kan kun tillades paa Lokomotiver og saadanne Lokomobiler, «som ved Maskinens Gang ere underkastede stærke Rystelser, «naar Fjedrene, efter Synsmændenes Skjøn, tilstede Ventilerne «at aabne sig tilstrækkeligt.

«Belastningen maa ikke være større end at Dampen aabner «Ventilerne, naar den har naaet den største Spænding, som «ifølge den af Synsmændene foretagne Prøve med Kjedlen maa «haves i denne, ligesom Belastningen ikke yderligere maa kunne «forøges ved Forskydning af Vægte eller Spænding af Fjedre. «— Hvor Belastningen derfor er tilvejebragt ved Vægte paa «Vægtstænger, maa disse ikke have Overlængde, og hvor Be«lastningen er tilvejebragt ved Fjedre, maa der være anbragt «en Stopper, som forhindrer, at Fjedren spændes for stærkt.

«Alle Ventiler skulle iøvrigt være saaledes indrettede, at «Dampen i intet Tilfælde kan afkaste Ventilen eller løfte den «højere, end $\frac{1}{4}$ af Ventilaabningens Diameter udgjør, selv om «de Fjedre, der tjene til at belaste Ventilen, skulde springe.

«Arealet af Sikkerhedsventilens Lysaabning eller Summen «af alle Sikkerhedsventilernes Lysaabningers Arealer, ɔ: Summen «af Arealerne af de Aabninger, hvorigjennem Dampen, naar «alle Sikkerhedsventilerne samtidig løftes, kan strømme ud, «maa ikke være mindre end angivet i nedenstaaende Tabel, der «bestemmer Lysaabningerne i Kvadrattommer for hver Kvadratfod «af Kjedlens Ildpaavirkningsflade i Forhold til den højeste Spæn-

*) Bekjendtgjørelse af 28de Juni 1875 om Dampkjedler paa Landjorden.

«ding over Atmosfærens Tryk, som det ifølge Synsmændenes «Prøve er tilladt at have i Kjedlen.

Største tilladte Trykforskjel paa Kvadrattommen.	0 til 7 Pd	7 til 14 Pd.	14 til 21 Pd.	21 til 28 Pd.	28 til 35 Pd.	35 til 42 Pd.	42 til 49 Pd.	49 til 56 Pd.
Areal af Lysaabningen for hver Kvadratfod Ildpaavirkningsflade.	Kvadrattommer.							
	0.0707	0.0485	0.0369	0.0298	0.0250	0.0215	0.0189	0.0168

Største tilladte Trykforskjel paa Kvadrattommen.	56 til 63 Pd.	63 til 70 Pd.	70 til 77 Pd.	77 til 84 Pd.	84 til 91 Pd.	91 til 98 Pd.	98 til 105 Pd.	105 til 112 Pd.
Areal af Lysaabningen for hver Kvadratfod Ildpaavirkningsflade.	Kvadrattommer.							
	0.0152	0.0138	0.0127	0.0117	0.0109	0.0102	0.0096	0.0091

«Vejene for Dampen fra Kjedlen til Sikkerhedsventilerne «og fra disse til den fri Luft maa intetsteds have mindre «Tværsnitarealer end Sikkerhedsventilernes Lysaabninger.

Efter disse Bestemmelser vil Størrelsen af Ventilaabningen for samme Ildpaavirkningsflade blive desto mindre, jo højere Spændingen er. Grunden hertil er den, at medens samme Ildpaavirkningsflade omtrent kan fordampe samme Mængde Vand i en vis Tid, altsaa danne samme Vægt af Damp i denne Tid, hvad enten Spændingen er stor eller lille, saa vil denne Dampmængde indtage et desto mindre Rumfang og udstrømme med desto større Hastighed, jo større Spændingen er, og af begge Grunde vil der til den største Spænding fordres mindst Ventilareal for at bortføre samme Dampmængde.

Ventilens Løftehøjde er sat til $\frac{1}{4}$ af dens Diameter. Derved bliver det cylindriske Areal mellem Ventilens og Ventilsædets Rand netop $= \frac{1}{4}\pi d^2$, altsaa lig med Lysningsarealet.

Iøvrigt bør følgende Regler følges ved Indretningen af Ventilen:

Ventilen saavelsom Ventilsædet forfærdiges af Metal (Bronce), Ventilen forsynes med en Styring, der sikkrer, at den lægger sig rigtig til, naar den har været aabnet. Styringen kan bestaa af en paa Ventilen siddende Stang, som styres i faste Bøsninger (Fig. 97) eller af 3 Flige, *s* (Fig. 98 og 99), der ere

støbte i ét med Ventilen og passe i Røret under den. De kunne ogsaa anbringes over Ventilen, saa at de ikke indsnævre Arealet.

Anlægsfladen, langs hvilken Ventilen berører Ventilsædet, kan være kegledannet eller plan. Vælges Kegleformen, maa Topvinklen i Keglen gjøres stor, da der ellers kan være Fare for, at Ventilen klemmer sig fast. Dette undgaaes ved at bruge plan Anlægsflade.

I alle Tilfælde maa Breden af Anlægsfladen være lille, thi Breden medfører den Fejl, at Ventilen, naar den er løftet, ikke lukker sig igjen før Trykket er sunket betydelig under den Værdi, ved hvilken den løftede sig. Er nemlig Ventilen lukket, trykker Dampen paa Arealet af den Cirkel, som svarer til Anlægsfladens mindste Diameter d_1; med Ventilbelastningen B ℔ løftes da Ventilen ved et Damptryk

$$p_1 = \frac{B}{\frac{1}{4}\pi {d_1}^2} \text{ Pund paa Kvadrattommen.}$$

Er den derimod løftet, trykker Dampen paa Arealet af Cirklen, svarende til den største Diameter d_2 af Anlægsfladen, og Ventilen vil altsaa først lukke sig igjen, naar Trykket er sunket til Værdien

$$p_2 = \frac{B}{\frac{1}{4}\pi {d_2}^2},$$

hvoraf

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{{d_1}^2}{{d_2}^2}. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (34)$$

Man ser, at naar p_2 ikke skulde være mindre end p_1, maatte $d_2 = d_1$ eller Anlægsfladens Brede = 0. Man har virkelig ogsaa forsøgt at lade Ventilen hvile med en plan eller svagt hvælvet Flade paa en enkelt fremspringende, cirkulær Rand af Ventilsædet. Herved er dog den Mangel, at Ventilen, naar den er bleven utæt, ikke kan slibes tæt som en almindelig Ventil, thi derved vilde Formen forvanskes, idet der kom en Fure i Ventilen, medens Kanten blev afrundet.

Anlægsfladens Brede vil ogsaa bevirke, at Ventilen ikke løfter sig nøjagtig ved det Tryk, som en Beregning efter Ventilbelastningen vilde give. Derfor er det hertillands bestemt, at Ventilbelastningen undersøges af Synsmændene ved Trykprøven og kun undtagelsesvis ved Beregning, (se derom Art. 45).

Stangen, hvormed Trykket udøves mod Ventilen, kan simpelthen hvile derpaa uden at være forbundet dermed; men det maa foretrækkes at befæste Stangen saaledes til Ventilen, at denne kan løftes derved, selv uden Damptrykkets Hjælp. Dog maa Ventilen ikke være absolut fast forbundet med Stangen, men saaledes, at den frit kan dreje sig. Det kan ske paa den i Fig. 98 antydede Maade, idet Stangens afdrejede Ende er sat ned i et Hul i Ventilen og fastholdt ved to Stifter, der sidde fast i Ventilen og gribe ind i en Rille i Stangen. Fig. 98_a viser denne Forbindelse gjennemskaaren og i noget større Maalestok.

Sikkerhedsventilen maa være saa let tilgængelig som mulig. Arbejder Kjedlen i fri Luft som Lokomotiv- og Lokomobilkjedler, kan Ventilen ligge ganske frit (Fig. 99), er Kjedlen derimod i et lukket Hus, maa Ventilen omgives af et Hylster, som i Fig. 98, hvorfra den udstrømmende Damp kan ledes gjennem et Rør til det Frie.

Vægtstangen anbringes i saa Tilfælde udenfor dette Hylster, og Stangen føres ned gjennem dets Laag. Stoppebøsse maa ikke anbringes derom, men kun en glat Metalbøsning, der ikke slutter for stramt om Stangen, da al Friktion saavidt mulig maa undgaaes.

Vægtstangens Omdrejningspunkt, saavelsom Punktet, hvori den trykker paa Ventilstangen, samt Belastningens Ophængningspunkt, maa helst dannes af Knivsegge, og disse 3 Punkter skulle desuden helst ligge i samme vandrette Linie. Dog er det ikke altid, at disse Regler følges.

Letsmeltelige Plader, dannede af Legeringer, der smelte ved en lidt højere Temperatur end den, der svarer til den største tilladelige Spænding, have været anvendte i Frankrig til at lukke over Aabninger i Kjedlen, hvorigjennem Dampen slap ud, naar Pladen smeltede.

Paa Grund af Metallets Blødhed maatte de støttes ved en Rist af Jern paa begge Sider. De bruges neppe mere, da de i kort Tid forandrede deres Beskaffenhed ved stadig at være ophedede til nær ved Smeltepunktet. Navnlig delte de sig i en letsmelteligere Legering, som sivede fra, og en anden med højere Smeltepunkt, der ikke længere svarede til Hensigten.

Apparater til Sikkring mod, at Vandstanden bliver for lav, ere enten Signalapparater, der kunne sætte en Damppibe i Bevægelse, eller selvregulerende Vandforsynings-apparater. Disse sidste skulle omtales under Vandforsynings-apparater.

Signalapparater haves i flere Former.

Svømmere have været benyttede, endog de samme, som ellers angive Vandstanden. De indrettes da saaledes, at de ved at aabne en Ventil lede Damp til Piben, saasnart Vandstanden bliver for lav. Ventilen er imidlertid ikke let tilgængelig, og da den saa godt som aldrig kommer i Virksomhed, kan den med Tiden sætte sig fast, og svigte naar Tilfældet engang indtræffer.

En letsmeltelig Prop ansees for sikkere. Et Apparat af denne Construktion, der har vundet endel Udbredelse, er opfundet af Black (Fig. 100). *a* er Proppen, *p* Damppiben, *r* Røret, som fører til Kjedlen og udmunder ved den laveste tilladte Vandstand. Under almindelige Forhold er Røret fyldt med Vand, der er omtrent stillestaaende, og da Røret paa Grund af sin snoede Form frembyder en stor Overflade for Luftens Afkjøling, har det ikke saa høj Temperatur (40—50°) oventil, hvor det berører Proppen (der smelter ved ca. 100°), at denne kan tage Skade deraf, men hvis engang Vandspejlet synker saa dybt, at Rørets Munding blottes, drives Vandet ud, og Dampen strømmer ind, Proppen smelter, og Piben sættes i Virksomhed. Det er da endnu tidsnok at sætte Vand paa Kjedlen, hvorefter Dampudstrømningen standses ved at drive Stemplet *s* op. Piben kan da skrues af og en ny Prop indsættes.

42. Dampventilen. Den tjener som Lukke for Damprøret og bevæges oftest ved en Skrue. Fig. 101 viser et Exempel paa, hvorledes den kan indrettes. Ventilen er anbragt saaledes, at den faar Damptryk nedenfra, men den er dog befæstet til Ventilstangen, saa at den kan løftes, selv uden Damptryk, dog saaledes, at den ikke behøver at dreje sig med Stangen.

Ventilstangen gaar damptæt op gjennem en Stoppebøsse i Dækslet; den er skrueskaaren og gaaer i en Møttrik, som fra

Siden er indlagt i et Hul i Dækslet, som i Fig. 101, eller som findes i en Bøjle over Dækslet, som i Fig. 102, der viser Dækslet med Ventilstang og Ventil.

Ventilens Befæstelse til Stangen er vist paa 2 Maader i Figurerne, en 3die Maade er vist ved Sikkerhedsventilen Fig. 98.

Ventilens Plads paa Kjedlen vælges saaledes, at der er Sandsynlighed for at faa saa tør Damp som mulig. Er der en Dampkuppel, lader man Damprøret udgaa derfra, og overhovedet maa Dampen tages saa langt fra Vandspejlet som mulig. En Maade, hvorpaa Dampen skal kunne faaes temmelig tør, selv hvor der ingen Dampkuppel er, er følgende:

Damprøret forlænges lidt ned i Kjedlen og udmunder i et vandret Rør, lukket i begge Ender og forsynet med Huller paa Oversiden. Gjennem disse Huller strømmer Dampen ind i Røret ovenfra nedad, hvorved de fleste Vandstænk falde fra. Hvis man frygter, at der i det vandrette Rør skal samle sig Vand, kan man lede et Rør derfra ned under Kjedlens Vandspejl.

Damprøret bør beskyttes mod Afkjøling ved at omgives med slette Varmeledere, og det maa helst saavidt mulig have Fald til Kjedlen.

43. Udblæsningsrøret. Dette tjener til at udtømme («udblæse») Vand af Kjedlen.

Ved Udblæsning tømmes Kjedlen, naar den skal renses og efterses, men ofte foretages der jevnlig en Udblæsning af en Del af Kjedlens Vand for at skaffe de deri opslemmede Dele bort.

Som bekjendt efterlader Vandet ved sin Fordampning de opløste faste Stoffer, væsentlig Kalksalte, der som en Skorpe, Kjedelstenen, beklæder Kjedlens Plader og kan voxe til en betydelig Tykkelse, naar Rensningen forsømmes. Før disse Dele sætte sig fast, ere de for en stor Del udskilte og findes opslemmede i Vandet; først siden aflejre de sig, navnlig naar Vandet kommer i Ro; Kjedelstenens Dannelse kan derfor ofte væsentlig forsinkes, naar der udblæses noget Vand fra Bunden af Kjedlen umiddelbart efter at Dampudviklingen er ophørt.

Udblæsningsrøret bør helst udgaa fra det nederste Punkt af Kjedlen, men det maa ikke ligge i Ildkanalen, da der ellers

kan danne sig Kjedelsten deri; det sættes derfor helst nær ved Kjedlens Forside. Det kan lukkes enten med Ventil eller Hane, men Hane er at foretrække, da det kan indtræffe, at Grums eller Kjedelstensstumper lægge sig paa Anlægsfladen og hindre Ventilen i at slutte tæt, naar den lukkes.

Ved Skibskjedler, som forsynes med Saltvand, erstattes Udblæsningen ved en stadig Udpumpning af Vand med en særlig Pumpe (Brinepumpen), da ellers Saltholdigheden vilde blive saa stor, at der udkrystalliserede Salt i Kjedlen.

44. Vandforsyningsapparater. Det almindeligste Vandforsyningsapparat er en Trykpumpe, Fødepumpen, der drives af Dampmaskinen, til hvilken den regnes at høre; dens Indretning skal derfor ikke beskrives paa dette Sted. Røret derfra, Føderøret, maa have en Ventil tæt ved Kjedlen, siddende saaledes, at den holdes lukket ved Damptrykket i Kjedlen.

Denne Ventil hindrer Kjedlen fra at udtømme sig gjennem Føderøret, naar t. Ex. Fødepumpens Ventiler komme i Uorden.

Hertillands er det paabudt, at enhver Kjedel skal have en saadan Ventil.

Foruden Ventilen findes oftest en Hane paa Føderøret. Den bør sidde mellem Kjedlen og Ventilen for at man kan aflukke og efterse denne sidste. Forsynes flere Kjedler fra samme Vandforsyningsapparat, er Hanen nødvendig for at kunne aflukke hver enkelt Kjedel, naar den skal tømmes og renses.

Der haves imidlertid andre Vandforsyningsapparater, og navnlig dels saadanne, som kun regulere Vandforsyningen fra Fødepumpen efter Forbruget, og dels saadanne, som kunne bruges til Kjedler, der ikke ere i Forbindelse med Dampmaskine.

Af Reguleringsapparater skal nævnes Watts Apparat Fig. 64, bestemt til Kjedler med meget ringe Spænding. Røret *A* er saa højt, at Damptrykket kun driver Vandet et Stykke op deri. Fødepumpen fører Vandet op til Beholderen *B*, hvorfra det gjennem Aabningen *b* kan løbe ned i Røret *A* og derfra ned i Kjedlen. Aabningen er lukket med en Ventil, som løftes ved en Vægtstang, der paavirkes af en Svømmer, saaledes at Ventilen aabnes, naar Vandspejlet synker under den normale Stand. Metaltraaden fra Svømmeren er vist at gaa

op gjennem et andet Rør af tilstrækkelig Højde, i Stedet for gjennem en Stoppebøsse, hvis Friktion altsaa undgaaes.

I Forbindelse med dette Vandforsyningsapparat er vist et Reguleringsapparat for Trækken, nemlig en Svømmer paa Vandoverfladen i Røret *A*. Denne, som stiger og synker med Trykket i Kjedlen, staar ved en Kjæde i Forbindelse med Røgspjældet, saa at dette lukker mere eller mindre for Ildkanalerne, eftersom Trykket varierer.

Ved blot nogenlunde store Damptryk blive Vandsøjlerne dog altfor uforholdsmæssig høje (allerede ved 1 Atmosfæres Differenstryk over 32 Fod); Apparatet bruges derfor ikke mere.

Ved Højtrykskjedler har man forsøgt at regulere Vandforsyningen ved en Svømmer paa Kjedelvandet. Pumpen indpumpede Vandet i en lukket Beholder, hvorfra udgik 2 Rør, et til det Frie og et til Kjedlen. De lukkedes hver ved en Ventil, og disse Ventiler, der bevægedes af Svømmeren, vare saaledes forbundne, at naar den ene var lukket, var den anden aaben. Apparatet er dog upaalideligt og bruges ikke meget.

Selvvirkende Vandforsyningsapparater ere altid nødvendige ved Kjedler, der ikke ere i Forbindelse med Maskine, men selv hvor der er Maskine, kan det være nødvendig at forsyne Kjedlen uden at Maskinen gaar, f. Ex. Lokomotiv- og Skibskjedler, naar Lokomotivet eller Skibet ligger stille.

I Danmark er det paabudt, at der paa Lokomotiver og Lokomobiler skal være et saadant Forsyningsapparat, eller ogsaa skal Fødepumpen kunne udløses fra Hovedmaskinen og drives ved Haandkraft.

De herhen hørende Apparater kunne være:

Direkte Damppumper, bestaaende af en lille Dampcylinder og Pumpecylinder (med tilhørende Dampfordelingsapparat og Ventiler), liggende i Forlængelse af hinanden og med deres Stempler paa en fælles Stempelstang. Skal Apparatet sættes i Gang, ledes Damp fra Kjedlen dertil.

Haandpumper bruges undertiden ved Lokomobiler. Ofte saaledes, at det er samme Pumpe, som ellers drives fra Maskinen.

Injectorer. Disse Apparater, opfundne af Giffard, grunde sig paa, at en Dampstraale, der udstrømmer under Kjedlens

Tryk, faar en langt større Hastighed end en Vandstraale udstrømmende under samme Tryk, saa at Dampstraalen altsaa indeholder pr. Masseenhed langt mere levende Kraft end Vandet. En saadan Dampstraale kan derfor bringes til at opsuge en vis Vandmængde og rive den med sig, idet den selv derved fortættes til Vand, saaledes at den dannede varme Vandstraale dog endnu har større Hastighed end den, hvormed Vandet vilde udstrømme af Kjedlen. Men naar dette er Tilfældet, saa vil Straalen, naar den rettes mod en passende Munding af et Rør fra Kjedlens Vandrum, kunne overvinde Trykket og trænge ind i Kjedlen.

Fig. 103 viser Giffards Injector. *a* er et Rør fra Kjedlens Damprum; det leder Dampen til Røret *b*, fra hvis Munding det udstrømmer i en Straale gjennem Kammeret *c*, hvori Luften fortyndes, saa at Vand opsuges gjennem Røret *d*, og den dannede Vandstraale trænger ind i Røret *e*, aabner Ventilen og gaar ind i Kjedlens Vandrum. Røret *b* kan bevæges op og ned for at forandre Størrelsen af den ringformige Aabning derom, og Stiften *s* kan ved at skydes op og ned forandre Størrelsen af Rørets Munding. Herved indstilles Apparatet, indtil Virkningen bliver regelmæssig. Er Indstillingen ikke rigtig, løber noget af det varme Vand bort gjennem Røret *f*.

Injectoren kan kun forsyne Kjedlen med koldt Vand. Det er jo nemlig en Betingelse for Virkningen, at det opsugede Vand kan fortætte Dampen, og at dog Straalen har Hastighed nok til at trænge ind i Kjedlen. Er nu Vandet varmt, maa der opsuges meget Vand, for at Dampen kan fortættes, og Straalen har da ikke Kraft nok til at trænge ind i Kjedlen. Den højeste Temperatur af Fødevandet, ved hvilken Injectoren kan virke, angives til 40 à 50°, men beror meget paa hele Apparatets Construktion, samt paa Damptrykket i Kjedlen.

Injectoren maa siges at være et i sit Princip meget fuldkomment Apparat, forudsat at der alligevel skulde fyldes koldt Vand paa Kjedlen; det udkræver nemlig ikke noget Forbrug af Kraft eller Varme, fordi al den i Dampen indeholdte Varme kommer tilbage igjen til Kjedlen, og hvad levende Kraft der «tabes» ved Stødvirkningen, forvandles ligeledes til Varme og føres saaledes tilbage til Kjedlen.

Hvor man derimod er istand til at forvarme Fødevandet ved Spildevarme, ere Injectorer ufordelagtige.

Iøvrigt vise de sig ikke fuldt saa paalidelige som Fødepumper, idet Rørenes Mundstykker let forstoppes, naar Vandet ikke er ganske rent.

Apparatet bruges mest paa Lokomotiver.

Føderen. Herved forstaaes en lukket Beholder, som staar noget højere end Kjedlen, og kan fyldes med Vand og derpaa sættes i saadan Forbindelse med Kjedlen, at den afgiver sit Vand dertil. Fig. 104 viser en simpel Indretning deraf. *F* er Føderen. Rørene staa henholdsvis i Forbindelse med en Vandbeholder og med Damp- og Vandrummet i Kjedlen. Antages alle Hanerne lukkede og Føderen fyldt med Damp, vil denne snart fortættes, naar Hanen *a* aabnes, og Vandet vil da suges op i Føderen. Et Vandstandsglas angiver, naar den er fyldt; Hanen *a* kan da lukkes, og naar nu *b* aabnes, trænger Dampen op og varmer Vandet, samt udøver Tryk derpaa. Vandet kan nu gjennem Hanen *c* føres ned i Kjedlen, naar det behøves. Er Føderen tømt, fyldes den atter paa den beskrevne Maade.

Forvarmere. Til Fødevandets Opvarmning søger man oftest at bruge Spildevarme, og da enten Varmen fra Forbrændingsprodukterne paa Vejen fra Kjedel til Skorsten eller Spildedampens Varme.

Apparater til at optage Forbrændingsprodukternes sidste Varme har man indrettet som et Rørsystem anbragt i Røgkanalen mellem Kjedel og Skorsten; de blive dog let belagte med Aske og Sod udvendig og med Kjedelsten indvendig, hvorfor de maa være let tilgængelige og indrettede saaledes at de ogsaa kunne renses indvendig. Apparatet virker egentlig som en Forøgelse af Ildpaavirkningsfladen, og navnlig som en meget virksom Del deraf, da det er det koldeste Vand, der her modtager den sidste Varme fra Røgen; men det er kostbart og kommer let i Uorden, hvorfor det almindelig maa foretrækkes at udelade det og gjøre selve Kjedlen tilstrækkelig stor.

Forvarmere, der benytte Spildedamp, kunne enten være saaledes indrettede, at Dampen ledes ind i Fødevandet, fortættes deri og blandes dermed, eller saaledes, at den ikke di-

rekte kommer i Berøring med Vandet. Den sidste Maade er den bedste, fordi Dampen, som har virket i Maskinen, medfører Fedtstoffer og andre Dele, som man ikke vil have indført i Kjedlen.

Fig. 105 viser en Forvarmer med Damp og Vand adskilte. Røret d_1 leder Dampen ind, og Røret d_2 leder den ud fra Rummet imellem det Rørsystem, hvorigjennem Fødevandet passerer. Dette Vand pumpes ind gjennem Røret f_1 og gaar ud gjennem f_2.

Sikkerhedsforanstaltninger.

45. Dampkjedlers Prøvning. For saa vidt mulig at kontrollere, at Kjedlerne ere tilstrækkelig stærke og tætte, foretages Trykprøver, hvorved de fyldes helt med Vand, som ved en Trykpumpe underkastes et stærkere Tryk end det, Kjedlen senere er bestemt til at arbejde med. Dog tør man ikke drive Trykket for højt, thi Kjedlen kan da beskadiges ved selve Prøven. Tidligere prøvedes Kjedlerne her med det dobbelte af Maximumsdamptrykket, nu kun med $\frac{5}{3}$ deraf.

I Danmark er det paabudt, at alle nye Kjedler skulle prøves paa denne Maade, før de tages i Brug, ligesaa efter hver Hovedreparation samt endvidere efter en Flytning eller naar 3 Aar ere gaaede siden sidste Prøve. Ved denne Prøve undersøges tillige, om Kjedlens Trykmaaler viser rigtig, og Sikkerhedsventilens Belastning netop er saa stor, at Ventilen aabner sig ved det største Tryk, som Kjedlen er bestemt til. If. den Pag. 116 nævnte Bekjendtgjørelse gjælde følgende Regler:

«Trykprøven foretages saaledes:

«Alle Aabninger paa Kjedlen, der ikke skulle benyttes ved «Prøven, tillukkes. En af Synsmændene medbragt Trykpumpe «med Sikkerhedsventil sættes i Forbindelse med Kjedlen; denne «fyldes helt med Vand, og Kjedlens Sikkerhedsventil eller Sikker«hedsventiler belastes med et Tryk svarende til den i Henhold «til § 9 opgivne højeste Spænding i Kjedlen*). Der indpumpes

*) Nemlig den Spænding, som Kjedlens Ejer eller Bruger har opgivet som den største, Kjedlen skal arbejde med, hvilket omtales i § 9 af Bekjendtgjørelsen af 28 Juni 1875 om Dampkjedler paa Landjorden.

«dernæst Vand i Kjedlen, og hver Gang Vand paa Grund af «den stigende Spænding udstrømmer fra den største Del af «den til Trykpumpen hørende Ventils Omkreds, forøges Belast- «ningen paa denne Ventil, og det undersøges samtidig, om «den til Kjedlen hørende Trykmaaler angiver en Spænding sva- «rende til den Belastning, hvorved Trykpumpens Sikkerheds- «ventil hver Gang er bleven løftet.

«Naar Belastningen paa Trykpumpens Sikkerhedsventil har «naaet en Størrelse, svarende til den ovenanførte højeste Damp- «spænding i Kjedlen, efterses, om Vand udstrømmer samtidig «fra den største Del af Omkredsen af saavel Kjedlens som «Trykpumpens Sikkerhedsventiler.

«Indpumpning af Vand i Kjedlen standses nu, Forbin- «delsen mellem Kjedel og Trykmaaler lukkes, og Kjedlens og «Trykpumpens Sikkerhedsventiler belastes med et Tryk, som er «$\frac{5}{3}$ Gange saa stort som det Tryk, Dampen ved den ovennævnte «højeste Spænding vil udøve.

«Indpumpning af Vand i Kjedlen fortsættes derpaa, indtil «Trykket i Kjedlen er saa stort, at Vand udstrømmer fra den «største Del af Omkredsen paa Trykpumpens Sikkerhedsventil.

«Dette Tryk i Kjedlen vedligeholdes saa lang Tid, som er «nødvendig til, at Synsmændene kunne overbevise sig om, at «der paa intet Sted af Kjedlen udstrømmer Vand i anden Form «end Taage eller enkelte Draaber, samt at Kjedlen ikke har «erholdt nogen større Formforandring.

«Ere disse Betingelser ikke opfyldte, eller Kjedlen ved «Prøven har erholdt en blivende Formforandring, undersøge «Synsmændene, saafremt det forlanges, hvor stort et Tryk «Kjedlen kan udholde uden at lade Vand strømme ud i anden «Form end Taage eller enkelte Draaber, samt uden at faa «større eller blivende Formforandringer, og Kjedlen maa da kun «benyttes paa Betingelse af, at Dampen i Kjedlen ingensinde «kommer til at udøve et større Tryk end $\frac{3}{5}$ af det, hvormed «den er prøvet og fundet tilstrækkelig stærk og tæt.

«Er en Kjedel prøvet i Udlandet, fastsættes det højeste «tilladte Damptryk ligeledes til $\frac{3}{5}$ af det, hvormed Kjedlen er «prøvet.

»Naar det højeste tilladte Damptryk i Kjedlen saaledes er «fastsat, og Sikkerhedsventilerne og deres Belastning ere ind-«rettede i Overensstemmelse med dette Tryk, mærkes saavel «Sikkerhedsventilerne som de til deres Belastning tjenende «Apparater med Stempler, hvorved paa selve Ventilen angives «Ventilaabningens Diameter i danske Tommer, paa Vægtstæn-«gerne disses fulde Længde i danske Tommer, og paa Vægt-«lodderne, der tjene til Belastning af Ventilerne, deres Vægt i «danske Pund.

«Saafremt en Sikkerhedsventil belastes med spændte Fjedre, «stemples den Stopper, som hindrer Fjedrene i at spændes for «stærkt.

«Saafremt Ejeren af en Kjedel deri er enig, ere Synsmæn-«dene undtagelsesvis bemyndigede til at prøve en Kjedel uden «at Sikkerhedsventilen er anbragt paa samme, imod at de ved «Beregning forvisse sig om, at Ventilens Belastning er en saa-«dan, at den for Kjedlen tilladte højeste Spænding ikke kan «overskrides, og derefter tilkjendegive dette ved den ovenfor «paabudte Stempling.

46. Uagtet alle Forsigtighedsregler hændes det dog af og til, at en Kjedel exploderer. De hyppigste Aarsager hertil ere:

1) Overskridelse af den tilladelige Spænding. Det er ikke uden Exempel, at Fyrbøderen har overbelastet Sikkerhedsventilen eller fuldstændig hindret den i at aabne sig, samtidig med at der er fyret stærkt, og en Explosion er bleven Følgen.

2) Forsømmelse af Vandtilførsel. Naar da Vandspejlet er sunket under Ildkanalernes Overkant, blive Pladerne her glødende og derved bløde og give efter for Trykket.

Opdages Forsømmelsen før Explosionen er sket, bør der ikke sættes Vand paa Kjedlen. Dette vilde nemlig bringe Vandet op paa de glødende Plader og frembringe en stærk Dampudvikling, som netop vilde forøge Faren. Derimod bør Ildsteddøren aabnes for at indlede kold Luft, og Ilden udrages; Kjedlen afkjøles da, og først derefter maa Vand indpumpes.

3) Forsømmelse af Rensning. Naar Kjedelstenen faar Lov til at blive siddende og voxe til et tykt Lag, kan den

saaledes isolere Pladerne fra Vandet, at de blive glødende og trykkes ud til en Bule, der omsider brister under Trykket. Det kan ogsaa hænde, at en for stærk Dampudvikling indtræder som Følge af, at en større Skal af Kjedelsten pludselig løsner sig.

4) Stød og Slag udøvede mod Kjedlen, medens den er i Virksomhed. De Svingninger, som Kjedlen derved kommer i, forøge Materialets Spænding, og muligvis kunne de ogsaa bevirke en saa pludselig Opkogning af Vandet, at dette slynges omkring imod Kjedlens Sider og derved fremkalder en Sprængning.

Det er derfor under ingen Omstændighed tilladeligt at forsøge at stemme en Utæthed til eller foretage lignende Arbejder ved Kjedlen, medens der er Damp oppe.

5) At der pludselig fremkommer en stor Aabning for Dampens Udstrømning, f. Ex. ved at et Damprør springer. Der vil da ske en Formindskelse i Damptrykket, og paa Grund deraf udvikles en Mængde Damp, som slynger Vandet op imod Kjedlens Sider med saa stor Voldsomhed, at en Explosion kan blive Følgen.

6) Vandet kan muligvis under visse Omstændigheder antage en højere Temperatur end den, der svarer til Damptrykket, og naar da denne Tilstand atter ophører, bliver pludselig hele Overskuddet af Varme benyttet til Dampdannelse.

Som bekjendt kan luftfrit Vand, hvis Overflade er dækket af en Oljehinde, og som opvarmes i et Glaskar, temmelig let ophedes over Kogepunktet uden at koge, men naar denne «ustadige Ligevægtstilstand» ophører, f. Ex. ved at ryste Karret, dannes pludselig en Mængde Damp, saa at Vandet slynges omkring, og Temperaturen er da sunket til Kogepunktet. Det er samme Fænomen, som man har troet at kunne tilskrive visse Dampkjedelexplosioner.

7) Fejlagtig Construktion, navnlig Mangel paa Afstivning, Mangel paa Forstærkning om Mandehullet osv. Fremdeles slet Forarbejdelse eller endelig, at Kjedlen er bleven saa fortæret af Rust, at den ikke kan modstaa det normale Tryk. Kjedlen angribes altid stærkest paa saadanne Steder, hvor Ma-

terialet er udsat for Bøjninger frem og tilbage under Udvidelsen og Sammentrækningen, og fremdeles paa Steder, hvor der er Utætheder, saa at Pladerne ere fugtige udenpaa, især naar dette er i Ildkanalerne. Utætheder maa derfor ikke taales, men søges tættede, saasnart de opdages, og ligeledes maa Rør, Haner, Ventiler osv. holdes tætte.

8) Explosion af brændbar Gas i Ildkanalerne. Naar Røgspjældet er ganske eller næsten ganske lukket, medens der er stort Fyr af friske Kul paa Risten, kan der samle sig saadanne Gasarter, og disse antændes, saa snart Røgspjældet atter aabnes. En saadan Tillukning af Røgspjældet (f. Ex. under en kortvarig Standsning) er derfor ikke tilladelig.

2) Dampmaskinen.

47. Efter Damptrykkets Størrelse inddeles Dampmaskinerne i:

Lavtryksmaskiner, hvori Spændingen kun er lidt over Atmosfærens Tryk. De vare i Watts Tid de eneste, men bruges nu saa godt som ikke mere.

Mellemtryksmaskiner, hvori Spændingen er 2 à 4 Atmosfærers Overtryk.

Højtryksmaskiner, hvor Dampspændingen er endnu højere.

Den Damp, som har virket i Maskinen, kan enten ledes til en Fortætter, hvorved der fremkommer et næsten lufttomt Rum, altsaa meget ringe Modtryk mod Stemplets Bevægelse, eller Dampen kan slippes fra Cylindren ud i det Frie. Herved fremkommer et Modtryk mod Stemplets Bevægelse lig med Atmosfærens Tryk eller endda lidt større, hvilket har omtrent samme Betydning som et Tab i Damptryk lig med 1 Atmosfære. Da dette Tab er det samme, hvad enten Dampspændingen er stor eller lille, vil det udgjøre en desto mindre Brøkdel af den hele Kraft, jo større Spændingen er. Som Følge deraf er Fortætningsapparatet aldeles nødvendigt ved Lavtryksmaskiner, hvorimod man udelader det ved Højtryksmaskiner og finder sig i det derved foraarsagede Tab for at opnaa andre Fordele, nemlig en mindre sammensat og altsaa billigere Maskine og

Besparelse af den store Mængde koldt Vand, som medgaar til Fortætningen.

Eftersom der fortættes eller ikke, inddeles Maskinerne i:

Maskiner med Fortætning (Condensation) og
Maskiner uden Fortætning.

Fremdeles, eftersom Dampen ledes til Cylindren uafbrudt under hele Slagets Varighed, eller Tilledningen ophører, naar et vist Stykke af Slaget er gjennemløbet, haves:

Maskiner uden Expansion og
Maskiner med Expansion.

Blandt de sidste haves en særegen Slags, nemlig:

Høj- og Lavtryksmaskiner eller Woolfske Maskiner.

Herved forstaaes Maskiner, hvori Dampen først virker i en mindre Cylinder, Højtrykscylindren, og derpaa i en større Cylinder, Lavtrykscylindren, idet Rummet foran Stemplet i den lille Cylinder sættes i Forbindelse med Rummet bag Stemplet i den store Cylinder, saa at det bevægende Tryk paa dette Stempel pr. Arealenhed er lig Modtrykket pr. Arealenhed paa det lille.

At Virkningen væsentlig er Expansion vil let sees: er nemlig den store Cylinders Volumen n Gange den lilles, og fyldes i hvert Slag $\frac{1}{m}$ af den lille Cylinders Rumfang med Damp, vil denne Damp, naar den efter endt Virkning fylder den store Cylinder, ialt have udvidet sig i Forholdet $1 : (m.n)$.

De hidtil omtalte Forskjelligheder angaa alene Dampens Virkningsmaade, men uafhængig deraf haves mange forskjellige Former af Dampmaskiner. Navnlig kan der skjelnes mellem

Maskiner med omdrejende Bevægelse og
Maskiner uden omdrejende Bevægelse.

Ved den første Slags, som er den overvejende almindeligste, skal den oprindelige, frem- og tilbagegaaende Bevægelse, som Dampen frembringer, forvandles til omdrejende.

Iøvrigt har Maskinens Bestemmelse ogsaa i mange Henseender Indflydelse paa Construktionen. Før disse Forskjelligheder omtales, maa dog Maskinens Hoveddele nærmere beskrives. Disse Dele ere:

Dampcylinder,
Dampstempel,
Dampfordelingsapparater,
Apparater til Dampens Fortætning,
Mekanismer til Bevægelsens Forandring,
Reguleringsapparater,
Underlag for Maskinen.

Dampcylindren.

48. Dampcylindren er et Støbejernsrør, som indvendig er nøjagtig cylindrisk afdrejet og ved begge Ender forsynet med Kraver, hvortil Dæksel og Bund kunne fastskrues (Fig. 106). I denne indmunde tæt ved Enderne de Kanaler, Næseborene, som komme fra Dampfordelingsapparatet; de ere i Reglen støbte i eet med Cylindren. Cylindrens Stilling kan være forskjellig, staaende, liggende, eller skraa.

Forholdet mellem Cylindrens Længde og Diameter er forskjellig efter Omstændighederne, oftest $1\frac{1}{2}$ à $2\frac{1}{2}$, undertiden mindre, navnlig naar der skal udføres et stort Antal Stempelslag pr. Minut. Undertiden tages Forholdet større, indtil 3 à $3\frac{1}{2}$, naar der er Brug for færre, men længere Bevægelser.

Cylindrens Godstykkelse gjøres i Reglen stor, dels af Hensyn til Støbningen, dels for at kunne udbore den paany, naar dens Form ved Sliddet er bleven uregelmæssig.

Dæksel og Bund lader man i Almindelighed gribe lidt ind i Cylindren med en afdrejet Rand, som passer deri. Herved sikkres, at de komme til at sidde nøjagtig centralt paa Cylindren, hvad der især har Betydning, fordi Stempelstangen skal gaa gjennem Dækslet og undertiden ogsaa gjennem Bunden, navnlig ved liggende Cylindre.

Hvor Stempelstangen saaledes gaar igjennem, opnaaes Tæthed ved en Stoppebøsse.

Dennes Indretning (paa en staaende Cylinder) sees af Fig. 107. *a* er en Metalring, som omslutter Stangen, og ovenover denne, i det ringformige Rum *b*, kommer Pakningsmaterialet. Dette kan bestaa af Hampefletning, gjennemtrængt med Tælle; det lægges regelmæssigt om Stangen i flere Lag, enten skrue-

formig eller bedre i enkelte nøjagtig tilpassede Ringe ovenpaa hinanden. Istedetfor Hamp bruges ogsaa runde tykke Bomuldsstrænge, gjennemtrukne med Talk og undertiden med Kautchukindlæg. Over Pakningsmaterialet præsses Laaget *c* ned ved Hjælp af Skruer. Antallet af Skruer bør helst være 3, for at Pakningen kan blive ligelig præsset; med 2 Skruer vilde Laaget kunne faa en skjæv Stilling og klemme om Stangen. Kun ved mindre Stoppebøsser, f. Ex. omkring Gliderstængerne, bør 2 Skruer bruges. Ved ganske smaa Stoppebøsser bruges iøvrigt ogsaa at skrueskære selve Laaget og skrue det ned over den ligeledes skrueskaarne Bøsse, som det er vist paa Dampventilen Fig. 101. Laaget kan være af Metal ligesom Ringen, eller ogsaa kan det være af Støbejern og foret med Metal, som Figuren viser. Underkant af Laag og Overkant af Ring gives bedst det i Figuren viste kileformige Tværsnit, hvorved Pakningsmaterialet præsses saavel ind imod Stangen som ud imod Bøssen.

For at kunne smøre Pakningen og for at samle den Smørelse, som Stempelstangen river med sig, gives Laaget paa staaende Stoppebøsser den i Fig. 107 viste Form; Smørelsen kan staa i den ringformige Beholder om Stangen. Liggende Stoppebøsser indrettes af samme Grund som Fig. 108 viser; i Rummet *d* kan der da forneden være noget Smørelse; undertiden lægges en løs Hampevæge deri omkring Stangen.

I selve Cylindren maa der kunne indføres Smørelse til Stemplet, uagtet Damptrykket. Dette sker ved en Smørekop, som har 2 Haner med et mellemliggende lukket Rum; over den øverste Hane er en lille Beholder, og under den nederste Hane er Forbindelsen med Cylindren. Aabnes den øverste Hane, kan Rummet imellem Hanerne fyldes med Smørelse, og denne ledes saa ned i Cylindren ved at lukke den øverste og aabne den nederste Hane.

Cylindren maa beskyttes mod Varmetab ved at omgives med slette Varmeledere. Hertil kan bruges Filt i et tilstrækkelig tykt Lag og dækket enten ved en Træklædning af Staver, sammenholdt med Messing- eller Jernbaand, eller ved et Hylster af Jernblik.

Undertiden bruges en saakaldet Damptrøje. Det vil sige et ringformigt Rum, dannet ved at gjøre Cylindrens Vægge

dobbelte, og dette Rum fyldes med Damp. Denne Damp kan tilledes paa 3 Maader:

1) Et Rør kan føre Kjedeldamp ind i Rummet, og denne Damp er stillestaaende deri; kun efterhaanden som den fortættes ved Afkjølingen, strømmer der mere Damp ind.

2) Al Dampen kan paa Vejen fra Kjedlen til Cylindren passere Trøjen.

3) Spildedampen fra Cylindren kan passere Trøjen paa Vejen fra Cylindren til Condensatoren.

Ved de 2 første af disse Maader er det Damp af omtrent Kjedlens Spænding og dertil svarende Temperatur, som fylder Trøjen, og den vil altsaa afgive Varme til Cylindren, idet Dampens Temperatur inde i denne formindskes under Expansionen. Betingelsen for, at dette kan være fordelagtigt, er, at Dampen inde i Cylindren derved kommer til at udvikle mere Arbejde, end der vilde faaes, naar denne Dampmængde, plus den i Trøjen fortættede Damp, virkede i Cylindren uden Varmetilførsel. Om dette er Tilfældet, om altsaa Damptrøjer overhovedet ere nyttige eller ej, er et omtvistet Punkt, Nytten er i alt Fald ikke stor. (Se iøvrigt Art 66 og de følgende.)

Derimod er den 3die Maade, nemlig at bruge Spildedamp i Damptrøjen, absolut forkastelig, thi denne Damp er koldere end den friske Kjedeldamp og vil altsaa berøve Cylindren Varme.

Dampstemplet.

49. Dampstemplet skal bringes til at slutte tæt i Cylindren ved Pakning langs dets Rand. Denne Pakning kan dels være Hampepakning, dels Metalpakning.

Hampepakning kan kun bruges ved Damp med meget lav Spænding, da den højspændte Damp meget hurtig ødelægger Pakningen og desuden frembringer stor Friktion. Hampepakning har derfor nu kun ringe Betydning for Dampmaskiners Stempler. Fig. 109 viser Indretningen. Stemplet bestaar af Stempellegemet, hvorom Pakningen anbringes, og Dækslet.

Metalpakning kan indrettes paa mange forskjellige Maader. Materialet er i Reglen Støbejern. Bronce bruges undertiden, men er et kostbarere Materiale end Støbejern. Ligesaa

bruges undtagelsesvis Smedejern, men det arbejder ikke saa godt imod den Støbejerns Cylinder, som Bronce eller Støbejern.

Pakningen bestaar gjerne af en eller flere Ringe, som spændes ud imod Cylindrens Vægge ved sin egen Fjederkraft eller ved Fjedre, som ligge indenfor.

Fig. 110 viser et Stempel, hvis Pakning dannes af 2 over hinanden liggende Støbejerns Ringe, som spændes udad saavel ved deres egen Fjederkraft som ved Trykket fra 2 lignende Ringe indenfor dem. Alle 4 Ringe ere sammenslebne, saa at de slutte tæt imod hinanden; deres Tykkelse varierer, og paa det tyndeste Sted ere de opskaarne. Fjederkraften have de faaet ved at overhamres paa deres concave Flade, før de bleve drejede færdige og sammenslebne, saa at de ved at opskæres stræbe at rette sig mere ud. For at ikke den Spalte, som fremkommer, hvor de ere opskaarne, skal lade Damp slippe igjennem, lægges de saaledes, at intetsteds 2 af Spalterne komme sammen.

De inderste Ringe kunne forfærdiges af Staal; derved blive de bedre og mere holdbare Fjedre.

Fig. 111 viser et Stempel med 2 opskaarne Støbejerns Ringe, som præsses ud ved Staalfjedre, der virke paa Kiler og kunne spændes ved Skruer og Møttrikker. Ogsaa her maa Ringene slutte tæt imod hinanden, og Spalterne være forsatte for hinanden. Ringenes Tykkelse er mindst, hvor de ere opskaarne, størst paa det diametralt modsatte Sted.

Fig. 112 viser et Stempel med kun 1 Ring; dens Tykkelse varierer, paa det tyndeste Sted er den opskaaren, og ved 3 (eller flere) Staalfjedre, som kunne spændes ved Skruer, præsses den imod Cylindren. Tætheden opnaaes ved at give Ringens Gjennemskæring Formen Fig. 112_a eller 112_b, hvor den opskaarne Rings Ender passe ind i hinanden, eller Formen 112_c, hvor en løs Tunge er indlagt. Paa Ringens Inderside dækkes Samlingen af et Stykke Plade, som slutter tæt til Ringen og er fastgjort til den ene Ende deraf, medens det holdes ind imod den anden ved Skruer gjennem langagtige Huller i Pladen, saa at Ringen ikke hindres i at aabne sig, eftersom den slides.

Ringen selv meddeles der nogen Fjederkraft ved fra først af at gjøre den større, opskære den, tildanne Enderne ved

Borttagelse af Materiale, og derpaa præsse den sammen. Den maa da endnu afdrejes for igjen at blive fuldstændig cirkelrund.

Fig. 113 viser Ramsbottoms Stempel. Stemplet bestaar af et enkelt Stykke, hvis cylindriske Flade er forsynet med et Antal af 3 à 5 inddrejede Riller (paa Figuren 3). I disse ligger Pakningen, som bestaar af Ringe af Smedejern eller Staal, sjeldnere Bronce. De ere opskaarne og i Besiddelse af nogen Fjederkraft. De udvides saa meget, at de kunne bringes ind paa deres Plads. Spalten lader man her være aaben, og Damp kan altsaa slippe derigjennem, men Spalten er kun ringe, og den Damp, som er strømmet igjennem den ene Ring, mister desuden største Delen af sin Hastighed i det videre Rum mellem Ringene; den skal da paany sættes i Bevægelse for at slippe igjennem den næste Spalte og saa fremdeles, saa at der i Virkeligheden kun spildes meget lidt Damp ad denne Vej.

Formen af Stempellegemet selv vil fremgaa af Figurerne 109—113. Da det afvexlende skal standses og sættes igang, maa det være saa let som mulig. Det gjøres derfor i Reglen hult, men denne Hulhed maa være fuldstændig aflukket, fordi den ellers vilde virke som skadeligt Rum.

Stempelstangen kan paa flere Maader fæstes til Stemplet, enten ved en Kile eller en Møttrik, som Figurerne vise et Par Exempler paa. I liggende Cylindre lader man gjerne Stempelstangen forlænge sig til begge Sider af Stemplet og støttes i Stoppebøsser saavel i Bunden som i Dækslet af Cylindren.

Dampfordelingsapparatet.

50. Dampfordelingsapparatet indrettes paa mange Maader, men i hvert enkelt Tilfælde kan der skjælnes mellem det indre og det ydre Fordelingsapparat: det første er den eller de Maskindele, som direkte aabne eller lukke for Dampvejene; det sidste er den Mekanisme, hvorved Bevægelsen overføres til det indre Fordelingsapparat.

Det indre Fordelingsapparat vil i de fleste Tilfælde kunne henføres til en af følgende Hovedformer:

1) Glidere, der bevæges glidende hen over den Flade, hvori Næseborene findes. De kunne atter være:

Glidere med retliniet Bevægelse, eller
Glidere med omdrejende Bevægelse.

2) Ventiler, der bevæges vinkelret paa Fladen, hvori Næseboret findes.

Glidere med retliniet Bevægelse ere dels korte Glidere eller Skuffeglidere og dels lange Glidere, D-Glidere eller Rørglidere.

Skuffeglideren i sin simpleste Skikkelse ses i Fig. 114, n_1 og n_2 ere Næseborene, n_3 Afstrømningsaabningen for Spildedampen. Fladen, hvori de udmunde, kaldes Gliderspejlet. k er Gliderkassen, hvori Damprøret indmunder. Selve Glideren har Form som en Skuffe eller Kasse, men med fremspringende Rande, Lapper, der ere saa brede, at de rigelig kunne dække et Næsebor. Spejlet, saavelsom den imod samme vendende Flade af Glideren er nøjagtig afrettet og planslebet. Gliderens Længde er saa stor, at i dens Midtstilling (III) dække Lapperne begge Næseborene samtidig. Det Stykke, i, som Lappen da paa Grund af sin større Brede dækker indenfor Næseboret, kaldes den indre Dækning; paa lignende Maade er Stykket e den ydre Dækning.

Glideren bevæges ved Gliderstangen, der gaar damptæt op gjennem en Stoppebøsse i Gliderkassens Laag. Eftersom Glideren indtager Stillingen I eller II, vil der være Dampindstrømning foroven eller forneden i Cylindren. Maaden, hvorpaa Glideren bevæges, skal senere omtales, i Almindelighed sker Bevægelsen continuerlig, men med variabel Hastighed, og navnlig er Hastigheden størst i Midtstillingen og aftager til Nul i Yderstillingerne.

Gliderens Stilling i Forhold til Dampstemplet er saaledes, at der lidt før Begyndelsen af hvert Stempelslag aabnes Adgang for Dampen til det tilsvarende Næsebor. I det Øjeblik, da Stempelslaget begynder, maa Glideren altsaa ikke staa i sin Midtstilling, men være gaaet et Stykke forbi. Dette Forspring maa være lig den ydre Dækning plus et lille Stykke.

Virkningen, som foregaar bag Stemplet (altsaa paa Oversiden, naar Stemplet gaar nedad, paa Undersiden, naar det gaar opad) vil da være følgende:

Fra Stempelslagets Begyndelse er der frisk Damp bag Stemplet, og der vedbliver fremdeles at indstrømme frisk Damp under største Delen af Slaget. Henimod dettes Slutning vil der dog paa Grund af Forspringet og den ydre Dækning blive lukket for Næseboret, og under Stemplets fortsatte Bevægelse virker den i Cylindren værende Damp ved sin Expansion. Noget senere, dog før Stempelslagets Slutning, aabnes der Forbindelse mellem Rummet bag Stemplet og Afstrømningsrøret.

Expansionens Begyndelse vil falde desto tidligere, jo større den ydre Dækning og Forspringet gjøres. Denne Omstændighed benyttes virkelig ogsaa i nogle Tilfælde til at frembringe den ønskede Expansionsgrad; dog kan der paa denne Maade ikke uden væsentlige Ulemper afspærres tidligere end efterat mindst $\frac{2}{3}$ af Slaget er tilende; ønskes der tidligere Afspærring, maa denne tilvejebringes paa anden Maade.

Paa Forsiden af Stemplet, hvorfra der altsaa under det betragtede Slag sker Udstrømning af Damp til Condensatoren (eller til det Frie), vil denne Virkning ophøre lidt før Slaget er tilende, fordi Glideren lukker Afstrømningsnæseboret, og idet Stemplet desuagtet gaar videre, sammentrykkes, comprimeres Dampen foran Stemplet, og denne Virkning afløses atter, før Slaget er fuldstændig endt, ved at frisk Damp begynder at indstrømme til næste Slag. Paa den sidste Del af Vandringen gaar Stemplet altsaa imod Dampen, medens der kun er svagspændt Damp bag det; herved tabes naturligvis lidt Arbejde, men der undgaaes det Stød, som ellers vilde fremkomme, hvis Trykket paa Stemplet pludselig skiftede ved Enden af Slaget.

Dampvejenes Tværsnitsareal a kan beregnes efter Formlen

$$a = A \frac{c}{96}, \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (35)$$

hvor c er Stemplets Middelhastighed i Fod i Secundet, A er Stemplets Areal. Denne Værdi af a gjælder baade for Damprøret fra Kjedlen og Kanalerne til Cylindren. Disse sidste gives langstrakt rektangulært Tværsnit, med de korte Sider i Retning af Gliderens Bevægelse, for at denne kan gjøres kort,

thi Arbejdet, som medgaar til at overvinde Gliderens Friktion, er ligefrem proportionalt med Bevægelsens Længde.

Glidere til Høj- og Lavtryksmaskiner kunne indrettes paa samme Maade, idet hver af Cylindrene faar sin selvstændige Gliderkasse med Glider.

Dog kan ogsaa 1 Glider besørge hele Dampfordelingen. Fig. 115 viser en saadan, Hicks Glider. n_1 og n_2 ere Højtrykscylindrens, n'_1 og n'_2 Lavtrykscylindrens Næsebor, samt n_3 Afstrømningsaabningen til Condensatoren.

Glideren har, foruden den almindelige Skuffegliders Hulhed, endnu en Kanal, som fører Dampen fra Højtrykscylindren til Lavtrykscylindren.

Oftest ønskes der tidligere Afspærring, end der kan opnaaes ved en enkelt Glider alene. Dette kan da ske ved foruden denne Glider, Fordelingsglideren, at have en Expansionsglider, som i det Øjeblik, da Expansionen skal begynde, aflukker Dampen fra Fordelingsglideren. De vigtigste Construktioner heraf ere:

a) Glidere i hver sin Gliderkasse. Fig. 116 viser begge Gliderkasserne, den ene med en almindelig Skuffeglider, den anden med Expansionsglideren, som bestaar af en enkelt Plade med en Aabning af samme Form som Næseboret og glidende paa et Spejl med en lignende Aabning. Staar Gliderens og Spejlets Aabninger lige for hinanden, sker der Dampindstrømning, men gaar Glideren op eller ned, afspærres der.

Fig. 117 viser en anden Form af Expansionsglider, nemlig en enkelt Plade, som kan skydes ned over Spejlets Aabning og lukke den, skydes endnu mere ned og aabne den igjen, og saa fremdeles. Begge disse Glidere gjøre samme Antal Slag som Stemplet og Fordelingsglideren.

Glideren Fig. 117 kan dog ogsaa indrettes paa en anden Maade, idet den gjøres bredere (i Bevægelsens Retning) og gives en saadan Vandring, at den aldrig helt passerer Aabningen i Spejlet, men kun dækker den og trækker sig i samme Retning tilbage. I saa Tilfælde maa den gjøre dobbelt saa mange Slag som Stemplet og Fordelingsglideren; dens Bevægelsesapparat bliver derved mere sammensat, men der opnaaes den Fordel, at Expansionen let kan varieres, thi forkortes

eller forlænges nemlig Gliderstangen, vil Glideren afspærre henholdsvis senere eller tidligere.

Ved de 2 andre Former kan Expansionen varieres ved at forandre Størrelsen af Gliderens Vandring.

Ved alle disse Constructioner vil dog den Omstændighed, at Gliderne ere i hver sin Kasse, medføre, at den i Fordelingsgliderens Kasse indeholdte Damp deltager med i Expansionen, saa at denne Kasse for hvert Slag skal fyldes paany med Kjeldedamp. Den virker altsaa som skadeligt Rum. Denne Ulempe undgaaes ved at have

b) Begge Glidere i samme Kasse, og Expansionsglideren umiddelbart bag paa Fordelingsglideren.

Fig. 118 viser en Maade, hvorpaa det kan indrettes. Fordelingsglideren har faaet en noget anden Form, idet den er gjort længere og der er tilføjet et Par Kanaler til Dampens Gjennemstrømning. Expansionsglideren bevæger sig bag paa den og tages med af Friktionen, indtil en af de fremstaaende Knaster *k* paa Expansionsglideren støde imod den stillestaaende Plade *p*, som sidder i Dækslet paa Gliderkassen. Derved standser Expansionsglideren, og ved Fordelingsgliderens videre Bevægelse afspærres der. Figuren viser 2 Stillinger.

Pladen *p* gives en oval Form og gjøres drejelig. Derved kan Expansionsgliderens Vandring gjøres større eller mindre, og altsaa Expansionsgraden varieres.

Fig. 119 viser Farcots Glidere. Expansionsglideren bliver her ligesom den forrige taget med af Friktionen, men denne Glider er delt i 2 Halvdele, som hver for sig tages med af Fordelingsglideren, til de standses ved at støde med Fremspringene *k* mod Skiven i Midten, eller med Stangen *s* mod Skruehovederne *h*. En anden Forskjel er den, at hver af Kanalerne i Fordelingsglideren er delt i 3 smallere, og Expansionsgliderens Stykker have tilsvarende Aabninger. Herved opnaaes, at en lille Bevægelse af Expansionsglideren kan lukke alle 3 Gjennemgange samtidig, saa at der kan ske en mere pludselig Lukning, hvilket er en Fordel.

I Almindelighed bevæges dog Expansionsglideren ved en særlig Gliderstang. Fig. 120 viser denne Indretning. Fyldningsgraden afhænger af Forholdet mellem de 2 Glideres Dimen-

sioner, Vandringer og Forspring. Den kan varieres ved at forandre Expansionsgliderens Forspring og ved at forandre dens Længde. Denne sidste Maade benyttes i Meyers Glider, Fig. 121.

Expansionsglideren er her delt i 2 Plader, forsynede med Møttrikker, den ene skaaren som en Højre-, den anden som en Venstreskruegang, og skruede paa Gliderstangen, der er skrueskaaren paa tilsvarende Maade. Ved Drejning af Gliderstangen med Haandtaget *h* nærmes eller fjernes de 2 Gliderstykker, medens en Viser angiver, til hvad Fyldningsgrad de ere stillede.

Skal der i en Høj- og Lavtryksmaskine afspærres for Dampen til Højtrykscylindren før Slaget er tilende, kan det ske ved en af de omtalte Expansionsglidere, anbragt i Forbindelse med den Hickske Glider.

Lange Glidere. De Kanaler, som føre fra Glideren til Cylindren, virke som skadeligt Rum, hvilket navnlig har Betydning for store Maskiner.

Ved lange Glidere opnaaes, at disse Kanaler blive meget korte. Fig. 122 viser den Wattske D-Glider eller Rørglider. Gliderkassen slutter temmelig tæt om Glideren, og ved *A* og *B* ere Stoppebøsser, saa at den midterste Del af Rummet mellem Glider og Gliderkasse er aflukket fra Enderne. I dette Rum føres den friske Damp ind og strømmer ind i Rummet mellem Glideren og den mod Cylindren vendende Væg og herfra ind i Cylindren, og navnlig foroven i denne, naar Glideren indtager den i Figuren viste Stilling. Den brugte Damp strømmer da under Glideren til Røret *R*, som fører til Condensatoren. Bevæges Glideren derpaa nedad et Stykke omtrent dobbelt saa stort som et Næsebors Brede, strømmer Dampen ind forneden i Cylindren, medens den i forrige Slag brugte Damp gaar ud ovenover Glideren, ned igjennem denne og til Fortætteren.

Denne Glider bliver som oftest meget tung; dette undgaaes ved en Form, som kan tænkes fremkommet af den forrige ved at udelade dennes midterste Stykke, mellem Stoppebøsserne, og lukke hvert af de tilbageblevne Stykker med en Væg. Spildedampen fra Oversiden af Cylindren maa da gjennem et særligt Rør ledes til Condensatoren.

Glidere med omdrejende Bevægelse kunne ogsaa opfattes som en Slags Haner. Fig. 123 viser Corliss' Glidere paa en Cylinder. Der findes 4 Glidere, hvoraf de øverste besørge Indledningen af Damp henholdsvis til den ene og den anden Side af Cylindren, samt Afspærring i rette Øjeblik. De nederste Glidere besørge Afledningen af den brugte Damp.

Det sees, at Længden af Kanalerne mellem Cylinder og Glider her er reduceret til det mindst mulige.

Selve Gliderne bevæges fra en Axel, som ligger centralt i det cylindriske Rum, hvori de findes. De ere dog ikke fast forbundne med Axlen, men kunne trykkes udad mod den cylindriske Væg og derved slutte tæt.

Af disse Glidere bevæges de nederste continuerligt frem og tilbage, saa at de aabne og lukke gradevis, ligesom en almindelig Glider. De øverste derimod bevæges vel paa lignende Maade paa et Stykke af deres Vandring, nemlig indtil Afspærringen skal foregaa, men saa udløses Forbindelsen med deres sædvanlige Bevægelsesapparat, og en Vægt eller en spændt Fjeder bringer dem derpaa til pludselig at dreje sig et saadant Stykke, at der afspærres. Den nærmere Indretning af denne Mekanisme skal beskrives under de ydre Dampfordelingsapparater.

Ventiler. De bruges mest til store Maskiner og navnlig til Maskiner uden roterende Bevægelse. De aabnes og lukkes mere pludseligt end Glidere og forbruge ikke saa stor Arbejdsmængde til deres Bevægelse.

Der fordres 4 Ventiler til hver Dampcylinder, 2 til Indstrømning, 2 til Udstrømning af Dampen.

Ventilerne kunne være simple Kegleventiler (ligesom de tidligere omtalte Damp- og Sikkerhedsventiler), der aabnes under Overvindelse af det derpaa hvilende Damptryk.

Fig. 124 viser Murdochs Construktion. *a* og *b* ere Ind- og Udstrømningsventilerne, som høre til samme Side af Cylindren; de ere anbragte concentrisk under hinanden, og den øverste Ventil er gjennemboret og bæres af en hul Stang, hvorigjennem den nederste Ventils Stang føres op. Armen *c* bevæger den øverste, og *d* den nederste Ventil. Damprøret indmunder i Rummet over den øverste Ventil, Cylindrens

Næsebor i Rummet mellem Ventilerne, og Afstrømningsrøret under den nederste Ventil.

Saadanne Ventilers Løftning fordrer dog en meget betydelig Kraft i det første Øjeblik, da der er stor Forskjel paa Trykket paa Ventilens 2 Sider. Som Følge heraf foretrækkes oftest andre Former, ved hvilke Dampens Tryk paa forskjellige Steder af Ventilen ophæve hinanden, og Ventilen derfor kan løftes med ringe Kraft.

Fig. 125 viser en Differensventil. Den bestaar af 2 Kegleventiler, forbundne ved et Mellemstykke, der er støbt i eet med dem begge. Ventilsædet har 2 tilsvarende Anlægsflader, nøjagtig i en saadan indbyrdes Afstand, at Ventilen samtidig berører dem begge. Dampen strømmer igjennem i den ved Pilene angivne Retning, naar Ventilen aabnes. Ventilen modtager Dampens Tryk saavel ovenfra nedad som nedenfra opad, og da den nederste Flade er næsten ligesaa stor som den øverste, vil Ventilen kun med et ringe Overskud af Tryk holdes nede og kan løftes med en ringe Kraft. Mellemstykket, samt en trefliget Forlængelse under den nederste Ventilflade tjener til Styring under Løftningen.

Fig. 126 viser en anden Form, Kronventilen. Ogsaa denne har 2 Anlægsflader, nemlig *a* og *b*, som den skal berøre nøjagtig samtidig. Det øverste Sæde for Ventilen er forbundet med det nederste ved 4 Flige, som tjene til Styring. Figuren viser Ventilen i løftet Tilstand, Dampen strømmer da igjennem i den ved Pilene angivne Retning. Er Ventilen lukket, vil den modtage Damptryk saavel ovenfra nedad som nedenfra opad, og hvert af disse Tryk virker paa et ringformigt Areal indesluttet mellem Cirklerne svarende til Ventilens største Tværsnit, og henholdsvis den øverste eller nederste Anlægsflade. Det kan nu indrettes saaledes, at disse Tryk blive omtrent ligestore, saa at Ventilen løftes med ringe Kraft.

Baade Differens- og Kronventilen aabne Gjennemgange for Dampen paa 2 Steder, naar de løftes, og give derved et stort Gjennemgangsareal ved forholdsvis lille Løftning.

51. Det ydre Dampfordelingsapparat kan indrettes paa mange forskjellige Maader, dog haves væsentligst 2 Hovedklasser, nemlig

Excentriker, der bruges ved Maskiner med omdrejende Bevægelse, og

Vægtstangsapparater ved Maskiner med kun frem- og tilbagegaaende Bevægelse.

Excentriken. Den almindeligste Form heraf er Cirkelexcentriken, Fig. 127.

Den bestaar af en cylindrisk afdrejet Skive, som er befæstet paa Maskinens Axel, saaledes at denne ligger excentrisk i Forhold til Skivens Omkreds. Udenom Skiven ligger en Ring, sammenskruet af 2 Halvdele og sluttende nøje om Skiven, dog uden at klemme, saaledes at Skiven uden stor Modstand kan dreje sig indeni Ringen.

Stangen, som udgaar fra Ringen, er ved et Led forbundet med Gliderstangen.

Under Axlens Omdrejning vil Skivens Centrum beskrive en Cirkel om Axlens Midtlinie og altsaa snart nærme, snart fjerne sig fra Glideren. Excentrikstangen, hvis forlængede Midtlinie altid gaar igjennem Skivens Centrum, vil da faa en saadan Bevægelse, at den foruden at svinge frem og tilbage vil bevæge sig fra og til Gliderkassen et Stykke = Diametren i den af Skivens Centrum beskrevne Cirkel. Kun denne sidste Bevægelse meddeles til Gliderstangen, derimod ikke den svingende Bevægelse, idet Gliderstangen er styret i sin retliniede Bevægelse, og der er en leddet Forbindelse imellem Stængerne.

Ligger Excentrik- og Gliderstangen ikke i Forlængelsen af hinanden, kan der imellem begge indskydes en Vinkelvægtstang. Lange, vandret liggende Excentrikstænger sammensættes ofte som et Slags Gitter af Jernstænger for at faa den fornødne Stivhed med den mindst mulige Vægt. Fig. 128 viser en saadan Excentrikstang Gliderstangen G er tænkt lodret, og der er derfor indskudt en Vinkelvægtstang V imellem begge. P er en Vægt til at modveje Glideren. Figuren viser tillige, hvorledes Excentrikstangen kan udløses fra Gliderstangen. Den er nemlig kun forbundet med Tappen paa Vinkelvægtstangen derved, at den med en nedadtil aaben Bøjle griber derom, saaledes som Fig. 128_a viser det i noget større Maalestok, og ved Haandtaget kan den løftes op, hvorefter Glideren kan flyttes ved Haandkraft, f. Ex. ved en paa Vinkelvægtstangens Axel anbragt Arm af tilstrækkelig Længde.

Har Maskinen baade Fordelings- og Expansionsglider, bliver i Reglen hver af disse bevæget ved sin selvstændige Excentrik. Som omtalt kan Fyldningsgraden ændres ved at ændre Expansionsgliderens Forspring. Dette sker ved at dreje dens Excentrik i Forhold til Axlen. Denne Excentrik sidder da løst paa Axlen og holdes i sin Stilling derved, at den med Skrue og Møttrik er fæstet til Fordelingsgliderens Excentrik, som sidder tæt derved. Skruen sidder fast i Fordelingsgliderens Excentrik og gaar gjennem en med Axlen concentrisk cirkulær Spalte i Expansionsgliderexcentriken, saa at denne kan drejes, naar Skruen løsnes, hvorefter den atter spændes fast i den nye Stilling.

Af visse Maskiner fordres det, at de skulle kunne dreje deres Axel rundt i begge Retninger. Saaledes f. Ex. ved Skibsmaskiner, Lokomotiver, Ophejsningsmaskiner. Gliderens Bevægelse maa da kunne forandres overensstemmende hermed. Dette sker ved saakaldet Coulissestyring, ved hvilken Glideren sættes i Forbindelse med 2 Excentriker, saaledes at enhver af disse kan bringes til at styre Glideren.

Fig. 129 viser Stephensons Coulisse. *A* er Axlen med Excentrikerne, hvis Stænger tage fat i Coulissen. I denne glider en Klods, hvortil Gliderstangen er forbundet ved et Led. Som Coulissen er vist at staa i Figuren, er det den øverste Excentrikstang, som næsten alene styrer Glideren; Maskinen gaar da f. Ex. rundt tilhøjre, men ved at trække Haandtaget tilvenstre løftes Coulissen, og det bliver da den nederste Stang, som udgaar fra den anden Excentrik, der styrer Bevægelsen. Maskinen gaar da rundt tilvenstre. Ved at stille Coulissen i Mellemstillinger kan der faaes Expansion, og navnlig med Omdrejning tilhøjre eller tilvenstre, eftersom Klodsen staar nærmest ved den øvre eller den nedre Excentrikstang.

Ønskes der Bevægelse efter en anden Lov end den, som Cirkelexcentriken betinger, da bruges der andre Former af Excentriker.

Fig. 130 viser Hornblowers Buetrekant, der sædvanlig bruges i Forbindelse med Hicks Glider. Paa Axlen sidder concentrisk en Skive, og paa denne en fremspringende Del begrændset af 3 Cirkelbuer, hver paa 60°. Centrene falde da i

Toppunkterne. Det ene Toppunkt ligger i Axlens Midtlinie. Denne Trekant omsluttes af en Ramme, hvis 2 parallele Sider a og b ligge i en indbyrdes Afstand = Radius i Buetrekantens Sider.

Denne Ramme vil ved Axlens Omdrejning blive bevæget op og ned et Stykke lig denne Radius, men saaledes, at i hver af dens Yderstillinger bliver den staaende ganske stille, medens Axlen drejer sig 60°, og paa Overgangen fra den ene af disse Stillinger til den anden bevæger den sig ret hurtig. Aabning og Lukning sker derved mere pludselig, end naar en almindelig Cirkelexcentrik bruges.

Bevægelsen af Drejegliderne paa Corliss Maskine kan indrettes paa flere Maader; Fig. 131 viser et Exempel paa, hvorledes de i Fig. 123 viste Glidere kunne bevæges.

De 4 Glideres Axler ere a, b, c og d. De bære hver en Arm, der igjen er forbundet med en af de 4 Stænger S_a S_b S_c S_d, som udgaa fra Skiven S. Denne Skive bevæges ved Excentrikstangen e, saa at den vugger frem og tilbage om sin Midtertap, og derved sættes atter Gliderne i Bevægelse. Afstrømningsgliderne bevæges uafbrudt paa denne Maade, hvorimod Indstrømningsgliderne, der i Afspærringsøjeblikket skulle lukke pludselig, kunne udløses derved, at Stangen (henholdsvis S_a eller S_b) slipper Armen paa den tilhørende Glideraxel.

Fig. 132 viser i større Maalestok, hvorledes dette kan ske. Stangen har en Hage, der griber ind paa en tilsvarende Hage paa Armen, medens Fjedren f trykker dem imod hinanden og hindrer dem i at glippe af i Utide. Udløsningen foregaar ved at S_a (eller S_b) støder mod Stopperen h_a (eller h_b), hvis Stilling er afpasset saaledes, at Udløsningen foregaar netop i det Øjeblik, da Expansionen skal indtræde, og Vægten P drejer da Glideren. For at variere Expansionen ere Stopperne indrettede til at stilles op og ned ved Kilerne k; denne Indstilling bliver endog besørget af Regulatoren, saa at altsaa Maskinen selv afpasser Fyldningsgraden for hvert Slag efter Modstandens Størrelse.

Vægtene P hænge ned i Cylindre, hvori de passe nogenlunde nøje, saa at Stødet ved deres Fald mildnes ved Luften under dem. En Ventil i Bunden af disse Cylindre giver Luften let Adgang, naar Vægtene løftes.

Ventiler kunne dels styres ved Excentriker, dels ved Vægtstænger. Begge Dele kan ske paa mange forskjellige Maader.

Fig. 133 viser et Exempel paa Ventilstyring ved Excentrik. a tilfører Dampen, b bortfører Spildedampen, og ved N er Næseboret til Cylindren. Ventilerne, der begge ere Kronventiler, løftes ved enarmede Vægtstænger, hvorfra Trækstængerne S_a og S_b gaa op; disse ere oventil forsynede med Rammer r_a og r_b, som omslutte Enderne af Vægtstangen v, der ved Hjælp af en Excentrik sættes i en vuggende Bevægelse om sit Midtpunkt og derved afvexlende løfter og sænker Ventilerne. Ovenover Rammerne gaa Stængerne s ind i de faststaaende Kapsler k, hvori findes skrueformede Fjedre, som trykke Stængerne nedad.

Et saadant Par Ventiler findes ved hver Ende af Cylindren.

Ventiler kunne ogsaa indrettes til pludselig Aflukning for Dampen paa en lignende Maade som den, der bruges ved Corliss' Glidere, idet hver af Indstrømningsventilerne sættes i Forbindelse med sit Bevægelsesapparat ved et Par Hager, som gribe ind i hinanden og bringes til at glippe af, naar der skal afspærres. Ogsaa her kan da Fyldningsgraden med Lethed varieres og afpasses efter Modstandens Størrelse ved Hjælp af Regulatoren.

Ventilstyring for Maskiner uden omdrejende Bevægelse sker almindeligst ved Vægtstænger, som ved Enden af hvert Slag paavirkes af Knaster paa en Stang med frem- og tilbagegaaende Bevægelse (ved Balancemaskiner som oftest Luftpumpestangen) og derved forandre Ventilernes Stilling, tildels ved Hjælp af Vægte, som ogsaa i Forbindelse med Spærhager, der indgribe i hinanden, sikkre Ventilernes Stilling under det paafølgende Slag.

Fortætningen af den brugte Damp.

52. Ved alle Maskiner med Fortætning ledes Dampen fra Cylindren til en lukket Beholder, Fortætteren eller Condensatoren, hvor den ved Afkjøling med Vand fortættes og efterlader et omtrent lufttomt Rum, medens den selv i Skikkelse af Vand pumpes ud af Fortætteren ved Hjælp af den saakaldte Luftpumpe og føres til Varmvandskassen, hvorfra Vandet dels løber bort og dels atter indpumpes i Kjedlen ved Fødepumpen.

Fortætteren er enten Indsprøjtningsfortætter eller Overfladefortætter. I første Tilfælde sprøjtes det kolde Vand ind i samme Rum som Dampen, saa at direkte Berøring finder Sted, og Luftpumpen skal da bortskaffe saavel Indsprøjtningsvandet som Fortætningvandet. Tillige skal denne Pumpe bortskaffe den ikke ubetydelige Luftmængde, som dels kan indkomme gjennem Utætheder og dels er indeholdt i Vandet og som, hvis den ikke bortskaffedes, vilde samle sig i Condensatoren og efterhaanden bringe Trykket deri, og altsaa Modtrykket i Cylindren, til at stige.

Fig. 134 viser et saadant Fortætningsapparat omtrent som det er antydet paa Fig. 59. *F* er Fortætter, *L* Luftpumpe, begge staaende i Koldvandskassen, hvortil Svalevandet pumpes ved Koldvandspumpen *K*, og hvorfra Vandet indsprøjtes gjennem et kort Rør *i* med Hane, ved hvilken Indsprøjtningen kan reguleres.

s er Spildedampsrøret, *V* Varmvandskassen, *k* et Rør, som leder det i Overflod oppumpede kolde Vand bort, og *v* et Rør, som paa lignende Maade udtømmer Vand fra Varmvandskassen; *f* er Røret til Fødepumpen.

Fig. 135 viser et Exempel paa en anden Form af Fortætningsapparatet. Luftpumpen er her ophængt indeni en større Cylinder, saa at Rummet imellem begge danner Fortætteren, og i dette Rum indsprøjtes Svalevandet. Varmvandskassen er ovenover Luftpumpen.

Undertiden kan Koldvandspumpe og Koldvandskasse udelades, nemlig i saadanne Tilfælde, hvor man har en Vandbeholder i ikke for stor Afstand og med Vandspejlet ikke for dybt under Fortætteren. Der kan nemlig i saa Tilfælde ledes et Rør fra denne Vandbeholder til Indsprøjtningshanen, og Fortætteren vil da kunne suge Vandet op (d. v. s. det drives derind ved Forskjellen mellem Atmosfærens Tryk og Trykket i Fortætteren). I hvert foreliggende Tilfælde kan man let beregne, om det lader sig gjøre og hvilken Rørdiameter der maa bruges for at indføre en tilstrækkelig Vandmængde under Hensyn til Løftehøjden og Rørmodstanden.

Den paa Fig. 134 viste Ventil, *l*, der kaldes Snøfteventilen, tjener til at skaffe lufttomt Rum tilveje i Fortætteren, naar

denne efter længere Tids Stilstand eller efter en Reparation er bleven fyldt med Luft. Der ledes nemlig Damp ind i Fortætteren, og Luften drives derved ud af Snøfteklappen, hvorpaa Indsprøjtningen sættes i Virksomhed og den indledede Damp fortættes. Snøfteklappen holdes lukket ved den ydre Lufts Tryk under Maskinens Gang.

Til at indlede Dampen i Fortætteren haves undertiden en særlig Ventil, Gjennemblæsningsventilen.

Mængden af Indsprøjtningsvand, som behøves, beror paa dette Vands Temperatur samt paa den Temperatur, der skal tilvejebringes i Fortætteren. I Almindelighed ansees 40° for en passende Afsvaling; Vanddampenes Tryk er da omtrent 1 Pund paa Kvadrattommen. Er Svalevandets Temperatur 15°, og regnes 1 Pund Damp at indeholde 640 Varmeenheder, vil der til Fortætning af q Pund Damp forbruges Q Pund Vand bestemt ved Ligningen

$$15\,Q + 640\,q = 40\,(Q + q),$$

hvoraf

$$Q = \text{ca. } 24\,q,$$

eller, med de nævnte Temperaturer vil der bruges 24 Gange saa meget Vand til Fortætningen, som Kjedlen i samme Tid fordamper.

Fortætterens Volumen gjøres sædvanlig $\frac{1}{3}$ à $\frac{1}{4}$ af Dampcylindrens.

Ere Spildedampsrørene lange, bør Indsprøjtningen foregaa i disse Rør saa tæt ved Dampcylindren som mulig, for at ikke Rørmodstanden skal bringe Cylindrens Modtryk til at være betydelig større end Fortættertrykket.

Luftpumpens Indretning kan være som Fig. 134 og 135 viser, en staaende enkeltvirkende Pumpe, hvis Stempel er gjennembrudt og forsynet med Ventiler. Den tager da kun Vand fra Fortætteren hvergang Stemplet gaar op, og lader samtidig det over Stemplet staaende Vand løbe til Varmvandskassen, men under Nedgangen virker den ikke.

Foruden Ventilerne i Stemplet haves 2 andre Ventiler (Fig. 134 og 135), nemlig Fodventilen mellem Fortætter og Luftpumpe og Afleveringsventilen mellem Luftpumpe og Varmvandskasse.

Disse Ventiler understøtte hinandens Virkning, idet de begge have samme Bestemmelse, nemlig at hindre den indsugede Vand- og Luftmængde fra at gaa tilbage til Fortætteren under Luftpumpestemplets Nedgang. Pumpen vil kunne arbejde, selv om en af dem udelades.

Der bruges dog ogsaa dobbeltvirkende Luftpumper, d. v. s. saadanne, som tage Vand i hvert Slag. Fig. 136 viser en Pumpe af denne Construktion og med vandret Axe. Stemplet er her ikke gjennembrudt. Rummet F danner Fortætteren med Spildedampsrøret s og Indsprøjtningsrøret i. Ventilerne a_1 og a_2 ere Sugeventiler, b_1 og b_2 Stigeventiler, V Varmvandskassen.

Luftpumpens Størrelse er i alle disse Tilfælde bestemt ved, at den skal bortskaffe den hele Mængde Indsprøjtnings- og Fortætningsvand, der kan beløbe sig til 30 Gange den forbrugte Dampmængde, altsaa ca. $\frac{1}{2}$ Cub.' Vand pr. Pund Damp. Denne Vandmængde kan indeholde indsuget Luft indtil $\frac{1}{14}$ af sit Volumen, maalt ved Atmosfærens Tryk, og denne Luftmængde udvider sig under det 14 Gange mindre Tryk i Fortætteren til et Rumfang omtrent = Vandets, men da den blandes med Damp af samme Tryk, vil Luftpumpen bortføre lige saa meget Damp som Luft, altsaa foruden $\frac{1}{2}$ Cub.' Vand tillige 1 Cub.' af Blandingen af Luft og Damp, ialt $1\frac{1}{2}$ Cub.'. Paa Grund af Utætheder og lignende tilfældige Omstændigheder maa dog Luftpumpens Stempel beskrive mindst dobbelt saa stort Rumfang eller 3 à $3\frac{1}{2}$ Cub.' pr. Minut for hvert Punds Dampforbrug i samme Tid, hvis Pumpen er dobbeltvirkende, og selvfølgelig dobbelt saa meget, naar den er enkeltvirkende, da den saa kun lændser for hvert andet Slag.

Luftpumpens Plads maa aldrig være højere end Fortætteren, thi paa Grund af det ringe Tryk i denne lader Vandet sig saagodtsom ikke suge op derfra.

Overfladefortættere holde Dampen og Svalevandet adskilte, og Varmen afgives igjennem Væggen, der adskiller dem. For at dette kan ske tilstrækkelig hurtig, maa denne Væg have en meget stor Overflade. Dette opnaaes ved at føre en stor Mængde indbyrdes parallele snævre Rør gjennem Fortætteren og

lade Vandet eller Dampen passere gjennem disse Rør, medens henholdsvis Dampen eller Vandet cirkulerer udenom Rørene.

Ved de første Fortættere af denne Slags, Halls Fortættere, blev Dampen ført igjennem Rørene, hvorom det kolde Vand cirkulerede. Disse Fortættere vandt dog ingen Indgang, da de ikke virkede ganske tilfredsstillende, vistnok nærmest fordi det vanskelig kunde undgaaes, at Vandet hovedsagelig bevægede sig efter den lige Linie fra Indløbs- til Udløbsrøret og paa andre Steder var temmelig stillestaaende, blev varmt og derved uvirksomt.

Den nu almindeligste Form af Overfladefortættere adskiller sig herfra ved at Vandet ledes igjennem Rørene, Dampen udenom. Vandet fornyes da mere ligeligt over hele Rørfladen. Fig. 137 viser skematisk en saadan Fortætters Indretning. Vandet ledes ind i Rummet *A* og passerer Rørene gjennem *B* til Rummet *C*. Dampen indledes ved Spildedampsrøret *s*, og det fortættede Vand borttages af Luftpumpen gjennem Røret *l*.

Rørene gjennem *B* ere meget snævre, oftest under 1″ i Diameter, men i meget stort Antal, indtil flere Tusende. Den samlede Afkjølingsflade angives til omtrent $2\frac{1}{2}\square'$ for hver indiceret Hests Kraft.

Overfladefortættere ere langt kostbarere at anskaffe og tage langt mere Plads op end Indsprøjtningsfortættere. De bruges derfor kun, hvor der er særlig Grund til at holde det fortættede Vand adskilt fra Svalevandet. Dette er navnlig Tilfældet i Skibe, da disse derved kunne undgaa at bruge salt Vand i Kjedlen, naar denne før Afgangen fra Havnen fyldes med fersk Vand og siden med det i Fortætteren dannede destillerede Vand. Denne Vandmængde er vel ikke ganske tilstrækkelig til Kjedlernes Forsyning, fordi der altid spildes nogen Damp ved Utætheder, gjennem Sikkerhedsventiler o. s. v., men for at bøde paa dette Spild kan der anbringes et Destillerapparat, der fyldes med Søvand, og hvis Dampe ledes til Fortætteren som Forlag.

En nødvendig Betingelse for god Virkning er, at Rørene holdes rene. Navnlig vil et Overtræk af Fedt, der er en slet Varmeleder, virke meget skadeligt. Derfor maa der ikke i Maskinen bruges Tælle og lignende Smøremidler, som ere faste

ved Fortætterens Temperatur, thi Dampen vil altid føre Dele deraf med sig og afsætte dem paa Rørene.

Oftest indrettes disse Fortættere saaledes, at der kan ske Indsprøjtning deri, hvad der bliver Brug for, naar de komme i Uorden, saa at det lave Tryk ikke paa anden Maade kan vedligeholdes.

Fødepumpen. Fig. 138 viser en almindelig Form deraf. Det er en enkeltvirkende Suge- og Trykpumpe med Dykkerstempel. v_1 er Suge- og v_2 Stigeventilen, d et Dæksel, ved hvis Fjernelse Ventilerne let kunne eftersees. k er en Vindkjedel. Stemplet s er massiv cylindrisk og slutter kun tæt i Stoppebøssen foroven i Pumpen.

Forat bøde paa Vandtab ved Udblæsning, Spild o. desl. maa Pumpen føre 3 à 5 Gange saa meget Vand, som Kjedlen i samme Tid fordamper. Pumpen maa derfor kunne gjøres uvirksom naarsomhelst, hvilket oftest indrettes paa en af de følgende Maader: 1) Pumpens Stempelstang kan udløses fra Maskinen. 2) En Hane paa Sugerøret kan lukkes. 3) En Hane paa et særligt Rør mellem selve Pumpen og Sugerøret kan aabnes, saa at det indsugede Vand løber bort igjen under Stemplets Nedgang.

Dele, som overføre og forandre Bevægelsen.

53. Den nærmere Beskrivelse af disse Deles Details og deres Construktion skal først meddeles i Maskinlærens 2den Del; her skulle de kun kortelig omtales i deres hyppigste Form.

Krydshovedet er et Smedejerns- eller Støbejernsstykke, som ved Kile eller Skrue og Møttrik fæstes til Stempelstangen, der er indstukket i et Hul deri. Det tjener dels til at forbinde Stempelstangen med den Forbindelsesstang eller Plejlstang, som fører Bevægelsen videre, og dels til Styring af Stempelstangens retliniede Bevægelse. Krydshovedet kan bære 2 Tapper, en til hver Side; Plejlstangen er da gaffeldelt og griber med hver af sine Grene om en af disse Tapper, eller ogsaa er Krydshovedet gaffeldelt, og Plejlstangen, som da ikke er delt, gaar imellem Grenene og griber om en Tap derimellem.

Stempelstangens Styring bestaar i Reglen af et eller to Par retliniede, parallele Ledeskinner, hvorimellem der glider Klodser, som sidde paa Krydshovedet. En anden Styrings-

maade bruges undertiden, nemlig et System af Stænger, drejelige om Led og indbyrdes forbundne paa saadan Maade, at et Punkt i Systemet kommer til at beskrive (tilnærmelsesvis) en ret Linie. Et Exempel herpaa afgiver Watts Parallelogram, som bruges i Forbindelse med Balancen.

Balancen er allerede omtalt i Art. 28 som en stærk toarmet Vægtstang, der indskydes mellem Stempelstang og Plejlstang. Dens sædvanlige Form ses af Fig. 59. Den bruges navnlig ved Condensationsmaskiner, idet Luftpumpe, Koldvandspumpe og Fødepumpe bekvemt kunne bevæges derfra, og skal det af Maskinen udviklede Arbejde bruges til Pumpning, ophænges ogsaa selve Hovedpumpen dertil, undertiden ved Enden af Balancen i Stedet for Plejlstangen, nemlig ved Maskiner uden omdrejende Bevægelse.

Balancen kan dog kun bruges til langsomt gaaende Maskiner paa Grund af dens store Masse, som ved hvert Slag skal sættes igang og atter standses, hvilket medfører en Forøgelse i Tryk og Træk, som voxer med Kvadratet paa Hastigheden og som atter bevirker en Forøgelse i Friktionen og andre skadelige Modstande og dermed følgende Arbejdstab.

Watts Parallelogram, Fig. 59 og Fig. 139, skal tjene til at lede Krydshovedet efter en ret Linie, uagtet Enden af Balancen svinger i en Cirkelbue.

Fig. 139 viser, hvorledes det construeres. MF forestiller Balancens ene Halvdel, M er dens Midte, F dens yderste Tap, hvorfra en Stang d gaar ned til Krydshovedet. Hertil er føjet Stængerne h, i og k, der i Sammenstødspunkterne ere forbundne med Led, og den ene Ende af k er forbundet med et fast Punkt P.

Dette Parallelogram er foruden i Midtstillingen tegnet i de 2 Yderstillinger af Balancen. I hver af disse Stillinger er Parallelogrammets Form bestemt ved at Leddet mellem d og h skal ligge paa den rette Linie AB, der halverer Pilen til den Bue, som Punktet F beskriver. Leddet mellem h og i kommer derved til at indtage 3 Stillinger, der ikke ligge i en ret Linie. Tænkes nu en kontinuerlig Overgang fra den ene Balancestilling til den anden, saaledes at Krydshovedet føres paa den rette Linie AB, vil Leddet mellem h og i beskrive en Curve, hvorpaa de

3 omhandlede Stillinger ligge, og denne Curve vil med stor Tilnærmelse kunne betragtes som en Cirkelbue. Naar nu omvendt dette Led tvinges til at beskrive Cirkelbuen, vil Krydshovedet derved tvinges til at bevæge sig saaledes, at det kun afviger meget lidt fra den rette Linie AB. Det gjælder altsaa kun om at finde Centrum for en Cirkelbue gjennem de 3 optegnede Stillinger af Leddet mellem h og i og bruge dette Centrum til Stangen k's faste Omdrejningspunkt. For at Afvigelsen fra den rette Linie AB kan blive saa lille, at den ikke skader, maa Balancens Svingningsvinkel være lille, navnlig maa Balancens halve Længde være mindst $1\frac{1}{2}$ Gange Stempelslaget.

Foruden Leddet ved Krydshovedet mellem d og h vil der ogsaa være et andet Punkt i Parallelogrammet, som tilnærmelsesvis beskriver en ret Linie. Trækkes nemlig fra Krydshovedet en Linie til Balancens Midtpunkt, vil denne Linie ses at skære Stangen i i samme Punkt, hvorledes end Parallelogrammet er stillet, og naar Parallelogrammet bevæges, vil dette Punkt beskrive en Curve ligedannet i Forholdet $\frac{F_1 M}{F M}$ med den, som Krydshovedet beskriver, altsaa ogsaa tilnærmelsesvis en ret Linie. Dette Punkt bruges derfor i Reglen til Ophængningspunkt for Luftpumpestangen. Er F_1 Midtpunktet af FM, hvad der ofte bruges, bliver Luftpumpestemplets Vandring halv saa stor som Dampstemplets.

Plejlstangen er en Stang, som ved Led er forbundet med Krydshovedet eller Balancen og med Krumtappen. Den er oftest af Smedejern, kun ved langsomt gaaende Maskiner (navnlig Balancemaskiner) af Støbejern.

Krumtappen og Hovedaxlen. Krumtappen er en enarmet Vægtstang, der sidder paa Hovedaxlen. Oftest udgjør den et Stykke for sig (Fig. 140) forfærdiget af Smedejern eller Støbejern, fæstet paa Enden af den cylindriske Hovedaxel og forsynet med en Tap, Krumtappinden eller Vortetappen, hvorom Plejlstangen griber.

En anden Form er Krumtapbugten (Fig. 141), som dannes ved at selve Hovedaxlens Form forandres. Hovedaxlen kan her fortsættes til begge Sider af Plejlstangens Angrebspunkt, hvilket ikke var Tilfældet ved den løse Krumtap. Lige-

ledes kan man ved at anbringe flere Krumtapbugter bringe flere Cylindre til at virke paa samme Hovedaxel.

Hovedaxlens Materiale er altid Smedejern.

Reguleringsapparater.

54. De vigtigste af disse ere Svinghjulet og Centrifugalregulatoren, der bruges til Maskiner med omdrejende Axel, samt Katarakten, der finder Anvendelse, hvor ingen Omdrejningsbevægelse haves.

Den nærmere Beregning af disse Dele skal først meddeles i Maskinlærens 2den Del; her skal kun deres væsentligste Indretning og Hovedprincipet for deres Virkning omtales.

Svinghjulet er et Hjul med en betydelig Radius og en svær Hjulring, som altsaa indeholder en betydelig Masse, og som paa Grund af den store Radius bevæger sig med en betydelig Hastighed. Det sidder paa Hovedaxlen og deltager i dens Omdrejning, hvorved Hjulringen paa Grund af sin Masse og Hastighed indeholder en betydelig Del Arbejde i Skikkelse af levende Kraft. Hjulets Virkning bliver nu følgende:

Er Kraften større end Modstanden, medens en vis Vej gjennemløbes, saa at der altsaa udvikles mere Arbejde end der forbruges, saa vil nødvendigvis Maskineriet faa en tilsvarende Forøgelse i levende Kraft, men da Svinghjulet vil kunne optage en betydelig levende Kraft med en ringe Forøgelse i Hastighed, saa vil dette Hjul bevirke, at Maskineriets Hastighedsforøgelse bliver langt ringere end hvis der intet Svinghjul var.

Omvendt, hvis der bruges mere Arbejde end der udvikles, vil Svinghjulet kunne afgive den manglende Arbejdsmængde ved en forholdsvis lille Formindskelse i Hastighed.

Svinghjulet vil altsaa bevirke, at Maskineriets Hastighedsforandringer foregaa langsomt, og desto langsommere, jo større Svinghjulsringens Masse og Radius er. Svinghjulet maa selvfølgelig være saa stort, at den Variation, som Kraften paa Krumtappen undergaar under hver halve Omdrejning (fra Værdien Nul i det døde Punkt til sin Maximumsværdi og derfra

tilbage til Nul) ikke bringer Hastigheden til at variere saa meget, at det kan skade Arbejdsmaskinernes Virksomhed.

Svinghjulets Størrelse afhænger derfor væsentlig af Arbejdsmaskinernes Natur; saaledes vil f. Ex. den største Hastighedsvariation, som kan tilstedes ved almindeligt Maskineri, saasom Pumper, Savmøller, Oljemøller o. lgn., være ca. $\frac{1}{30}$—$\frac{1}{35}$ af Middelhastigheden, men ved visse Maskinerier, navnlig Spinderier til fint Bomuldsgarn, tør Variationen langtfra være saa stor, ved det fineste Garn endog kun $\frac{1}{60}$ af Middelhastigheden.

Naar Pladsen ikke tilsteder, at der anbringes Svinghjul, saasom ved Skibsmaskiner, søges den fornødne Regelmæssighed tilvejebragt ved at lade flere Cylindre virke paa samme Axel, saaledes at den ene er i Dødpunktstillingen, naar den anden virker kraftigst, og omvendt.

Svinghjulet kan imidlertid, som nævnt, kun bevirke, at Hastighedsforandringen sker langsomt, men det kan ikke sætte nogen Grændse for Hastigheden, som altsaa til Trods for Svinghjulet vil kunne blive lige saa stor det skal være, naar Kraften stadig er større end Modstanden, eller aftage lige til Nul, naar Modstanden i længere Tid er større end Kraften. For da at sætte Grændser for Hastigheden bruges

Centrifugalregulatoren, som virker ved at forøge eller formindske Damptilførslen efter Behovet og saaledes afpasse Kraften efter Modstanden. Derved forebygges de omtalte betydelige, men langsomme Hastighedsvariationer, som Svinghjulet ikke kan hindre.

Centrifugalregulatoren og Svinghjulet supplere altsaa hinanden saaledes, at Regulatoren sørger for, at Middelværdierne af Modstanden og Kraften for en længere Periode blive ligestore, saa at den udviklede Arbejdsmængde for en saadan længere Periode bliver lig den forbrugte, medens Svinghjulet bevirker, at Hastigheden i intet Øjeblik under Perioden afviger for meget fra Middelhastigheden.

Regulatoren kan paa 2 Maader indvirke paa Damptilførslen. Almindeligst sættes i Damprøret et Spjæld, Drøvlen, drejeligt om en Axe tværs paa Røret. Spjældet har en saadan elliptisk Form, at det lukker helt for Røret, naar det stilles i en vis skraa Stilling, medens det ved at drejes bort fra denne Stilling aabner større og større Gjennemgangsareal for Dampen. Jo

mindre Aabningen er, desto større Hastighed faar Dampen i Forbifarten, og desto større Tryktab lides der. Ved delvis aaben Drøvlklap kommer Dampen altsaa til Cylindren med formindsket Tryk, og der udvikles mindre Arbejde end naar Drøvlklappen helt aabnes. Der forbruges ganske vist ogsaa ringere Dampmængde, fordi Dampen udvider sig, naar Trykket formindskes, men Dampbesparelsen er ikke saa stor, at den svarer til Arbejdsformindskelsen, saa at Trykformindskelsen, der sker ved Drøvlklappen, er et ligefremt Tab i Arbejde.

Maskinen vilde altsaa arbejde mest økonomisk, naar Klappen var helt aaben, men dog bør den ikke staa ganske i denne Stilling under den normale Gang, fordi der altid maa haves nogen Reservekraft, og navnlig desto mere, jo større Uregelmæssighed i Modstanden der kan ventes, da man ellers var udsat for, at en ringe tilfældig Forøgelse i Modstanden bragte Maskinen til at gaa istaa.

Den anden Maade, hvorpaa Regulatoren kan bringes til at virke, gaar ud paa at sætte den i Forbindelse med Expansionsapparatet, f. Ex. saaledes som det omtaltes ved Corlis's Glidere. Ogsaa med andre Dampfordelingsapparater kan det ske, saaledes f. Ex. med Meyers Glider, hvor man kan lade Gliderstangen drejes af Maskinen selv ved Regulatorens Medvirkning. Dog fordrer denne Maade en meget kraftig Regulator og desuagtet kommer Virkningen oftest for sent, hvorfor det sjeldnere bruges.

Watts Centrifugalregulator, Fig. 142, har en lodret Axel, som omdrejes af Maskinen, saa at dens Hastighed voxer og aftager med dennes. Paa Axlen sidder forovèn et Tværstykke, hvortil der ved Charnierer er befæstet Arme, som forneden bære Støbejernskugler. Armene ere ved Stænger forbundne med et Hylster, *H*, der omslutter Axlen og frit kan glide op og ned deraf.

Ved Axlens Omdrejning blive Kuglerne paavirkede af Centrifugalkraften; de svinge da ud, og navnlig desto mere, jo større Omdrejningshastigheden er. Herved hæves Hylstret *H*. Dette Hylster har en Inddrejning, der omsluttes af en Gaffel *G*, som griber ind deri, saa at den hæves og sænkes med Hylstret, men ikke hindrer dette i at løbe rundt. Gaflen sidder paa en Vægtstang, hvorfra Bevægelsen forplantes videre til Drøvlklappen

(eller Dampfordelingsapparatet), saaledes at der afspærres mere for Dampen, naar Hylstret hæver sig, aabnes mere, naar det sænker sig.

Denne Regulators Kraft vil, som let sees, forøges, naar Armene gjøres længere og Kuglerne større. Desuden indsees, at naar Hylstret H gjøres tungt, vil der for at skaffe samme Udslag af Kuglerne som før kræves større Hastighed. Herved vil imidlertid ogsaa, som en Beregning kan vise, Regulatorens Kraft forøges. Man bruger derfor en Belastning paa Hylstret og en tilsvarende stor Hastighed som et Middel til at forøge Regulatorens Kraft. En Regulator med belastet Hylster kaldes efter Opfinderen Porters Regulator.

Katarakten bruges ved Maskiner uden omdrejende Bevægelse og med Ventilstyring til at regulere Antallet af Slag. Den bestaar hovedsagelig af en Pumpe, stillet i en Vandbeholder og forsynet med en Sugeventil, hvorigjennem der under Stemplets Opgang indsuges Vand, og en Udstrømningsventil eller Hane, som kan stilles mere eller mindre aaben. Stemplet løftes af Maskinen selv, oftest ved en Knast paa Luftpumpestangen; derefter frigjøres det og trykkes ned ved en Vægt, men kan dog kun synke efterhaanden som Pumpen tømmer sig. Det er da saaledes forbundet med Dampfordelingsapparatet, at dette stilles til et nyt Slag, saa snart Stemplet er helt nede. Tiden mellem 2 Slag er altsaa bestemt ved den Tid, Pumpen bruger for at tømmes, og denne Tid kan varieres ved at aabne mer eller mindre for Udløbsventilen.

Understøtningen.

55. Faststaaende Maskiner bæres i Reglen af et muret Fundament, der er saa stort, at det kan optage de Rystelser, som Maskinen overfører dertil, saavelsom ogsaa de Kræfter, som i visse Tilfælde kunne komme til at virke derpaa.

Umiddelbart ovenpaa Fundamentet hviler et Støbejernsunderlag, der ved lange Bolte, Ankerbolte, er fæstet solidt til Fundamentet. Formen af det Støbejerns Underlag er forskjellig efter Maskinens Construktion og Opstilling; det kan være en Plade, hvori der muligvis er udsparet Huller for at give Plads

for visse Dele af Maskinen, som skulle gaa dybere ned end Pladen.

Naar der udspares betydelige Aabninger, som f. Ex. ved en liggende Maskine, bliver der ikke stort andet af Pladen end en Ramme, som da ofte gives en større Stivhed ved at danne dens enkelte Deles Tværsnit efter enkelt eller dobbelt **T**-Form eller **U**-Form.

I alle Tilfælde kan det siges, at Pladen eller Rammen saa vidt mulig maa være et sammenhængende Stykke (enten støbt i eet eller sammenskruet af flere Stykker), der bærer alle Maskinens øvrige Dele, thi derved lettes Delenes nøjagtige Opstilling, og der faaes større Sikkerhed for, at de beholde deres rette indbyrdes Beliggenhed, end naar man i denne Henseende skal stole paa Murværkets Sammenhæng. Har Maskinen højtliggende Dele, maa Stativerne til disse derfor ogsaa helst bæres af Pladen eller Rammen.

I visse Tilfælde maa der dog afviges fra disse Regler. Saaledes f. Ex. ved Balancemaskinen Fig. 59, hvor Balancens Midteraxel oftest faar sine Lejer paa et Par Støbejernsbjælker, som fortsætte sig ind i Sidemurene; rigtignok støttes disse Bjælker midt for Balancen af et Par Søjler eller Stativer, der hvile paa det samme Fundament (muligvis endog paa samme Underlagsplade), som bærer Dampcylindren og Krumtapaxlens Leje, men disse Søjler eller Stativer optage kun det lodrette Tryk eller Træk fra Balancen, hvorimod det vandrette Tryk overføres gjennem Bjælkerne til Sidemurene.

Ligeledes er Fortætningsapparatet (paa samme Figur) uden Forbindelse med Cylindrens Underlagsplade.

Om Skibsmaskiner gjælder det i endnu højere Grad end om Landmaskiner, at alle deres Dele bør hvile paa en fælles Ramme, der er stærk og stiv nok til at bære Maskinen, medens den arbejder. Det samme kan siges om Lokomotiver.

Lokomobiler have i Reglen Maskinen anbragt umiddelbart ovenpaa Kjedlen, saaledes at denne sidste træder i Stedet for Underlagspladen, og altsaa maa overføre Træk og Tryk fra Cylinder til Hovedaxel. Undertiden lægges vel en Underlagsplade ovenpaa Kjedlen, men det medfører Vanskeligheder paa Grund af Kjedlens Udvidelse ved Varmen.

Ordningen af Dampmaskinens enkelte Dele.

56. Delenes Ordning kan ske paa mange Maader; der kan saaledes haves Balance eller ej, Cylindren kan være lodret staaende med Axlen ovenover eller nedenunder, eller Cylindren kan være vandret, Axlen ved Siden af den, eller Cylindren kan ligge skraat, eller den kan endelig være ophængt ved et Par Tapper, hvorom den svinger, medens Krumtappen er direkte forbundet med Krydshovedet og saa fremdeles, og i hvert af disse Tilfælde kunne Maskinens øvrige Dele ordnes paa mange Maader.

Det er navnlig Skibsmaskinerne, som frembyde en Mængde forskjellige Former paa Grund af de særegne Betingelser, som de skulle opfylde, navnlig den, at de skulle kunne opstilles i et forholdsvis lille Rum, hvori tilmed Axlens Beliggenhed er given.

Her skal dog kun nævnes nogle enkelte af de mest almindelige Former. Balancemaskinen er allerede omtalt (Art. 28, Fig. 59); nogle andre Exempler paa de forskjellige Former af Maskiner ere viste skematisk i Figurerne 143—147. I disse Figurer betyder *C* Cylindren, *K* Krydshovedet, *S* Styringen for Stempelstangen, *P* Plejlstangen, *A* Krumtappen. Fremdeles er *F* Fortætteren, *L* Luftpumpen.

Fig. 143 er en faststaaende Maskine med lodret Cylinder og Axlen ovenover.

Fig. 144 har ligeledes lodret Cylinder, men Axlen er nedenunder den. Stempelstangen gaar lodret opad fra Cylindren og bærer et langt Krydshoved, hvorfra 2 Plejlstænger gaa ned hver paa sin Side af Cylindren og fæstes under denne enten hver til sin Krumtapbugt eller forene sig til en enkelt Stang, der fæstes til Krumtappen.

Fig. 145 viser en Opstilling, som ofte bruges i Skrueskibe. Cylindrene, af hvilke kun den ene er vist i Figuren, ligge ved Siden af hinanden, højt og med lodret Axe, medens den fælles Hovedaxel ligger forneden ligesom i Fig. 144, men Stempelstangen gaar her ud gjennem Cylindrens nedadvendte Flade. Det ene af Sidestativerne indeholder Fortætteren, og ved Siden

deraf staar Luftpumpen, hvortil Bevægelsen overføres fra Krydshovedet ved Hjælp af en lille Balance med Forbindelsesstænger.

Fig. 146 viser en Maskine med liggende Cylinder. Den er tænkt arbejdende med Fortætning, og Luftpumpen, der er dobbeltvirkende, har Stempelstang fælles med Dampcylindren og er iøvrigt tænkt af en lignende Construktion som Fig. 136.

Fig. 147 har Cylindren ophængt ved et Par Tapper, hvorom den svinger og hvorigjennem Dampens Til- og Afledning sker. Stempelstangen er direkte forbunden med Krumtappen, saa at Plejlstangen mangler, hvorved opnaaes, at Cylindren kan rykkes betydelig nærmere til Hovedaxlen. Stempelstangens Styring er indskrænket til Stoppebøssen, som derfor maa være lang. Denne Opstilling bruges i mange Hjuldampskibe, hvor netop Skovlhjulsaxlen skal ligge højt, tæt under Dækket, medens Pladsen under den er indskrænket, navnlig hvad Højden angaar. Der bruges da i Reglen 2 svingende Cylindre, virkende paa Krumtapbugter, som ere stillede under 90° med hinanden, og imellem Cylindrene lægges Fortætteren med Luftpumpen eller med 2 Pumper, af hvilke i saa Fald den ene stilles foran, den anden bag Fortætteren, begge i noget skraa Retning, saa at deres Midtlinier skjære Hovedaxlens, som antydet paa Figuren.

Den større Regelmæssighed, der, som tidligere omtalt, opnaaes ved at lade flere Cylindre virke paa samme Axel, er naturligvis betinget af, at Krumtappene ikke samtidig befinde sig i de døde Punkter. En saadan Regelmæssighed vil derfor ikke faaes ved de 2 Cylindre i en Høj- og Lavtryksmaskine af sædvanlig Construktion, fordi disses Stempler følges ad og derfor hovedsagelig virke, som om der kun var en enkelt Cylinder. Hvor derfor Høj- og Lavtryksmaskiner bruges i Skibe, haves i Reglen 2 Par Cylindre.

Imidlertid er det dog forsøgt at forsætte Krumtappene for hinanden, saa at den ene omtrent virker kraftigst, naar den anden er paa det døde Punkt. Der haves saa en Dampbeholder, som modtager Dampen fra Højtrykscylindren, og hvorfra Dampen tages til Lavtrykscylindren, saa at denne Beholder er for Lavtrykscylindren, hvad Kjedlen er for Højtrykscylindren. Dampen kan virke med Expansion i begge Cylindre.

Tænkes Dampbeholderen uendelig stor og absolut sikkret mod Afkjøling, vil Damptrykket deri forblive constant, nemlig lig med Modtrykket i den lille Cylinder og lig med Begyndelsesværdien for det fremaddrivende Tryk i den store Cylinder. Der vilde da intet tabes derved.

Saaledes er det imidlertid ikke. Dampbeholderens Størrelse er af mange Grunde temmelig indskrænket (Hensyn til Pladsen, Afkjølingen paa dens Overflade osv.), og Trykket deri er derfor ikke constant, men synker, naar den store Cylinder tager Damp derfra, og stiger igjen, naar den lille Cylinder sender Damp dertil.

Der sker følgelig en Expansionsvirkning deri, og det dertil svarende Arbejde gaar fuldstændig tabt, saa at den Regelmæssighed, der er vundet ved at forsætte disse Krumtapper for hinanden, medfører Tab i Arbejde. Dog bruges dette System i adskillige Tilfælde.

Beregningen efter Coefficientmethoden.

57. Ved Beregningen af en Dampmaskines Virkning maa der skjælnes mellem det Arbejde, som Stemplet modtager fra Dampen, hvilket kaldes det indicerede Arbejde, og det, som Maskinens Axel er i Stand til at afgive, hvilket kaldes det effektive Arbejde. Dette sidste vil stedse være mindre end det indicerede, og Forskjellen vil netop være den Arbejdsmængde, som forbruges til at overvinde Maskinens egne Friktionsmodstande.

Den simpleste og ældste Beregningsmaade er opstillet af Poncelet og senere af Morin. Ved denne Beregningsmaade opstilles Formlerne idet der kun tages Hensyn til Hovedvirkningen, medens saadanne Biomstændigheder som det skadelige Rums Indflydelse, Tryktab i Rørledningen o. dsl. lades ude af Betragtning, og forsaavidt der sker Expansion, regnes Trykket at variere efter Mariottes Lov.

De saaledes dannede Formler ville selvfølgelig vise et langt større Arbejde end der kan ventes af Maskinen, da alle de skadelige Virkninger ere ladte ude af Beregningen, men den manglende Overensstemmelse søges da tilvejebragt ved at tilføje

en Coefficient, ved hvilken der tillige tages Hensyn til Maskinens Friktionsmodstande, saa at Formlen, efterat Coefficienten er tilføjet, giver det effektive Arbejde.

Methoden kaldes Coefficientmethoden.

a. En Maskine uden Expansion. Kaldes Stemplets Areal i Kvadrattommer F, Dampens Tryk paa Kvadrattommen i Kjedlen p, i Fortætteren (eller i den frie Luft, hvis der arbejdes uden Fortætning) q, saa vil Stemplet lide Differenstrykket

$$F(p-q);$$

er nu Stemplets Vej i et Slag s Tommer, faaes Arbejdet i Pundtommer

$$= Fs(p-q);$$

er fremdeles Antallet af Omdrejninger pr. Minut n, haves Arbejdet i Pundfod pr. Secund:

$$= \frac{2nsF}{12 \cdot 60}(p-q),$$

hvortil dog, som nævnt, maa føjes en Coefficient η for at bringe den til at stemme med Virkeligheden. Man har altsaa det effektive Arbejde pr. Secund:

$$A = \eta \frac{2nsF}{12 \cdot 60}(p-q). \quad \ldots\ldots\ldots \quad (36)$$

Dampforbruget Q, udtrykt i Kubikfod pr. Secund, faaes som det Volumen, Stemplet beskriver, nemlig:

$$(12)^3 Q = \frac{2nsF}{60}$$

eller

$$Q = \frac{2nsF}{60 \cdot 12^3}. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (37)$$

Coefficienten η er højst forskjellig efter Maskinens Beskaffenhed; navnlig er den desto større, jo bedre Maskinen er forarbejdet og passet og jo større Maskinen er. Morin angiver følgende Tabel for Værdierne af η:

For Lavtryksmaskiner.			For Højtryksmaskiner.		
Antal Hestes Kraft.	η for Maskiner i		Antal Hestes Kraft.	η for Maskiner i	
	fortrinlig Stand.	sædvanlig Stand.		fortrinlig Stand.	sædvanlig Stand.
4—8	0.50	0.42	under 10	0.50	0.40
10—20	0.56	0.47	10—20	0.55	0.44
30—50	0.60	0.54	20—30	0.60	0.48
60—100	0.60	0.54	30—40	0.65	0.52
			40—50	0.70	0.56

b. En Maskine med Expansion. Kaldes her Slagets hele Længde s_1 og den Del deraf, som gjennemløbes før Afspærringen, s, fremdeles Dampens Tryk ved Slagets Begyndelse p, ved dets Slutning p_1 og Modtrykket q, alt angivet i Pund paa Kvadrattommen, haves følgende Virkning i Løbet af et Slag:

Før Expansionens Begyndelse udvikles paa Stemplets Bagside Arbejdet

$$sFp \text{ Pundtommer.}$$

Under Expansionen haves i det vilkaarlige Øjeblik, efterat Stemplet har tilbagelagt Vejen x fra Dødpunktstillingen, Trykket p_x bestemt ved

$$\frac{p_x}{p} = \frac{s}{x}$$

eller

$$p_x = p\,\frac{s}{x}.$$

Gjennemløbes nu yderligere det lille Stykke Vej dx, udvikles det elementære Arbejde:

$$Fp_x\,dx = Fps\,\frac{dx}{x},$$

og hele Arbejdet, som udvikles under Expansionen

$$= Fps\int_s^{s_1}\frac{dx}{x} = Fps\,l\left(\frac{s_1}{s}\right) \text{ Pundtommer,}$$

hvor l betyder den naturlige Logarithme.

Paa Stemplets Forside consumeres i Løbet af det hele Slag Arbejdsmængden:

$$Fqs_1 \text{ Pundtommer.}$$

Det hele udviklede Arbejdsoverskud bliver altsaa

$$= Fsp\left[1 + l\left(\frac{s_1}{s}\right) - \frac{s_1}{sp} \cdot q\right],$$

men da $\frac{p}{p_1} = \frac{s_1}{s}$, bliver $\frac{s_1}{sp} = \frac{1}{p_1}$, og fremdeles er

$$l\left(\frac{s_1}{s}\right) = 2.303 \log\left(\frac{s_1}{s}\right),$$

hvor log betyder den briggiske Logarithme.

Herved bliver Arbejdet i et Slag

$$= Fsp\left[1 + 2.303 \log\left(\frac{s_1}{s}\right) - \frac{q}{p_1}\right] \text{ Pundtommer.}$$

Heraf findes atter det hele effektive Arbejde i Pundfod i Secundet

$$A = \eta \frac{2nsFp}{12 \cdot 60}\left[1 + 2.303 \log\left(\frac{s_1}{s}\right) - \frac{q}{p_1}\right], \quad \ldots \quad (38)$$

og Dampforbruget Q i Kubikfod i Secundet faaes ligesom før

$$\frac{2nsF}{60} = (12)^3 Q \text{ eller } Q = \frac{2nsF}{60 \cdot 12^3}. \quad \ldots \quad (39)$$

For Koefficienten η kan ifølge Morin tages:

Antal Hestes Kraft.	Koefficienten η for Maskiner i	
	fortrinlig Stand.	sædvanlig Stand.
4—8	0.33	0.30
10—20	0.42	0.35
20—30	0.47	0.38
30—40	0.49	0.39
40—50	0.57	0.46
50—60	0.62	0.50
60—70	0.66	0.53
70—100	0.76	0.61

At Coefficienten η i de fleste Tilfælde er saa ringe, hidrører væsentlig derfra, at Spændingen, hvormed Dampen virker i Cylindren, er betydelig ringere end Kjedelspændingen, ikke blot paa Grund af det uundgaaelige Tab, som skyldes Ledningsmodstandene, men ogsaa fordi man forsætlig frembringer en større Spændingsformindskelse, eller med andre Ord, fordi Maskinens Størrelse gjøres saa rigelig, at den kan overvinde sin sædvanlige Modstand med en ringere Spænding end den, der haves i Kjedlen, og under den daglige Gang arbejdes der saa med kun delvis aabnet Drøvlklap og Dampventil. Maskinen vil da være i Stand til, naar Modstanden afpasses paa rette Maade, at kunne udvikle mere Arbejde, præstere en større Arbejdsudvikling end den, hvorefter den benævnes. En saakaldet 20 Hestes Maskine vil saaledes i Almindelighed kunne bringes til at udvikle f. Ex. 25 Hestes Kraft, men jo nærmere man kommer til Maskinens absolut største Arbejdsudvikling, desto vanskeligere vil det være at holde den regelmæssige Gang vedlige, navnlig naar Modstanden er noget uregelmæssig.

Ved Skibsmaskiner angives ofte Maskinens Størrelse efter dens nominelle Hestekraft; denne udtrykkes da altid ved et meget lavere Tal end den indicerede Hestekraft, der f. Ex. godt kan være 3 Gange saa stor. Begrebet nominel Hestekraft er noget ubestemt, saa at der godt for samme Maskine kan faaes forskjellige Angivelser deraf.

Oprindelig er denne Benævnelse fremkommen ved de ældre Maskiner, som arbejdede med Damp af Atmosfærens Tryk, altsaa ca. 14 Pund paa Kvadrattommen. Halvdelen af dette Tryk regnedes nyttig, hvorved den i Minutten udviklede Arbejdsmængde blev

$$\tfrac{7}{4}\pi d^2 v \text{ Pundfod,}$$

hvor d er Stempeldiametren, v Stemplets Vej pr. Minut (Alt i engelsk Maal og Vægt). Antallet af Hestes Kraft bliver da

$$\frac{\frac{7}{4}\pi d^2 v}{33000} = \frac{d^2 v}{6000} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (40)$$

Denne Formel, den engelske Admiralitetsformel (government rule) stemmede omtrent med det effektive Arbejde, saalænge der brugtes det ringe Damptryk, men da Formlen fremdeles blev i

Brug, uagtet der arbejdedes med større og større Damptryk, blev Følgen heraf, at Maskinens virkelige Hestekraft mere og mere oversteg det efter Formlen beregnede, nominelle Arbejde.

Indikatoren.

58. Maaling af en foreliggende Dampmaskines Arbejde kan ske ved et Bræmsedynamometer paa Maskinens Axel. Paa denne Maade findes det effektive Arbejde. Ved smaa Maskiner lader en saadan Maaling sig forholdsvis let udføre, men Vanskelighederne voxe med Maskinens Størrelse, og ved de største Skibsmaskiner lader den sig neppe udføre uden ved ganske særlige Foranstaltninger.

Det indicerede Arbejde lader sig med langt større Lethed maale. Det Apparat, som bruges hertil, kaldes Indikatoren og bestaar væsentlig af en lille Cylinder, hvori findes et tætsluttende, men let bevægeligt Stempel, som trykkes ned ved en skrueformig Fjeder af passende Styrke.

Cylindrens nedre Del sættes i Forbindelse med Dampcylindren, saa at det heri værende Damptryk ogsaa kommer til at virke i Indikatorens lille Cylinder og trykker dens Stempel op, idet Fjedrens Modstand overvindes. Stemplets Stilling bestemmer altsaa Damptrykket. Da dette imidlertid forandrer sig hvert Øjeblik, forsynes Stemplet ikke med en Viser, men med en Skrivestift, som under Maalingen tegner en Curve, Indikatordiagrammet, paa et Stykke Papir, der bevæges forbi af Maskinen selv, oftest paa den Maade, at det sidder paa en Tromle, som drejes af Maskinen (f. Ex. ved en Snor fra Krydshovedet) omtrent en Omgang frem under det ene Slag og lige saa meget tilbage under det næste.

Betydningen af Apparatets Angivelser maa bestemmes forud ved at belaste det med Vægtlodder og mærke Stemplets Stillinger (ligesom ved ethvert andet Fjederdynamometer).

Apparatet har efterhaanden modtaget adskillige Forbedringer. En Ulempe ved de ældre Apparater var, at Stemplet paa Grund af sin levende Kraft gjorde langt større Udslag end der svarede til Trykkets Variation; navnlig skete der ved Stempelslagets Begyndelse et meget stort Udslag, idet den friske Damp

kom ind i Cylindren, hvorefter Indikatorstemplet gik ligesaa rask tilbage igjen og som oftest gjorde endnu nogle Svingninger før det kom i Ro. Curven fik derved Uregelmæssigheder, som intet havde med selve Damptrykkets Størrelse at gjøre. For at formindske Fejlen, maa Stemplet gjøres let (ringe Masse), og tillige maa dets Hastighed være saa lille som mulig, hvilket sker ved kun at tillade det en lille Vandring. Skrivestiften sættes da saaledes i Forbindelse med Stemplet, at den viser dettes Udslag forstørret.

Efter dette Princip er Richards Indikator construeret (Fig. 148). Ved Skruen i den nederste Ende sættes Apparatet i Forbindelse med det Indre af Dampcylindren enten ved Laaget eller ved Dækslet. Det nederste Rørstykke med Hanen kan først anbringes og derpaa selve Indikatoren ved Differensforskruningen *D*. *S* er Stemplet, der ovenfra trykkes af Fjedren *f*, medens det nedenfra paavirkes af Damptrykket. Stempelstangen *s* gaar op gjennem Laaget og fører ved en kort Forbindelsesstang den enarmede Vægtstang v_1, hvis yderste Ende er forbundet med en lignende Vægtstang v_2 ved et Mellemstykke, i hvis Midte Skrivestiften befinder sig. Vægtstængernes Omdrejningspunkter sidde paa Arme, der udgaa fra Indikatoren. Stiften føres herved tilnærmelsesvis i en ret Linie. *T* er Tromlen, som beklædes med Papir, der fastholdes ved et Par Fjedre; den er drejelig om en lodret Tap og forneden forsynet med en Snorskive, hvorfra en Snor føres hen til en frem- og tilbagegaaende Maskindel; denne Snor skal kunne dreje Tromlen omtrent en Gang rundt i den ene Retning, medens Tilbagegangen bevirkes ved en Spiralfjeder, som ligger indeni Tromlen. Oftest maa der indskydes et Mellemled, f. Ex. en Vægtstang, mellem Snoren og den Maskindel, hvorfra den drives, for at Trækket kan faa en bekvem Retning og Tromlens Drejning en passende Størrelse.

Før Dampen slippes til Indikatoren lader man Stiften skrive Nullinien eller den atmosfæriske Linie ved at give Luften Adgang til Indikatorstemplets Underside. I dette Øjemed er Hanen forsynet med en lille Gjennemboring, hvorigjennem Luften faar Adgang, naar Hanen staar saaledes, at der er lukket for Dampen. Denne Linie bruges da som en fast Axe under Maalingen paa Diagrammet. En Maskine

uden Fortætning vil give et Diagram, der helt og holdent ligger over den atmosfæriske Linie, hvorimod en Fortætningsmaskines Diagram vil skjære den atmosfæriske Linie. I begge Tilfælde vil det indicerede Arbejde være bestemt ved Differenstrykket multipliceret med Stemplets Vej, eller, som let vil sees, ved det af Diagrammet indesluttede lukkede Areal, maalt efter den rette Maalestok.

Fig. 149 viser Udseendet af et Diagram af en Fortætnings- og en Ikkefortætningsmaskine, begge arbejdende med Expansion.

Diagrammet har ikke blot den Betydning, at det giver den absolute Størrelse af Dampens Arbejde, men det kan ogsaa ved sin Form paavise de Mangler, som maatte være tilstede ved Dampfordelingen. Det kan saaledes tænkes, at Glideren ikke slutter tæt mod Gliderspejlet, eller at Forspringsvinklen eller Størrelsen af Gliderens Vandring er urigtig, eller at Dampvejene ere for snævre, eller at Dampstemplet er utæt, eller at Expansionen er dreven for vidt, saa at Dampen efter Expansionen har mindre Tryk end Modtrykket, osv. Hvis en eller flere af saadanne Mangler forekomme, vil Diagrammet antage en særegen Form, hvis nærmere Undersøgelse kan lede til Opdagelse af Fejlen.

Roterende Maskiner (Kapselmaskiner).

59. De hidtil omtalte Dampmaskiner havde tilfælles, at Dampen virkede paa et Stempel med retliniet Bevægelse frem og tilbage i en Cylinder. Disse Maskiner ere ogsaa de eneste som have faaet praktisk Betydning, men der haves desuden en stor Mængde Forslag til Maskiner, hvori Dampen virker paa et roterende «Stempel», som bevæger sig i en Kapsel af dertil svarende Form, og som sidder umiddelbart paa Axlen. Derved spares vistnok Plads, men alle saadanne Maskiner ere meget vanskelige at holde tilstrækkelig tætte og have desuden en langt større Friktion end almindelige Dampmaskiner.

Deres Fremkomst skyldes imidlertid væsentlig den urigtige Anskuelse hos ikkesagkyndige Opfindere, at der tabes betydelig Arbejdsmængde ved Bevægelsens Overføring fra Stempel til Krumtap, hvad der i Virkeligheden ikke er Tilfældet. Meka-

nismen bevirker naturligvis ikke noget Arbejdstab ifølge sit Prinsip, og Tabet hidrører altsaa kun fra Friktion, men dette Tab er langt ringere end hvad der lides ved Friktionen i de roterende Maskiner.

Andre Varmemaskiner.

60. Fælles for disse er, at det Fluidum, hvis Udvidelse ved Varmen benyttes til Arbejdsudviklingen, udelukkende bruges i luftformig Tilstand. (Dog undtages Petroleumsmaskinerne.)

Der skjælnes mellem aabne Varmemaskiner, ved hvilke den brugte Luftmængde udstødes ved hvert Slag og ny Luft indsuges, og lukkede Varmemaskiner, ved hvilke samme Luftmængde benyttes flere Gange, idet den afvexlende varmes og afkjøles, udvides og sammentrykkes.

Ligeledes skjælnes mellem Maskiner med aabent Fyr, hvor Forbrændingsprodukterne frit undvige efter at have afgivet saa meget af deres Varme som mulig til Luften, som virker i Maskinen, og Maskiner med lukket Fyr, hvor selve Forbrændingsprodukterne bruges som det Fluidum, der virker paa Stemplet. Explosionsmaskinerne ere Exempler paa Maskiner med lukkede Fyr.

Varmluftsmaskiner.

61. I disse skal den bevægende Kraft fremkomme ved den Tilvæxt i Tryk, som Luften faar ved Opvarmning. Denne Trykforøgelse er imidlertid kun ringe i Sammenligning med Trykket, som den mættede Damp er underkastet ved en tilsvarende Temperatur; medens der saaledes allerede ved 150° haves et Damptryk af 5 Atmosfærer, maa Luftens Temperatur forøges med 273° for at bringe dens Tryk (ved constant Volumen) til at stige med kun 1 Atmosfære.

Da nu Temperaturen i en Maskine nødvendig maa holdes indenfor saadanne Grændser, at Maskindelene ikke ødelægges, saa følger heraf, at Varmluftsmaskiner have langt større Stempler end de tilsvarende Dampmaskiner.

Ericsons Varmluftsmaskine er den ældste af dem alle. Det er en aaben Maskine, idet den indsuger frisk Luft hver Gang. Fig. 150 viser dens Virkemaade. *C* er Cylindren, i hvis ene Ende Ildstedet *I* findes; Røgen herfra ledes udenom Cylindren i Rummet *R* og gaar saa til Skorstenen.

I Cylindren bevæge sig 2 Stempler, Arbejdsstemplet *A* og Forsyningsstemplet eller Fortrængeren *F*. De staa begge i Forbindelse med Axlen *H* ved et temmelig compliceret Vægtstangssystem, saaledes at hvert af dem bevæger sig paa sin særegne Maade. Arbejdsstemplet er forsynet med Ventiler til Luftens Indstrømning. Forsyningsstemplets Pakning, hvormed det slutter til Cylindren, er saaledes indrettet, at den kun slutter tæt under Stemplets Bevægelse imod Ildstedet, men ikke naar det bevæges derfra.

Hovedvirkningen er følgende:

I Stillingen I er Arbejdsstemplet omtrent længst tilhøjre, Forsyningsstemplet gaar ind efter, Arbejdsstemplet følger med, men langsomt, saa at Afstanden mellem Stemplerne forøges, og Luft indsuges.

I Stillingen II er Forsyningsstemplet helt inde ved Ildstedet, det gaar nu tilbage, Arbejdsstemplet ligeledes, men langsommere, saa at Luften imellem Stemplerne præsses forbi Forsyningsstemplet, der nu ikke slutter tæt imod Cylindren, og Luften kommer altsaa hen i den varme Del af Cylindren, dens Spænding forøges, og den virker drivende paa Arbejdsstemplet under dettes Bevægelse tilhøjre, til Stillingen I. Derpaa gjentages den samme Virkning, og den brugte Luft, som findes mellem Forsyningsstemplet og Ildstedet, bliver udstødt gjennem Ventilen *v*, som aabnes af Maskinen selv ved en Vægtstang, der paavirkes af en Knast paa Axlen.

Det er altsaa kun ved hvert andet Slag, at der udvikles Arbejde, medens ellers Svinghjulet skal drive Maskineriet. For at den derved indkommende Hastighedsvariation kan blive saa lille som mulig, gjøres den Halvdel af Svinghjulsringen, som løftes medens der udføres Arbejde, tungere end den anden Halvdel.

Maskinen er ikke meget økonomisk undtagen i saadanne Tilfælde, hvor der haves Brug for den varme Luft, som den

udstøder. Desuden lide Cylindren og Stemplerne temmelig meget ved Varmen, mod hvilken de kun i ringe Grad ere beskyttede.

Maskinen finder ingen synderlig Anvendelse mere og har nærmest kun Interesse som den første praktisk brugbare Varmluftsmaskine.

Lehmanns Varmluftsmaskine er en lukket Maskine, idet den arbejder med en og samme Luftmasse, som afvexlende opvarmes og afkjøles og kun fornyes efterhaanden som den tabes ved Spild gjennem Utætheder.

Virkningen er iøvrigt en lignende som i Ericsons Maskine. Der findes her en lang horizontal Cylinder, hvis ene Ende er indmuret i et Ildsted, og hvis anden Ende er afsvalet med koldt Vand. I denne kolde Del bevæger sig et Arbejdsstempel (som ikke har Ventiler), og bag dette en lang lukket Blikcylinder, Fortrængeren, der er saa meget mindre end den ydre Cylinder, at Luften kan passere imellem begge. Saavel Arbejdsstemplet som Fortrængeren ere i Forbindelse med Axlen, hvorfra de faa hver sin særlige Bevægelse. Gaar Fortrængeren henimod Arbejdsstemplet, trænger den Luften, som staar imellem den og Arbejdsstemplet, hen i den varme Del af Cylindren, saa at den udvides og driver Arbejdsstemplet frem; gaar Fortrængeren tilbage, trænges Luften til den kolde Del og sammentrækker sig, medens Arbejdsstemplet gaar tilbage.

Maskinen er maaske den Varmluftsmaskine, som har størst Udbredelse; den giver god Nytte af Brændslet, men fordrer store Masser af Svalevand og er desuden særdeles compliceret, saa at den ofte kommer i Uorden og maa repareres.

Flere andre lukkede Varmluftsmaskiner, tildels af simpel Construktion, ere fremkomne i den nyere Tid, saaledes Riders (amerikansk) og v. Rennes (hollandsk); de befinde sig dog endnu nærmest paa Forsøgets Stadium.

Af aabne Varmluftsmaskiner med lukket Fyr haves Hocks Maskine (Fig. 151). Den har en større Arbejdscylinder *C* med lodret Axe, og lige over denne en mindre Luftpumpecylinder *L* i saa stor Højde derover, at der bliver Plads imellem begge til Krumtap og Plejlstang. Under *C* findes Ildstedet *I*, der holdes lufttæt lukket og hvortil kold

Luft føres ved Luftpumpen gjennem Røret *R*, medens de varme Forbrændingsprodukter virke paa Arbejdsstemplet, før de slippe ud. Maskinens Virkning bliver da i Hovedtrækkene denne: Den Spænding, som frembringes af Luftpumpen, kommer ogsaa til at herske i Ildstedet og i Rummet under Arbejdsstemplet. Luftpumpen vil nu forbruge en Del af den Arbejdsmængde, som udvikles i Cylindren *C*, men det af denne udviklede Arbejde er saa mange Gange større end det, Luftpumpen forbruger, som Forbrændingsprodukternes Volumen er større end den indsugede kolde Lufts, og Maskinens disponible Arbejde er saaledes netop det, der skyldes Udvidelsen. Maskinen skal, efter Forsøg, anstillede i Wien med Maskiner paa indtil 2 Hestes Kraft, være økonomisk, og Stemplerne ere saa vidt mulig beskyttede mod den stærke Varme. Hver à hveranden Time maa Maskinen standses, Ildstedet aabnes og fyldes og lukkes paany, hvorefter Maskinen atter kan sættes igang.

Explosionsmaskiner.

62. Fælles for disse er, at en Blanding af atmosfærisk Luft og Gas (eller Petroleumsstøv) indføres i Cylindren og antændes.

Lenoirs Gasmaskine, der er den ældste, ligner i sit Udseende en liggende Dampmaskine.

Den er dobbeltvirkende, idet Explosion finder Sted afvexlende ved den ene og den anden Ende af Cylindren. Under den første Del af Slaget indsuges Luft og Gas, derpaa antændes Blandingen ved en elektrisk Gnist, og Stemplet drives frem Resten af Vejen. Samtidig uddrives Forbrændingsprodukterne fra forrige Slag. Derpaa foregaar samme Virkning ved den anden Ende af Cylindren under Tilbagegangen.

Ind- og Udledelse af Luft, Gas og Forbrændingsprodukter sker ved Glidere.

Cylindren maa omgives af Vand, som cirkulerer mellem dens dobbelte Vægge.

Maskinen er vanskelig at holde i Orden og desuden meget uøkonomisk (der angives et Forbrug af 30 Kubikfod Gas i Timen pr. Hestekraft), thi den ved Explosionen frembragte

Spænding, som burde benyttes saaledes, at den først tabte sig efterhaanden som Forbrændingsprodukterne expanderede og afgav Arbejde til Stemplet, tabes for største Delen ved Afkjøling, og det tilsvarende Arbejde gaar tabt. For at undgaa dette Tab maatte Stemplet gaa saa hurtig, at der ikke blev Tid til Afkjøling før Slaget var forbi; men det kan ikke ske ved Lenoirs Maskine.

Ottos atmosfæriske Gasmotor, der har staaende Cylinder, undgaar denne Fejl derved, at Stemplet med samt Stempelstangen under Explosionen er udløst fra Axlen og kan slynges op ved Explosionen af en Gasblanding derunder med saa stor Hurtighed, som denne er istand til at meddele det. Paa Grund af denne Hastighed vil Stemplet ikke strax standse, naar Overskuddet af Tryk paa dets Underside er forbi, men gaa videre, saa at der opstaar luftfortyndet Rum derunder, hvorefter den ydre Lufts Tryk paa Oversiden virker i Forening med Stemplets Egenvægt til at standse det og bringe det til at gaa ned igjen. Saasnart Nedgangen begynder, forbindes Stemplet atter med Axlen og virker drivende paa denne under hele Nedgangen paa Grund af Atmosfærens Tryk paa Oversiden, samt Egenvægten.

Fig. 152 fremstiller skematisk denne Maskine. *C* er den lodret staaende, foroven aabne Cylinder, hvorover Axlen *H* ligger. *S* er Stemplet, *s* Stempelstangen, der er en Tandstang indgribende i Tandhjulet *T*, som er koblet til Axlen paa saadan Maade, at det tager Axlen med ved at drejes i Pilens Retning, men ikke naar det drejes i den modsatte. I den Tid, da Axlen ikke drives af Stemplet, er det den i Svinghjulet indeholdte levende Kraft, der driver den.

Ind- og Udladelsen af Luft og Gas sker ved en Glider forneden paa Cylindren.

Antændelsen bevirkes ved en Gasflamme, som brænder udenfor Gliderapparatet. I selve Glideren findes et Rum, som efter Gliderens Stilling kan være aabent mod Gasflammen, helt lukket eller aabent imod Cylindren. I dette Rum indledes Gas, som antændes fra Flammen, og en saadan lille Portion brændende Gas i Gliderens Rum bliver ved Gliderens Bevægelse af-

spærret fra Flammen og et Øjeblik efter sat i Forbindelse med Gasblandingen i Cylindren, som derved exploderer.

Stemplets Antal Slag reguleres ved en Regulator, som sætter Glideren i Virksomhed saasnart Axlens Hastighed sagtnes til en vis Grad. Efter hvert Slag faar Stemplet derfor en Hviletid, som er kortere eller længere eftersom Modstanden er stor eller lille.

Maskinen bruger ca. 10 Kubikfod Gas i Timen pr. Hestekraft, altsaa kun $\frac{1}{3}$ af Lenoirs Forbrug; den er let at passe og har vundet en ret betydelig Udbredelse. Dens Ulemper ere navnlig de stærke Knald og Rystelser, som ledsage Explosionerne, og det stærke Slid paa Maskineriet, navnlig paa den udløselige Forbindelse mellem Axlen og Tandhjulet.

Ottos nye Motor, som har en lydløs Gang uden Rystelser, ligner en liggende Dampmaskine, men er enkeltvirkende. Fig. 153 viser dens Hoveddele seet udvendig fra. Cylindren *C* er aaben imod Axlen.

I den lukkede Ende foregaar Explosionen, men kun for hveranden Omdrejning, saa at der af 4 Slag kun udvikles Arbejde under det ene. Antændelsen bevirkes ved en Gasflamme, som brænder forneden i den lille Skorsten *s* bag paa Cylindren, og en Glider *g*, som transporterer en lille Portion brændende Gas fra Flammen til Cylindren ligesom ved den atmosfæriske Maskine. Axlen *a*, som drives ved Tandhjul fra Hovedaxlen, fører Bevægelsen hen til Glideren.

Virkningen er følgende:

I 1ste Slag gaar Stemplet ud (henimod Axlen) og suger Gas og Luft ind, men saaledes, at de ikke fuldstændig blandes.

I 2det Slag gaar Stemplet ind og comprimerer Luft og Gas.

I 3die Slag antændes Blandingen, og Stemplet drives ud med Kraft.

I 4de Slag udstødes Forbrændingsprodukterne, og Virkningen begynder forfra.

En Regulator, der er udeladt paa Figuren, afpasser Explosionernes Hyppighed, saaledes at naar Maskinen kun har lidt at trække, springes en Explosion over af og til.

Her, ligesom ved den atmosfæriske Maskine, stilles der store Fordringer til Svinghjulet, som nemlig skal drive Maski-

nen i den Tid, der hengaar imellem 2 Explosioner. Svinghjulet er derfor stort.

Virkningen er, naar undtages Compressionen af Gasblandingen, hovedsagelig som ved Lenoirs Maskine, men hvad der giver Ottos Motor Fortrinet, gjør den lydløs og uden Rystelser, er dels at Explosionen ikke foregaar øjeblikkelig, men paa Grund af den ufuldstændige Blanding optager en kjendelig Brøkdel af et Secund, og dels Maskinens meget store Hastighed, nemlig flere hundrede Omgange i Minuttet, saa at hvert Slag kun medtager en lille Brøkdel af et Secund og der altsaa ingen kjendelig Afkjøling kan ske, før Gassen har fuldført sin Virkning.

Manglerne ved Maskinen hidrøre nærmest fra den store Hastighed, som i Reglen vil være for stor for Arbejdsmaskinerne, saa den ved Udvexling med Tandhjul eller Remskiver maa formindskes, og som desuden vil bevirke stærkt Slid, navnlig i Cylindren. Maskinen er dog saa ny, at der ikke foreligger tilstrækkelige Erfaringer derover.

Hock's Petroleumsmotor er bestemt til at erstatte Gasmaskinen paa Steder, hvor Gas ikke haves. Den ligner Ottos nye Motor, men Explosion finder Sted for hver Omdrejning. Petroleum sprøjtes ind som en fin Straale i Cylindren, men saaledes at en Luftstraale møder den og splitter den ad til fint Støv eller Dunst. Antændelsen sker ved en Flamme af Gasolindampe, der brænder bagved Bunden af Cylindren.

Den ved Explosionerne frembragte Støj og Rystelse er ikke meget stærk paa Grund af at Blandingen af Luft og Petroleumsstøv ikke exploderer saa hurtig, som en Luft- og Gasblanding kan gjøre. Derimod giver Maskinen en ubehagelig Lugt af ufuldstændig forbrændt Petroleum.

Maskinen er ikke økonomisk i Sammenligning med Gasmaskinerne; der angives $2\frac{1}{2}$ Pund Petroleum pr. Hestekraft i Timen. Den vilde derfor kun kunne vente Anvendelse paa Steder, hvor der ikke haves Gas, men iøvrigt har den hidtil ikke fundet synderlig Udbredelse.

Turbinernes Beregning.

Som tidligere omtalt, Pag. 56, gjælder det om at indføre Vandet paa Løbehjulet uden Stød mod Skovlerne og endvidere bringe det til at forlade Hjulet med saa lille Hastighed som mulig. Dette kan kun opnaaes ved at afpasse Vandets og Hjulets Hastighed samt Skovlernes Retning ved Ind- og Udtrædelsen efter hinanden paa rette Maade, og ligesaa Skovlekanalernes Normaltværsnit.

Problemet er ikke ganske bestemt, d. v. s. der kan for hvert givet Tilfælde konstrueres forskjellige Turbinformer, som alle ere rigtige, idet nogle Størrelser kunne vælges vilkaarligt, og først naar et saadant Valg er truffet, kunne de øvrige Størrelser beregnes efter visse Relationer, som altid maa finde Sted mellem de nævnte Størrelser samt det givne Fald og Vandmængden, forat Turbinen kan virke paa rette Maade.

a) Reaktionsturbiner.

Som omtalt er Vandets Virkning forbunden med Reaktion, naar $c < \sqrt{2gh}$, og Løbehjulet kan da lægges helt under Afløbsvandets Overflade. Vandet i Hjulet er underkastet et vist Tryk, og dette Tryk vil variere efterhaanden som Vandet under sin Bevægelse gjennem Hjulet antager en større og større relativ Hastighed, idet Trykket efterhaanden medgaar til at frembringe Hastighedsforøgelsen. Ved Radialturbiner gjør tillige Centrifugalkraften sig gjældende, idet den virker som en Forøgelse eller Formindskelse af Trykket, eftersom der haves Tilløb paa den indre eller paa den ydre Omkreds.

For Axialturbinernes Vedkommende faar Centrifugalkraften ingen Indflydelse, da dens Retning er vinkelret paa Bevægelsen, men derimod vil Tyngdekraften virke paa Vandet i disse Turbiner. Radial- og Axialturbiner skulle derfor først betragtes hver for sig; det vil da vise sig, at de samme Formler kunne, med nogen Modifikation, anvendes paa alle Slags Reaktionsturbiner.

Ved Formlernes Udledelse skulle først alle Tryktab, som skyldes Ledningsmodstande, Stød o. dsl., lades ude af Betragtning, hvorefter Formlerne sluttelig ændres under Hensyn til disse Forhold.

Radialturbiner.

Antages Hjulet almindeligt at ligge under Afløbsvandets Overflade, og betegne h_1 og h_2 de lodrette Afstande fra Hjulet til henholdsvis Tilløbs- og Afløbsvandets Overflade, bliver den hele Faldhøjde $h = h_1 - h_2$. Ved Udløbet fra Ledeapparatet, hvor Hastigheden er c, vil Vandet være underkastet Trykket

$$h_1 - \frac{c^2}{2g}.$$

Med dette Tryk begynder det sin Bevægelse gjennem Hjulet. Den relative Hastighed c_1, hvormed Bevægelsen begynder, findes af c og Hjulets Periferihastighed v_1 paa bekjendt Maade.

Under Gjennemgangen gjennem Hjulet voxer den relative Hastighed til Værdien c_2, hvortil vil medgaa en vis Trykhøjde, som let kan bestemmes. Til c_1 svarer nemlig Trykhøjden $\frac{{c_1}^2}{2g}$ og til c_2 svarer $\frac{{c_2}^2}{2g}$. Forskjellen, $\frac{{c_2}^2 - {c_1}^2}{2g}$, er medgaaet til at frembringe Hastighedsforøgelsen, og saa meget maatte altsaa Trykket, maalt i Vandsøjle, være mindre ved Udløbet end ved Indløbet, forudsat at der ingen Centrifugalkraft var. Trykket ved Udløbet vilde altsaa under denne Forudsætning være:

$$h_1 - \frac{c^2}{2g} - \frac{{c_2}^2 - {c_1}^2}{2g}.$$

Centrifugalkraften vil imidlertid bevirke en Tryktilvæxt, forudsat at Bevægelsen sker indefra udad.

Paa den vilkaarlige Radius r_x, hvor Skovlerummets Tværsnit, maalt vinkelret paa Radius, er a_x, og Hastigheden v_x, vil et lille Vandelement, indesluttet mellem Snittene med Radius r_x og $r_x + dr_x$, have Massen

$$\frac{\gamma}{g} a_x \, dr_x,$$

hvor γ er Vægten af en Cubikenhed Vand.

Centrifugalkraften derpaa bliver

$$\frac{\gamma}{g} a_x \frac{{v_x}^2}{r_x} dr_x,$$

som altsaa er den Trykforøgelse, som Centrifugalkraften frembringer paa Arealet a_x. Paa Arealenheden faaes Trykforøgelsen

$$\frac{\gamma}{g} \frac{{v_x}^2}{r_x} dr_x,$$

hvortil svarer Trykhøjdeforøgelsen

$$\frac{1}{g} \frac{{v_x}^2}{r_x} dr_x,$$

men idet r_1 og r_2 betegne Radierne til Indløbs- og Udløbsstedet, samt v_1 og v_2 de tilsvarende Hastigheder, haves

$$v_x = v_1 \frac{r_x}{r_1}$$

og hele Trykforøgelsen ved Centrifugalkraften, maalt i Vandsøjle:

$$\frac{1}{g} \frac{{v_1}^2}{{r_1}^2} \int_{r_1}^{r_2} r_x \, dr_x = \frac{{v_2}^2 - {v_1}^2}{2g}.$$

For en Turbine med udvendigt Tilløb vilde samme Udtryk være fremkommet, men dets Værdi havde da været negativ, idet $v_1 > v_2$.

Hele Trykket, som Vandet er underkastet ved Udløbet fra Løbehjulet, bliver altsaa

$$h_1 - \frac{c^2}{2g} - \frac{{c_2}^2 - {c_1}^2}{2g} + \frac{{v_2}^2 - {v_1}^2}{2g}.$$

Dette Tryk maa være lig Trykket h_2, altsaa faaes som en nødvendig Betingelse

$$h_2 = h_1 - \frac{c^2}{2g} - \frac{{c_2}^2 - {c_1}^2}{2g} + \frac{{v_2}^2 - {v_1}^2}{2g},$$

eller, idet $h_1 - h_2 = h$:

$$2gh = c^2 - {c_1}^2 + {c_2}^2 + {v_1}^2 - {v_2}^2. \quad \ldots \quad (41)$$

h betyder her hele Faldhøjden, hvis Turbinen, som forudsat, ligger under Afløbsvandets Overflade.

Ligger Hjulet derimod i Luften, ovenover Vandspejlet, saa at den under Hjulet liggende Faldhøjde spildes, regnes h fra Tilløbsvandspejlet til Midten af Hjulet.

Axialturbiner.

For disse lader der sig opstille en ganske lignende Relation.

Kaldes Afstanden fra Vandspejlet i Tilløbsrenden til Overfladen af Hjulet, hvor Indløb finder Sted, h_1, Hjulets Højde, d. v. s. Afstanden fra dets Overflade til Underfladen, d, samt Underfladens Dybde under Afløbsvandets Vandspejl h_2, hvilken Størrelse altsaa bliver negativ, naar der, som ved Jonvals Hjul, haves en Sugevandsøjle under Hjulet, faaes ved en lignende Betragtning som ved Radialturbinerne:

$$\text{Trykket i Hjulet ved Indløbet} = h_1 - \frac{c^2}{2g}.$$

eller naar Atmosfærens Tryk b, maalt i Vandsøjle, medregnes:

$$b + h_1 - \frac{c^2}{2g}.$$

Trykket ved Udløbet af Hjulet vilde blive, naar Tyngden ikke virkede paa Vandet i Hjulet:

$$b + h_1 - \frac{c^2}{2g} - \frac{{c_2}^2 - {c_1}^2}{2g},$$

men idet Tyngden virker, bliver dette Tryk

$$= b + h_1 + d - \frac{c^2}{2g} - \frac{{c_2}^2 - {c_1}^2}{2g}.$$

Dette Tryk maa nødvendigvis være $= b + h_2$, hvor h_2 er positiv, nul eller negativ, eftersom Hjulet ligger under Afløbets Vandspejl, ovenover det og frit i Luften, eller over det og med en Sugevandsøjle under.

Der faaes altsaa i alle Tilfælde

$$b + h_1 + d - \frac{c^2}{2g} - \frac{{c_2}^2 - {c_1}^2}{2g} = b + h_2.$$

Nu er imidlertid $h_1 + d - h_2 = h$, hvor h er det givne Falds Højde, undtagen naar Hjulet ligger frit i Luften, i hvilket Tilfælde h maa regnes fra Tilløbsvandets Vandspejl til Hjulets Underflade. Der faaes da i alle Tilfælde

$$2gh = c^2 - {c_1}^2 + {c_2}^2, \ldots\ldots\ldots (41_a)$$

der ogsaa kan udledes af (41) ved deri at sætte $v_1 = v_2$, hvilket netop er Tilfældet ved Axialturbinerne, hvor hver Vandpartikkel kommer ind og ud paa Steder, der have samme Periferihastighed.

Formlen (41), der saaledes gjælder for alle Turbiner, er af stor Betydning for Turbinernes Beregning.

De øvrige Fordringer, som stilles til Hjulene, ere fornemmelig, at Vandet skal komme ind derpaa uden Stød, og at det skal forlade Hjulet med en lille Hastighed og i en Retning, der er normal paa Udløbsstedet, altsaa vinkelret paa Hjulets Hastighed v_2 (efter Radius ved Radialturbinerne og parallel med Axen ved Axialturbinerne). Disse Fordringer ere fælles for alle Arter af Turbiner, som derfor i det Følgende kunne behandles under ét. For dem alle haves altsaa som første Betingelse Ligningen (41).

Tvende andre Ligninger faaes ved Betingelserne for Indløb uden Stød:

$$\frac{c}{\sin \beta} = \frac{c_1}{\sin \alpha} = \frac{v_1}{\sin (\beta - \alpha)}. \ldots\ldots (42)$$

Tillige haves:

$${c_1}^2 = c^2 + {v_1}^2 - 2cv_1 \cos \alpha, \ldots\ldots (42_a)$$

der dog ikke er nogen ny Betingelsesligning, men kan udledes af (42).

Som fjerde Betingelsesligning haves:

$$\omega^2 = {c_2}^2 + {v_2}^2 - 2c_2v_2 \cos \delta. \ldots\ldots (43)$$

Endvidere som femte Betingelsesligning

$$\frac{v_1}{r_1} = \frac{v_2}{r_2}, \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (44)$$

der for Axialturbiner, hvor $r_1 = r_2 =$ Middelradius r i Hjulet, reducerer sig til $v_1 = v_2 = v$.

Der haves saaledes 5 Betingelsesligninger mellem de 11 Størrelser c, c_1, c_2, ω, v_1, v_2, r_1, r_2, α, β og δ, altsaa kan der endnu opstilles 6 andre vilkaarlige Bestemmelser eller vælges 6 af Størrelserne vilkaarligt før Problemet er bestemt. Ved Valget maa der naturligvis søges opnaaet, at Forholdene blive saa gunstige som mulig for at opnaa en høj Virkningsgrad. Der kan da gaaes frem paa følgende Maade:

Hastigheden ω skal være lille, for at Vandet ikke skal bortføre i Skikkelse af levende Kraft for stor en Brøkdel af hele Faldets Arbejde.

Den til hele Faldet svarende Hastighed er $\sqrt{2gh}$, og hele Faldets Arbejdsmængde er proportional med Kvadratet paa denne Hastighed, medens den Arbejdsmængde, som Vandet bortfører som levende Kraft, er paa samme Maade proportional med ω^2.

Det er altsaa rimeligt at sætte ω^2 proportional med $2gh$ eller sætte:

$$\omega = \frac{\sqrt{2gh}}{t}, \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (45)$$

hvor t er en Konstant, som Erfaringen maa give.

Hastigheden ω skal saa vidt mulig være vinkelret paa v_2, hvilket fører til Relationen

$$\omega^2 = {c_2}^2 - {v_2}^2, \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (46)$$

hvorved (43) bliver

$$v_2 = c_2 \cos \delta. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (47)$$

For Radierne i Hjulet vælges passende Værdier, idet r_1 bestemmes efter Vandmængdens og Faldets Størrelse, som senere skal omtales, og Forholdet imellem Radierne vælges ligeledes.

I Reglen tages dette Forhold mellem Grændserne $\frac{2}{3}$ og $\frac{3}{4}$; navnlig saaledes at Hjulringene blive forholdsvis bredere ved smaa Hjul end ved store.

Ved Axialturbiner sættes altid $r_1 = r_2 =$ Middelradius r.

Endnu kunne 2 Størrelser vælges vilkaarligt, og som saadanne tages Vinklerne α og β. Dette Valg faar stor Indflydelse paa Hastighederne og er navnlig afgjørende i Henseende til om Hjulet bliver en Reaktionsturbine eller ej, altsaa om $c < \sqrt{2gh}$ eller $c = \sqrt{2gh}$, og i første Tilfælde om c kun er lidt mindre end $\sqrt{2gh}$, eller om den er betydelig mindre.

Forholdet $\frac{\sqrt{2gh}}{c}$ kaldes sædvanlig Reaktionsgraden; det har stor Indflydelse paa Hjulets Virkemaade, og navnlig sees, at naar Reaktionsgraden er lille (c kun lidt mindre end $\sqrt{2gh}$), bliver det hydrauliske Tryk, som Vandet i Hjulet er underkastet, lille, medens en stor Reaktionsgrad (c lille) giver stort hydraulisk Tryk.

Den Indflydelse, som Valget af α og β faar paa Størrelsen af c (og de andre Hastigheder) maa derfor nærmere undersøges:

Ved Hjælp af Ligningerne (41), (42), (45), (46) kan c udtrykkes alene ved h, t og Vinklerne α og β. Man finder

$$c = \sqrt{\frac{t^2 - 1}{t^2} g h \frac{\sin \beta}{\sin (\beta - \alpha) \cos \alpha}}. \quad \ldots \quad (48)$$

En Betingelse, som maa være opfyldt ved alle Turbiner, er $c < \sqrt{2gh}$. Vel kan Tilfældet $c > \sqrt{2gh}$ tænkes ved Radialturbiner med indvendigt Tilløb, idet Centrifugalkraften kan bevirke en Sugning ved Indløbet, men det er altid at betragte som en Fejl.

Grændsetilfældet $c = \sqrt{2gh}$, der giver en Trykturbine, fordrer

$$\frac{t^2 - 1}{t^2} \frac{\sin \beta}{\sin (\beta - \alpha) \cos \alpha} = 2,$$

eller, med tilstrækkelig Tilnærmelse, idet $\frac{t^2 - 1}{t^2}$ er nærved 1:

$$\beta = 2\alpha, \quad \ldots \quad (49)$$

medens $c < \sqrt{2gh}$ fordrer

$$\beta > 2\alpha.$$

Vinklen α ligger omtrent ved alle Turbiner mellem 15° og 30°. Holdes den konstant svarer Trykturbinen til den mindste Værdi af β. Altsaa:

Jo større β bliver, desto mindre bliver c og desto større Reaktionsgraden.

Turbinens Periferihastighed v_1 ved Indløbet faaes i Følge (48) og (42) som

$$v_1 = \sqrt{\frac{t^2-1}{t^2} gh \frac{\sin(\beta-\alpha)}{\sin\beta\cos\alpha}} = \sqrt{\frac{t^2-1}{t^2} gh (1 - \cot\beta \operatorname{tg}\alpha)}$$

der viser, at v_1 voxer med β. Heraf følger altsaa: Naar Fald og Vandmængde ere givne, faar Turbinen den mindst mulige Periferihastighed, hvis den construeres som Trykturbine; medens Reaktionsturbinerne faa desto større Periferihastighed jo større Reaktionsgraden er.

Trykturbinerne skulle senere omtales; foreløbig betragtes kun Tilfældet $\beta > 2\alpha$.

1) β kun lidt større end 2α giver en Turbine, der har omtrent lige saa lille Periferihastighed som Trykturbinen, men som, da Skovlerne ere helt fyldte med Vand under et hydraulisk Tryk, kan arbejde under Vand, medens Trykturbinen maa løbe i Luften.

2) $\beta = 90°$. Formlerne simplificeres i dette Tilfælde. Man finder

$$c = \sqrt{\frac{t^2-1}{t^2} gh \frac{1}{\cos^2\alpha}} = \frac{1}{\cos\alpha}\sqrt{\frac{t^2-1}{t^2} gh}$$

$$v_1 = c\cos\alpha; \quad c_1 = c\sin\alpha.$$

3) β saa stor, at c_1 bliver Minimum. Dette kan have Betydning, fordi Ledningsmodstandene aftage med Hastigheden. Man har

$$c_1 = \sqrt{\frac{t^2-1}{t^2} gh \frac{\sin^2\alpha}{\sin(\beta-\alpha)\cos\alpha\sin\beta}}$$

Minimum heraf findes ved at søge Maximum af Nævneren, det giver

$$\sin(2\beta - \alpha) = 0,$$

hvoraf

$$\beta = \frac{\alpha}{2},$$

som maa forkastes, samt

$$\beta = 90° + \frac{\alpha}{2},$$

der er den søgte Værdi. Hertil svarer

$$c = \sqrt{\frac{t^2 - 1}{t^2} gh \frac{1}{\cos \alpha}},$$

$$v_1 = c \text{ og } c_1 = c\sqrt{2(1 - \cos \alpha)} = 2c \sin \tfrac{1}{2}\alpha.$$

4) β saa stor, at c bliver Minimum, altsaa Reaktionsgraden saa stor som mulig. Den derved fundne Værdi af β bliver omtrent den største, som overhovedet er brugelig.

Differentiation med Hensyn til β fører ikke til noget brugbart Resultat; derimod findes ved at holde β konstant og lade α variere:

$$\beta = 90° + 2\alpha.$$

Derved bliver

$$c = \sqrt{\frac{t^2 - 1}{t^2} gh \frac{\cos 2\alpha}{\cos^2 \alpha}},$$

der altsaa er den mindste brugelige Værdi af c.

Denne Undersøgelse over, hvad Indflydelse Vinklernes Valg vil have paa Turbinen, skal nu tjene som Vejledning ved Fastsættelsen af Dimensionerne. Det kommer navnlig an paa at reducere Arbejdstabet ved Ledningsmodstande, Stødvirkning og Vandspild til det mindst mulige, hvorved følgende Omstændigheder komme i Betragtning:

Tabet, som lides i Hjul og i Ledeapparat vil være desto mindre

1) jo mindre Vandets Hastighed er,
2) jo mere jevnt Kanalernes Tværsnit variere og
3) jo mindre krummede Skovlerne ere.

Fremdeles:

4) Stødet, som finder Sted mellem det indstrømmende Vand

og Kanten af Hjulskovlerne er desto mindre, jo mindre Hastigheden af Vandet er, medens endelig

5) Vandspildet gjennem Spalten mellem Hjul og Ledeapparat voxer med Spaltetrykket, altsaa med Reaktionsgraden.

Da nu Hastighederne c og c_1 aftage, naar β voxer, i alt Fald indtil $\beta = 90° + \frac{\alpha}{2}$ og tilmed Skovlerne blive desto fladere, jo større β gjøres, saa ville 1), 2), 3) og 4) opfordre til at bruge stor Reaktionsgrad, maaske $\beta = 90° + \frac{\alpha}{2}$ eller endog derover. I Modsætning hertil vil 5) fordre mindre Værdier af β, hvorfor β i Reglen vælges mellem Grændserne $\beta = 90°$ og $\beta = 90° + \frac{\alpha}{2}$.

Vinklen α tages oftest = 20° à 30°, undertiden mindre indtil 15°.

Skovleformen, der ikke er indgaaet i Beregningen, maa vælges saaledes, at der haves en jevn Overgang af Tværsnittet fra Indløbet til Udløbet, og tillige saaledes, at Kanalerne ikke blive overflødig lange, hvorved Ledningsmodstanden voxer. Det sidste Stykke af Skovlerne, saavel i Lede- som i Løbehjulet maa helst være ganske eller næsten ganske retliniet, for saa vidt mulig at undgaa Kontraktion af Straalen. Iøvrigt formes hver Skovle efter en eller flere Cirkelbuer med passende Radier.

I alle de Tilfælde, hvor $\beta \gtrless 90°$, faaes uden Vanskelighed en god Form af Skovlerne, men naar β kun er lidt større end 2α, kan det næppe undgaaes, at Kanaltværsnittet bliver større paa Midten end ved Ind- og Udløbet, naar Skovlerne overalt have samme Tykkelse. Da dette ikke maa finde Sted ved Reaktionsturbiner, faa disse i saadanne Tilfælde Rygskovler, d. v. s. Skovlernes Tykkelse paa Midten forøges saa meget, at Kanaltværsnittet derved faar en passende Indskrænkning paa dette Sted.

Hidtil ere Tryktabene, som lides ved de forskjellige skadelige Virkninger, ikke tagne i Betragtning. Saadanne Tryktab lides saavel i Lede- som i Løbehjulet, samt ved Stødet imod Kanten af Hjulskovlerne. Hvert af disse Tryktab vil bevirke, at Vandets Hastigheder paa alle Steder formindskes, og For-

holdet er i denne Henseende omtrent det samme, som om Faldets Højde formindskedes med et Stykke svarende til Summen af alle disse Tryktab, uafhængig af, hvor Tryktabet lides. Som Følge heraf kan der i de ovenfor udviklede Formler tages Hensyn til Tryktabene ved for h at indføre den reducerede Faldhøjde og ikke den virkelige Faldhøjde H. Summen af Tryktab ved Ledningsmodstande og Stød udgjør omtrent 12 à 14 pCt., hvorfor der sættes

$$h = 0.88 \text{ à } 0.86 H. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (50)$$

Der staar nu tilbage at beregne Radierne i Hjulet, samt Hjulets Højde e_1 og e_2 ved Ind- og Udløbet, saaledes at den givne Vandmængde kan strømme derigjennem.

Skal Hjulet modtage Q Kubikfod Vand pr. Secund faaes Summen af Ledeskovlekanalernes Normaltværsnit ved Mundingen

$$F = \frac{Q}{c}.$$

Hvis nu ikke Skovlernes Tykkelse indskrænkede Tværsnittet, vilde man have Hjulets Højde e_1 bestemt ved

$$2\pi r_1 e_1 \sin \alpha = F.$$

Paa lignende Maade vil Hjulkanalernes Tværsnit ved Udløbet derfra blive

$$F_2 = \frac{Q}{\omega},$$

og naar der abstraheres fra Skovletykkelsens Indflydelse

$$2\pi r_2 e_2 = F_2.$$

Skovletykkelsen maa imidlertid tages med i Betragtning, da Hjulet ellers vil blive for lille for Vandmængden. Istedetfor Periferierne $2\pi r_1$ og $2\pi r_2$ maa derfor kun sættes den frie Del deraf.

Ved Udløbet fra Ledeapparatet, hvori findes n_1 Skovler af Tykkelse s_1, vil den frie Del af Periferien være

$$2\pi r_1 - \frac{n_1 s_1}{\sin \alpha},$$

men dette indskrænkes end yderligere ved Hjulskovlerne. Kal-

des disses Antal n_2 og deres Tykkelse s_2, sees, at hvis de alle stode i Mellemrummene mellem Ledeskovlerne, vilde de indsnævre den frie Del af Periferien med

$$\frac{n_2 s_2}{\sin \beta}.$$

Saa stor bliver Indsnævringen dog ikke, thi under Bevægelsen passerer hver Hjulskovle bag Ledeskovlerne, og saalænge den er der, indskrænker den ikke Gjennemgangsarealet.

Betragtes nu et lille Element af Kanten af en Hjulskovle, sees, at det under en Omdrejning passerer alle Ledeskovlerne, saa at Summen af de Veje, som det gjennemløber, medens det er dækket bag en af dem, er $\frac{n_1 s_1}{\sin \alpha}$, og Summen af de Veje, paa hvilke det ikke er dækket, er $2\pi r_1 - \frac{n_1 s_1}{\sin \alpha}$.

Den Tid, i hvilken Elementet indsnævrer Gjennemgangen, bliver altsaa kun $\frac{2\pi r_1 - \frac{n_1 s_1}{\sin \alpha}}{2\pi r_1}$ af den hele Tid, og Middelindsnævringen bliver altsaa i samme Forhold mindre end den vilde være, hvis Elementet stadig indskrænkede Tværsnittet.

Den af alle Hjulskovlerne foraarsagede Middelindsnævring bliver altsaa

$$\frac{2\pi r_1 - \frac{n_1 s_1}{\sin \alpha}}{2\pi r_1} \cdot \frac{n_2 s_2}{\sin \beta}$$

og følgelig bliver den frie Del af Periferien kun

$$2\pi r_1 - \frac{n_1 s_1}{\sin \alpha} - \frac{n_2 s_2}{\sin \beta} + \frac{n_1 s_1 \cdot n_2 s_2}{\sin \alpha \sin \beta} \cdot \frac{1}{2\pi r_1}$$

og den fornødne Højde af Hjulet ved Indløbet:

$$e_1 = \frac{Q}{c \sin \alpha \left(2\pi r_1 - \frac{n_1 s_1}{\sin \alpha} - \frac{n_2 s_2}{\sin \beta} + \frac{n_1 s_1 \cdot n_2 s_2}{\sin \alpha \sin \beta} \cdot \frac{1}{2\pi r_1}\right)} \quad (51)$$

For at formindske Vandets Stød mod Kanten af Hjulskovlerne foretages undertiden en Afrunding eller Tilskærpning af

disses Rande. Dette tør dog kun i ringe Grad finde Sted, da ellers Kanten bliver svækket og derfor snart ødelagt af faste Legemer som Kviste o. desl., som Vandet kan føre med sig. For s_2 i (51) sættes derfor Kantens fulde Tykkelse.

Ved Udløbet bliver, naar Skovletykkelsen her er s'_2, Indsnævringen $= \frac{n_2 s'_2}{\sin \delta}$

og altsaa Højden ved Udløbet:

$$e_2 = \frac{Q}{\omega \left(2 \pi r_2 - \frac{n_2 s'_2}{\sin \delta} \right)} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (52)$$

Ved Beregningen af e_1 og e_2 viser det sig i Reglen, at disse Størrelser faa forskjellige Værdier. Ønsker man at have $e_1 = e_2$ altsaa Hjulkrandsene plane og parallele ved Radialturbiner, cylindriske ved Axialturbiner, saa kunde det ske ved at sætte Udtrykkene for e_1 og e_2 ligestore og derved danne en Relation mellem Vinklerne. Simplere er det dog at prøve sig frem. Navnlig sees, at en Forandring af ω kun i ringe Grad vil faa Indflydelse paa Størrelsen af c, idet kun Faktoren $\frac{t^2 - 1}{t^2}$ undgaaer en lille Forandring, saa at ogsaa e_1 derved vil blive omtrent uforandret, medens derimod e_2 vil blive væsentlig forandret. Radierne r_1 og r_2 vælges efter Vandmængden og Hastigheden. Jo større de gjøres, desto mindre blive e_1 og e_2 og omvendt.

Almindelig bestemmes den indre Radius r_1 saaledes, at Vandmængden med en Hastighed $= 3'$ vilde kunne passere Cylinderen med Radius r_1, altsaa

$$3 \pi r_1^2 = Q$$

eller

$$r_1 = 0.326 \sqrt{Q} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (53)$$

Ved Turbiner med udvendig Tilløb bestemmes r_2 efter denne Formel. Forholdet mellem Radierne gjøres som omtalt $= \frac{2}{3}$ à $\frac{3}{4}$.

Imidlertid er det ikke nødvendig at holde sig til (53). Navnlig kan der til samme Vandmængde Q bruges en desto mindre Radius, jo større Faldhøjden er, fordi Hastighederne, og specielt c, voxe med h, saa at samme Radius vil give desto mindre e_1 og e_2 jo større Faldhøjden er.

Axialturbiners Middelradius r bestemmes i Forhold til e_1 saaledes, at man ved smaa Turbiner regner $\frac{e_1}{r} = 0.4$ og ved større $\frac{e_1}{r} = 0.2$. Hjulets Højde d tages omtrent $= e_1$. Den største Radius, som bruges, selv ved meget store Turbiner, er sjælden over 5 Fod, medens den laveste Grændse derfor omtrent kan sættes til $1\frac{1}{2}$ Fod, da Turbinen ellers vanskelig bringes til at arbejde regelmæssigt nok.

Skovlernes Tykkelse afhænger af Materialet. Meget ofte ere de støbte i ét med Hjulkrandsene, deres Tykkelse er da $\frac{3}{8}$ à $\frac{1}{2}''$ i Yderkanterne, medens de ofte gjøres lidt tykkere paa Midten. Skal det være Rygskovler (Pag. 186) og altsaa Tykkelsen være meget større paa Midten, kunne de støbes hule eller forsynes med en Paaforing (Fig. 154).

Dannes Skovlerne af bøjede Smedejernsplader gjøres Tykkelsen noget mindre. Rygskovler dannes ved at gjøre Skovlerne dobbelte (Fig. 155).

Skovlernes Antal maa være saa stort, at Vandets Bevægelse styres tilstrækkelig, medens det dog ikke maa være for stort, da derved Ledningsmodstandene forøges, og Kanalerne desuden let forstoppes ved saadanne faste Legemer, Blade, Kviste o. lign., som Vandet kan føre med sig. I Reglen tages 30 à 40 Skovler i Løbehjulet, flest ved store Hjul. Ledeskovlernes Antal tages i Reglen lidt ringere, ialtfald bør Antallet ikke være nøjagtig ens i Løbe- og Ledehjulet.

Fremgangsmaaden ved Hjulets Construktion kan være følgende:

1) Den reducerede Faldhøjde h bestemmes efter (50).
2) Radierne bestemmes.
3) Vinklen α tages mellem Grændserne 15° og 30°, størst ved smaa Fald og store Vandmængder.
4) Vinklen β vælges. I Reglen tages $\beta = 90°$ eller $\beta = 90° + \frac{\alpha}{2}$ eller en mellemliggende Værdi.
5) Størrelsen t^2 bestemmes. Ved smaa Fald bruges $t = 3.5$; ved højere Fald bruges større Værdier indtil $t = 4$ eller endog $t = 5$.
6) Hastighederne c, c_1, c_2, v_1, v_2 samt ω og Vinklen δ beregnes efter Formlerne (48), (42), (44), (45), (46), (47).

7) Størrelserne e_1 og e_2 beregnes efter (51) og (52).

8) Hvis der ønskes et andet Forhold mellem disse Størrelser end Formlerne have givet, f. Ex. $e_1 = e_2$, maa Regningen gjøres om, idet de vilkaarlig fastsatte Størrelser gives andre Værdier, og navnlig vælges en anden Værdi af t, ved hvis Valg de først fundne Resultater kunne tjene som Rettesnor.

Ved grafisk at sammensætte og opløse Hastighederne kunne Beregningerne afkortes endel.

Virkningsgraden kan ved god Udførelse blive 0.70 à 0.75. Tabet i Arbejde skriver sig dels fra, at der paa Grund af Ledningsmodstandene, Vandspildet gjennem Spalten og Hastigheden ω, hvormed Vandet løber bort, kun overføres en Del af den absolute Arbejdsmængde til Hjulet, og dels derfra, at en Del af den til Hjulet overførte Arbejdsmængde medgaaer til Overvindelse af Tapfriktionen, Luftens eller Vandets Modstand mod Hjulets Bevægelse o. s. v.

Ledningsmodstande og Stød ere ovenfor regnede at formindske H med 12 à 14 %; som Middelværdi kan det derved fremkomne Tab sættes til . . . . . 13 %

Tabet paa Grund af ω bliver $= \frac{1}{t^2} = 0.082$ à 0.04, naar $t = 3.5$ à 5. Som Middeltal sættes . . . . . 6 %

Tabet paa Grund af Vandspild gjennem Spalten afhænger af Udførelsens Nøjagtighed samt af Spaltetrykket, altsaa af Reaktionsgraden. Som Middelværdi kan regnes . 3 %

Summen af disse Tab er da. . . . 22 %

Der vil altsaa til Hjulet overføres ca. 78 %, forudsat at de nævnte Talstørrelser gjælde. Der siges da, at den hydrauliske Virkningsgrad har denne Størrelse. Den egentlige Virkningsgrad, regnet efter den Arbejdsmængde, som Hjulets Axel virkelig kan afgive, bliver saameget mindre end den hydrauliske, som Tabet ved Friktion og Vand- eller Luftmodstand udgjør. Virkningsgraden synker da, som omtalt, oftest under 75 % og kun under heldige Omstændigheder og ved god Construktion og Udførelse kan denne Grændse naaes eller overskrides. Disse Tal gjælde imidlertid kun for det Tilfælde, at Hjulet virkelig arbejder med den Vandmængde, for hvilken det er beregnet. Formindskes

derimod Vandmængden for at faa en mindre Arbejdsmængde udviklet, bliver Virkningsgraden betydelig formindsket.

Reguleringen kan ske paa følgende Maader:

1) Et Stigbord i Tilløbsrenden kan bruges. Ved delvis Lukning af dette vil Vandstanden over Hjulet synke, altsaa den nyttige Faldhøjde og derved Vandets Hastighed i Hjulet formindskes indtil der netop løber ligesaa meget Vand gjennem Hjulet, som der tilføres gjennem den formindskede Stigbordsaabning. Sæt f. Ex., at Vandforbruget er reduceret fra Q til $\frac{3}{4}\,Q$, saa maa Vandets Hastighed i Hjulet ogsaa være formindsket til $\frac{3}{4}$ af den oprindelige og Faldet altsaa til $(\frac{3}{4})^2 = \frac{9}{16}$ af det oprindelige. Denne Formindskelse i Fald vil medføre en tilsvarende Formindskelse i Virkningsgrad, saa at man istedetfor $\eta = 0.75$ vilde faa $\eta = 0.75 \times \frac{9}{16} = 0.42$, forudsat at Hjulet vilde kunne benytte det formindskede Fald ligesaa godt som det oprindelige, men det er langt fra at være Tilfældet, naar der forlanges, at Hjulet skal gaa med uformindsket Hastighed, uagtet Vandets Hastighed er formindsket i Forholdet $\frac{3}{4}$; deraf følger da en yderlig Formindskelse i Virkningsgrad, og ved at indsnævre Stigbordsaabningen end mere, vil der snart naaes et Punkt, ved hvilket det ikke længere er muligt at vedligeholde Hjulets sædvanlige Hastighed.

Denne Maade at regulere paa er altsaa meget uøkonomisk, men kan dog bruges, hvor det ikke kommer an paa at nøjes med det mindst mulige Vandforbrug, medens der arbejdes med mindre end den fulde Kraft, f. Ex. naar det ikke forbrugte Vand dog skulde løbe bort ad en Frisluse.

2) Ved Jonvals Turbine bruges ofte et Stigbord, der kan lukke for den nedre Munding af Sugerøret, eller et Spjæld i dette Rør. Virkningen heraf er følgende: Naar Stigbordet eller Spjældet lukkes delvis, vil Vandet strømme der forbi med større Hastighed, og hertil vil consumeres en vis Trykhøjde. Det er da kun Faldhøjden $\div$ den nysnævnte Trykhøjde, som bliver nyttig til at drive Vandet gjennem Hjulet, og Virkningen er altsaa netop den samme som den ovenfor beskrevne, uagtet Vandstanden over Hjulet ikke forandrer sig i dette Tilfælde.

3) Indsnævring af Indløbet fra Ledeapparatet til Hjulet, saaledes som det sker ved Fourneyrons eller Fontaines Stigbord,

giver langtfra saa stor Formindskelse i Virkningsgrad, som de ovenfor nævnte Indretninger, men dog er Tabet ikke ubetydeligt, hvilket har foranlediget den tidligere omtalte Deling af Fourneyrons Hjul i «Etager» og en lignende Deling af Axialturbiner.

4) Fuldstændig Tillukning af nogle af Ledeapparatets Kanaler, medens de andre holdes fuldt aabne. Herved bliver Tabet i Virkningsgrad forholdsvis lille, og navnlig betydelig ringere, end i de ovenfor omtalte Tilfælde, forudsat at de Kanaler, der holdes aabne, følge umiddelbart efter hinanden. Virkningen bliver da nemlig denne: Gjennem den første af de aabne Ledekanaler strømmer Vandet ind i en af Hjulkanalerne og træffer stillestaaende Vand, som det støder imod og driver ud; derved tabes rigtignok en Del af Arbejdet, som Vandstraalen fra den første Ledekanal indeholdt, men nu er Vandet i den betragtede Hjulkanal kommet i Bevægelse, og idet den passerer de øvrige aabne Ledekanaler, vil Vandet fra disse kunne virke paa rette Maade.

En saadan Regulering er noget vanskelig at indrette ved Radialturbiner, derimod kan den forholdsvis let udføres ved Axialturbiner, f. Ex. som paa Fig. 44 eller ved at dække Overfladen af Ledeapparatet med Plader, formede som Segmenter af en Cirkelring og indrettede til at løfte en for en, eller ved at dække Ledeapparatets Overflade med en bøjelig Plade (Kaoutschuk eller Læder, som for Stivheds Skyld er belagt med Metalstrimler) formet som en Cirkelring og indrettet til at oprulles paa kegleformede Valser.

b) Trykturbiner.

65. Disse fremkomme, som ovenfor vist, som et specielt Tilfælde af Reaktionsturbiner, nemlig som Tilfældet hvor β tilnærmelsesvis er lig $2\,\alpha$. Som Følge deraf beholde Ligningerne (41), (42), (43), (44) deres Gyldighed for dette Tilfælde, ialtfald saalænge der ikke tages Hensyn til Ledningsmodstande og Stød. Ved den nærmere Undersøgelse af disse Turbiner skal Radial- og Axialturbiner betragtes hver for sig.

Radialturbiner. Vandet løber ind paa Hjulet med hele den ved Trykhøjden h_1 frembragte Hastighed

$$c = \alpha \sqrt{2gh_1}$$

Der maa sørges for, at Ledeskovlernes Ender ere parallele saa at ingen Kontraktion foregaaer. Hastighedskoefficienten α bliver (if. teknisk Mekanik Pag. 377) $\alpha = 0.97$ for Udløb af en Aabning med tynde Rande og omtrent det samme for en Aabning med jevnt afrundede Rande eller en Tud af passende Form. Dette sidste Tilfælde haves her, dog sættes paa Grund af de større Ledningsmodstande, som her haves, α lidt mindre f. Ex. $\alpha = 0.96$ altsaa

$$c = 0.96 \sqrt{2gh_1} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (54)$$

hvor h_1 er Højden fra Tilløbsvandspejlet til Hjulets Midte. Nu faaes

$$v_1 = c \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin \beta} \text{ og } c_1 = c \frac{\sin \alpha}{\sin \beta},$$

dernæst giver (41) naar der ingen Ledningsmodstande findes i Hjulet, og idet man erindrer, at

$$\text{Spaltetrykket} = h_1 - \frac{c^2}{2g} = 0 \text{ og } h_2 = 0,$$

$$c_2 = \sqrt{{c_1}^2 + {v_2}^2 - {v_1}^2},$$

men under Hensyn til Ledningsmodstandene i Hjulet maa der tilføjes en Hastighedscoefficient, der f. Ex. kan sættes = 0.96 ligesom for Ledeskovlerne. Der faaes da

$$c_2 = 0.96 \sqrt{{c_1}^2 + {v_2}^2 - {v_1}^2}.$$

Nu skal imidlertid ${c_2}^2 = {v_2}^2 + \omega^2$ altsaa c_2 lidt større end v_2. Indsættes $\beta = 2\alpha$ faaes imidlertid

$$c_1 = v_1$$

hvoraf

$$c_2 = 0.96 \; v_2$$

Vinklen β skal derfor ikke vælges $= 2\alpha$, men saaledes, at c_2 bliver lidt større end v_2. Dette fordrer, at $c_1 > v_1$, altsaa $\frac{c_1}{v_1} > 1$ eller, naar Værdierne indsættes, $\frac{\sin \alpha}{\sin(\beta - \alpha)} > 1$, hvilket

opnaaes ved at tage β lidt mindre end $2\,\alpha$. Ved Forsøg findes let en passende Værdi.

Axialturbiner. Ved disse faaes paa lignende Maade som ovenfor:

$$c = 0.96\sqrt{2gh_1}$$

hvor h_1 er Afstanden fra Tilløbsvandspejlet til Hjulets Overkant. I Forbindelse hermed haves ligesom overfor

$$v = c\,\frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin\beta} \text{ og } c_1 = c\,\frac{\sin\alpha}{\sin\beta}.$$

Nu vil Tyngden forøge Hastigheden i Hjulet saaledes, at hvis der ingen Ledningsmodstande vare i Hjulet, vilde $c_2{}^2 = c_1{}^2 + 2gd$. Paa Grund af Ledningsmodstandene sættes derimod

$$c_2 = 0.96\sqrt{c_1{}^2 + 2gd},$$

medens man skal have $c_2{}^2 = v^2 + \omega^2$,

altsaa c_2 lidt større end v.

For $\beta = 2\,\alpha$ bliver $c_1 = v$ og $c_2 = 0.96\sqrt{v^2 + 2gd}$, hvoraf sees, at c_2 for denne Værdi af β snart kan blive større og snart mindre end v eftersom den Hastighedsforøgelse, der skyldes Højden d, er større eller mindre end den Hastighedsformindskelse, der skyldes Modstandene. Ved smaa Fald vil d være forholdsvis betydelig, c_2 vil da blive for stor, hvorfor β maa tages lidt større end $2\,\alpha$, medens omvendt ved meget høje Fald maa tages β lidt mindre end $2\,\alpha$ forat c_2 ikke skal blive for lille. Den rette Værdi findes lettest ved at prøve sig frem.

Trykturbinerne adskille sig i deres Udseende fra de tilsvarende Reaktionsturbiner væsentlig derved, at medens disse have Dimensionerne e_1 og e_2 ganske eller omtrent ligestore, saa bør ved Trykturbiner e_2 være langt større end e_1, ofte 2 à 3 Gange saa stor, saa at Hjulet altsaa breder sig stærkt henimod Udløbet. Grunden hertil er den, at ved Trykturbiner har ikke blot Hastighed c sin største Værdi, saa at Vandets Indløbsareal, og altsaa e_1 bliver lille, men tillige er, som tidligere fundet, Hjulets Omløbshastighed Minimum og ligesaa c_2, saa at altsaa Udløbsarealet bliver stort, hvilket fordrer, at e_2 gjøres stor, da ellers $\angle\,\delta$ og derved ω maatte være store. Iøvrigt mærkes:

Hjulskovlene maa være tynde, og deres Rande temmelig skarpe paa den mod Ledeapparatet vendte Ende, da ellers Tabet paa Grund af Stødet vilde blive stort, idet c_1 er stor.

Hjulet gjøres rigelig stort, da det ikke behøver at fyldes helt af Vandet. Det kan f. Ex. indrettes til at modtage 10 à 12 % mere end den foreliggende Maximumsvandmængde, undertiden gjøres det endnu større. I alle Tilfælde vil en Regulering kunne ske ved at indskrænke Ledeskovlekanalerne eller helt lukke et vist Antal af dem, uden at Vandets Virkning lider nogen væsentlig Forandring derved, og uden at Virkningsgraden væsentlig aftager.

Vinklen α vælges, som ved Reaktionsturbinerne, mellem 15 og 30°, Konstanten $t = 4$ à 5, e_1 og e_2 beregnes efter (51) og (52), og iøvrigt har Constructionen ingen Vanskelighed.

For Partialturbiner med Indløb paa $\frac{1}{n}$ af Omkredsen tilføjes i Tælleren i (51) og (52) Faktoren n.

Skovlernes Antal tages temmelig stort, for at Vandet kan ledes tilstrækkeligt, dog maa Afstanden mellem dem maalt paa Hjulperiferien ikke være mindre end $1\frac{1}{2}$ à 2″, da de ellers let forstoppes.

Virkningsgraden vil, med god Construktion, ligge mellem de samme Grændser som ved Reaktionsturbinerne.

Dampmaskinens Beregning.

66. I den tekniske Mekanik er det godtgjort, at naar en Luft- eller Dampmasse, ligegyldig af hvad Beskaffenhed, undergaar en Kredsproces, saaledes at den 1) udvider sig under konstant Temperatur, T_1, hvilket opnaaes ved at en Varmemængde Q_1 tilføres; derpaa 2) udvider sig uden Varmetilførsel, hvorved Temperaturen synker til T_3; saa 3) sammentrykkes, medens Temperaturen holdes konstant, hvilket opnaaes ved Bortførsel af Varmen Q_3; og endelig 4) sammentrykkes uden Tilførsel eller Bortførsel af Varme indtil Temperaturen derved er steget til den oprindelige Værdi T_1, og tillige Overgangene fra den ene Periode til den anden ere valgte saaledes, at Luften ender med at have ikke blot samme Temperatur, men ogsaa samme Volumen som oprindelig (Carnots Kredsproces), saa vil den i Overskud forbrugte Varmemængde, $Q_1 - Q_3$, være ækvivalent med det i Overskud udviklede Arbejde, saaledes at:

$$K = \frac{1}{A}(Q_1 - Q_3),$$

hvor $A = \frac{1}{1350}$ (dansk Maal og Vægt). Det er endvidere godtgjort, at for en Vægtenhed Fluidum kan K skrives

$$K = \frac{Q_1}{A\,T_1}(T_1 - T_3), \quad \ldots\ldots\ldots \quad (55)$$

hvor T_1 altsaa er den højeste, T_3 den laveste Temperatur i Kredsprocessen. Tillige er det godtgjort, at K er den største Arbejdsmængde, der overhovedet kan frembringes ved nogensomhelst Kredsproces med samme Q_1 og samme Grændser T_1 og T_3 for Temperaturen, uden Hensyn til hvad Slags Luft- eller Dampart, der har udført Kredsprocessen.

Dette kan ligefrem overføres paa Dampmaskinens Theori: Er nemlig T_1 den højeste Temperatur af Dampen, svarende til Spændingen i Kjedlen; T_3 den laveste Temperatur, som kan tilvejebringes i Fortætteren, saa vil ovenstaaende Formel give den Arbejdsmængde K, som kunde faaes af en ideal Dampmaskine, hvori Dampen virkede paa den absolut hensigtsmæssigste Maade og som desuden var fri for skadelig Rum, Friktionsmodstand o. s. v. Størrelsen K har altsaa samme Betydning for Dampmaskinen, som den absolute Arbejdsmængde ($\gamma\, Q\, H$) har for hydrauliske Motorer. Analogien bliver endnu mere fremtrædende, naar der i Udtrykket $\gamma\, Q\, H$ indføres øvre og nedre Vandspejls Højder H_1 og H_3 over Havets Overflade. Derved faaes nemlig $H = H_1 - H_3$ og

Vandets absolute Arbejdsmængde $= \gamma\, Q\, (H_1 - H_3)$,

medens for Dampmaskinen haves $K = \frac{Q_1}{A T_1}\,(T_1 - T_3)$.

Faldet i Temperatur $(T_1 - T_3)$ svarer altsaa til Faldet i Højde $(H_1 - H_3)$, medens Størrelsen $\left(\frac{Q_1}{A T_1}\right)$ svarer til Vandets Vægt $\gamma\, Q$. Denne sidste er jo den samme, hvad enten Vandet befinder sig foroven eller forneden, og analogt dermed er ogsaa $\frac{Q_1}{A T_1} = \frac{Q_3}{A T_3}$. Konstant.

Vilde man nu tænke sig en Maskine, hvori Dampen skulde udføre en saadan Kredsproces, saa kunde det ske paa følgende Maade:

Under Stemplet S i en Cylinder (Fig. 156) findes en vis Mængde Vand, som fuldstændig udfylder Rummet under Stemplet, og som har Temperaturen T_1. Der tilføres Varme, hvorved Vandet fordamper og Stemplet drives frem, medens Temperaturen T_1 holdes konstant, idet der sørges for, at Modstanden mod Stemplets Bevægelse svarer til Dampens Tryk ved denne Temperatur. Netop naar alt Vandet er fordampet ophører Varmetilførslen, men Stemplet skal gaa videre, medens Dampen expanderer, og Trykket synker; Temperaturen vil da ligeledes synke, indtil den laveste Værdi T_3 er naaet, hvortil svarer Trykket p_3. Derefter trykkes Stemplet ind, medens der sørges for, ved Afkjøling at holde Temperaturen konstant $= T_3$ (og altsaa Trykket

$= p_3$), indtil et vist Punkt er naaet, afpasset netop saaledes, at man ved nu at ophøre med Varmebortførslen og trykke Stemplet ind det øvrige Stykke, faar al Dampen fortættet til Vand, medens Temperaturen stiger til T_1 og Trykket til p_1, hvorpaa samme Proces kan gjentages for næste Dobbeltslag og saa fremdeles.

En saadan Kredsproces kan ikke tilvejebringes i en virkelig Dampmaskine, da man ikke kan lade hele Virkningen foregaa i samme Rum (Dampcylindren), fordi dennes Vægge i saa Fald skulde afkjøles og opvarmes for hvert Slag. Virkningen deles derfor, saa at Fordampningen ved konstant Temperatur T_1 foregaar i Kjedlen, Udvidelsen i Dampcylindren og Afkjølingen i Fortætteren, hvorimod Processens sidste Del, Sammentrykningen uden Bortførsel eller Tilførsel af Varme, der skulde bringe Temperaturen fra T_3 til T_1 bortfalder, og istedet derfor fortættes al Dampen ved Afkjøling til Vand af $T_3°$, som saa indpumpes i Kjedlen og atter ved Varmetilførsel bringes op til Temperaturen T_1.

Denne Ændring af Virkningen er selvfølgelig ikke uden Indflydelse paa Størrelsen af den Arbejdsmængde, som faas af en vis tilført Varmemængde Q_1, og det Tab, som derved lides, maa siges at være begrundet i selve Princípet for Dampmaskinen, da det ikke, saaledes som Tabet ved Friktion, skadeligt Rum o. s. v. lader sig formindske ved rent-constructive Forbedringer ved Dampmaskinen.

Kredsprocessen i en virkelig Dampmaskine vil, naar der bortsees fra skadeligt Rum, Rørmodstande, Varmetab til Omgivelserne, Varmemeddelelse til og fra Cylindervæggene, o. s. v., i Hovedtrækkene kunne tænkes at ske paa følgende Maade: Dampen dannes i Kjedlen med Temperaturen T_1 og Trykket p_1 (se Fig. 157). Med dette Tryk virker den i Cylindren under den første Del af Slaget, derpaa afspærres, og Dampen udvider sig uden Varmetilførsel under aftagende Tryk og Temperatur, indtil Slagets Ende, og hvis der skal udvikles det fulde Arbejde ved Expansionen, maa denne drives saa vidt, at Dampen ender med samme Tryk og Temperatur, som findes i Fortætteren. Til denne ledes nu Dampen, og fortættes til Vand, medens Stemplet gaar tilbage under det konstante Mod-

tryk p_3. Derpaa indledes frisk Damp, Trykket stiger pludselig til p_1, og et nyt Dobbeltslag begynder. Den betragtede Kredsproces er dog ikke sluttet, før den fortættede Vandmængde er pumpet ind i Kjedlen og opvarmet til $T_1°$. Det udviklede Arbejde er fremstillet ved Arealet $a\,b\,c\,d\,e$, hvis vandrette Ordinater paa sædvanlig Maade fremstille Trykkene.

Paa Figuren er der for Simpelheds Skyld kun vist een Pumpe, der samtidig virker baade som Luft- og Fødepumpe. Det kan vel ikke bruges i Virkeligheden, da der altid haves dels noget Tab af Damp, dels Indtrængen af Luft gjennem Utætheder o. s. v., men uden saadanne Bihensyn kunde det tænkes, hvis der brugtes Overfladefortætter.

Ved Maskiner uden Fortætning, som slippe Dampen lige ud i Luften, bliver Forholdet det samme, som om der havdes en Fortætter, hvori Spændingen var Atmosfærens. Kredsprocessen bliver altsaa ogsaa for saadanne Maskiner den ovenfor beskrevne, naar kun p_3 regnes lig Atmosfærens Tryk og altsaa $T_3 = 100° + 273$.

Sammenlignes Kredsprocessen Fig. 156 med den paa Fig. 157, sees, at der er udviklet mere Arbejde af samme Dampmængde i Processen Fig. 157 end i den Carnotske Proces, men samtidig maa det erindres, at medens Carnots Kredsproces kun brugte Varmemængden Q_1 som tilførtes paa Vejen $a\,b$, saa medgik der i den anden Proces yderligere en Varmemængde til at opvarme det fortættede Vand fra $T_3°$ til $T_1°$. En nærmere Undersøgelse vil vise, hvad der ogsaa maatte ventes, at Merudviklingen af Arbejde er dyrt betalt med Merforbruget af Varme.

Der lides følgelig et uundgaaeligt Tab derved, at Kredsprocessen afviger fra Carnots, og en nærmere Beregning paa Grundlag af de almindeligst brugte Temperaturgrændser viser, at Tabet sædvanlig er 6 à 8 %, og kun ved Højtryksmaskiner uden Forvarmer (hvor altsaa Kjedlen forsynes med koldt Vand) stiger til 19 %.

Dette er altsaa det hele Tab, der skyldes Dampmaskinens Princip; det er kun lille i Sammenligning med de Tab, der skyldes Ufuldkommenheder ved Construktionen, og som kunne beløbe sig til langt over 50 %. Resultatet af denne Undersøgelse bliver altsaa følgende:

Noget væsentlig større Udbytte af Varmen kan ikke ventes ved nogensomhelst Forandring i Princípet for Dampens Virkning i Dampmaskinen, ligesaalidt som ved istedetfor Vanddamp at bruge et andet luft- eller dampformigt Stof (Varmluftsmaskiner, Gasmaskiner); Besparelse kan kun opnaaes ved at forøge «Faldet i Temperaturen», altsaa bruge større Spænding i Kjedlen (og mindre i Fortætteren) samt ved saadanne constructive Forbedringer, som kunne formindske Indflydelsen af Ufuldkommenheder, der ikke umiddelbart vedrøre selve Kredsprocessen.

Saadanne Ufuldkommenheder ere navnlig følgende:

a) Den ufuldstændige Expansion. Ved Kredsprocessen Fig. 157 forudsattes det, at Expansionen blev drevet saa vidt, at Dampens Spænding derved sank til p_3. Dette vilde i Virkeligheden være ufordelagtigt, thi som Diagrammet viser, udvikles der paa den sidste Del af Stempelslaget kun meget lidt Arbejde, medens naturligvis de skadelige Modstande vedblive at virke med omtrent uforandret Styrke, og man vil følgelig have Tab istedetfor Fordel af at medtage den yderste Spids ved c af Diagrammet Fig. 157. Man offrer altsaa denne, afbryder Expansionen ved et større Tryk end p_3 og lader Dampen gaa med dette større Tryk til Fortætteren.

b) Det skadelige Rum. Herved forstaaes som bekjendt det Volumen, som er tilbage, naar Stemplet staar ved Enden af sin Bane. Dette Rum er fyldt med svag spændt Damp, og skal nu fyldes med frisk Kjedeldamp, før Stemplet kan drives frem til næste Slag. Denne Dampmængde er hovedsagelig at betragte som tabt, dog faaes noget af dens Arbejde igjen under Expansionen, idet den bevirker, at Spændingen synker langsommere, end den ellers vilde.

Tabet paa Grund af det skadelige Rum kan formindskes noget ved at afspærre Vejen til Fortætteren før Slaget er helt tilende. Dampen foran Stemplet comprimeres da paa Resten af Vejen, og dens Spænding voxer derved. Blev Compressionen drevet saa vidt, at Spændingen ved Slagets Slutning var = Kjedelspændingen, vilde der intet Tab lides. Maskinen kom rigtignok da til at udvikle en ringere Arbejdsmængde pr. Slag

end uden Compression, men Dampforbruget vilde ogsaa være sunket, og det i stærkere Forhold.

c) Ledningsmodstandene. For at bringe Dampen til at gaa fra Kjedlen til Cylindren og derfra til Fortætteren, maa Cylindertrykket under Fyldningen være mindre end Kjedeltrykket, og Trykket paa Afstrømningssiden større end Fortættertrykket. Tryktabene blive smaa, naar der bruges vide Rør, og naar der sørges for, at Fordelingsapparatet holder Dampvejene saavidt mulig helt aabne i den Tid, de skulle være aabne, og lukker dem pludselig. Imidlertid maa dog som oftest Cylindertrykket holdes noget lavere end Kjedeltrykket ved Hjælp af Drøvlklappen, da det paa Grund af Modstandenes Uregelmæssigheder kan være nødvendig at have nogen Reservekraft.

d) Friktionsmodstandene i Maskinen hidrøre væsentligst fra Axlens, Stemplets, Glidernes og Stoppebøssernes Friktioner.

e) Pumpernes Modstande kunne let beregnes, naar Vandmængden og Løftehøjden kjendes.

Foruden det Arbejdstab, som de nævnte Omstændigheder medføre, lides ogsaa et Tab af Damp ved Fortætning i Cylindren. Cylindervæggene ere jo nemlig gode Varmeledere, og som Følge deraf afkjøles de under Expansionen, og naar nu næste Gang Damp indledes, fortætter der sig saa meget Vand derpaa, at Væggen atter opvarmes til henimod Kjedeltemperaturen. Nu paafølger Expansionen, hvorved Temperaturen synker; derved vil noget af dette Vand, samt noget af de Vandstænk, som Dampen fører med sig fra Kjedlen, gjenfordampe, idet Cylindervæggene derved atter afgive deres Varme, saa at der altsaa sluttelig bliver mere Damp tilstede i virkelig Dampform, end der vilde være i en ikke varmeledende Cylinder, og Indikatoren vil derfor vise, at Spændingen under Expansionen aftager mindre stærkt, end det efter Beregningen kunde ventes, saa at der udvikles mere Arbejde. Forholdet bliver altsaa paa Grund af denne Gjenfordampning det samme, som om Glideren var utæt eller omtrent det samme som om der var større skadeligt Rum. Indikatorcurven svarende til Expansionen viser sig ogsaa at ligge over den, der svarer til Udvidelse uden Til-

førsel eller Bortførsel af Varme, og nærme sig til den, der svarer til Udvidelse efter Mariottes Lov.

Haves Damptrøje om Cylindren vil Afkjølingen tildels blive hindret, der fortætter sig da ikke saa meget Vand derpaa under Indstrømningen, men Gjenfordampningen under Expansionen vil derimod blive stærkere end før, saa at Indikatorcurven endog kan komme til at ligge over den Curve, der svarer til Mariottes Lov. Damptrøjen giver altsaa større Arbejdsudvikling og mindre Damptab i Cylindren, men naturligvis tillige et særligt Dampforbrug i Trøjen.

Beregning af det indicerede Arbejde i en Maskine med 1 Cylinder.

67. I Dampens Virkning under 1 Stempelslag vil der være at skjælne mellem flere Perioder og navnlig haves:

Bag Stemplet:

Indstrømning af Damp fra Kjedlen,

Expansion indtil henimod Slutningen af Slaget og

Afstrømning af Dampen under det sidste lille Stykke af Slaget.

Foran Stemplet:

Dampafstrømning til Fortætteren eller til det Frie under største Delen af Slaget, derefter

Compression af Dampen indtil Slaget næsten er forbi, og endelig

Indstrømning af frisk Damp under den sidste lille Del af Slaget.

For hver af disse Perioder maa den udviklede eller forbrugte Arbejdsmængde beregnes, hvorefter Summen af de udviklede minus Summen af de forbrugte Arbejdsmængder giver det indicerede Arbejde. Følgende Betegnelser indføres:

F = Stempelarealet i Kvadrattommer.

s = Stempelslagets Længde; D = Diametren i Tommer.

$m\,s\,F$ = Volumen af det skadelige Rum, heri indbefattet Volumen af Dampveje o. s. v. som efter Afspærringen ere i Forbindelse med den expanderende Damp i Cylindren.

s_1 = Stemplets Vej før Afspærringen, altsaa ved Expansionens Begyndelse.

s_2 = Stemplets Vej ved Compressionens Begyndelse.

s_3 = Stemplets Vej ved Expansionens Ophør altsaa Begyndelsen af Dampens Afstrømning fra Stemplets Bagside til Fortætteren eller til det Frie.

s_4 = Stemplets Vej ved Compressionens Ophør, altsaa Begyndelsen af frisk Kjedeldamps Indstrømning foran Stemplet.

Fremdeles betegner:

p = Kjedelspændingen.

p_1 = Middeltrykket bag Stemplet under Indstrømningen.

p_2 = Trykkets Værdi bag Stemplet ved Indstrømningens Ophør altsaa ved Expansionens Begyndelse. Man har altid $p_2 < p_1$ fordi Dampvejen indsnævres før den helt lukkes.

p_3 = Middelværdien af Trykket bag Stemplet under Dampens Afstrømning paa det sidste Stykke af Slaget.

p_4 = Middeltrykket af Dampen foran Stemplet under Afstrømningen.

p_5 = Trykket foran Stemplet ved Compressionens Begyndelse.

Alle disse Tryk angives i Atmosfærer og endelig er $a = 14.14$ det Tal, hvormed p'erne skulle multipliceres for at give Trykket i Pund paa Kvadrattommen.

For almindelige Maskiner uden Damptrøje om Cylindren kan der regnes, som om Udvidelsen foregik uden Tilførsel af Varme, og Gjenfordampningens Indflydelse medtages ved at regne det skadelige Rum noget større, end det virkelig er. Man finder:

Under Indstrømningen udvikles paa Stemplets Bagside Arbejdet

$$K_1 = a p_1 s_1 F \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (56)$$

Under Expansionen udvikles et Arbejde, som afhænger af den Lov, hvorefter Trykket varierer med Volumen. Ifølge teknisk Mekanik (Pag. 352, Formel 123) kan denne Lov tilnærmende udtrykkes ved

$$p v^r = \text{Konstant},$$

hvilket fører til, at Damp af Spænding p_1 Volumen v_1 giver ved at udvide sig til Volumen v_2 Arbejdet (teknisk Mekanik, Formel 125)

$$\frac{p_1 v_1}{r-1}\left(1-\left(\frac{v_1}{v_2}\right)^r-1\right)$$

Størrelsen r vil for mættet vandfri Damp være 1.135.

Denne Formel skal anvendes her. Trykket ved Expansionens Begyndelse er p_2, Volumen $(s_1 + m s) F$ og Slutningsvolumen $(s_3 + m s) F$, men da det fra Kjedlen medrevne Vand, saavelsom det Vand, der er dannet ved Fortætning i Cylindren ved Gjenfordampning virker, som om det skadelige Rum var større, sættes istedetfor m i Formlen ξm hvor $\xi > 1$. Nu faaes altsaa Arbejdet K_2 under Expansionen:

$$K_2 = F s \frac{a p_2}{0.135}\left(\frac{s_1}{s} + \xi m\right)\left[1 - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{0.135}\right], \quad . \quad (57)$$

hvor $\varepsilon = \dfrac{\frac{s_3}{s} + \xi m}{\frac{s_1}{s} + \xi m}$ er Expansionsgraden d. v. s. Forholdet mellem Volumen af Dampen efter og før Expansionen (altsaa $\varepsilon > 1$).

Under Afstrømningen fra Stemplets Bagside udvikles Arbejdet:

$$K_3 = a p_3 F s \left(1 - \frac{s_3}{s}\right). \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (58)$$

Paa Forsiden af Stemplet blive følgende Arbejdsmængder forbrugte:

Under Afstrømningen bruges Arbejdet

$$K_4 = a p_4 F s_2. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (59)$$

Under Compressionen, der regnes at foregaa efter Loven $p v^r =$ Konstant, begynder Trykket med Værdien p_5, Volumen med $F(s + m s - s_2)$ og Slutningsvolumen $F(s + m s - s_4)$. Dampen vil ende med at være omtrent vandfri, saa at $r = 1.135$ gjælder. Der bruges Arbejdet:

$$K_5 = a \frac{p_5}{0.135} F s \left(1 + m - \frac{s_2}{s}\right)\left(\varepsilon_1^{\,0.135} - 1\right) \quad . \quad (60)$$

hvor $\varepsilon_1 = \dfrac{1 + m - \frac{s_2}{s}}{1 + m - \frac{s_4}{s}}$ er Compressionsgraden, d. v. s. Forholdet mellem Begyndelses- og Slutningsvolumen, altsaa $\varepsilon_1 > 1$. Endelig haves det Arbejde, som forbruges under den friske Damps Indstrømning foran Stemplet. Det bliver

$$K_6 = a p_1 F s \left(1 - \frac{s_4}{s}\right) \quad \ldots\ldots\ldots \quad (61)$$

idet Trykket er regnet $= p_1$, hvilket maaske er noget højt, men Perioden er saa kort, at en lille Fejl her er uden Betydning. Nu haves hele det udviklede Arbejde paa Stemplets Bagside:

$$K_1 + K_2 + K_3 =$$

$$asF\left[p_1\frac{s_1}{s} + \frac{p_2}{0.135}\left(\frac{s_1}{s} + \xi m\right)\left(1 - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{0.135}\right) + p_3\left(1 - \frac{s_3}{s}\right)\right] = asFp_m,$$

hvor p_m er Middeltrykket paa Stemplets Bagside.

Ligeledes faaes det paa Stemplets Forside brugte Arbejde:

$$K_4 + K_5 + K_6 =$$

$$asF\left[p_4\frac{s_2}{s} + \frac{p_5}{0.135}\left(1 + m - \frac{s_2}{s}\right)\left(\varepsilon_1^{\,0.135} - 1\right) + p_1\left(1 - \frac{s_4}{s}\right)\right] = asFp_f,$$

hvor p_f er Middeltrykket paa Stemplets Forside.

Herved faaes det indicerede Arbejde K_i nemlig:

$$K_i = K_1 + K_2 + K_3 - (K_4 + K_5 + K_6) = asF(p_m - p_f)$$

eller:

$$K_i = asF\left[\begin{array}{l} p_1\frac{s_1}{s} + \frac{p_2}{0.135}\left(\frac{s_1}{s} + \xi m\right)\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{0.135}}\right) + p_3\left(1 - \frac{s_3}{s}\right) \\ -p_4\frac{s_2}{s} - \frac{p_5}{0.135}\left(1 + m - \frac{s_2}{s}\right)\left(\varepsilon_1^{\,0.135} - 1\right) - p_1\left(1 - \frac{s_4}{s}\right) \end{array}\right] \quad (62)$$

hvilket kan skrives

$$K_i = asFp_i \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (63)$$

hvor p_i er det indicerede Middeldifferenstryk, hvis Værdi er Størrelsen indenfor den store Parenthes.

Dette Udtryk er vidtløftigt at bruge, hvorfor det saavidt mulig maa gjøres simplere. Det kan ske under Hensyn til, at dels flere af de deri indgaaende Forhold kun ere lidet forskjellige ved alle almindelige Dampmaskiner, og da navnlig ved Dampmaskiner med Gliderstyring, og dels at disse Forhold kun have ringe Indflydelse paa Værdien af p_i, saa at en ringe Fejl i deres Bestemmelse er uden væsentlig Betydning. Saadanne Forhold tillægges da passende Middelværdier og den tilsvarende Del af Regningen udføres engang for alle.

Trykket p_1 tages saa stort som Omstændighederne tillade,

og er saa at betragte som en given Størrelse. Det maa altid være saa meget mindre end Kjedeltrykket, som der behøves for at overvinde Ledningsmodstandene og have en passende Reservekraft.

For Maskiner med ikke variabel Expansion tages som Middelværdi

$$p_1 = 0.8\, p, \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (64)$$

lidt mindre eller lidt større eftersom de tilhørende Arbejdsmaskiners Modstand er mer eller mindre variabel.

For Maskiner med variabel Expansion (f. Ex. med Meyers Expansionsglider) tør der tages omtrent

$$p_1 = 0.85\, p, \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (64_a)$$

lidt mindre eller lidt større efter Arbejdsmaskinernes Natur.

Endelig kan ved Maskiner med selvvirkende variabel Expansion styret ved Regulatoren, tages

$$p_1 = 0.9\, p \text{ à } 0.95\, p \ldots\ldots\ldots \quad (64_b)$$

Trykket p_2 kan efter Völckers Forsøg sættes til $0.95\, p_1$.

Trykket p_3 vil altid være betydelig større end p_4 paa Grund af, at Afstrømningskanalen kun er aabnet lidt i den tilsvarende Periode. Der sættes $p_3 = 1.5\, p_4$. Iøvrigt vil en Fejl i p_3 være uden stor Betydning, da denne Periode er meget kort.

Trykket p_4 bliver lidt større end Trykket i Fortætteren eller i den frie Luft, paa Grund af Ledningsmodstandene. Der sættes

for Maskiner uden Fortætning $p_4 = 1.1$ Atmosfærer,
for Maskiner med Fortætning $p_4 = 0.2$ do.

Trykket p_5 tages $= 1.1\, p_4$.

Endvidere kan der antages visse Middeldimensioner af Fordelingsglideren, og grundet derpaa beregnes $\frac{s_2}{s}$, $\frac{s_3}{s}$ og $\frac{s_4}{s}$. De Forskjelligheder, der kunne være i Glidernes Indretning ved sædvanlige Maskiner, have nemlig kun ringe Indflydelse paa de nævnte Størrelser. Man har saaledes taget (G. Schmidt):

Forspringsvinklen $= 20°$.
Indre Dækning $= \frac{1}{4}\, r$, hvor r er Excentriciteten.
Ydre Dækning $= \frac{1}{12}\, r$.

Derved findes

$$\frac{s_2}{s} = 0.9540.$$

$$\frac{s_3}{s} = 0.9825.$$

$$\frac{s_4}{s} = 0.9977.$$

Desuden findes $\frac{s_1}{s} = 0.9120$, som altsaa er den største Fyldningsgrad, der kan faaes med den valgte Glider. For det skadelige Rum sættes i Reglen

$$m = 0.05,$$

og Coefficienten ξ bliver omtrent $\xi = 1.6$, altsaa $\xi m = 0.08$.

Derved faaes Compressionsgraden:

$$\varepsilon_1 = 1.835,$$

og Expansionsgraden

$$\varepsilon = \frac{1.0625}{\left(\frac{s_1}{s}\right) + 0.08}.$$

Ved Indførelsen heraf i Udtrykkene for p_m og p_f faaes

$$p_m = \left[\frac{s_1}{s} + 7.04\left(\frac{s_1}{s} + 0.08\right)\left(1 - \left(\frac{\frac{s_1}{s} + 0.08}{1.0625}\right)^{0.135}\right)\right] p_1 + 0.0263\, p_4,$$

og

$$p_f = 0.0023\ p_1 + 1.0208\ p_4,$$

hvoraf atter faaes $p_i = p_m \div p_f$, som alene vil afhænge af p_1, p_4 og Fyldningsgraden $\frac{s_1}{s}$.

$$p_i = \left[\frac{s_1}{s} + 7.04\left(\frac{s_1}{s} + 0.08\right)\left(1 - \left(\frac{\frac{s_1}{s} + 0.08}{1.0625}\right)^{0.135}\right) - 0.0023\right] p_1 - 0.9945\ p_4 \quad (65)$$

Coefficienten til p_1 er her alene afhængig af Fyldningsgraden $\frac{s_1}{s}$ og Coefficienten til p_4 er meget nær ved 1. Man kan da sætte

$$p_i = f p_1 - p_4 \ldots\ldots\ldots\ (66)$$

For Maskiner med Damptrøje regnes Expansionen at ske efter Mariottes Lov, altsaa efter Loven:

$$p.v = \text{Konstant}.$$

Naar da Udvidelsen sker fra Volumen v_1 Tryk p_1 til Volumen v_2 faaes udviklet Arbejdet (teknisk Mekanik)

$$p_1 \; v_1 \; l \left(\frac{v_2}{v_1}\right)$$

hvor l betyder den naturlige Logarithme.

Iøvrigt gaaes frem paa samme Maade som ovenfor, hvorved Udtrykkene for K_1, K_3, K_4, K_5 og K_6 blive uforandrede, medens K_2 bliver

$$K_2 = a p_2 F s \left(\frac{s_1}{s} + m\right) l \left(\frac{\frac{s_3}{s} + m}{\frac{s_1}{s} + m}\right), \quad \ldots \quad (57_a)$$

men naar nu Udtrykket for K_i dannes, og de tidligere antagne Værdier for p_2, p_3, p_5, $\frac{s_2}{s}$, $\frac{s_3}{s}$, $\frac{s_4}{s}$ samt m indsættes, faaes et Udtryk af samme Form som før:

$$p_i = f p_1 - p_4, \quad \ldots \ldots \ldots \quad (66)$$

hvor dog f har en lidt anden Værdi.

For Maskiner med Præcisionsstyring, navnlig Corlissmaskiner, hvor Expansionen varieres af Regulatoren, og det skadelige Rum er meget lille, gjælder vel den foregaaende Udvikling og altsaa Formlen (66), men m faaer en mindre Værdi end 0.05, sædvanlig $m = 0.015$ à $m = 0.03$, og paa Grund af den pludselige Afspærring bliver p_2 forholdsvis større, nemlig $p_2 = 0.99\, p_1$, hvorved altsaa ogsaa f i (66) faar en anden Værdi.

Ved at tillægge Fyldningsgraden $\frac{s_1}{s}$ en Række Værdier ere følgende Værdier af f beregnede:

For almindelige Maskiner:

Fyldningsgrad $\frac{s_1}{s}$	0.912	0.80	0.70	0.60	0.50	0.40	0.333
Uden Damptrøje $f =$	0.975	0.954	0.923	0.879	0.818	0.741	0.679
Med Damptrøje $f =$	0.976	0.956	0.928	0,886	0.828	0.754	0.694

Fyldningsgrad $\frac{s_1}{s}$	0.30	0.25	0.2	0.15	0.125	0.10
Uden Damptrøje $f =$	0.645	0.587	0.523	0,450	0.410	0.368
Med Damptrøje $f =$	0.660	0.602	0.536	0.462	0.420	0.374

For Corlissmaskiner og lignende:

Fyldningsgrad $\frac{s_1}{s} =$	0.25	0.20	0.15	0.125	0.10	0.07
$m = 0.015$, $f =$	0.596	0.524	0.442	0.394	0.344	0.274
$m = 0.03$, $f =$	0.604	0.536	0.456	0.410	0.362	0.296

Maskinens Modstande.

68. Det effektive Arbejde, Nyttearbejdet, K_n, er altid mindre end K_i paa Grund af Maskinens egne Modstande. Disse Modstande voxe med Maskinens Nyttemodstand, men forsvinde ikke med denne, hvorfor de i Reglen udtrykkes ved 2 Led, af hvilke det ene er uafhængigt af Nyttelasten og det andet kan regnes at voxe med 1ste Potens deraf.

Det af Nyttelasten uafhængige Led kan bestemmes ved at lade Maskinen gaa ubelastet, saa at den kun har sine egne Modstande at overvinde. Det indicerede Middeltryk vil da netop svare til det søgte Led. Den tomme Maskines Modstande hidrøre væsentlig fra 3 Kilder:

1) Axlens Gnidningsmodstand i Lejerne, hvorved Svinghjulets Vægt har overvejende Betydning.

2) Gnidningsmodstanden ved Stempel, Glidere, Stoppebøsser o. s. v.

3) Pumpernes, og da navnlig Luftpumpens og Koldvandspumpens Modstande. Disse Modstande findes naturligvis kun ved Fortætningsmaskiner.

De forskjellige Modstande indføres simplest i Regningen ved at angive det Tryk (i Atmosfærer) paa Stemplet, som behøves til deres Overvindelse.

For Trykket p_g til at overvinde Gnidningsmodstanden 1) og 2) for den tomt gaaende Maskine have Völckers Forsøg givet

$$p_g = 0.0033 \frac{V}{D^2} + \frac{0.95}{D}, \quad \ldots\ldots\ldots (67)$$

hvor V er Svinghjulets Vægt, D Stempeldiametren i Tommer.

Pumpernes Modstande hidrøre mest fra Luftpumpen og dernæst fra Koldvandspumpen. For denne sidste Pumpes Vedkommende vil Modstanden afhænge af Højden h, hvortil Vandet oppumpes. Naar denne Højde angives i Fod faaes Trykket p_l til at drive Pumperne (if. Völcker)

$$p_l = 0.034 + 0.00063\ h.$$

Højden h er kun undtagelsesvis saa stor som 30′ eller derover; sættes for Sikkerheds Skyld $h = 30$ faaes

$$p_l = 0.054. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (68)$$

For Maskiner uden Fortætning er selvfølgelig $p_l = 0$.

Den af Nyttelasten fremkaldte Forøgelse i Modstanden sættes proportional dermed. Er Trykket svarende til Nyttelasten p_n regnes Friktionens Forøgelse

$$= \delta p_n \text{ hvor } \delta = 0.13 \text{ à } 0.14. \ldots\ldots (69)$$

Den arbejdende Maskines samlede Modstande (nyttige saavelsom skadelige), angivne i Tryk paa Stemplet, skulle nu være lig p_i, altsaa

$$p_i = p_n (1 + \delta) + p_g + p_l, \ldots\ldots\ldots (70)$$

og da $p_i = f p_1 - p_4$ faaes

$$p_n = \frac{1}{1+\delta} (f p_1 - p_4 - p_g - p_l). \ldots\ldots (71)$$

For Maskiner uden Fortætning er p_4 i Reglen ikke større end 1.1, men for Sikkerheds Skyld regnes $p_4 = 1.15$. Desuden er $p_l = 0$ altsaa haves

$$p_n = \frac{1}{1+\delta} (f p_1 - 1.15 - p_g). \ldots\ldots (71_a)$$

Dette Udtryk kan bruges, naar Maskinens Dimensioner kjendes, saa at p_g kan beregnes, men ved en Maskine, som skal construeres fra Ny, kjendes ikke forud p_g. Udtrykket gives da hellere en anden Form, idet man sætter

$$p_n = \eta (f p_1 - 1.15) \ldots\ldots\ldots (71_b)$$

hvor da η imidlertid ikke er nogen konstant Størrelse for alle Maskiner. (se næste Side.)

For Maskiner med Fortætning sættes i (71) $p_l = 0.054$ og for Sikkerheds Skyld $p_4 = 0.3$ Atmosfærer, hvorvel det i Almindelighed kan bringes ned til 0.2. Man faaer da

$$p_n = \frac{1}{1+\delta} (f p_1 - 0.354 - p_g). \ldots\ldots (71_c)$$

istedetfor dette sættes ligesom før

$$p_n = \eta (f p_1 - 0.354), \ldots\ldots\ldots (71_d)$$

hvor η ligesom ovenfor varierer, navnlig efter Maskinens Størrelse.

For Maskiner saavel med som uden Fortætning kan i Almindelighed regnes følgende Værdier for η idet N er Nytte-arbejdet i Hestekraft:

$$\left.\begin{array}{|c|c|}\hline N<5 & \eta=\dfrac{N+5}{N+10} \\ \hline 5<N<45 & \eta=\dfrac{N+20}{N+32.5} \\ \hline 45<N\ \ldots & \eta=\dfrac{N+300}{N+366} \\ \hline \end{array}\right\} \quad \ldots\ldots (72)$$

Bestemmelsen af en Dampmaskines Dimensioner efter opgivet Nyttearbejde.

69. Før Maskinens Dimensioner kunne beregnes maa Kjedelspændingen, Fyldningsgraden $\frac{s_1}{s}$ og Stempelhastigheden fastsættes; ligesaa maa det afgjøres, om der skal haves Fortætning eller ikke. I Reglen vilde disse Forhold mer eller mindre være betingede af ydre Omstændigheder, og tildels forud givne, men for saavidt de kunne vælges vilkaarligt, maa følgende Omstændigheder tages i Betragtning.

Kjedeltrykket p tages stort, thi derved bliver Stempelarealet lille, Maskinen altsaa billigere at anskaffe og Dampforbruget vil ogsaa blive mindre. Ved faststaaende Kjedler bruges saaledes 4 à 7 Atmosfærers Differenstryk ($p = 5$ à 8), og ved Lokomotiver 10 Atmosfærers Differenstryk eller derover. p_1 bestemmes af p ifølge (64), (64_a) eller (64_b).

Om der skal bruges Fortætning eller ej, og hvad Fyldningsgrad der skal bruges, bestemmes under Hensynet til, at Bekostningen pr. Hestekraft i Timen skal blive saa lille som mulig. Denne Bekostning hidrører dels fra saadanne Udgifter, der omtrent ere uforandrede, enten Maskinen bruges meget eller lidt, saasom Forrentning og Amortisation af Anlægskapitalen o. lign., og dels fra Udgifter, der afhænge af den Tid, Maskinen arbejder, saasom Udgifter til Brændsel og Smørelse.

Tænkte man sig nu, at Maskinen kun brugtes nogle faa Timer om Aaret, vilde Udgifterne til Forrentning o. s. v. have overvejende Betydning; Maskinen burde da være saa simpel og billig som mulig, uden Hensyn til, om den ogsaa brugte mere Damp, den skulde altsaa have stor Fyldning og ingen Fortætning.

Som Modsætning hertil vil Udgifterne ved en Maskine, som

skal arbejde Nat og Dag hele Aaret rundt, væsentligst hidrøre Brændsel- og Smørelseforbruget, hvorfor en saadan Maskine bør indrettes saa dampbesparende som mulig, altsaa med en saa ringe Fyldning, at Dampen efter endt Expansionsvirkning ikke har større Tryk end Modtrykket + Maskinens egne Modstande, og endvidere maatte der arbejdes med Fortætning, hvis Maskinen blot var nogenlunde stor.

Imellem disse 2 Grændsetilfælde kunne alle andre Tilfælde indordnes, man vil da forstaa, at der maa afspærres desto tidligere:

1) Jo flere Timer om Aaret Maskinen arbejder,
2) Jo dyrere Brændslet er, og
3) Jo billigere Maskinen (med Kjedel o. s. v.) kan anskaffes.

Følgende Værdier af $\frac{s_1}{s}$ ere beregnede for 3600 Arbejdstimer om Aaret og iøvrigt efter Middelværdier for de deri indgaaende Størrelser.

Fordelagtigst Fyldningsgrad $\frac{s_1}{s}$ for almindelige encylindriske Maskiner.

Maskiner	uden Fortætning.				med Fortætning.			
Hestekraft $N =$	7	20	60	180	7	20	60	180
Begyndelsestrykket. $p_1 = 2$	»	»	»	»	0.33	0.30	0.25	0.23
$p_1 = 3$	0.41	0.40	0.39	0.38	0.30	0.25	0.23	0.20
$p_1 = 4$	0.33	0.32	0.31	0.30	0.25	0.22	0.20	0.17
$p_1 = 6$	0.30	0.25	0.23	0.20	0.22	0.20	0.18	0.14
$p_1 = 8$	0.27	0.23	0.20	0.17	0.20	0.18	0.15	0.12

For Maskiner med Præcisionsstyring vil der sædvanlig kunne bruges noget tidligere Afspærring, f. Ex. som efter nedenstaaende Tabel:

Fordelagtigst Fyldningsgrad $\frac{s_1}{s}$ for Maskiner med Præcisionsstyring.

Hestekraft $N =$	20	60	180
$p_1 = 3$	0.18	0.16	0.15
$p_1 = 4$	0.16	0.15	0.13
$p_1 = 6$	0.15	0.13	0.11
$p_1 = 8$	0.13	0.11	0.10

Hvorvidt der er Fordel ved at bruge Fortætning eller ej beror væsentlig paa de samme Forhold, der betinge en lille eller en stor Fyldning, idet Fortætningen giver Dampbesparelse, men fordyrer Maskinen. Tillige kommer dog Maskinens Størrelse og Kjedelspændingen i Betragtning, idet Anlægskapitalens Forøgelse pr. Hestekraft er størst ved smaa Maskiner, og Dampbesparelsen er desto mindre jo større Kjedeltrykket er. En Beregning har givet, at der endnu ved en Maskine paa 7 Hestes Kraft og 6 Atmosfærers absolut Tryk kan være Besparelse ved at bruge Fortætning (forudsat at der arbejdes 3600 Timer aarlig), men Besparelsen er dog i Nærheden af denne Grændse saa ringe, at man som oftest foretrækker Maskiner uden Fortætning selv ved langt ringere Tryk og større Hestekraft.

Stempelhastigheden varierer en Del, og navnlig er der en Bestræbelse til stadig at bruge større og større Stempelhastighed, idet en stor Stempelhastighed giver en mindre og altsaa billigere Maskine.

Nogen bestemt Regel for, hvad Stempelhastighed der skal bruges, lader sig neppe opstille for alle Tilfælde; Maskinens Bestemmelse vil i denne Henseende komme i Betragtning, navnlig om det er en hurtig eller langsom Omdrejningsbevægelse, der skal frembringes. Endvidere ville Balancemaskiner saavelsom andre Maskinformer, der ligesom denne have store frem- og tilbagegaaende Masser, kræve en ringe Stempelhastighed. Store Maskiner gives iøvrigt større Stempelhastighed end smaa, og endvidere ville Maskiner med stort Tryk p_1 være bedst egnede til stor Stempelhastighed.

I Almindelighed ligger Middelhastigheden imellem Grændserne 3 og 5 Fod i Secundet, men der er i enkelte Tilfælde brugt betydelig større Hastighed, endog indtil 18 Fod pr. Secund.

Skal der nu beregnes Dimensionerne af en Dampmaskine med Kjedeltryk p, Stempelhastighed i Fod pr. Secund $= c$, og som skal give en Nyttevirkning $= N$ Hestes Kraft findes først p_1 af (64), (64_a) eller (64_b); Fyldningsgraden $\frac{s_1}{s}$ bestemmes dernæst, f. Ex. efter Tabellen Pag. 213, hvis den ikke betinges af andre Grunde, hvorpaa f og η findes henholdsvis af Tabellerne Pag. 209 og af (72) og p_n beregnes af henholdsvis (71_b) eller (71_a) eftersom der arbejdes uden eller med Fortætning.

Derefter sættes

$$N = \frac{a\,F\,c\,p_n}{480}, \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (73)$$

hvoraf F kan findes.

Er nu Antallet af Omdrejninger givet, kan Stempelslagets Længde s bestemmes, ellers kan en af Størrelserne, Slaglængden s eller Antallet af Omdrejninger vælges vilkaarlig.

Maskinens Dampforbrug.

70. Ved Dampforbrugets Bestemmelse maa der skjælnes imellem det nyttige Dampforbrug, der ligefrem lader sig beregne, og Damptabet, som dels hidrører fra Spild ad Utætheder o. lign., men væsentligst fra det Vand, som enten rives med fra Kjedlen, eller fortætter sig ved Afkjøling i Cylindren og i Damprørene.

Det nyttige Dampforbrug kan findes saaledes: Ved Expansionens Begyndelse findes i Cylindren Dampmængden $F\,(s_1 + m\,s)$ til Spændingen p_2. Kaldes nu den tilsvarende Vægt pr. Kubiktomme σ_2 faaes Dampmængden udtrykt i Pund

$$F\,(s_1 + m\,s)\,\sigma_2.$$

Saameget Damp behøver Kjedlen dog ikke at levere pr. Slag, thi der var i det skadelige Rum en vis comprimeret Dampmasse, som før Compressionen havde Rumfanget $F(s - s_2 + m\,s)$ og dens Spænding var da p_5. Kaldes den dertilsvarende Vægt pr. Kubiktomme mættet Damp σ_5 faaes denne Damps Vægt

$$= F\,(s - s_2 + m\,s)\,\sigma_5.$$

Det hele nyttige Dampforbrug bliver da, naar som ovenfor sættes $m = 0.05$ og $\frac{s_2}{s} = 0.9540$

$$Fs\left[\left(\frac{s_1}{s} + 0.05\right)\sigma_2 - 0.096\,\sigma_5\right].$$

Heri kan dog σ_2 og σ_5 udtrykkes ved Vægten σ_1 pr. Kubiktomme af Damp til Spænding p_1, hvorved man med tilstrækkelig Tilnærmelse faar:

$$Fs\sigma_1\left[0.96\left(\frac{s_1}{s} + 0.05\right) - 0.12\,\frac{p_4}{p_1}\right],$$

og det nyttige Dampforbrug pr. Minut

$$S_n = 2\,n\,F\,s\,\sigma_1\left[0.96\left(\frac{s_1}{s}+0.05\right)-0.12\,\frac{p_4}{p_1}\right].$$

Damptabet kan kun bestemmes rent empirisk. Völcker har som Resultat af mange Forsøg fundet Tabet S_t i Pund pr. Minut i Middelværdi

$$S_t = 0.41\,D\sqrt{p_i},$$

altsaa det hele Dampforbrug i Pund pr. Minut

$$S = S_n + S_t = 2\,n\,F\,s\,\sigma_1\left[0.96\left(\frac{s_1}{s}+0.05\right)-0.12\frac{p_4}{p_1}\right]+0.41\,D\sqrt{p_i}. \quad (74)$$

Vægten af en Kubiktomme mættet Damp til forskjelligt Tryk findes angivet i nedenstaaende Tabel:

Trykket p_1 i Atmosfærer.	Dampens Vægt σ_1 i ℔ pr. Kubiktomm.	Trykket p_1 i Atmosfærer.	Dampens Vægt σ_1 i ℔ pr. Kubiktomm.
1.25	0.00002683	5.25	0.00010327
1.50	0.00003185	5.50	0.00010784
1.75	0.00003682	5.75	0.00011242
2.00	0.00004175	6.00	0.00011701
2.25	0.00004664	6.25	0.00012154
2.50	0.00005149	6.50	0.00012608
2.75	0.00005631	6.75	0.00013059
3.00	0.00006110	7.00	0.00013512
3.25	0.00006587	7.25	0.00013961
3.50	0.00007062	7.50	0.00014411
3.75	0.00007535	7.75	0.00014860
4.00	0.00008003	8.00	0.00015304
4.25	0.00008471	8.25	0.00015756
4.50	0.00008937	8.50	0.00016198
4.75	0.00009402	8.75	0.00016643
5.00	0.00009866	9.00	0.00017088

Høj- og Lavtryksmaskinens Beregning.

71. Som allerede nævnt, er Dampens Virkning i en saadan Maskine hovedsagelig den samme som i en Maskine med 1 Cylinder, nemlig dels en Virkning med det fulde Tryk p_1 og dels en Expansionsvirkning. Forsaavidt vilde Maskinen være ensgjældende med en encylindrisk Maskine, hvis Cylinder havde samme Størrelse som Lavtrykscylindren og som arbejdede med en saadan Fyldningsgrad, at Dampens hele Expansion var den samme som i Høj- og Lavtryksmaskinen.

I Enkelthederne er der dog Forskjel paa Virkningen i disse 2 Maskiner, navnlig maa fremhæves:

1) Til Skade for Høj- og Lavtryksmaskinen virker:

a. Rummet imellem de 2 Cylindre, altsaa det skadelige Rum i Lavtrykscylindren skal fyldes med Damp fra Høitrykscylindren, medens det kort i Forvejen havde været i Forbindelse med Fortætteren. Idet Dampen fylder dette Rum expanderer den, uden at afgive Arbejde, hvilket er et Tab.

b. Rørmodstandene i Kanalerne imellem Cylindrene bevirke, at Modtrykket i Højtrykscylindren bliver større pr. Arealenhed end Trykket bag paa Lavtrykscylindrens Stempel.

c. Paa Grund af de 2 Cylindre med Stempler, Stempelstænger, Stoppebøsser m. m. blive Gnidningsmodstandene noget forøgede.

2) Til Fordel for Høj- og Lavtryksmaskinen virker:

a. Dampspildet er væsentlig mindre end ved den encylindriske Maskine, fordi Højtrykscylindren ikke afkjøles saa meget, da den jo aldrig kommer i Forbindelse med Fortætteren. Det Nedslag af Vand paa Cylindervæggene, som havde en væsentlig Andel i Damptabet, formindskes altsaa her betydeligt.

b. Det skadelige Rum, som for hvert Slag skal fyldes med Kjedeldamp er forholdsvis lille, da selve Højtrykscylindren er lille, og det indeholder desuden i Forvejen Damp af betydelig større Spænding, end Tilfældet er ved en sædvanlig Maskine, hvor det kort i Forvejen har været i Forbindelse med Fortætteren.

c. Dampens Virkning er mere ligelig fordelt over hele Slaget end i en tilsvarende encylindrisk Maskine, der vilde faa meget tidlig Afspærring. Høj- og Lavtryksmaskinen kan derfor nøjes med et mindre Svinghjul, hvorved atter Gnidningsmodstandene formindskes, saa at den under 1) c. nævnte skadelige Virkning atter tildels udjevnes.

Damptrøje anbringes som oftest om Højtrykscylindren, hvilket maa siges at være berettiget, hvorimod det er ukorrekt at have Damptrøje med Kjedeldamp ogsaa om Lavtrykscylindren, thi Dampen vil jo i denne begynde med en lavere Temperatur

end Kjedeldampen, fordi den allerede har udvidet sig noget i Højtrykscylindren.

I den følgende Beregning skal Udvidelsen regnes at foregaa efter Mariottes Lov.

Betegner nu:

F' og F henholdsvis Højtryks- og Lavtryscylindrens Stempelarealer i Kvadrattommer, D' og D deres Diametre i Tommer,

s' og s deres Slaglængder i Tommer,

p_m Middeltrykket bag Højtryksstemplet,

p_e do. foran do. ,

$0.95\ p_e$ do. bag Lavtryksstemplet, samt

p_f do. foran do. ,

saa faaes det indicerede Arbejde for 1 Slag:

$$K_i = a F' s' (p_m - p_e) + a F s (0.95 p_e - p_f) \ldots (75)$$

For Simpelheds Skyld indføres Forholdet imellem Cylindrenes Volumina

$$v = \frac{F' s'}{F s}, \ldots\ldots\ldots\ldots (76)$$

derved faaes, hvad der kan kaldes det indicerede Middeltryk p_i reduceret paa Lavtryksstemplet nemlig

$$p_i = \frac{K_i}{a F s} = v p_m + (0.95 - v) p_e - p_f \ldots . (77)$$

Idet nu Mariottes Lov regnes gyldig faaes paa lignende Maade, som for den encylindriske Maskine og med samme Talværdier:

$$p_m = \left[p_1 \frac{s_1'}{s'} + 0.95\ p_1 \left(\frac{s_1'}{s'} + m' \right) l \left(\frac{0.9825 + m'}{\frac{s_1'}{s'} + m'} \right) + 0.0263\ p_e \right],$$

idet p_e er regnet at spille samme Rolle for Højtrykscylindren som p_4 for den enkelte Cylinder.

Nu sættes

$$\frac{s_1'}{s'} v = \frac{s_1}{s}, \ldots\ldots\ldots\ldots (78)$$

hvor $\frac{s_1}{s}$ kaldes den totale Fyldningsgrad, reduceret til Lavtrykscylindren, d. v. s. den Fyldningsgrad, som skulde anvendes i en enkelt Cylinder for at give samme Virkning som i Høj- og Lavtryksmaskinen (idet der saa ikke tages Hensyn til skadeligt Rum o. dsl.).

Herved faaes:

$$v p_m = p_1 \left[\frac{s_1}{s} + 0.95 \left(\frac{s_1}{s} + v\,m' \right) l \left(\frac{v\,(0.9825 + m')}{\frac{s_1}{s} + v\,m'} \right) \right] + 0.0263\, v p_e \quad (79)$$

Endvidere faaes paa lignende Maade som ovenfor:

$$p_f = 1.0208\ p_4 + 0{,}0023\ p_e. \quad \ldots\ldots\ (80)$$

Endnu staaer tilbage at bestemme p_e. Man kan herved gaa ud fra, at Dampen imellem Stemplerne begynder med Volumen

$$V_1 = F' s' (1 + m') + F s m = F s (v (1 + m') + m),$$

og ender med Volumen:

$$V_2 = F' s' m' + F s (1 + m) = F s (v\,m' + 1 + m),$$

og det Tryk, som svarer til Volumen V_1 findes efter Mariottes Lov, idet det hele fra Kjedlen modtagne Dampvolumen var:

$$F' (m' s' + s_1') = F s \left(\frac{s_1}{s} + v\,m' \right) \text{ og Trykket } 0.95\ p_1,$$

altsaa vil til Volumen V_1 svare

$$\text{Trykket} = 0.95\ p_1\ \frac{F s \left(\frac{s_1}{s} + v\,m' \right)}{V_1},$$

og altsaa Arbejdet ved Dampens Expansion imellem Stemplerne:

$$K_e = 0.95\,.\,a.p_1 F s \left(\frac{s_1}{s} + v\,m' \right) l \left(\frac{v\,m' + 1 + m}{v\,(1 + m') + m} \right).$$

Dette Arbejde indbefatter Arbejdet paa det store Stempel + Tabet ved Rørmodstandene imellem Cylindrene ÷ Arbejdet paa det lille Stempel. Man kan da sætte

$$K_e = a.\,0.95\,p_e F s + a.\,0.05\,p_e F s - a\,p_e F' s',$$

eller $K_e = a F s p_e (1 - v)$,

hvorved

$$p_e = 0.95\,p_1\ \frac{\frac{s_1}{s} + v\,m'}{1 - v}\, l \left(\frac{v\,m' + 1 + m}{v\,(1 + m') + m} \right). \quad \ldots\ (81)$$

Naar nu Udtrykkene (79), (80) og (81) for $v p_m$, p_f og p_e indsættes i (77) faaes et Udtryk for p_i af Formen

$$p_i = f p_1 - p_4, \quad \ldots\ldots\ldots\ (82)$$

idet Coefficienten 1.0208 til p_4 tilnærmende er sat = 1. Der

haves altsaa samme Udtryk for p_i som forhen. f vil her afhænge af $\frac{s_1}{s}$, v, m og m'.

Cylinderforholdet v tages oftest $= \frac{1}{4}$, undertiden $= \frac{1}{3}$.

Iøvrigt har man forsøgt at beregne det fordelagtigste Cylinderforhold v ved at opstille visse Betingelser, som ønskedes opfyldte. Man er saaledes gaaet ud fra, at

1) Begge Cylindre skulle udvikle ligemeget Arbejde; det har givet omtrent

$$v = 0.9 \sqrt{\frac{s_1}{s}}.$$

2) Forskjellen mellem største og mindste Tryk under 1 Stempelslag, hidrørende fra begge Stempler skal være saa lille som mulig. Det fører omtrent til

$$v = 0.85 \sqrt{\frac{s_1}{s}}.$$

3) Den største Spænding i Maskindelene skal være saa lille som mulig. Herved findes tilnærmende:

$$v = \sqrt{\frac{s_1}{s}}.$$

Det vil ses, at de 3 forskjellige Fordringer have ført til Værdier af v, som stemme nogenlunde overens, og for de almindeligst brugte Fyldningsgrader vil det ogsaa omtrent stemme med den i Praxis sædvanlige Værdi $v = \frac{1}{3}$ à $v = \frac{1}{4}$, forudsat at Spændingen p_1 ligger indenfor de sædvanlige Grændser. Det vil sees, at forat Formlerne skulde give $v = \frac{1}{5}$, maatte $\frac{s_1}{s} = \frac{1}{18}$ à $\frac{1}{25}$, men en saa ringe Fyldning vilde neppe være berettiget for Maskinens normale Gang, medmindre Trykket p_1 var 10 Atmosfærer eller derover.

For Højtrykscylindrens skadelige Rum kan omtrent sættes $m' = 0.06$.

For Lavtrykscylindrens skadelige Rum vil det have stor Betydning hvorledes Cylindrenes Beliggenhed i Forhold til hinanden er. Det gjælder om, at Kanalerne mellem Cylindrene blive saa korte som mulig, hvorfor Cylindrene bør ligge tæt ved hinanden. I efterfølgende Tabel er der taget dels $v = \frac{1}{4}$, dels $v = \frac{1}{3}$, i Forbindelse med $m = 0.07$ og $m = 0.03$.

Værdier af f i Formel (82)

Fyldningsgrad $\frac{s_1}{s}$ henført til Lavtrykscylindren.	$v = \frac{1}{4}$		$v = \frac{1}{3}$	
	$m = 0.07$	$m = 0.03$	$m = 0.07$	$m = 0.03$
0.25	0.524	0.544	0.542	0.556
0.20	0.464	0.482	0.480	0.492
0.15	0.394	0.408	0.408	0.418
0.125	0.354	0.366	0.368	0.376
0.10	0.310	0.320	0.322	0.328
0.07	0.250	0.256	0.262	6.266
0.05	0.204	0.210	0.216	0.220

Skal en Høj- og Lavtryksmaskine construeres fra Ny, vælges først Forholdet v, hvorpaa Beregningen af p_i sker efter (82) med Benyttelse af ovenstaaende Tabel, der giver Coefficienten f, hvorpaa Stempelarealet F bestemmes ved (73) ligesom for en encylindrisk Maskine. Den fundne Værdi gjælder for Lavtrykstemplet, medens Højtrykstemplets Areal F' faaes af (76).

Den fordelagtigste Fyldningsgrad, henført til Lavtrykscylindren kan omtrent tages efter følgende Tabel.

Værdi af $\frac{s_1}{s} = v\frac{s'_1}{s'}$.

Antal Hestes Kraft $N =$		20	60	180
Begyndelsestrykket	$p_1 = 3$	0.14	0.13	0.12
	$p_1 = 4$	0.13	0.12	0.11
	$p_1 = 6$	0.12	0.10	0.09
	$p_1 = 8$	0.10	0.09	0.08

Dampforbruget ved Høj- og Lavtryksmaskinen.

72. Dampforbruget vil ogsaa her udtrykkes ved 2 Led, af hvilke det ene S_n betegner det nyttige Dampforbrug, medens det andet S_t giver Damptabet.

Det nyttige Dampforbrug pr. Minut kan udtrykkes ved:

$$S_n = 2\,n\,F'\,s'\left[0.96\left(\frac{s_1'}{s'} + m'\right)\sigma_1 - (1 - 0.9540 + m')\,\sigma_5\right]$$

hvor σ_5 er Dampens Vægt pr. Kubiktomme foran Stemplet i Højtrykscylindren, naar Forbindelsen med Lavtrykscylindren afbrydes. Dampen har da omtrent Rumfanget

$$m' F' s' + (m + 1)\, s F = \left(m' + \frac{1+m}{v}\right) s' F',$$

medens den begyndte at expandere med Rumfanget $\left(m' + \frac{s_1'}{s'}\right) s' F'$ og dengang vejede $0.96\ \sigma_1$ pr. Kubiktomme. Man kan altsaa tilnærmende sætte

$$\frac{\sigma_5}{0.96\ \sigma_1} = \frac{\frac{s_1'}{s'} + m'}{m' + \frac{1+m}{v}}.$$

Indsættes af Gjennemsnitsværdier faaes ved Hjælp heraf

$$(1 - 0.9540 + m')\, \sigma_5 = \text{ca. } 0.03 \left(\frac{s_1'}{s'} + m'\right) \sigma_1,$$

hvilken Værdi er nøjagtig nok, da hele dette Led i Formlen er lille i Sammenligning med det første. Nu faaes altsaa:

$$S_n = 2\, n\, F' s'\, \sigma_1\ 0.93 \left(\frac{s_1'}{s'} + m'\right)$$

eller, idet F og s og den hele Fyldningsgrad $\frac{s_1}{s}$ henført til Lavtrykscylindren indføres:

$$S_n = 2\, n\, F s.\ \sigma_1\ 0.93 \left(\frac{s_1}{s} + m'\, v\right). \quad \ldots\ (83)$$

Damptabet maa beregnes efter en lignende Formel som før, men dog saaledes, at det kun kommer til at udgjøre ca. 60 % af hvad det er for en tilsvarende encylindrisk Maskine paa Grund af, at der kun i ringere Grad sker Fortætning af Damp i Højtrykscylindren. Der sættes altsaa

$$S_t = 0.25\, D \sqrt{p_i},$$

hvor D er Lavtrykscylindrens Stempeldiameter i Tommer.

Det hele Dampforbrug i Pund pr. Minut bliver altsaa:

$$S = S_n + S_t = 2\, n\, F s\, \sigma_1\ 0.93 \left(\frac{s_1}{s} + m'\, v\right) + 0.25\, D \sqrt{p_i}. \quad (84)$$

Dampfordeling ved Glidere bevægede ved Cirkelexcentriker.

73. Den Opgave at bestemme Glidernes Stilling i Forhold til Stemplet til et vilkaarligt Tidspunkt under Slaget løses lettest grafisk, og navnlig ved Benyttelsen af det af Zeuner angivne Gliderdiagram. Opgaven kan deles i 2 Dele, 1) Bestemmelsen af Krumtappens Stilling i Forhold til Stemplet og 2) Bestemmelsen af Glidernes Stilling i Forhold til Krumtappen.

Ved Bestemmelsen af Krumtappens Stilling i Forhold til Stemplet simplificeres Opgaven noget, naar der ikke tages Hensyn til den forskjellige skraa Stilling, som Plejlstangen indtager, eller, med andre Ord, naar Plejlstangen betragtes som uendelig lang. Derved blive ogsaa Forholdene ganske ens under Stemplets Fremgang (henimod Krumtappen) og under dets Tilbagegang, (bort fra Krumtappen) saa at der kun behøves Undersøgelse for et enkelt Slag, hvorimod der, naar Hensyn tages til Plejlstangens endelige Længde, behøves Undersøgelse for et Slag frem og et tilbage. Undersøgelsen er imidlertid saa simpel, naar den sker ved Diagrammet, at man sædvanlig bør tage Plejlstangens Indflydelse med i Betragtning. Gliderens Stilling i Forhold til Krumtappen kunde paa lignende Maade findes under Hensyn til Excentrikstangens skraa Stillinger. Her er imidlertid denne Stangs Længde meget stor i Forhold til Excentriciteten, saa at der kun begaaes en højst ubetydelig Fejl ved at betragte Stangen som uendelig lang, d. v. s. abstrahere fra dens skraa Stillingers Indflydelse, hvilket ogsaa vil blive gjort overalt i det Følgende, da det kun er derved, at Methoden bliver simpel og let overskuelig.

Glidercirklerne.

74. Lad (i Fig. 158) O forestille Midten af Hovedaxlen, OR_o og OR_o' de Stillinger af Krumtappen, som svare til de døde Punkter. Bevægelsen tænkes at foregaa i Pilens Retning. Excentrikens Centrum vil da beskrive en Cirkel $C\,C_1\,\ldots\ldots$, hvis Centrum er O og Radius $OC = r$ = Excentriciteten. Idet nu, som nævnt, Excentrikstangens Længde er saa stor i Forhold til r at alle dens Stillinger, C_1D_1, C_oD_o CD kunne betragtes som parallele med OR_o vil det let sees, at Gliderens Midtstilling svarer til Stillingen C, idet $OC \perp OR_o$. Excentrikens Stilling i Forhold til Krumtappen er nu saaledes, at naar Krumtappen staar efter OR_o staar Excentriken efter OC_o, der danner en vis Vinkel δ med OC. Denne Vinkel kaldes Forspringsvinklen. Denne Stilling (Excentriciteten efter OC_o) svarer til, at Glideren er fjernet (tilnærmelsesvis) Stykket $r \sin \delta$ fra sin Midtstilling. Drejes nu Krumtappen en vilkaarlig Vinkel $R_oOR_1 = \omega$ bliver Excentriken ligeledes drejet $\omega = C_oOC_1$ og Gliderens Afstand fra sin Midtstilling bliver da tilnærmende

$$\xi = r \sin (\delta + \omega).$$

Dette Udtryk er almengyldigt, hvad Værdi end ω faar, naar kun ξ regnes positiv tilvenstre for Midtstillingen (henimod Krumtappen), negativ tilhøjre for Midtstillingen (bort fra Krumtappen). Ligningen kan skrives:

$$\xi = r \sin \delta \cos \omega + r \cos \delta \sin \omega. \quad \ldots\ldots \quad (85)$$

Betragtes denne Formel som Ligningen for en Curve henført til et polært Coordinatsystem med ξ som Radius vector og ω som dens Vinkel med Axen, vil man se, at Curven bliver en Cirkel, som gaar igjennem Polen; dens Diameter er r, og dens Centrum ligger paa en Linie fra Polen, som danner en Vinkel paa $90° - \delta$ med Axen. Denne Cirkel, Glidercirklen, giver strax Gliderens Afstand ξ fra Midten svarende til en hvilkensomhelst Drejningsvinkel ω af Krumtappen, fra Dødpunktstillingen at regne. Fig. 159 viser denne Cirkel (over Diam. $OD = r$), idet OX er den polære Axe. Varierer ω fra $\omega = -\delta$ til $\omega = 180° - \delta$ bliver Cirklen gjennemløbet 1 Gang, og idet nu ω gaar videre indtil $\omega =$

$360° - \delta$ faaes samme Cirkel gjennemløbet endnu engang, men med negative ξ. Dette er ubekvemt for Anvendelsen, hvorfor de negative ξ hellere afsættes udaf selve Radius vector, og ikke paa dens Forlængelse hinsides Polen; herved faaes, ved ω's Variation fra $180° - \delta$ til $360° - \delta$ endnu en Cirkel, nemlig over Diametren $OD' = r$ og under Vinklen $90° - \delta$ med OX'. Idet begge disse 2 Cirkler bruges, maa ξ maales paa selve Radius vector og fremstiller da Gliderens Afstand fra sin Midtstilling, regnet tilvenstre eller tilhøjre derfor, eftersom den maales paa den øverste eller paa den nederste Cirkel.

Dampfordeling ved en enkelt Glider.

75. Fig. 160 viser en enkelt Glider, staaende i sin Midtstilling, og Fig. 161 samme Glider ført et Stykke ξ tilvenstre. Næseborenes Brede er a, Afstrømningskanalens $= a_1$ og Mellemvæggens $= b$. Den ydre Dækning $= e$, den indre $= i$. Forspringsvinklen δ og Excentriciteten r antages ligeledes bekjendte.

Diagrammet Fig. 159 kan da tegnes, idet Glidercirklerne OD og OD' tegnes. Derefter slaaes en Cirkel med Radius $Oe =$ den ydre Dækning e og en anden med Radius $OE = e + a$. Herved haves Indstrømningsaabningens Størrelse for hver Krumtapstilling bestemt. I Dødpunktstillingen OR_0 er der aabnet Stykket ep af Kanalens Brede; for Krumtapstillingen OR_2 er Kanalen helt aaben, og holdes aaben for de følgende Krumtapstillinger, indtil OR_3, hvorefter den atter begynder at indsnævres, indtil den i Stillingen OR_5 lukkes ganske; d. v. s. her begynder Expansionen. I Stillingen OR_7 staar Glideren i sin Midtstilling, idet $OR_7 \perp OD$. I OR_9 aabnes det andet Næsebor for Dampindstrømning til Stemplets Forside.

Paa lignende Maade tegnes en Cirkel med Radius $Oi = i$ og en anden med Radius $OI = a + i$; disse Cirkler give Oplysning om Afstrømningsnæseborets Aabning og Lukning. I Dødpunktstillingen er der aabnet Stykket ip. Mellem Stillingerne OR_1 og OR_4 holdes Kanalen helt aaben, derefter indskrænkes den indtil den for Krumtapstillingen OR_6 lukkes ganske, d. v. s. her begynder Compressionen, som varer til Stillingen OR_9, hvorefter som omtalt frisk Damp indstrømmer. I OR_8 ophører

Expansionen bag Stemplet, her aabnes nemlig det dertil svarende Næsebor for Dampafstrømning. Hvorledes man til de forskjellige Krumtapstillinger finder de tilsvarende Stempelvandringer vil let forstaaes uden nærmere Forklaring. Den omvendte Opgave, at bestemme r, δ, e og i saaledes, at Glideren opfylder visse Betingelser, f. Ex. afspærrer paa et bestemt Sted af Stemplets Bane vil let kunne løses, idet man forsøgsvis varierer de nævnte Størrelser. Det vil sees, at der afspærres tidligere, naar δ og e forøges og naar r formindskes, men tillige sees, at der er temmelig snævre Grændser for disse Størrelsers Variation, naar der ikke skal fremkomme uhensigtsmæssige Forhold, navnlig ved Dampkanalernes Oplukning. Der kan af Hensyn hertil ikke godt faaes tidligere Aflukning end efterat $\frac{2}{3}$ af Stemplets Vandring er tilbagelagt.

Ved Construktionen af Diagrammet vil det sees, at visse Krumtapstillinger, f. E. OR_5 blive usikkert bestemte ved Punktet O og et andet Punkt, som ligger tæt derved. Saadanne Stillinger bør derfor bestemmes paa en anden Maade; f. Ex. for OR_5 drages først Linien De_5 og derefter $OR_5 \perp De_5$, hvorved faaes en skarp Bestemmelse. Ligesaa konstrueres OR_6, OR_7, OR_8, OR_9.

Dampfordeling ved 2 Glidere umiddelbart paa hinanden.

76. Fig. 162 viser 2 Glidere, begge tegnede i deres Midtstilling (en Stilling som de forøvrigt aldrig komme til at indtage samtidig, de maa altsaa i Figuren tænkes udløste fra Forbindelsen med deres Excentriker). Idet de nu begge forbindes, hver med sin Excentrik, af hvilke Fordelingsgliderens har Excentriciteten r og Forspringsvinklen δ medens Expansionsgliderens har for de tilsvarende Størrelser Værdierne r_o og δ_o, saa vil man let, naar disse Størrelser kjendes, kunne tegne Glidercirklerne (Fig. 163) OD og OD' for Fordelingsglideren og OD_o og OD_o' for Expansionsglideren.

Undersøgelsen over Oplukning og Tillukning af Næseborene i Gliderspejlet sker nu let paa samme Maade som omtaltes for den enkelte Glider, ved Hjælp af Cirklerne OD og OD' i Forbindelse med Cirklerne om O med Radier e, i, $e + a$ og $i + a$.

Dernæst bliver at undersøge Oplukning og Tillukning af

Kanalerne a_o i Fordelingsglideren og navnlig sees, at naar Expansionsglideren er vandret et Stykke $= s$ (Fig. 162) tilhøjre i Forhold til Fordelingsglideren, saa vil Kanalen a_o være tillukket og Expansionen vil altsaa indtræde.

Det gjælder altsaa om at fremstille den relative Vandring $(\xi_o - \xi)$ af Expansionsglideren i Forhold til Fordelingsglideren paa en simpel og let overskuelig Maade paa Diagrammet. Lad da (Fig. 164) OR_o være Krumtappen i Dødpunktstillingen, C og C_o de tilsvarende Stillinger af de 2 Excentrikers Centra. Den relative Vandring $(\xi_o - \xi)$ svarende til denne Stilling er da Differensen mellem Projektionerne af OC og OC_o paa Linien OR_o', men det vil netop være den samme som Projectionen af Linien CC_o eller af OC_x, som er lig og parallel med CC_o. Drejes nu Krumtappen en vilkaarlig Vinkel ω, ville begge Excentrikerne drejes samme Vinkel og indtage Stillingerne OC' og OC_o' og den relative Vandring $\xi_o - \xi$ svarende til denne nye Stilling vil være Projectionen af $C'C_o'$ eller af OC_x', som er lig og parallel med $C'C_o'$. Men OC_x' er netop OC_x drejet en Vinkel ω, hvoraf sees, at Variationen af den relative Vandring følger samme Lov, som en Bevægelse frembragt ved en Excentrik med Excentricitet OC_x og Forspringsvinklen bestemt ved, at Punkterne O, C, C_o og C_x skulle ligge i Vinkelspidserne af et Parallelogram med OC_o som Diagonal.

Herefter kan nu let paa Diagrammet Fig. 163 construeres et Par Cirkler OD_x og OD_x' svarende til den relative Vandring. Radius vector til disse Cirkler vil angive det Stykke, som Expansionsgliderens Midte er fjernet fra Fordelingsgliderens, og navnlig saaledes, at Expansionsgliderens Midte vil findes henholdsvis tilvenstre eller tilhøjre for Fordelingsgliderens, eftersom Radius vector maales paa Cirklen over OD_x eller paa den over OD_x'.

Benyttelsen af Diagrammet vil nu ikke frembyde Vanskelighed. Den Stilling, i hvilken Expansionen indtræder er bestemt derved, at Expansionsglideren skal lukke Kanalen a_o (Fig. 162), den skal altsaa være flyttet et Stykke s tilhøjre i Forhold til Fordelingsglideren, d. v. s. paa Diagrammet skal der til den søgte Stilling svare $\xi_x = s$ maalt paa Cirklen over OD_x'. Der

slaaes da en Cirkel med Radius $OS = s$, dennes Skjæring med Cirklen OD_x' giver da den søgte Krumtapstilling OR_1. Det andet Skjæringspunkt med samme Cirkel giver den Stilling OR_2, i hvilken Expansionsglideren atter aabner Kanalen a_o. Dette er paa Fig. 163 sket før Slaget er tilende, i saa Fald maa det iagttages, at Fordelingsglideren forinden skal have lukket Næseboret a, da der i modsat Fald vilde ske Dampindstrømning i Utide. Paa Figuren ses denne Betingelse at være opfyldt, idet Næseboret allerede er lukket i Stillingen OR_3.

Fig. 165 viser Glidernes Stillinger i Afspærringsøjeblikket (Krumtapstilling OR_1) og Fig. 166 i den til Krumtapstillingen OR_2 svarende Stilling. Alle Gliderfigurene ere tegnede i 4 Gange saa lille Maalestoksforhold som det tilhørende Diagram.

I Almindelighed foreligger den Opgave, at skaffe en vis bestemt Afspærringsgrad tilveje. I saa Tilfælde har man givet den Krumtapstilling OR_1, for hvilken der skal afspærres. Fordelingsgliderens Dimensioner bestemmes paa lignende Maade som for en enkelt Glider, og Dimensionen L bestemmes derved. Nu gjøres i Reglen Excentriciteterne r og r_o ligestore; δ_o vælges, f. Ex. $\delta_o = 60°$, og nu kan den relative Glidercirkel OD_x' tegnes. Derved bestemmes s som det Stykke, denne Cirkel afskjærer af OR_1 og derved haves Længden l af den ene Halvdel af Expansionsglideren bestemt, nemlig

$$l = L - s. \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (86)$$

Jo tidligere Afspærringen skal ske, desto mindre vil, som Diagrammet viser, s blive, den kan blive Nul, eller endog negativ, naar nemlig Krumtapstillingen, der svarer til Afspærringsøjeblikket, danner en saa lille Vinkel med OX, at s maales paa Cirklen OD_x. I saa Tilfælde gjælder dog Formlen (86) ligefuldt, kun maa man erindre at indføre s med det negative Fortegn i Formlen, som saa giver $l > L$, d. v. s. naar begge Gliderne stilles med Midterne sammenfaldende, vil Expansionsglideren dække Kanalen a_o.

Den anden Halvdel af Expansionsglideren kan bestemmes paa samme Maade ved at betragte det næste Stempelslag (bort fra Krumtappen). Herved vil man finde, at naar der tages Hensyn til Plejlstangens Indflydelse, og der skal haves samme Fyldningsgrad ved begge Ender af Cylinderen, bliver denne Halvdel af Expansionsglideren ikke af samme Længde som den første.

Meyers Glidere kunne betragtes som henhørende til det nys behandlede Glidersystem modificeret saaledes, at l kan varieres, hvilket som nævnt Pag. 141 sker ved, at Expansionsglideren er delt i 2 adskilte Plader, der kunne nærmes til og fjernes fra hinanden. Fig. 167 viser Pladerne rykkede noget ud fra Midten. Derved vil s variere, og altsaa Fyldningsgraden.

Det største s, svarende til den største Fyldningsgrad, der kan bruges, er bestemt ved den tidligere nævnte Betingelse, at Expansionsglideren ikke efter indtraadt Afspærring maa lukke op igjen for Kanalen a_o, før Næseboret a er lukket. Grændseværdien for s er da $OS_1 = s_{max}$. For denne Værdi er x Minimum, altsaa Pladerne rykkede nær til hinanden; vil man have dem helt sammen for denne Stilling altsaa $x = o$ faaes

$$l = L - s_{max} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (87)$$

ellers tages

$$l < L - s_{max}.$$

Formindskes nu s, hvilket sker ved at skrue Expansionsgliderens Plader ud fra hinanden, vil Fyldningsgraden ogsaa formindskes, og da s ikke blot kan aftage til Nul, men ogsaa blive negativ, numerisk ligesaa stor det skal være, er der i Grunden ingen Grændse for, hvor tidlig der kan afspærres. I foreliggende Tilfælde faaes dog let en Grændse derved, at der, naar x overskrider en vis Værdi, faaes Dampindstrømning i Utide indenfor den indre Kant af Pladen. I Midtstillingen af Gliderne er Afstanden mellem Pladens og Kanalen a_o's indre Kanter $= s + l - a_o$ og Pladen kan fra Midtstillingen bevæge sig endnu Stykket r_x henimod Kanalen a_o. Betingelsen for, at Pladens indre Kant ikke herved passerer Kanalens bliver da

$$s + l - a_o > r_x$$

og altsaa Grændseværdien for s

$$s_{min} = r_x + a_o - l, \quad \ldots\ldots\ldots \quad (88)$$

der godt kan være negativ.

Ønsker man at variere Expansionen saa meget som mulig, maa navnlig Forspringsvinklerne vælges under Hensyn hertil. Saaledes vil $\delta = 15°$, $\delta_o = 60°$ i Almindelighed svare til Hensigten.

Skal Maskinen gaa snart forlænds, snart baglænds kan det

ske ved en Coulisse, f. Ex. Stephensons, der fører Fordelingsglideren. Af denne Coulisse bruges da kun Yderstillingerne, saa at Fordelingsglideren drives saagodtsom udelukkende af den ene Excentrik eller af den anden; medens Expansionen bestemmes af Expansionsglideren. Har denne en Forspringsvinkel = 60° regnet for Forlændsgang, vil den faa en Forspringsvinkel = 120° for Baglændsgangen, hvilket er ufordelagtigt, men dog kan bruges i Tilfælde, hvor Baglændsgangen er af underordnet Betydning. Skal den derimod kunne gaa ligesaagodt frem som tilbage bør Expansionsglideren have $\delta_o = 90°$, thi derved bliver Forspringsvinklen ens for begge Omdrejningsretninger.

Coulissestyring.

77. Det er tidligere omtalt (Pag. 145), at man ved at stille Stephensons Coulisse i en Mellemstilling kan faa Expansion med den enkelte Glider, som føres af Coulissen. Ogsaa herom kan Diagrammet give Oplysning,

Der maa da først skjælnes imellem, om der haves aabne Stænger (Fig. 168_a) eller krydsede Stænger (Fig. 168_b). Rigtignok ville Stængerne i alle Tilfælde krydses under en Del af Omdrejningen og ikke krydses under den øvrige Vej, men man er da kommen overens om at gaa ud fra den Stilling, de indtage, naar Krumtappen staar i det fra Coulissen fjerneste døde Punkt; hvis de da ikke krydses, siges Coulissen at have aabne Stænger, ellers siges den at have krydsede.

Coulisse med aabne Stænger. I Almindelighed tages Excentricitet og Forspringsvinkel ens for begge Excentrikerne, hvilket ogsaa her skal forudsættes. Fremdeles tør man i Almindelighed antage, at Stængernes Længde, l, er meget stor i Sammenligning med Excentriciteten, og at Buen kun er svagt krummet, saa at dens Længde kan regnes lig med Cordens. Endelig tør man forudsætte, at Coulissens forskjellige Stillinger kun afvige en lille Vinkel fra at være vinkelrette paa Linien OB.

Disse Forudsætninger ere nødvendige, fordi den nøjagtige Gjennemførelse af Regningen bliver altfor vidtløftig.

Fig. 169 viser Coulissen stillet saaledes, at Klodsen staar Stykket $IM = u$ fra Midtpunktet I af Coulissen. Coulissens

halve Længde $CI = C_1 I = c$. Krumtappen er tænkt drejet en Vinkel ω fra Dødpunktstillingen.

Idet nu B er Midtpunktet af Glideren, og $MB = l_1$ faaes Afstanden fra O til Gliderens Midte i det betragtede Øjeblik at være $OB = OM_1 + M_1 M + l_1$ . . . . . (89)

Stykket MM_1 er tilnærmende parallelt med II_1 der er Pilen til Buen $2c$, og i saa Fald kan MM_1 sættes lig II_1 minus Pilen til Buen $2u$. Derved faaes, naar Coulissens Krumningsradius kaldes ρ

$$MM_1 = \frac{c^2 - u^2}{2\rho}.$$

OM_1 kan udtrykkes ved OF og OF_1, nemlig

$$OM_1 = OF - M_1F = OF - \frac{c-u}{2c}(OF - OF_1)$$

Nu skal blot OF og OF_1 udtrykkes ved r, l, c, u, δ og ω og indsættes. Man finder, naar der tilnærmende regnes $CF = c - u$ og $C_1F_1 = c + u$.

$$OF = r\sin(\delta+\omega) + \sqrt{l^2 - (c - u - r\cos(\delta+\omega))^2} \text{ og}$$

$$OF_1 = r\sin(\delta-\omega) + \sqrt{l^2 - (c + u - r\cos(\delta-\omega))^2}$$

I disse Udtryk er dog l^2 stor i Sammenligning med det andet Led under Rodtegnet. Man kan da udvikle Kvadratroden i Række og bortkaste alle Led med højere Potenser af den lille Størrelse. Det giver

$$OF = r\sin(\delta+\omega) + l - \frac{(c - u - r\cos(\delta+\omega))^2}{2l}$$

$$= r\sin(\delta+\omega) + l - \frac{c^2 + u^2 \div 2cu - 2(c \div u)r\cos(\delta+\omega) + r^2\cos^2(\delta+\omega)}{2l},$$

og paa samme Maade

$$OF_1 = r\sin(\delta-\omega) + l - \frac{c^2 + u^2 + 2cu - 2(c+u)r\cos(\delta-\omega) + r^2\cos^2(\delta-\omega)}{2l}.$$

Nu faaes ved at indsætte Udtrykkene i (89) og sammentrække og ordne Leddene:

$$OB = \left\{ \begin{array}{l} r\left(\sin\delta + \frac{c^2-u^2}{cl}\cos\delta\right)\cos\omega + \frac{ur}{c}\cos\delta\sin\omega \\ + l + l_1 - \frac{c^2-u^2}{2l} + \frac{c^2-u^2}{2\rho} \\ - \frac{r^2}{4cl}\left[(c+u)\cos^2(\delta+\omega) + (c-u)\cos^2(\delta-\omega)\right] \end{array} \right\}. \quad (90)$$

Hvis nu Midtstillingen X af Punktet B var bekjendt, vilde man faa Gliderens Afstand ξ fra Midtstillingen i det betragtede Øjeblik som

$$\xi = OB - OX.$$

For at bestemme OX stilles Krumtappen først i det ene, saa i det andet Dødpunkt, og det tilsvarende OB bestemmes, d. v. s. i Formel (90) sættes dels $\omega = 0$, dels $\omega = 180°$. Middeltallet af de saaledes fundne Værdier af OB er da netop OX. Man finder paa denne Maade:

$$OX = l + l_1 - \frac{r^2}{2l}\cos^2\delta - \frac{(c^2 - u^2)}{2l} + \frac{c^2 - u^2}{2\rho}.$$

Dette Udtryk viser, at naar Buen krummes efter en vilkaarlig Radius ρ vil OX afhænge af u, d. v. s. Gliderens Midtstilling forandrer sig med Coulissens Stilling. Det maa ikke finde Sted, ρ maa altsaa vælges saaledes, at Leddene med u^2 bortfalde, hvilket giver:

$$\rho = l \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (91)$$

Radius til Buen skal være lig Excentrikstængernes Længde.

Herved bliver for enhver Indstilling af Coulissen

$$OX = l + l_1 - \frac{r^2}{2l}\cos^2\delta.$$

Gliderens Afstand fra sin Midtstilling i det vilkaarlige Øjeblik bliver da, naar Leddene med $\frac{r^2}{l}$ bortkastes:

$$\xi = r\left(\sin\delta + \frac{c^2 - u^2}{cl}\cos\delta\right)\cos\omega + \frac{ur}{c}\cos\delta\sin\omega. \quad (92)$$

Denne Ligning har Formen

$$\xi = A\cos\omega + B\sin\omega$$

og vil altsaa i polære Coordinater fremstille en Cirkel gjennem Polen. Gliderbevægelsen følger altsaa samme Lov som om Glideren var umiddelbart forbundet med en Cirkelexcentrik. Centrum for Cirklen kan let findes, thi i et retvinklet Coordinatsystem med Xaxen efter den polære Axe har Centrum Coordinaterne $x = \frac{A}{2}$ og $y = \frac{B}{2}$, hvilke Størrelser let kunne beregnes og afsættes paa Diagrammet. Fig. 170 viser Glidercirklerne, hvoraf

C_4 svarer til, at Coulissen er helt sænket, altsaa u saa stor som mulig; C_3, C_2, C_1, svare til forskjellige mindre Værdier af u, og C_o til $u = o$, altsaa Klodsen staaende midt i Coulissen.

Ved disse Glidercirkler vil det nu let kunne bestemmes, hvilke Stillinger af Coulissen, der give brugbar Dampfordeling ($u = o$ og u meget lille kan ikke bruges), og hvad Afspærringsgrad, der svarer til hver af dem.

Coulisse med krydsede Stænger. Tilfældet hvor Stængerne krydses kan udledes af det nys behandlede ved at regne c negativ. Formlerne ville altsaa kun komme til at adskille sig fra de nys udviklede ved at c gives modsat Fortegn. Man faar altsaa Gliderens Vandring i dette Tilfælde:

$$\xi = r\left(\sin\delta - \frac{c^2 - u^2}{cl}\cos\delta\right)\cos\omega - \frac{ur}{c}\cos\delta\sin\omega, \quad (92_a)$$

der ligesom før fremstiller Polarligningen for en Cirkel, eller, naar der tillægges u forskjellige Værdier, et System af Cirkler, der kan benyttes som ovenfor nævnt.

Foruden Stephensons haves flere andre Construktioner af Coulissestyring. Stephensons udmærker sig navnlig ved sin Simpelhed, hvad der ofte, f. Ex. ved Lokomotiver er en stor Fordel, men den lider af flere Mangler, navnlig den, at Forspringet, og altsaa Kanalens Aabning ved Slagets Begyndelse, varierer med Indstillingen.

Gooch's Coulisse adskiller sig fra Stephensons derved, at selve Coulissen ikke er indrettet til at hæves og sænkes, men Indstillingen sker ved at hæve og sænke Klodsen. Denne maa da naturligvis ikke sidde paa selve Gliderstangen, men paa en Forbindelsesstang, der atter ved et Led er forbundet med Gliderstangen. Coulissen bliver i dette Tilfælde krummet saaledes, at den vender Concaviteten mod Glideren og dens Radius maa være lig Forbindelsesstangens Længde for at Glideren stedse kan bevæge sig om samme Midtstilling. Ved Gooch's Coulisse opnaaes, at Forspringet bliver konstant for enhver Indstilling, hvilket er dens væsentligste Fortrin.

Allans Coulisse er ikke krum, men ganske retliniet, for at være saa simpel at forfærdige som mulig. Da nu Stephensons Coulisse, som var concav imod Axlen, indstilledes ved at hæve

og sænke selve Coulissen, medens Gooch's, som var krummet den modsatte Vej, indstilledes ved at hæve og sænke Klodsen, saa maa Indstillingen af Allans Coulisse ske ved samtidig at hæve Coulissen og sænke Klodsen eller omvendt.

Construktionen er nærmest fremkommen, fordi det dengang frembød store praktiske Vanskeligheder at fremstille den krumme Form nøjagtig. Nutildags, da man ved Hjælp af passende Arbejdsmaskiner kan fremstille den krumme Form omtrent med samme Lethed og Nøjagtighed som den retliniede, er Allans Coulisse af underordnet Betydning.

Trykfejl.

Side	Linie	Trykfejl	Rettelse.
28	1	Parablen	Parablen,
38	13	h	h_2
71	3	desuden	undertiden
84	6	$u - \theta$	$u_1 - \theta$
84	7	u	u_1

I

Fig 1 - Fig 24

Dansk Ingeniørforenings
Bogsamling

Fig 1

Fig 2

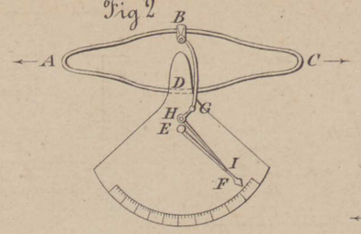


Fig 3

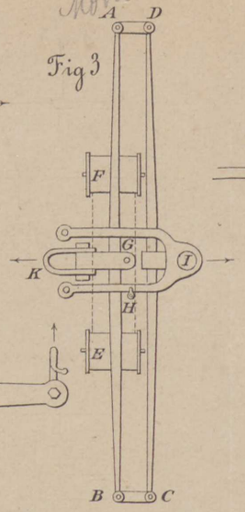


Fig 4

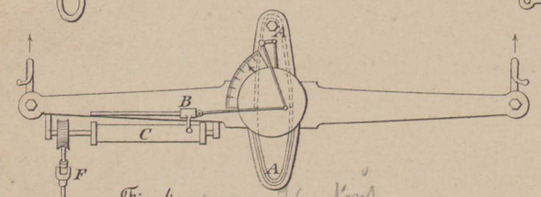


Fig 5

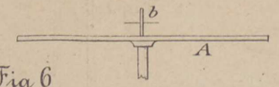


Fig 6

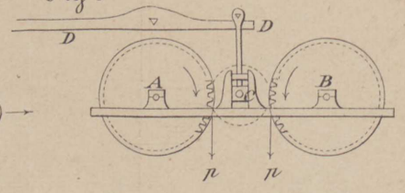


Fig 7

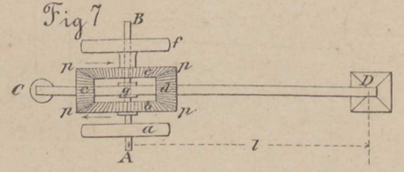


Fig 8

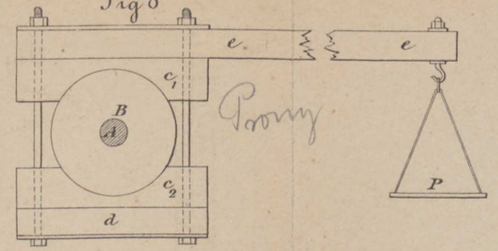


Fig 9

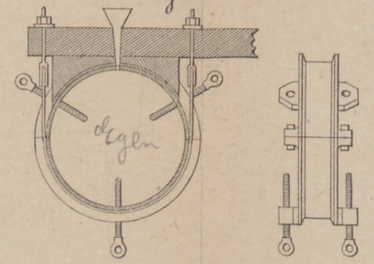


Fig 10

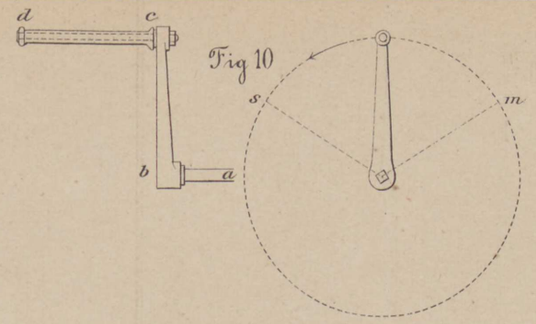


Fig 11

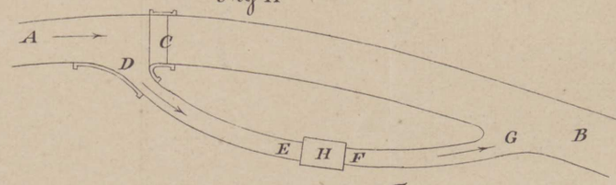


Fig 12

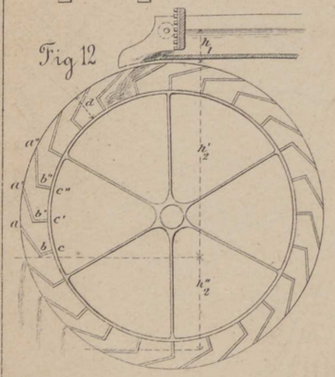


Fig 13

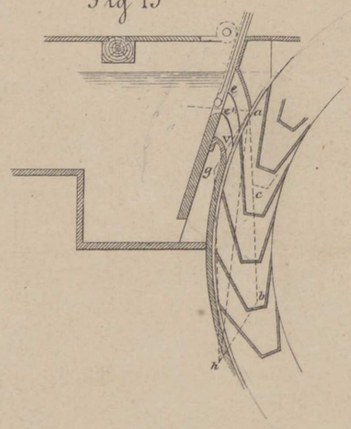


Fig 14

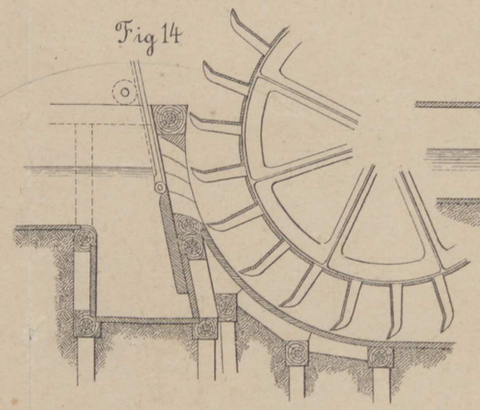


Fig 15

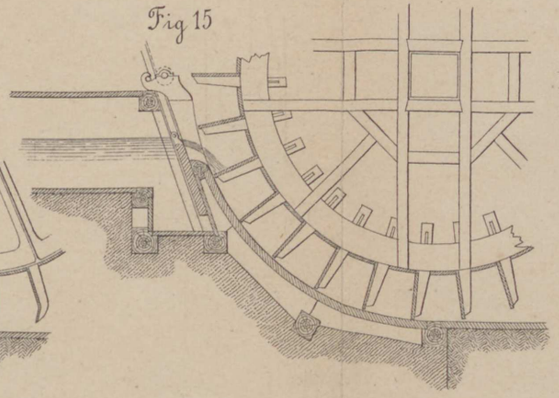


Fig 16.

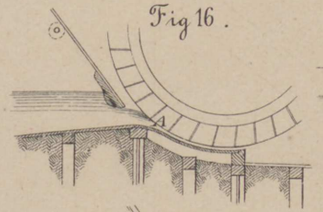


Fig 17

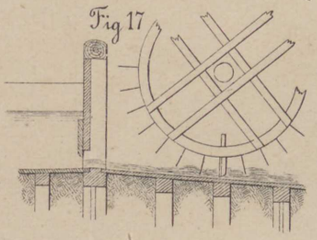


Fig 18

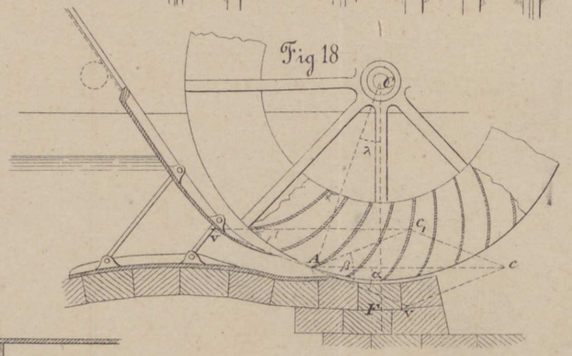


Fig 19

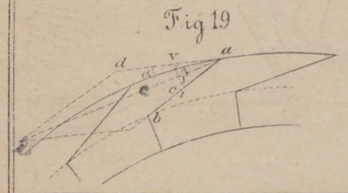


Fig 20

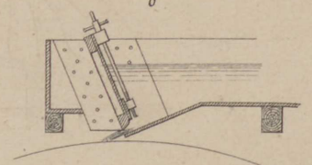


Fig 21

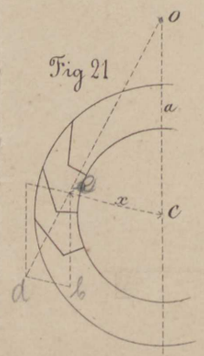


Fig 22

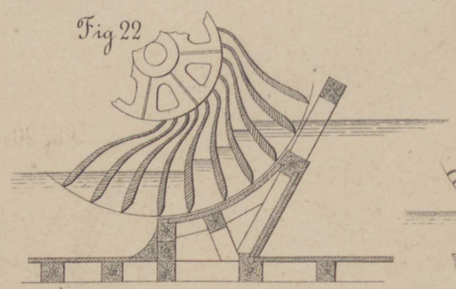


Fig 23

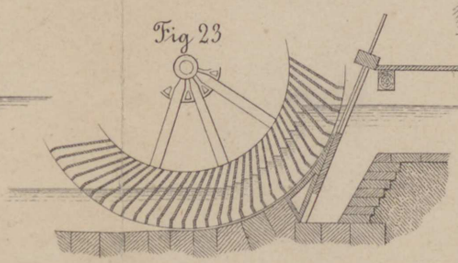
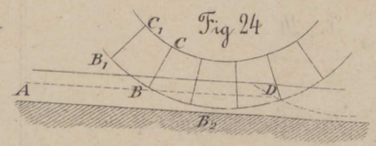


Fig 24



Chr. J. Tauber's lith. Inst.

I

Fig 1 - Fig 24

Dansk Ingeniørforenings
Bogsamling

Fig 25

Fig 26

Fig 27

Fig 28

Fig 29

Fig 30

Fig 31

Fig 32

Fig 33

Fig 34

Fig 35

Fig 36

Fig 37

Fig 38

Fig 39

Fig 40

Fig 41

Fig 42

Fig 43

Fig 44

Fig 45

Fig 46

Fig 47

Chr. J. Tauber? lith. Inst.

II

Fig 25 - Fig 47

Dansk Ingeniørforenings
Bogsamling

Lüppinger

Fig 48.

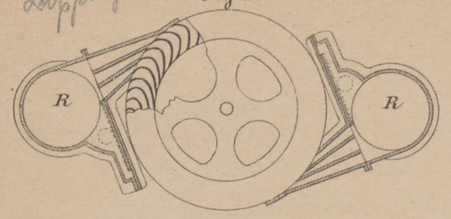


Fig 49.

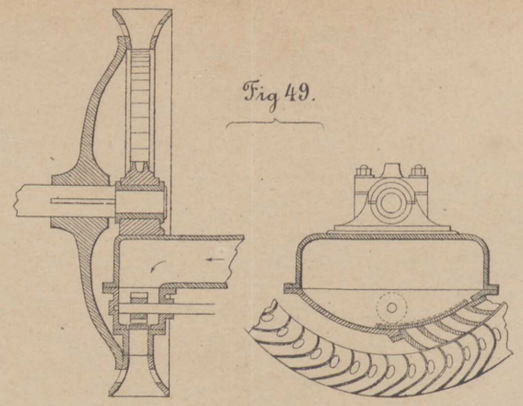


Fig 56

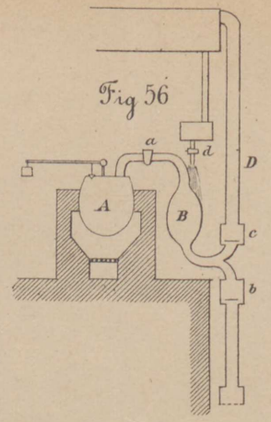


Fig 57

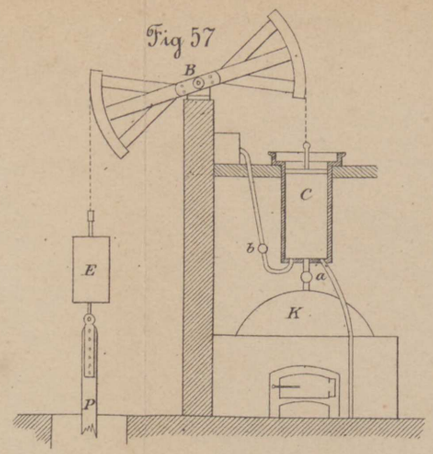


Fig 58

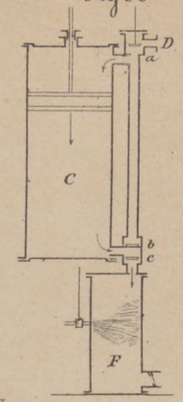


Fig 60

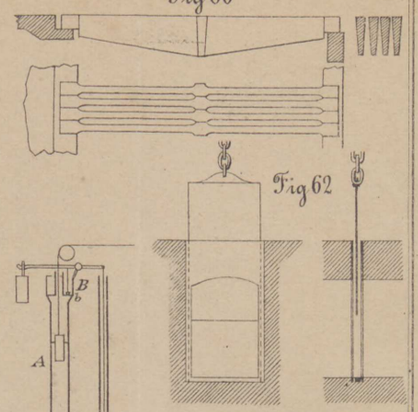


Fig 62

Fig 50

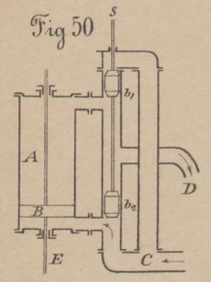


Fig 51

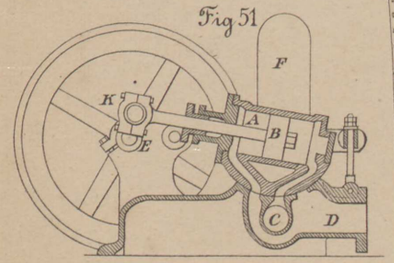


Fig 53

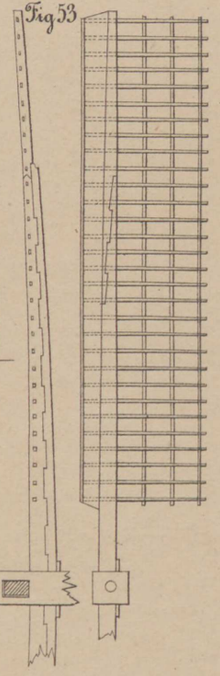


Fig 54

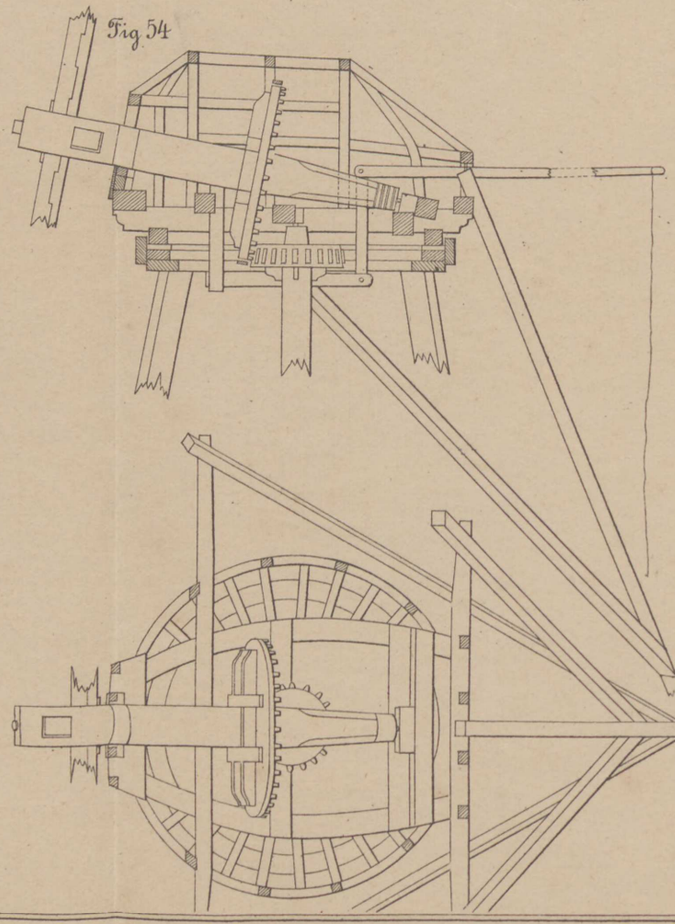


Fig 61

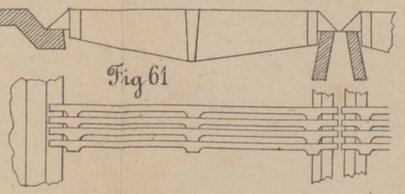


Fig 64

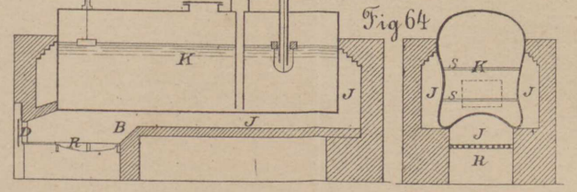


Fig 52

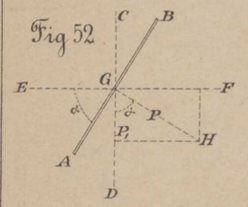


Fig 55

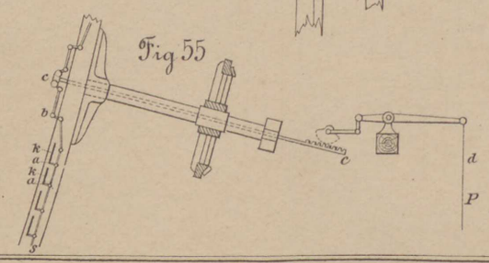


Fig 59

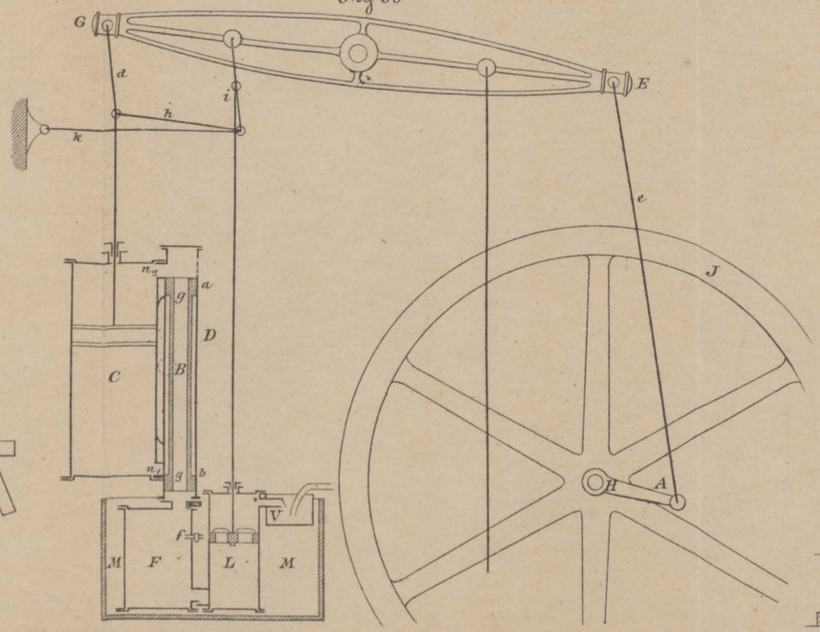
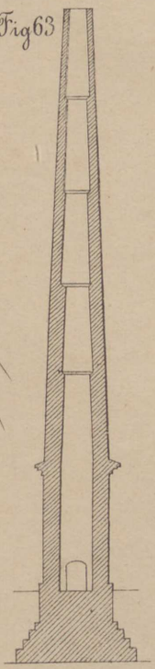


Fig 63



Chr. J. Tauber's lith. Inst.

III

Fy 41 - Fy 64

Dansk Ingeniørforenings
Bogsamling

Fig 65

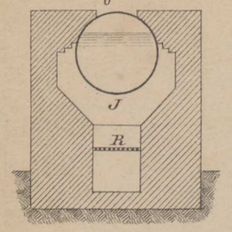


Fig 66

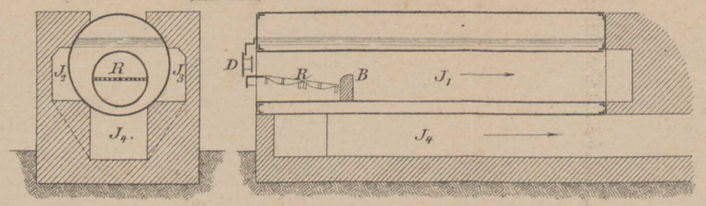


Fig 68

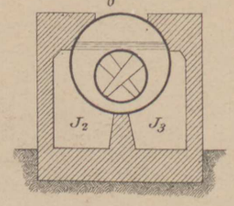


Fig 69

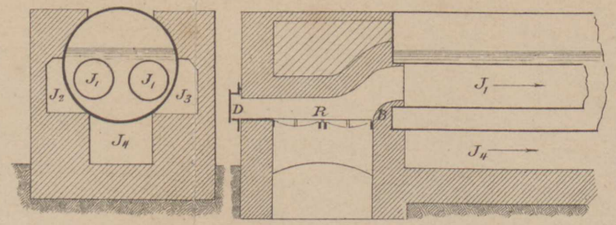


Fig 77

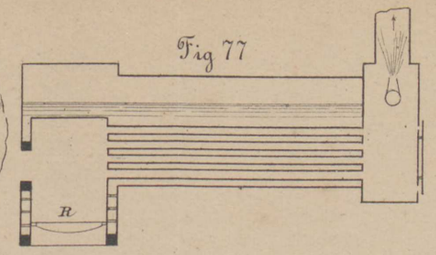


Fig 67

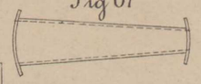


Fig 70

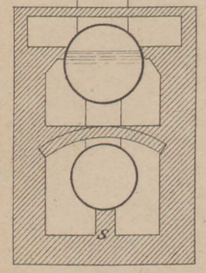


Fig 71

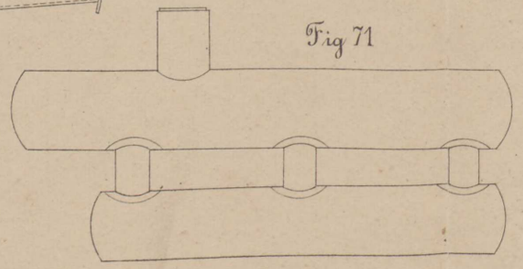


Fig 72

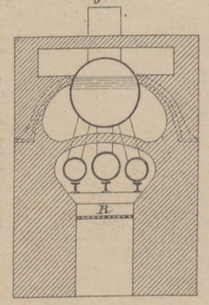


Fig 73

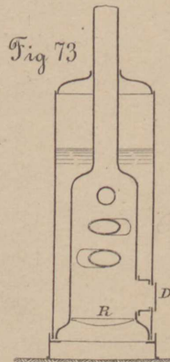


Fig 74

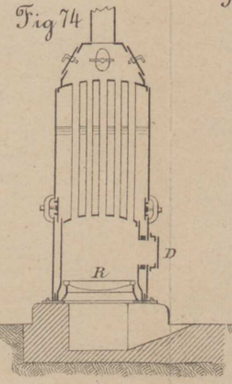


Fig 75

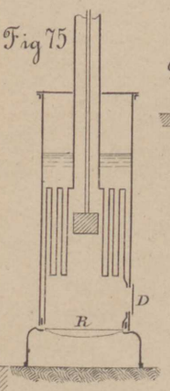


Fig 76

Fig 77a

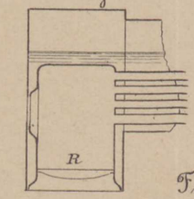


Fig 82

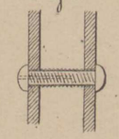


Fig 84

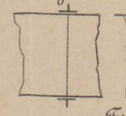


Fig 85

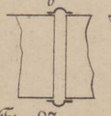


Fig 86

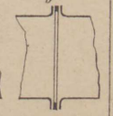


Fig 83

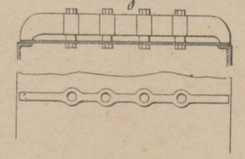


Fig 87

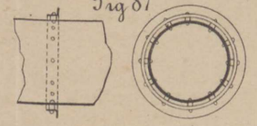
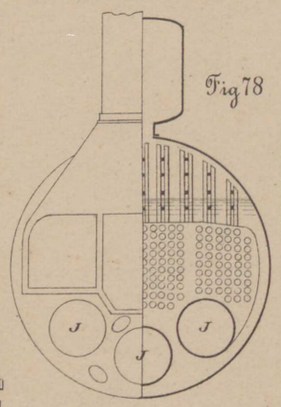


Fig 78



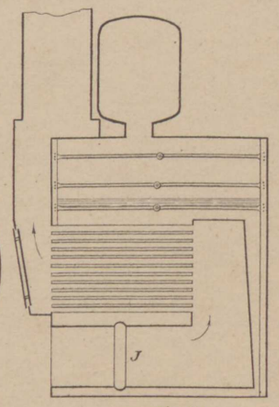


Fig 79

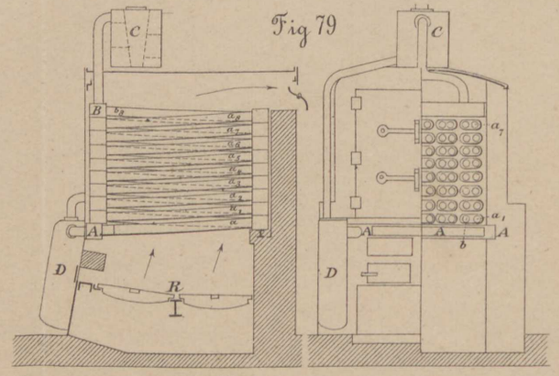


Fig 80 a

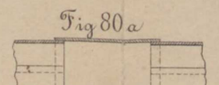


Fig 80 b

Fig 81

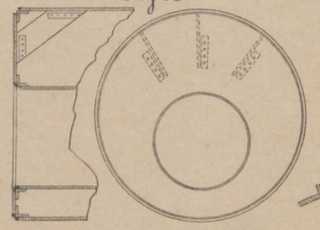


Fig 88 a

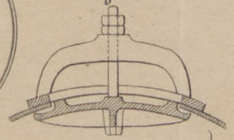


Fig 88 b

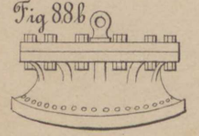


Fig 88 c

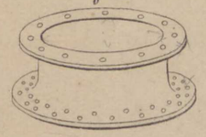


Fig 89

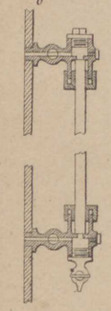


Fig 90

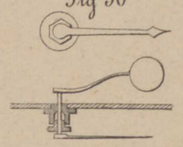


Fig 91

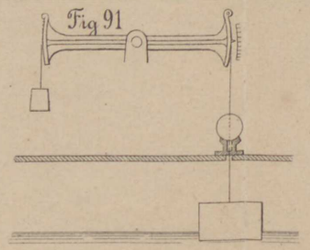


Fig 92

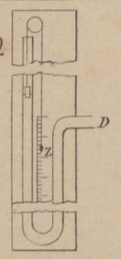


Fig 93

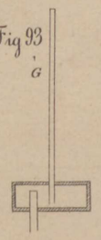


Fig 94

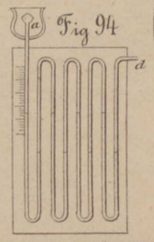


Fig 95 a

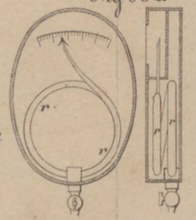


Fig 95 b

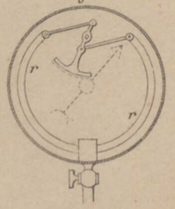
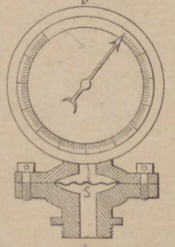


Fig 96



Chr. J. Tauber's lith. Inst.

IV

Fig 65 - Fig 96

Dansk Ingeniørforenings
Bogsamling

Fig 97

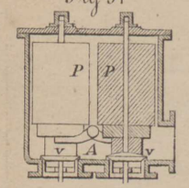


Fig 98

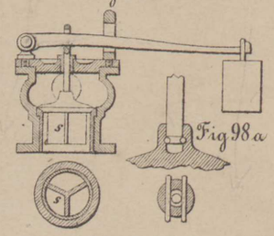


Fig 99

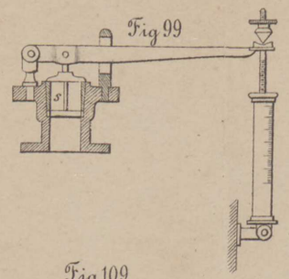


Fig 100

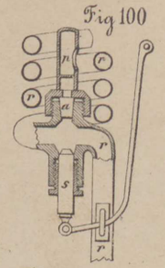


Fig 101

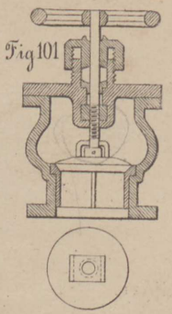


Fig 102

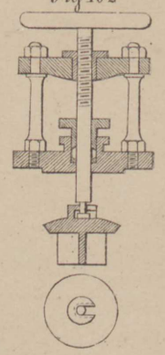


Fig 103

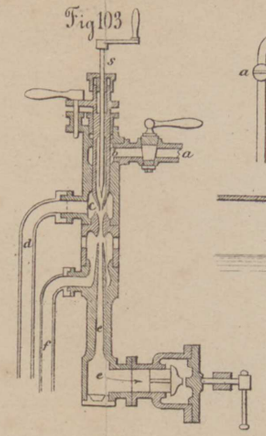


Fig 104

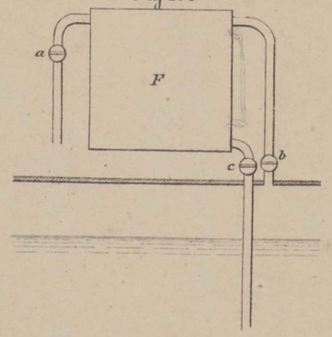


Fig 105

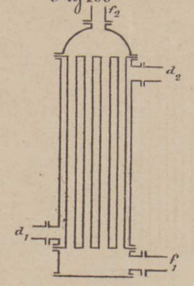


Fig 106

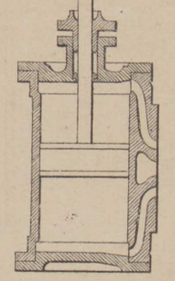


Fig 107

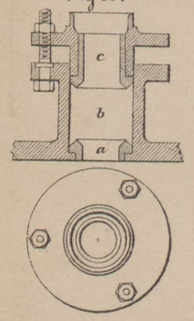


Fig 108

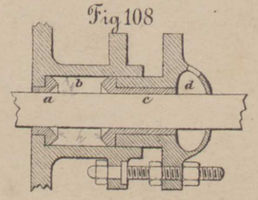


Fig 109

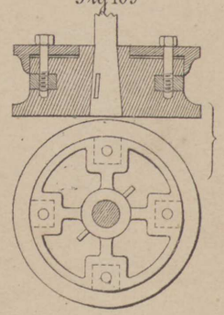


Fig 110

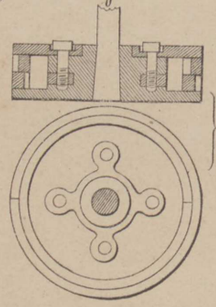


Fig 111

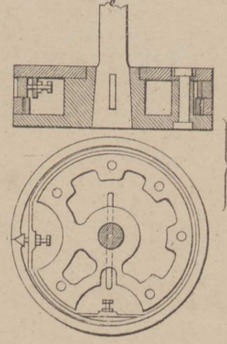


Fig 112

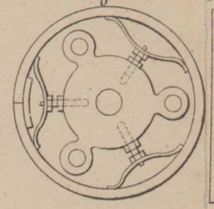


Fig 112a

Fig 112b

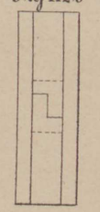


Fig 112c

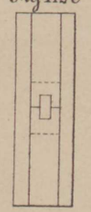


Fig 113

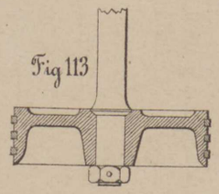


Fig 114

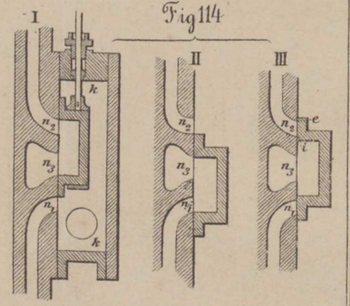


Fig 115

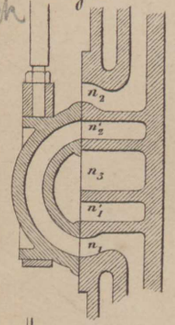


Fig 116

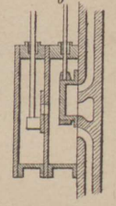


Fig 117

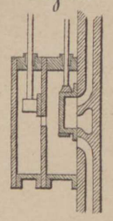


Fig 118

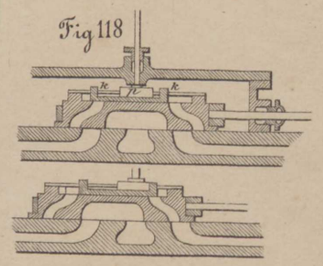


Fig 119 Farcot

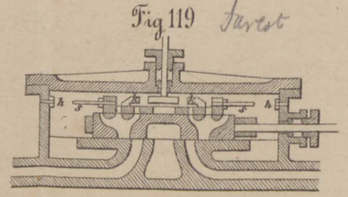


Fig 120

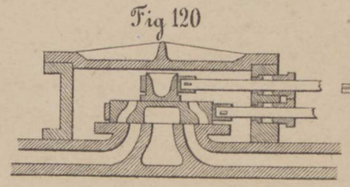


Fig 121 Meyer

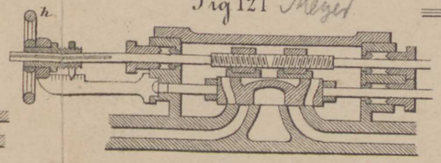


Fig 122

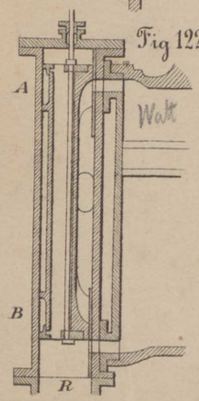


Fig 123 Corliss

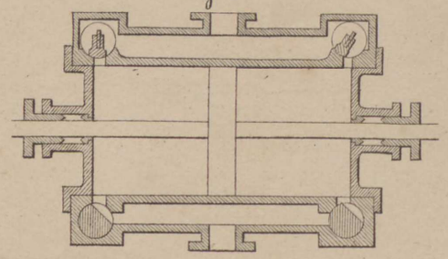


Fig 124 Murdock

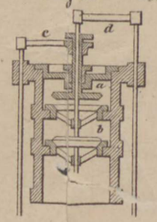


Fig 125 Rifferstein

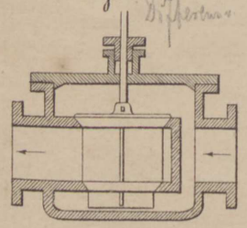


Fig 126 Krauwetz

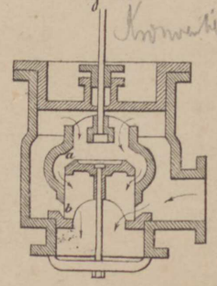


Fig 127

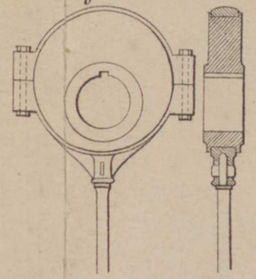


Fig 128

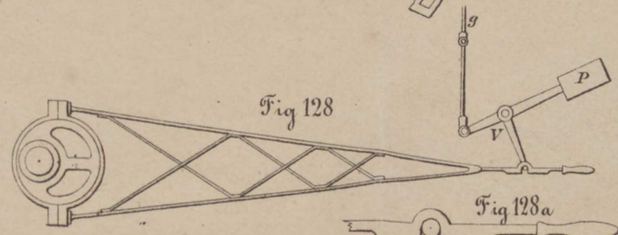


Fig 128a

Fig 129

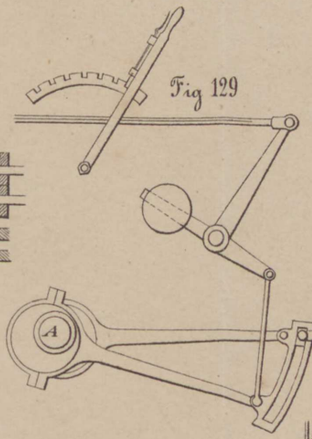
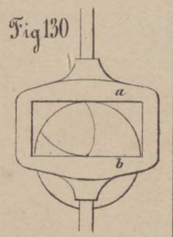


Fig 130



Chr. J. Tauber's lith. Inst.

V

Fig 97 - Fig 130

Dansk Ingeniørforenings
Bogsamling

Fig 131

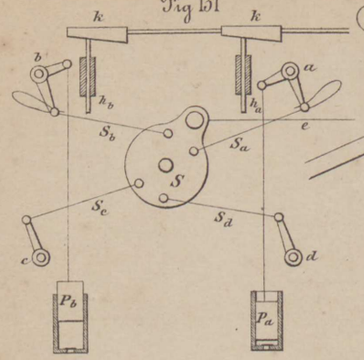


Fig 132

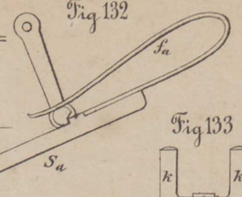


Fig 133

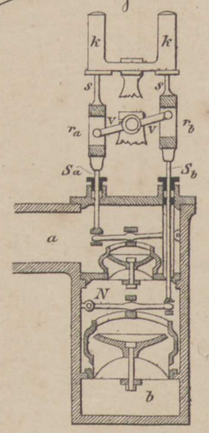


Fig 134

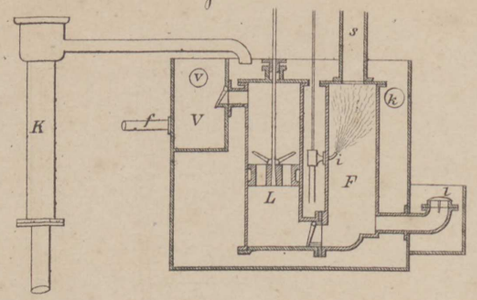


Fig 135

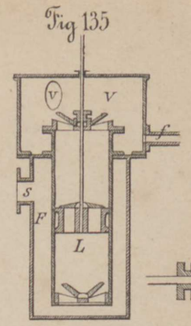


Fig 136

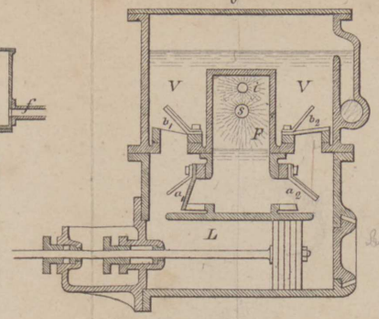


Fig 137

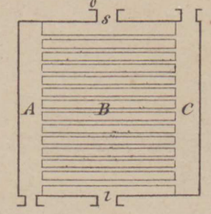


Fig 138

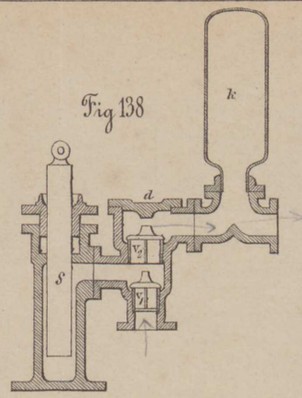


Fig 139

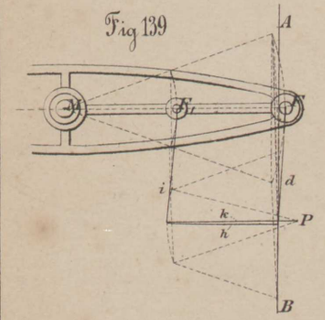


Fig 140

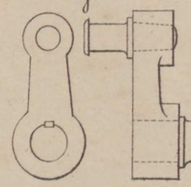


Fig 141

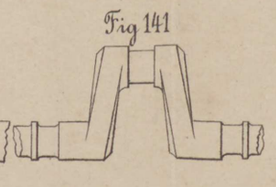


Fig 142

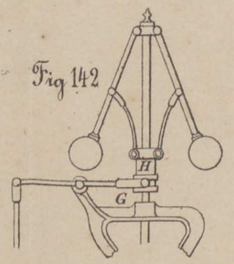


Fig 143

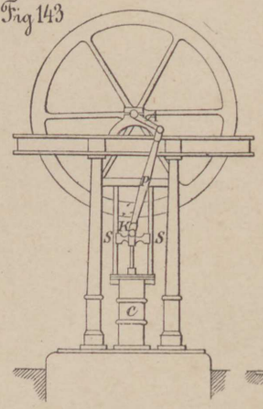


Fig 144

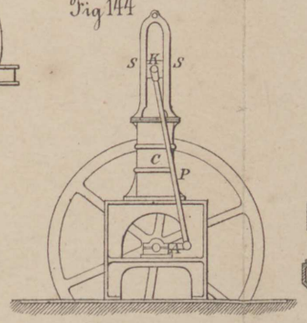


Fig 145

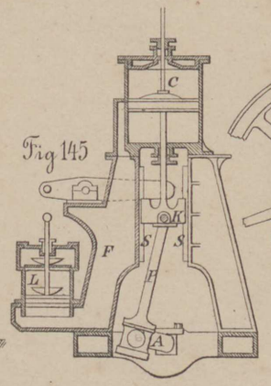


Fig 146

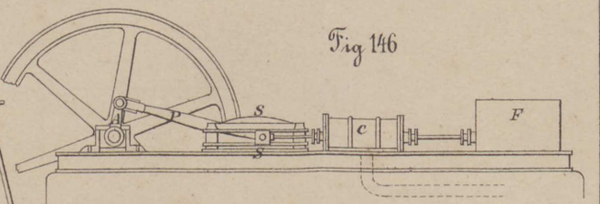


Fig 147

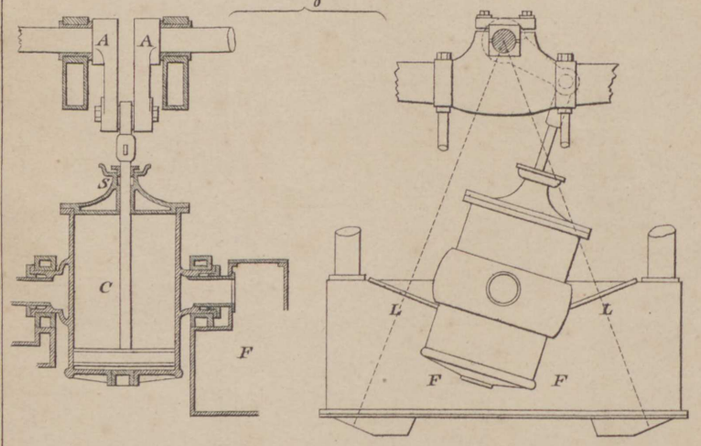


Fig 148

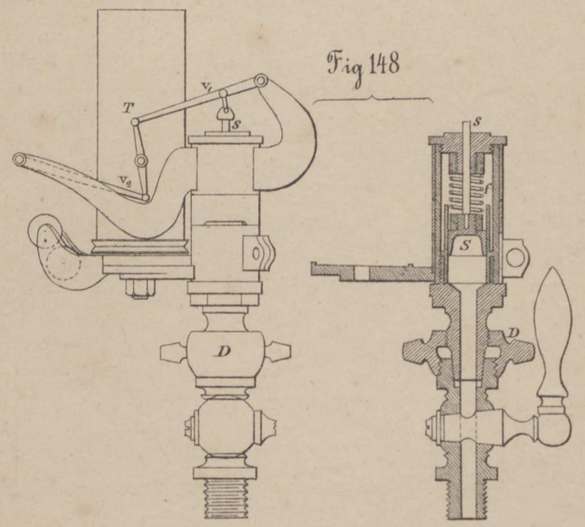


Fig 149

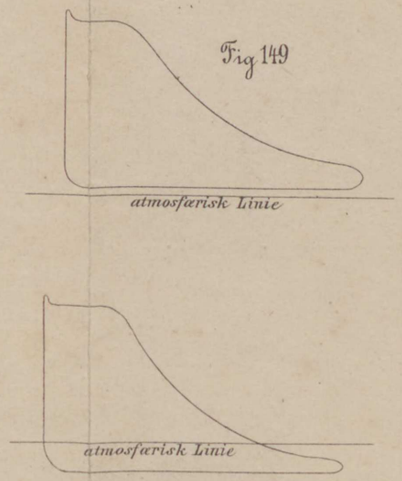
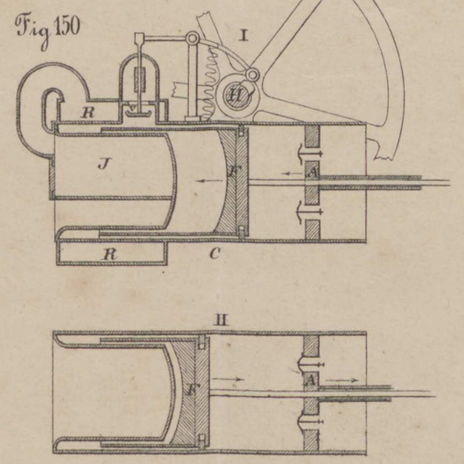


Fig 150



Chr. J. Tauber's lith. inst.

VI

Fig 131 - Fig 150

Dansk Ingeniørforenings
Bogsamling

Fig 151

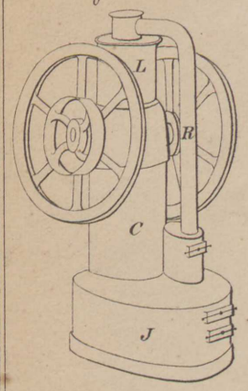
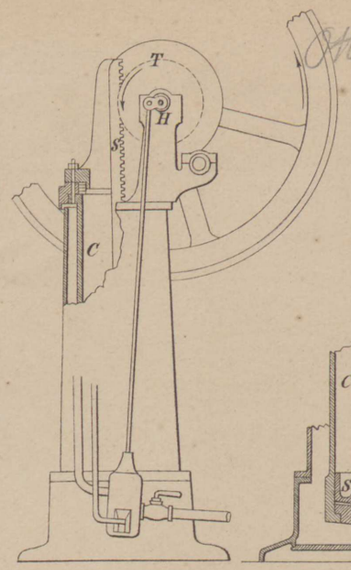
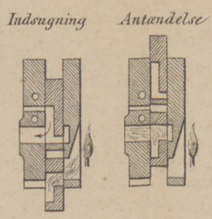


Fig 152





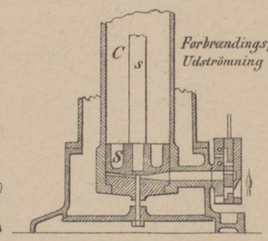


Fig 153

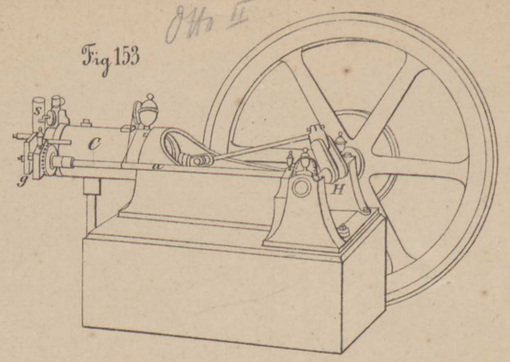


Fig 154

Fig 155

Fig 156

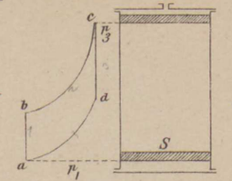


Fig 157

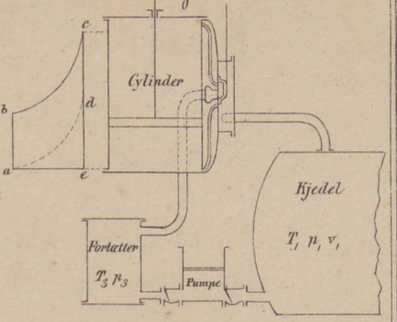


Fig 158

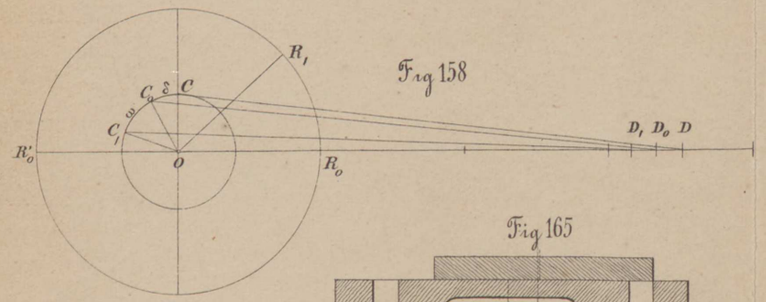


Fig 159

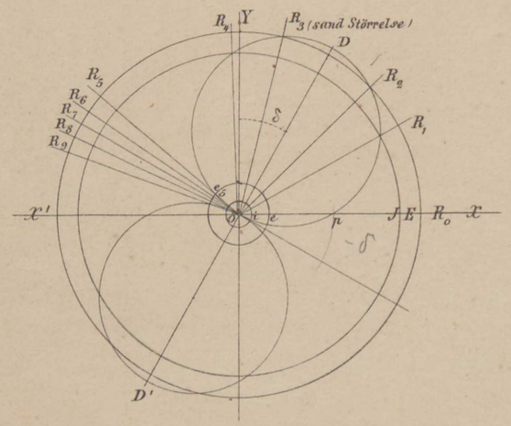


Fig 160

(½ sand Störrelse)

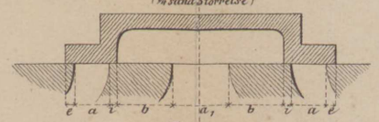


Fig 161

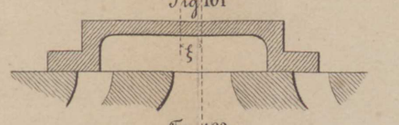


Fig 162

(¼ sand Störrelse)

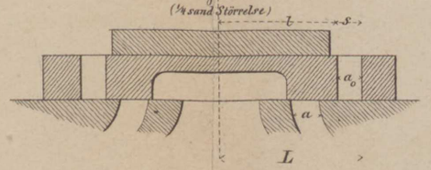


Fig 163.

(sand Störrelse)

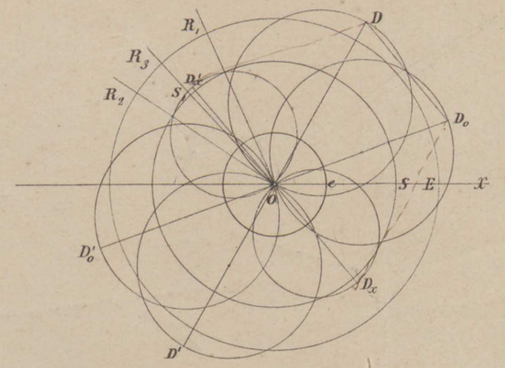


Fig 164

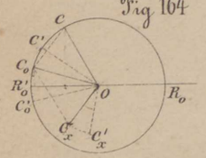


Fig 165

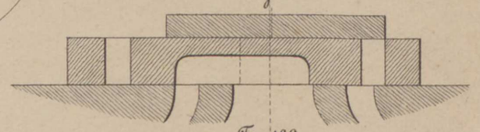


Fig 166

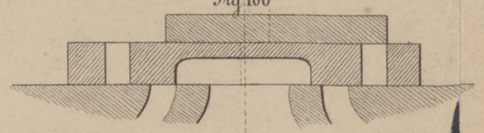


Fig 167

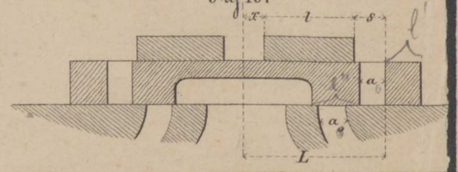


Fig 168a

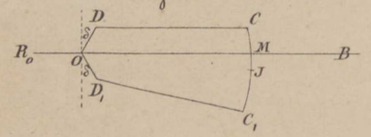


Fig 168b

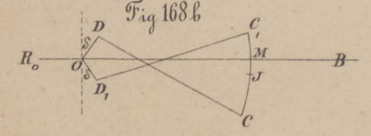


Fig 169

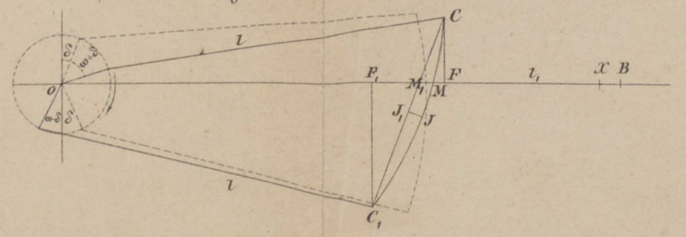
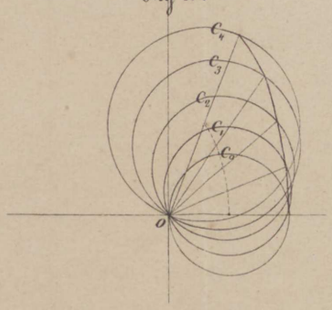


Fig 170



Chr. J. Tauber's lith. Inst.

VII

Fig 151

Dansk Ingeniørforenings
Bogsamling

Dansk Ingeniørforenings
Bogsamling