

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*

Schmittler
Hortskattel
Maskinsore

INDUSTRI-
FORENINGEN.

621 (022).

✱

75

621 (022)

621 (074)

16-13.

Fortsattet Maskinlære

af

B. Schnitler,
Lærer ved Hortens tekniske Skole.

Med 162 Træsnit i Teksten.



Christiania.

Forlagt af Alb. Cammermeyer.

1875.



Trykt hos H. J. Jensen.

Indhold.

	Side
§ 1. Indledning.....	1
Kap. I. Enkelte Maskindelse.	
2. Axler.....	3
3. Axlertappe.....	7
4. Koblinger.....	8
5. Lagere.....	12
6. Struer.....	14
7. Remstveudværlinger.....	18
8. Tandhjuludværlinger, Tandbredde, Deling, Omsætningsforhold.	24
9. Tandfriktion, Bestemmelse af Kraftvindingen.....	27
10. Tændernes Form.....	29
11. Krumtap og Svinghjul.....	34
12. Bestemmelse af Friktionen i Krumtappinden og Styrearmen.	40
13. Forskjellige Parallelbevægelser.....	41
14. Excenterstiven og andre Midler til Forvandling af Bevægelse..	45
15. Regulatorer.....	49
16. Modvægte.....	55
17. Vindfanget.....	56
18. Bremsjer.....	57
Kap. II. Om Maaling af Kræfter og deres Virkninger.	
19. Bestemmelse af en Krafts Effekt.....	62
20. Skaalægten.....	62
21. Vismeren.....	65
22. Forskjellige Provwægte.....	66
23. Visevægte.....	70
24. Forskjellige Dynamometre.....	71
25. Dampmaskinens Indikator.....	76
Kap. III. Maskiner til Hævning af Vægte, Spil, Kraner, Fallier o. s. v.	
§ 26. Om animalste Motorer.....	79
Spil.	
27. Det simple Spil, Vinden.....	80
28. Krøbspillet.....	82
29. Pumpspeillet, Harfields Bremsespil.....	83
30. Gangspil.....	86
31. Udvevlingsspil med vertikal Valse.....	87
32. Transportabelt Udvevlingsspil.....	89
33. Dampspil.....	90
34. Spil med dobbelte Valser.....	92
Kraner.	
§ 35. Svingkranernes alm. Theori.....	94
§ 36. Exempler paa faststaaende Svingkraner.....	99

37.	Transportable Svingkraner	Side 105
38.	Rjebelkraner	109
39.	Dunkraften	116
40.	Hydraulisk Presse	118
41.	Hydraulisk Dunkraft	122

Tallier.

42.	Forforskjellige Slags Talliebløkke	123
43.	Alm. Talliers Kraftvinding	125
44.	Differentialtallier	129
45.	Cade's Tallie	132

Kap. IV. Pumper og Sprøiter.

46.	Cylinderpumper. Suge- og Trykpumper	135
47.	Ventiler og Stempler	143
48.	Pumpe til Frembringelse af jævnt Udløb. Bindtjelden. Down- tons Pumpe	147
49.	Eksempler paa udførte Cylinderpumper	151
50.	Svingørpumpen og den alm. Centrifugalpumpe	155
51.	Sugestraalepumpe. Injektor	162
52.	Hydraulisk Vædder	164
53.	Blæsemaskiner	165

Kap. V. Om Vandets Bevægelseskraft og de hydrauliske Maskiner.

54.	Indledning. Naturkraft og Nytteeffekt. Vandhjulenes Inddeling	173
55.	Oversjaldshjul	178
56.	Bryttsjaldshjul	184
57.	Underfaldshjul, Poncelethjul	186
58.	Turbinernes Inddeling	189
59.	Tangentialhjul	190
60.	Om Vandets Reaktion. Det Segnerste Vandhjul	193
61.	Fourneyrans Turbine	194
62.	Støtst Turbine	202
63.	Jonval's Turbine	204
64.	Schieles Turbine	

Indledning.

§ 1. En Maskine er det Middel, hvorved en Kraft er istand til at udføre mekanisk Arbeide. Et Instrument, et Værktøj er derfor ogsaa en Maskine; kun ere disse bestemte for mindre Arbeider ved Menneskehænder. De Legemer, hvis Kræfter tjene til Bevægelse af Maskiner, kaldes Motorer. Bevægende Kræfter ere fornemmelig Tyngden, enkelte faste Legemers og Gasarters Elasticitet eller Spændkraft, animalske Kræfter o. fl.

Bed enhver Maskine skjæles mellem Kraft, Last og Tillægs-
last. Kraften er det, der frembringer Bevægelsen, Lasten er den Modstand, til hvis Overvindelse Maskinen specielt er bestemt, og Tillægslasten ere de Modstande, der frembringes af Maskinen selv, saasom ved Friktion, Træghed etc.

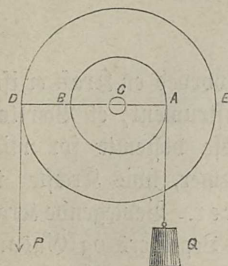
En Maskines Nytteeffekt er det nyttige Arbeide, Maskinen kan udføre i Tidsenheden. Angives den Modstand Q , Maskinen har at overvinde, i $\mathcal{E}$, Veien s i Fod pr. Minut, saa er Nytteeffekten:

$$E = Qs \mathcal{E} \text{ fod pr. Minut} = \frac{Qs}{29100} \text{ Hestekræfter.}$$

Kraftens Arbeide, Totaleffekten $K = Ps_1$, er ved enhver Maskine paa Grund af Tillægslasten større end Nytteeffekten, og Forholdet mellem dem, den saakaldte Virkningsgrad $\frac{E}{K}$, nærmer sig desto mere Enheden, jo fuldkommnere Maskinen er, og Forskjellen mellem dem, $K - E$, er Tillægslastens Arbeide. Ved en Pumpemaskine er t. Exp. Nytteeffekten i en given Tid lig Produktet af det oppumpede Vands Vægt i den givne Tid og den Høide, til hvilken det er hævet. Totaleffekten derimod er foruden den sidste ogsaa det Arbeide, der er medgaaet til Over-

vindelse af Vandets Friktion i Rørene, til Bevægelse af Stemp-
ler, Ventiler o. s. v. Ved en Skibsdampmaskine er Nytte-
effekten lig Produktet af Vandets Modstand mod Skibets Be-
vægelse og Skibets Bei, Totaleffekten derimod foruden det sidst-
nævnte ogsaa det, der medgaar til at overvinde Maskindelenes
Friktion, til Drivning af Luftpum-
pen o. s. v.

Fig. 1.



Exempel. Valsen AB, Fig. 1,
med Radius BC = q, dreier sig om
en Tap med Radius r og Friktions-
koefficient φ . Lasten Q hænger i et
Toug om Valsen, og Kraften P virker
paa Omkredsen af Hjulet DE med
Radius DC = p. Løstes Lasten med
jevn Hastighed, saa bliver pr. Om-
dreining:

Nytteeffekten $Q \cdot 2q\pi$
Tillægslastens Effekt $\varphi(P + Q) \cdot 2r\pi$
og Totaleffekten $= P \cdot 2p\pi = (Qq + \varphi(P + Q)r)2\pi$,
altsaa Maskinens Virkningsgrad:

$$\frac{E}{K} = \frac{Q \cdot 2q\pi}{(Qq + \varphi(P + Q)r)2\pi}.$$

I et senere Kapitel skulle beskrives en Del Apparater, der
benyttes til Udmaaling af Kræfter og Arbeidsmængder.

De fleste Maskiner kunne i Almindelighed henføres til to
Hovedklasser, nemlig:

I. Maskiner, der tjene til Transport eller Fremdrift af
Masser, saasom Kraner, Spil, Skibsdampmaskiner, Pumper
o. fl., hvilke som oftest tillige ere saakaldte Kraftmaskiner, d. e.
ere indrettede til direkte at optage Motorens Kraft, og

II. Maskiner, der tjene til Formforandring af Legemer,
saasom Møller, Potværk, Maskiner til Metallernes Bearbei-
delse o. s. v.

Maskinerne i den anden Hovedklasse høre maaske nærmest
ind under den mekaniske Teknologi; i det Følgende er derfor
fornehmelig Tale om den første Hovedklasse.

En fuldstændig Maskine er som oftest en Sammensætning

af mange enkelte Dele, saasom Axler, Skruer, Hjul o. s. v., hvis Funktioner kunne være at befæste, overføre Bevægelse, forandre Kraftens Retning og Størrelse m. m. Mange af disse Dele ere imidlertid at betragte som Fælleseiendom for alle Maskiner, hvorfor vi, inden vi overgaa til Beskrivelsen af fuldstændige, mere sammensatte Maskiner, i et eget Kapitel skulle beskrive en Del enkelte Maskindele.

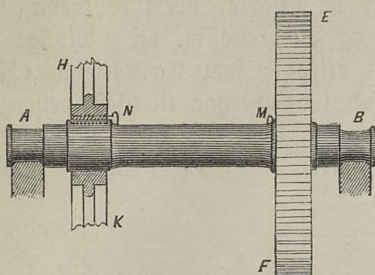
Kapitel I.

Enkeltte Maskindele.

§ 2. **Axler.** En Axel er det første Hjælpemiddel til Forplantelse af omdreieude Bevægelse. Axlerne ere i de fleste Tilfælde Cylindre, hvis geometriske Axe falder sammen med Omdreiningssagen, og Materialet i dem kan være Staal, Smeddejern, Støbejern eller Træ; dog er Smeddejern det almindeligste Axelmateriale. Smeddejernsaxlerne ere i Almindelighed massive cylindriske, Støbejernsaxlerne ere massive eller hule cylindriske og ere undertiden forsynede med Ribber langsøfter. Træaxlerne faa som oftest et regelmæssigt kantet Tværsnit og bruges kun af kortere Længder. Skal en Axel eller en Axelledning være af betydeligere Længde, gøres den altid af Smeddejern.

Paa det Sted af en Axel, hvor Hjul skulle befæstes, er som oftest Diameteren noget større end Axlens egen Diameter — $\frac{1}{4}$ " til $\frac{1}{2}$ " mere efter Axlens Størrelse —, hvilket Tillæg er gjort baade for at lette Hjulets Paa sætning og for at erstatte Tab i Styrke paa Grund af Nedhugning for Befæstigelsesfilen. En Axlens Tappe ere nøiagtigt afdreiede cylindriske Dele, der tjene til Overførelse af Axlens Tryk paa Underlaget, og hvilke dreie sig i saakaldte Tappelagere. Tappene ere ofte begrænsede af fremstaaende cylindriske Ringe, saakaldte Kraver. Fig. 2 viser en cylindrisk Axel med sine to Tappe A og B. EF og HK ere to til Axelen fæstede Hjul, der modtage og forplante Bevægelsen, og af hvilke det ene, HK, er vist i Gjenemsnit. Ved en saadan Axlens Bridnings- eller Torsionsmoment

Fig. 2.



forstaaes det statiske Moment med Hensyn paa Omdreiningssæen af den paa Hjulenes Omkredse virkende Kraft.

En Axlens Tværsnitsdimensioner bestemmes dels af Torsionsmomentet og dels af den paa Axlen kommende brydende

Belastning. Denne sidste er dog i de fleste Tilfælde saa liden i Forhold til den første, at man som oftest beregner Axler efter Torsionen alene. Dersom det polare Træghedsmoment af Axlens Tværnit betegnes med T , e betegner den for Forvridning mest udsatte Fibers Afstand fra den neutrale Axe og Pp er Torsionsmomentet, saa kan man ifølge Læren om Materialiers Styrke for kortere Axler sætte $Pp = C \frac{T}{e}$, hvor C er en Koeffi-

cient, hvis Værdi afhænger af Materialets Beskaffenhed, og hvis Maximumsværdier indeholdes i følgende Tabel, naar alle Belastninger ere regnede i $\mathbb{H}$ og alle Dimensioner i Tommer.

Material.	Træ.	Støbejern.	Smeddejern.	Staal.
Koeff. $C =$	4500	45000	60000	75000

Til brugelig Belastning kan man under almindelige Omstændigheder multiplicere de her anførte Værdier af C med Sikkerhedskoefficienten γ_0 . For et cirkelformigt Tværnit af

Diameter d er $T = \frac{\pi}{32} d^4$ og $e = \frac{d}{2}$, hvilket for en Smedde-

ernsagel ved brugelig Belastning giver $Pp = \frac{1}{10} C \cdot \frac{\pi}{16} d^3$ og:

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 16}{\pi \cdot C} Pp} = 0,095 \sqrt[3]{Pp}$$

For en firkantet Smeddejernsaxel, hvis Tværnit har Bredden b , har man $T = \frac{b^4}{6}$ og $e = b \sqrt{\frac{1}{2}}$, hvilket ved brugelig Belastning giver $Pp = 1414,2 b^3$, hvoraf:

$$b = 0,089 \sqrt[3]{Pp}.$$

For Støbejernsaxler faar man paa samme Maade:

$$d = 0,104 \sqrt[3]{Pp} \text{ og } b = 0,098 \sqrt[3]{Pp},$$

og for Træaxler:

$$d = 0,225 \sqrt[3]{Pp} \text{ og } b = 0,211 \sqrt[3]{Pp}.$$

Koefficienterne i disse Formler gjælde kun for stillestaaende eller meget langsomt gaaende Axler. Ved meget hurtigt gaaende Axler tager man til brugelig Belastning $\frac{1}{30}$ C til $\frac{1}{80}$ C.

I mange Tilfælde er det meget bekvent at have en Axels Dimensioner udtrykte ved det Arbejde i Hestekræfter = N , som Axelen skal forplante, og ved Axelens Omdreiningssantal pr.

Minut = n . Man har nemlig $N = \frac{Pp\pi \cdot n}{29100}$ og faar Torsionsmomentet:

$$Pp = \frac{N \cdot 29100}{2\pi \cdot n} = 4631,3 \frac{N}{n}.$$

Anvender man nu Sikkerhedskoefficienten $\frac{1}{80}$, saa faar man for meget hurtigt gaaende Axler af Smeddejern:

$$d = 3,162 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \text{ og } b = 2,912 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

Dampmaskinaxler giver man endogaa indtil $\frac{1}{3}$ større Diameter.

Længere Axler maa, forat Bredningsvinkelen ikke skal blive for stor, gjøres stærkere. Er l Axelens Længde og α Bredningsvinkelen i Grader, saa er ifølge Læren om Materialernes Styrke:

$$Pp = C_1 \alpha \frac{T}{l},$$

hvor C_1 er en Koefficient, hvis Værdi for forskjellige Materialier indeholdes i følgende Tabel.

Material.	Træ.	Støbejern.	Smeddejern	Staal.
Coëff. C ₁	11525	47822	151400	192000

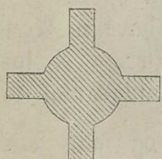
Tages $\alpha = \frac{1}{4}^\circ$, saa er for Smeddejernsarler:

$$d = 0,125 \sqrt[4]{Pp \cdot l} \text{ og } b = 0,112 \sqrt[4]{Pp \cdot l},$$

hvilke Formler blive at anvende, naar foranstaaende Formler for Afbridning ved den forlangte Grad af Sikkerhed give mindre Dimensioner end de to sidste.

Støbejernsarler forsynes undertiden med paastrøbte Ribber efter Længden, saaledes at Tværsnittet bliver som Fig. 3, men

Fig. 3.



saadanne Former ere ikke hensigtsmæssige, idet nemlig Akslerne da høie sig ulige meget under en Omdreining, hvorved de udsættes for efterhaanden at brydes itu. Den hule cylindriske Form er den, der er mest passende for Støbejernsarler, idet de da blive istand til at modstaa en meget større vridende og brydende Belastning end massive Aksler af samme Vægt.

Med Sikkerhedscoefficient $\frac{1}{10}$ har man for Styrken af den hule cylindriske Axl:

$$Pp = 86,20 \frac{d^4 - d_1^4}{d},$$

hvor d og d_1 betegne Tværsnittets ydre og indre Diameter.

En Axl kan samtidigt være udsat for vridende og brydende Belastning. Man bestemmer da de Dimensioner, hver Belastning for sig vilde udkræve og vælger de største.

Exempel. En cylindrisk Axl af Smeddejern skal forplante et Arbejde af 15 Hestekræfter med en Hastighed af 40 Omdreininger pr. Minut. Hvad bliver dens Diameter, naar man anvender Sikkerhedscoefficienten $\frac{1}{10}$? Man faar Diameteren:

$$d = 3,162 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} = 3,162 \sqrt[3]{\frac{15}{40}} = 2,28 \text{ Tommer.}$$

Er Axlen af 30 Fods Længde, og den modtager og afgiver Kraften paa Enderne, hvor stor bliver saa Bridningsvinkelen? Man finder Bridningsvinkelen:

$$\alpha^0 = \frac{P_p l}{C_1 T} = \frac{4631,3 \frac{N}{n} \cdot l}{C_1 \cdot \frac{\pi}{32} d^4} = \frac{4631,3 \cdot 15 \cdot 360 \cdot 32}{151400 \cdot \pi \cdot 2,28^4 \cdot 40} = 2,286^0.$$

Skaf blot α være $\frac{1}{4}^0$, saa maa Axlens Diameter være:

$$d = 0,128 \sqrt[4]{P_p \cdot l} = 0,128 \sqrt[4]{4631,3 \frac{N}{n} l}$$

$$= 0,128 \sqrt[4]{4631,3 \cdot \frac{15}{40} \cdot 360} = 3,6 \text{ Tommer.}$$

§ 3. En Axlens Tappe konstrueres i Almindelighed efter den Regel, at man betragter Trykket i Tappelageret som brydende Kraft, anbragt paa Tappens Ende. Er derfor Tappens Tryk $= P_1$, dens Længde $= l$, og man regner brugelig Belastning $K = 8000 \text{ K}$, saa er for en Smeddejerns Tap Diameteren:

$$d_1 = 0,108 \sqrt[2]{P_1 l}$$

Tappetrykkene bestemmes af Vægterne V og V_1 af de paa Axlen siddende Hjul samt af Axlens egen Vægt Q , Fig. 4. Ere disse Deles Afstande t. Egp. fra Lageret B respektive v , v_1 og q , saa bliver Trykket paa A, naar l betegner Afstanden mellem Lagerne:

$$P_1 = \frac{Vv + V_1v_1 + Qq}{l}$$

Jerntappe paa Træaxler ere enten Spidstappe som AB Fig. 5, der ere drevne ind fra Enden og holdes paa sin Plads ved Modhager og Jernringe om Axlens Ende, eller ogsaa Skivetappe som Fig. 6. Ringene ere i Almindelighed

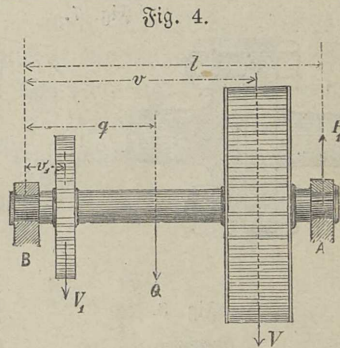
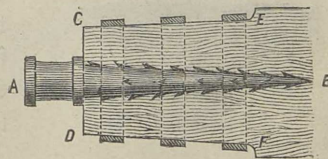
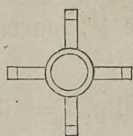
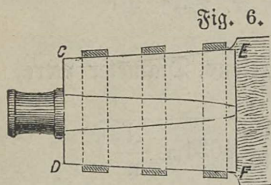


Fig. 5.



3 i Antal, $1\frac{1}{2}$ " til 3" brede og $\frac{1}{4}$ " til $\frac{1}{2}$ " tykke. Skraaheden af Axlenden, hvorpaa Ringene sidde, bør gøres saa stor, at Diameteren FE bliver $\frac{1}{10}$ større end den yderste Diameter CD.



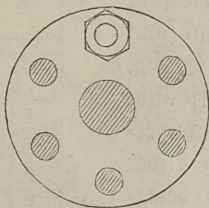
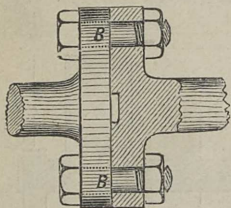
En staaende Tap har egentlig ingen anden Bridningsbe-
lastning end den, der

frembringes af Friktionen i Tappens Omkreds og Endeflade. Tappene paa hurtigt gaaende Axler, saasom Turbinaxler, giver man dog, for at de ikke saa let skulle gaa varme, betydeligt større Diameter. Er Axlens Omdreiningssantal pr. Minut = n , saa kan man sætte Tappens Diameter:

$$d = 0,017 \sqrt{(1 + 0,1 n) V},$$

hvor V betegner Tappens Tryk paa Lagerets horizontale Grundflade.

Fig. 7.

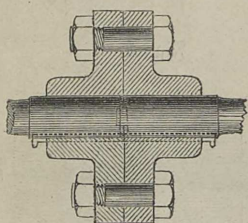


§ 4. Koblinger.

Lange Axlendninger sammensættes i Almindelighed af flere Stykker, der ere fæstede til hinanden ved Koblinger. Koblingerne kunne være

løse og faste. Fig. 7 og Fig. 8 vise Former af faste Skivekoblinger. Ved den første ere Axlenderne formede som cylindriske Skiver, hvilke ere fæstede til hinanden ved Bolte. Man forsyner gjerne for Centreringens Skyld den ene Axlende med en liden cylindrisk Tap paa Midten, der passer i et uddreiet

Fig. 8.



cyldrindrift Gul paa den anden Axlende. Ved den i Fig. 8 viste Kobling ere de to Axlender forsynede med Støbejerns-fiber, paasatte med Riler langsefter.

Derksom de Bolte, der fæste Skiverne til hinanden, ikke ere stærke nok, saa ville de alle afklippes ved B. Momentet af Boltens Modstand mod Afklipping maa derfor idetmindste være lig det paa Axlen virkende Bredningsmoment $= Pp = 4631,3 \frac{N}{n}$

Er derfor Boltens Afstand fra Axlcentret $= r_1$, Antal $= u$ og Diameter $= d_1$ samt Styrke mod Afklipping pr. $\square''$ Section af Bolte $= K$, saa kan man, naar man sætter Friktionen i Skivernes Berøringsflader ud af Betragtning, sætte:

$$K \frac{d_1^2 \pi}{4} u r_1 = Pp = 4631,3 \frac{N}{n} \text{ og faar:}$$

$$d_1 = 1,127 \sqrt{\frac{Pp}{K u r_1}} = 76,79 \sqrt{\frac{N}{K n r_1 u}}.$$

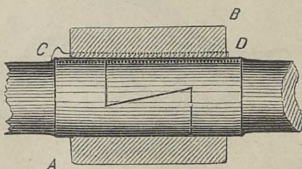
Regnes 4-dobbelt Sikkerhed, saa kan K sættes lig 5000 $\bar{\text{Z}}$.

Paa samme Maade kan man bestemme Tykkelsen af en Skive. Er nemlig en Skive for tynd, saa vil den afrides i i Omkredsen af Axlen, og Momentet af Modstanden i denne Af-rivningsflade maa derfor idetmindste være lig det paa Axlen virkende Bredningsmoment Pp . Er derfor Axlens Diameter $= d$, Modstanden pr. $\square''$ i Afrivningsfladen $= K = 5000 \bar{\text{Z}}$ og Skivens Tykkelse $= t$, saa er $d\pi \cdot t \cdot \frac{d}{2} K = Pp = 4631,3 \frac{N}{n}$ og man faar:

$$t = 0,00013 \frac{Pp}{d^2} = 0,590 \frac{N}{n d^2}$$

De to ovenfor nævnte Koblinger anvendes mest paa større Axler. Paa mindre Axler anvendes mest den ved Fig. 9 viste Hylsekobling. Hylsen AB omslutter begge Axlender, hvilke ere udstaarne og sammenpassede saaledes, at

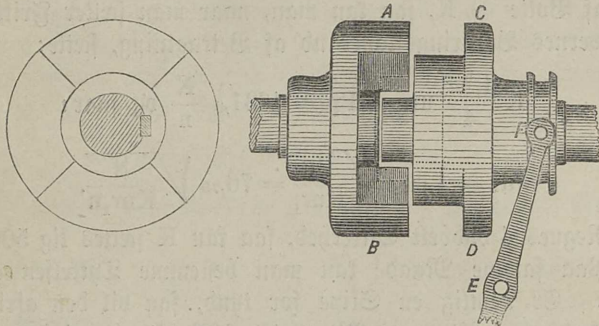
Fig. 9.



Bevægelse i Længderetningen af en af Axlerne forhindres. Hylsen er som oftest af Støbejern og fæstet ved en Rille CD. Længden af Hylsen bør være to Axeldiametre, og dens Gods $e = \frac{1}{3}$ Axeldiameter. Befæstigelsesfilen CD gjøres af Bredden $0,9 e$ og Tykkelsen $0,5 e$, hvoraf Halvdelen er nedfkaarret i Axelen.

Den saakaldte Klokobling, Fig. 10, anvendes oftest som løs Kobling og bestaar af to Støbejernsffiver AB og CD, der ere fæstede til hver sin Axlende ved Riler langsefter, men

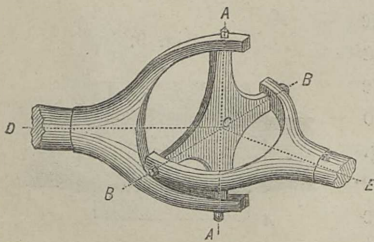
Fig. 10.



hvoraf den ene CD kan ved Vægtstangen EF forskydes langs efter Axelen, saaledes at de ringstykkeformede Tænder og Fordybninger paa Støbejernens indre Flader passe i hinanden. Antallet af Tænder er gjerne to eller tre.

Universalledet anvendes til at forbinde Axlere, der ikke ligge i en ret Linie. Det bestaar af et korsformigt Stykke

Fig. 11.

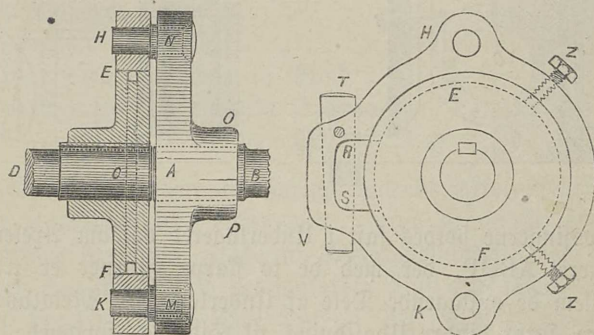


ABCBA med Tappe paa Enderne, hvilke dreie sig i Huller i de boile- eller gaffelformede Axlender. Jo mere Axleretrængerne afvige fra hinanden, desto ujevne fører imidlertid Universalledet; dog kan det med Fordel

anvendes paa simplere Maskinerier, og hvor Axlretningernes Afvigelse ikke er meget stor.

Friktionskoblingen bruges til at forbinde to i en ret Linie liggende eller parallelle Axl'er ved Hjælp af Friktionen i Koblingens Dele. Naar Lasten paa Drivagelen derfor bliver større end Friktionen, saa giver Koblingen efter, hvorved Bestadigelse undertiden kan forhindres. Denne Kobling er altsaa passende, naar Lasten er af meget foranderlig Størrelse, og naar den drivende Axl ikke hurtigt kan standses, som t. Ex. naar den bærer et Svinghjul. Fig. 12 viser en saadan Kobling. AB er den drivende og DC den drevne Axl, hvorpaa ved Riler er

Fig. 12.

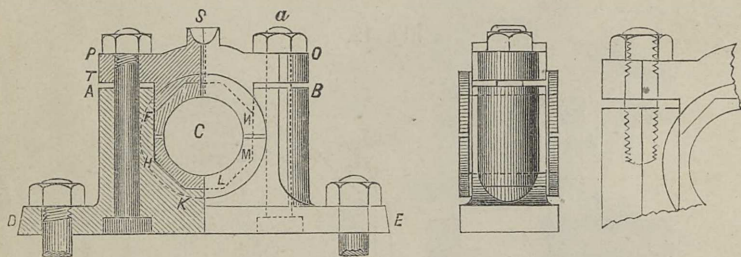


fæstet Støbejernsskiven EF, der er forsynet med en Fure langs Omkredsen, og udenom hvilken ligger en Ring af Smeddejern HK, der efter Omstændighederne kan være forsynet med et eller to Tappehuller. Paa Enden af Drivagelen sidder Bøsset OP, fra hvilket udgaar Armene AN med Tappe paa Enderne, der passe i Ringens Huller. Ringen omslutter et Friktionsstykke SR, hvilket, naar Rilen TV drives ind, presser Skive og Ring sammen. Dette Friktionsstykke er som oftest af Messing. Efterjom Rilen tilføjes mere eller mindre haardt, standser den drevne Axl ved en større eller mindre Belastning. Ringen holdes paa sin Plads om Skiven ved Skruer ZZ, der med Enderne bevæge sig i Furen langs Skivens Omkreds.

Konstruerer man Apparatet med een Tap, og man giver tilstrækkeligt Rum mellem Axlenderne, saa kan denne Tap tillige anvendes som Krumtappinde for en Bev AN.

§ 5. **Lagere** ere de Maskindele, i hvilke en Axl dreier sig og hvilke modtage Axlens Tryk. Et saadant Lager for en horisontalt liggende Axl har i Almindelighed den ved Fig. 13 viste Form og bestaar af Underlageret ABED med en Nedsænkning FHKN paa Midten, hvori er tilpasset to halve Metalbøssinger, hvis Sektion som oftest danner en noget fladtrykt Ottekant.

Fig. 13.



Metalbøssingerne holdes fast i Underlageret og om Axlen af Overlageret ABOP, der med de to skarpe Hjørner er trykket ned mellem de opstaaende Dele af Underlageret. Metalbøssingerne ere, forat hindre Udglidning til Siderne, forsynede med Ringe eller Kraver paa Enderne, og de kunne, naar Slitage af deres indre cylindriske Flade gjør det nødvendigt, trækkes tættere sammen om Axlen ved Boltene a. Store Lagere have ofte to slige Bolte paa hver Side. Lagerets nederste Del er, naar det ikke er støbt i Et med Underlaget, formet som en Plade, hvis Bredde er Lagermetallernes hele Længde og gaar saa langt ud til Siderne, at man kan faa anbragt Bolte paa Enderne for Lagerets Befæstigelse med Underlaget. De Bolte, der holde Underlager og Overlager sammen, ere ofte saakaldte Bindefruer, d. e. de ere opgjængede i begge Ender og skruede ned i de opstaaende Dele af Underlageret, saaledes som vist ved Figuren til Høire, hvilket altid er Tilfælde, naar Lageret er støbt i Et med Underlaget.

Paa Overlageret befinder sig Smørekoppen S, hvorfra gjennem et Hul i Overlageret og Metalbøssingen føres Olie ned paa Axelen og udbredes rundt denne ved udhuggede Furer paa den indre Flade af Bøssingerne.

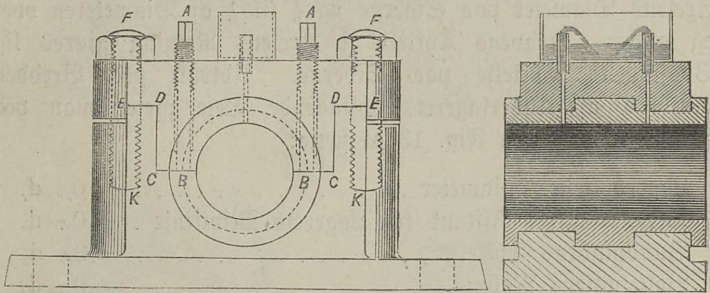
Metalbøssingernes Godstykkelse kan sættes $\frac{1}{2}$ til $\frac{1}{3}$ af Axelens Diameter paa Siderne og $\frac{1}{3}$ til $\frac{1}{4}$ af Diameteren over og under. Kravens Tykkelse i Axelens Retning gjøres lig Bøssingens Tykkelse paa Siderne. Udtrykt ved Bredden $FN = d$ af Underlagerets opstaaende Dele pleier man ved mindre Lagere som Fig. 13 at sætte:

Lagerboltens Diameter	= 0,2 d,
Deres Centres Afstand fra Lagerets Midtlinie	= 0,7 d,
Bundpladens Tykkelse	= 0,2 d,
Boltehylsens Radius	= 0,25 d,
Afstand fra Axelcenter til Bund	= 0,9 d,
Overlagerets Tykkelse paa Enderne	= 0,3 d,
— — paa Midten	= 0,35 d.

Ved store Lagere til hurtigt gaaende Axler, som ved de fleste Dampmaskiner, pleier man, forat formindste Friktionen, at forsyne den indre Flade af Metalbøssingerne med Fordybninger, der fyldes med det saakaldte Antifriktionsmetal, hvilket er en Legering af 85 Dele Tin, 5 Dele Kobber og 10 Dele Antimon. Ligeledes tilføres Axelen Smørelse jævnt og stadigt fra Smørekoppen paa Overlageret formedelt Haarrørskraften hos en løst tvundet Bomuldsvæge. For ved saadanne Lagere at kunne tage op begge Lagerbøssinger til Eftersyn uden at tage løs Axelen, gjør man dem ogsaa udvendig af cirkelformigt Tværnit, saaledes at den halve nederste Bøssing, naar Overlageret er taget af, kan dreies rundt om Axelen. Man anbringer da tillige Støttefruer med Gjænger i Overlageret, hvis Ender trykke imod den nedre Metalbøssings opstaaende Flader. Disse Støttefruer formindste Overlagerets Tryk paa Axelen, paa samme Tid som de hindre Bøssingen i at dreie sig med Axelen. Et saadant større Lager med Støttefruer og runde Bøssinger er vist ved Fig. 14. Over- og Underlageret ere saaledes sammenpassede, at de netop berøre hinanden i ED og

BC, naar der intet Spillerum er for Axelen. AB ere Støtte-
skrueerne, og FK de i Underlageret nedskruede Lagerbolte, der
kunne være 2 eller 4 i Antal.

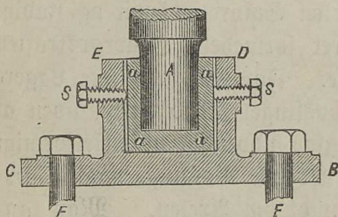
Fig. 14.



Tappelagere, der ikke ere fæstede til et horizontalt Under-
lag, ere enten Væglagere eller Hængelagere, idet de
egentlige Lagerlegemer ere forsynede med saadanne Tilskøbninger,
at man kan fæste dem til en vertikal Væg eller hængende dem ned
fra en Bjelke eller et Tag.

Et Lager, der er bestemt til at fastholde og optage Trykket
af en vertikal staaende Tap, kaldes et Fodlager. Fig. 15

Fig. 15.



vijer et saadant. A er Axel-
enden, aa en Metalbøsning,
der ved Stilleskrue SS kan
flyttes frem eller tilbage og er
anbragt i en indvendig firkan-
tet Hylse af Støbejern, der
ved Bolte FF er fæstet til
Underlaget. Undertiden er
ogsaa Metalbøsningen anbragt paa et Underlag, der kan hæves
eller sænkes.

§ 6. **Skrue.** Bifler man et retvinklet Triangel om en Cy-
linder, saa danner Trianglets Hypothenus den saakaldte Skruelinie.
Lægges langs Skruelinien et prismatisk Legeme, saa
danner dette sammen med Cylinderen en Skruer, og det pris-
matiske Legeme selv danner Skruens Gjænger. Ved een Gjænger

forstaar man Længden af det prismatiske Legeme regnet een Gang rundt Cylinderen, og ved en Skrues Stigning forstaar man Afstanden fra Midten af en Gjænge til Midten af næste Gjænge, maalt parallelt med Cylinderens Axe. Er saaledes AC, Fig. 16, en Cylinder og ECF et retvinklet Triangel, hvis Grundlinie CF er lig Omkredsen af Cylinderens Grundflade, saa danner Hypotenusen DF, ved at Trianglet omvikles Cylinderen, Skruelinien ehb, langs hvilken det prismatiske Legeme lægges, og Stigningen bliver $bc = EF$.

Naar Stigningen er meget stor i Forhold til Diameteren, saasom ved mange Skrue til at frembringe Bevægelse, saa gjøres Skrueerne undertiden dobbelt- eller tredobbelstgjængede, d. e. man lægger mellem hver Skruelinie en eller to andre, saaledes at Mellemrummene blive ligestore. Til enhver Skruer hører en saakaldet Mutter, der som oftest er en hul Cylinder forsynet med Fordybninger, hvori Skrues Gjænger passe.

Skrues Theori er Theorien for Skraaplanet. Anvendes t. Ex. Skruen AC, Fig. 16, til at udøve et Tryk eller løfte en Last Q, idet Skruen ved Kraften P paa Armen KL = p kan dreies i en fast Mutter, saa er Tilfældet med Hensyn paa Forholdet mellem Kraft og Last det samme, som om Lasten var anbragt umiddelbart paa Skraaplanet CE, og den til Skrues

Omkreds reducerede Kraft $P_1 = P \frac{p}{r}$, virkende parallelt med Grundfladen CF, anvendes til at bevæge Q opad dette; den theoretiske Mechanik giver da:

$$\frac{Q}{P} = \frac{2r\pi - gs}{s + g2r\pi} \frac{p}{r},$$

naar Friktionscoefficienten for Gjængerne = g , s = Skrues Stigning og r dens Radius. Er Stigningen meget liden i Forhold til Diameteren, saaledes som ved de fleste Befæstigelses-skrue, saa kan man sætte Friktionens Arbejde under en Omdreining = $gQ2r\pi$, medens Lastens Arbejde er Qs og Kraftens = $P2p\pi$, og man faar:

$$\frac{Q}{P} = \frac{2p\pi}{s + g2r\pi}.$$

Gjængernes Tværsnit danne oftest enten et Rektangel eller

et ligebenet Triangel med Toppen vendende udad. I sidste Tilfælde stiger Normaltrykket T paa Gjængesladerne med Topvinkelen β , da man kan betragte det som Resultanten af Q og et Sidetryk T_1 , hvoraf faaes $T = Q \sec. \frac{\beta}{2}$. Regnet efter Arbejds ligningen bliver da:

$$\frac{Q}{P} = \frac{2p\pi}{s + q2r\pi. \sec. \frac{\beta}{2}}$$

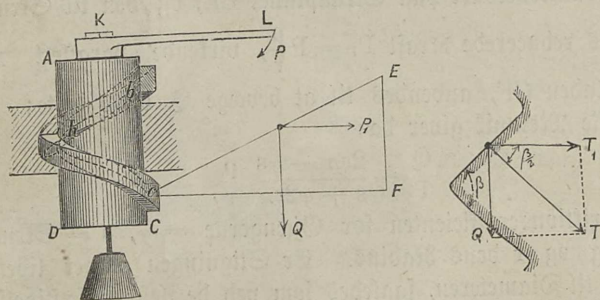
Kan en Skrue netop opgaa af sig selv, saa er $Qs = qQ2r\pi. \sec. \frac{\beta}{2}$. Uden Hensyn til Gjængernes Skarp-hedsvinkel faar man da for Befæstigelseskruer:

$$s = q2r\pi.$$

For Smeddejern kan sættes $q = 0,1$, og man faar $\frac{s}{2r} = q\pi = 0,314$. Dette Forhold gjøres dog altid meget mindre.

Tværsnittet af Gjængerne hos Befæstigelseskruer er næsten altid triangulært, saaledes som Figuren til Høire udviser. Med Hen-

Fig. 16.



syn til Forholdet mellem Stigning og Diameter har den engelske Mekaniker Withworth for saadanne Skruer opstillet følgende Tabel, der anvendes ved de fleste mekaniske Værksteder.

Diameter udvendig paa Gjængen.		Struекjernens Diameter i en- gelske Tommer.	Antal Gjænger paa en eng. Tom- mes Længde.
Eng. Tommer.	Norske Tommer.		
$\frac{1}{4}$	0,243	0,15	20
$\frac{5}{16}$	0,303	0,20	18
$\frac{3}{8}$	0,364	0,26	16
$\frac{1}{2}$	0,486	0,37	12
$\frac{5}{8}$	0,607	0,48	11
$\frac{3}{4}$	0,728	0,59	10
$\frac{7}{8}$	0,850	0,70	9
1	0,971	0,81	8
$1\frac{1}{8}$	1,092	0,92	7
$1\frac{1}{4}$	1,214	1,08	7
$1\frac{3}{8}$	1,335	1,14	6
$1\frac{1}{2}$	1,457	1,25	6
$1\frac{5}{8}$	1,578	1,36	5
$1\frac{3}{4}$	1,700	1,47	5
$1\frac{7}{8}$	1,821	1,58	$4\frac{1}{2}$
2	1,942	1,69	$4\frac{1}{2}$
$2\frac{1}{4}$	2,185	1,91	4
$2\frac{1}{2}$	2,428	2,13	4
$2\frac{3}{4}$	2,671	2,35	$3\frac{1}{2}$
3	2,913	2,57	$3\frac{1}{2}$
$3\frac{1}{4}$	3,156	2,79	$3\frac{1}{4}$
$3\frac{1}{2}$	3,399	3,01	$3\frac{1}{4}$
$3\frac{3}{4}$	3,642	3,23	3
4	3,885	3,45	3
$4\frac{1}{4}$	4,127	3,66	$2\frac{7}{8}$
$4\frac{1}{2}$	4,370	3,87	$2\frac{7}{8}$
$4\frac{3}{4}$	4,613	4,11	$2\frac{3}{4}$
5	4,856	4,33	$2\frac{3}{4}$
$5\frac{1}{4}$	5,098	4,54	$2\frac{5}{8}$
$5\frac{1}{2}$	5,341	4,75	$2\frac{5}{8}$

Fig. 17.

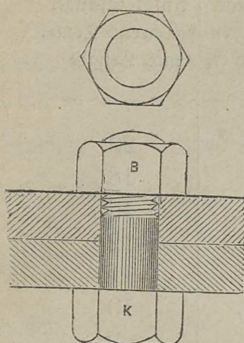


Fig. 17 viser en Befæstigelseskrue med sit faste Hoved K og sin Mutter B. Mutteren gjøres sexkantet, saaledes at Siderne tangere en Cirkel med Radius lig $\frac{3}{4}$ Boltediameter, og dens Høide gjøres lig Siden.

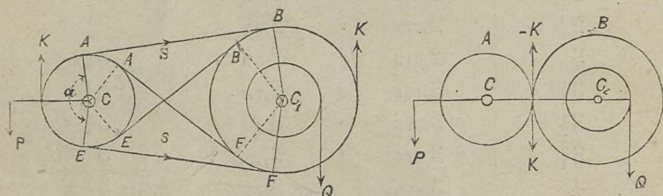
Skal en Krue af Smedejern udøve et Tryk af QW , saa maa, naar man tager 15dobbelte Sikkerhed, dens Diameter være:

$$d = 0,31 \sqrt{Q} \text{ Tommer.}$$

§ 7. **Udvejlinger.** Naar Bevægelse skal overføres fra en Axl til en anden, saa kan dette ske middelbart ved Rem- eller Snorffiver med dertil hørende Remme eller Snore, eller umiddelbart ved Tandhjul. Slige Forbindelser af Hjul kalder man Udvejlinger, og Forholdet mellem den drivende og den drevne Axels Omdreingsantal i en og samme Tid kaldes Omsætningsforholdet.

Omsætningsforholdet maa altid være det omvendte af Forholdet mellem Hjulenes Radier. Ere nemlig Remffive- og Tandhjuludvejlingerne, Fig. 18, C og C₁ Axlerne, A og B de to Hjul

Fig. 18.



med Drevradierne r og Hjulradierne r_1 , samt n og n_1 de respektive Omdreingsantal pr. Minut, saa bliver den fælles Hastighed pr. Minut i Omkredsen af de to Hjul $2\pi r n = 2\pi r_1 n_1$ og man faar Omsætningsforholdet:

$$\psi = \frac{n}{n_1} = \frac{r_1}{r}$$

Forstaar man ved Q baade Lasten og de til Lastens Angrebepunkt reducerede Friktioner, og p og q ere Kraftens og

Lastens Arme, saa har man pr. Omdreining af Kraften Arbeids-
mængderne:

$$P \cdot 2p\pi = Q \cdot 2q\pi \frac{n_1}{n} \text{ hvoraf: } \frac{Pp}{Qq} = \frac{n_1}{n}$$

Forholdet mellem Momenterne af Kraft og Last er altsaa det omvendte af Omsætningsforholdet, og man siger, at Udve-
rlingen multiplicerer Kraften saa mange Gange, som Omdrei-
ningsantallet hos den drivende Axl er mindre end Omdreiningss-
antallet hos den drevne Axl. Paa samme Maade faar man
for en dobbelt Udvevling som Fig. 29, der er en Forbindelse
af 3 Axl'er formodetst Hjul: Omsætningsforholdet er
lig Quotienten mellem Produkterne af Hjulradierne
og Produkterne af Drevradierne, og Forholdet mel-
lem Kraft og Last er det omvendte heraf.

Naar man vil frembringe en Udvevling ved Rem og Sfi-
ver, saa maa man give Partene en oprindelig Stramning S_1 .
Kraftens første Virkning vil da være en Forøgelse af Stramningen
i Parten AB, Fig. 18, og en Formindskelse af Stramningen i
Parten EF, den saakaldte hængende Part, saaledes at $S + s$
 $= 2 S_1$. Men naar Bevægelse skal kunne overføres, saa maa
Forholdet mellem Stramningerne S og s være slikt, at Remmen
hindres i at glide paa Skiverne, og for dette Tilfælde opstiller
den theoretiske Mechanik Formelen:

$$S = s \cdot e^{f\alpha}, \dots \dots (I)$$

hvor $e = 2,71828 \dots$, f = Friktionskoefficienten mellem
Rem og Skiver og α = Længden af Bue med Radius = 1,
der kan beskrives mellem Radierne AC og CE. Den paa Sfi-
vernes Omfredse virkende Kraft er altsaa $K = S - s$, og Ar-
beidsligningen bliver:

$$P2p\pi = Q2q\pi \frac{r}{r_1} = (S-s) 2r\pi \dots \dots (II).$$

Forbindes Ligningerne I og II, saa faaes de fornødne
Remstramninger:

$$s = \frac{Pp}{(e^{f\alpha}-1)r} \text{ og } S = \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha}-1} \frac{Pp}{r} = \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha}-1} \frac{Qq}{r_1},$$

eller udtrykte ved Arbeidet i Hestekræfter = N og Omdreiningss-
antallet pr. Minut = n:

$$s = \frac{4631,3}{e^{\varphi\alpha} - 1} \frac{N}{nr} \text{ og } S = 4631,3 \frac{e^{\varphi\alpha}}{e^{\varphi\alpha} - 1} \frac{N}{nr}.$$

Følge Morins Forsøg kan man sætte Friktionskoefficienten:
 $\varphi = 0,5$ for Hampetoug paa Træsfiver,
 $= 0,5$ for nye Remme paa Træsfiver,
 $= 0,28$ for almindelige Remme paa Støbejernsfiver,
 $= 0,12$ for fedtede Remme paa Støbejernsfiver.

Er Rempartene parallelle, saa er $\alpha = \pi$. Er de ikke parallelle, saa bestemmes Vinkel ACE $= \alpha$ af Formel:

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{r_1 - r}{a},$$

naar a betegner Afstanden mellem Agerne. Dersom Rempartene krydse hinanden, saa er Afstanden derimod:

$$\cos \frac{\alpha}{2} = - \frac{r_1 + r}{a}.$$

I sidste Tilfælde blive de fornødne Stramninger noget mindre, hele Remmen derimod noget længere, foruden at Partene slide hinanden i Krydset.

En almindelig god Rem af Drejhud kan man med Sikkerhed belaste med 300 $\mathcal{E}$ pr. $\square$ Tverrsnit. For den sædvanlige Tykkelse $t = \frac{1}{4}$ kan man derfor med Rembredde $= b$ sætte $S = 300 \cdot \frac{1}{4} \cdot b$, hvorefter faaes:

$$b = 0,02 S = 4631,3 \frac{e^{\varphi\alpha}}{e^{\varphi\alpha} - 1} \frac{N}{nr}.$$

Rembredden er altsaa direkte proportional med det Arbeide, der skal forplantes, men omvendt proportional med Hastigheden. I Almindelighed bruges ikke Remme af større Bredde end 6 à 8 Tommer, og Remsfiveudværling anvendes derfor helst ved store Hastigheder og mindre Arbeidsmængder.

Exempel. Ved Remsfiveudværling skal et Arbeide af 5 Hestekræfter oversføres fra en Axl til en anden i Afstanden 8 Fod. Dribshjulet er 2 Fod i Diameter og skal gjøre 100 Omdrejninger pr. Minut, medens det andet Hjuls Diameter er 8 Fod. Friktionskoefficient for Rem og Sfiver antages $= 0,28$. Hvor store blive Rempartenes Stramninger, hvormed maa Remmen strammes for Bevægelsen, og hvad bliver den fornødne Rembredde med $\frac{1}{4}$ Tykkelse? — Man har først:

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{r_1 - r}{a} = \frac{4 - 1}{8} = 0,375 \text{ og } \alpha^0 = 136^0.$$

Den hertil svarende Bue bliver:

$$\alpha = \frac{\pi}{180} \alpha^0 = 2,374 \text{ og } \varphi \alpha = 0,28. \quad 2,374 = 0,665,$$

og Stramningerne blive:

$$s = \frac{4631,3}{e^{\varphi \alpha} - 1} \frac{N}{nr} = \frac{4631,3}{2,718^{0,665} - 1} \frac{5}{100 \cdot 1} = 245,04 \text{ } \overline{\text{W}}$$

$$S = \frac{4631,3 \cdot e^{\varphi \alpha}}{e^{\varphi \alpha} - 1} \frac{N}{nr} = e^{\varphi \alpha} \cdot 245,04 = 476,60 \text{ } \overline{\text{W}}.$$

Kempartenes oprindelige Stramning maa derfor være:

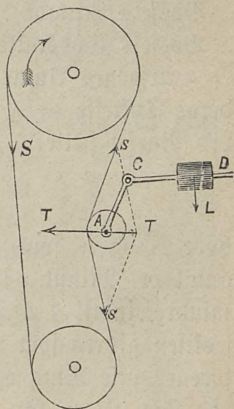
$$S_1 = \frac{S + s}{2} = \frac{721,64}{2} = 360,82 \text{ } \overline{\text{W}}$$

og den fornødne Kembredder:

$$b = 0,02 S = 9,53 \text{ Tommer.}$$

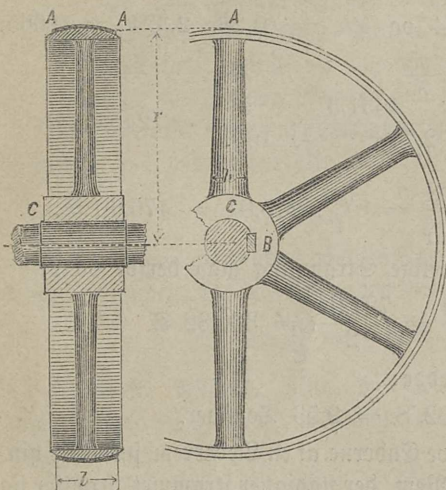
I Almindelighed blive Enderne af en Læderrem fæstede til hinanden. Da imidlertid en Rem, der stadigt er strammet, strækker sig mere og mere, saa maa enten Tid efter anden Remmens Ender omfyses, eller ogsaa kan man frembringe fornøden Stramning hos den hængende Part ved en Spændtridsje. Tre Kemparterne horizontale eller nær horizontale, og af nogen Længde, saa frembringer ofte Remmens Vægt alene tilstrækkelig Stramning i den hængende Part. Fig. 19 viser en Spændtridsje A paa en Vinkelvægtstang ACD. Gjør man Loddet L flytbart, saa kan man ved at give dette større eller mindre Arm give den hængende Part omtrent den Stramning, som den netop maa have for at hindre Glidning paa Skiverne. Spændtridsjens Tryk T bliver nemlig saa stort som Resultanten af Stramningerne s paa begge Sider af Tridsjen, og man kan af Vinkelen mellem Kempartene paa

Fig. 19.



begge Sider af Tridsen beregne den fornødne Vægt af Lod-
det L.

Fig. 20.



Den sædvanlige Form af en Remsfive af Støbejern er vist ved Fig. 20. Ringen A A er noget udbuet, hvorved Remmen ligger fastere paa Skiven. C er Bøsjet og B Befæstigelsesfilen. Armenes ere undertiden frummede, men som oftest rette og af elliptisk Tværnit med den store Axe i Skivens Plan. Udtrykte ved Rembredden b kan man sætte:

Skivens Bredde A A	= 1,25 b
— Tykkelse paa Siderne	= 0,03 b + 0,005. r
— — paa Midten	= 0,12 b + 0,005. r
Bøsjets Længde	= 1,4 b
Bøsjets Godstykkelser	= 0,3 b.

Armenes Antal er sædvanlig $m = 4$ til 8. Gjør man deres Tykkelse $= \frac{1}{2}$ Bredde, saa kan man for Bredden inde ved Bøsjet sætte:

$$h = 8,5 \sqrt[3]{\frac{N}{mn}}$$

hvor N og n som foran betegne Hestekraft og Omdrejningsantal pr. Minut. Ude ved Ringen gjøres Armenes Dimensioner mindre, indtil $\frac{1}{3}$ af Dimensionerne inde ved Bøsjet. Befæstigelsesfilen gjøres som ved en Muffekobling. Ved smaa Remsfiver forenes ofte Ring og Bøs ved en hel Skive, saaledes som vist ved Fig. 21 n. S.

Til Frembringelse af forskjellige Omjætningsforhold an-

bringes ofte paa Dreierbænke og andre Maskiner saakaldte Stagefiver, hvorved man faar Omsetningsforholdet forandret trinvis. Fig. 22 viser en saadan Udvevling. Ved Skiftning af Remmen fra et til et andet Par sammenhørende Skiver, bør den ikke undergaa nogen Forandring i Spændighed. Lader man Skiverne tilsammen danne Regler, saaledes at ved hver Skiftning den ene Radius bliver saa meget mindre som den anden bliver større, saa er Remmens Stramning uforandret den samme, naar Partene krydse hinanden, og naar Partene ikke krydse hinanden meget nær uforandret, naar kun ikke Axlernes ligge hinanden meget nære.

Naar der blot skal overføres en meget liden Effekt, saa anvendes ofte Snore istedetfor Remme og Skiver med en spids Fure langs Omkredsen, i hvilken Snoren af Hamp eller Tarme indflemmes, saaledes at der med samme Kraft paa Snoren frembringes mere Friktion.

I den senere Tid har man begyndt til Overførelse af Arbejde paa en længere bortliggende Axl at anvende Staaltraadtoug, der ved sin Vægt alene frembringer den fornødne Stramning til at hindre Glidning. Tværsnit af Ringen til en saadan Staaltraadtougskive. Man har ogsaa her en Fure udvendig paa Ringen, men til Forøgelse af Friktionen er Bunden beklædt med et Lag Gutta-percha. Ifølge Weisbach kan man da sætte $\mu = 0,24$ og naar $\alpha = \pi$, saa er omtrent $\frac{S}{s} = 2$ samt:

$$S = 2K, s = K \text{ og } S_1 = \frac{S + s}{2} = \frac{3}{2}K,$$

Fig. 21.

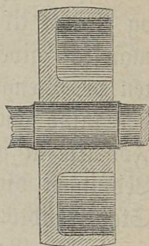


Fig. 22.

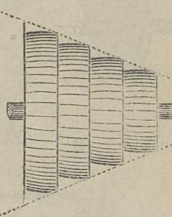
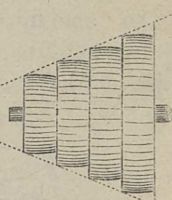
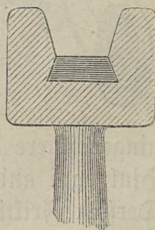


Fig. 23 viser

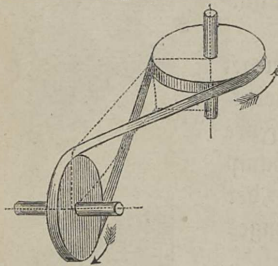
Fig. 23.



naar som ovenfor S_1 betegner den oprindelige Stramning i Partene og K den til Skivernes Omkreds reducerede Modstand. Har man saa givet den horizontale Afstand mellem Axlerne og Bægten pr. Længdeenhed af Touget, saa kan ved en Rjædelinie-beregning omtrentlig bestemmes den fornødne Længde af Touget. For ikke at faa for store Nedsænkninger, lader man ved lange Ledninger ofte Partene løbe over løse Hjul eller Ruller. For Staaltraadtouge kan som brugelig Belastning tages 2400 P pr. $\square''$. Bestaar derfor et Toug af n_1 Traade af Diameteren d_1 , saa bliver det fornødne Antal Traade:

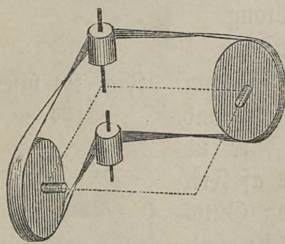
$$n_1 = \frac{1}{300} \frac{K}{\pi d_1^2} = 0,00106 \frac{K}{d_1^2}.$$

Fig. 24.



Man kan ved Snore og Remme ogsaa forbinde Axler, der ikke ere parallelle. Naar t. Ex. som i Fig. 24 de to Skiver ere saaledes stillede mod hinanden, at enhver af dem tangerer den andens Plan, og man altid lader det være den fra en Skive gaaende Part, der bøies til Siden, saa vil Remmen stedsse holde sig paa sin Plads paa Skiverne.

Fig. 25.



To Axler, der ikke ere parallelle men ligge i samme Plan, forbindes paa den Maade, at man lader Remmen eller Snoren gaa over løse Hjul, saakaldte Ledeskiver. En saadan Forbindelse er vist ved Fig. 25.

§ 8. Ved Hjul, der berøre hinanden, kan Udveyling istandbringes mellem parallelle Axler og Axler, hvis Retninger skjære hinanden, nemlig i første Tilfælde ved cylindriske Hjul og i andet Tilfælde ved Hjul, der danne en affortet Regle. Dersom Friktionen i de to hinanden berørende Cylinder- eller Regleflader idetmindste var saa stor som den til Hjulenes Omkreds reducerede Modstand, saa vilde Friktionen alene være til-

strækkelig til at frembringe Udveerlingen. I de fleste Tilfælde er imidlertid denne Friktion ikke stor nok, og man forsyner derfor de krumme Flader med sammenpassende Forhøjninger og Jorddybninger, der danne Tænder og Mellemrum. Hjulene kaldes da Tandhjul, den Cirkel, der begrænsjer Cylinderens eller Kegleens Grundflade, kaldes Delecirkelen, og Længden af en Delecirkelbue, der indeholder en Tand og et Mellemrum, kalder man Hjulets Deling. Ved et Tandhjuls Radius forstaar man altid Radien til dets Delecirkel.

Man kan ogsaa konstruere Tandhjul, som forbinde Axler, der ikke ligge i et Plan, saakaldte hyperboloidiske Hjul, men Tænderne paa disse ere meget vanskelige at forfærdige, og de bruges derfor meget sjelden, da de altid kunne erstattes ved en Mellemagel, der stjaerer de to givne, og to Par koniske Hjul. Alle tre Forbindelser ere schematist vist ved Fig. 26.

Fig. 26.

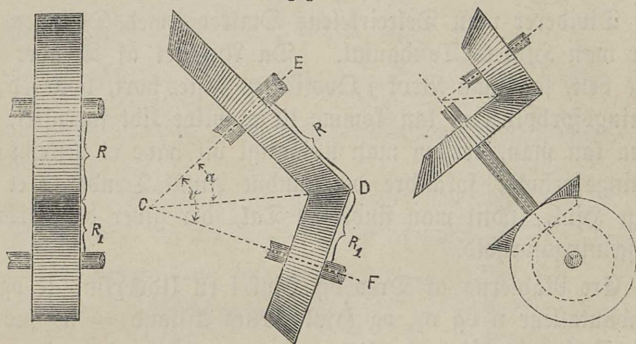


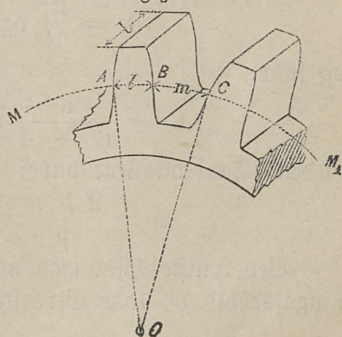
Fig. 27 viser et Stykke af en Tandhjulring og den sædvanlige Form af Tænder. MM_1 er Delecirkelen, AC Hjulets Deling og OC dets Radius. Det sædvanlige Forhold mellem en Hjultands Dimensioner ere:

$$\text{Høide } h = 1,5 b$$

$$\text{Længde } l = 5 b \text{ til } 6 b.$$

Betragter man den til Hjulets Delecirkel reducerede Mod-

Fig. 27.



stand P som virkende paa Armen h , saa kan man sætte $Ph = \frac{K}{6} b^2 l$ og faar $b = \sqrt{\frac{6 h}{K l}} P$. Regner man syvdobbelst Sikkerhed, og udtrykker h og l ved b efter de sædvanlige Forhold, saa faar man:

$$\begin{array}{ll} \text{for Støbejern} & b = 0,030 \sqrt{P} \\ \text{" Messing} & b = 0,037 \sqrt{P} \\ \text{" Smeddejern} & b = 0,022 \sqrt{P} \\ \text{" Træ} & b = 0,057 \sqrt{P} \end{array}$$

Mellemrummet m gjøres gjerne 10 Procent større end Bredden b af en Tand, og Delingen bliver derfor:

$$p = m + b = 1,1 b + b = 2,1 b.$$

Grib Trætænder af Bredden b_1 og Tænder af Bredden b i hinanden, saa gjør man Delingen:

$$p = b + 1,1 b_1.$$

Dividerer man Delecirkelens Omkreds med Delingen, saa faar man Hjulets Tandantal. Da Antallet af Tænder maa være helt, saa maa Brøf i Quotienten kastes bort, hvorved Omsætningsforholdet ψ kan komme til at blive lidt forrykket, eller ogsaa kan man, dersom man noiagtigt vil have et bestemt Omsætningsforhold, forandre det fundne Antal Tænder i et eller begge Hjul, indtil man finder to Tal, der giver det forlangte Omsætningsforhold.

Er Radierne af Drev og Hjul i en Udverling R og R_1 , Tandantallene n og n_1 , og Hjulaxernes Afstand $= a$, saa har man Omsætningsforholdet:

$$\psi = \frac{R_1}{R} \text{ og } R + R_1 = a$$

og faar:

$$R = \frac{a}{\psi + 1} \text{ og } R_1 = \frac{a \psi}{\psi + 1},$$

medens Tandantallene blive:

$$n = \frac{2 R \pi}{p} \text{ og } n_1 = \frac{2 R_1 \pi}{p}.$$

Ved koniske Hjul maa man, forat opnaa et bestemt Omsætningsforhold ψ , lade Berøringslinien CD , Fig. 26, danne be-

stemte Vinkler med Agerne. Er nemlig Vinkel $ECF = v$ og $DCE = \alpha$, saa er:

$$CD \sin. (v - \alpha) : CD \sin. \alpha = \frac{R_1}{R} = \psi, \text{ eller:}$$

$$(\sin. v \cos. \alpha - \cos. v \sin. \alpha) : \sin. \alpha = \psi,$$

hvoraf faaes:

$$\text{Tang } \alpha = \frac{\sin. v}{\psi + \cos. v}.$$

Exempel. To parallelle Aylers indbyrdes Afstand er 24 Tommer. Omjætningsforholdet skal være $\psi = \frac{1}{3}$, og der skal overføres et Arbejde af 4 Hestkræfter med 60 Omdreininger pr. Minut af Drivaxelen. Hvor store blive Tandhjuleenes Radier, Deling og Tandantal, naar man gjør dem af Støbejern? — Radierne blive:

$$R = \frac{a}{\psi + 1} = \frac{24}{\frac{1}{3} + 1} = 18'', \text{ og } R_1 = \frac{a \psi}{\psi + 1} = \frac{24 \times \frac{1}{3}}{\frac{1}{3} + 1} = 6''.$$

Kraften paa Hjuleenes Omfreds bliver nu:

$$P = 4631,3 \frac{N}{n R} = 4631,3 \frac{4}{60 \cdot 1,5} = 205,8 \text{ w},$$

og Tandbredden, naar Forholdet mellem Tanddimensionerne ere de sædvanlige:

$$b = 0,03 \sqrt{205,8} = 0,43 \text{ Tommer},$$

samt Delingen $p = 2,1 b = 0,903 \text{ Tommer}.$

Tandantallene blive nu:

$$n = \frac{2 R \pi}{p} = \frac{113,1}{0,903} = 125,4, \text{ og } n_1 = \frac{2 R \pi}{p} = 41,75.$$

Da Antallet af Tænder maa være helt, tages herfor de hele Tal $n = 125$ og $n_1 = 42$.

§ 9. Derved, at Tandfladerne paa to sammenarbejdende Tænder glide paa hinanden, frembringes en Modstand, den saakaldte Tandfriktion. Antager man som det Almindelige, at 2 Tænder ere i Indgribning ad Gangen, saa vil, naar Tænderne ikke ere meget høie i Forhold til Radierne, denne Friktion q P have virket gennem en Vel lig Tandhøiden h , paa samme Tid som Kraften P i Delecirkelen virker gennem en Vel lig Delingen p . Tandfriktionen reduceret til Delecirkelens Omfreds bliver derfor:

$$F = \frac{h}{p} \varphi P,$$

eller, om man tilnærmelsesvis udtrykker h ved Delingen og Raddierne eller Tandantallene,

$$F = \frac{p}{2} \left(\frac{1}{R} + \frac{1}{R_1} \right) \varphi P = \pi \varphi P \left(\frac{1}{n} + \frac{1}{n_1} \right).$$

Paa lignende Maade findes den til Delecirkelen reducerede Tandfriktion for koniske Hjul:

$$F = \varphi \pi P \sqrt{\frac{1}{n^2} + \frac{1}{n_1^2} + \frac{2 \cos. v}{n n_1}}.$$

Den enkelte Udverling Fig. 28 kan betragtes som en Forbindelse af to Vægtstænger

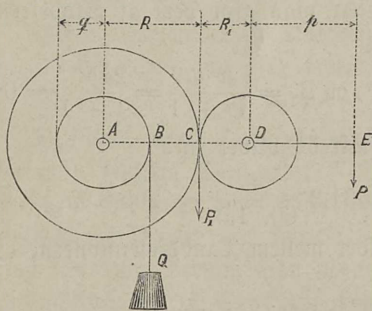


Fig. 28. bindelse af to Vægtstænger CE og AC med Omdreingspunkterne D og A. Kraften P_1 for Løstevægtstængen CA frembringer en Friktion F mellem Tandfladerne i C, hvilken sammen med P_1 bliver Last for Vægtstængen CE. Den labile Ligevægtsligning for Vægtstængen AC er:

$$Qq + \varphi (Q - P_1) r = P_1 R, \text{ hvoraf } P_1 = Q \frac{q + \varphi r}{R + \varphi r},$$

naar φ betegner Friktionskoefficienten for Tapperne og r Tapperadien ved A. Tandfriktionen i C er:

$$F = \pi \varphi_1 P_1 \left(\frac{1}{n_1} + \frac{1}{n} \right),$$

og den labile Ligevægtsligning for Vægtstængen CE bliver:

$$(P_1 + F) R_1 + \varphi r_1 (P_1 + P) = Pp, \text{ hvoraf } P = \frac{(P_1 + F) R_1 + \varphi r_1 P_1}{p - \varphi r_1},$$

hvor r_1 betegner Tapperadien ved D.

Ved den dobbelte Udverling Fig. 29, n. S., har man paa samme Maade først Tryk og Tandfriktion ved D:

$$P_1 = Q \frac{q + \varphi r}{R_1 - \varphi r} \text{ og } F = \pi \varphi_1 P_1 \left(\frac{1}{n_1} + \frac{1}{n} \right).$$

Tryk og Tandfriktion ved F bliver:

$$P_2 = \frac{(P_1 + F) R_1 + P_1 g r_1}{R_2 - g r_1} \text{ og } F_1 = g_1 \pi P_2 \left(\frac{1}{n_2} + \frac{1}{n_3} \right),$$

hvor r_1 betegner Tapperadien ved B, n_2 og n_3 Tandantallene hos de i F indgribende Hjul.

Til Slutning faaes Kraften:

$$P = \frac{(P_2 + F_1) R_3 + P_2 g r_2}{P - g r_2},$$

hvor r_2 betegner Tapperadien ved C. Gjen- nemsnittlig kan man maafe sætte Friktions- koefficienten for Axler $g = \frac{1}{6}$ og for Tænder $g_1 = \frac{1}{3}$.

§ 10. Af to i hinanden gribende Tandhjul for- langer man, foruden at

Tænderne skulle være stærke nok til at forplante Trykket, at de skulle føre jævnt, det er, at Tænderne skulle være af en saadan Form, at Omsætningsforholdet er det samme under hele Be- vægelsen. Denne sidste Fordring tilfredsstilles, naar ved hvil- ken som helst Stilling af to hinanden berørende Tænder den fælles

Normal gaar gennem Delecirklernes Berøringspunkt. Er nemlig CAD og EAF to Delecirkler med Radierne $OA = R_1$ og $PA = R$, saa er for Tandberøringen i Punkt A i Center- linien OP Vægtstangsarmene for Kræfterne K, hvormed Tænderne trykke mod hinanden, lig R_1 og R , og Omsætningsforholdet altsaa $R : R_1$. Berøre derimod Tænderne hinanden i et Punkt B udenfor Centrallinien,

saa befinder Tandfladernes fælles Berøringslinje og altsaa ogsaa Tryklinien sig i en anden Stilling, Vægtstangsarmene for Tryk- kræfterne ere PN og OM, og Omsætningsforholdet er $PN : OM$. Men dersom Tryklinien K—K gaar gennem Delecirklernes

Fig. 29.

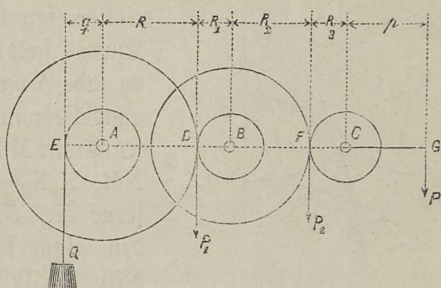
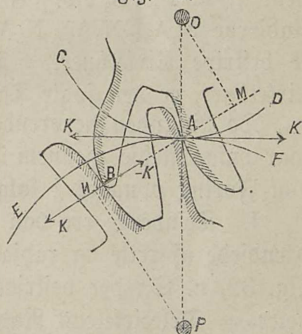
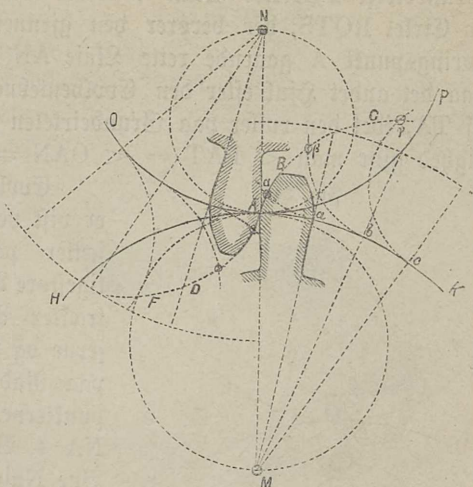


Fig. 30.



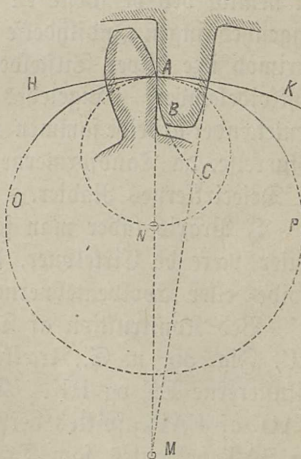
linie for Tænderne paa Hjulet OP udenfor Delecirkelen. Fig. 32 viser ogsaa Epicykloidens Konstruktion. Man affætter paa Grundcirkelen de ligestore Buer Aa, ab, bc osv. og trækker gennem Delepunkterne radiale Linier, indtil de træffe den med Grundcirkelen koncentriske, gjennem den beskrivende Cirkels Center gaaende Bue. Beskriver man saa med Stjæringspunkterne som Centre Cirkelbuer, der berøre Grundcirkelen og gjør Buerne $Aa = aa$, $Aab = b\beta$, $Aabc = c\gamma$ osv., saa ligge Punkterne α , β og γ i den søgte Epicykloidebue.

Fig. 32.



II. Ved indvendig Berøring og med rette Linier indenfor Delecirklerne former man Tænderne paa Hjulet efter den Hypocykloidebue ABC, Fig. 33, der beskrives af en Cirkel med Diameter lig Drevradien AN, idet den ruller indvendig paa Hjulets Delecirkel, og Tænderne paa Drevet formes efter den Hypocykloidebue, der beskrives af en Cirkel med Diameter lig Hjulradien idet den ruller udenom Drevets Delecirkel.

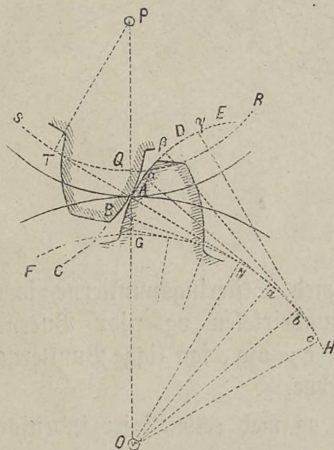
Fig. 33.



III. Tænderne paa det ene Hjul ere formede efter den Cirkel-
evolventebue GAD, Fig. 34, der beskrives af Punkt A i den rette Linie AN, idet den ruller paa en

Grundcirkel FGNH. Man beskriver da med P som Center en Cirkel RQTS, der berører den gennem Delecirklernes Berøringspunkt A gaaende rette Linie AN og former Tænderne paa det andet Hjul efter den Evolventebue ABC, der beskrives af TA, idet den ruller paa Grundcirkelen RQTS. I Almindelighed gjør man $\angle PAT = \angle OAN = 70^\circ$ til 80° .

Fig. 34.



Evolventens Konstruktion er vist ved Fig. 34. Man sætter paa Grundcirkelen de ligestore Buer Na, ab, bc osv., trækker Radier til Delepunkterne og rejser Perpendikulærer paa Radierne gennem Endepunkterne. Gjør man saa $aa = NA + \text{Bue Na}$, $b\beta = NA + \text{Bue Nab}$ og $c\gamma = NA + \text{Bue Aabe}$, saa ligge Punkterne α , β og γ i den søgte Cirkleevolventebue.

Evolventeformede Tænder maa ansees for fuldkomnere end cirkloideformede Tænder,

da nemlig ved de første en liden Forrykkelse i Hjulernes Beliggenhed ingen Indflydelse har paa den jævne Foring, hvilket derimod ikke bliver Tilfældet, naar Hjulene ere forsynede med Cirkloidetænder. Ligeledes kan man lade et Hjul med Evolventetænder arbejde sammen med to eller flere andre af forskjellig Størrelse, da Tandformerne i dette Tilfælde ikke ere afhængige af Delecirklernes Radier.

I Praxis lader man som oftest Tændernes Begrænsningslinier være de Cirkelbuer, der nærmest falde sammen med Cirkloide- eller Evolventebuerne.

Ved Konstruktion af Tænderne paa to koniske Hjul AB og AC, Fig. 35, n. S., trækker man paa Delelinien DA Perpendikulærerne EF og HK. De krumme Overflader og Reglerne EAO af FAP afvikles derpaa, deres Begrænsningsbuer NAR og SAT betragtes som Delecirkler for to cylindriske Tandhjul

og man konstruerer paa dem Tandprofilerne efter foranstaaende Regler. Tænker man sig derpaa de med Tænder forsynede Sektorer igjen paalagte som krumme Reglesflader, saa danne Sektorerne Tænder Endefladerne af de koniske Hjuls Tænder. Tandprofilerne ved M blive de paa samme Maade bestemte Tænder paa de udfoldede krumme Flader af Reglerne KMB og HMC. Alle fra Tandprofilen ved A til Hjernes Skjæringspunkt gaaende rette Linier ville ogsaa berøre Tandprofilen ved M.

Fig. 35.

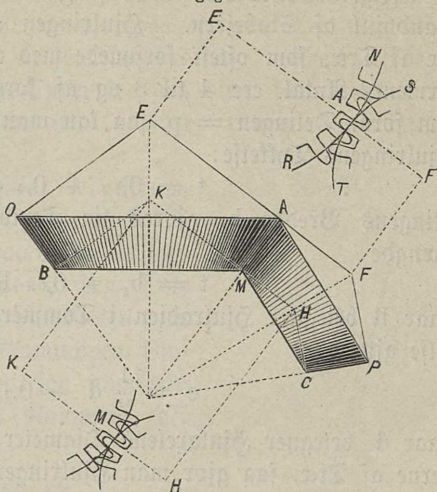


Fig. 36.

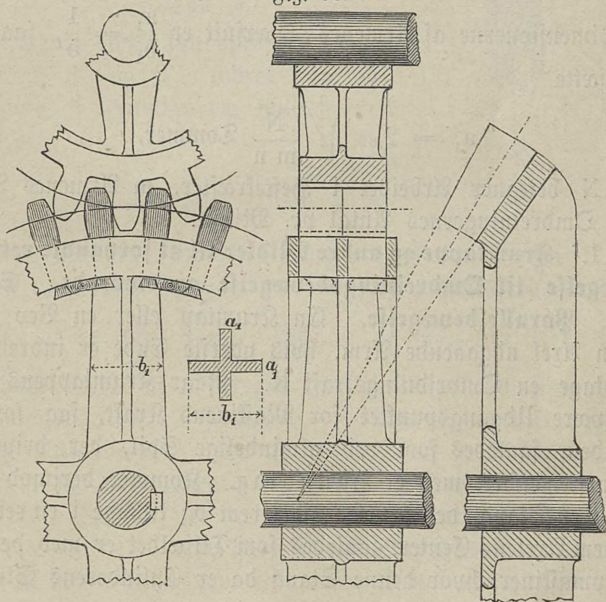


Fig. 36 viser de sædvanlige Former af cylindriske og koniske Tandhjul af Støbejern. Hjulringen er, naar Tænderne ikke ere af Træ, som oftest forsynede med en Ribbe indvendig, og Armenes Antal. ere 4 til 8 og af korsformigt Tværsnit. Er som foran Delingen = p , saa kan man for Støbejernshjul sætte Hjulringens Tykkelse:

$$t = 0,12 + 0,4 p.$$

Ringens Bredde b_1 gjøres lig Tændernes Længde, Bøssets Længde

$$t = b_1 + 0,08 R'',$$

naar R betegner Hjulradien i Tommer, og Bøssets Godsthykkelse gjøres:

$$e = \frac{1}{2} d + 0,2,$$

naar d betegner Hjulaxelens Diameter i Tommer. Ere Tænderne af Træ, saa gjør man Hjulringen saa bred, at den gaar $\frac{b}{2} + 0,2$ Tommer udenfor Tandens paa begge Sider, naar b betegner Bredden af Støbejernstanden. Dersom Forholdet mellem Dimensionerne af Armenes Tværsnit er $\frac{a_1}{b_1} = \frac{1}{5}$, saa kan man sætte

$$a_1 = 2,85 \sqrt[3]{\frac{N}{m n}} \text{ Tommer,}$$

naar N betegner Arbeidet i Hestekræfter, m Armenes Antal, og n Omdreiningerne Antal pr. Minut.

§ 11. **Krumtappe og andre Midler til at forvandle retliniet Bevægelse til Omdreining-bevægelse og ombendt. Svinghjul. Parallelbevægelse.** En Krumtap eller en Bev er en fra en Axel udgaaende Arm, hvis yderste Ende er indrettet til at optage en Omvridningskraft K . Naar Krumtappens Ende skal være Udgangspunktet for Maskinens Kraft, saa forsynes man den, saaledes som ved almindelige Spil, der drives af Menneskehænder, med et Haandtag. Kommer derimod Kraften fra en Stang, der bevæger sig frem og tilbage i en ret Linie gennem Axels Center, saaledes som Tilfældet er med de fleste Dampmaskiner, hvor denne Stang da er Cylinderens Stempel-

stang, saa erstattes Haandtaget ved en kortere glat afbreiet Cylinder, der da kaldes Krumtappinden og forbindes med Stempelstangens Ende ved en Forbindelsesstang. Stempelstangens og Forbindelsesstangens Ender ere som oftest fæstede til et fælles Dværstykke, der kan glide frem og tilbage i en ret fast Ramme (Guide).

I Fig. 37 forestiller AC Krumtappen, AB Forbindelsesstangen, BD Stempelstangen, hvorpaa virker den konstante Kraft P , samt B den faste Ramme. Naar Forbindelsesstangen danner Vinkelen β og Krumtappen Vinkelen α med Midtlinien, saa frembringes et Sidetryk paa Rammen, der bliver:

$$S = P \operatorname{Tang.} \beta,$$

medens Trækket i Stangen bliver:

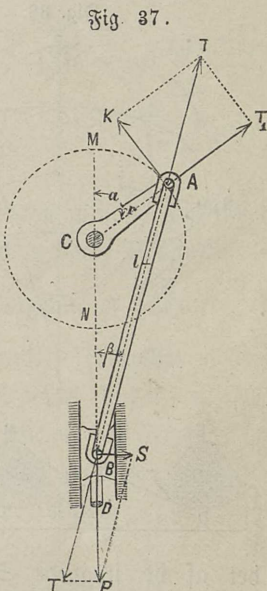
$$T = \frac{P}{\operatorname{Cos.} \beta}.$$

Denne sidste kan opløses i Komponenterne K og T_1 , lodret paa og i Retning af Krumtappen, hvilken første bliver:

$$K = T \operatorname{Sin.} (\alpha - \beta) = P \frac{\operatorname{Sin.} (\alpha - \beta)}{\operatorname{Cos.} \beta},$$

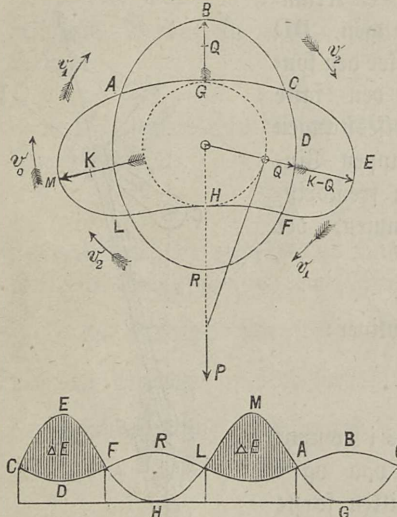
medens den sidste blot frembringer Tryk paa Axelen. Derjom nu Krumtappens Længde = r , og Forbindelsesstangens Længde = l , saa er $\operatorname{Sin.} \beta = \frac{r}{l} \operatorname{Sin.} \alpha$, og man kan til en hvilken-

somhelst Værdi af α beregne den til Disposition staaende Omdreivningskraft K . Sættes $\alpha = 0^\circ$ og $\alpha = 180^\circ$, saa er i begge Tilfælde $K = 0$. I de saakaldte døde Punkter M og N er altsaa Arbejdsevnen = 0, og, om Omdreivningsbevægelsen ved disse Punkter ikke skal standse, saa maa Axelen og de Dele, der ere fæstede til den, have et vist Træghedsmoment. Derjom den til Krumtappercirkelen reducerede Modstand af Maskinen er



lig Q , saa er den resulterende Drivkraft i denne lig $K-Q$, og Krumtappens Vinkelhastighed vil være accelererende, saalænge denne er positiv, men retarderende, naar den er negativ. Affætter man de til de forskjellige Værdier af α svarende Værdier af K og Q i radial Retning fra Krumtappcirkelen og lægger krumme Linier gennem Endepunkterne saaledes som i Fig. 38, hvor $AGCEFH$ er Kraftkurven, og $ABCDER$ er Mod-

Fig. 38.



standscurven, saa angive disse Kurvers Skæringspunkter A , C , F og L , at der er Overskud af Arbeids-
evne under Bevægelsen fra C til F og fra L til A , men mindre end fornødent til jevn Hastighed under Bevægelsen fra A til C og fra F til L . Rektificeres Krumtappcirkelen, og man affætter Kræfterne lodrette paa denne og konstruerer Kurverne saaledes som paa Figuren nedenfor, saa forestiller Fladeindhol-

det af de skuggede Segmenter $CEFD$ og $LMAN$ Overskuddet af Arbejde under Krumtappindens Bevægelse gennem Veistyk-
kerne CF og LA , og, om Axelen periodisk skal gjentage den samme Bevægelse, saa maa dette Overskud $\triangle E$ være lig det manglende under den øvrige Del af Perioden.

Krumtappindens Maximumhastighed v_1 vil indtræde ved F og A , dens Minimumhastighed v_2 ved L og C , medens Mid-
delhastigheden kan sættes $v_0 = \frac{v_1 + v_2}{2} = \frac{2\pi n r}{60}$, hvor n be-
tegner Omdreiningernes Antal pr. Minut. Det fornødne Træg-
hedsmoment T af hele den roterende Masse, reduceret til Krum-
tappcirkelen med Radius lig r , maa derfor være saa stort, at
Massens levende Kraft bliver lig $\triangle E$, d. e.

$$\triangle E = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} \frac{T}{r^2} \dots \dots (1),$$

hvor $g = 31,3'$ er Tyngdens Acceleration, medens Middelværdien af den roterende Måsses levende Kraft er:

$$E_0 = \frac{v_0^2}{2g} \frac{T}{r^2} \cdot \dots \cdot (2).$$

Divideres disse to Udtryk med hinanden, saa faaes $\frac{\Delta E}{E_0}$

$$= \frac{v_1^2 - v_2^2}{v_0^2} = \frac{(v_1 + v_2)(v_1 - v_2)}{\frac{1}{2}(v_1 + v_2)^2} = 2 \frac{v_1 - v_2}{\frac{1}{2}(v_1 + v_2)} \text{ og altsaa:}$$

$$\frac{\Delta E}{2 E_0} = \frac{v_1 - v_2}{v_0} = \frac{\frac{\Delta E}{v_0^2} \cdot T}{\frac{g}{r_2}} = \frac{\Delta E}{v_0^2} \cdot \frac{g r^2}{T} \cdot \dots \cdot (3).$$

Jo større Forskjellen mellem største og mindste Hastighed er i Forhold til Middelhastigheden, desto ujevner er Maskinens Gang. Forholdet $\frac{v_1 - v_2}{v_0}$, der i det Følgende er betegnet med δ , kaldes derfor Maskinens Ujevnhedsgrad. Forholdet mellem det periodiske Overskud ΔE og hele Arbeidet under en Omdreining, $P \cdot 4r = E$, er af Morin bestemt ved Forsøg for Dampmaskiner under forskjellige Omstændigheder og fundet at være $\frac{1}{10}$ til $\frac{1}{4}$ for Maskiner med enkelte Cylindere. Følgende Tabeller indeholde Værdier af dette Forhold.

Maskiner uden Expansion og Kondensation.

$\frac{l}{r} =$	8	6	5	4
$\frac{\Delta E}{E} =$	0,105	0,118	0,125	0,132

Maskiner uden Kondensation, med Expansion. $\frac{l}{r} = 5$.

Brøf af Slaget, ved hvilken Damp afstænges.	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{8}$
$\frac{\Delta E}{E} =$	0,163	0,173	0,178	0,184	0,189	0,191

Maskiner med Expansion og Kondensation, $\frac{l}{r} = 5$.

Brøk af Slaget, ved hvilken Damp afstænges.	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{5}$
$\frac{\triangle E}{E} =$	0,160	0,186	0,209	0,232

For Maskiner med to Cylindere kan Forholdet $\frac{\triangle E}{E}$ tages som for enkelt Maskine uden Expansion og Kondensation. For Arbeidsmaskiner, saasom Maskiner til at presse Huller, høvle Flader etc., kan man sætte $\triangle E$ lig det hele Arbeide ved hver Operation.

Ved almindelige Maskiner bør man sætte Ujævnhedskoefficienten $\delta = \frac{1}{3\frac{1}{2}}$ og ved Maskiner, der kræve særdeles jevn Gang, $\delta = \frac{1}{3\frac{1}{5}}$ til $\frac{1}{6\frac{1}{5}}$. Naar Axels og de bevægelige Deles Masse ikke er tilstrækkelig til at udbringe en rimelig Værdi af δ , hvilket ved Maskiner med enkelte Cylindere næsten altid vil være Tilfældet, saa anbringer man paa Axelen et Svinghjul. Af Vigning (3) faaes det til Ujævnhedsgraden δ svarende Træghedsmoment:

$$T = \frac{gr^2}{v_0^2 \delta} \cdot \triangle E,$$

hvilken Værdi man som oftest kan tillægge Svinghjulets Træghedsmoment alene. Et Svinghjul bestaar, naar det ikke er en hel Skive, af Ring, Arme og Bos, og Ringens Træghedsmoment vil i Almindelighed være saa stort, i Forhold til Momentet af Arme og Bos, at man kan lade den fornødne T udbringes af Ringen alene. Den sædvanlige Værdi af Hjulkringens midlere Radius R er 3 til 5 Gange Krumtappens Længde. Derjom M er Hjulkringens Vægt, saa kan man derfor tilnærmelsesvis sætte:

$$T = MR^2 = \frac{gr^2}{v_0^2 \delta} \cdot \triangle E \text{ og } M = \frac{gr^2}{v_0^2 \delta R^2} \cdot \triangle E.$$

Ujævnheden i en roterende Axels Gang hidrører i de fleste Tilfælde fra Foranderlighed hos baade Kraft og Last. Naar

man blot anvender eet Svinghjul, saa bør dette anbringes i saa direkte Forbindelse som muligt med den Del af Maskinen, hvorfra den største Aarsag til Ujevnhed hidrører.

Exempel. En Høitryks-Dampmaskine uden Expansion har 100 □" Stempelareal, effektivt Damtryk = 30 $\mathcal{H}$ pr. □", Krumtaplængde $r = 1\frac{1}{2}'$ og Forbindelsesstang $l = 5'$. Den skal udvikle en Kraft af $N = 40$ Hestkræfter og dens Last Q antages konstant. For at opnaa en Ujevnhedsgrad $\delta = \frac{1}{3}\frac{1}{2}$ anbringes paa Axelen et Svinghjul; hvad bliver dettes Dimensioner?

Man finder Omdreiningssantallet pr. Minut:

$$n = \frac{29100 \cdot N}{3000 \cdot 4 \cdot r} = \frac{29100 \cdot 40}{3000 \cdot 4 \cdot 1,5} = 64,67$$

og Middelhastigheden i Krumtapcirkelen:

$$v_0 = \frac{2r\pi \cdot n}{60} = 10,14' \text{ pr. Sek.}$$

Den til Krumtapcirkelen reducerede Last bliver:

$$Q = 29100 \frac{N}{2r\pi \cdot n} = 1911 \mathcal{H}$$

og Lastkurven CDRABC, Fig. 38, en ret Linie. Til Bestemmelse af den variable Omdreiningskraft K har man de to Ligninger:

$$\text{Sin. } \beta = \frac{r}{l} \text{ Sin } \alpha \text{ og } K = T \text{ Sin. } (\alpha - \beta),$$

hvor $\frac{r}{l} = 0,25$ og $T = 3000 \mathcal{H}$. Sættes nu:

$$\alpha = 0^\circ, \text{ saa er } \beta = \text{arc}(\text{Sin.} = \frac{r}{l} \text{ Sin. } \alpha) = 0 \text{ og } K = T \text{ Sin. } (\alpha - \beta) = 0$$

$$\alpha = 30^\circ \quad \beta = \dots \dots \dots 7^\circ 12' \quad K = \dots = 1162,6 \mathcal{H}$$

$$\alpha = 60^\circ \quad \beta = \dots \dots \dots 12^\circ 30' \quad K = \dots = 2211,8 \mathcal{H}$$

$$\alpha = 90^\circ \quad \beta = \dots \dots \dots 14^\circ 30' \quad K = \dots = 2904,5 \mathcal{H}$$

$$\alpha = 120^\circ \quad \beta = \dots \dots \dots 12^\circ 30' \quad K = \dots = 2861,2 \mathcal{H}$$

$$\alpha = 150^\circ \quad \beta = \dots \dots \dots 7^\circ 12' \quad K = \dots = 1812,8 \mathcal{H}$$

$$\alpha = 180^\circ \quad \beta = \dots \dots \dots 0^\circ 0' \quad K = \dots = 0,0 \mathcal{H}$$

Man konstruerer nu Kraftkurven CEFHM, Fig. 38, og finder omtrentlig $\triangle E = 3640 \mathcal{H} \text{ f.}$ Morins Tabeller give

$\triangle E = 0,132 \cdot 18000 = 2376 \text{ \AA f.}$ Benytter man det ved Regningen fundne Resultat, saa faaes Svinghjulets Træghedsmoment:

$$T = \frac{g \cdot r^2}{v_0^2 \cdot \delta} \cdot \triangle E = \frac{31,3 \cdot 1,5^2 \cdot 3640}{10,14 \cdot \frac{1}{3^{\frac{1}{2}}}} = 808984 \text{ \AA f}^2.$$

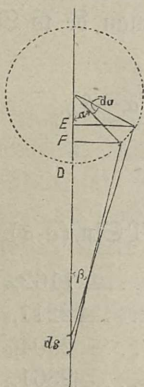
Lader man dette udbringes af Svinghjulringen alene, og man tager Radien $R = 10'$, saa bliver Ringens Vægt:

$$M = \frac{T}{R^2} = \frac{808984}{100} = 8089,84 \text{ \AA}.$$

§ 12. Den faste Ramme, hvori Tværstykket, til hvilket Forbindelsesstangen og Stempelstangen ere fæstede, bevæger sig frem og tilbage, bestaar af nøiagtigt afrettede plane Flader, paa hvilke Tværstykket glider. Friktionen i disse Flader afhænger, som Formlerne paa Side 35 udviser, for en væsentlig Del af Forholdet mellem Længden af Krumtap og Forbindelsesstang og er, naar disse have bevæget sig gennem Vinklerne α og β , nøiagtigt $F = \varphi P \text{ Tang. } \beta$ og tilnærmelsesvis

$$F = \varphi P \text{ Sin. } \beta = \varphi P \frac{r}{l} \text{ Sin. } \alpha.$$

Fig. 39.



Rammefriktionens Vei i samme Tid vil meget nær være $DF = s = r (1 - \text{Cos. } \alpha)$, Differentiallet heraf er $EF = ds = r \text{ Sin. } \alpha \cdot d\alpha$, og Friktionens Arbejde under en hel Omdreining af Krumtappen bliver derfor:

$$A = 2 \varphi P \frac{r^2}{l} \int_0^\pi \text{Sin.}^2 \alpha \cdot d\alpha = \varphi P \frac{r^2 \pi}{l}.$$

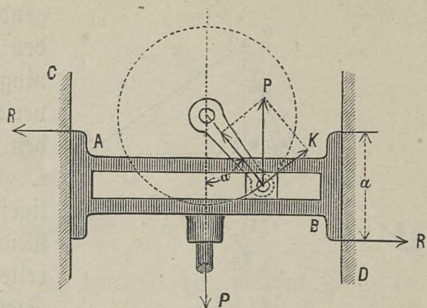
Sættes den gennemsnitlige Værdi af Friktionskoefficienten $\varphi = 0,1$, saa vil Rammefriktionens Arbejde, naar $l = 3r$ til $5r$, udgjøre 2 a 1 Procent af hele Kraftens Arbejde pr. Omdreining $E = 4rP$.

Friktionens Arbejde i Omkredsen af Krumtappinden bliver pr. Omdreining tilnærmelsesvis:

$$A_1 = \varphi P 2r_1 \pi$$

naar r_1 betegner Krumtappindens Radius. Med $\varphi = 0,1$ og $r_2 = \frac{1}{3}r$ til $\frac{1}{5}r$ vil dette Arbejde udgjøre 5 a 3 Procent af hele Kraftens Arbejde pr. Omdreining.

Fig. 40.



Naar man forsynner Enden af Stangen, hvorpaa Kraften virker, med en Ramme, AB, Fig. 40, hvori Krumtappinden kan glide, saa kan Forbindelsesstangen ganske undværes, og Apparatet vil virke, som om det var forsynet med en uendelig lang Forbin-

delsesstang, idet Kraften lodret paa Krumtappen bliver $K = P \sin. \alpha$. Friktionen i Rammen AB bliver $F = \gamma P$, og dens Arbejde pr. Omdreining $A = \gamma P 4r$, medens Friktionen i Rammen CD bliver variabel, idet Kraften, naar Krumtappinden er ude af Centerlinien, trykker Hjørnerne af AB mod Rammen CD med en Kraft $R = \frac{r}{a} P \sin. \alpha$, naar a betegner Høiden af

Rammen AB. Denne Friktion bliver altsaa $2\gamma \frac{r}{a} P \sin. \alpha$ og dens Arbejde pr. Omdreining:

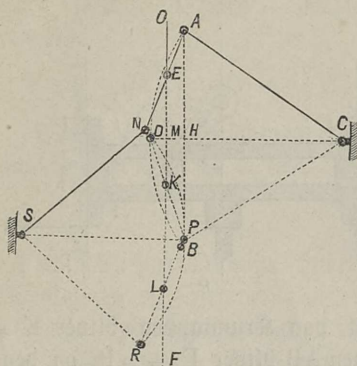
$$A = 2\gamma \frac{r^2}{a} \int_0^\pi \sin.^2 \alpha . d\alpha = \gamma P \pi \frac{r^2}{a}.$$

Derjom Tværstykkets Høide a er meget liden, saa vil denne Friktion kunne opgaa til en meget betydelig Størrelse. Arrangementet bruges dog ofte, især paa mindre Dampumpemaskiner, da de derved komme til at indtage et mindre Rum.

§ 13. Sidesfriktionen i den faste Ramme, der styrer Stangens Ende i en ret Linie, kan undgaaes, og den ved Styringen frembragte Modstand reduceres til en Ubetydelighed, naar man anvender forskjellige Forbindelser af Stænger, der ere kjendte under Navn af Parallelbevægelser. Fig. 41, n. S., viser en saadan. S og C ere faste Punkter, om hvilke Stængerne SN og CA kunne svinge, og AN et Led, der forener disse, og hvortil Forbindelsesstang og Stempelstang begge ere fæstede i et Punkt E.

Gre Styrestængerne af forskjellig Længde, saa udføres Appa-

Fig. 41.



Distance paa Midtlinien OF, saaledes at man gjør $AE = DK = BL$; Punkterne E, K og L er da øverste, mellemste og nederste Stilling af Forbindelsesstangens Fæstepunkt. Derpaa forlænger man Linierne AE, DK og BL, sætter paa Forlængelserne de ligestore Stykker EN, KP og LR samt op søger Centret S for den Cirkelbue, der gaar gennem de erholdte Punkter N, P og R, hvilket Punkt bliver Fæstepunkt for Styrestangen SN. Det bedste er, om man kan gjøre Styrestangerne ligelange. Man gjør da $AE = EN$, $DK = KP$ etc.

Den ovenfor beskrevne Parallelbevægelse gjør ikke Stangens Fæstepunkts Bevægelse til en fuldkommen mathematisk ret Linie, men Sideafvigelsen er dog meget liden og i de fleste Tilfælde uden praktisk Betydning. Den største Sideafvigelse indtræder, naar Forbindelsesleddet staar i vertikal Stilling, i hvilket Tilfælde den andrager til:

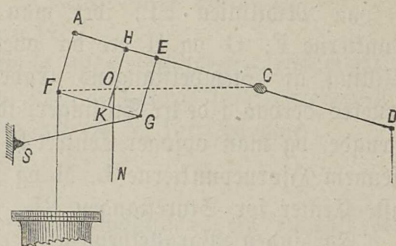
$$\delta = 0,0013s \frac{s^5}{al},$$

hvor s betegner Slagets Længde, l Længden af de ligestore Styrestanger og a Forbindelsesleddets Længde.

Naar Stempelstangen virker paa en svingende Ballance, AD, Fig. 42, n. S., saa kan man styre Stangen paa den Maade, at man fra to Bolte A og E lader hænge ned de ligelange Stænger AF og EG, hvis Enden igjen ere forenede med hinanden ved Stangen FG = AE, saaledes at Foreningsboltene

Fig. 42.

altid danne Hjørnerne af et forskydbart Parallelogram. Til Hjørnebolten G er videre fæstet en om et fast Punkt S svingende Styrestang SG samt til Hjørnebolten F Stempelstangens øvre Ende. Naar

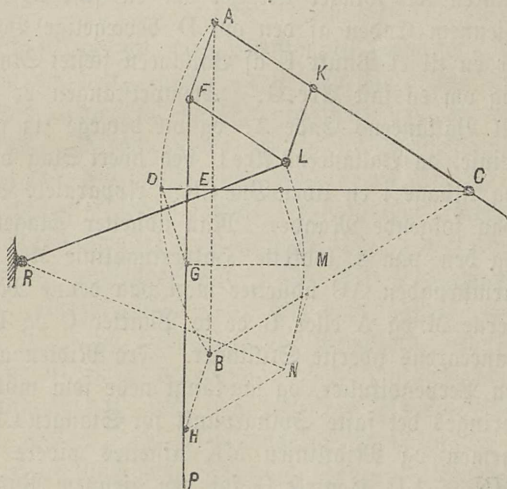


nemlig Ballancen bringes i svingende Bevægelse om C, saa bevirker den modsat svingende Styrestang, at Hjørnepunktet F meget nær vil bevæge sig i en ret Linie. Anbringer man en Hængestang HK parallel med AF og EG, saa vil dennes Skæringspunkt O med den rette Linie FC ogsaa bevæge sig i en ret Linie under Ballancens Svingning. Dette Punkt kan derfor tjene som Ophængningspunkt for en anden Stang ON. Den her beskrevne Parallelbevægelse er efter Opfinderen, James Watt, kjendt under Navn af den Watt'ske Parallelbevægelse.

Konstruktionen af den Watt'ske Parallelbevægelse udføres paa den Maade, at man affætter Ballancens Svingningsvinkel

Fig. 43.

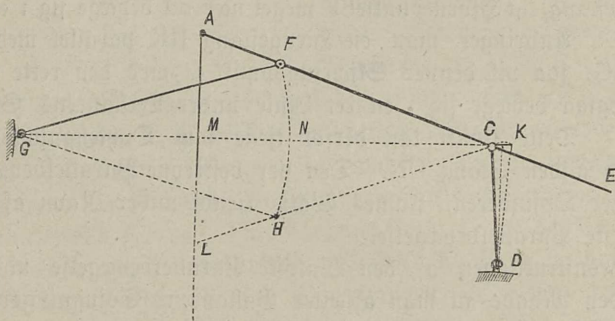
ACB, Fig. 43, idet man gjør dens Chorde lig Slagets Længde s. Derpaa trækker man Halveringslinien DC og halverer Buehøiden DE, hvorefter Linien gennem Deletpunktet parallel med AB bliver Stempelstangens Retningslinie. Videre tager man den vilkaarlige Længde af Hænge-



stængerne i Passeren og udsætter den fra Punkterne A, D og B paa Midtlinien FP, idet man gjør $AF = DG = BH$; Punkterne F, G og H ere da øverste, mellemste og nederste Stilling af Stempelstangens Ende. Parallelogrammet konstrueres derpaa i de tre Stillinger, idet man gjør det af vilkaarlig Længde, og man opsøger Centret R for den Cirkelbue, der gaar gennem Hjørnepunkterne L, M og N, hvilket Center bliver det faste Center for Styrestangen RL.

En anden Parallelbevægelse er vist ved Fig. 44. Bal-

Fig. 44.



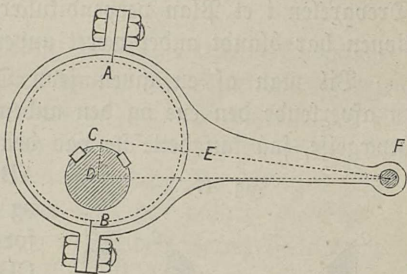
lancen AE svinger ikke her om en fast Axe, men om en Axe gennem Enden af den om D bevægelige Bærestang CD. GF er en til et Punkt F af Ballancen fæstet Styrestang, der dreier sig om en fast Axe G. Stempelstangen er fæstet umiddelbart til Ballancens Ende A, og vil bevæge sig meget nær i en ret Linie, da Ballancens Axe C ved hvert Slag vil bevæge sig frem og tilbage i en liden Bue CK. Apparatus Konstruktion udføres paa følgende Maade: Man udsætter Slagets Længde $LA = s$ og den paa s lodrette Halveringslinie MC. Med Ballancearmens længden AC udsætter man paa denne Midtlinie fra Punkterne M og A eller L de to Punkter C og K, der bliver Ballancearens yderste Stillinger. Fra Midten af CK rejses derpaa en Perpendikulær, og saa langt nede som muligt paa denne anbringes det faste Svingepunkt for Stangen CD. Paa Ballancearmen og Midtlinien MK affættes videre Længderne $AF = MN = LH$, Centret G for den gennem Punkterne F, N og H

gaaende Cirkelbue opses, og dette Punkt gjøres til det faste Svingepunkt for Styrestangen GF.

I en fuldkommen ret Linie vilde Ballancens Endepunkt A bevæge sig, dersom man lod Axen C bevæge sig i en ret Linie, t. Ex. om man lod den styres i en ret kort Ramme.

§ 14. Excenter-skiven bruges saagodtsom udelukkende til Forvandling af Omdreingsbevægelse til retliniet frem- og tilbagegaaende og er en til Axelen ved en Risle fæstet Skive AB, Fig. 45, hvis Center C ligger i en Afstand $DC = a$ fra Axelens Center D. Skiven er langs Omkredsen forsynet med en Fure, i hvilken ligger en Ring, Excenter-ringen, der er sammenstet af to Halvpartier, saaledes som Figuren udviser. Paa den ene Halvpart sidder Stangen EF, hvis Endepunkt sædvanlig styres i en ret Linie af en Ramme.

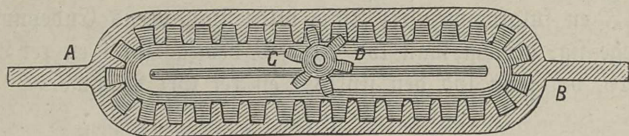
Fig. 45.



Den excentriske Skive vil med Hensyn til Bevægelse af Punkt F virke, som om dette Punkt ved en ret Linie var forbundet med Skivens Center C, og Excentriciteten DC var en almindelig Krumtap. Excenter-skiven er imidlertid forsaavidt mindre fordelagtig end den sidste, som Friktionens Arbejde i Skivens Omkreds bliver større i samme Forhold som Skivens Radius er større end Radian af en Krumtappinde. Hvor Konstruktionen tillader det, anvender man derfor helst Krumtappe.

Af en given Omdreingsbevægelse kan man ogsaa frembringe en retliniet frem- og tilbagegaaende Bevægelse ved en Indretning som Fig. 46, n. S. der bestaar af en i begge Ender halvceklformet Ramme AB, som paa de indre Sider er forsynet med Tænder, og et Drev CD, hvis Tænder blot ere i Indgribning paa en af Rammens Sider ad Gangen. Drevets Axel styres i den ene Ende af en Fure, saaledes at rigtig Ind-

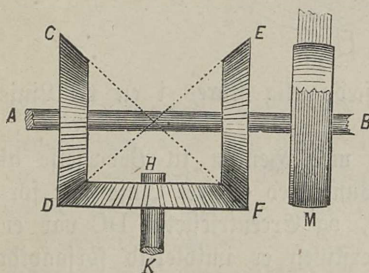
Fig. 46.



gribning af Tænder stedse finder Sted. Lageret for Drevaxelen paa den Ende, hvor Beven er anbragt, maa være bevægeligt om en Axe parallel med Rammen, da nemlig Drejet, idet det dreier sig i Rammens Endre, vil frembringe en Svingning af Drevaxelen i et Plan perpendiculart paa Rammen. Konstruktionen har blandt andet været anvendt paa Bogtrykkerpresser.

Vil man af en given jevn Omdreivningsbevægelse aflede en afvejlende den ene og den anden Bei gaaende Omdreivningsbevægelse, saa kan dette ske paa den ved Fig. 47 viste Maade.

Fig. 47.



AB er her den drivende Axl og HK den drevne. Paa den første side de to koniske Hjul CD og EF, hvis halve modsat staaende Omkredse ere forsynede med Tænder, der regelvis gribe i Tænderne paa det koniske Hjul DF. Det er klart, at HK vil dreie sig afvejlende til Høire og Venstre, d. e. antage en svingende Bevægelse, efter som Tænderne paa den ene eller den anden Halvpart ere i Indgribning. Skal imidlertid dette Apparat kunne virke, saa maa de to Hjul CD og EF nøiagtigt være konstruerede saaledes, at det ene ikke kan komme til Indgribning, før det andet Hjuls Tænder have sluppet. Ved en Forsykelse af de to Hjul vil derfor lettelig et feil Indgreb kunne finde Sted, og Arrangementet er derfor overhovedet ikke at anbefale.

Den foran beskrevne Forbindelse af tre koniske Hjul til Frembringelse af en svingende Omdreivningsbevægelse kan modificeres derhen, at man forsyner Hjulene med Tænder helt rundt,

saaledes som Fig. 48 udvise. Axelen for det koniske Hjul EB, paa hvilken er fæstet Remstiven MN, er hul og indeni denne kan Axelen AL for Hjulet CD dreie sig. Paa den indre Axel AL er fæstet Remstiven RS, og mellem de to faste Skiver er anbragt en løs Skive OP.

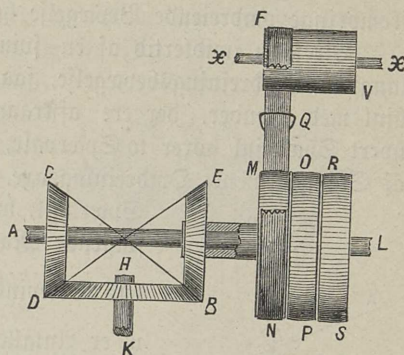


Fig. 48.

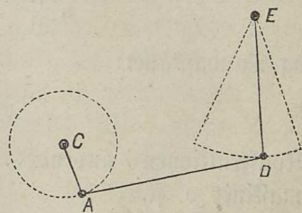
Dreier nu Axelen XX

sig rundt med jevn Hastighed, saa vil Axelen HK antage en svingende Bevægelse, naar Remmen fra Skiven FV afvejlende føres over paa de to Skiver MN og RS. Overførelsen af Remmen sker ved en Voile Q, der griber om den til de tre Skiver gaaende Part, og som ved et Haandtag kan bevæges frem og tilbage. Naar Remmen ligger over den midtre løse Skive, saa kan Axelen XX dreie sig uden at meddele Bevægelse til de øvrige Axler. Ligeledes kan man ved at lade Remmen ligge længere eller kortere Tid paa hver af de faste Skiver gjøre den drevne Axels Bevægelse de to Veie større eller mindre med uforandret Hastighed af Drivaxelen XX. Konstruktionen anvendes paa Arbeidsmaskiner, saasom Metalhøvlmaskiner og andre.

Den svingende Bevægelse af en Axel kan, naar Svingningen blot skal udgjøre en Del af Omdreiningen, simplest og lettest udledes af den jevne Omdreiningensbevægelse ved Hjælp af Krumtap og Forbindelsesstang, saaledes som Fig. 49 udvise.

Fig. 49.

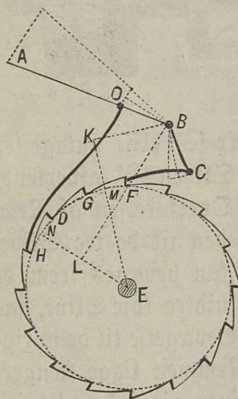
AC er her Krumtappen paa den drivende Axel C, ED en paa Axelen E fæstet Arm, der ved Forbindelsesstangen AD er forenet med Krumtappen. Det er klart, at naar Drivaxelen har dreiet sig en Gang rundt, saa vil Armen ED have svinget sig en Gang frem og tilbage. Omvendt



kan man ogsaa af den givne svingende Bevægelse af Axelen E frembringe omdreivende Bevægelse hos Axelen C.

Vil man imidlertid af en svingende Bevægelse udlede en langsom Omdreivningsbevægelse, saa anvender man ofte Spærhjul med Tænder, der ere affraanede kun den ene Vel. Til hvert Spærhjul hører to Spærpale, der sidde paa hver sin Side af Svingearmens Omdreivningsaxe. Fig. 50 viser et saadant

Fig. 50.



Spærhjul, hvis Konstruktion udføres paa følgende Maade. $FEG = \alpha$ være Hjulets Delevinkel, saa er $\alpha = \frac{360}{n}$, naar

n er Antallet af Tænder. Man deler Vinklerne FEG og DEH eller de Buer DH og FG , gennem hvilke Palenderne skulle kunne bevæge sig paa Delecirkelen ved en Svingning af Armen AB , i to ligestore Dele, og udsætter indad og udad paa Delelinierne de Vægtstangsarme, som Palene skulle have ved den midlere Stilling af Svingearmen, idet man gjør $MK = NL = BO$. Fra Punkterne K og L rei-

fes Perpendikularerne KB og LB , og disses Skæringspunkt B bliver det faste Svingepunkt for Armen AB . Naar Spærpalen FC har bevæget sig gennem $MF = \frac{1}{2}$ Deling, saa er ogsaa Punkt D kommen til Punkt N , medens samtidigt Enden af Spærpalen OH har bevæget sig $\frac{1}{2}$ Deling opad. Palenes Slag bliver derfor $\frac{1}{2}$ Deling paa Hjulet. Er altsaa $AB = R$, $OB = BC = R_1$, Spærhjulets Radius $= r$, Slaget paa Enden af $AB = s$, og Delingen $DH = p$, saa er:

$$s \frac{R}{R_1} = \frac{1}{2} p = \frac{1}{2} \frac{2r\pi}{n}$$

og Tandantallet:

$$n = \pi s \frac{R}{R_1}$$

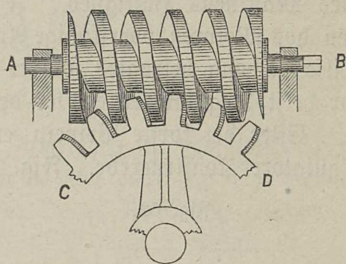
Konstruktionen anvendes paa flere Sorter af Spil, Sagmaskiner o. fl.

En langsom og jevn Omdreivningsbevægelse kan fordelagtigst

frembringes ved Skrue og Hjul. Naar en Skrue anvendes paa denne Maade, kalder man den en Skrue uden Ende, og den dreier sig da om to Tappe A og B, Fig. 51, i faste Lagere.

Hjulet CD, der skal meddeles Bevægelse, er forsynet med Tænder, der med en Linie parallel med Hjulets Omdreiningssage danner en Vinkel lig Skruens Stigningsvinkel. Tændernes og Gjængernes Sektion pleier, naar Skruen er af nogen Størrelse, at have Cykloidetandens Form, med rette Vinier indenfor Dele-

Fig. 51.



cirklerne. Er Skruen derimod mindre, og den blot har at forplante en liden Kraft, da er gjerne Gjængens Tværnit triangulært. Ved enhver Omdreining af Skruen vil et Punkt paa Hjulets Delecirkel bevæge sig gennem en Vinkel lig Hjulets Deling. Skruens Stigning gjøres altsaa lig Hjulets Deling.

Hvor det gjælder at spare paa Kraften, er imidlertid ikke Skruen uden Ende hensigtsmæssig, da nemlig Arbeidet af Friktionen paa Gjængesladerne stedse vil udgjøre en meget betydelig Del af Kraftens hele Arbeide.

Sær ved forskjellige kunstige Forbindelser af Tandhjul kan man frembringe mange Bevægelser, der kunne være mere eller mindre forskjellige fra den til Disposition staaende oprindelige Bevægelse. De foran beskrevne Apparater ere imidlertid de simpleste og hyppigst anvendte.

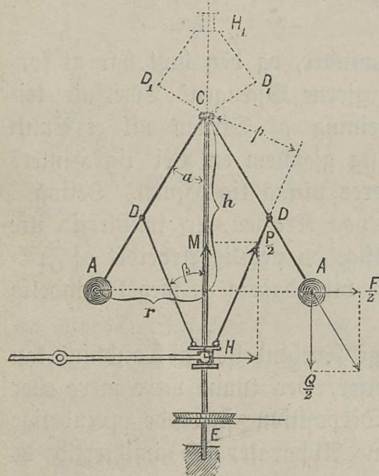
§ 15. **Regulatorer og Bremses.** En Regulator er den Del af en Maskine, der er bestemt til at ophæve Virkningen af tilfældige Uregelmæssigheder hos Maskinens Last eller Kraft, saaledes at dens Gang bliver muligst jevn. Svinghjulet, der foran er beskrevet, er nærmest beregnet paa de regelmæssige Svankninger hos Kraft eller Last under en Omdreining.

Regulatorerne virke paa den Maade, at de gjøre det arbejdende Legemes eller Motorens Virkning paa Maskinen afhængig af Maskinens egen Hastighed, enten saaledes at de bevirke en større eller mindre Tilstrømning til Maskinen af det

arbeidende Legeme, t. Ex. Vand eller Damp, eftersom Maskinens Hastighed bliver mindre eller større, eller ogsaa saaledes, at de forøge eller formindste Maskinens Tillægslast ved at frembringe Friktion eller anden Modstand, der tiltager og aftager med Maskinens Hastighed. I sidste Tilfælde gaar imidlertid den hos Motoren overflødige Arbejdsevne tabt, hvilket i de fleste Tilfælde maa betragtes som et Onde, og man konstruerer derfor helst Regulatorerne efter det første Princip.

Efter det første Princip ere alle Former af Centrifugalregulatorer konstruerede. Fig. 52 viser en saadan, saaledes som

Fig. 52.



de sædvanlig anvendes paa Vanddampmaskiner. Den bestaar af en vertikalt staaende Arel EC, der sættes i Omdreining af Maskinen ved en Tandhjul eller Snorstiveudverling. Med Arelen EC rotere Armene ADC, der ogsaa kunne svinge om en fælles Tap gennem C, og til hvis nedre Ende ere fæstede Ruglerne A. Svingearmene ere ved Leddene DH fæstede til en paa Arelen bevægelig Hylse H, hvilken igjen ved Stænger og Led staar i Forbindelse med Maskinens Strubeventil.

Ofte er den bevægelige Hylse anbragt over Pendelarmenes Svingepunkt C, disse ere da selv forlængede opad, og Forbindelsesleddene gaa efter de prikkede Linier $D_1 H_1$.

Pendlets Evne til at regulere Maskinens Gang beror paa Centrifugalkraften hos Ruglerne A. Vøxyer nemlig Centrifugalkraften, der afhænger af Omdreiningshastigheden og Ruglernes Vægt, udover den midlere Omdreiningshastighed, saa vil snart Hylsens Modstand M mod Forstyvning overvindes, Hylsen løfte sig, Strubeventilen tildels lukke sig, og Maskinens Hastighed aftage. Omvendt, aftager Omdreiningshastigheden, saa ville Pen-

delarmene slaa indad, Hylsen skyves nedad, Strubeventilen give større Abning, og Maskinens Hastighed tiltage. Ved den midlere Hastighed $= n$ Omdreiningen pr. Minut maa Centrifugalkraftens Moment være lig Momentet af Kuglernes Vægt Q med Hensyn paa Svingepunktet C, det er:

$$0,00035 Qr n^2 h = Qr, \dots (1).$$

naar Dimensionerne i Udtrykket for Centrifugalkraften angives i Fod.

Ved den større Omdreiningshastighed n_1 , ved hvilken Hylsen løstes, maa Centrifugalkraftmomentet være lig Summen af Qr og Hylsens Modstandsmoment $Pp = Ma \text{ Tang. } \beta$, hvor a betegner Afstanden fra Hylsen H til Toppen c , altsaa:

$$0,00035 Qr n_1^2 h = Qr + Pp \dots (2).$$

Trækkes Ligning 1 fra Ligning 2 saa faaes:

$$0,00035 Qrh (n_1^2 - n^2) = Pp = 0,00035 Qrh (n_1 + n) (n_1 - n) \dots (3).$$

Men nu er $2(n_1 - n) = \text{Forskjellen mellem Maximums- og Minimumshastigheden}$ og $\frac{2(n_1 - n)}{n} = \delta$ den foran (Side 37) be-

stemte Ujevnhedsgrad, altsaa $n_1 - n = \frac{\delta n}{2}$. Ligeledes kan man tilnærmelsesvis sætte $n_1 + n = 2n$ og efter Indsætning af disse Værdier reducerer Ligning 3 sig til:

$$Pp = 0,00035 Qrh n^2 \delta = Qr \delta,$$

hvoraf faaes den fornødne Vægt af Kugler for at udbringe Ujevnhedsgraden δ :

$$Q = \frac{Pp}{r\delta} = \frac{Ma \text{ Tang. } \beta}{r\delta} \dots (4).$$

Denne Formel indeholder imidlertid ikke Pendlets midlere Høide h . Denne bestemmes af Radien r og det midlere Omdreiningssantal n , idet Ligning 1 giver:

$$h = \frac{2854,2}{n^2} \text{ Fod} \dots (5).$$

Man maa fikse sig den fornødne Vandring af Hylsen paa Agelen ved en passende Beliggenhed af Fæstepunktet D paa Pendelarmene. Hylsens Bevægelse begrænses ofte af fremstaaende Knaster paa Vertikalagelen, saaledes at ved ingen Stilling af Pendelarmene Strubeventilen bliver helt lukket. F

Almindelighed pleier den samlede Vægt af Rugler at være mellem 40 $\mathcal{H}$ og 80 $\mathcal{H}$ og Vinkelen ACB at være omkring 40°.

Exempel. En Centrifugalregulator skal gjøre 45 Omdreininger pr. Minut, og Hylsens Modstand mod Forskyvning i Axlens Retning er $M = 2 \mathcal{H}$. Afstanden fra Hylsen til Axlens Top i Middelfstillingen er $a = 20''$, og Vinkel β skal være 30°. Hvad bliver Pendelarmenes Længde og Ruglernes samlede Vægt, naar man vil have en Ujevnhedsgrad $\delta = \frac{1}{32}$?

Man finder:

$$h = \frac{2854,2}{n^2} = \frac{2854,2}{45^2} = 1,42' = 16,7''.$$

Tages nu $\alpha = 40^\circ$, saa er:

$$r = 16,7 \text{ Tang. } 40^\circ = 14,0'',$$

og Pendelarmenes Længde bliver:

$$l = \sqrt{16,7^2 + 14^2} = 21,8''.$$

Den samlede Vægt af Rugler bliver nu:

$$Q = \frac{Ma \text{ Tang. } \beta}{r \cdot \delta} = \frac{2 \cdot 20 \cdot 0,57735}{14 \cdot \frac{1}{32}} = 52,75 \mathcal{H}.$$

Den foran beskrevne Centrifugalregulator er et ufuldkomment Apparat, da det nemlig ved forskellige Stillinger af Pendelarmene regulerer med ulige Styrke. Grunden hertil er, at

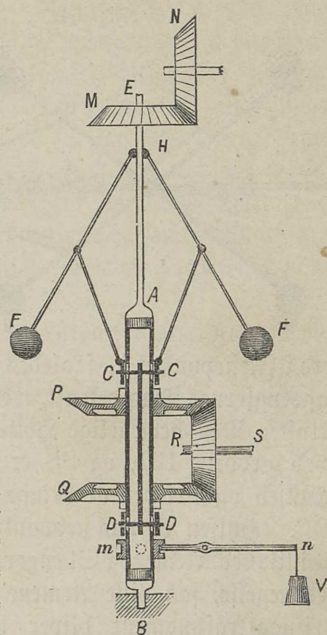
Omdreiningssantallet $n = \sqrt{\frac{2854,2}{h}}$ er afhængigt af Høiden h , hvilken er variabel. For at faa et Apparat, der regulerer jevnt ved alle Stillinger, har man derfor bragt Ruglerne til at bevæge sig efter en Parabelbue i det vertikale Rotationsplan, da som bekendt Parabelen er en krum Linie, ved hvilken Subnormalen, der bliver h i foranstaaende Formler, er konstant.

Naar det koniske Pendel anvendes som Regulator for hydroauliske Maskiner, Vandhjul, Turbiner etc., saa kan Axlens Modstand mod Bevægelsen ofte være saa stor, at man for ikke at faa for stor Vægt af Rugler foretrækker at lade Axlens Bevægelse udføres af Maskinen selv. En saadan Regulator er vist ved Fig. 53, n. S. Den bestaar af en vertikal Axl BE, hvis nederste Del dannes af et Rør AB, indenom hvilket kan bevæge sig de to Hylser C og D. Fra den øvre Del af Axlen udgaa Svingearmene HF, der ved Led ere fæstede til Hylsen C.

De to Hylser paa Røret ere forbundne med hinanden ved en Stang inden i Røret, saaledes at de begge bevæges paa en Gang. Ved en Udvægling MN kan den vertikale Axl EB sættes i Omdreining af Maskinen, og ved den midlere Hastighed af denne skal Centrifugalkraft og Vægt af Kuglerne F holde hinanden i Ligevægt ved en saadan Stilling af Pendelarmene, at Hylserne C og D ikke ere i Berøring med de paa Røret fiddende løse koniske Hjul P og Q. Disse Hjuls Bøs ere nemlig forsynede med Tænder som paa et Spærhjul, og Hylserne have Tænder, der passe til disse. Løstes saaledes Hylserne ved en større Værdi af Omdreiningshastigheden, saa kommer strax Hylsen D til at gribe ind i Spærtænderne paa Hjulet Q, dette vil føres rundt med Axelen EB og ligeledes Axelen RS, der ved en Skruer uden Ende eller paa anden Maade kan bevæge Lugen, saaledes at mindre Udløbsaabning frembringes. Omvendt, sænkes Hylserne, saa vil Hylsen C gribe ind i Tænderne paa Hjulet P, dette dreie sig med Axelen EB, og Axelen RS dreies den modsatte Veie, saaledes at større Udløbsaabning frembringes. For at gjøre Apparatet mere følsomt kan man anbringe en Modvægt V paa en Arm mn, der frembringer et Tryk opad, der netop bliver lig Vægten af Hylserne og Stangen. Ved en lignende Modvægt ballanceres ogsaa Lugen, saaledes at Kraften til at bevæge den bliver den samme begge Veie. — Konstruktionen kan varieres paa forskjellige Maader.

Som Regulator for Maskiner, der ikke ere faststaaende, men kunne med de Legemer, hvorpaa de ere fæstede, antage svingende Bevægelser, er det foran beskrevne Centrifugalpendel

Fig. 53.

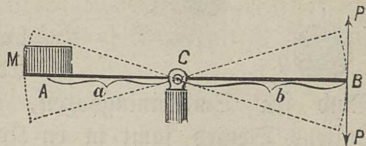


Ligevægt af Trykket af en Spiralfjæder eller af en paalagt Vægt paa Stemplets anden Side. En Forøgelse eller Formindskelse af Maskinens Hastighed vilde frembringe Overtryk paa den ene eller den anden Side af Stemplet, altsaa Bevægelse af dette og dermed ogsaa Bevægelse af Strubeventil eller Luge. Centrifugalpendlerne ere imidlertid de for Kraftmaskinerne hyppigst anvendte Regulatorer.

§ 16. Regulerende Maskindele ere ogsaa Modvægterne. Disse bestaa af Vægte, fæstede til bevægelige Dele af Maskinen, saaledes at de modvirke Kraften, naar den er størst, og virke med den, naar den er mindst.

Ved den kontinuerlige Omdreingsbevægelse anvendes Modvægterne som oftest kun for at udjevne Vægten af visse Dele af Maskinen, og man anbringer dem da saaledes, at hele den roterende Masjes Tyngdepunkt saavidt muligt falder i Rotationsaksen. Paa en med Krumtap forsynet roterende Axl anbringes saaledes Modvægten paa den modsatte Side af Axelen. Paa en svingende Ballance, hvor t. Ex. Lasten er forstjellig under opad- og nedadgaaende Bevægelse, anbringes Modvægten saaledes, at den fornødne Kraft bliver den samme under Ballancens Bevægelse de to Veie. Som Exempel paa en saadan Beregning skulde vi tage en Ballance AB, Fig. 55, der i Kraftens Angrebspunkt B skal overvinde en Modstand, hvis Størrelse under opadgaaende Bevægelse er Q_1 og under nedadgaaende Bevægelse Q_2 , t. Ex. Lasten ved en enkeltvirkende Pumpe. Modvægten være M virkende paa Armen $AC = a$, medens Kraft og Last virke paa Armen $CB = b$. Under opadgaaende Bevægelse er:

Fig. 55.



$$Q_1 b = Pb + Ma \text{ og } P = \frac{Q_1 b - Ma}{b}.$$

Under nedadgaaende Bevægelse er derimod:

$$Q_2 b = Pb - Ma \text{ og } P = \frac{Q_2 b + Ma}{b}.$$

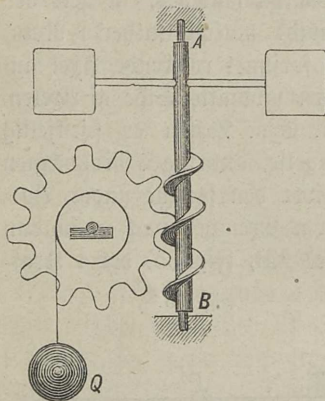
Men da de to Værdier af P skulde være ligestore, saa er:

$Q_1 b - Ma = Q_2 b + Ma$ og $2 Ma = (Q_1 - Q_2) b$,
altsaa er:

$$M = \frac{Q_1 - Q_2}{2} \frac{b}{a}.$$

§ 17. Et regulerende Apparat, der imidlertid ikke anvendes paa Kraftmaskiner i indskrænket Forstand, men derimod paa mindre Maskinerier, hvor Forøgelsen af Tillægslastens Arbejde er af aldeles underordnet Betydning, er Vindfanget. Dette bestaar af to eller flere flade Vinger, fiddende paa Arme, der udgaa fra en roterende Axl AB, Fig. 56. Denne Axl kan være

Fig. 56.



forsynet med et Drev eller med Skruægjænger, i hvilke gribe Tænderne af et større Hjul, der paa en eller anden Maade sættes i Omdreining af en Kraft Q . Har Hjulet en vis Omdreiningshastighed, saa meddeles Vingefladerne en til Udvejlingen svarende Hastighed v , saaledes at Momentet af Luftens Modstand bliver:

$$Pp = m \frac{v^2}{2g} A\gamma,$$

hvor A er Vingefladernes samlede Areal, l deres midlere Afstand fra Omdreiningssagen, g Tyngdens Acceleration, γ Luftens Tæthed samt m en Koefficient, der imidlertid ikke er konstant men afhængig af A og l , idet man ifølge Weisbach kan sætte:

$$m = 1,254 \left\{ 1 + \frac{1,295}{l} \sqrt{A} \right\}.$$

Aftager nu t. Ex. Drivkraften Q , saa antager strax v en mindre Værdi, og Tillægslasten af Luftens Modstand aftager. Vøjer derimod Kraften, saa vøjer strax Hastigheden, men med denne ogsaa Luftens Modstand, og da denne sidste er proportional med Hastigheden i Potentien 2, saa ser man, at en liden

Variation hos Apparatets Hastighed kan blive tilstrækkelig til at ophæve Virkningen af en større Variation hos Kraft eller Last.

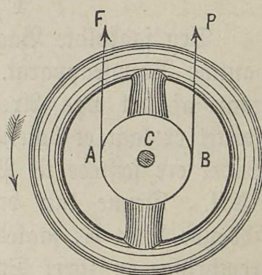
§ 18. Bremsjerne ere andre Apparater, hvorved Hastigheden hos Legemer, der ere i Bevægelse, kan reguleres eller ganske tilintetgjøres paa den Maade, at man anvender overflødigt Arbejdsevne til at overvinde en ved Hjælp af Bremsen frembragt Rivningsmodstand i Omkredsen af et Hjul eller af en Axl. Bremsernes nærmeste Virkning er derfor at frembringe et Tryk mod det roterende Legeme, og for at dette Tryk ikke skal virke skadeligt, bør det saavidt muligt fordeles rundt Hjulet eller Axelen eller virke paa to modsatte Sider.

For at formindste Trykket paa Bremsenhjulet anbringer man det gjerne paa en hurtigere gaaende Del af Maskinen, paa et Spil med Tandhjuludveglinger saaledes paa Bevægelen, eller man gjør Bremsenhjulet saa stort, at Trykket kan gaa ned til en passende Størrelse. Dersom videre paa Maskinen befinder sig en stor og meget hurtigt omløbende Masse, da er det hensigtsmæssigt at bremse saa nær denne Masse som muligt for at ophæve Virkningen af Trægheden. Vandhjul og Svinghjul bremses derfor helst paa eller i Nærheden af deres Omkredse. Skal Bremsen ikke blot opsluge en roterende Masses levende Kraft, men ogsaa fornemmelig tilintetgjøre en Maskines Drivkraft, da bør paa den anden Side Bremsningen foregaa saa meget som muligt i Nærheden af Drivkraftens Angrebspunkt.

Bremsernes Theori er Theorien for levende Kraft og Arbeide. Er nemlig AB, Fig. 57, et Bremsenhjul paa en Axl C, der sættes i Omdreining af den til Bremsenhjulets Omkreds reducerede Kraft P, den af Bremsen frembragte Friktion = F og den træge Masse reduceret til Hjulets Omkreds lig M med Hastigheden v, saa er Retardationen i Hjulets Omkreds

$f = \frac{F-P}{M}$ g, den træge Masses le-

Fig. 57.



vende Kraft $= M \frac{v^2}{2g}$ og den retarderende Krafts Arbejde $= (F-P)s$. Da videre den levende Kraft og Arbejdet ere ligestore, saa er altsaa:

$$(F-P)s = M \frac{v^2}{2g} \text{ og } F = \frac{M}{s} \frac{v^2}{2g} + P, \dots\dots (I)$$

naar s betegner den Vei, hvorigjennem et Punkt paa Bremsenhjulets Omkreds vil have bevæget sig, inden Bevægelsen ophører. Udtrykker man Veien s ved Tiden t , idet man vil have, at Bevægelsen skal ophøre, efterat Bremsen har virket i t Sekunder, saa har man $s = \frac{1}{2}ft^2 = \frac{1}{2} \frac{F-P}{M}gt^2$, hvilket efter Indsætning i og Reduktion af Ligning (I) giver:

$$F = \frac{Mv}{gt} + P \dots\dots (2).$$

Skal Bremsen blot, idet Kraften virker gennem Veien s , forandre den roterende Masses Hastighed v i Bremsenhjulets Omkreds til Hastigheden v_1 , saa er $(F-P)s = M \frac{v^2 - v_1^2}{2g}$ og:

$$F = \frac{M}{s} \frac{v^2 - v_1^2}{2g} + P, \dots\dots (3).$$

Derfor den samme Virkning skal være frembragt i Tiden t Sekunder, da har man $s = vt - \frac{1}{2}ft^2$, hvilket indsat i foranstaaende Ligning giver:

$$F = \frac{M(v - v_1)}{gt} + P \dots\dots (4).$$

Skal Hastigheden være jevn, da bliver $f = 0$, og man faar:

$$F = P \dots\dots (5).$$

Den saakaldte Baandbremse, det paa Kraner og Spil sædvanlige Bremsapparat, er vist ved Fig. 58, n. S. Det bestaar af det paa Axelen C fastsiddende Bremsenhjul AB, om hvilket er lagt et bøieligt Baand eller en Strop af Jern, hvis Gider ere fæstede til Punkterne D og E af Vinkelbægtstangen EKH. Denne kan dreies om en i Maskinens Ramværk fastsiddende Bolt K, saaledes at man ved at løfte Armen HK kan frembringe en stærk Stramning i Stroppens to Partee AE og

DB. Derjom den Last Q , der skal bremfes, er anbragt som paa Figuren, saa forøger den Stramningen i Parten DB og formindsker den i Parten EA, og den sidste kan betragtes som den Kraft, der med den større Stramning i den anden Part som Last kan frembringe Friktion nok at hindre Glidning. Parternes Stramninger være S og s , saa er

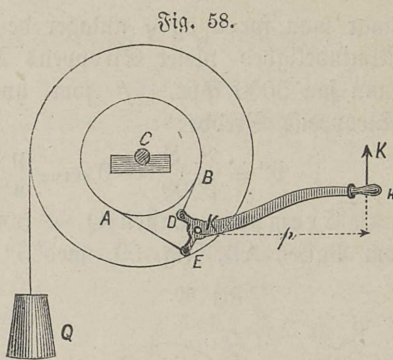


Fig. 58.

derfor efter § 7: $S = s \cdot e^{g\alpha}$ og Friktionen:

$$F = S - s = s(e^{g\alpha} - 1) \dots \dots (6).$$

Er Hævarmens Længde $HK = p$, Kraften paa Enden $= K$ samt Stramningernes Vægtstangsarme $EK = KD = a$, saa er $Kp = (S + s)a$, det er:

$$K = s(e^{g\alpha} + 1) \frac{a}{p} \dots \dots (7).$$

Divideres Ligning (6) med Ligning (7), saa faaes Friktionen udtrykt ved Løstefraften K og Vægtstangsforholdet:

$$F = \frac{e^{g\alpha} - 1}{e^{g\alpha} + 1} \frac{p}{a} K \dots \dots (8),$$

hvor altsaa $e = 2,71828 \dots$, g = Friktionskoefficient for Strop og Hjul og α = Længde af Bue med Radius = 1, der holder samme Gradantal som den Bue af Hjulet, der berøres af Stroppen. I Almindelighed er $\alpha = \frac{3}{4} \cdot 2\pi = \frac{3\pi}{2} = 4,71$, og sætter man $g = 0,12$, saa faar man:

$$F = 0,4315 \frac{p}{a} K \dots \dots (9).$$

Bestemmer man s af Ligning (7) og indsætter dens Værdi i Ligningen $S = s \cdot e^{g\alpha}$, saa faar man den største Stramning hos Stroppen:

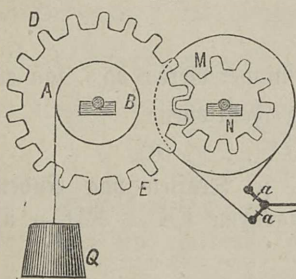
$$S = \frac{e^{g\alpha}}{e^{g\alpha} + 1} \frac{p}{a} K = 0,637 \frac{p}{a} K \dots \dots (10),$$

naar man for α og ρ antager de ovenfor nævnte Værdier. I Almindelighed pleier Stroppens Tykkelse at være $\frac{1}{8}$ ". Tager man saa 5000 Øpr. □" som høieste Belastning, saa bliver Stroppens Bredde:

$$b'' = \frac{8 \cdot S}{5000} = 0,00102 \frac{P}{a} K \dots (11).$$

Eksempel. Lasten $Q = 5000 \text{ } \mathcal{W}$ hænger i en Rjætting om Valsen AB, Fig. 59, med 5" Radius. Tandhjulene DE

Fig. 59.



og NM have Radierne 20" og 4" og Bremsenhjulets Radius er 8". Løstefraften K paa Enden af Høvarmen er 80 $\mathcal{W}$. Hvor stort maa Vægt-

stangsforholdet $\frac{P}{a}$ være, naar man forlanger, at Lasten, idet den bevæger sig nedad med en Hastighed af 20' pr. Se-

kund, skal stoppes i Løbet af 10 Sekunder?

Den til Bremsenhjulets Omkreds reducerede Modstand bliver:

$$P = 5000 \cdot \frac{5}{20} \cdot \frac{4}{8} = 625 \mathcal{W}.$$

Den til Bremsenhjulets Omkreds reducerede træge Masse bliver:

$$M = 5000 \cdot \left(\frac{5}{20}\right)^2 \cdot \left(\frac{4}{8}\right)^2 = 78,125 \mathcal{W}.$$

Den fornødne Friktion i Bremsenhjulets Omkreds bliver efter (4):

$$F = \frac{Mv}{gt} + P = \frac{78,125 \cdot 20 \cdot 8}{31,3 \cdot 10} + 625.$$

$$F = 40,48 + 625 = 665,48 \mathcal{W}.$$

Forat denne Friktion skal udbringes af Løstestangen $K = 80 \mathcal{W}$, maa efter Ligning (9) Vægtstangsforholdet være:

$$\frac{p}{a} = \frac{F}{0,4315 \cdot K} = \frac{665,48}{0,4315 \cdot 80} = 18,22$$

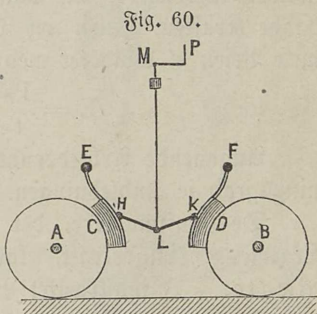
og den største Stramning af Stroppen bliver:

$$S = 0,637 \frac{p}{a} K = 0,637 \cdot 18,22 \cdot 80 = 928 \text{ W.}$$

Tager man som ovenfor Stroppens Tykkelse $\frac{1}{8}$ " og Belastningen pr. $\square$ " 5000 W, saa bliver Stroppens Bredde:

$$b = \frac{928 \cdot 8}{5000} = 1,485 \text{".}$$

En Bremsmekanisme, der har været anvendt paa Jernbanevogne, viser Fig. 60. A og B ere Vognhjulene, og Bremsningen foregaar paa den Maade, at Træstykke C og D trykkes mod Hjulenes Omkreds. Disse Træstykker ere nemlig fæstede til de to om E og F bevægelige Stænger EH og FK, og HL og KL ere Led, der ved en fælles Tap i L ere fæstet til hinanden og til Træstangen LM. Denne sidste kan ved en Skruer gennem den øvre Ende og et Haandtag P bevæges opad eller nedad, saaledes at Bremsstykkerne berøre eller blive fri af Hjulenes Omkreds. Den Kraft, hvormed Træstykkerne trykkes mod Hjulene, bestemmes af Kraften i Træstangen og Vinkelen HLK og kan lettelig findes ved et Kræfternes Parallelogram.



Er Vognens Masse = M og dens Hastighed = v , saa er dens levende Kraft = $M \frac{v^2}{2g}$, hvilken skal opsluges af Friktionens Arbejde i Hjulenes Omkreds, og da denne Friktions Bei er den Bei, hvorigennem Vognen selv har bevæget sig, saa blive Formlerne 1—5 at anvende ligetil.

Man anvender ogsaa paa Jernbanevogne og Lokomotiver dobbelte Bremses, saaledes at et Bremsestykke er anbragt paa hver Side af et og samme Hjul, hvorved Trykket paa Hjul-akserne forsvinder.

Kapitel II.

Om Maaaling af Kræfter og deres Virkninger.

§ 19. For at kjende Virkningen af en Kraft maa man kjende Størrelsen af Kraften og den Tid, hvorigennem den har virket. De Apparater, der tjene til Udmaaling af Kræfter, kaldes almindeligt Kraftmaalere eller Dynamometre, og de ere ofte saaledes indrettede, at man ved dem samtidig kan bestemme baade Kraften, Veien og Tiden. Produktet af Kraften P $\cdot$ med Veien s divideret med Tiden t giver da Kraftens Effekt:

$$E = \frac{Ps}{t} \text{ af. pr. Sekund.}$$

Angaaende Arbejdsenhed, Nytteeffekt, Totaleffekt og Virkningsgrad se Indledningen.

De Kraftmaalere, der nærmest ere bestemte til at maale Legemers Tyngdekraft, kalder man Veieapparater eller Vægter. I indskrænket Betydning forstaar man som oftest ved Dynamometre de Apparater, der anvendes til Udmaaling af bevægende Kræfter og deres Arbejder.

Veieapparater.

§ 20. Skaalvægten bestaar af en liggearmet Vægtstang, Ballancen, der enten hviler paa en Opstander eller er ophængt i et nedhængende gaffelformigt Stykke med Huller paa Enderne for Ophængningsaxen, og to Skaale for Last og Lodder, der hænge ned en fra hver Ende af Ballancen. Paa Ballancen er anbragt tre knivformede Ophængningsaxer, en paa Midten af Ballancen selv og en paa hver Ende for Skaalerne. Paa større, grovere Vægter ere disse Ophængningsaxer formede som Fig. 61 I, n. S., med udbuede Sider, og Eggen hviler imod noget konkave, haarde og glatte Pander. Paa finere Vægter er derimod Centerkniven skarpere, Panden mere flad, og som Ophængning for Skaalerne bruges mest Huller med skarp Eg indvendig. Ballancen er videre forsynet med en opad- eller nedadgaående Viser til Udmaaling af Udslaget og Vægtens Følsomhed. Fig. 61 viser Former af grovere og finere Vægter. Betingelserne for en Skaalvægts Godhed ere:

Fig. 61.

I. De tre Ophængningspunkter skulde ligge i en og samme rette Linie. Derjom de nemlig ikke ere saaledes beliggende, saa forandres Forholdet mellem Bægtstangsarmene for Last og Lodder ved en Dreining af Ballancen.

II. Ballancens Ophængningsaxe bør ligge midt imellem Ophængningsaxerne for Skaalerne. Denne

Fordring er det dog vanskeligt nøiagtigt at tilfredsstille, og man maa derfor undertiden ved meget fine Veininger tage Hensyn til nogen Uligestorhed hos Ballancens Arme.

Prøve paa Armenes

Ligestorhed kan foretages paa den Maade, at man først opveier Lasten Q med Lodder L og derpaa skifter om, idet man lægger Lasten der, hvor Lodderne laa, og omvendt. Finder man saa, at samme Bægt L af Lodder ballancerer Lasten, da ere Armene ligestore, og L er Lastens Bægt.

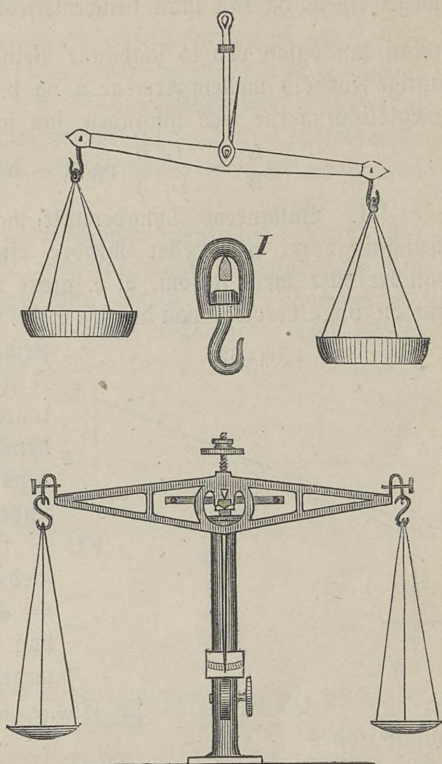
Ere derimod Armene ulige lange, saa vil Ballanceringen ved den anden Veining kræve en anden Værdi L_1 af Lodderne, og, om de to Arme ere a og b, saa blive Ligevægtsligningerne:

$$Qa = Lb \text{ og } Qb = L_1a.$$

Multipliseres disse Ligninger med hinanden, saa faaes:

$$Q^2 \cdot ab = LL_1 \cdot ab, \text{ og } Q = \sqrt{LL_1}$$

bliver da Lastens virkelige Bægt. Er Forskjellen mellem L og L_1



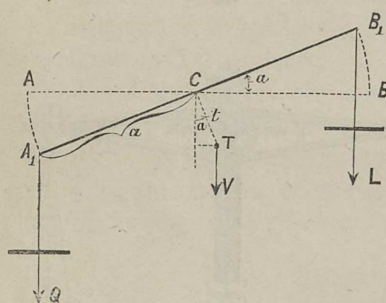
meget liden, da kan man tilnærmelsesvis sætte $Q = \frac{L + L_1}{2}$.

Man kan ogsaa ved to saadanne Veininger bestemme det nøiagtige Forhold mellem Armene a og b . Divideres nemlig Ligevægtsligningerne med hinanden, saa faaes:

$$\frac{a}{b} = \frac{L}{L_1} \frac{b}{a} \text{ og } a = b \sqrt{\frac{L}{L_1}}.$$

III. Ballancens Tyngdepunkt maa ligge under dens Ophængningsaxe, mere eller mindre eftersom Vægten skal være mindre eller mere følsom, d. e. gjøre mindre eller større Udslag for en vis Overvægt paa den ene Side. Udslagsvinkelen kan be-

Fig. 62.



stemmes paa følgende Maade.

I Fig. 62 være C Ballancens Ophængningsaxe, dens halve Længde $CB = a$, dens Tyngdepunkts Dybde under Ophængningsaxen $CT = t$ og V Ballancens Vægt. Ved Udslagsvinkelen $B_1CB = \alpha$, med Vægterne Q og L paa Skaalerne, bliver Ligevægtsligningen:

$$Qa \cos.\alpha = La \cos.\alpha + Vt \sin.\alpha,$$

hvoraf faaes:

$$(Q-L)a \cos.\alpha = Vt \sin.\alpha \text{ og } \text{Tang.}\alpha = \frac{(Q-L)a}{Vt}.$$

Skaalvægtens Følsomhed tiltager altsaa med Ballancearmenes Længde, men aftager med Tyngdepunktets Dybde og Ballancens egen Vægt. Man kan forandre Tyngdepunktets Beliggenhed ved en bevægelig Vægt.

Foranstaaende Udtryk for Udslagsvinkelen er ikke absolut nøiagtigt, da der ved enhver Skaalvægt maa være en liden Overvægt paa en af Skaalerne, inden der i det Hele opstaar nogen Bevægelse. Størrelsen af den til at frembringe et mærkbart Udslag fornødne Overvægt vil være afhængig af den samlede Belastning paa Ophængningsaxen, og man angiver ofte en Vægts Følsomhed ved Forholdet mellem denne Overvægt og

den samlede største Belastning. En større Vægt, bestemt til Weining af Legemer paa 1000 $\mathfrak{w}$, ansees for meget god, naar den ved denne største Belastning giver mærkbart Udslag med et Lods Overvægt. Apparatets Jølsomhedsquotient bliver da $\frac{1000}{200000}$. Af fine Apothekervægter forlanger man, at denne Quotient skal være $\frac{1000}{200000}$, naar Belastningen er 1 Kilogram paa hver Skaal.

§ 21. Bismere er en toarmet Vægtstang, hvor Loddet er af uforanderlig Størrelse, men kan flyttes, saaledes at dets Afstand fra Ophængningsaxen kan gøres større eller mindre. Den bestaar af en længere, som oftest firkantet inddelt Stang AB, Fig. 63, henad hvilken Loddet kan vandre, og et kortere Hoved, der er for-

Fig. 63.

synet med knivformede Ophængningsaxer for Lasten og for Apparatet selv. Af de sidste er der gjerne to, a og b paa Figuren, i forskellige Afstande fra Lastens Ophængningsaxe, saaledes at en bestemt Stilling af Loddet paa Stangen AB svarer til forskellige Vægter paa Krogen, eftersom den ene eller den anden Ophængningsaxe er i Brug. Stangen AB er derfor inddelt paa begge Sider, og naar man skifter Ophængningsaxe, saa vender man Apparatet om.

Som paa Skaalvægten maa ogsaa paa Bismere Ophængningsaxernes Egge ligge i en ret Linie. Hjørnerne af Ophængningsaxerne a, b og c paa Hovedet anbringes derfor i Flugt med de inddelte Kanter af Stangen, idet Ophængningsaxen for Loddet, der er den indvendige skarpe Kant af den Plade, hvori Loddet hænger, altid ligger i en af disse.

Inddelingen af Stangen AB er ligedelig, idet Flytningen af Loddet gennem samme Beilængde hvor som helst paa Stangen svarer til en og samme Forøgelse af Lasten paa Krogen. Er nemlig Vægten af hele Apparatet uden Lod = V og Tyngde-

punktets Afstand fra den i Brug værende Ophængningsaxe $aD = v$, Lasten paa Krogen $= Q$ i Afstanden $ac = q$ fra Axen og Loddet $= L$ i Afstanden l , da har man ved Ballancering Ligevægtsligningen:

$$Qq + Vv = Ll \dots \dots (1).$$

Forøges nu Lasten Q med en Vægtenhed, saa maa man flytte Loddet udad til en Afstand l_1 , saaledes at den til Vægtenheden svarende Flytning af Loddet er $l_1 - l$. Ligevægtsligningen bliver da:

$$(Q + 1)q + Vv = Ll_1 \dots \dots (2).$$

Trækkes Ligning (1) fra Ligning (2), saa faaes:

$$q = L(l_1 - l) \text{ og } l_1 - l = \frac{q}{L},$$

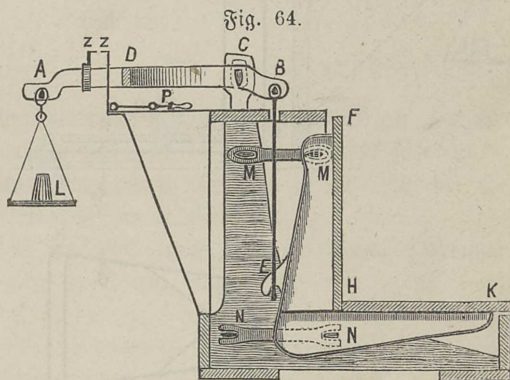
det er, den til Vægtenheden svarende Flytning af Loddet — Afstanden mellem hvert Hak paa Stangen — er lig Afstanden mellem de i Brug værende Egge paa Hovedet divideret med Loddets Vægt. Vil man paa en saadan Vismer kunne veie hvorlidet som helst, da maa det statiske Moment af Loddet, naar det er helt inde, være ligt Momentet Vv . Paa de hos os mest brugte Vismer vægte pleier et Haks Flytning af Loddet at svare til en Lastforøgelse paa Krogen af 1 π paa den ene Side af Stangen og $\frac{1}{2} \pi$ paa den anden Side.

Den almindelige Vismer er som oftest et meget sølsomt Apparat, men alligevel paa Grund af den uforanderlige Størrelse af Loddet og Stangens Inddeling i endelige Dele ikke stikket til meget fine Veininger. Bedst passer Vismeren, hvor man ikke altfor skrupuløst vil bestemme Vægten af middels store Legemer.

§ 22. Brovægterne ere Veieapparater, der mest benyttes til Veining af større Legemer, og de have sit Navn deraf, at Staaen for Lasten i Almindelighed er et større fladt Brædt eller en Bro, der, for at man med Lethed skal kunne bringe Lasten af og paa, er anbragt meget lavt — undertiden endog saa i Flugt med en Vei, saaledes at man kan trække en Vogn umiddelbart over paa Broen. Som oftest ere Brovægterne Forbindelser af uligearmede Vægtstænger sammensatte paa den Maade, at Loddet kan opveie en 8, 10 eller 100 Gange større

Last paa Broen, og man benævner dem herefter Oktomal-, Decimal- eller Centesimalvægter. Som paa den almindelige Vismær er Loddet undertiden en uforanderlig Vægt, der kan forskyves henad en inddelt Stang; som oftest anbringer man dog Lodder paa en til en Vægtstang fæstet Skaal, indtil Lodder og Last ballancere hinanden, hvorpaa man efter Omstændighederne multiplicerer Loddernes Vægt med 8, 10 eller 100 for at faa Lastens virkelige Vægt. Af Brovægter har man en Mangfoldighed af Variationer. I det Følgende skal kun beskrives de Faa af dem, der ere mere almindeligt udbredte.

Fig. 64 viser en af Pariser-mekanikerens Georger konstrueret Brovægt, hvis Indretning er følgende. ACB er en toarmet Vægtstang, der fra D imod Hvorend gaar i to Grene. Hver af disse hviler med



en skarp Eg C paa den opstaaende Del af Apparatets faste Ramværk, og fra Enderne B nedgaar Stængerne BE, der ere forsynede med Huller med skarp Kant indvendig, saaledes at de kunne gribe om Hagerne E paa Ramværket af Broen FHK. For at denne ikke skal dreie sig om E, er den forbundet med det faste Ramværk ved to Løntestykker, der kunne dreie sig om Knive M og N paa begge Rammer. Eggene paa de to øverste Knive vende udad og paa de to nederste indad, og de ere anbragte saaledes, at Eggene under Broens Bevægelse opad eller nedad stedse danne Hjørnerne af et Parallelogram. De vertikale Komponenter af Trykket paa Knivene ville da stedse holde hinanden i Ligevægt, og Trækket i Ophængningsstængerne bliver lig Lasten, uanset paa hvilket Punkt af Broen denne er anbragt. ZZ ere tvende paa Rammen og Armen AC anbragte Tunger, der kunne tilkjendegive, naar Last og Lodder nøiagtigt ballancere

anbragt Lasten Q paa et vilkaarligt Punkt af Broen, saa frembringes et Træk q_1 i Hængestangen EC og et Tryk q paa Løftestangen FH i Punkt G , og man har først:

$$q + q_1 = Q.$$

Trykket q reduceret ud til Punkt F giver i Hængestangen DF Trækket $q \frac{GH}{FH}$ som Last i Punkt D af Ballancen AD .

Reduceres denne Last fra D til C , saa forandres den til $q \frac{GH}{FH} \frac{DB}{CB}$, og den samlede Last i Punkt C bliver:

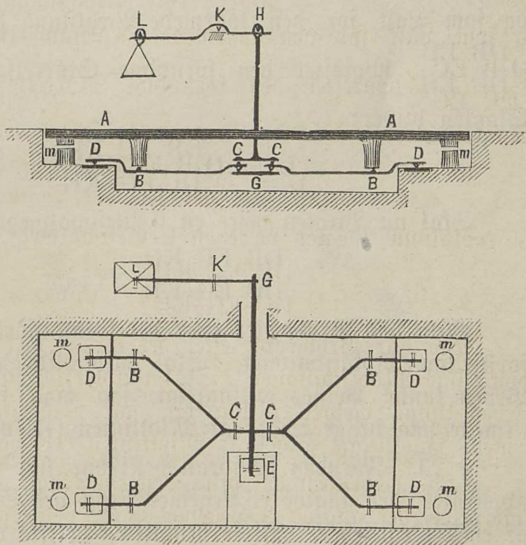
$$q \frac{GH}{FH} \frac{DB}{CB} + q_1.$$

Derfor $\frac{GH}{FH} \frac{DB}{CB} = 1$, hvilket finder Sted, naar Forhol-

det mellem Vægtstangsarmene er som ovenfor fastsat, saa faar man altsaa paa Ophængningsarmen C i det Hele en Belastning lig den paa Broen anbragte Last, og Vægten er en Oktomal- eller Decimalvægt, om $AB:BC = 8$ eller 10 .

Indretningen af en faststaaende Vægt til Veining af meget tunge Legemer viser Fig. 66 i Oprets og Plan. Broen AA befinder sig i Slut med Marken og understøttes i fire Punkter af knivformede Egge B paa tvende gaffelformede Løftevægtstænger DBC . Disse kunne dreie sig om og hvile med Enderne D paa faste Underlag,

Fig. 66.



og Enderne C hvile med knivformede Egge paa den i Planet viste Løftevægtstang ECG, der hviler paa fast Underlag i E, og til hvis anden Ende G er fæstet den i Opridsjet viste lodrette Trækstang GH, der forbinder de under Broen liggende Vægtstænger med den toarmede Vægtstang HKL, til hvilken i L er fæstet Skaalen for Lodderne. Trækstangen GH er indrettet til at forlænges lidt, hvorved Broen kan komme til at hvile paa de faste Underlag mm, saaledes at der ikke kommer noget Tryk paa Knivene undtagen netop i det Øieblik, at Veiningen foregaar. Apparatet er i Almindelighed konstrueret som Centesimalvægt, d. e. 1 $\mathbb{H}$ paa Skaalen ballancerer 100 $\mathbb{H}$ paa Broen.

Det er klart, at man ogsaa her kan anbringe Lasten Q hvorformhelst paa Broen. Paa de to Knive B faar man nemlig først de to Tryk:

$$q + q_1 = Q.$$

Reduceres disse ud til Endepunkterne C, saa faaes som samlet Last for Løftevægtstangen ECG:

$$(q + q_1) \frac{DB}{DC} = Q \frac{DB}{DC},$$

og som Last for den toarmede Vægtstang HKL faar man: $Q \frac{DB}{DC} \frac{EC}{EG}$, hvorefter den fornødne Størrelse af Lodder paa Skaalen bliver:

$$L = Q \frac{DB}{DC} \frac{EC}{EG} \frac{KH}{KL}.$$

Skal nu Vægten være en Centesimalvægt, saa gjør man:

$$\frac{DB}{DC} \frac{EC}{EG} \frac{KH}{KL} = 100.$$

Man har Brovægter efter det foran forklarede Princip i forskjellige Modifikationer. Skal imidlertid Lastens Plads paa Broen kunne vælges vilkaarligt, saa maa stedse Vægtstangsarmene paa begge Sider af Midtlinien GE være ligestore.

§ 23. Foruden de foran beskrevne har man ogsaa Veieapparater, der angive et Legemes Vægt ved Sammenpresningen af en Spiralsjeder. Disse benyttes dog ikke ved meget fine Veie-

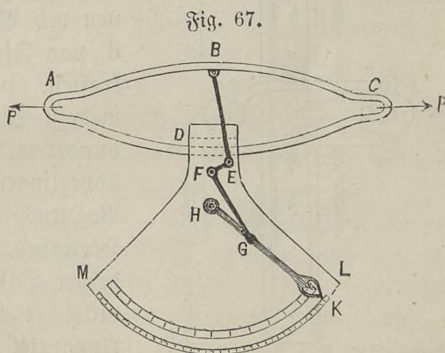
ninger. Efter længere Tids Brug vil ogsaa Skalaen ofte vise lidt feilagtigt.

De saakaldte Viservægte, der undertiden anvendes, bestaa af en Vinkelbægtstang, paa hvis ene Arm Lasten anbringes, og til hvis anden Arm er fæstet et uforanderligt Lod. Størrelsen af Lasten bestemmes da af det Udslag, som denne Arm gjør, og kan aflæses paa en med Skala forsynet Bue. De anvendes undertiden til Veining af mindre Legemer og have det Fortrin, at Veiningen kan foregaa meget hurtigt.

Dynamometre.

§ 24. Dynamometrene kunne passende inddeles i to Klasser nemlig: 1) Dynamometre til Bestemmelse af Kræften til at trække Lokomotiver, Vogne etc., eller overhovedet til Udmaalning af Kræfter, der virke i vilkaarlig Retning, og 2) Dynamometre til Bestemmelse af Omvridningskræften hos en roterende Maskine. De første angive som oftest Trækkraften ved Sammenpresningen eller Udvidelsen af en Staaifjeder, hvilken er sat i Forbindelse med en Viser med tilhørende Skala.

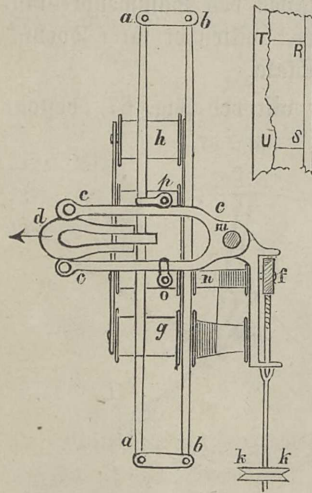
Regnier's Dynamometer, der er vist ved Fig. 67, bestaar saaledes af den som en noget sammentrykt Ring dannede Staaifjeder ABCD, hvis ene spidse Ende A fæstes til det Legeme, der skal trækkes, og i hvis anden Ende C Trækkraften P virker. Til Fjedren er paa den ene Side fæstet den af en Messingplade bestaaende Sektor DLM og paa den anden Side Stangen BE, der i E er forbundet med den om F bevægelige Vinkelbægtstang EFG. Sektorens Bue er forsynet med to empirisk inddelte Skalaer, hvoraf den ene er bestemt til at udmaale en Trækkraft i C og den anden til at udmaale en Trykkræft i B



ved Hjælp af Viseren HK, der er forbundet med Vinkelvægtstangen EFG. Apparatet i denne sin simpleste Form angiver kun Størrelsen af Kraften i det Øieblik, man iagttager Viserens Stilling paa Skalaen. Dersom derfor Kraften er variabel, og man vil have dens Middelværdi gjennem en længere Tid, saa maa man enten meget hyppigt iagttage Viserens Stilling, eller man kan overtrække Sektoren med Papir og forsyne Viseren med en Blyant, der ved en eller anden Mechanisme trækkes indad mod Centret H, saaledes at dens Bevægelse i radial Retning bliver proportional med Tiden. Blyanten vil da paa Papiret optrække en Linie, der i hvilket som helst Punkt af det givne Tidsrum kan vise Størrelsen af Kraften.

Morins Fjederdynamometer er imidlertid det til Bestemmelse af Tryk- eller Trækraftens Arbejde bedst stiftede Dynamometer. Det bestaar af to Staa-fjedre aa og bb, Fig. 68, der sammen

Fig. 68.



med Lænkestykkerne ab danne et Rektangel og ere anbragte mellem to gaffelformede Boiler cc, af hvilke i Figuren blot den øverste er synlig. Fjedren bb er fæstet til denne Boile, hvilken igjen er fæstet til Vognen ved Boltene m, og paa Hagen d paa Fjedren aa virker Trækraften. n er en Valse, der for medelst Snorsfiven kk, der er forbundet med Hjulaxelen, og Skrueudvejlingen ved f meddeles en med Vognens Hastighed proportional Hastighed, og som ved en Snor driver Valsen g. Om Valsen h er viklet et Papirbaand, der, naar Apparatet sættes i Bevægelse, vikles af denne og over paa Valsen g.

Mellem disse Valser er anbragt tre mindre for at holde Papirbaandet oppe. Ved o er en Blyant fæstet til Boilen c, hvilken altsaa ikke forandrer sin Stilling relativt til Vognen, og ved p er en anden Blyant, der følger den forreste Fjeder, idet den bøier sig. Naar Trækraften og Udvejlingen f virker, vil

Blyanten o paa Papiret optrække den saakaldte Nullinie og Blyanten p en anden Linie, hvis Afstand fra Nullinien lodret paa denne angiver Fjedrenes Bøining og er proportional med Trækkekraften paa det tilsvarende Sted af Vognens Bei. Er saaledes RS Nullinien og SU Kraftkurven, saa udmaaler man i lige Afstande paa Nullinien Kraftkurvens Ordinater med en Skala, der giver den til en vis Bøining af Fjedrene svarende Modstand i $\mathbb{K}$, og Arealet af Fladen RSUT med de med Skalaen udmaalte Modstande som Høider og efter Multiplikation med Forholdet mellem Vognens og Papirets Hastighed, bliver da Trækkekraftens Arbejde i den givne Tid. Apparatet skal i Almindelighed være saaledes konstrueret, at Vognens Hastighed bliver 50 Gange Papirets Hastighed.

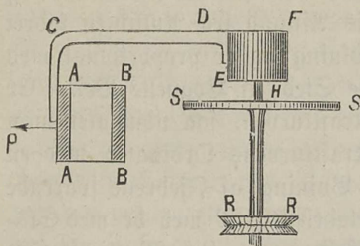
Forbindelsen mellem Trækkekraften og Bøiningen hos Fjedrene kan paa Grund af Forskjel i Staalets Elasticitet ikke nøiagtigt bestemmes ved Regning, men bør bestemmes ved paahængte Bægter. Ifølge Morin skulle Fjedrenes Bredde være $b = 1\frac{1}{2}''$ a $2''$. Forlanger man saa, at de skulle være Legemer af ensformig Styrke, saa bliver Længdetværnsnittet parabolisk, og om h betegner Fjedrenes Tykkelse paa Midten, h_1 Tykkelsen i Afstanden x fra Enden, l Fjedrenes halve Længde og y begge Fjedres Bøining, saa har man:

$$h_1 = h \sqrt{\frac{x}{l}} \text{ og } y = \frac{8P^3}{Eb^3h^3},$$

hvor E er Fjedermaterialets Elasticitetsmodulus, der for Staal kan sættes mellem 30 og 40 Millioner. I Formlerne regnes l , h , b , x og y i Tommer og P i Pund.

De foran beskrevne Dynamometre tilligemed de fleste øvrige give altsaa Kraften og dens Bei særskilt, og man maa for at saa Kraftens Arbejde udregne Arealet af en Flade. Man har ogsaa Dynamometre, der angive et udført Arbejde direkte. Saa-danne Dynamometre kaldes totaliserende eller integrerende. Fig. 69, n. S., viser det Principielle af et saadant. A og B er Sektion af de to Fjedre paa Morins Dynamometer, af hvilke A bærer Armen CD, der igjen paa Enden fører en liden Kasse EF. Denne Kasse hviler med et meget let bevægeligt Hjul H paa Skiven SS, saaledes at alene Friktionen mellem SS og H

Fig. 69.

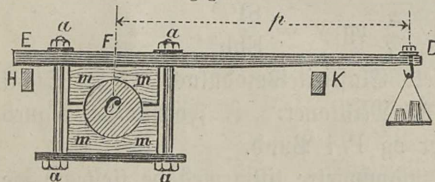


er tilstrækkelig til at bevæge dette sidste, naar Vognaxelen ved Snorskiven R sætter Skiven SS i Omdreining. Naar Trækkekræften da virker paa den forreste Fjeder, saa trækkes Hjulet H lidt ud af Centret af Skiven SS, og dets Omdreiningssantal vil stige baade proportionalt med

Trækkekræft og Omdreiningshastighed af Skiven, d. e. med Vognens Vei, saaledes at Arbeidet bliver et konstant Tal Gange det af Hjulet H gjorte Antal Omdreininger, hvilket formedelst et Uhrværk med Visere i Kassen EF kan aflæses. Forat et saadant Apparat skal være brugbart, maa imidlertid enhver Glidning af Hjulet H i dets eget Plan forhindres, Kræften derfor virke nogenlunde jævnt, og Vognen bevæge sig uden Stød og Rystelser. Apparater af denne Slags ere derfor ikke altid anvendelige.

Det simpleste Dynamometer til Bestemmelse af Kræften og Arbeidet af en roterende Axl er Prony's Bremse eller Frik-tionsdynamometer, hvilket i sin simpleste Form er vist ved Fig. 70.

Fig. 70.



Er C den roterende Axl, hvis Arbeide skal bestemmes ved et bestemt Omdreiningssantal pr. Minut = n , saa afbryder man Maskinens sædvanlige Arbeide, og

lader den alene overvinde en Friktion i Axlens Omkreds, der frembringes af Træstykterne mm , ved at man tilføjer Skrueerne aa , der i sine øvre Endes gaa gennem Stangen DE. Til dennes yderste Ende er fæstet en Skaal for Lodder, og Understøtterne H og K hindre den i at dreie sig rundt med Axlen. Har man tilsat Skrueerne, indtil Omdreiningssantallet er det forlangte, saa lægger man Lodder paa Skaalen, indtil Stangen DE under Bevægelsen kan holde sig fri af begge Understøtterne. Er saa Loddernes Vægt = P og Afstanden $FD = p$, da er Frik-

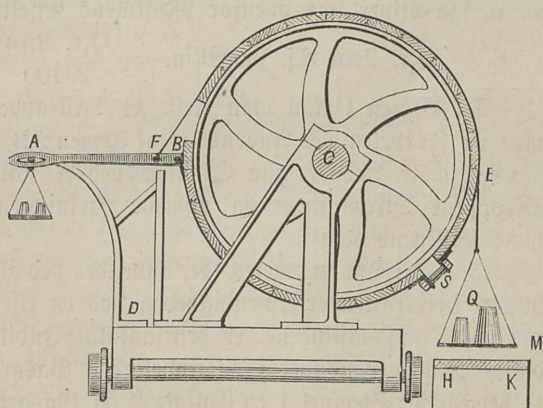
tionens Moment = Pp og multipliceres dette med Axlens Vinkelhastighed = $2\pi n$, saa faar man Maskinens Totaleffekt:

$$E = Pp \cdot 2\pi n \text{ \AA} \text{ fod pr. Min.} = \frac{Pp \cdot 2\pi n}{29100} \text{ Hestekræfter.}$$

Ved Anvendelsen af dette Apparat vil den ved Friktionen udviklede Varme være meget betydelig, og man sørger for at borttage denne ved Oversprøjtning med koldt Vand. Friktionsdynamometret er imidlertid ikke vel anvendeligt, hvor Kræften er variabel, og en Ulempe er det ogsaa, at man maa afbryde Maskinens almindelige Arbejde.

Ved kraftigere Maskiner bliver, naar man lader Bremsningen foregaa i Omkredsen af en Axl af mindre Diameter, den fornødne Friktion og Trykket paa Axlen overmaade store. For at formindste Friktionen kan man enten paa Maskinaxlen fæste et Hjul eller en Skive af større Diameter og lade Bremsningen foregaa i Omkredsen af denne, eller man kan have en større Bremseskive paa en særskilt Axl, der ved en Remskiveudvegling sættes i Omdreining af Maskinaxlen. Flere Dynamometre af sidstnævnte Slags have været konstruerede. Fig. 71

Fig. 71.



viser det i England anvendte Balcks Bremsdynamometer, hvis Indretning er følgende. C er Axlen, der ved Remskive bevæges af Maskinaxlen. BE er det glatte afdreiede Brems-hjul, om hvilket er lagt en bred, tynd og bøjelig Strop af Jern med et Mellem-lag af haardt Træ fastfæstet til Stroppen. Som Smøremiddel mellem Skiven og Træstykkerne anvender man Graphit. Stroppen er gjort i to Halvdele, der ere forbundne med en Skruer i S, og hvis to

øvrige Ender ere fæstede til Punkterne F og B af Vægtstangsarmen AB, hvilken i A bærer en Skaal for Paalægning af mindre Vægter og ligeledes i denne Ende styres af en paa Stativet AD anbragt Pinde i et Hul paa Stangen AB. Paa den anden Side er anbragt en større Skaal for Lodder Q, der skulde overvinde Friktionen i Hjulets Omkreds.

Naar man vil anvende et saadant Dynamometer, saa lægger man først en passende Vægt af Lodder paa Skaalen M, hvorved denne synker ned paa Underlaget HK, og Vægtstangen AB antager en noget skraa Stilling med B opad. Derpaa sætter man Maskinen i Gang og tilføjer Skruen S, indtil AB staar i Retning af Hjulets horizontale Radius. Styrepinden i Hullet ved A trykkes da opad af Armen AB, og man lægger Lodder paa Skaalen ved A, indtil Armen paa begge Sider holder sig fri af Styrepinden, og Skaalen M løfter sig fri af Underlaget HK. Er da, saaledes som Apparatet sædvanlig skal være konstrueret, Afstanden $AC = 2 \cdot CE = 2r$, saa trækker man det dobbelte af Vægten af Lodderne ved A fra den paa Skaalen M anbragte Last, hvorefter den udkommende Rest Q, bliver Friktionens virkelige Værdi. Er Omdreiningssantallet pr. Minut $= n$, saa bliver som ovenfor Maskinens Effekt:

$$E = Q_{\text{r}} \cdot 2\pi n \text{ \AA f. pr. Min.} = \frac{Q_{\text{r}} \cdot 2\pi n}{29100} \text{ Hestekræfter.}$$

Til Axelen C kan man fæste et Tælleapparat. Hensigten med og Fordelen ved Anvendelse af Armen AB er, at man med ganske smaa Lodder paa Skaalen ved A skal kunne regulere Stroppens Stramninger og ophæve Virkningen af Variationer hos Maskinens Kraft.

§ 25. Det Dynamometer, der anvendes ved alle Maskiner, ved hvilke Drevkraften er Spændigheden hos en eller anden Gasart, t. Ex. Dampmaskinerne, er den saakaldte Indikator. Ved saadanne Maskiner udøver i Almindelighed Gasarten et Tryk paa et bevægeligt Stempel i en Cylinder, og Gasartens Spændighed ved forskellige Stillinger af Stemplet i Cylinderen angiver Indikatoren ved Sammenpresningen af en liden Spiralfjeder. Til Forplantelse af Maskinens Kraft er Stemplet forbundet med en Krumtap paa en Axl, og Stemplets Bei under en Omdrei-

ning af Krumtappen er to Gange Slagets Længde. Middeltrykket under Stemplets Bevægelse de to Veie Gange det dobbelte af Slagets Længde giver Maskinens Arbejde under en Omdreining.

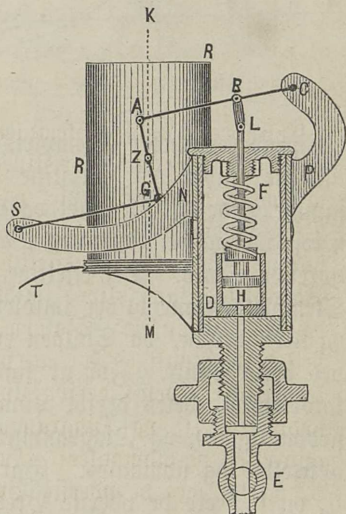
Richards Indikator, Fig. 72, er nu det mest brugelige Instrument til Bestemmelse af Tryk-

fet i en Dampmaskines Cylinder. Det bestaar af en liden Cylinder DD med et bevægeligt Stempel H og en Kran E, der kan sætte Dampcylinderen i Forbindelse med Rummet under Stemplet H. F er en stærk Spiralsjeder, der blot tillader Stemplet H at bevæge sig et lidet Stykke opad eller nedad. Til ethvert Instrument hører gjerne to Fjedre, der kunne udbyttes mod hinanden, eftersom Apparatet skal bruges til Høi- eller Lavtryksmaskiner. Damptrykket paa Stemplet H virker ved Ledet LB paa Bægt-

stangen AC, der sammen med Stængerne AG og GS danner en Parallelbevægelse, der bringer Blyantstiften Z til altid at bevæge sig parallelt med Aksen KM. RR er en om Aksen KM bevægelig Cylinder, hvorom vikles et Stykke Papir. Denne Cylinder bringes til at følge Maskinens Slag ved Snoren T, fæstet til en af Maskinens bevægelige Dele, og en indvendig Fjeder, der holder Snoren stram. Armene CP og NS ere fæstede til en Hylse, der kan dreie sig om den Cylinder, hvori Spiralsjederen er indsluttet. Forholdet mellem Bægtstangsarmene BC og AC er gjerne som 1 til 4.

Naar man vil anvende Indikatoren, saa bringer man først ved at dreie Hylsen NP Blyantstiften Z i Berøring med Papiret, hvorpaa man ved at dreie Cylinderen RR uden at aabne Dampkranen E faar paa Papiret optrukket en ret Linie, den saakaldte athmospheriske Linie. Aabnes nu Kranen E, og Cy-

Fig. 72.



linderen RR følger Maskinens Slag, saa vil Stiften Z beskrive en i sig selv tilbagegaaende frum Linie, saasom t. Exp. BCDEB, Fig. 73.

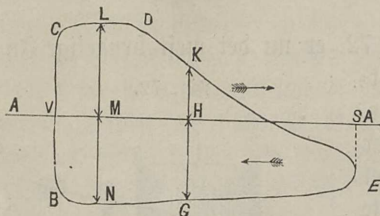


Fig. 73. Linien AA er her den atmospheriske Linie, Diagrammets Længde SV forestiller Slaget i formindsket Maalestof og den af Blyanten beskrevne Linies Ordinator lodrette paa AA over denne forestille Damptrykket i Cylinderen under Stemplets Bevægelse fra V til S, og Ordinatorerne under AA forestille Trykket under Atmosferen paa samme Side af Stemplet og under dets Bevægelse fra S til V. Disse Ordinatorer udmaales i $\mathcal{W}$ ved den til den anvendte Fjeder hørende Skala. Det effektive Tryk t. Exp. ved et Punkt M af Stemplets Bane bliver imidlertid Summen af Ordinatorerne ML og MN, altsaa, da Skalaen er ligedelig, Diagrammets Bredde ved dette Punkt. For at finde det effektive Middeltryk, Indikatortrykket, deles derfor Linien SV i et Antal ligestore Dele, sædvanlig 10, og Diagrammets Bredder gennem Delepunkterne optrækkes og udmaales. Har man delt Slaget i 10 Dele og b_0 og b_{10} ere de yderste Bredder samt de mellemliggende $b_1, b_2, \dots, b_8, b_9$, saa er Indikatortrykket:

$$p = \frac{1}{10} \left(\frac{b_0 + b_{10}}{2} + b_1 + b_2 + \dots + b_9 + b_{10} \right) \mathcal{W} \text{ pr. } \square'',$$

og Maskinens Indikator eller Bruttoheftekraft:

$$K = \frac{Ap2nl}{29100},$$

hvor A er Stempelarealet i $\square''$, n Omdreiningernes Antal pr. Minut og l Slagets Længde i Fod. Derfor Stempelarealerne ere af forskjellig Størrelse, som t. Exp. ved Trunkmaskinen, eller derfor Maskinens Konstruktion medfører, at man kan vente forskjelligt Middeltryk under Stemplets Bevægelse de to Veie, saa tager man Indikatordiagram i begge Ender af Cylinderen og lader den halve Sum af de fundne Resultater være det effektive Middeltryk. Er der to eller flere Cylindere, saa adderes de ved de respektive Diagrammer fundne Heftekræfter.

Kapitel III.

Maskiner til Hævning af Vægter. Spil, Kraner, Tæller.

§ 26. Animalske Motorer anvendes mest til Bevægelse af disse Maskiner. Størrelsen af det af Mennesker og Dyr leverede Arbejde afhænger først og fremst af Individets Konstitution, Alder og Næring. Desuden afhænger det ogsaa af Kraften P , Hastigheden c og af Arbeidstiden og bliver størst ved en midlere Værdi af P , c og daglig Arbeidstid t . Jo større Kraft en Skabning udøver, desto mindre bliver Hastigheden og omvendt; ja der gives endogsaa en Maximumskraft, ved hvilken Hastigheden og altsaa ogsaa Arbejdet er Nul, i hvilken Henseende de animalske Motorer væsentlig adskille sig fra alle øvrige. Ligeledes har Erfaring vist, at det ikke er fordelagtigt at lade en animalsk Motor virke med konstant Kraft og Hastighed uafbrudt, men at den bliver bedst benyttet, naar Arbejdet sker med Pauser.

Er K_0 den største Kraft, som en levende Skabning kan udøve uden Hastighed, og c_0 den største Hastighed uden Kraftytring, saa er den til en anden Hastighed v svarende Kraft:

$$P = \left(1 - \frac{v}{c_0}\right) K_0,$$

og det udførte mekaniske Arbejde pr. Sekund:

$$Pv = \left(1 - \frac{v}{c_0}\right) vK_0 = \left(2 - \frac{v}{c}\right) vK,$$

naar $c = \frac{1}{2} c_0$ og $K = \frac{1}{2} K_0$, betegne den midlere Hastighed og Kraft. Betegner videre t den midlere Arbeidstid, saa er Maximalarbejdet pr. Dag:

$$E = Ket.$$

Antager man, at Arbeidstiden t_1 har samme Indflydelse paa det daglige Arbeidskvantum som Hastigheden, saa bliver Kraft og Arbejde:

$$P = \left(2 - \frac{v}{c}\right) K \text{ og } E = Pvt_1,$$

hvilken sidste Størrelse stedse bliver mindre end Ket . Ifølge Gerstner gælder følgende Sammenstilling af midlere Kraft, Hastighed og dagligt Arbejde for Menneske, Hest og Dyr.

Skabning	Kraftens Anvendelse	Midlere Kraft $K \text{ \AA}$	Midlere Hastighed o' pr. Sek.	Midlere Arbejdstid i Timer	Arbejde pr. Sekund i $\text{\AA f.}$	Arbejde pr. Dag i $\text{\AA f.}$
Menneske	Træk eller	28	2,5	8	70	2016000
	Skyvning					
	paa Bev	16	2,4	8	38,4	1105920
	paa Vægt- stang	12	2,4	8	28,8	829440
Hest	Trækning	112	4	8	448	12902400
Oxe	Do.	112	2,5	8	280	8064000

Exempel. Efter foranstaaende Tabel hyder et Menneske ved en midlere Kraft af 28 $\text{\AA}$ og en midlere Hastighed af 2,5 Fod pr. Sek. dagligt et Arbejde af 2016000 $\text{\AA f.}$ Skal Hastigheden derimod være 3' pr. Sekund, saa bliver Kraften kun:

$$P = \left(2 - \frac{3}{2,5}\right) 28 = 22,4 \text{ \AA},$$

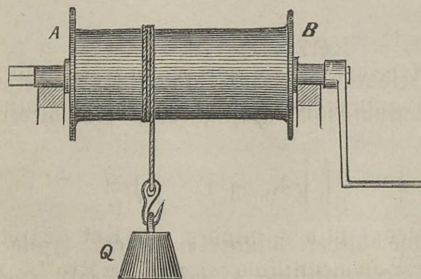
og Arbejdet pr. Dag: $E = 22,4 \cdot 3 \cdot 8 \cdot 60 \cdot 60 = 1935360 \text{ \AA f.}$

Ved Brugen af Formlerne er at mærke, at de kun ved ikke altfor store Afvigelser af v , t , og P fra de midlere Værdier give tilstrækkelig nøjagtigt Resultat. Skal Kraften saaledes kun virke i kort Tid, som t. Ex. ved en kortere Opheisning paa et Spil, saa kan man godt paaregne 28 $\text{\AA}$ paa Enden af en Bev ogjaa.

Spil.

§ 27. Det simple Spil eller Vinden bestaar blot af en Valse AB, Fig. 74, af mindre Diameter, paa hvis Omkreds

Fig. 74.



virker en i et Tong eller en Rjætting ophængt Last Q. Kraften virker paa to Beve anbragte paa Valsens Ender og stillede saaledes, at de danne 90° Vinkel med hinanden.

Ved en saadan Maskines Kraftvinding forstaar man Forholdet mellem Lasten Q og den til at hæve Lasten fornødne samlede Kraft P.

Er Balsens Radius = q , Tappenes Radier = r med Frik-tionskoefficient g , Bevernes Længde = p samt det samlede Tryk i Tappelagerne = T , saa bliver den labile Ligevægts-ligning:

$$Pp = Qq + Tgr.$$

Trykket T vil være noget variabelt. Dets største Værdi indtræffer, naar den ene Bev staar i vertikal og den anden i horizontal Stilling, og bliver da $T = Q + \sqrt{0,5} P$, hvilket indsat i ovenstaaende Ligning giver:

$$Pp = Qq + (Q + \sqrt{0,5} P)gr$$

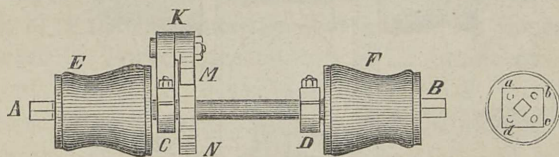
og Kraftvindingens mindste Værdi:

$$\frac{Q}{P} = \frac{p - \sqrt{0,5} gr}{q + gr}.$$

Ere Tappene af ulige Diametre, eller ere Frik-tionskoeffi-cienterne forskjellige, saa bør man beregne Frik-tionen særskilt for hver Tap. Er videre Balsens Radius ikke meget stor i Forhold til Tougets eller Kjettingens Tykkelse, saa sætter man Lastens Arm $q = \text{Tougets halve Tykkelse} + \text{Balsradien}$. Tougets Stivhed vil ogsaa kunne have mærkbar Indflydelse paa Kraftvindingen.

§ 28. En meget almindelig Form af det foran beskrevne Spil er det ved Fig. 75 viste saakaldte Krøblspil. Det an-

Fig. 75.



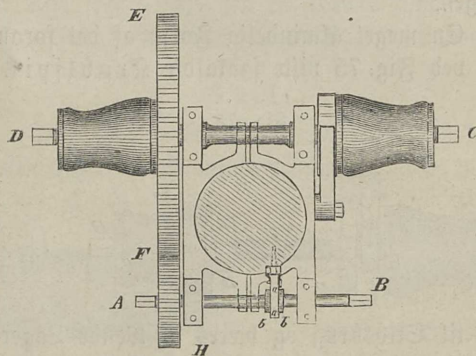
vendes mest til Skibsbrug og bæres af tvende Lagere C og D paa en Jernring, der omslutter en opstaaende Kolonne, t. Ex. en Mast. Udenfor Lagerne er paa hver Ende af Axelen paa-sat Balser E og F, og mellem Lagerne er anbragt et Spærhjul MN med tilhørende Pal K. Axelens yderste Enden ere fir-kantede for Paa-sætning af Bever. Balsernes Form er beregnet

paa at Tørnene, der under Indhivningen flytter sig indad, lettelig skal kunne bringes tilbage til den tyndere Del igjen. Anvender man Toug, gjør man altid Valserne af Træ; anvender man derimod Kjetting, gjør man dem ofte hule og af Støbejern med Ribber langsefter for bedre at hindre Tørnenes Glidning. Trævalser fæstes til Axelen ved firkantede, i Træet indfældte og paa Axelen fastsiddende Jernskiver abed, og udenpaa er i begge Ender for Styrkens Skyld paasat Jern- eller Metalringe. Støbejernsvalser fæstes ved Riler langsefter.

Krøbspillet er en billig, simpel og i mange Tilfælde anvendbar Maskine, men kan ikke konstrueres til meget stor Kraftvinding, uden at de praktiske Grændser for Bevernes Længde eller Valsernes Diametre overskrides. Den almindelige Længde af en Bev pleier at være 14" til 16" og Valsediameteren 6" til 8".

Man anvender ogsaa Krøbspil med Udverling og Firkanter for Beverne paa saavel Kraftaxelen som Lastaxelen, saaledes at man efter Omstændighederne kan arbejde med større eller mindre Kraftvinding. Fig. 76 viser et saadant Spil. De to

Fig. 76.

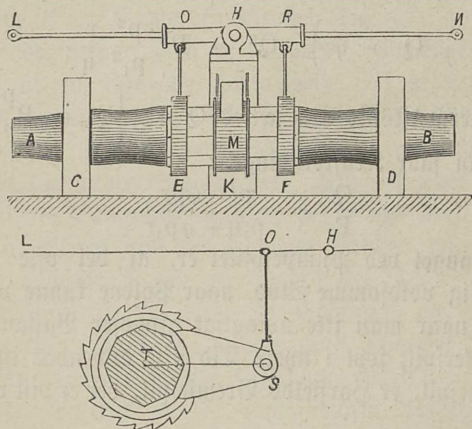


Axler ere anbragte en paa hver Side af Ringen og Masten, og Drevaaxelen AB holdes paa sin Plads ved den til Masten fæstede Arm aa, der passer mellem to paa Axelen fæstede Ringe bb. Slaar man Armen aa op, saa kan man slyve AB tilside, indtil Tænderne ere udaf Indgribning, og man kan arbejde med

Ngelen CD alene. Angaaende Udvevlingsspillenes Kraftvinding henvises til § 9, Side 28 og 29.

§ 29. En forholdsvis stor Kraftvinding kan udbringes ved det saakaldte Pumpspeil, der hyppigt anvendes paa Skibe som Ankerspil. Det bestaar af en horizontalt liggende Valse AB, Fig. 77, der dreier sig om Jerntappe i to stærke

Fig. 77.



Opstandere C og D. Paa Midten af Valsen ere anbragte tre Spærhjul eller Palringe M, E og F; til den første af disse høre to eller tre paa Opstanderen HK anbragte Faldpale, der ere saaledes stillede, at man blot behøver at dreie Valsen $\frac{1}{2}$ eller $\frac{1}{3}$ Deling af Palringen, inden en Pal falder i og stopper. Omdreiningen af Valsen foregaar, ved at Kraften virker paa Enderne af den om H bevægelige Vallance LN, fra hvilken i Punkterne O og R nedgaa Stænger til to Jernstykker, der kunne bevæge sig i en Jure om Palringene E og F. I disse Jernstykker er anbragt Pale som paa Opstanderen HK, der bringe Spærhjul og Valse til at følge Jernstykkets Bevægelse, naar det af den vertikale Trækstang løftes opad, men skifter Tag, naar det gaar nedad, saaledes at der fremkommer en stødvis fortsat Omdreining af Valsen. Valsen er enten af Træ og ottekantet med Jernbeslag der, hvor Rjættingen skal ligge an, eller ogsaa af Støbejern.

Er den halve Ballancearm $LH = p$, $OH = p_1$, $TS = l$,
 Balseradien $= q$ og Tapperadien $= r$ med Friktionskoefficient
 φ , samt Kraften paa hver Ende af Ballancen $= \frac{P}{2}$, saa har
 man først Trækket i en Hængestang $= \frac{P}{p_1}$. Gaar saa Lasten
 Q paa Rjættingen i horizontal Retning, saa er den til Balserens
 Omfreds reducerede samlede Modstand:

$$Q + \varphi \sqrt{Q^2 + P^2 \frac{p^2}{p_1^2} \frac{r}{q}},$$

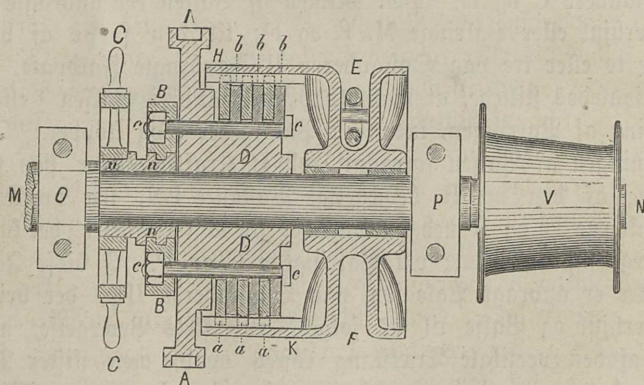
hvilken tilnærmelsesvis kan sættes $Q + \varphi \left(Q + P \frac{p}{p_1} \right) \frac{r}{q}$, saa-
 ledes at man faar Kraftvindingen:

$$\frac{Q}{P} = \frac{p l - \varphi p r}{p_1 q + \varphi p_1 r}.$$

En Mangel ved Pumpespillet er, at det ofte vil arbejde
 med temmelig voldsomme Stød, naar Balene kunne være bleve
 slidte, eller naar man ikke nøiagtigt afpasser Ballancens Slag.

Et Ankerspil, som i nyere Tid ofte anvendes istedetfor det
 ældre Pumpespil, er Harfield's Bremsespil, der er vist ved Fig. 78.

Fig. 78.



Det er, som Navnet antyder, forsynet med en egen Brems-
 mekanisme baade for langsomt at kunne fæse Ankeret og for at
 forebygge voldsom Rykning i Spillet's Dele, naar Skibet tørrer

op for Ankeret. Dets Indretning er i det Væsentlige følgende. Spilletz Axel MN af Jern hviler i tre Lagere, hvoraf Figuren viser det mellemste O og et af de ydre P. EF er Kjettingvalse af Støbejern med en Jure med fremstaaende Knaste for Kjettingens Led, saaledes at denne blot behøver at ligge et halvt Tørn omkring. Denne Valse sidder løs paa Axelen MN, og V er en anden paa Axelen fastsiddende Valse. AA er det ene af de to paa Axelen fastsiddende Spærhjul, svarende til Spærhjulene E og F paa Bradspillet Fig. 77, hvis Bos paa høire Side er forsynet med en cylindrisk Forlængelse DD, der overdækkes af en lignende Forlængelse KH af Kjettingvalse. I Rummet mellem KH og DD er anbragt ringformede Skiver af Smeddejern, af hvilke det halve Antal, aaa, ved paastøbte Ribber paa den indre Side af KH stedse tvinges til at følge Kjettingvalsens Bevægelse, medens de øvrige mellem Skiverne a beliggende Skiver bbb ved lignende Ribber paa Boset DD tvinges til at følge Axelen og Spærhjulet AA. Forbindelsen mellem Kjettingvalse og Axel istandbringes nu ved, at man trykker Skiverne a og b saa haardt mod hinanden, at den frembragte Friktion bliver lig den til samme Afstand reducerede Last paa Spillet. Boltene cc, der gaa gennem Spærhjulet AA og have sine Muttere i det cylindriske Stykke BB, gribe nemlig med sine indre Ender over Friktionsffiven b; derjom man derfor ved Rathjulet CC dreier den paa Axelen MN løstsiddende og udvendigt med Gjænger forsynede Hylse nn, for hvilken Stykket BB er at betragte som Mutter, saa vil enhver Skive trykkes mod den efterfølgende med Kraft lig det samlede Træk Q i Boltene c, og den frembragte Friktion bliver $g_1 Q \times \text{Antallet af Skivernes Glidningsflader}$.

Er Kraften paa Rathjulet = P, dens Arm = p, Gjængerens Stigning paa Hylsen nn = s og Hylsens Radius = r med Friktionskoefficient = g, saa er:

$$Q = P \frac{2p\pi}{s + g2r\pi},$$

og den frembragte Friktion i en Afstand lig Skivernes indre Radier, naar Skivernes Antal = n med Friktionskoefficient = g_1 :

$$q_1 Q_n = \frac{q_1 2p\pi \cdot P \cdot n}{s + q 2r\pi},$$

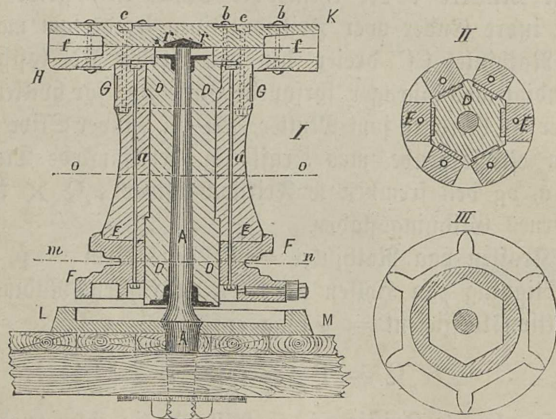
hvilken gjøres lig den til samme Afstand reducerede Last.

Allerede meget længe har man anvendt Bremsmekanismer efter det foran forklarede Princip, saaledes t. Ex. paa Kanonlavetter forat stoppe Kanonens Reful, men den svenske Amerikaner John Griffon synes at have været den første, der har anvendt en saadan til at opsluge Arbeidet paa en roterende Arel, idet hans Bremsapparat for de store Monitorkanoner meget nær ere af den foran beskrevne Indretning.

§ 30. Gangspillene, der ogsaa mest anvendes til Skibsbrug, bestaa af en vertikal Balse af Træ eller Jern, der kan dreie sig om en fra et fast Underlag opstaaende Serntap. De bevæges stedse af Mennekraft og have sit Navn deraf, at Mandstabet, virkende paa Haandspage indstufue i Balsens Hoved, under Indhivningen bevæge sig gaaende om Spillet. Haandspagene ere af Træ, i Almindelighed 8 a 10 i Antal og 6 a 8 Fod lange.

Naar Balsen er af Træ, kan Sammensætningen være som vist ved Fig. 79, der forestiller vertikalt og horizontalt Gjen-

Fig. 79.



nemsnit af et større Skibsgangspil. AA er Spilstammen af Jern, der nedentil gaar gennem en paa Dækket liggende Jern-

stinne og en af Dæksbjellerne, paa hvis Underside den er fæstet ved en bred Mutter. Valsen bestaar af en indre sekskantet Kjerne DD af Egetræ, der oventil og nedentil er forsynet med Metalbøssinger for Spilstammen, og paa hvis nedre Del er fæstet en kort Valse FF af Støbejern, der paa Omkredsen er forsynet med en Fure med fremstaaende Knaste og anvendes ved Indhivning af Rjætting. Fig. 79, III viser horizontalt Gjennemsnit af denne Valse og Fig. 79, II viser horizontalt Gjennemsnit af Trævalsen. Paa Siderne af den sekskantede Trækjerne er indfældt andre Egetræstykker af firkantet Tværnit EE, hvis nedre Ender fastholdes mellem Ribber og Ringe paa Overkant af Jernvalsen FF, og hvis øvre Ender ere sammenbundne med Kjærnen ved et Jernbaand GG. Rummene mellem Træstykkerne E ere udfyldte med mere løseligt fæstede Stykker af blødere Træsart, der stikke lidt udenfor Stykkerne E og modtage Trykket af Louget. Trævalsen og den nedre Jernvalse ere videre forbundne med hinanden ved de lange Bolte aa.

Spilletz Hoved HK er sammensat af to Halvdele, der ere forbundne med hinanden ved Bolte bb, og rr er en til Hovedet fæstet Pande, der modtager det hele Tryk af Spilletz Vægt. Hovedet er forbundet med den egentlige Spilvalse ved Boltene cc. ML er en til Dækket fæstet Palring, og Palene dreie sig om Bolte i den nedre Del af Rjættingvalsen. Paa Dækket er videre fæstet et Jernstykke, der hindrer Rjættingens Led i at følge Valsen rundt, naar Spillet anvendes til at hive hjem Rjætting. Trævalsen GF er noget smalere oventil end nedentil for at lette Flytningen af Tørnene.

Er Spilletz hele Vægt = V , den anvendte Valses Radius = q , Tappenes Radier oventil og nedentil = r og r_1 med Friktionskoefficient = g , saa maa det samlede Kraftmoment paa Spagene være:

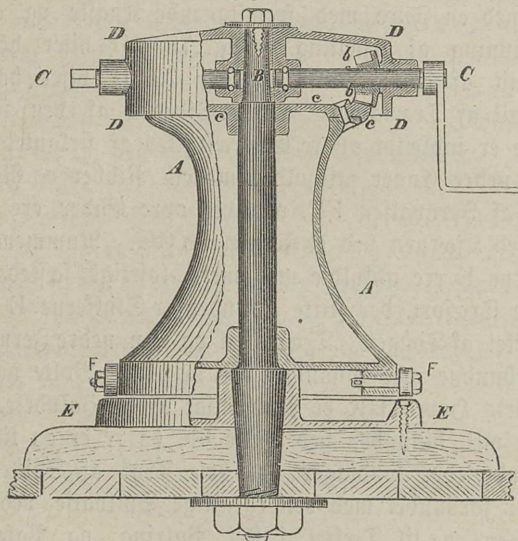
$$\Sigma (Pp) = Qq + g (Tr + T_1 r_1 + \frac{3}{2} rV),$$

hvor T og T_1 ere de af Lasten Q frembragte Tryk paa Bøssingerne oventil og nedentil. Virker Lasten midt paa Stammen, da bliver $T = T_1 = \frac{Q}{2}$.

§ 31. Naar et Gangspil udelukkende er bestemt for Rjæt-

ting, saa gjøres det stedse af støbt Jern og forsynes med Ribber langsefter for bedre at hindre Tørnenes Glidning. Mindre Rjættingspil med vertikal Valse som paa et almindeligt Gangspil konstruerer man i nyere Tid ofte saaledes som Fig. 80

Fig. 80.



udviser med to Bever for Kraften, der ved de koniske Hjul *hh* og *be* bevæger Valsen. Drevarølerne *BC* have sine Lagere i Peripherien og Bøsset af det paa Spiltappen fastsiddende Hoved *DD*, det med Drevene arbejdende Hjul *be* er fastboltet til Toppen af Valsen og dets Bøs slutter om Spiltappen. Denne sidste er fæstet til Dækket og hindres ved en Rile i Palringens Bøs i at dreie sig. *EE* er den i Dækket fastfæstede Palring, og *FF* ere Palene paa Valsens Nederkant.

Er den midlere Radius af det paa Valsen fastsiddende Tandhjul = *R*, Drevenes midlere Radier = *r*, Valsens midlere Radius = *q*, Bevernes Længde = *p*, den samlede Kraft paa Beverne = *P* og Lasten = *Q*, saa bliver uden Hensyn til Friktionerne Kraftvindingen:

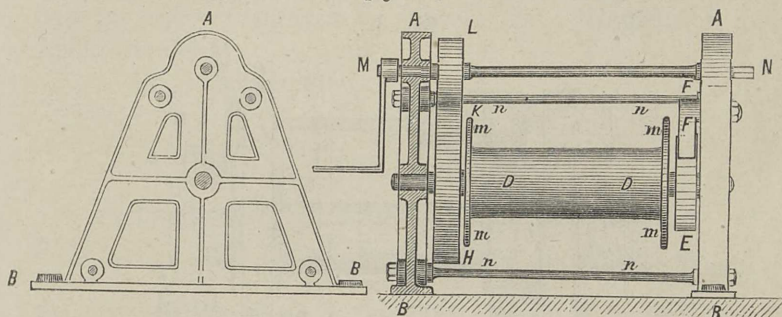
$$\frac{Q}{P} = \frac{pR}{qr}.$$

For Friktionerne kan man maaske under almindelige Omstændigheder gjøre Regning paa et Tab af 5 Procent.

Figuren forestiller et virkelig udføre Spil, hvis Dimensioner ere: Spiltappens Diameter = 3", Balsens Diameter paa Midten = 9" med $\frac{1}{2}$ " Gods, Drevarlernes Diameter = $1\frac{1}{2}$ " og Tandhjulenes midlere Radier ere 8" og $1\frac{1}{8}$ ".

§ 32. Et transportabelt Spil med enkelt Udveksling og horizontalt liggende Balse er vist ved Fig. 81. AB er tvende

Fig. 81.



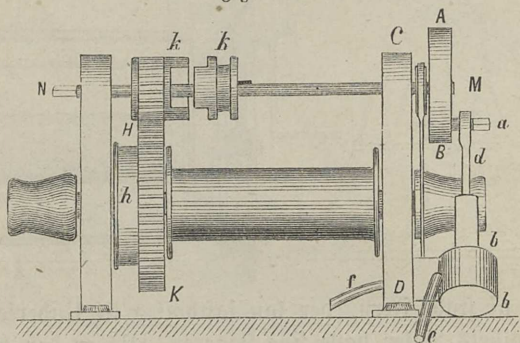
Rammer af støbt Jern, der kan fastboltes til Underlaget, og i hvilke Spillet's Axl'er have sine Lagere. DD er den hule Balse af Støbejern, der er fuldkommen cylindrisk og forsynet med Skiver mm paa Enderne, saaledes at Tonget eller Rjættingen under Indhivningen stedse holder sig paa Balsen. Paa Balsens Axl sidder Spærhjulet E, der ved Pælen F hindrer Opgaaen af Spillet. Er Spillet bestemt til at hæve og fire Laster gennem større Høider, saa anbringer man — som oftest paa Balsens Axl — tillige et Bremsenhjul. MN er Drevarelen med Girkanter paa Enderne for Paasætning af Bevere, og HK og KL ere de to sammenarbejdende cylindriske Tandhjul. De to Rammer AB holdes sammen ved de lange Bolte nn.

Et saadant Spil anvendes næsten stedse i Forbindelse med en Blok, der bør befæstes saavidt muligt i et paa Balsen lodret Plan. Naar man vil hive hjem en Last, saa kaster man enten Løberen et Par Tørn om Balsen, og en Mand holder an i den fra Balsen gaaende Part, eller Løberens Ende kan være fæstet til Balsen, saaledes at Tørnene danne sig ved Siden af hin-

anden og siden om fornødiges i et nyt Dag udenpaa det første. Den sidste Befæstigelsesmaade passer bedst, naar Spillet er bestemt til at løfte en Last gennem stedsse en og samme Høide, t. Ex. naar det anvendes som Lade- og Løsspil ombord i Dampskibe.

§ 33. Naar et Spil af sidstbestrevne Slags anvendes paa Dampstube, saa lader man det ofte drives af en egen liden Dampmaskine, hvis Cylinder er fæstet til Siden af en af Rammerne. Fig 82 viser et saadant Arrangement. Paa Drev-

Fig. 82.



agelen NM er anbragt et Svinghjul AB, og paa dette er umiddelbart befæstet en som Krumtappinde tjenende Bolt a. hh er Dampcylindren, der er fastskruet til Rammen CD, d Forbindelsesstangen og e og f Afløbs- og Tilførselsrør for Dampen. h er et med Tandhjulet HK faststøbt Bremsenhjul, saaledes at man altid kan fjerne Lasten ved Hjælp af dette. Under Firing sættes Dampmaskinen ud af Forbindelse med Lastagelen. Stykkerne k paa Agelen NM danne nemlig en Klokløbsbane af det under § 4 beskrevne Slags, af hvilke det ene ved en Arm kan forskydes langs Agelen, indtil Klokløbsbanens Dele ere udførte Indgribning, men derimod hindres i at dreie sig rundt ved en Rille. Det andet Klokløbsstykke, der tillige under Ophejsning tjener som Drey, kan derimod frit dreie sig rundt om Agelen.

Nedenfor følger et Exempel paa Beregning af den fornødne Hestekraft af Dampmaskinen til et Spil som foranstaaende.

Tandhjulenes Radier være $R = 3''$ og $R_1 = 15''$ med Tandantallene $n = 14$ og $N = 70$ og Friktionskoefficient for Tænder $\varphi = \frac{1}{6}$.

Aglernes Tappe have Radierne $r = \frac{3}{4}''$ og $r_1 = 1''$ med $q = 0,1$ og Balsens Radius er $q = 5''$. Touget gaar i en saadan Retning, at man kan betragte Trykket paa Lastagelens Tappe lig Lasten selv, medens Trykket paa Drevegelsens Tappe antages lig $1\frac{1}{2}$ Gange Trykket paa Tænderne.

Man forlanger i en Tid af $\frac{1}{2}$ Minut at have løftet en Last paa 3000 $\mathcal{W}$ gennem en Høide af 20'. Nytteeffekten af Spillet er altsaa:

$$E = \frac{3000 \cdot 20}{\frac{1}{2}} = 120000 \mathcal{W} \text{ f. pr. Minut} \\ = \frac{120000}{29100} = 4,12 \text{ Hestekræfter.}$$

Hastigheden af et Punkt i Lastagelens Omkreds er $\frac{20}{30} \frac{r_1}{q} = \frac{2}{3} \cdot \frac{1}{5} = \frac{1}{7,5}'$ pr. Sek. $= 8'$ pr. Min., og Friktionen paa samme Sted bliver $= 0,1 \cdot 3000 = 300 \mathcal{W}$, altsaa dens Arbeide pr. Minut:

$$300 \cdot 8 = 2400 \mathcal{W} \text{ f.}$$

Hastigheden af et Punkt i Omkredsen af Drevegelen bliver $\frac{2}{3} \frac{R_1}{q} \frac{r}{R} = \frac{2}{3} \cdot 3 \cdot \frac{1}{4} = \frac{1}{2}'$ pr. Sek. $= 30'$ pr. Minut, og Friktionen paa samme Sted bliver $= \varphi \cdot 3000 \cdot \frac{q}{R_1} \cdot 1,5 = 0,1 \cdot 3000 \cdot \frac{5}{15} \cdot 1,5 = 150 \mathcal{W}$. Denne Friktions Arbeide pr. Minut er altsaa:

$$150 \cdot 30 = 4500 \mathcal{W} \text{ f.}$$

Tandfriktionen bliver $T = \pi \varphi 3000 \cdot \frac{q}{R_1} \left(\frac{1}{n} + \frac{1}{N} \right) = 3,14$

$$\frac{1}{6} \cdot 3000 \cdot \frac{5}{15} \left(\frac{1}{14} + \frac{1}{70} \right) = 44,6 \mathcal{W}, \text{ hvis } \text{Bei} \text{ bliver } 40 \cdot \frac{R_1}{q} \\ = 120' \text{ pr. Minut, og Arbeidet pr. Minut altsaa:}$$

$$44,6 \cdot 120 = 5352 \mathcal{W} \text{ f.}$$

Den samlede Effekt af Friktionerne ansat i Hestekræfter er derfor:

$$\frac{2400 + 4500 + 5352}{29100} = 0,42,$$

og Dampmaskinens Nytteeffekt bliver:

$$K = 4,12 + 0,42 = 4,54 \text{ Hft.}$$

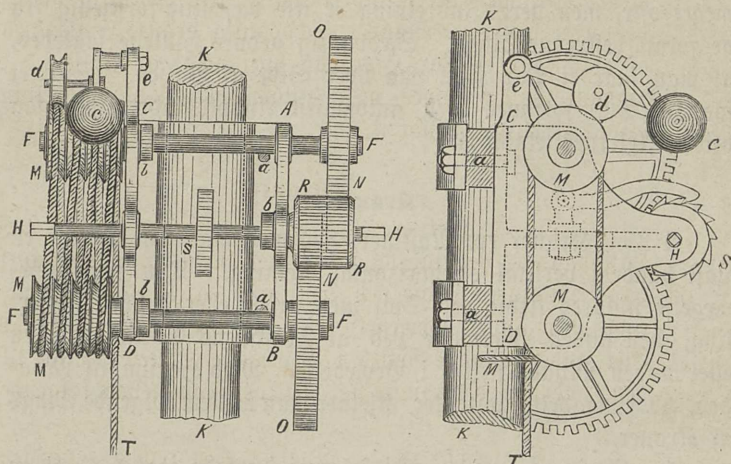
Hvordan man nu af den fundne Hestekraft samt den givne Expansionsgrad og Spændighed af Dampen kan bestemme Cylindrens Dimensioner viser Læren om Dampmaskinerne.

§ 34. Dersom man ved et Spil skal bevæge en Last gennem en længere Wei, saa maa man, naar Touget er slynget et Par Tørn om Valsen, og man holder an i den fragaaende Part, hyppigt flytte Tørnene, hvilket ved fuldkommen cylindrisk Valse kan ske, ved at man afbryder Indhivningen og holder den indgaaende Part fast under Flytningen, og ved Valser som paa Krøbspil og Gangspil ved at man, naar Tørnene ere komne til den tykkere Del af Valsen, slækker lidt paa Anholdsparten, hvorved Tørnene af sig selv gaa over til den tyndere Del af Valsen.

For at undgaa det hermed forbundne Tidsspilde eller skadelige Rytning i Touget bruger man meget hyppigt at lade det gaa over tvende ligestore og med Furer forsynede Valser paa særskildte Axler, der ved Udbeyling meddeles en og samme Omdreiningshastighed. Tørnene beholde da sin Plads i Furerne, og Indhivningen kan foregaa uafbrudt. Ved et saadant Arrangement kan man ogsaa spare Manden ved Anholdet, naar man lader en belastet Skive trykke den sidste fra en Valse gaaende Part med saa stor Kraft ned i sin Fure, at den frembragte Friktion bliver tilstrækkelig til at hindre Glidning mellem Tong og Valse.

Et saadant Spil med tvende Valser for Lasten og automatisk Anholdsindretning er vist ved Fig. 83, n. S., i tvende Opdris. ABDC er Ramværket, der ved Bolte aa kan fæstes til en opstaaende Kolonne KK. FF ere de tvende Lastaxler, paa hvis Ender ere fæstede paa den ene Side Valserne MM og paa den anden Side de ligestore Tandhjul ON. HH er Kraftaxelen med Firkanter paa Enderne for Paa sætning af Beaver og med et Drev RR, hvis Tænder gribe i begge de store Hjuls Tænder. S er et Spærhjul med tilhørende Pal og T en Fod-

Fig. 83.



blok, der stedse leder den til Valserne gaaende Part nedenfra og opad. De tre Åxler ere indstufne i Huller i Ramværket og holdes paa sin Plads ved cylindriske Ringe *b*, der ved Skruer kunne fæstes paa Åxlerne. Anholdsindretningen bestaar af den om *e* bevægelige Arm *ce* med et Lod *c* paa Enden og Skiven *d*, der ved Loddet trykkes ned i den yderste Fure. Ved et saadant Spil vil en enkelt Mand kunne haandtere en temmelig stor Last, skjøndt Spillet's Kraftvinding i den foran tagne Betydning ikke er større end ved et Spil med enkelt Udvevling og tvende Beve.

Figuren viser et virkelig udført Spil, hvis Dimensioner ere:

Lastaxlernes Diameter	= $1\frac{7}{8}$ "
Kraftaxlens —	= $1\frac{5}{8}$ "
Valsernes mindste udvendige Dtr.	= $6\frac{1}{2}$ "
Valsernes mindste Godstykkelse	= $\frac{3}{8}$ "
Ramværkets Godstykkelse	= 1"
Hjulenes Radier	= 18"
Drevets Radius	= 4"
Spærhjulets Radius	= $5\frac{1}{2}$ "
Diameter af Skiven <i>d</i>	= 6"
Vægt af Loddet <i>c</i>	= 15 <i>W</i>

Spil med dobbelt Udvevling, d. e. med 3 Axlér, bruges meget ofte, men deres Indretning er ikke væsentlig forskjellig fra de foran beskrevne Slags. Sædvanlig ordnes Hjulene saaledes, at man faar et Par Hjul paa hver Side af Valsen. Skal et saadant Spil forsynes med automatisk Anholdsindretning, saa bliver Axlernes Antal 4.

Kraner.

§ 35. Kraner ere Maskiner, hvormed man kan bevæge en Last baade i vertikal og horizontal Retning. Den første Bevægelse udføres stedsse ved Spil med enkelt eller dobbelt Udvevling, den anden Bevægelse ved at Maskinens Stativ paa en eller anden Maade sættes i Bevægelse. Med Hensyn til Maa-den, hvorpaa dette sidste sker, skjelner man mellem følgende Slags af Kraner.

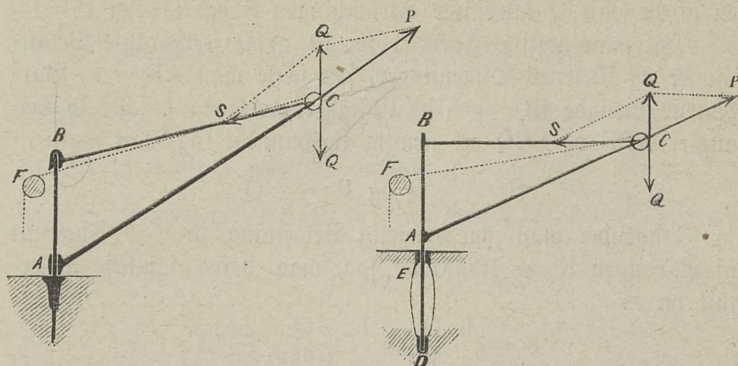
1. Svingkraner. Disse ere indrettede saaledes, at en skraa eller horizontal Udligger, i hvilken Lasten er ophængt, kan dreie sig om en vertikal Axe. De konstrueres baade faststaaende og transportable.

2. Travellingkraner bestaa af to særskildte Hoveddele, nemlig en af tvende lange, stærke Bjælker sammensat Ramme med Hjul paa Enderne, der ved Udvevling kan bringes til at rulle paa horizontale Skinnegange, samt Spillet med sit Stativ, der ogsaa er forsynet med Hjul og kan rulle paa Skinnegange paa Rammebjælkerne. Travellingkranerne bruges fornemmelig i Værksteder, hvor der ofte forlanges en let og sikker horizontal Transport af tunge Legemer.

3. Kjedle- eller Mastekraner til Bevægelse af meget svære Laster. Disse bestaa som oftest af tvende om sine Endepunkter bevægelige skraatstillede Jernbjælker, der i Toppen ere forenede ved et Tværstykke, i hvilken Lasten er ophængt. Bjælkerens skraa Stilling opnaaes ved lange Kjettingbarduner, fæstede i Marken og Bjælkerens Top. Den horizontale Bevægelse af Lasten er ved saadanne Kraner som oftest meget liden.

Fig. 84 I og II, n. S., viser det Principielle af Svingkraner, saaledes som de anvendes paa Kaier, Brygger og i Værksteder. Den første bestaar af den fra Marken eller Under-

Fig 84.



laget opstaaende faste Spilstamme AB, om hvilken Udliggeren AC og Vardunen BC kunne dreie sig. Ved den anden har derimod Vardun og Udligger ikke Tappelagere i B og A, men Spilstammen BD kan dreie sig med Udliggeren i de faste Lagere E og D i Underlaget. Udliggeren udgaar i begge Tilfælde fra Spilstam men saadylt nede som muligt. F er Spilvalslen, hvorfra Kjettingen for Lasten Q gaar over en løs Skive C. Kan man anbringe denne Valse saaledes, at Kjettingen gaar i Flugt med Vardunen BC, saa bliver Stramningen af BC omtr. $\frac{1}{2}$ mindre og Trykket paa AC noget større end hvad de blive, naar Kjettingen for Lasten er umiddelbart fæstet i C. Ved nedenstaaende Beregning af Svingkranernes Dimensioner er dette sidste dog antaget at være Tilfælde. Stammen AB gøres paa mindre Kraner undertiden af Træ, men paa større altid af Støbejern eller af valsedede Jernplader. Udliggeren gøres af Træ eller af valsedede Jernplader, og de som oftest dobbelte Varduner BC ere Smeddejern.

Det Væsentlige ved Konstruktionen af Svingkraner er — foruden Beregningen af Opheisningsspillet — Bestemmelsen af den brydende Kraft paa Spilstammen, Knækningskraften paa Udliggeren, Stramningen af Vardunerne samt Kraften til at svinge Kranen rundt. Det er klart, at en fra C nedhængende Last Q frembringer i BC en Stramning og paa AC et Tryk, hvilke tre Kræfter maa holde hinanden i Ligevægt. Man kan derfor betragte en af dem som Resultanten af de to øvrige og

konstruere et Kræfternes Parallelogram CSQP, hvoraf man af en given Last Q kan finde Stramningen S og Trykket P.

Vil man opstille Formler for de af Q frembragte Belastninger og Delenes Dimensioner, saa sætte man $AB = a$, Bårdunens Længde $BC = b$ og Udliggeren $AC = l$. De to Triangler ABC og SCQ ere nemlig ligedannede, og man faar:

$$S = \frac{b}{a} Q \text{ og } P = \frac{l}{a} Q.$$

• Anvender man som brugelig Belastning pr. $\square''$ Tværsnit af Bårdunen $K = 10000 \text{ lb}$, saa maa deres samlede Tværsnit være:

$$s = \frac{b}{a} \frac{Q}{K} = \frac{b}{a} \frac{Q}{10000} \square''.$$

Udliggernes Modstand mod Knækning maa idetmindste være lig den knækkende Belastning $P = \frac{l}{a} Q$. Ansees Udliggeren som fri i begge Ender, saa har man Modstanden $= \pi^2 E \frac{T}{l^2}$, hvor E er det givne Materials Elasticitetsmodulus og T Tværnittets Træghedsmoment for en Axe lodret paa den mindste Tværsnitsdimension. Er Udliggeren en cylindrisk Soile af Træ, saa er $E = 1800000$ og $T = \frac{\pi}{64} D^4$. Regner man saa 5-dobbelt Sikkerhed, saa faar man Udliggerens Diameter:

$$D = \sqrt[4]{\frac{5 \cdot 64 \cdot l^3 Q}{\pi^3 E a}} = 0,0489 \sqrt[4]{\frac{l^3 Q}{a}} \text{ Tomr.}$$

Er Udliggeren en hul Cylinder af Støbejern med udbvendig Diameter $= D$ og Godstykkelse $= t$, saa har man Tværnittets Træghedsmoment $T = \frac{\pi}{64} [D^4 - (D-2t)^4]$, $E = 17000000$, og med 5-dobbelt Sikkerhed faar man:

$$t'' = \frac{1}{2} D - \frac{1}{2} \sqrt[4]{D^4 - \frac{5 \cdot 64 \cdot l^3 Q}{\pi^3 \cdot E \cdot a}}.$$

Er Udliggeren af kvadratisk Tværsnit med udbvendig Bredde $= s$, og Materialet er valsfede Jernplader af Tykkelsen t , saa har man Træghedsmomentet $T = \frac{s^4 - (s-2t)^4}{12}$, $E = 26000000$ og med 5-dobbelt Sikkerhed bliver Pladernes Tykkelse:

$$t = \frac{1}{2} s - \frac{1}{2} \sqrt[4]{s^4 - \frac{5 \cdot 12 l^3 Q}{a \pi^2 E}}.$$

Den brydende Belastning paa Kranstammen er $S = \frac{b}{a} Q$

virkende paa en Vægtstangsarm $= l \sin. \alpha$. $BCA = \frac{a}{b} l \sin. \alpha$,
og Kranstammens relative Styrke ved A maa idetmindste
være lig S reduceret til samme Vægtstangsarm, d. e. $\frac{b}{a} Q / \sin. \beta$

$= Q l \sin. \alpha = K \cdot \frac{T}{e}$, hvor β er Vinkelen BCA mellem
Udligger og Vardun og K , T og e have samme Betydning
som ovenfor. Er Stammen af Træ med firkantet Tværsnit af
Bredden b , saa er $\frac{T}{e} = \frac{b^3}{6}$, og sætter man med tredobbelst
Sikkerhed $K = 1000 \mathcal{B}$, saa faar man Bredden

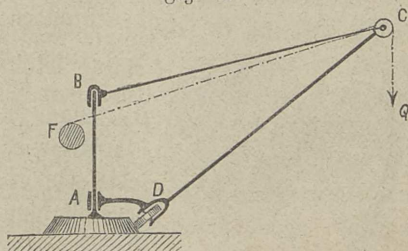
$$b = \sqrt[3]{\frac{6 l \sin. \alpha}{K} Q} = 0,182 \sqrt[3]{l \sin. \alpha Q}.$$

Er Stammen en hul Cylinder af Støbejern med udvendig
Diameter $= D$ og Godstykke $= t$, saa er $\frac{T}{e} = \frac{\pi}{32 K} [D^4 -$
 $(D - 2t)^4]$. Regner man saa $K = 6000 \mathcal{B}$, saa faar man:

$$t = \frac{D}{2} \left(1 - \sqrt[4]{1 - 0,0017 \frac{l \sin. \alpha Q}{D^3}} \right).$$

For at formindste Vinkelen α mellem Stamme og Udligger,
og med denne Belastningerne paa Kranens Dele, forbinder man,
saaledes som vist ved Fig. 85, ofte blot Kranstammen ved et
Led AD med den nedre
Del af Udliggeren, hvis
Tryk optages af det faste
Fodstykke, der er formet
som en affortet Regle, hvis
fjærra Side staar lodret paa
Udliggeren. Denne sidste
er videre paa sin nedre

Fig. 85.



Ende forsynet med et Hjul, der kan rulle paa Reglens frumme Glade.

Kraften til at dreie en Svingkran rundt bestemmes af de af Lasten frembragte horizontale Tryk paa de to Lagere A og B eller E og D, Fig. 84. Er som ovenfor Afstanden mellem disse lig a og samlet Vægt af Udligger af Bårdner $= V$ virkende paa en Arm $= \frac{l \sin. \alpha}{2}$, saa er Summen af de statiske Momenter af Q og V med Hensyn paa et af de faste Lagere $= (Q + \frac{1}{2} V) l \sin. \alpha$. De horizontale Tryk T paa Lagerne kunne betragtes som Kræfter, der holde $Q + \frac{1}{2} V$ i Ligevægt om et af dem, og man faar:

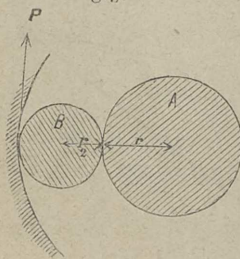
$$Ta = (Q + \frac{1}{2} V) l \sin. \alpha \text{ og } T = (Q + \frac{1}{2} V) \frac{l \sin. \alpha}{a},$$

hvilket bliver ens for begge Lagere, da den paa Udliggeren anbragte Last faar samme Vægtstangsarm med Hensyn paa begge Fæstepunkter. Er nu Tapperadien ved A eller E $= r$, ved B eller D $= r_1$, Friktionskoefficienten $= \varphi$, og Dreiningskraften P virker i en Afstand $= p$ fra Stammens Center lodret paa denne Afstand, saa maa Kraften være:

$$P = \frac{(Q + \frac{1}{2} V) l \sin. \alpha \varphi (r + r_1)}{ap} + W \varphi \frac{r_1}{p},$$

hvor W betegner den samlede Vægt af Lasten og den bevægelige Kran. Til Formindskelse af P anvendes Friktionsruller som oftest i et, undertiden i begge Lagere. Disse ere ofte saaledes indrettede, at Trykket T ikke kommer paa Rullernes Tappe, hvorved Modstanden kun bliver den rullende Friktion.

Fig. 86.

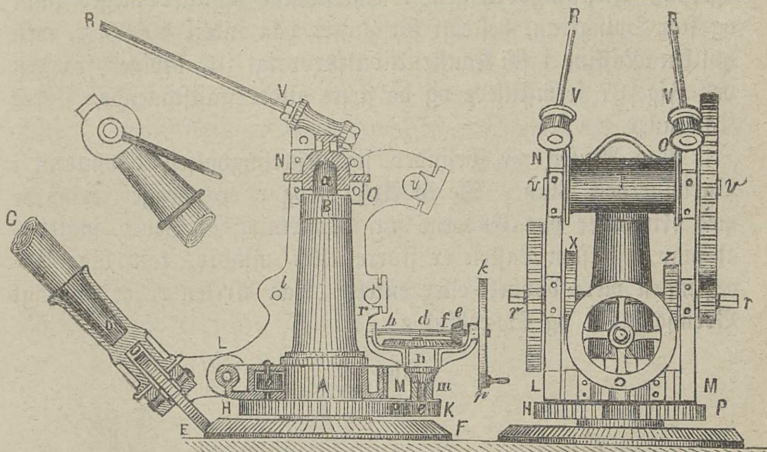


Er Rullernes Radier $= r_2$, saa er i Afstanden $r + 2r_2$ fra Stammens Midte Modstanden $= f \frac{T}{r_2}$, hvor $f =$

$0,02$, naar Materialet er Jern, og r_2 regnes i Tommer og T i Pund. Har man saaledes Ruller om Stammen ved A, hvor dens Radius er r , saa forandrer man foranstaaende Udtryk for Dreiningskraften.

saaledes, at man istedetfor r i første Led i Tælleren sætter $\frac{f}{r_2}$.
 Er Kranen bestemt til meget store Bægter, saa lader man ofte Svingningen udføre ved et eget Spil, for hvilket Lasten da bliver foranstaaende Udtryk. Nedenfor følger Beskrivelse af nogle faststaaende Svingkraner.

Fig. 87.



§ 36. Fig. 87 forestiller en Raikran, hvis hule cylindriske Stamme AB af Støbejern er fastmuret i Underlaget. CD er Udliggeren med Hjul paa Enden, der kan rulle paa det faste koniske Underlag EF, og RV ere Vardunerne. Udligger og Varduner ere begge fæstede til en om Stammen bevægelig firkantet Ramme, hvis vertikale Sider LN og MO ere forsynede med Lagere for Spilaxlerne, og hvis Topstykke NO hviler paa Stammens øvre Tap a og optager Trykket af Kranens Vægt. Bundrammen LM har et Hul, der tjener som Lager for Kranstammen ved A, og paa hvis ene Side ere anbragte Friktionsruller b, der optage det paa Kranstammen ved A kommende Tryk. Under Bundrammen LM befinder sig Tandhjulene HP og PK, af hvilke det første er fastsiddende paa Kranstammen og det andet, PK, kan dreie sig i et paa Bundrammen anbragt Lager m n. Kranens Svingning foregaar nu formedelst de

tvende Tandhjulpar efh og KPH , ved at man dreier Hju-
let kp .

Man anvender ogsaa som Svingningsmekanisme for større Kraner et paa Axelen af Hjulet OE fastfiddende skruetandet Hjul, som kan dreies af en Skrue uden Ende, der har sine Lagere paa den nedre Ende af Udliggeren. Et Exempel paa en saadan har man i en af Rylands mekaniske Værksted leveret, og paa Fæstningsbryggen i Christiania opstillet meget smuk og stor Svingkran, bestemt for Laster paa indtil 40000 $\mathcal{R}$, men hvilken Maskine i sin Konstruktion forøvrigt ikke afviger fra den ved Fig. 87 fremstillede og de fleste andre faststaaende, større Raikraner.

Paa Axelen vv befinder sig Rjættingsvalsen T omtrent i Bardunernes Plan. De to Axler l og r ere begge forsynede med Firkanter paa Enderne for Paasætning af Dever, saaledes at man, efter som Lasten er større eller mindre, kan lade Udværlingen være dobbelt eller enkelt. Paa Axelen rr er anbragt Bremsehjul x og Spærhjul z .

Fig. 88.

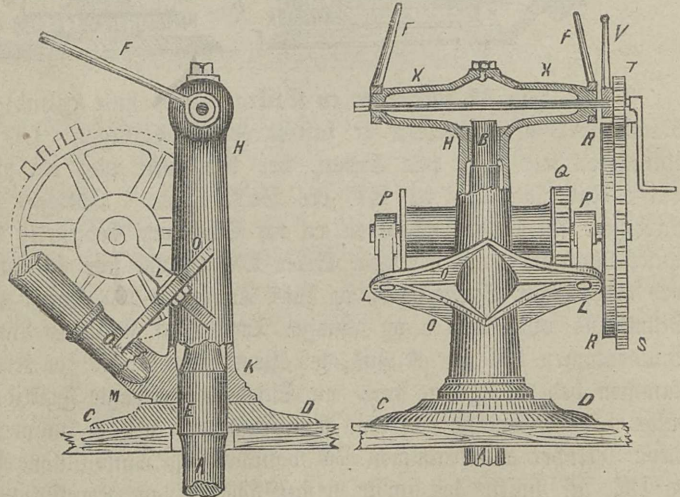


Fig. 88 viser en af Afers mekaniske Værksted konstrueret faststaaende Raikran, hvis Form og almindelige Anordning

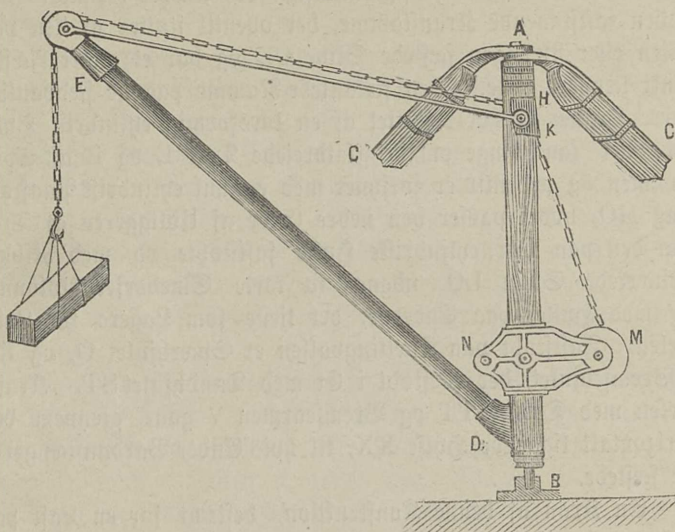
synes at være meget hensigtsmæssig for mindre Kraner. AB er den faststaaende Kranstamme, der ovenil støttes af den paa Raien eller Bryggen fæstede Skive CD og har et andet Fæstepunkt længere nede. Den firkantede Ramme paa de sædvanlige større Kraner er her erstattet af en korsformig cylindrisk Hylse HK, der kan svinge om de glatdreiede Dele E og B af Spilstammen og nedentil er forsynet med en hul cylindrisk Paaftøbning MO, hvori passer den nedre Ende af Udliggeren af Træ. Fra den paa den cylindriske Hylse faststøbte og med Ribber forstærkede Skive LO udgaa to korte Smeddejernskolonner LP med Huller paa Enderne, der tjene som Lagere for Lastagelen. Faststøbt paa Rjættingvalsens er Spærhjulet Q, og RR er Bremsenhjulet, der er støbt i Et med Tandhjulet ST. Kraftagelen med Drevet TT og Bremsarmen V gaar gennem den horisontalt liggende Hylse XX, til hvis Ender Vardunstængerne ere fæstede.

En Kran af denne Konstruktion, bestemt for en Last paa 3000 $\mathfrak{z}$, har følgende Dimensioner:

Afstand fra Hylsens nedre Ende til Vardunernes Fæstepunkt a =	3'3"
Vardunernes Længde b =	9'9"
Udliggerens Længde l =	12'6"
Udliggerens Diameter	5"
Vardunernes samlede Tværsnit	2□"
Stammens Diameter nedentil	6"
— — ovenil	3"
Hylsens Godstykkelse	5/8"
Valsens Diameter	6"
— Godstykkelse	1/2"
Udverlingsforhold $\psi = \frac{r}{R} =$	$\frac{1}{11,5}$

Fig. 89, n. S., viser en Svingkran, der er meget bekvem forsaavidt, at dens Dele ere lette at tage fra hinanden og at sætte sammen til Arbejde paa et eller andet Sted. AB er den bevægelige Kranstamme af Træ med Jerntappe paa Enderne, der dreie sig i et Jodlager B i Marken og et Toplager A, der dannes af de øvre Ender af Træbardunerne AC, hvis nedre

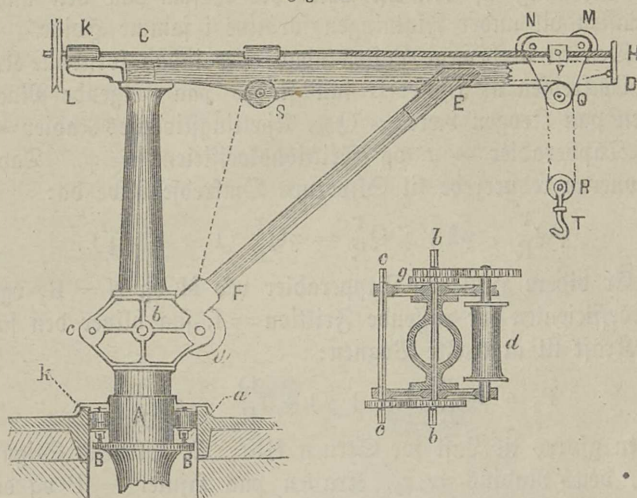
Fig. 89.



Enden ere fastholdte i Marken ved direkte Belastning eller paa anden Maade. Den cylindriske Udligger DE af Træ hviler med sin nedre Ende i et Fodstykke D, der er fastboltet til Stammen, og den øvre Ende bærer Topstykket E med en løs Skive for Rjættingen. Vardunerne af Smeddejern gaa fra denne Skives Nagle til Naglen for en Skive ved K, der er anbragt inde i selve Træstammen. Naglen for denne sidste Skive har sine Lagere i et om Stammens Bagside høiet større Stykke Jernplade, saaledes at Vardunerne Tryk fordeles paa en større Flade af Træet. M er Spilvalsen og N og P Lagere for Spillet's øvrige Axler. Vardunerne CA bør stilles saaledes, at deres horizontale Projektioner danne 90° Vinkel med hinanden.

Fig. 90, n. S., forestiller en Svingfran, der i Marinens Stablisfement paa Horten er anvendt i Damphammerværkstedet for at bringe tunge glødende Jernstykker fra Ovnen til Hammeren. Kranens Konstruktion falder nærmest sammen med den schematiske Fig. 84, II, idet Kranstammen dreier sig i tvende Lagere i Marken, af hvilke det nederste er anbragt dybt nede. I det øvre Lager ved A er om Kranstammen anbragt Friktionsruller k

Fig. 90.



for at lette Dreiningen, hvilke Ruller ere anbragte mellem og have sine Tappelagere i tvende ringformede Stykker Pladejern, der igjen ved smaa Hjul a kunne rulle paa den paa Stammen fastsiddende Skive BB. Stammen er en hul Cylinder af Støbejern, og Udligger og Varduner dannes af tykke dobbelte, valsfede Jernplader.

De opadvendende smale Kanter af Pladerne CD tjene som Skinnegange for Hjulene af en Slags Vogn MNQ, hvormed Lasten i Krogen T kan flyttes nærmere eller fjernere fra Kranstammen AC. Denne Vogn er dannet af tvende Jernplader, gennem hvis øvre Del gaa Axlerne for Hjulene M og N, og nedenfor disse er en tredje Axl Q, der bærer to løse Skiver. Den nedre bevægelige Blok R har blot én Skive. Kjettingens ene Ende er fæstet ved D, gaar derpaa $\frac{1}{4}$ Tørn om den ene Skive paa Axelen Q, derpaa nedad og $\frac{1}{2}$ Tørn om den løse Skive R og derfra igjen over den anden løse Skive paa Axelen Q. Herfra ledes den over en Kjettingvalse S og videre ned til Spilvalsen d. Lastens Flytning indad i horizontal Retning foregaar nu paa den Maade, at man ved en Snor uden Ende over Hjulet L dreier Skruen KH, der gaar gennem et til Vognen fæstet Mutterstykke V. Der vil da vikles saa

meget Kjetting af den ene Skive ved Q som paa den anden, og Lasten vil under Flytningen forblive i samme Høide.

Den til at bevæge Lasten udad eller indad fornødne Kraft paa Omkredsen af Hjulet L kan findes paa følgende Maade. Lasten paa Krogen være $= Q$, Kjettingstivernes Radier $= R$ med Tapperadier $= r$ og Friktionskoefficient $= \varphi$. Tapperfriktionerne reducerede til Skivernes Omkredsje blive da:

$$\varphi Q \frac{r}{R} + \varphi 2 \sqrt{\frac{1}{2}} Q \frac{r}{R} = \varphi Q \frac{r}{R} (1 + 2 \sqrt{\frac{1}{2}}).$$

Er videre Hjulet og Tapperadier ved M og $N = R_1$ og r_1 og Koefficienten for rullende Friktion $= f$, saa bliver den samlede Kraft til at trække Bognen:

$$P_1 = \varphi Q \frac{r}{R} (1 + \sqrt{2}) + f \frac{Q}{R_1} + \varphi Q \frac{r_1}{R_1},$$

hvilken gjøres til Last for Skruen HK . Er Skruens Stigning $= s$, dens Radius $= r_2$, Kraften paa Hjulet $= P$ og dens Arm $= p$, saa er

$$P = P_1 \frac{s + \varphi 2 r_2 \pi}{2 p \pi}.$$

Fig. 90, I, forestiller Gjennemsnit af Kranstammen med Kjettingvalse og Tandhjulsudværlinger. Da der ved dette Spil ikke er Tale om at fire Lasten gennem nogen Høide, saa er blot paa Mellemagelen ab anbragt et Spærhjul g , men ingen Brems. Eftersom Lasten er større eller mindre, kan man som Kraftagel anvende cc eller bb .

Exempel. Hvad Kraft maa man anvende paa Omkredsen af Snorffiven L , Fig. 90, for at kunne bevæge horizontalt en Last $Q = 20000$ $\mathcal{B}$, naar Kjettingtridsernes Radier ere $R = 4''$ og $r = 1\frac{1}{4}''$ med $\varphi = \frac{1}{10}$ samt Rulleradierne $R_1 = 3''$ og $r_1 = 1''$ med $f = 0,02$, og Skruens Radius $r_2 = 1\frac{1}{2}''$, Stigning $s = \frac{1}{4}''$, $\varphi = \frac{1}{10}$ samt Radius af Snorffive $p = 12''$.

Man finder den fornødne Kraft til at trække Bognen:

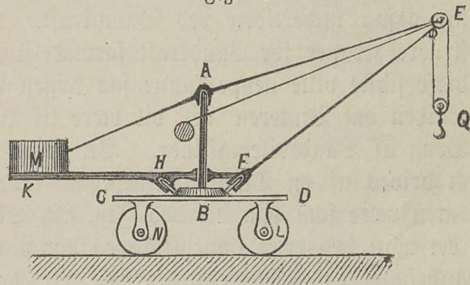
$$P_1 = (\frac{1}{10} \cdot \frac{1}{16} \cdot 2,4142 + \frac{0,02}{3} + \frac{1}{10} \cdot \frac{1}{3}) 20000 \\ = 0,11545 \cdot 20000 = 2309 \mathcal{B},$$

og Kraften paa Snorffiven:

$$P = 2309 \cdot \frac{0,75 + 0,1 \cdot 3 \cdot \frac{3,1416}{2 \cdot 12 \cdot 3,1416}}{2 \cdot 12 \cdot 3,1416} = 2309 \cdot 0,0224 = 51,72 \mathcal{B}.$$

§ 37. Transportable Svingkraner ere i Almindelighed saaledes indrettede, at Stammen opgaar fra et Underlag, en Vogn, der ved Hjul kan bevæges paa Skinner eller paa almindelig jevn Mark. For til en saadan, for Maskinens fornødne Stabilitets Skyld, ikke at behøve at have en Vogn af altfor store Dimensioner, anbringer man en Modvægt paa en bagud gaaende Forlængelse. Fig 91 viser det Væsentlige ved en saadan Konstruktion.

Fig. 91.



AB er Stammen, fæstet paa Plattformen CD. Dens nedre Del er formet som en affortet Regle, hvis krumme Flade optager Trykket af Udliggeren EF ved Hjulet F, og H er et andet Hjul, der kan rulle paa og trykkes mod samme Regleflade af Modvægten M, anbragt paa Bundrammens Forlængelse HK. A er Toprammen, som er forbundet med Bundrammen HF ved Siderammer, der ikke ere viste paa Figuren, og AK ere Varduner, der forbinde Toprammen med den bagerste Del af Bundrammen.

Man gjør nu Modvægten M af en saadan Størrelse, at Kranens statiske Moment om Hjulene bliver det samme ved belastet som ubelastet Kran. Afstanden mellem Hjulaglerne være lig a , M's Afstand fra Stammen lig m , Q's Afstand fra Stammen = q , V = Vægten af Kranen uden Last og Modvægt, og dens Tyngdepunkts Afstand fra Stammen = v . Man har da Stabilitetsmomentet ved belastet Kran:

$$M \left(m + \frac{a}{2} \right) + V \left(\frac{a}{2} - v \right) - Q \left(q - \frac{a}{2} \right)$$

og ved ubelastet Kran:

$$V \left(v + \frac{a}{2} \right) - M \left(m - \frac{a}{2} \right).$$

Sættes disse Udtryk ligestore, saa faaes den fornødne Modvægt:

$$M = \frac{2 V_v + Q \left(q - \frac{a}{2} \right)}{2m},$$

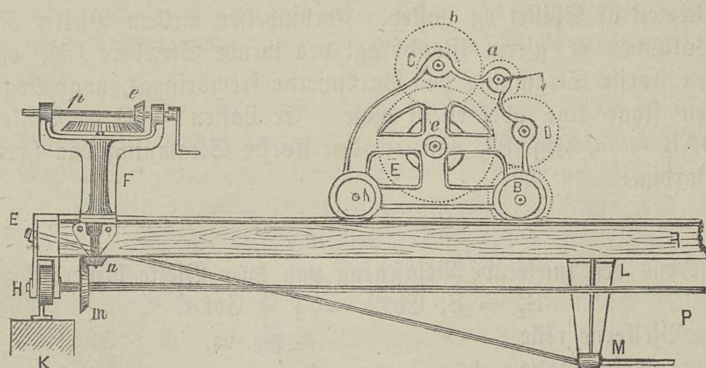
eller den fornødne Afstand mellem Hjulene med given Last og Modvægt:

$$a = \frac{Qq + 2 V_v - 2 Mm}{\frac{1}{2} Q}.$$

Kranerne drives oftest ved Haandkraft, men større Kraner ogsaa undertiden ved Dampkraft. Man har ogsaa konstrueret Kraner for Vandkraft formedelst Vandsoilemaskiner, men disse sidste ville neppe kunne faa nogen Anvendelse hos os, da Kulden om Vinteren vel vil være til Hinder for nogen stadig Brug af Vandsoilemaskiner. Vil man konstruere en Kran til at drives af en Dampmaskine, saa lader man Arrangementet enten være som paa det ved Fig. 82, Side 90 viste Dampspil, idet man lægger Dampcylinderen paa Ramværkets ene Side og anbringer en Koblingsmekanisme, saaledes at man kan ophæve Forbindelsen mellem Dampmaskinen og Lastgelen og fire Lasten alene ved en Brems. Paa meget store Kraner anbringes ofte to Cylindere, en paa hver Side af Ramværket, og disse forsynes med en Reversionsmekanisme, saaledes at man ogsaa kan fire en Last ved Hjælp af Dampmaskinen. Har man nemlig ved en større Kran heist op en Last, der er meget mindre end den, hvortil Kranen er konstrueret, saa kan det hænde, at denne Last ikke er istand til at overhale Spillet's Rjætting, i hvilket Tilfælde en Brems naturligvis er ubrugbar. Rjedlen til en saadan Dampkran er i Almindelighed vertikal cylindrisk af den Slags, der er kjendt under Navn af Fjeldkjedler, og anbragt bag Kranen paa en Platform, der er fæstet til Ramværket, saaledes at den kan dreie sig med dette.

§ 38. En Travellingkran, saaledes som de i Almindelighed bruges i mekaniske Værksteder, viser Fig. 92, n. S. ABC er Sidetegning af Spillet, hvis tvende Rammer ved Hjul A og B kan rulle paa to med Jernskinner belagte og med Jernbænder forstærkede Træbjælker EF. Det har 5 Tandhjulsagler, der med sine Hjul danne to dobbelte Udvejlinger med fælles Drevaæl a. Ved den ene af disse Udvejlinger, bestaaende af

Fig. 92.



Åxlerne a, c og e, hæves Lasten i en Rætting om Valsen ved e; ved den anden, bestaaende af Åxlerne a, D og Vognåxelen B, bevæges Spillet frem eller tilbage paa Bjælkerne EF. Drev-åxlen a er nemlig forsynet med to smaa Drev, af hvilke det ene kan gribe i Hjulet b og Lasten hejses, naar Kraften virker paa Beven. Forskyver man Drevåxelen lidt efter Længden, indtil de nævnte Tandhjul ere komne ud af Indgribning, saa vil det andet Drev paa Åxlen a være kommen i Indgribning med Tandhjulet D og Vognen flyttes, naar Beven dreies, medens Lastens Høide forbliver uforandret. En af Åxlerne for Lastudvejlingen er paa sædvanlig Maade forsynet med Spærhjul og Vaandbrems, og Spillet's Indretning og Form er i det Hele ikke forskjellig fra det ved Fig. 81, Side 89, fremstillede.

Enderne af de to Bjælker EF ere forbundne med hinanden ved Rammer, der ere forsynede med to Hjul, som kunne rulle paa Skinner paa Underlaget K. Hjulet H og det ligeoverfor liggende Hjul paa den anden Ende af Bjælkerne fide paa en fælles Ågel HP, og n m og o p ere koniske Tandhjuludvejlinger, hvorved disse Hjul kunne dreies, saaledes at Bjælkerne med Spillet bliver bevæget i Spilåxlernes Længderetning. Ved en saadan Kran kan man altsaa føre en Last fra eller til et hvilket som helst Punkt, der ligger under det Plan, hvorigjennem Bjælkerne EF kunne bevæge sig.

Man gjør Vardunerne saa stærke, at de alene kunne bære Vægten af Spillet og Lasten. Forbindelsen mellem Bjelke og Varduner er gjerne istandbragt ved tvende Stræbere LM, og den største Stramning paa Vardunerne frembringes, naar Vognen staar lige over en af disse. Er Lasten = Q og Vinkel $GAB = \alpha$, Fig. 93, saa er den største Stramning paa hver Vardun:

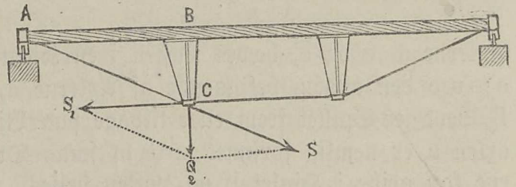
$$S = \frac{Q}{2 \cdot \sin. \alpha'}$$

medens den knækkende Belastning paa hver Bjelke bliver:

$$S_1 = S \cdot \cos. \alpha = \frac{1}{2} Q \cot. \alpha.$$

Bjelkerne ville være mest udsatte for Brydning, naar Vognen staar midt imellem A og B, Fig. 93.

Fig. 93.



Man kan da betragte Delen $AB = l$ som en Stang, der er understøttet i begge Ender og paa Midten paavirket af Lasten $\frac{Q}{2}$. Er en Bjelkes Høide = h og Bredde = b , saa er dens Styrke mod Brydning:

$$\frac{Q}{2} = \frac{2K}{3l} b h^2,$$

og man faar:

$$b = \frac{3lQ}{4Kh^2} \text{ eller } h = \sqrt{\frac{3lQ}{4Kb}}$$

hvor K betegner brugelig Belastning i p pr. cm^2 af Materialet, og alle Dimensioner regnes i Tommer. Ved Beregning af Bjelkernes Dimensioner af Knækningsbelastningen $\frac{Q \cot. \alpha}{2}$ anvender man i Formlerne hele Bjelkens Længde l_1 , idet man kan sætte:

$$\frac{Q \cot. \alpha}{2} = 0,2056 \cdot E \frac{h b^3}{l_1^2},$$

naar Bredden er mindre end Høiden, og E betegner Træets

Elasticitetsmodulus. Dog vil denne Belastning ved en rimelig Grad af Sikkerhed og ved almindelige Forholde give meget mindre Dimensioner end Formelen for Bjelkernes relative Styrke.

§ 38. Kjedlekraner, der anvendes paa Kaier til Opheisning eller Nedfiring af meget svære Vægter, bestaa i Almindelighed af tvende Kolonner, der kunne svinge om faste Punkter i Marken og oventil ere forenede med hinanden ved en Tveragel. Fra denne Agel hænger Lasten ned sædvanlig i en Tallie, hvis Løber gaar fra Toppen ned til en fast Jodblok i Marken ved Kolonnernes nedre Ende og derfra videre til et længere borte anbragt Spil. Kolonnerne holdes i skraa udad helvende Stilling ved to eller flere Rjættinger, fæstede til Kolonnernes Top og til Punkter i Marken. Man kan ogsaa forbinde Kolonnerne med Marken ved Bardunstænger, hvis nedre Ender kunne forskyves i horizontal Retning. Herom mere nedenfor.

Fig. 94.

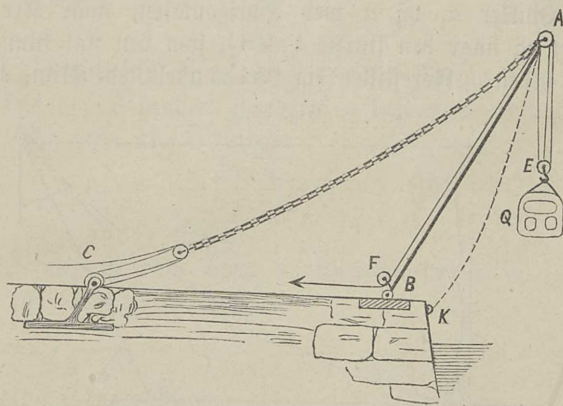
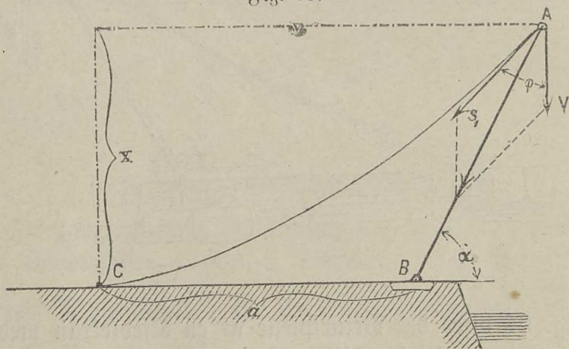


Fig. 94 viser det Principielle af en Kjedlekran med Rjættingbarduner. AB forestiller de om B bevægelige Kolonner, AC Bardunerne, AE Tallien, hvori Lasten Q hænger, og F Jodblokken for Løberen. Kolonnerne ere som oftest dannede som et hult Rør, sammenklinkede af valsede Jernplader og af noget større Diameter paa Midten end i Enderne. Bardun-

Kjættingerne ere gjerne anbragte saaledes, at deres Fæstepunkt C, naar ingen Last hænger paa Kranen, ogsaa er den af Vardunerne dannede Kjædelinies dybeste Punkt. Naar Lasten hænger paa, vil Kolonnerne svinge mere udad og Vardunerne faa en større Stramning. Derjom derfor under Opheisning noget ved Tallien skulde gaa istykker, saa vilde man kunne resifere, at Kolonnerne svingede saa langt tilbage, at de vilde gaa over Vertikalen og falde ned. For at forebygge dette, anbringes Kjættinger fra Toppen til faste Punkter K foran Kranen, og hvilke gjøres af en saadan Længde og Styrke, at de kunne optage Svingningsmomentet. For at faa Kolonnerne til at helde tilstrækkeligt udad, naar en liden Last skal fires eller heises paa Kranen, ere Enderne af Kjættingbardunerne dannede som Tallier, saaledes at man i et saadant Tilfælde kan forlænge dem noget.

Ved Beregningen af en saadan Kran kan man gaa ud fra en bestemt Længde $AB = l$ af Kolonner, Vardunfæstepunktets Afstand $BC = a$ fra Kolonnernes nedre Ende samt Kolonnernes Vinkler α_1 og α med Horizontalen, naar Kranen er ubelastet og naar den største Last Q , som den skal kunne bære, hænger i den. Forestiller Fig. 95 den ubelastede Kran, og V er

Fig. 95.



den til Toppen A reducerede Vægt af Kolonner og Sikkerhedsfjæder, saa dekomponerer man V i Sidekræfter i Retning af Tangenten til Kjædelinien i Ophængningspunktet A og i Retning af Kolonnerne AB. Den første af disse maa i Lige-

vægtsstillingen være lig Rjædens egen Stramning i Fæstepunktet A. Er Tangentvinkelen $S_1AV = \varphi$, saa har man V's Komponent i Retning af Tangenten:

$$S_1 = \frac{V}{\sin.\varphi \text{ Tang.}\alpha_1 - \cos.\varphi} \dots\dots (1).$$

Men ifølge Rjædeliniens Theori er ogsaa:

$$S_1 = \frac{A_1 k}{\sin.\varphi}, \dots\dots (2).$$

hvor A_1 er den konstante Parameter og k Vægten pr. Længdeenhed Rjæde, samt Koordinaterne:

$$y = a + l \cos.\alpha_1 = A_1 \text{ Log.nat. Cot. } \frac{\varphi}{2} \dots\dots (3)$$

$$\text{og } x = l \sin.\alpha_1 = A_1 \left(\frac{1}{\sin.\varphi} - 1 \right) \dots\dots (4).$$

Divideres disse to sidste Ligninger med hinanden, saa faaes:

$$\frac{a + l \cos.\alpha_1}{l \sin.\alpha_1} = \frac{\text{Log.nat. Cot. } \frac{\varphi}{2}}{\frac{1}{\sin.\varphi} - 1} \dots\dots (5)$$

af hvilken Ligning Tangentvinkelen φ ved Forsøg kan bestemmes. Den af (5) fundne Værdi af φ bestemmer derpaa Parameteren, idet man af (4) finder:

$$A_1 = \frac{l \sin.\alpha_1}{\frac{1}{\sin.\varphi} - 1} \dots\dots (6)$$

hvorefter, med bekendt Vægt V , Ligningerne (1) og (2) give Vægten pr. Længdeenhed Rjæde:

$$k = \frac{V \sin.\varphi}{A_1 (\sin.\varphi \text{ Tang.}\alpha_1 - \cos.\varphi)} \dots\dots (7)$$

og Rjædens Længde bliver:

$$s = A_1 \text{ Cot.}\varphi \dots\dots (8).$$

Af den fundne Værdi af k kan man nu konstruere sig en Rjæde og bestemme den største Stramning S , hvorfor denne med Sikkerhed tør udsættes.

Man betragte derefter Kranen i belastet Tilstand, Fig. 96, n. S. Rjædelinien vil da være en anden, med Tangent-

$$\cos. \theta_1 = \cos. \theta - \frac{s k}{S \sin. \theta} \dots (14)$$

Man kunde nu heri indsaette en vilkaarlig Vaerdi af θ , bestemme den tilsvarende Vaerdi af θ_1 og undersøge, om disse sammenhørende Vaerdier ogsaa fyldestgjøre Ligning (11). Er dette Tilfaelde, da er den antagne Vaerdi af θ rigtig, og man kan af (12) finde den samlede Last i Toppen af Kolonnerne:

$$Q = S (\sin. \theta \tan. \alpha_1 - \cos. \theta) \dots (15)$$

Kolonnerne staa noget længere fra hinanden ved Joden end i Toppen. Sætter man imidlertid denne Divergents ud af Betragtning, saa faar man det samlede Tryk paa begge Kolonner:

$$P = \sqrt{Q^2 + S^2 + 2 QS \cos. \theta}.$$

Gjør man nu Kolonnerne af ringformigt Tværnit med udvendig Diameter = D , Godstykkeelse = t og Materialet er valsfede Jernplader, saa har man, paa samme Maade som ved Bestemmelsen af Udliggerens Diameter, Side 96, med 5dobbelst Sikkerhed Godstykkeelsen:

$$t = \frac{1}{2} D - \frac{1}{2} \sqrt[4]{D^4 - \frac{\frac{1}{2} P l^2}{5.0,1211.26000000}}$$

Sikkerhedskjæderne gøres saa lange, at de ikke ere ganske stramme, naar Kranen er ubelastet. Deres Befæstigelse i Marken gøres idetmindste lige saa stærk som Kjettingerne selv.

Meget simplere bliver Beregningen af en Kjedlefran med Kjettingbarduner, naar man gaar ud fra en given største Last = Q , største Stramning paa Barduner = S , givne Vinkler α og α_1 samt Længde l af Kolonner. Af Ligning (15) bestemmer man nemlig den til Q , S og α_1 svarende Tangentvinkel θ , idet man faar:

$$\sin. \theta = \frac{Q}{2S} \sin. 2\alpha_1 + \cos. \alpha_1 \sqrt{1 - \left(\frac{Q}{S} \cos. \alpha_1\right)^2} \dots (a)$$

Man konstruerer derpaa Kjæden af den givne Stramning S og bestemmer dens Vægt pr. Fod = k , hvorefter man af (13) finder den strammede Kjedelinies Parameter:

$$A = \frac{S \sin. \theta}{k} \dots (b)$$

Ved de fundne Værdier af A og θ bestemmes nu af (10) Tangentvinkelen θ_1 af Formelen:

$$\text{Sin. } \theta_1 = \frac{A \text{ Sin. } \theta}{A - l \text{ Sin. } \theta \text{ Sin. } \alpha_1}, \dots (c)$$

og af (9) findes Rjædens Længde:

$$s = A (\text{Cot. } \theta - \text{Cos. } \theta_1) \dots (d)$$

Ved Kombination af Ligningerne (4) og (8) faaes:

$$\frac{s}{l \text{ Sin. } \alpha} = \frac{\text{Cos. } \varphi}{1 - \text{Sin. } \varphi'}$$

hvoraf findes:

$$\text{Sin. } \varphi = \frac{s^2 - l^2 \text{ Sin.}^2 \alpha}{s^2 + l^2 \text{ Sin.}^2 \alpha'} \dots (e)$$

og den ubelastede Rjædelinies Parameter bliver:

$$A_1 = \frac{s}{\text{Cot. } \varphi} \dots (f)$$

Af Ligningerne (1) og (2) faar man den til Toppen reducerede Vægt af Kolonnerne:

$$V = \frac{A_1 k (\text{Sin. } \varphi \text{ Tang. } \alpha - \text{Cos. } \varphi)}{\text{Sin. } \varphi}, \dots (h)$$

og af (3) Fæstepunktets Afstand fra Kolonnernes nedre Ende:

$$a = A_1 \text{ Log. nat. Cot } \frac{\varphi}{2} - l \text{ Cos. } \alpha \dots (k)$$

Exempel. En Rjædelefran skal konstrueres til en Last $Q = 30000 \text{ } \mathcal{H}$. Kolonnerne skulle være 120 Fod lange og uden og med Belastning danne Vinklerne $\alpha = 75^\circ$ og $\alpha_1 = 65^\circ$ med Horizontalen. Man vil anvende to Rjæder, der tilsammen med Sikkerhed tør udsættes for en Stramning $S = 40000 \text{ } \mathcal{H}$, og hvis samlede Vægt pr. Fod er $k = 15 \text{ } \mathcal{H}$. Hvor lange maa Rjæderne gøres, og hvad bliver Fæstepunktets Afstand a ?

Af Ligning (a) faaes:

$$\begin{aligned} \text{Sin. } \theta &= \frac{30000}{40000} 0,76604 + 0,42262 \sqrt{1 - (\frac{3}{4} 0,42262)^2} \\ &= 0,28726 + 0,4226 = 0,70986 \end{aligned}$$

og $\theta = 45^\circ 13'$.

Af (b) faaes den strammede Rjædelinies Parameter:

$$A = \frac{40000 \cdot 0,70986}{15} = 1892,96,$$

og af (c) faar man:

$$\sin. \theta_1 = \frac{1892,96 \cdot 0,70986}{1892,96 - 120 \cdot 0,70986 \cdot 0,90631} = 0,70424$$

og $\theta_1 = 47^\circ 46'$,

hvorefter Rjædens Længde efter (d) findes:

$$s = 1892,96 (0,99246 - 0,90775) = 160,35 \text{ Fod.}$$

Tangentvinkelen φ ved ubelastet Kran bestemmes af (e):

$$\sin. \varphi = \frac{160,35^2 - 120^2 \cdot 0,96593^2}{160,35^2 + 120^2 \cdot 0,96593^2} = 0,31360$$

$\varphi = 18^\circ 17'$

og den ubelastede Rjædes Parameter faaes nu:

$$A_1 = \frac{160,35}{\cot. 18^\circ 17'} = 52,97$$

samt Fæstepunktets Afstand fra Kolonnernes nedre Ende:

$$a = 52,97 \cdot \log. \text{nat.} \cot. 9^\circ 8,5' - 120 \cos. 75^\circ$$

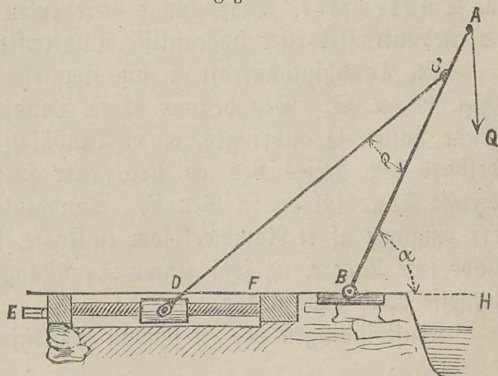
$$= 96,76 - 31,06 = 65,70 \text{ Fod.}$$

Kan man ikke af Vigning (h) faa ud en Værdi af V, der giver tilstrækkelig Styrke af Kolonnerne, saa vil ikke den antagne Værdi af α ganske kunne opnaaes, og heller ikke det fundne Fæstepunkt ved ubelastet Kran nøiagtigt være Rjædeliniens laveste Punkt. Da i alle Tilfælde Q vil være meget større end V, saa ville Afvigelserne fra det antagne dog ikke blive meget store.

Man har i England istedetfor Rjættingbarduner ogsaa anvendt Led, bestaaende af Stænger eller Bjælker, der i sine øvre Enden vare fæstede til Kolonnerne med en Tap, og hvis nedre Enden vare fæstede til Tappene af et Mutterstykke paa en i Marken horisontalt liggende Skrue, saaledes at man ved at dreie denne kunde

bringe Kolonnerne til at hælde mere eller mindre udad. Skruens Dreining kan foregaa ved et eget Spil for Haandkraft eller ved en egen Dampfmaskine. Fig. 97 forestiller det Væsentlige ved en saadan Konstruk-

Fig. 97.



tion. AB er Kolonnerne, DC Vardunstængerne, D Mutterstykket med Tappe paa Siderne og EF den horisontalt liggende Skruer. Er ved belastet Kران mindste Hældingsvinkel ABH = α , $\angle DCB = \varphi$, og samlet Last reduceret til C lig Q, saa er den samlede Stramning paa Vardunerne:

$$S = Q \frac{\cos. \alpha}{\sin. \varphi}.$$

Den brydende Kraft P paa Skruen og Trykket i dens Længderetning P_1 blive:

$$P = S \sin. (\alpha - \varphi) \text{ og } P_1 = S \cos. (\alpha - \varphi).$$

Er r = Skruens Radius, s dens Stigning og Friktionscoefficienten = φ , saa bliver pr. Omdreining Arbejdet til at dreie Skruen:

$$E = P\varphi 2r\pi + P_1 (s + \varphi 2r\pi) + P\varphi 2r_1\pi,$$

naar r_1 betegner Radien af Skruens Tappe. Betegner c og c_1 Mutterstykkets Afstand fra Skruens Ende, saa har man for dens relative Styrke Formelen:

$$P \frac{cc_1}{l} = \frac{K\pi}{32} d^3, \text{ hvoraf } d = 2r = \sqrt[3]{\frac{32Pcc_1}{K\pi l}},$$

naar K betegner brugelig Belastning pr. $\square$ Tverrsnit af Materialet og l betegner Skruens Længde.

§ 39. Dunkræfter. Er der Spørgsmaal om at bevæge en meget stor Last gennem en ganske kort Wei, saa anvender man ofte egne smaa Maskiner, der gaa under Navn af Dunkræfter. Disse kunne være enten Tandhjuldunkræfter, Skruedunkræfter eller hydrauliske Dunkræfter.

En Tandhjuldunkraft i sin simpleste Form er vist ved Fig. 98, n. S. Den bestaar af en Tandstang AB, paa hvis Ende Lasten Q anbringes, og et Tandhjul D, der enten umiddelbart kan dreies ved en Bev, eller som paa Figuren ved tvende Tandhjul og en Bev F. Tandhjulene og Tandstangen ere omgivne af et Kamværk som en Kasse, i hvilket Hjulagerne have sine Lagere, og som styrer Tandstangen under dens Bevægelse opad eller nedad.

Kraftvindingen ved en saadan Tandhjuldunkraft vil, uden

Hensyn til Tandsfrktion og Aksel-frktion, være lig Produktet af Hjulradien og Beven divideret med Produktet af Drebradierne, men denne Kraftvinding vil dog ikke, dersom man vil have et nogenlunde haandterligt Apparat, kunne opgaa til nogen særdeles betydelig Størrelse. Fordelen ved denne Dunkraft og andre af samme Slags er væsentlig den, at man lettelig kan arbejde med dem i hvilken som helst Stilling og saaledes kan anvende dem i mange Tilfælde, hvori andre Maskiner vanskelig kunne bruges.

Større Kraftvinding vil lettelig kunne udbringes af Skrue-dunkraften Fig. 99. Skruen AB ligger i en Hylse med et Spor for dens nedre gaffelformede Ende, saaledes at den hindres i at dreies rundt. Ved den øvre Ende af denne Hylse befinder sig et Mutterstykke C, der er forsynet med en konist Tandhjulring D, som kan dreies rundt af en Kraft paa den dobbelte Bev FF ved Hjælp af det lille koniske Drev E. Er Skruens Stigning = s , dens Radius = r og Friktionskoefficienten = φ , saa er pr. Omdreining af Mutterstykket:

$$\text{Lastens Arbejde} \dots\dots\dots = Qs$$

$$\text{Gjængefrktionens Arbejde} = \varphi Q 2r\pi$$

$$\text{Arbejdet af Friktionen i Mut-}$$

$$\text{terstykkets Grundflade} \dots\dots\dots = \varphi Q 2r_1\pi,$$

naar r_1 betegner Mutterens midlere Radius.

Arbejdet af Kraften P_1 paa Tænderne af Hjulet D med Radius = R maa derfor pr. Omdreining være:

$$P_1 \cdot 2R\pi = Q [s + 2\varphi\pi (r + r_1)].$$

Efter Formelen paa Side 28 beregnes nu den til P_1 og Tandantallene n og n_1 svarende Tandsfrktion. Antages denne og Aksel-frktionen at forøge Lasten paa Dreivet med 15 Procent, saa faar man samlet Kraft paa Beverne:

$$P = \frac{Q [s + 2\varphi\pi (r + r_1)] 1.15 \cdot r_2}{2R\pi \cdot p},$$

hvor r_2 betegner Dreivets Radius og p Bevens Længde.

Fig. 98.

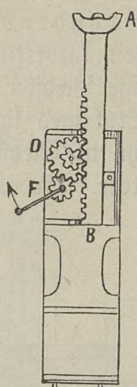
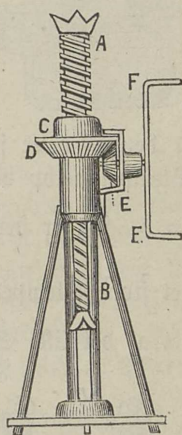
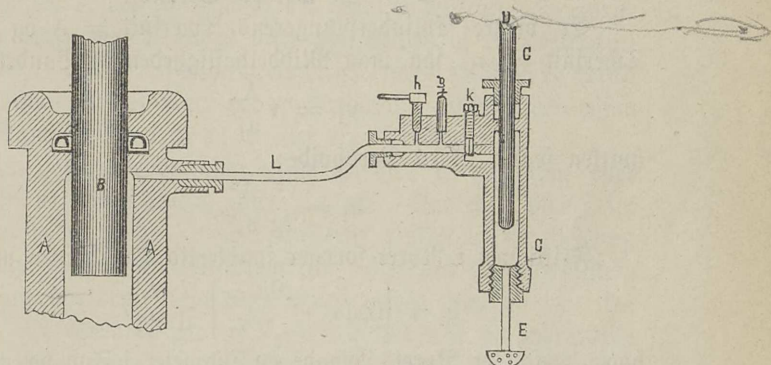


Fig. 99.



kaldte Plunger, der nær udfylder Presscylindersens Guling og gaar gennem den noget indsnævrede Åbning oven til. For at holde tæt anbringer man omkring Plungeren i en Fure i Cylindersens Gods en Læderpakning, der danner en Ring af nærmest halvcirkelformigt Tværsnit med Åbningen vendende nedad, saaledes som vist ved Fig. 102. Vandtrykket underneden vil

Fig. 102.



stræbe at gjøre denne Åbning større, idet den ydre Del af Pakningsringen presses imod Cylindergodset og den indre Del imod Plungeren. Ved meget betydeligt Vandtryk vil imidlertid ikke en saadan Læderpakning holde tæt, og man anvender da istedet en Pakningsring af Bly eller Kobber, men forøvrigt af samme Form som den foran beskrevne Læderpakningsring. Paa Toppen af Plungeren er anbragt et Tværstykke eller en Plade, hvorved Kraften kan forplantes.

F er en liden Trykpumpe, der suger Vand fra en Beholder M og driver det gennem et Rør L ind i Presscylindren. Med Trykpumpen er forbundet en Sikkerhedsventil og en Trykmaaler, og paa Stigerøret er anbragt et Hul, der kan lukkes med en Skruer, saaledes at man, naar Maskinen er brugt, kan lade Vandet løbe ud. Trykpumpens Stempel er i Almindelighed ogsaa en Plunger, men som Pakning for denne anvendes almindelig Hamp- eller Bomuldspakning. Den nærmere Beskrivelse af denne og andre Slags Pumper vil følge i næste Kapitel.

Forlanger man, at Plungeren skal udøve et Tryk eller løfte en Last = $Q\mathfrak{z}$ med en Hastighed af v Fod pr. Sekund, og V er Plungerens og Pladens Vægt, saa maa det samlede Tryk paa Plungerens Underkant være:

$$P = 1,1 (Q + V),$$

naar man for Friktionen i Pressecylindren gjør et Tillæg af 10 Procent, medens det nyttige Arbejde er:

$$E = Qv \text{ \mathfrak{z}f. pr. Sekund.}$$

Er videre Cylinderplungerens Tværsnit = A og Rørets Tværsnit = a_1 , saa maa Middelhastigheden af Vandet være:

$$v_1 = v \frac{A}{a_1},$$

hvilken svarer til en Presshøide:

$$h_1 = \frac{v^2}{2g} \frac{A^2}{a_1^2}.$$

Frictionen i Røret forøger imidlertid Presshøiden med:

$$h_2 = \left(0,014 + \frac{0,0169}{\sqrt{v_1}} \right) \frac{l}{d} \frac{v_1^2}{2g},$$

hvor l og d er Rørets Længde og Diameter i Fod og g Tyngdens Acceleration = 31,3, saaledes at den hele Presshøide bliver:

$$h = \frac{v^2}{2g} \left[1 + \left(0,014 + \frac{0,0169}{\sqrt{v_1}} \right) \frac{l}{d} \right],$$

hvilken omgjort til $\mathfrak{z}$ pr. $\square''$ og med Tillæg af 10 Procent for Pumpestemplets Friction bliver:

$$P = \frac{1,1 \cdot 62 h}{144},$$

hvorefter den fornødne Kraft paa Pumpens Plunger med $a\square''$ Tværsnit bliver:

$$P = a \cdot \frac{1,1 \cdot 62 h}{144} \mathfrak{z},$$

med en Middelhastighed af Plungeren lig $v \frac{A}{a}$, saaledes at Arbeidet pr. Sekund under nedadgaaende Slag af Pumpen bliver:

$$E_1 = v A 1,1 \frac{62 h}{144},$$

medens Arbeidet pr. Sek. under opadgaaende Slag er:

$$E_2 = v A 0,1 \frac{62 h}{144},$$

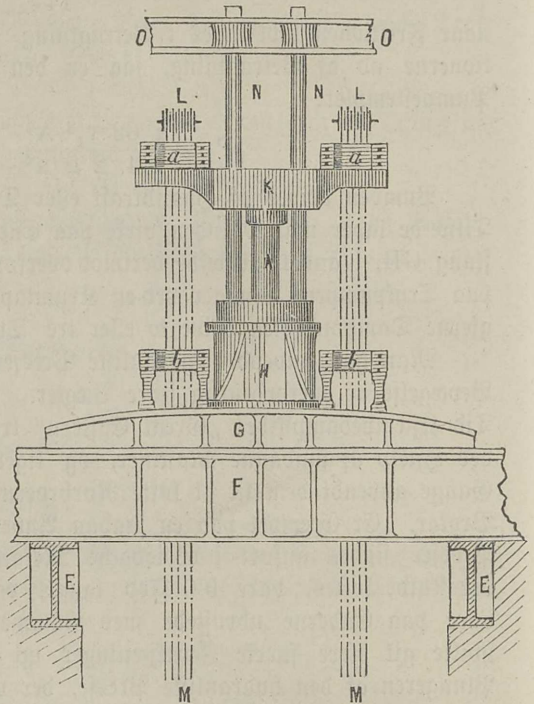
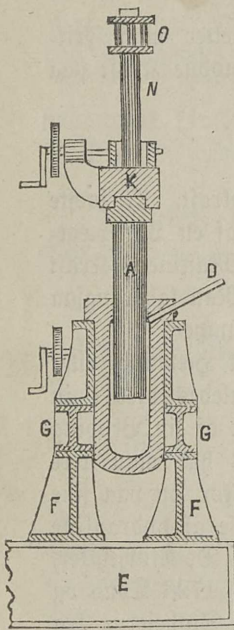
naar Friktionen blot tages i Betragtning. Sætter man Friktionerne ud af Betragtning, saa er den fornødne Kraft paa Pumpestemplet:

$$P = \frac{a}{144} \frac{62 v_1^2 A^2}{2 g a^2}.$$

Pumpen drives af Haandkraft eller Dampkraft. I første Tilfælde lader man Manden virke paa Enden af en Løstevægtstang GH, i andet Tilfælde derimod overføres Maskinens Kraft paa Trykpumpens Plunger ved en Krumtap. Man lader ogsaa gjerne Dampmaskinen drive to eller tre Trykpumper.

Man har anvendt hydrauliske Presser til Hævning eller Bevægelse af overordentlig store Vægter. Saaledes blev i sin Tid Rjæmpedampskibet „Great Eastern“ trukket af sin Bedding ved Hjælp af saadanne Maskiner, og ligeledes har man flere Gange anvendt dem til at løfte Rørbroernes Rør op paa sine Brokar. Et Exempel paa en saadan Anvendelse af hydrauliske Presser findes anført i Weisbachs Mechanik. De Rørstykker, der skulde løstes, vare 460 Fod lange, veiede 1726 Tons og vare paa Enderne udrustede med Hammer af Støbejern, fra hvilke gik flere stærke Jernkættinger op til Dværstykke paa Plungeren af den hydrauliske Presse, der var anbragt 40 Fod over Rørenes Leie paa Brokarrene. Til at drive Trykpumperne anvendtes for hver Presse en Dampmaskine paa 40 Hestes Kraft. Pressernes Opstilling og Maaden, hvorpaa Kættingerne fra Rørenderne fæstedes til Plungerens Dværstykke, viser Fig. 103, n. S. A er Plungeren og B Presscylindren, D Pumperøret og K Dværstykke. GG og FF ere stærke indmurede Støbejerns Bjælker, hvorpaa Presscylindren hviler, og NN er Dværstykkets Styrefolonner. Fra Dværstykke nedhænge Kættingerne LM, der fastholdes ved Klemmer a a oventil. Nedentil er anbragt Klemmer b b, der ved Skrue blive trukne til, naar et Slag er til Ende, og Plungeren skal gaa ned igjen. For at hindre Røret fra at falde ned ved en mulig Sprængning af Cylinderen eller Kættingerne, bleve Rørenderne undermurede, efter hvert som de hævedes op.

Fig. 103.



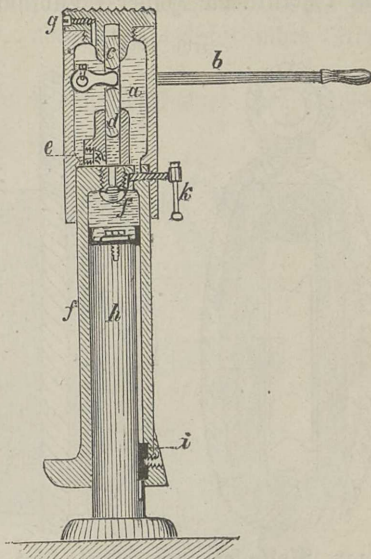
§ 41. Fig. 104, n. S., viser en hydraulisk Drukraft, der i sin ydre Form mere ligner den almindelige Skrue- eller Tandhjulskraft. Den anvendes saaledes, at Plungeren h staar stille, medens Cylinderen løftes, idet Vand fra Beholderen a ved Hævarmen b og Pumpen d presses ned i Cylinderens Hulning gennem den selvslukkende Ventil g; e er Pumpens Sugeventil og ved f er en Kanal, der, naar Skruen k skrues ud, forbinder Beholderen a med Cylinderen f, saaledes at Vandet kan gaa tilbage til a, naar Cylinderen skal sænkes. g er et Skruenhul, hvorigennem Beholderen fyldes. J er en Styreflods, der kan bevæge sig i en Fure langs Plungeren, hvorved Cylinderen hindres i at dreie sig under Hævningen eller Sænkningen. Som Pakning for Plungeren tjener her en paa dens opadvendte Endeflade anbragt Læderskive, der er fastholdt ved

en Skrue, og hvis opadboiede Kanter af Vandet trykkes mod Cylinderen.

Naar man anvender en saadan Drukraft til at svinge eller kandre et Legeme, saasom til at forandre svære Kanoners Elevation, saa lader man gjerne Apparatet være bevægeligt om en fast Axe.

Man har i nyere Tid konstrueret hydrauliske Presser som Middel til at forøge en til Disposition staaende Haandkraft ved Udførelsen af mange andre Arbejder end den blotte Hævning af en Last. Man har saaledes t. Ex. hydrauliske Maskiner til at klippe og presse Huller i Jernplader m. m. Som Styrkeprøvemaskiner ere ogsaa de hydrauliske Presser overmaade tjenlige.

Fig. 104.



Tallier.

§ 42. En Tridsse er en cylindrisk Skive, der kan dreie sig om en Axl og paa Omkredsen er forsynet med en Fure for et Tong eller en Kjetting. En eller flere Tridsse i Forbindelse med et Tong eller en Kjetting, saaledes at man ved det dannede Apparat kan løfte en større Last ved en mindre Kraft, kalder man en Tallie. Touget eller Kjettingen kalder man sædvanligvis Løberen.

En Tridsse med sin Indfatning kalder man en Blok, og Indfatningen selv kaldes et Blokhús. Blokhúset og Tridsen ere i Almindelighed af samme Material, idet de ved Tongtallier som oftest begge ere af Træ, nemlig Tridsen af Buxbom og Blokhúset af Birketræ. Tridsen er forsynet med en Metal-

bøsning for at lette Dreiningen om Naglen, der som oftest sidder fast i jernklædte Huller i Blokhuset.

Fig. 105.

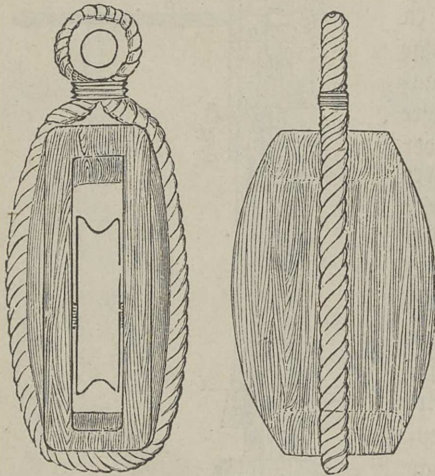
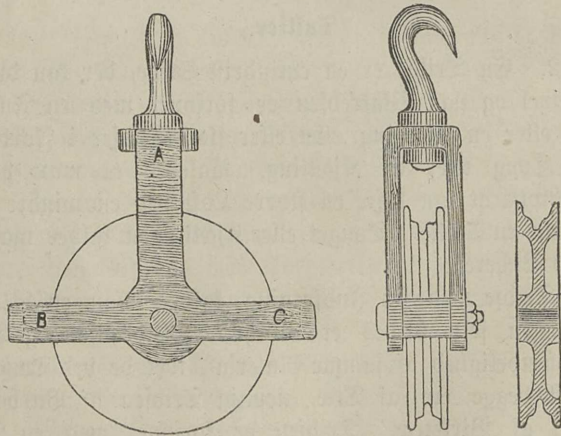


Fig. 105 viser den sædvanlige Form af en Træblok. For Styrkens og for dens Anbringelses Skyld er den ombundet af en i en Fure lagt Tongstrop, der oventil er sammenbundet, saaledes at der kan dannes et indvendig jernklædt Hul for Anbringelsen af en Krog. En Blok indeholder i Almindelighed ikke mere end tre Tridser.

Paa Jernblokke af middels Størrelse be-
staar Blokhuset som oftest blot af en Ramme af Smeddejern ABC, Fig. 106, hvis tre Grene paa begge Sider ere forenede med hinanden. Tridsen er af Støbejern og dens Gjennemsnit

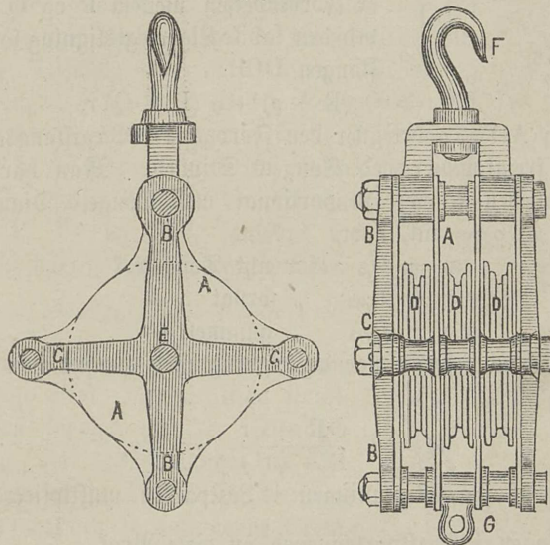
Fig. 106.



som vist ved Figuren til Høire. Er Tridsen bestemt for Kjetting, saa er ogsaa ofte dens Fure forsynet med fremspringende Knaste, der passe til Kjettingens Led, naar man vil forhindre Glidning af Kjettingen.

Fig. 107 viser en større Kjettingblok med tre Tridser.

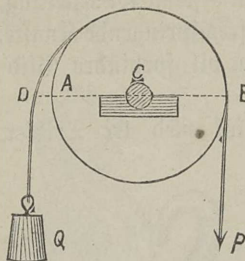
Fig. 107.



Blokhuset er her dannet af fire Jernplader AA og tvende korsformige, tykkere Jernstykker BBCC, gennem hvilke gaa de Bolte, der holde Pladerne sammen. Disse Bolte ere mellem Pladerne forsynede med Hylser af Støbejern, saaledes at man kan trække Boltenees Muttere haardt til uden at beknibe Tridserne DD. Paa Boltene B og E kommer den største Belastning, og disse gjøres derfor stærkest. F er Ophængningskroge og G et Die til Befæstigelse af Løberens ene Ende. Tridserne ere af Støbejern og deres Form som vist ved Figuren til Høire.

§ 43. Formelen for en Tallies Kraftvinding faar man ved Betragtning af den enkelte Tridse og Forbindelsen mellem Stramningerne i de to Parte af et Tong, der er lagt et halvt Tørn om en saadan Tridse, som ved Tonget skal sættes i jevn

Fig. 108.



Omdreining. Er nemlig Fig. 108 en Tridse med Radius $AC = R$, Tappesradius $= r$ med Friktionskoefficient $= \varphi$, og Kraften P paa den ene Part netop skal kunne overvinde Modstanden Q i den anden Part og Tappesfriktionen, saa er Forbindelsen mellem P og Q udtrykt ved den labile Ligevægtsligning for Vægtstangen DCB :

$$PR = Q(R + \rho) + \varphi(P + Q)r,$$

i hvilken $AD = \rho$ betegner den Forøgelse i Vægtstangsarm for Q , der fremkommer ved Tougets Stivhed. Man har fundet Tougstivheden at være proportional med Tougets Diameter d , saaledes at $\rho = nd$, hvor

$n = 0,5$ for nyt Tougværf

$n = 0,33$ " brugt —

$n = 0,25$ " gammelt —

Løser man foranstaaende Ligning med Hensyn paa Q , saa faaes:

$$Q = P \frac{R - \varphi r}{R + \varphi r + \rho} = P\alpha,$$

d. e. for at faa Stramningen i Lastparten multiplicerer man Stramningen i Kraftparten med en ægte Brøk $\frac{R - \varphi r}{R + \varphi r + \rho} = \alpha$, hvis Værdi afhænger af Tridsens og Tappens Radier, af Friktionskoefficienten og Tougstivheden. Den enkelte faste Tridse er altsaa ikke tjenlig til at hæve nogen større Last, men den anvendes ofte som Ledetridse.

Bed en enkelt løs Tridse kan man derimod hæve en større Last. Er AD , Fig. 109, n. S., en saadan, og Lasten Q er ophængt i Tappen B , og Løberens Ende fæstet i et Punkt C , saa bliver Stramningen af Parten AC lig Kraften $P \times$ Tridsens α , og da Q maa være lig Summen af Stramningerne i de to Parte saa faaes:

$$Q = P(1 + \alpha) \text{ og } \frac{Q}{P} = 1 + \alpha.$$

En enkelt Tridse med sin Løber anvendt paa denne Maade kalder man ogsaa en Halvtallie.

En Enkelttallie bestaar af to Blokke A og B, Fig. 110, med en Tridse i hver, samt en Løber, der kan være indstaaen saaledes, at Kraftparten enten kommer fra den faste Blok eller fra den bevægelige, saaledes som de tvende Rids vise. I begge Tilfælde faar man under Opheisning Stramningen i Parten AB lig Pa og i Parten CD Stramningen Pa^2 , men i første Tilfælde er det blot de to Stramninger Pa og Pa^2 , der bære Lasten Q , i sidste Tilfælde derimod de tre Stramninger P , Pa og Pa^2 , saaledes at Kraftvindingerne kunne være respektive:

$$\frac{Q}{P} = \alpha + \alpha^2 \text{ eller } \frac{Q}{P} = 1 + \alpha + \alpha^2.$$

Naar Kraftparten kommer fra den bevægelige Blok, bliver altsaa Kraftvindingen forøget med 1. Den almindelige Fremgangsmaade ved Bestemmelsen af en Tallies Kraftvinding er nu, som ved foranstaaende Exempler, den, at man bestemmer Partenes Stramninger efter den Regel, at Stramningen i en Part er lig Stramningen i den foregaaende Kraftpart multipliceret med Tridsens α , og at man sætter Q lig Summen af Stramningerne i de Parte, der udgaa fra den Blok, hvori Lasten hænger.

Ved en trestaaen Tallie, Fig. 111, n. S., der bestaar af to Blokke med to Tridser i den ene og en Tridse i den anden, bliver saaledes Stramningerne efterhaanden P , Pa , Pa^2 og Pa^3 og Kraftvindingen: $\frac{Q}{P} = \alpha + \alpha^2 + \alpha^3$, naar Kraftparten kommer fra den faste Blok, og

Fig. 109

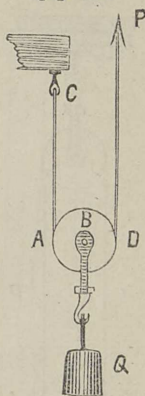


Fig. 110.

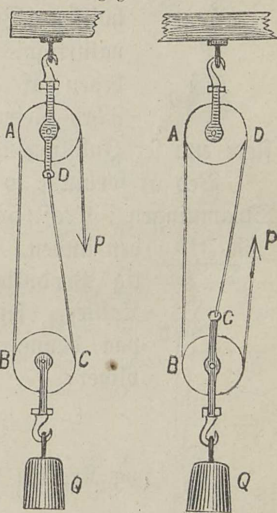
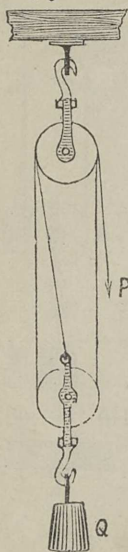


Fig. 111.



$$\frac{Q}{P} = 1 + \alpha + \alpha^2 + \alpha^3,$$

naar den kommer fra den bevægelige Blok.

En firskaaen Tallie har fire Tridser og en nstkaaren Tallie har n Tridser fordelte paa to Blokhuse. Talliers Kraftvinding er derfor i Almindelighed udtrykt ved Formelen:

$$\frac{Q}{P} = \alpha + \alpha^2 + \dots + \alpha^{n-1} + \alpha^n$$

med Forøgelse af 1, om Kraftparten kommer fra den bevægelige Blok. Da α er en ægte Brøk, saa danner ovenstaaende Udtryk en konvergerende geometrisk Række, hvis Sum, om $n = \infty$, bliver:

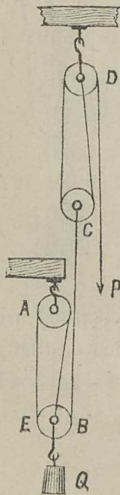
$$s = \frac{\alpha}{1-\alpha},$$

hvilken Værdi en virkelig Tallies Kraftvinding naturligvis aldrig kan naa paa Grund af Umuligheden af at anvende uendelig mange Tridser. Man pleier i Regelen ikke at anvende Tallier med

flere end sex Indskjæringer.

Ved at forbinde to Tallier paa den Maade, at man lader Stramningen i Kraftparten for den ene Tallie være Last for

Fig. 112.



den anden, faar man ud en Kraftvinding, der er lig Produktet af Kraftvindingerne for de særskilte Tallier. Fig. 112 viser to Enkelttallier forbundne paa denne Maade. Stramningen i Parten BC bliver:

$$P_1 = \frac{Q}{1 + \alpha + \alpha^2},$$

og Kraften i Løberen fra den faste Blok D bliver:

$$P = \frac{P_1}{\alpha + \alpha^2} = \frac{Q}{(1 + \alpha + \alpha^2)(\alpha + \alpha^2)}.$$

Fig. 113, n. S., viser en Forbindelse af enkelte Tridser, der just ikke er almindelig som praktisk Heiseapparat, men som afgiver et instruktivt Exempel paa Anvendelsen af det foran fremstillede om Bestemmelsen af Kraftvindingen. De tre Tridser B, C og D ere løse, men Tridsen A er fast.

Man kan betragte Apparatet som en Forbindelse af tre Halvtallier og en Ledetridse A, og man faar Produkterne af de enkelte Kraftvindinger:

$$\frac{Q}{P} = (1 + \alpha)^3 \cdot \alpha.$$

Bestemmer man Stramningerne i hver Part, saa faaes:

i Parten E Stramningen Pa

— " —	F	— " —	Pa^2
— " —	BC	— " —	$P(\alpha + \alpha^2)$
— " —	G	— " —	$P(\alpha + \alpha^2)\alpha$
— " —	CD	— " —	$P(\alpha + 2\alpha^2 + \alpha^3)$
— " —	H	— " —	$P(\alpha + 2\alpha^2 + \alpha^3)\alpha$
— " —	DQ	— " —	$Q = P(\alpha + 3\alpha^2 + 3\alpha^3 + \alpha^4)$,

hvilken sidste Parentese netop er lig $(1 + \alpha)^3 \cdot \alpha$.

Exempel. Paa den ved Fig. 112 viste

Forbindelse af to Enkelttallier ere Tridsernes Radier $R = 2''$, Tapperadiierne $r = \frac{3}{8}''$ med $\varphi = 0,1$ og Tongstivheden $\rho = \frac{1}{3}''$. Hvor stor Last Q kan løstes ved en Kraft $P = 100 \text{ W}$, og hvor høit hæves denne Last i et Sekund, naar Kraftens Effekt er 200 Wf. pr. Sek.?

$$\text{Man finder } \alpha = \frac{R - \varphi r}{R + \varphi r + \rho} = \frac{2 - 0,1 \cdot 0,375}{2 + 0,1 \cdot 0,375 + 0,2} = 0,88$$

$$\text{og } Q = P(1 + \alpha + \alpha^2)(\alpha + \alpha^2) = 100 \cdot 2,65 \cdot 1,65 = 437 \text{ W}.$$

Uden Friktion blev $Q = 100 \cdot 3 \cdot 2 = 600 \text{ W}$, og man har til Bestemmelse af Lastens Vei Ligningen:

$$100 \cdot 2 = 600 \cdot s, \text{ hvoraf } s = \frac{2}{3} = \frac{2}{3} \text{ pr. Sek.}$$

§ 44. En forholdsvis stor Kraftvinding kan udbringes af den saakaldte Differentialtallie, der bestaar af to til hinanden fæstede Tridser af ulige Diametre og en tredje løs Tridse samt en Løber af Kjetting. Fig. 114, n. S., forestiller et saadant Heiseapparat. AB og CD ere de to faste Tridser, der paa Omkredsene ere forsynede med fremstaaende Knaste, som paaefte til Kjettingens Led, saaledes at denne blot behøver at ligge et halvt Tørn omkring. Løberen indsfjæres saaledes, at den gaar fra den store Tridse AB ned til den løse Tridse EF, der

Fig. 113.

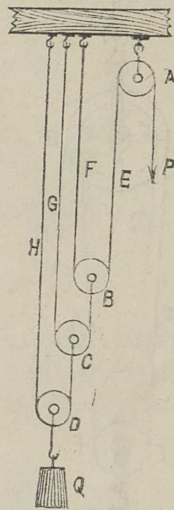
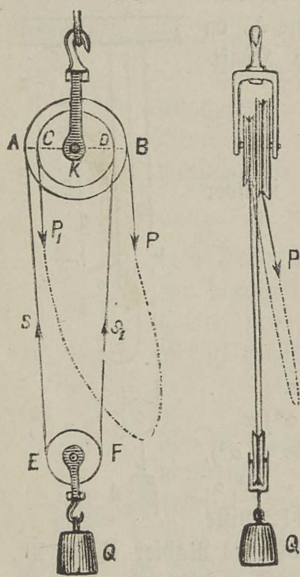


Fig. 114.



fra op til den faste Tridse CD og et halvt Tørn om denne, hvorefter de nedhængende ubelastede Parte i Almindelighed forenes, saaledes at det Hele danner en Løber uden Ende. Vil man heise en Last Q, saa lader man en Kraft P virke i Parten BP, i hvilket Tilfælde der vil vikles mere Rætting op paa den store Tridse, end der vikles af den lille. Under Firing derimod maa man, da man ved en saadan Tallie i Almindelighed forlanger, at den ikke skal kunne opgaa af sig selv, trække i Parten CP₁.

Differentialtalliens Kraftvinding for Heisning kan findes paa følgende Maade. Naar Lasten Q hænges paa, blive Stramningerne i de to

Parte AE og DF hver lig $\frac{Q}{2}$. Naar Opheisningskraften P virker i Parten BP, saa er Stramningen i Parten BE forøget til S og i DF formindsket til S₁, idet disse da maa staa i Forhold til hinanden som Kraft og Last paa den enkelte faste Tridse, det er:

$$S_1 = S_2,$$

naar α er Kraftvindingen for Tridsen EF. Men videre er ogsaa:

$$S + S_1 = Q,$$

og af disse to Ligninger faaes Stramningerne i de to Parte under Opheisning:

$$S = \frac{Q}{1 + \alpha} \text{ og } S_1 = \frac{\alpha Q}{1 + \alpha}.$$

Diameteren AB betragtes derpaa som en Bøgstang med Omdreiningsspunkt i K, og paa denne virke nu paa den ene Side Kræfterne P og S₁ og paa den anden Side S og Tapperfriktionen. Er AK = KB = R, KD = R₁ og Tapperadius

= r med Friktionskoefficient = φ , saa er altsaa Ligevægtsligningen:

$$PR + \frac{\alpha Q}{1 + \alpha} R_1 = \frac{Q}{1 + \alpha} R + \varphi Qr,$$

hvoraf faaes Kraftvindingen:

$$\frac{Q}{P} = \frac{R(1 + \alpha)}{R + \varphi r(1 + \alpha) - \alpha R_1}.$$

Sætter man alle Friktioner udaf Betragtning, saa er $\varphi = 0$ og $\alpha = 1$, og Kraftvindingen bliver:

$$\frac{Q}{P} = \frac{2R}{R - R_1'}$$

det er, den er omvendt proportional med Differentien mellem Radierne, og herfra skriver sig Navnet Differentialtallie.

Under Firing ombyttes Strammingerne S og S₁, og man faar Ligevægtsligningen:

$$P_1 R_1 + \frac{\alpha Q}{1 + \alpha} R = \frac{Q}{1 + \alpha} R_1 + \varphi Qr,$$

hvorefter Kraftvindingen bliver:

$$\frac{Q}{P} = \frac{R_1(1 + \alpha)}{R_1 + \varphi r(1 + \alpha) - \alpha R}.$$

Kan Tallien netop opgaa af sig selv, saa sættes heri $P_1 = 0$, og man faar:

$$R_1 + \varphi r(1 + \alpha) - \alpha R = 0,$$

hvoraf Grændseværdien af Forskjellen mellem Radierne kan bestemmes.

Exempel. Paa Differentialtallien BE, Fig. 114, er Radien $R = 3''$, Tapperadius $r = \frac{1}{4}''$, $\varphi = 0,1$ og α for den løse Blok = $0,9$. Hvor stor maa Radien R_1 være, naar Tallien netop skal hindres i at opgaa af sig selv, og hvad bliver Kraftvindingen for Heisning, naar man gjør $R_1 \frac{1}{8}''$ større end denne fundne Minimumsværdi?

Man finder, naar Tallien netop kan opgaa af sig selv:

$$R_1 = \alpha R - \varphi r(1 + \alpha) = 0,9 \cdot 3 - 0,1 \cdot \frac{1}{4} \cdot 1,9 = 2,65''.$$

Tager man saa for at være sikker $R_1 = 2,65 + 0,125 = 2,775''$, saa er for Heisning Kraftvindingen:

$$\frac{Q}{P} = \frac{R(1 + \alpha)}{R + \varphi r(1 + \alpha) - \alpha R_1} = \frac{3 \cdot 1,9}{3 + 0,1 \cdot \frac{1}{4} \cdot 1,9 - 0,9 \cdot 2,775} = 10,4.$$

med DF. Under denne Dreining tilbage af Skiven AF vil Ringens Delecirkel ogsaa føres tilbage gennem en Bei lig Buen B_1F_1 , saaledes altsaa at den til Dreiningssvinkelen α af Excentriciteten CD svarende Bei af et Punkt i Ringens Delecirkel under den foran opstillede Betingelse bliver:

$$s = \text{Bue FB} - \text{Bue } F_1B_1.$$

Er Radien $CF = R$ og Radien $DF = R_1$, saa er $B_1F = (R_1 + a) \alpha$ og $F_1B_1 = R_1 \alpha$, saaledes at man faar:

$$s = (R_1 + a) \alpha - R_1 \alpha = a \alpha.$$

For en hel Omdreining er $\alpha = 2\pi$ og $s = 2a\pi = \text{Omfærdigheden af den Cirkel, hvorigennem Centret D har bevæget sig.}$ Gjør man denne Cirkel meget liden, saa vil derfor ogsaa en Ombrydningskraft P paa Axelen gennem C virkende paa en Arm = Radien R kunne overvinde en meget stor samlet Modstand i Ringens Delecirkel, der bliver:

$$Q = P \frac{2R\pi}{2a\pi} = P \frac{R}{a},$$

saaledes at Apparatets Kraftvinding uden Friktion kan sættes:

$$\frac{Q}{P} = \frac{R}{a}.$$

Den specielle Anordning af en Gade's Tallie samt Maaden, hvorpaa Bevægelsen af Skivens Center D og Skivens Styrring iværksættes, er vist ved Fig. 116 og 117, n. S., der forestille et saadant Apparat. I den øvre Blok AB, der er vist i tvende Gjennemsnit ved Fig. 116, ligger Ringen BF_1 og Skiven AF. Til Ringen er fæstet en Rjættingtridsje EG, saaledes at de begge samtidigt kunne dreie sig om en fælles Axeltap CH. Udenom denne Axeltap kan dreie sig en Hylse KL, der i den ene Ende, hvor den gaar gennem Skiven AF, er forsynet med en fastfiddende excentrisk Skive KM, hvis Center falder sammen med Skiven AK og kan dreies i et cylindrisk Hul gennem denne. Mellem Excenterfiven og den indre Hylsing i AF er, for at formindste Modstanden, anbragt Friktionsruller a, som holdes paa Plads ved en Pladering med Hæ, der tjene som Lagere for de smaa Tappe paa Midten af Rullerne. NO er et Hjul med en Rjætting uden Ende, hvilket ved en Rile er fæstet paa Hylsen KL, og ved hvis Dreining altsaa de to Skiver KM og AF

Fig. 116.

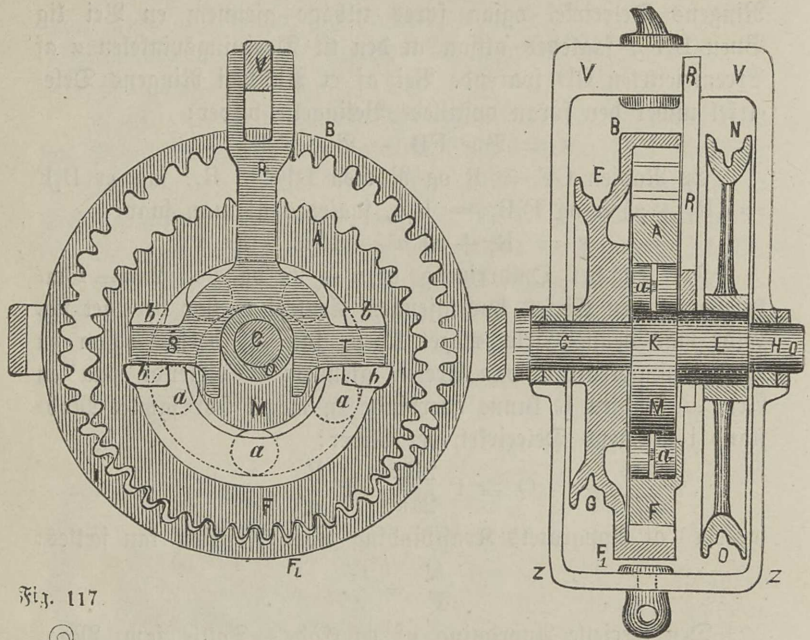
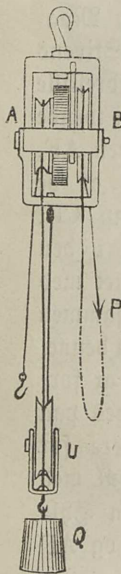


Fig. 117.



saat Ringen BF_1 og Rjættingtridsen EG ville dreie sig. Styringen af Skiven AF idærkættes ved et tregrenet Jernstykke RST, hvis to nedre Ender R og S passe mellem paastøbte Knaste paa den ene Side af Skiven AF, og hvis øvre gaffelformede Ende griber om det øvre Tværstykke VV af Blokhuset og kan glide lidt op og ned paa dette. Lastkættigens ene Ende er fæstet til Blokkrammens nedre Del ZZ, gaar derfra ned til den løse Tridsse U, Fig. 117, og derpaa opad og et halvt Tørn over Rjættingtridsen EG. Den nedhængende løse Ende er ogsaa forsynet med en Krog for Paahængning af en Last.

Hænger Lasten Q som paa Figuren i Tridsen U, saa bliver uden Hensyn til Friktionen Modstanden i Omkredsen af EF lig $\frac{Q}{2}$, og om Radierne ere $NL = R_2$, Ringens Radius

$CF = R$, og Radien af Tredjten EG lig R_1 samt Excentriciteten $CD = a$, saa bliver ifølge ovenstaaende Forklaring Apparatets Kraftvinding:

$$\frac{Q}{P} = 2 \frac{R}{a} \frac{R_2}{R_1}.$$

Kapitel IV.

Pumper og Sprøiter.

§ 46. Pumper ere i videste Forstand de Maskiner, hvorved Vand eller en anden Vædske kan hæves eller bevæges. Er Hensigten med en saadan Maskine blot at hæve Vand gennem en ringe Høide — saasom t. Ex. ved Engvandsmaskiner, hvor Hovedsagen er Vandets frie Udbredelse over et stort Gladerum —, saa anvender man undertiden egne Maskiner, der imidlertid ikke specielt fører Navn af Pumper, og som t. Ex. kunne være Vandhjul, der sættes i Omdreining af et rindende Undervand og paa Omfredsen ere forsynede med Kar, der fyldes af Under vandet og tømmes, naar de ere komne længere op, samt flere andre. De Vandhævningsmaskiner, der bruges eller idetmindste kunne bruges til Hævning af Vand gennem hvilken som helst Høide, og om hvilke der i det følgende fornemmelig er Tale, ere væsentlig Cylinderpumper og roterende Pumper.

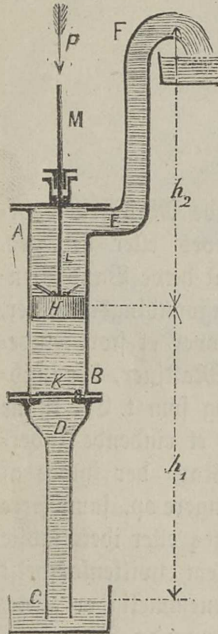
De førstes Hoveddele ere:

1. Pumpecylinderen eller Støvlen.
2. Det i Cylinderen bevægelige Stempel.
3. Ventilerne, der afvejlende aabne og lukke Forbindelsen mellem Cylinderen, og
4. Pumperørene, af hvilke det, der fører Vandet til Cylinderen, kaldes Sugerøret, og det andet, der fører Vandet fra Cylinderen, kaldes Stigerøret.

Cylinderpumperne ere igjen enten Suge- eller Trykpumper. Sugepumperne have Ventiler i Stemplet, og Stigerøret, der er

fæstet oventil paa Cylinderen, er ofte kort eller falder ganske bort, idet Cylinderen er aaben oventil, og Pumpens Virkning fornemmelig frembringes ved Sugning. Trykpumpen derimod har massigt Stempel, og Stigerøret, der er forsynet med en Ventil for at hindre Vandets Tilbagegang, er fæstet til Cylinderen under Stemplet paa samme Side som Sugerøret. Fig. 118

Fig. 118.



forestiller en ideal Skitse af en Sugepumpe. AB er Pumpechylinderen, DC Sugerøret, EF Stigerøret, H Stemplet med Ventiler, der aabne sig opad, og K den faste Fodventil, Sugeventilen. LM er Stempelstangen, hvorpaa virker Kraften P. Naar denne fører Stemplet opad, saa lukke sig Ventilerne i dette, der danner sig luftfortyndet Rum mellem begge Ventiler, Fodventilen aabner sig, Atmosfærens Tryk paa Undervandets Overflade vil drive dette op i Sugerøret, og efter nogle Slag vil Vandet udfylde Rummet under Stemplet. Under Stemplets Nedgang er Sugeventilen lukket, Vandet over denne vil gaa gennem Ventilaabningerne i Stemplet og under opgaaende Slag igjen drives op i Stigerøret.

Dersom en Sugepumpe kunde frembringe absolut lufttomt Rum under Stemplet, saa vilde Sugehøiden $HC = h_1$ kunne være nær 33 Fod, der er Høiden af den Vandsoile, som i lufttomt Rum holder Atmosfærens Tryk paa Undervandets Overflade i Ligevægt. Absolut lufttomt Rum lader sig imidlertid paa denne Maade ikke fremstille, og man kan i Pragis ikke paaregne større Sugehøide end 24 å 25 Fod. Ved en Pumpes skadelige Rum forstaar man Rummet mellem Sugeventilen og Stemplet, naar dette er i sin nederste Stilling. Luften i dette Rum udvider sig, naar Stemplet gaar opad, men beholder dog nogen Spændkraft, og denne i Forbindelse med Spændigheden hos den Luft og Damp, som Vandet selv afgiver, er Aarsag i den nævnte Formindskelse i Suge-

høiden. Skal Pumpen ikke suges, men blot trykke, saa er det skadelige Rum uden Betydning.

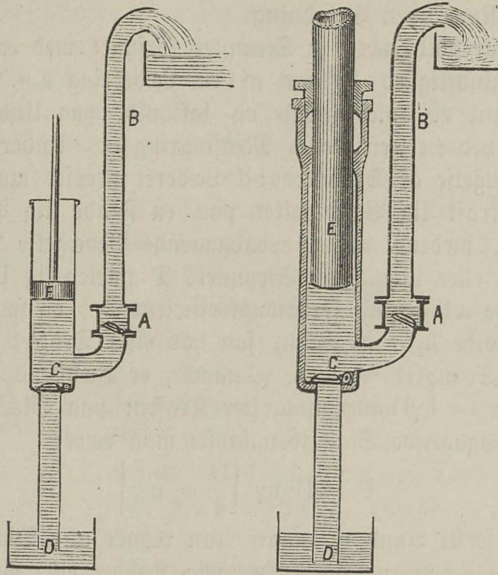
For at holde tæt, er Stemplet forsynet med en Pakning, der i Almindelighed bestaar af en Lædering a b, Fig. 121, som nedentil er høiet indad og fastholdt paa Undersiden af Stemplet ved en Jern- eller Messingring c. Under opadgaende Bevægelse af Stemplet vil Læderet presses mod Støvlen med en Kraft lig Vandtrykket paa en Flade lig Pakningens Yderside, medens under nedadgaende Bevægelse Trykket vil være lidet eller intet. Er Stemplets Diameter lig D, Pakningens Høide a b = m, Friktionskoefficient = φ og samlet Suge- og Løstehøide $h_1 + h_2 = h$, saa har man Trykket pr. Fladeenhed af Stemplet = 1. h. γ , naar γ er Vædsdens Tæthed, og Friktionen = $h\gamma D\pi m\varphi$, hvorefter Kraften paa Stempelstangen under opadgaende Slag idetmindste maa være:

$$P = D\pi h\gamma \left\{ \frac{D}{4} + m\varphi \right\}.$$

For ferskt Vand er, naar man regner alle Dimensioner i Fod, $\gamma = 62 \frac{1}{2}$, og for Læder paa Kobber eller Messing kan man sætte $\varphi = \frac{1}{3}$.

Trykpumpen har sit Navn deraf, at det Vand, som under Stemplets Bevægelse den ene Vei opjages gennem Sugerøret, bliver trykket eller presset op igjennem Stigerøret under Stemplets modsatte Bevægelse. Som foran nævnt er dens Stempel maskivt, Cylinderen kan være aaben oventil, og fra Rummet mellem Sugeventilen og Stemplet i dets nederste Stilling udgaa Stigerøret med en egen Ventil, der ogsaa aabner sig opad. Det almindelige Stempel er ofte ved Trykpumperne erstattet af den saakaldte Plunger, der er en tykkere cylindrisk Stang, som nær udfylder Pumpecylinderen og ved en fast Pakning oventil kan bevæge sig uden at slippe Luft eller Vand igjennem. Pumpen kaldes da en Plungerpumpe. Fig. 119, n. S., forestiller en Skitse af de to Former af Trykpumper. CD ere Sugerørene, AB Stigerørene og A og C Stige- og Sugeventilerne samt E Stemplet eller Plungeren. Under opadgaende Bevægelse af denne er Ventilen A lukket, og Vandet gaar gennem Ventilen C op i Cylinderrummet. Under nedadgaende Be-

Fig. 119.



vægelse er Ventilen C lukket, og det opfugede Vand presses gennem A op i Stigerøret. Er Pumpens Slag = l og Stempelareal = A , saa er den til Udløb kommende Vandmængde pr. dobbelt Slag:

$$Q = A l$$

som ved Sugepumpen, men medens ved den sidste Trykket paa Stemplet under dets opadgaende Bevægelse er Vægten af hele Vandsoilen af Høiden h og under nedadgaende Bevægelse lig Null, saa er ved Trykpumpen Lasten fordelt paa de tvende Bevægelser, saaledes at den er nær konstant, naar Sugenhøide og Pressenhøide ere ligestore. Af denne Grund er Trykpumpen i de fleste Tilfælde at foretrække for Sugepumpen.

Man kan ogsaa, naar Sugenhøide og Pressenhøide ere forskellige, bevirke nær konstant Belastning paa Stemplet samt et stadigt Udløb af Vand fra Stigerøret, ved at man gjør Trykpumpen dobbeltvirkende. Principet for en saadan viser Fig. 120, n. S. Sugerøret AB og Stigerøret EF staa begge i Forbindelse med Pumpecylindren baade ovenil og nedentil, A og B

ere Sugeventiler, der aabne sig indad, C og D Stigeventiler, der aabne sig udad. Under opadgaaende Bevægelse af Stemp-
let suges Vand gennem Ven-
tilen B, og den over Stemplet
værende Vandmasse drives op i
Stigerøret gennem Ventilen D,
medens Ventilerne A og C ere
lukkede; under nedadgaaende Be-
vægelse suges gennem A og
presfes gennem C, medens B
og D ere lukkede. Betegne der-
for som foran A og l Stempel-
areal og Slag, saa er for den
dobbeltvirkende Trykpumpe pr.
dobbelt Slag Vandmængden:

$$Q = 2 A l.$$

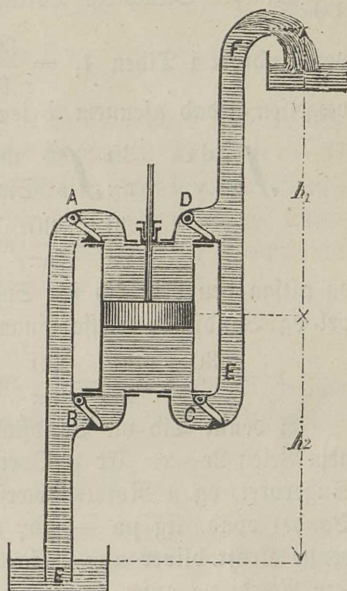
Ved større Hastigheder, saa-
som ved mange Damppumper,
vil imidlertid den her fremsatte Formel for Vandmængden til-
trænge nogen Modifikation, idet nemlig i slige Tilfælde under
Sugning Vandfladen ikke bevæger sig opad i Cylinderen saa
hurtigt som Pumpestemplet, men saaledes at dette sidste allerede
vil have bevæget sig nedad gennem en Vei x, inden det igjen
støder sammen med Vandfladen. Den af en dobbeltvirkende
Pumpe leverede Vandmængde bliver nemlig da:

$$Q = 2 A (l - x).$$

Noiagtigt at bestemme Værdien af x lader sig vanskeligt
gjøre; dog kan man ved følgende Betragtning faa en rimelig
Forestilling om det Tab, der bevirkes ved den nævnte Forstjæl
i Hastigheder. Antager man, at Stemplet bevæges ved
en Krumtap af Længden r, der gjør n Omdreiningen pr. Minut
med jevn Peripherihastighed $c = \frac{r\pi n}{30}$ pr. Sekund, saa vil,

naar φ er Krumtappens Dreiningvinkel regnet fra en af de
døde Punkter, Stemplets variable Hastighed være $v = c \sin \varphi =$

Fig. 120.



$\frac{r\pi n}{30}$ Sin. φ . Stemplets Løftning gennem Høiden $2r = l$ vil være udført i Tiden $t_1 = \frac{30}{n}$ Sekunder, og Tiden til Bevægelsen nedad gennem Veien x findes at være:

$$\begin{aligned}\int_0^x \frac{dx}{v} &= \frac{30}{n\pi} \int_0^x \frac{dx}{\text{Sin. } \varphi} = \frac{30}{n\pi} \int_0^x \frac{dx}{\sqrt{2rx - x^2}} \\ &= \frac{30}{2n} - \frac{30}{n\pi} \text{arc Sin. } \left\{ \frac{r-x}{r} \right\},\end{aligned}$$

og altsaa den hele Tid fra Sugningens Begyndelse indtil Stempel og Vandflade træffe hinanden:

$$t = \frac{30}{n} + \frac{30}{2n} - \frac{30}{n\pi} \text{arc Sin. } \left\{ \frac{r-x}{r} \right\} \dots (1).$$

I denne Tid vil Vandfladen have bevæget sig opad gennem Veien $2r-x$. Er p Overtrykket af Atmosfæren udenom Sugerøret, og a Rørets Tværsnit, saa er den Kraft, der driver Vandet opad, lig $pa - ah\gamma$ og den Masse, der paavirket af denne Kraft, bliver $ah\gamma$. Sætter man $h =$ Sugehøidens midlere Værdi og anser Kraft og Masse for konstante, saa bliver

Vandfladens Acceleration f og saa konstant og lig $\frac{a}{A} \left(\frac{p}{h\gamma} - 1 \right) g$ og Tiden til Fladens Bevægelse gennem Veien $2r-x$ vil være:

$$t = \sqrt{\frac{2(2r-x)}{f}} = \sqrt{\frac{2(2r-x)}{\frac{a}{A} \left(\frac{p}{h\gamma} - 1 \right) g}} \dots (2)$$

hvor γ og g betegner Vandets Tæthed og Tyngdens Acceleration. Sætter man nu Udtrykkene 1 og 2 ligestore, saa har man en Ligning, af hvilken man ved Forsøg kan finde x , naar Talværdierne af de konstante Størrelser n , r , p og h ere givne. Sætter man $h = 10'$, Atmosfærens Overtryk $p = 1800 \text{ } \mathcal{E}$

pr. $\square'$, $r = \frac{1}{2}l = \frac{1}{2}$ og $\frac{a}{A} = \frac{1}{4}$ og løser denne Ligning med Hensyn paa Omdreiningssantallet n , idet man indsætter forskellige Værdier for x , saa faar man de i nedenstaaende Tabel indeholdte sammenhørende Værdier af n og x , der vise, at Tabet i Vandmængde ved store Hastigheder kan blive temmelig betydeligt.

n =	132	154	180	213	259	334
x =	$\frac{1}{8} l$	$\frac{1}{4} l$	$\frac{3}{8} l$	$\frac{1}{2} l$	$\frac{5}{8} l$	$\frac{3}{4} l$

For at bestemme Kraften og Arbeidet til at drive en Cylinderpumpe sætte man som foran Stemplets Diameter = D, Rørens Diameter = d, den hele Høide, hvorigjennem Vandet skal føres, = h og den samlede Længde af Sugerør og Stigerør = L. Skal Stemplet gjøre n dobbelte Slag (Omdreininger) pr. Minut, saa bliver dets midlere Hastighed

$$c = \frac{ln}{30},$$

naar l betegner Længden af Slaget, og man faar for en dobbeltvirkende Pumpe den midlere Hastighed af Vandet i Rørene:

$$w = c \left(\frac{D}{d} \right)^2 = \frac{ln}{30} \left(\frac{D}{d} \right)^2,$$

medens den for en enkeltvirkende Pumpe med samme Stempelareal og Slag kun er halvt saa stor, saaledes at den Vandet iboende levende Kraft ved Udtredelsen af Stigerøret er:

$$E_0 = \frac{w^2}{2g} Q,$$

naar Q betegner den til Udløb kommende Vandmængde. Ved almindelige Pumper er Vandets Udløbshastighed i Almindelighed liden og forøger ikke væsentligt Kraftens Arbeide; ved Brandsprøiter derimod, hvor Udløbsaabningen paa Stigerøret gøres liden, da Hensigten med disse er at producere en Vandstraale med stor Udløbshastighed, vil ovenstaaende Udtryk maafe udgjøre den største Del af Arbeidet. Paa Grund af Vandets Friktion i Rørene bliver Høiden af den Vandsoile, der frembringer Tryk paa Stemplet, forøget med

$$\Delta h = \left(0,014 + \frac{0,0169}{\sqrt{w}} \right) \frac{L}{d} \frac{w^2}{2g},$$

saaledes at den midlere Verdi af Vandets Tryk paa Stemplet bliver:

$$P_1 = \frac{D^2 \pi}{4} \gamma \left(h + \Delta h + \frac{w^2}{2g} \right).$$

Anvender man om Trykpumpens Stempel en hydrostatisk Pakning, d. e. en Pakning, ved hvilken Vandet selv frembringer tilstrækkeligt Tryk af Pakningen mod Støben, saaledes som ved den foran beskrevne kopformede Løderpakning, saa faar man, naar m betegner Pakningens Høide og φ Friktionskoefficienten, den midlere Værdi af Stempelfriktionen:

$$F = D\pi m\varphi \gamma \left(h + \triangle h + \frac{w^2}{2g} \right),$$

samt Kraften til at drive Stempet:

$$P = P_1 + F = D\pi \gamma \left(\frac{D}{4} + m\varphi \right) \left(h + \triangle h + \frac{w^2}{2g} \right).$$

Bruttoarbeidet pr. dobbelt Slag $= 2l$ bliver altsaa for den dobbeltvirkende Pumpe:

$$K = 2l D\pi \gamma \left(\frac{D}{4} + m\varphi \right) \left(h + \triangle h + \frac{w^2}{2g} \right),$$

medens det nyttige Arbejde er:

$$E = \frac{D^2\pi}{4} 2l\gamma h,$$

saaledes at Maskinens Virkningsgrad bliver:

$$\frac{E}{K} = \frac{Dh}{(D + 4m\varphi) \left(h + \triangle h + \frac{w^2}{2g} \right)}.$$

Bruttoeffekten bliver:

$$N = \frac{P2h}{29100} \text{ Hestekræfter,}$$

naar i Formlerne alle Dimensioner regnes i Fod og alle Tryk i Pund.

En enkeltvirkende Trykpumpe med samme Stempelareal og Slag kræver til sin Drift noget mindre end det halve af Bruttoarbeidet for den dobbeltvirkende Pumpe.

Eksempel. En dobbeltvirkende Pumpe har et Stempel af 6" Diameter, og Diameteren af dens Rør er 3" med en samlet Længde $L = 30'$. Den skal drives af en Dampmaskine med en Krumtap af 6" Længde, der skal gøre 70 Omdreining pr. Minut, og den lodrette Høide, hvorigennem Vandet skal føres, er $h = 30'$. Stempelpakningens Høide er $m = 2'' = \frac{1}{6}'$ og $\varphi = \frac{1}{4}$. Hvad bliver Dampmaskinens Styrke?

Man har Stempels midlere Hastighed:

$$c = \frac{ln}{30} = \frac{1 \cdot 70}{30} = 2,334' \text{ pr. Sek.},$$

og Vandets Hastighed i Rørene:

$$w = c \left(\frac{D}{d} \right)^2 = 2,334 \cdot 4 = 9,336' \text{ pr. Sek.},$$

altsaa:

$$\frac{w^2}{2g} = 1,40'.$$

Preshøidens Forøgelse paa Grund af Vandets Friktion findes nu:

$$\triangle h = \left(0,014 + \frac{0,0169}{\sqrt{w}} \right) \frac{L}{d} \frac{w^2}{2g} = 3,937',$$

hvorefter Drivkraften findes:

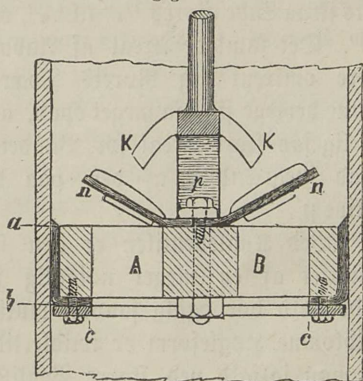
$$P = D\pi\gamma \left(\frac{D}{4} + m\varphi \right) \left(h + \triangle h + \frac{w^2}{2g} \right)$$

$= \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot 62 \left(\frac{1}{8} + \frac{1}{6} \cdot \frac{1}{3} \right) (30 + 3,937 + 1,40) = 619,5 \text{ Ø}$
 samt Bruttoeffekten:

$$N = \frac{P2ln}{29100} = \frac{619,5 \cdot 2 \cdot 70}{29100} = 2,994 \text{ Hft.}$$

§ 47. En Pumpes Ventiler ere enten Klapventiler, koniske Ventiler, Kugleventiler eller runde, skiveformede Bidstælædersventiler. De første bruges mest paa Sugepumper, hvis Stempelventiler næsten altid ere saadanne. Fig. 121 viser et Stempel med Klapventiler og Læderpakning af den paa Side 137 beskrevne Slags. Ventilerne bestaa af et Læderstykke nn , der ved Skrue p er fastholdt paa Midten, saaledes at de kunne bevæge sig som en Dør om sine Hængsler. For at give Ventilen nogen Tyngde er paa Læderets øvre Side, eller paa begge Sider fæstet en Plade af Metal eller Træ. Ven-

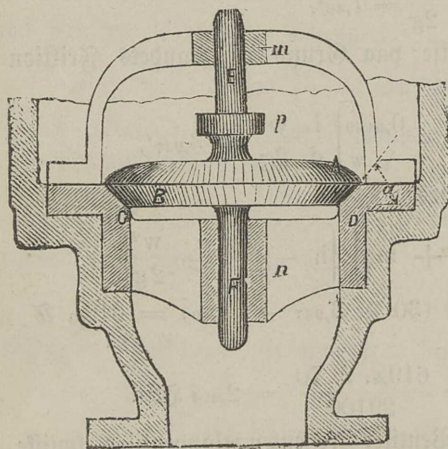
Fig. 121.



tilernes Bevægelse begrændses af Knaste KK paa den gaffelformede nedre Ende af Stempelstangen. Naar Ventilerne ere helt oppe, bør de idetmindste frembyde ligesaa stor Gjennemgang for Vandet som Aabningerne i Stempet selv.

Den koniske Ventil har sit Navn deraf, at den er formet som en kort affortet Kegel. En saadan er vist ved Fig. 122.

Fig. 122.



AB er den egentlige Ventil, hvis ydre krumme Flade er glat afdreiet og indfleben med Ventilsædet CD. Ventilen med sit Sæde gjøres stedse af Messing. Er derfor Røret eller Ventilhuset af Støbejern, saa danner altid Sædet et særskilt støbt Stykke, der er presset fast i en i Rørgodset uddreiet Fordybning. Paa Over- og

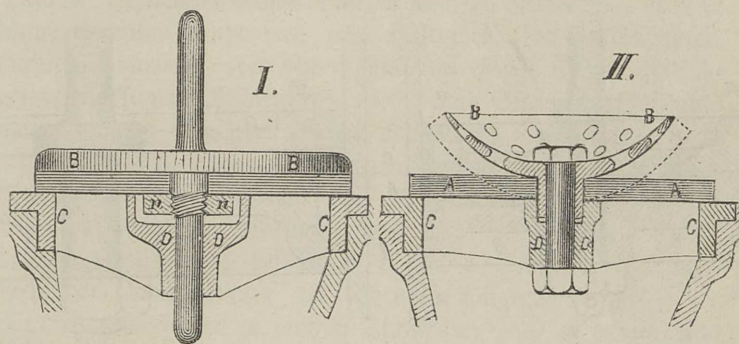
Underkant af Ventilen er anbragt Styrepinde E og F, der bevæge sig i de faste Bøs m og n, af hvilke det sidste ved tynde radiale Ribber er fæstet til Ventilsædet, saaledes at det Hele ovenfra nærmest faar Udseende af et Slags Rist. Længden af Reglens fraa Side gjøres $\frac{1}{4}$ " til $\frac{1}{2}$ ", og Vinkelen α er i Almindelighed 30° . Det samlede Areal af Aabningerne mellem Ribberne bør være omtrent lig Rørets Tværsnit, og Ventilen selv maa kunne bevæge sig saa meget opad, at den paa Siderne frembyder et ligesaa stort Areal for Vandets Gjennemgang. Bevægelsen opad begrændses af den paa den øvre Pinde fastsiddende Skive p.

Ved Kugleventilen er den foran beskrevne koniske Ventil erstattet af en meget nøiagtig forfærdiget Kugle, og Ventilsædet selv bør ogsaa saavidt muligt danne en Kuglezone. Den fuldkomne Kugleform er imidlertid saa vanskelig at fremstille, at man ialfald ved større Ventiler neppe kan gjøre Regning

paa, at den holder fuldkommen tæt i alle Stillinger. Fordelen ved Anvendelsen af Kugleventilen skulde ellers være, at Ventillegemet ved sin Form frembød den mindst mulige Modstand mod Vandets Bevægelse.

Paa større og solidere Pumper anvender man ofte Vidskelædersventiler, tildels for at formindste de foran beskrevne Ventilers temmelig voldsomme Slag. Fig. 123 I og II viser to

Fig. 123.



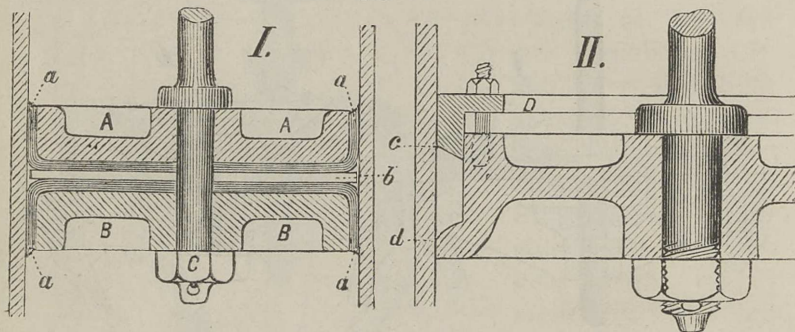
Former af denne Slags Ventiler. Den første bestaar af Metal-skiven BB med Styrepinde oventil og nedentil. Mellem denne Skive og Ventilsædet CC er anbragt en cylindrisk Skive af Vidskelæder (Kautschuk impregneret med Svovl), der fastholdes ved en Mutter n n. Ribberne, der forene Bøsset DD med Ringen CC, gaa her helt op til Vidskelæderspladen, saaledes at deres øvre Kanter ogsaa tjene som Ventilsæde. Bøssets øvre Del er forsynet med en Fordybning for Mutteren n n.

Ved Ventilen Fig. 123 II er det riftedeformede Ventilsæde af samme Form som det foran beskrevne med Undtagelse af Fordybningen oventil paa Bøsset, men Vidskelæderspladen AA er fastholdt paa Midten ved Bolten a og det skaalformede med Huller forsynede Stykke BB, mod hvilket Pladen AA under Vandets Gjennemgang vil blive trykket. Pladen AA gjøres $\frac{3}{8}$ " til $\frac{5}{8}$ " tyk, og man maa sørge for, at Abningerne mellem Ribberne i Sædet ikke blive saa store, at Vandet presser Pladen ned mellem Abningerne.

Dobbeltfjædeventilen bruges næsten udelukkende som Dampventil og beskrives derfor helst sammen med Dampmaskinerne.

Naar Pumpestemplet er gjennemboret og forsynet med Ventil, saa kan dets Form og Indretning være som vist foran ved Fig. 121. Skal Stemplet ikke være gjennemboret men forsynet med Læderpakning, der holder tæt saavel under opad- som nedadgaaende Bevægelse, saa dannes denne Pakning af tvende kopformede Læderstykker, saaledes som vist ved Fig. 124. a a

Fig. 124.



er her de to Læderstykker, der klemmes fast mellem Metalstykkerne A og B ved Mutteren C paa Enden af Pumpestangen. Stemplerne til meget store Vandpumper og til Luftpumper forsynes med Bomulds- eller Hamppakning. Fig. 124 II viser et saadant større Stempel, hvor den flettede Hamppakning er anbragt i Fordybningen c d mellem tvende skraa Glader, hvoraf den ene er dannet ved en Uddreining af Stemplet selv, og den anden dannes af den løse Pakningsring D, der kan trækkes til ved Skruer.

Pumpecylindren, Støvlen, gjøres, naar den ikke er af Træ, af Kobberplader eller i de fleste Tilfælde af Messing. Dens Godstykkelse t er altid betydelig større end den, der behøves for at modstaa Vandtrykket, hvilket alene vilde kræve:

$$t = \frac{Dh}{K} \frac{62}{288} \text{ Tommer,}$$

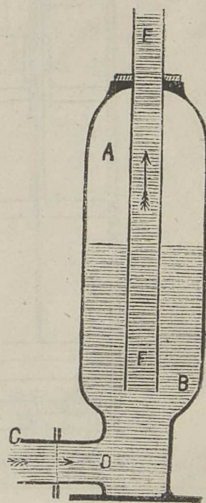
hvor D er Cylindrens indre Diameter i Tommer, h Trykshøi-

den i Fod med Tillæg for Vandets Friktion og K vedkom-
mende Materials Styrke pr. $\square$ " Tværsnit.

Rørledningen til en Pumpe gjøres af Støbejern eller oftest af Kobberplader, hvis Minimumstykkelse ogsaa kan beregnes efter foranstaaende Formel.

§ 48. Pumperne drives ved Haandkraft, Dampkraft eller Vandkraft. I første Tilfælde overføres Kraften paa Stemplet som oftest ved en Løftevægtstang eller en Ballance, i de to sidste Tilfælde derimod i Almindelighed ved en Krumtap. Dreies denne Krumtap rundt med jevn Hastighed, saa er Stemplets Hastighed variabel, idet den er Nul ved begge Enden af Slaget og størst paa Midten, og med denne Stemplets Hastighed varierer ogsaa Mængden af det oppumpede Vand, saaledes at dette stødvis vil udgaa af Stigerøret endogsaa ved en dobbeltvirkende Pumpe. Vil man have et nogenlunde jævnt udløbende Vandkvantum, saa anbringer man paa Stigerøret en Vindfjedle. En saadan bestaar af et Rør af Støbejern eller Kobberplader, hvorigjennem det afbrudte Stigerør føres. AB, Fig. 125, forestiller en saadan Vindfjedle. CD er det nedentil fæste Stigerør, og EF er dets Fortsættelse. Idet Vandet nu kommer ind gennem CD og har fyldt Vindfjedlen indtil den nedre Ende af Rørstykket EF, vil Luften ovenfor ikke længere have noget Udløb, og eftersom Vandet stiger i EF, vil det ogsaa stige i Vindfjedlen udenom, indtil Luften der er saameget sammenpresjet, at den holder i Ligevægt en Vandjsøile lig den virkelige Trykshøide + dens Forøgelse paa Grund af Friktion og anden Modstand i Stigerøret. Da disse Modstande ere afhængige af Vandets, d. e. Pumpestemplets Hastighed, saa vil altsaa, naar disse blive mindre, Spændigheden af Luften drive Vandet op i Røret. Vindfjedlen kræver altsaa hydrauliske Modstande i Stigerøret for at kunne virke. Paa et kortere, glat Stigerør af nogenlunde stor

Fig. 125.



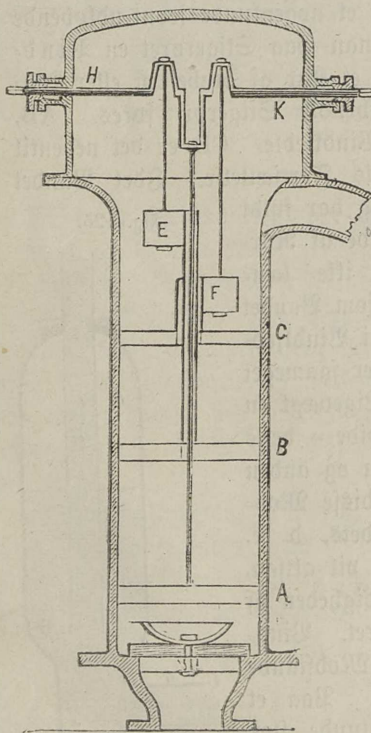
Diameter vil en Vindkjedle neppe være af nogen Nytte. Vindkjedlens Volum bør idetmindste være 8 Gange Pumpecylindrens Volum.

Tager man blot Hensyn til Vandets Friktion i Stigerøret, og den effektive Trykshøide er h , Vandets Hastighed i Røret = v , Rørets Længde og Diameter = l og d , saa bliver Spændigheden af Luften i Vindkjedlen:

$$p = \gamma \left(h + \left(0,014 + \frac{0,0169}{\sqrt{v}} \right) \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} \right).$$

Man anvender undertiden Vindkjedle paa en Pumpes Sugerør, især naar dette er horisontaltliggende, for at forhindre Stød af den deri værende Vandmasse, naar Stempet skifter Bevægelse.

Fig. 126.

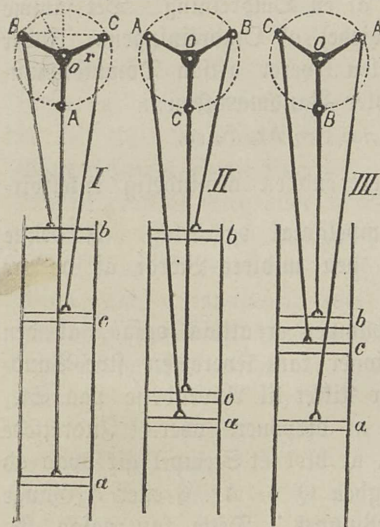


Et nogenlunde jævnt Udløb giver den i nyere Tid temmelig almindelige saakaldte Downtons Pumpe, der bestaar af en enkelt Cylinder med tre med Ventiler forsynede bevægelige Stempler. Fig. 126 viser Gjennemsnit af en saadan Pumpe. Stangen for det nederste Stempel A er massiv og gaar gennem den hule Stang for Stempet B, hvilken igjen omsluttet af en kortere cylindrisk Hylse paa Stempet C. De tvende cylindrisk Hylser ere forsynede med udstaaende Dele E og F, og fra disse fortsættes Stængerne for Stemplerne B og C opad, saaledes at de tre Stempelstænger ovenfor ere fri af hinanden. Bevægelsen HK er forsynet med tre under 120° Vinkel med

hinanden stillede Krumtappe, hvis Pinde kunne bevæge sig i Kammer paa Enderne af Stempelstængerne, saaledes at Forbindelsen mellem Krumtap og Stempelstang er af den under Side 41 § 12 beskrevne Slags. Dventil er Cylinderen lukket, og Bevægelsen er forsynet med Pakbøssinger. M er Aflobsrøret. Alle Ventiler pleie at være Vidskælelersventiler af det Slags, der er fremstillet ved Fig. 123 II.

Vil man bestemme den af Downtonpumpen leverede Vandmængde, saa betragte man de schematiske Rids 1, II og III, Fig. 127, der forestille Stemplernes Stillinger for hver

Fig. 127.



Trediedels Omdreining af Beverne. Naar to Stempler samtidigt bevæge sig opad med ulige Hastighed, saa vil det hurtigst gaaende Stempel suges Vand gennem Fodventilen og det eller de underliggende Stempler, som om disse sidste ikke vare tilstede. Naar Krumtappen AO har dreiet sig 30° til Venstre, saa danne AO og BO ligestore Vinkler med Midtlinien, og ved dette Punkt have de to Stempler a og b samme opadgaaende Hastighed. Under disse første 30° Dreining har Stemplet b bevæget sig gjen-

nem den længste Wei = $r (\cos 30^\circ - \cos 60^\circ) = r \cdot 0,366$ og leveret Vandmængden:

$$Q_1 = \text{Ar} \cdot 0,366.$$

Under hele den resterende Del af Bevægelsen fra A til B vil a's opadgaaende Hastighed være størst, og dette Stempel vil da have leveret Vandmængden:

$$Q_2 = \text{Ar} (\sin 60^\circ + \sin 30^\circ) = \text{Ar} \cdot 1,366.$$

Under den første Trediedel af en Omdreining har altsaa Pumpen leveret Vandmængden:

$$Q_1 + Q_2 = \text{Ar. } 1,732,$$

og Stempler og Krumtappe ville derefter have Stillingen II. Under de første 30° af næste Trediedel af en Omdreining vil Stemplet a fremdeles have størst Hastighed opad og levere Bandmængden:

$$Q_3 = \text{Ar. } 0,366,$$

medens under den resterende Del af Bevægelsen fra C til A det mellemste Stempel c vil gaa hurtigst og levere Bandmængden:

$$Q_4 = \text{Ar. } 1,366,$$

saaledes at Bandmængden bliver den samme under den 2den som under den 1ste Trediedel af en Omdreining. Det samme gjentager sig under sidste Trediedel af Omdreiningen. Under en hel Omdreining af Bevægelsen leverer altsaa Downtonpumpen med tre bevægelige Stempler Bandmængden:

$$Q = 3. \text{ Ar. } 1,732 = \text{Ar. } 5,196,$$

eller $\frac{5,196}{2} = 2,598$ Gange mere end en almindelig enkeltvirkende Pumpe med samme Stempelareal og Slag. I denne Formel maa for A indsættes den midlere Værdi af de tre Stemplers øvre Fladearealer.

En Fordel ved Downtonpumpen er altsaa ogsaa, at den med forholdsvis smaa Dimensioner kan levere en stor Bandmængde, hvorfor den særlig er skikket til Anvendelse paa Steder, hvor man har lidt Rum at disponere over. Indrettede man Downtonpumpen saaledes, at blot ét Stempel gif opad ad Gangen, saa blev Bandmængden $Q = \text{Ar. } 6$ eller 3 Gange større end den enkeltvirkende Pumpes. Dette kan ogsaa ske, ved at man paa Axelen istedetfor Krumtappe anbringer egne excentriske, ovale Skiver, saakaldte Hjertesliver, der dreie sig i de firkanterede Kammer, men disse give et saa stort Krafttab ved Friktion, at man i Almindelighed vil staa sig bedre ved at lade en forlangt Bandmængde udbringes ved at forøge Cylinderens Diameter og anvende Krumtappe.

§ 49. Efter at have fremstillet Cylinderpumpernes Theori skulle vi, inden vi overgaa til de roterende Pumper, beskrive en Del udførte Cylinderpumper.

Fig. 128 forestiller en dobbeltvirkende Haandpumpe, der i Almindelighed gaar under Navn af Kaliforniapumpen og i den senere Tid er bleven temmelig udbredt. AB er den horizontalt liggende Cylinder med et Stempel C, der er forbundet med et under Cylinderen liggende Stykke EF, som ved Svingning af Armen DP kan bevæges frem og tilbage. a og b ere Suge- og Stigerøråbningerne, og Ventilerne ee og dd ere alle Klappventiler. Man befæster gjerne Pumpen paa en vertikal Bæg eller en Planke og i en saadan Høide, at en Mand i den fordelagtigste Stilling kan komme til at virke paa Armen DP, der paa Figuren er affaaaret. Man benytter ogsaa Kaliforniapumpen som transportabel Brandsprøite og har den da anbragt paa en Vogn. Pumpen er ganske hensigtsmæssig forsaavidt, at den indtager et forholdsvis lidet Rum.

Fig. 128.

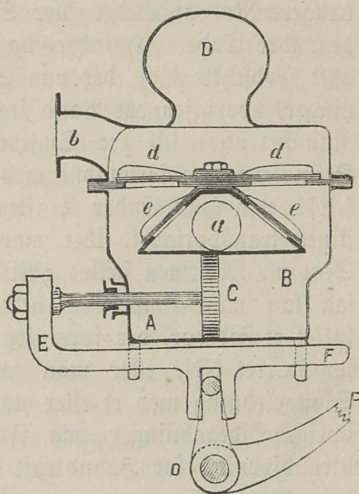
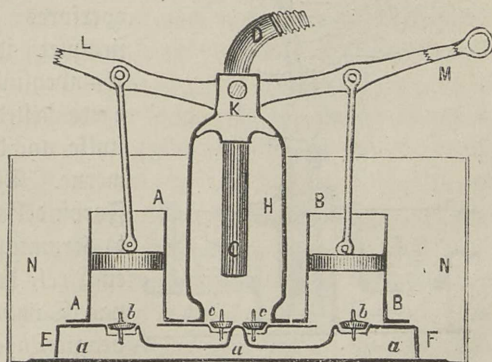


Fig. 129 viser en Brandsprøite med to Cylindere AA og BB, hvilke med sine Ventiler og Stempler danne to enkeltvirkende Trykpumper, der begge drive Vandet op i Bindkjedlen H og videre gennem Stigerøret CD, til hvis

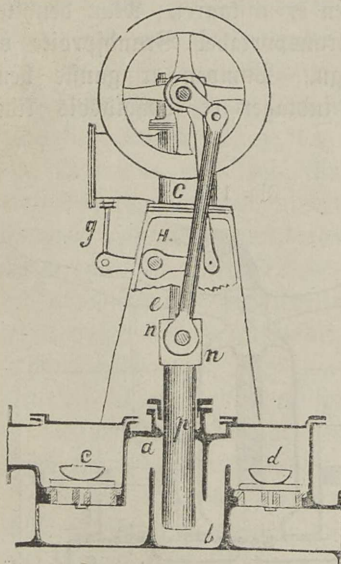
Fig. 129.



øverste Ende kan fæstes et bevægeligt Mundstykke eller et længere Rør af Læder eller Seildug med et Mundstykke paa den ydre Ende. Cylindere og Vindtjedle ere anbragte paa et hult Jodstykke EF, der paa Siderne ere forsynede med Aabninger, hvorigjennem Vand fra Karret NN kan komme ind i Rummet aa. bb ere Sugeventilerne og cc Stigeventilerne. Stemplerne ere forbundne med den om K bevægelige Ballance LKM, paa hvis Ender Kræften virker. Man gjør gjerne Maskinen transportabel, idet man forsyner Karret NN med Hjul. Skal nu Maskinen sættes i Virksomhed paa et eller andet Sted, saa kan man simpelthen helde Vand i Karret NN og holde luffet et Siderør, der fører fra Rummet aa og udmunder udenfor Karret NN, eller man forbinder det nævnte Rør ved en Slangeledning med et eller andet Vandreservoir og luffer de øvrige Sideaabninger paa Jodstykket EF. De fleste større Brandspøiter for Haandkraft ere i Almindelighed af den her viste Konstruktion.

Fig. 130 viser en almindelig Konstruktion af Damppumpe-

Fig. 130.



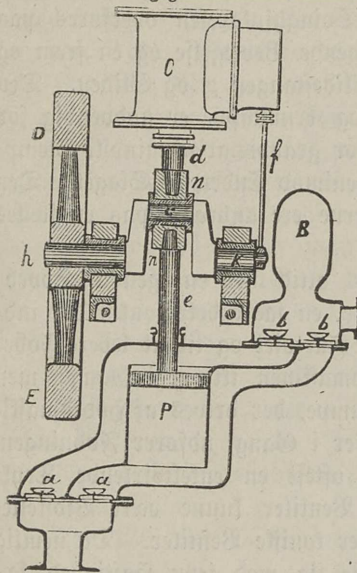
maskiner. Dampcylindren C er anbragt paa Toppen af tvende Kammer, af hvilke den ene paa Figuren er tænkt affaaet. Mellem disse Kammer befinder sig Pumpecylindren ab med sine Ventilhuuse for Sugeventil d og Stigeventil c. Dampens Tryk overføres direkte paa Pumpestemplet, idet Plungeren p og Dampcylindrens Stempelslang e ere fæstede til et fælles Tværstykke nn, der styres i Siderammerne. Dette Tværstykke er ved Forbindelsesstænger forenet med to Krumtappe paa Enderne af en Arel, der dreier sig i tvende paa Dampcylindrens Top anbragte Lagere, og paa hvilken er

anbragt tvende Svinghjul, et paa hver Side af Cylindren. Ved en excentrif Skive paa Svinghjulaxelen overføres paa den horizontale Arel H en svingende Bevægelse og en frem og tilbage gaaende Bevægelse paa Slidestangen g og Sliden. Den øvre Arel med sine Svinghjul og Krumtappe er nødvendig for at begrænse Stempelslaget og for gradvis at formindske Stempels og Plungerens Hastighed henimod Enden af Slaget. Den egentlige Pumpe og Siderammerne ere anbragte paa en fælles Bundplade.

Skibsdampmaskiner forsynes altid med en egen af Hovedmaskinen uafhængig Damppumpe, en saakaldet Donky, der indrettes til baade at kunne lændse Fartøiet og til at levere Fødevand til Rjederne, naar Hovedmaskinen ikke er i Gang; men man har ogsaa altid en Fødepumpe, der drives af Hovedmaskinen selv, og som, naar denne er i Gang, udfører Fødningen. En saadan Fødepumpe er som oftest en enkeltvirkende Trykpumpe med Plunger, og dens Ventiler kunne være Vidskelædersventiler som Fig. 123 I eller koniske Ventiler. Da nemlig Hovedmaskinen altid skal bevæge sig med jevn Hastighed, saa maa man, for at kunne regulere Fødevandets Mængde eller fuldstændig standse Tillobet til Rjederne uden at afboble Fødepumpen, ved en Skrue gennem Sugeventilhusets Laag kunne bevirke, at Ventilen giver mindre Gjennemgang for Vandet eller endog fastholde den i sit Sæde, hvilket ikke vel lader sig gjøre med Vidskelædersventiler som Fig. 123 II. Alle Fødepumpers Stigerør forsynes ogsaa med Sikkerhedsventiler, saaledes at overskødigt Vand kan gaa bort gennem et Siderør.

Fig. 131, n. S., forestiller en dobbeltvirkende Damppumpe. P er Pumpecylindren, aa Suge- og bb Stigeventilerne og B en Vindfjedle. C er Dampcylindren med sin Stempelstang d, og nn viser Gjennemsnit af en firkantet Ramme, hvortil baade denne og Pumpestempelstangen e ere fæstede, og i hvilken en Krumtappinde o paa Axelen hk kan bevæge sig. For gradvis at formindske de to Stemplers Hastighed henimod Enden af Slaget er denne Arel forsynet med et Svinghjul DE, og paa dens anden Ende er en excentrif Tap, der ved Stangen f bevæger Dampsliden. Forbindelsen mellem Axelen og Stempel-

Fig. 131.



stængerne er den samme som den, der er beskrevet foran paa Side 41. En Fordel ved denne Pumpekonstruktion fremfor den ved Fig. 130 viste vil være, at den, da Svinghjulet er anbragt længere nede, vil kunne gøres mindre i Høiden. Begge Figurer vise et temmelig stort skadeligt Rum og forudsætte derfor en ikke meget stor Sugehøide.

Man har ogsaa konstrueret Dampumper uden Krumtap og Svinghjul. Af saadanne kan særlig nævnes en, der af Konstruktøren er benævnt „Universal Damp-

pumpe“, og hvis Særegenhed er den, at Slaget begrænses ved, at der slipper Damp ind paa Forkant af Cylinderstempet, naar dette er kommen til et bestemt Punkt nær Enden af sin Bane. Den bruger dog forholdsvis megen Damp og arbejder med Stød, saa at den, naar man ser bort fra den mulige Fordel ved at indtage et lidet Rum, neppe fortjener den store Udbredelse, som den synes at skulle faa.

Af Pumpemaskiner gives der ellers en Mangfoldighed af Variationer; ja det synes næsten, som om Maskinkonstruktørerne først vælge dette Felt, naar de ville øve sig i et inventere, thi man leder neppe længe i et teknisk Tidsskrift, inden man træffer en eller anden ny Pumpemaskine. De staa hinanden dog alle temmelig nær med Hensyn til Virkningsgrad, overtræffe ialfald neppe en omhyggelig konstrueret Cylinderpumpe med Krumtapbevægelse af det Slags, der er fremstillet ved Fig. 130 og 131.

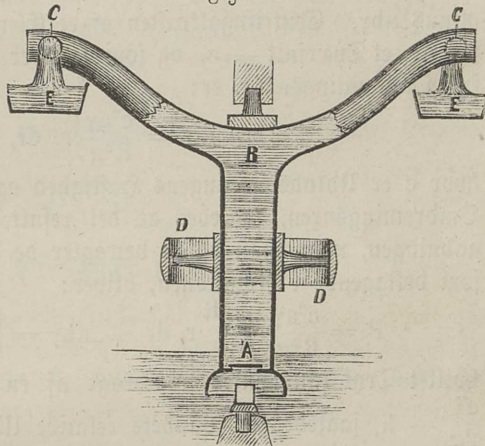
§ 50. Roterende Pumper og Centrifugalpumper. De første af disse ere Pumper uden frem- og tilbagegaaende Stem-

pel, men med et Stempel, der ved sin Rotation om en fast Axe ved Tryk umiddelbart kan drive en Vandsoile i Veiret. Ved saadanne har der imidlertid vist sig mange Vanskeligheder, der have været til Hinder for deres Anvendelse, og vi ville derfor her aldeles forbigaa dem som værende uden praktisk Betydning.

Centrifugalpumperne ligne de roterende kun forsaavidt, at den Vandmassen meddelte Centrifugalkraft, hvorved dets Hævnings bevirktes, frembringes ved, at Pumpen selv eller en af dens Dele sættes i hurtig Rotation om en fast Axe. Af denne Slags Pumper har man anvendt to Slags, nemlig den ved Figur 132 viste Svingrør-

Fig. 132.

pumpe og en anden, der specielt benævnes Centrifugalpumpe, og som nedenfor skal beskrives.



Svingrørpumpen bestaar af det vertikale Rør AB, hvis nedre Ende befinder sig i Undervandet, og fra hvis øvre Ende der udgaa Rør BC med Aabninger for Udstømning af Vand

i den ydre Ende ved C. Sættes nemlig Apparatet ved Hæftkiven D i hurtig Omdreining, efterat man har fyldt Rørene med Vand, saa driver Centrifugalkraften dette ud gjennem Aabningerne ved C, medens Atmosphærens Tryk paa Undervandets Overflade erstatter det ved strax at drive nyt Vand opad gjennem Aabningen nedentil paa AB. Til at opfange det gjennem Aabningerne ved C udgaaende Vand tjener en cirkelformig Kende EE, og for at forhindre at det hævede Vand falder tilbage, naar Pumpen staar stille, er nedentil ved A anbragt en Ventil. Den vertikale Soile fra Undervandet til Udløbsaabningerne maa i ethvert Tilfælde ikke overstige 33' (se Side 136).

Vil man opstille en Theori for Svingrørpumpen, saa be-

stemmer man først den Hastighed, hvormed Vandet strømmer ud gennem Abningerne ved C, hvilket kan ske paa følgende Maade. Man betragter et langs Midtlinien af Røret BC liggende prismatisk Vandlegeme af et Tværsnit $a =$ Størrelsen af Udløbsaabningen. Den Kraft, hvormed Vandet i det vertikale Rør AB stræber at trække Vandet i BC indad, er $= ah\gamma$, naar h er hele Sugehøiden og $\gamma =$ Vandets Tæthed, og denne kan man forestille sig virkende kun i den yderste Ende af Vandprismet i BC lige foran Udløbsaabningen, saaledes at det Tryk, under hvilket Udløbet ved C finder Sted, bliver Summen af Centrifugalkræfterne af de indenfor værende Vandelementer minus $ah\gamma$. Centrifugalkraften af et Element, der har Tykkelsen dr , et Tværsnit $= a$, og som befinder sig i en Afstand $= r$ fra Omdreiningssæren, er:

$$dp = \frac{c^2 a \gamma}{R^2 g} r \cdot dr,$$

hvor c er Udløbsaabningens Hastighed og R dens Afstand fra Omdreiningssæren, saaledes at det resulterende Tryk i Udløbsaabningen, naar man ogsaa betragter de inderste Vandpartikler som deltagende i Rotationen, bliver:

$$P = \frac{c^2 a \gamma}{R^2 g} \int_0^R r \cdot dr - ah\gamma = \left(\frac{c^2}{2g} - h \right) a \gamma,$$

hvilket Tryk kan tænkes frembragt af en Vandsøjle af Høiden $\frac{c^2}{2g} - h$, saaledes at Vandets relative Udløbs-hastighed bliver:

$$v = \sqrt{2g \left(\frac{c^2}{2g} - h \right)} = \sqrt{c^2 - 2gh},$$

og den af Pumpen pr. Sekund hævede Vandmængde:

$$Q = ua \sqrt{c^2 - 2gh},$$

naar u betegner Udløbsaabningernes Antal. Heraf følger igjen den fornødne Hastighed, naar Pumpen pr. Sekund skal hæve Q Kubik Vand gennem Høiden h :

$$c = \sqrt{\left(\frac{Q}{ua} \right)^2 + 2gh},$$

eller udtrykt i Omdreining pr. Minut:

$$n = \frac{30}{R\pi} \sqrt{\left(\frac{Q}{ua} \right)^2 + 2gh},$$

samt Størrelsen af en Udløbsaabning:

$$a = \frac{Q}{u \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 R^2 n^2 - 2gh}$$

Bandets absolute Udløbshastighed w er Resultanten af den relative Hastighed v og Peripherihastigheden c og bliver:

$$w = \sqrt{c^2 + v^2 - 2cv \cos \delta},$$

naar δ betegner den relative Udløbshastigheds Vinkel med Tangenten. Foregaar Udløbet i radial Retning, saa er $\delta = 90^\circ$ og

$$w = \sqrt{c^2 + v^2}.$$

Foregaar derimod Udløbet gennem Aabninger paa Siderne af Svingrørene, saa er $\cos \delta = 1$ og:

$$w = c - v,$$

i hvilket Tilfælde den Bandet ved Udtredelsen iboende levende Kraft:

$$E_0 = Q\gamma \frac{w^2}{2g}$$

er mindst. Pumpens Bruttoeffekt maa altsaa være:

$$K = Q\gamma \left(h + \frac{w^2}{2g} \right),$$

naar man ser bort fra de hydrauliske Modstande i Rørene, medens Rytteeffekten er:

$$E = Q\gamma h,$$

saa at dens Virkningsgrad bliver:

$$\frac{E}{K} = \frac{h}{h + \frac{w^2}{2g}},$$

hvilken i Praxis dog bliver noget formindsket.

Svingrørpumpen er kun brugbar for Værdier af c , der ligge mellem visse Grændser. For det første faar man ingen Udløbshastighed, naar $c < \sqrt{2gh}$. Paa den anden Side kan man tænke sig, at c er saa stor, at Atmosfærens Tryk udenfor ikke hurtigt nok driver Bandet opad Røret AB, i hvilket Tilfælde der vil danne sig et luftomt Rum i den øvre Ende

af AB. Er Tværsnittet af dette Rør lig A, og dets Høide lig h_1 , saa maa Hastigheden af Vandet heri være $v_1 = \frac{a}{A} \sqrt{c^2 - 2gh}$, og en jevn Hastighed $= v_1$ i Toppen af AB faar man kun, naar Luftens Tryk p udenfor Røret er lig Vægten af Vandspøilen af Høiden $h_1 + \frac{v_1^2}{2g}$, d. e.:

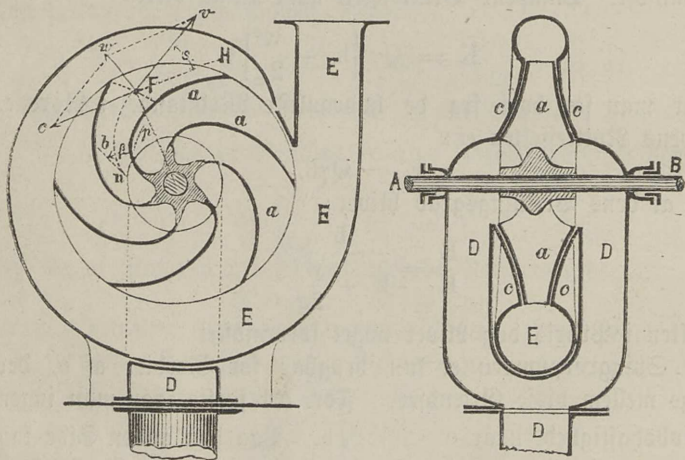
$$p = \left(h_1 + \frac{v_1^2}{2g} \right) \gamma,$$

hvilken Ligning efter Indsætning for v_1 giver Maximumsværdien:

$$c = \sqrt{2gh + \left(\frac{A}{ma} \right)^2 \left(\frac{p}{\gamma} - h_1 \right)}.$$

Den Vandhævningsmaskine, der specielt benævnes Centrifugalpumpe, og som i nyere Tid har vundet megen Udbredelse, kan betragtes som en Svingrørpumpe med et stort Antal Arme, der ligge ved Siden af hinanden, saaledes at Udløbs-

Fig. 133.



aabningerne danne en hel cylindrisk Flade. Dens Omdreiningssæge er altid horizontal. Fig 133 viser en saadan Centrifugal-

pumpe, der bestaar af en Tromle *cc* og en Del krummede Binger eller Skovler *aa*, der udgaa fra og fribde fast paa en gjennem Tromlen gaaende Axl *AB*, og som med sin Indfatning danner ligesom et Slags Hjul, hvilket ved en Rømskive eller paa anden Maade kan meddeles en stor Omdreiningshastighed. *DD* er Sugerøret, der udmunder paa Midten af Tromlen paa begge Sider, og *EE* er Stigerøret. Ligesom ved Svingrørpumpen er ogsaa her Sugerøret nedentil forsynet med en Ventil, saaledes at man kan fylde Røret og Tromlen med Vand, inden man sætter Maskinen i Gang, da nemlig den Luftfortynding, man kan frembringe ved at dreie Skovlerne, ikke vil formaa at hæve Vandet til nogen betydelig Høide. Vandrummet mellem Skovlerne aftager gjerne i Bredde udad mod Peripherien saaledes som vist ved Figuren til Høire, der forestiller et Snit efter Omdreiningsskivelsens Længde.

Centrifugalpumpens Theori maa i det Væsentlige være den samme som Svingrørpumpens. Betegner som foran *v* og *w* Vandets relative og absolute Udløbshastighed, *c* og *R* Skovlhjulets Peripherihastighed og ydre Radius, $vFH = \delta$ og $pnb = \beta$ Skovlvinklerne ved den ydre og den indre Hjulperipheri, samt *b* og *b*₁ Udløbs- og Tilløbsaabningernes Bredde, saa har man først Vandmængden:

$$Q = (2R\pi \sin. \delta - ut) bv, \dots (1)$$

naar *u* betegner Skovlernes Antal og *t* deres Tykkelse. Forlanger man, at Vandets Hastighed skal være den samme gennem hele Kanalerne Længde, saa faar man af Ligning 1:

$$b_1 = b \frac{R \sin. \delta - ut}{r \sin. \beta - ut} \dots (2)$$

Den til Vandmængden *Q* svarende Udløbshastighed findes nu:

$$v = \frac{Q}{(2R\pi \sin. \delta - ut) b} \dots (3)$$

og den hertil svarende ydre Peripherihastighed (cfr. S. 156) bliver:

$$c = \sqrt{2gh + v^2}, \dots (4)$$

eller angivet i Omdreininger pr. Minut:

$$n = \frac{30}{R\pi} \sqrt{2gh + v^2}, \dots (5)$$

hvor h betegner den hele Høide, hvorigjennem Vandet hæves. Vandets absolute Udløbshastighed er:

$$w = \sqrt{c^2 + v^2 - 2cv \cos \delta} \dots (6)$$

og Pumpens Virkningsgrad som foran:

$$\frac{E}{K} = \frac{h}{h + \frac{w^2}{2g}} \dots (7)$$

naar intet Hensyn tages til Vandets Friktion i Rør og Kanaler, og Stigerøret er saa stort, at man kan sætte Vandets levende Kraft ved Udtrædelsen heraf udaf Betragtning. Ved denne Centrifugalpumpe er det umuligt at gjøre $\delta = 0$, men man sørger i ethvert Tilfælde for, at den bliver liden, da man derved formindsker w , og man giver derfor Skovlerne en stærk Krumning. Experimententer have ogsaa godtgjort, at et Apparat med krumme Skovler giver betydelig større Værdi af $\frac{E}{K}$, end naar Skovlerne ere rette. Man former dem i Almindelighed efter den archimediske Spiral, og Radierne gennem Endepunkterne af hver Skovl pleie at affjære $\frac{1}{4}$ af Peripherien, i hvilke Tilfælde Skovlvinklerne bestemmes af Ligningerne:

$$\text{Tang } \delta = \frac{2(R-r)}{\pi R} \text{ og } \text{Tang } \beta = \frac{2(R-r)}{\pi r}, \dots (8)$$

hvor r betegner Skovlernes indre Radius.

Den foran opstillede Formel for Hjulets Omdreiningshastighed vil altid for denne give en stor Værdi, og den er, som man ser, med givne Værdier af h og R blot afhængig af den Vandmængde Q , som Pumpen skal levere, eller af Udløbshastigheden v .

Den her beskrevne Centrifugalpumpe er en fortrinlig Maskine, der, især hvor Hensigten er at hæve en større Vandmængde gennem en mindre Høide, overtræffer enhver anden Slags Pumpe. Den er tillige et meget simpelt Apparat og frembyder liden Frygt for Slitage og Reparation.

Exempel. En Centrifugalpumpe skal pr. Sekund hæve 3,5 Kubikfod Vand gennem Høiden $h = 10'$. Hjulets ydre og indre Radier skulle være $R = 1\frac{1}{2}'$, $r = \frac{1}{2}'$ og Udløbsaabningernes Bredde $b = 1'' = \frac{1}{12}'$. Skovlernes Antal skal være $m = 6$, deres Form som foran fastsat, samt deres Dykkelse $t = \frac{1}{2}'' = \frac{1}{24}'$. Man gjør Rørene saa store, at de hydrauliske Modstande og Vandets Hastighed ved Udrædelsen af Stigerøret kan sættes ud af Betragtning. Hvor stor bliver Tiløbsaabningernes Bredde b_1 , hvad maa Hjulets Omdreiningsantal n være, og hvor stor er den hertil svarende Bruttoeffekt i Hestefræster.

Af Ligningerne (8) finder man:

$$\text{Tang } \delta = \frac{2(R-r)}{\pi R} = 0,42440 \text{ og } \delta = 23^{\circ} 0''$$

$$\text{Tang } \beta = \frac{2(R-r)}{\pi r} = 1,27320 \text{ og } \beta = 51^{\circ} 51_2'$$

Udløbsaabningernes indre Bredde findes nu af (2):

$$b_1 = \frac{1}{12} \frac{1,02344}{0,53642} = 0,16' = 1,91''$$

og af (3) den fornødne Udløbshastighed:

$$v = \frac{3,5}{(3\pi \sin. \delta - 6 \frac{1}{24}) \frac{1}{12}} = 12,08' \text{ pr. Sekund.}$$

Peripherihastighed og Omdreiningsantal findes af (4) og (5):

$$c = \sqrt{62,6 \cdot 10 + 12,08^2} = \sqrt{771,92} = 27,78 \text{ pr. Sek.}$$

$$n = \frac{30}{1,5 \cdot \pi} 27,06 = 160,0 \text{ pr. Minut.}$$

Vandets absolute Udløbshastighed er:

$$w = \sqrt{12,08^2 + 27,78^2 - 2 \cdot 12,08 \cdot 27,78 \cdot \cos. 23^{\circ}} = 17,9' \text{ pr. Sek.}$$

samt Pumpens Virkningsgrad efter (7):

$$\frac{E}{K} = \frac{10}{10 + \frac{17,9^2}{62,6}} = 0,66$$

og Bruttoeffekten:

$$N = \frac{Q \cdot 62 \cdot h}{\frac{E}{K} \cdot 485} = \frac{2 \cdot 62 \cdot 10}{0,66 \cdot 485} = 4,50 \text{ Hestefræster.}$$

§ 51. En Art af Pumper, der virke efter et ganske eget Princip, ere Sugestraalepumperne, af hvilke vi her løselig skulle beskrive den simple Vandstraalepumpe og Dampstraalepumpen.

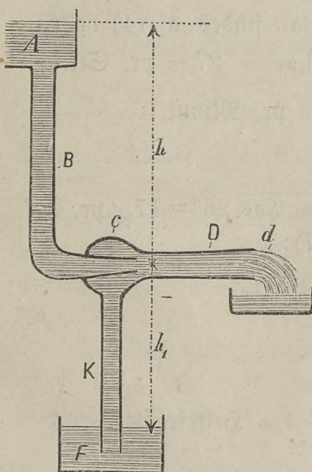
Den theoretiske Mechanik lærer, at naar en Vædske er i Bevægelse i et Kar, saa er Trykket paa en bestemt Del af Karrets Bægge lig Bægten af en Vædskejoile af Høiden

$$h_1 = h - \frac{v_1^2}{2g},$$

hvor h er Delens Dybde under Vædsfens Overflade og v_1 Vædsfens Hastighed paa samme Sted. Dette saakaldte hydrauliske Tryk er altsaa, som man ser, bestandig mindre end det hydrostatiske Tryk og bliver, naar $\frac{v_1^2}{2g}$ er større end h , endogsaa negativt, saaledes at Luft eller Vand udenfra gennem en Åbning kan trænge ind i Karret og derfra komme til Udløb med den i Bevægelse værende Vædsfemasse.

Herpaa beror Virkningen af Sugestraalepumpen, Fig. 134. Fra Beholderen A strømmer Vand gennem Røret B og Mundstykket C til Røret D. Straalen fra C stræber at drive Vand med en vis Hastighed ud af Åbningen d , og

Fig. 134.



derved opstaar et negativt Tryk ved m , saaledes at Vand fra Karret F gennem Røret K kan stige op til D, blande sig med Vandet der og komme til Udløb gennem d .

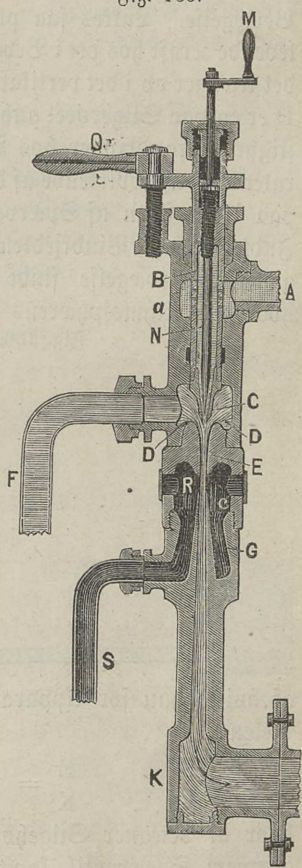
Man kan ved Hjælp af ovenstaaende Værdi for den hydrauliske Presshøide bestemme Tilførs-hastigheden af Vandet gennem Røret K, og ved forøvrigt at anvende de almindelige Regler for Udstrømning opstille en ved Formler udtrykt Theori for Apparatet. Herpaa skulle vi dog ikke indlade os, da Sugestraalepumpen meget sjælden bruges paa Grund af dens

ringe Virkningsgrad. En hvilken som helst anden Pumpe vil altid kunne virke fordelagtigere. Den bedste Virkning udbringes af Sugestraalepumpen, naar Sugehoiden er noget mindre end Faldhoiden, i hvilket Tilfælde Apparatets Virkningsgrad skal være omkring 0,2.

Dampstraalepumpen eller Giffards Injektor, som den efter Opfinderen benævnes, bruges som Jødepumpe for Høitryks Dampfjedler og adskiller sig fra den foran beskrevne Sugestraalepumpe væsentlig kun deri, at det er en Straale Høitryksdamp, der bevirker Sugning og Udfastning af Vand. Gjennem Røret A, Fig. 135, der oven til staar i Forbindelse med Rjedlens Damprum og nedentil ender i et snævert Mundstykke C, strømmer Høitryksdampen og bevirker ligesom ved Sugestraalepumpen, at der suges Vand ind i Rummet DD gennem Røret F. Dette Vand kastes nu med saa stor Hastighed ned gennem den tragtformede Abning E, at det løfter en Ventil og gaar ind i Rjedlen ved K. S er et Afløbsrør, hvorigennem det Vand løber af, som Dampen ikke formaar at drive ned gennem G. Injektoren bruger mere Damp end en almindelig Damppumpe, men da den er et lidet og let haandterligt Apparat, bruges den dog meget, især paa Lokomotiver. En Fordel er det ogsaa, at den ved Dampens Kondensation friblivende Varme ikke gaar tabt, men bidrager til at opvarme Jødevandet.

Da der neppe kan være Tale om at anvende Injektoren uden i Forbindelse med en Dampmaskines

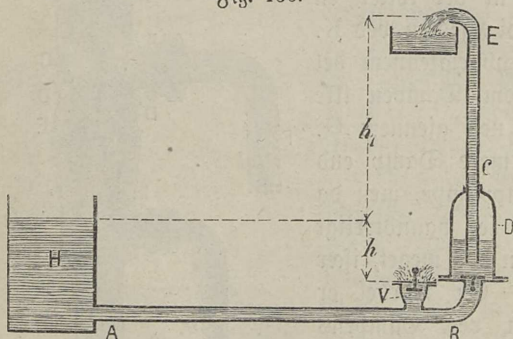
Fig. 135.



Rjedel, og da Udviklingen af Apparatets Theori forudsætter Kjendskab til Dampens Egenskaber, saa fremsættes denne Theori helst under Læren om Dampmaskinerne.

§ 52. Den hydrauliske Bædder eller Stødhæ-
verten er et Vandhævningsapparat, hvis Virkning udelukkende
beror paa Vandets levende Kraft. Man leder nemlig Vand
fra en Beholder H gennem et længere horizontalt Rør AB,
Fig. 136, og skaffer Vandet en vis Hastighed ved at frembringe ved
en Ventil V en Åbning i Nærheden af det horizontale Rørs
ydre Ende, saaledes at den størst mulige Vandmængde sættes i
Bevægelse. Luffes saa pludseligt denne Åbning, saa vil den
levende Kraft hos det i Bevægelse satte Vand bevirke, at en Del af
det trænger op i det vertikale og med Ventil forsynede Stigerør CE.
Der er en paa Stigerøret anbragt Vindkjedel, hvorved pludselige Ha-
stighedsforandringer hos Vandet i Stigerøret forhindres. Appa-
ratet bliver selvvirkende af den Grund, at naar det hydrauliske Tryk
paa Undersiden af Spærventilen V har luffet denne, og Vandets
Indtrængen i Vindkjedlen er tilendebragt, saa vil en tilbage-
gaaende Bevægelse finde Sted, indtil Stigeventilen er luffet,
hvorefter Atmosphærens Tryk paa Overkant af Spærventilen

Fig. 136.



V vil saa Over-
vægt, denne be-
væge sig nedad og
et nyt Slag be-
gynde.

Forat be-
stemme Stødhæ-
vertens Virkning
er af Eytelwein
bleven anstillet
udførlige Forsøg,

af hvilke han for Apparatets Virkningsgrad har indledet For-
melen:

$$\frac{E}{K} = 1,12 + 0,2 \sqrt{\frac{h_1}{h}}$$

hvor h_1 betegner Stigehøiden, og h er Pressehøiden for Udløb
gennem Spærventil, samt følgende Konstruktionsregler:

1. Naar Q betegner den Vandmængde i Kubiktommer, der pr. Minut løber ud ved E og V tilsammen, saa er det horizontale Ledningsrørs Diameter:

$$d = \frac{\sqrt{60 Q}}{21} \text{ Tommer.}$$

2. Ledningsrørets Længde bør være proportional med Stigehøiden og kan sættes:

$$l = h_1 \left(1 + \frac{1}{h} \right)$$

3. Stigerørets Diameter d_1 er af underordnet Indflydelse paa Maskinens Virkning; det vil være tilstrækkeligt at gjøre $d_1 = \frac{1}{2} d$.

4. Spærventilaabningen gjøres lig Ledningsrørets Tværnit.

5. Spærventilens Vægt gjøres saa liden som muligt. Ventilen selv kan gjerne staa under Vand, uden at derved opstaar nogen Forringelse af Maskinens Virkning.

6. Begge Ventiler bør staa saa tæt hinanden som muligt.

7. Vindkjedlen formindsker Rystelsen og bidrager til at forhøje Maskinens Effekt. Det er tilstrækkeligt at gjøre Vindkjedlens Volum lig Stigerørets Volum.

Skjøndt den hydrauliske Bædder er et ganske simpelt Apparat og, naar $\frac{h_1}{h}$ er liden, ogsaa nyttiggjør en stor Del af Vandets levende Kraft, bruges den dog lidet.

Man har ogsaa indrettet den hydrauliske Bædder saaledes, at den ved Sugning kunde hæve Vand.

§ 53. Blæsemaskinerne ere Pumper, der anvendes til at føre Luft hen til et eller andet Sted, hvor den kan tiltrænges i et eller andet Diemed. Ventilatorer derimod falder man de Luftpumper, med hvilke Hensigten blot er at føre Luft bort fra et Sted. En saadan Transport af Luft kan bevirkes ved, at man sammenpresser den, indtil den har faaet en Spændkraft, stor nok til at drive en forlangt Masse frem i en given Tid, og Sammenpresningen udføres i Almindelighed ved Cylinderblæsemaskiner, Blæsehælg eller Centrifugalblæsemaskiner. De første, der nærmest ligne de foran beskrevne Cylinderpumper,

virke ligesom disse ved, at man med et Stempel stødvis sammenpresser Luften, og Blæsecylindren alene giver derfor ingen jevn Luftstrøm. Dog vil man i de fleste Tilfælde af en Blæsemaskine forlange en jevn Virkning, og den bestaar derfor som oftest af tre Hoveddele:

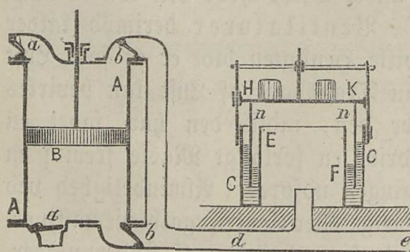
1. En Cylinder (eller et andet Kar) til Sammenpresning af den atmosfæriske Luft, hvilken Cylinder er forsynet med Stempel som paa en almindelig Vandpumpe samt Suge- og Stigeventiler i den ene Ende af Cylinderen, ifald Pumpen skal være enkeltvirkende, men i begge Enden, om den skal være dobbeltvirkende.

2. Vindregulatoren, der er et Reservoir for den fra Cylinderen udgaaende komprimerede Luft og virker omtrent paa samme Maade som Vindkjedlen paa en Vandpumpes Stigerør. Denne Regulator har enten et uforanderligt eller et foranderligt Volum. I første Tilfælde gjør man dens Volum saa stort, at den stødvise Virkning af Sammenpresningsapparatet ingen videre Variation frembringer i Spændkraften hos Luften i Reservoiret; i sidste Tilfælde derimod kan dens Indhold være forholdsvis meget mindre, da jevn Spændighed vedligeholdtes af et belastet Stempel eller en Plade. Disse sidste Regulatorer ere derfor fuldkommere og i enhver Henseende at foretrække for de første.

3. Ledningen fra Regulatoren til Forbrugsstedet. Dennes Størrelse er afhængig af Spændigheden og Mængden af den Luft, der skal passere gennem den.

En almindelig Centrifugalpumpe, hvis Skovlhjul sættes i hurtig Omdreining, presser Luft sammen ved den Massen mellem

Fig. 137.



Skovlerne meddelte Centrifugalkraft. En saadan Luftpumpe vil ikke tiltrænge nogen Vindregulator.

Fig. 137 viser en dobbeltvirkende Cylinderblæsemaskine med bevægelig Vindregulator. AA er Cy-

linderen med sit Stempel B, aa ere Sugeventilerne, bb Stigeventilerne og CC Regulatoren, der bestaar af de aabne og faststaaende cylindriske Kar CC og EF samt en tredie af Plader dannet Cylinder HKnn, der er luffet oventil og nedsaenket i det til en vis Høide med Vand fyldte Mellemrum mellem CC og EF. Det paa denne Maade dannede afstængte Rum staar i Forbindelse med Vindledningen ed ved et Siderør. Regulatorens Virkning er indlysende. Belastes den bevægelige Plade HK saameget, at Karret nn ved det Tryk, som Luften i Regulatoren skal have, holder sig tilstrækkelig fri af Bunden, saa vil en Variation i Tiløbshastigheden hos Luften fra Pumpen kun bewirke nogen Bevægelse opad eller nedad af HK, medens Udløbshastigheden gennem e vil holde sig uforandret. Man gjør en saadan Vindregulators midlere Volum $= \frac{1}{3} \times$ Cylindervolumet; noget mere eller noget mindre har ellers ingen Indflydelse paa dens Virkning.

Det, som ved en bevægelig Vindregulator først bliver at beregne, er den samlede Vægt af HK med sin Belastning. Sættes denne lig M, og Spændigheden af den indre Luft skal være p, saa bliver:

$$M = p \cdot A,$$

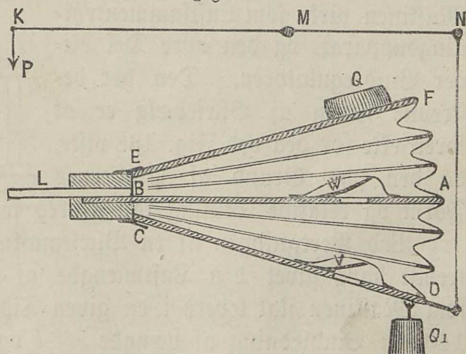
naar A betegner Arealet af den indre Flade af HK.

Vilde man forshue en Blæsemaskine med en fast Regulator af uforanderligt Volum, saa maatte man for at faa et nogenlunde jævnt Udløb gennem e gjøre dette meget stort.

Fig. 138 viser Gjennemsnit af den almindelige Blæsebælg,

saaledes, som den anvendes ved mange Esfer og mindre Smelteovne. ABCD er det egentlige Sammenpressningsapparat, der bestaar af den fastliggende Plade AB og den bevægelige Bund DC. ABEF derimod er Vindregulatoren, der virker ved, at Lasten

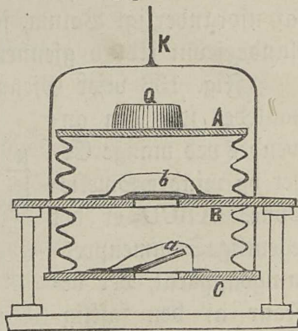
Fig. 138.



Q trykker den bevægelige Plade EF nedad. De tre Plader ere forbundne med hinanden ved blødt, i Følde lagt Læder eller Skind, der holdes udspilet ved Rammer. Har ikke den nedre Plade DC saa stor Vægt i sig selv, at den kan falde ned, naar Trækstangen HN har tilendebragt sin opadgaaende Bevægelse, saa hænger man ogsaa paa en Vægt ved D. Ventilerne V og W bestaa som oftest blot af Træplader, der ved Læderstykker ere naglede fast paa den ene Side, og som for at holde tæt ere overtrukne med Uldtøj eller Skind. De tre Plader, der danne Blæsebælgen, aftage gjerne i Bredde udad mod Afløbsrøret L. Blæsebælgene drives næsten altid ved Haandkraft, der t. Ex. kan virke paa Enden af den om et fast Punkt M bevægelige Ballance KN, der ved Stangen HN forbindes med DC. Det her beskrevne Blæseapparat er enkeltvirkende, idet Luften blot sammenpresjes ved DC's Bevægelse den ene Vei.

Man anvender ogsaa ofte i nyere Tid enkeltvirkende Blæsebølge, der bestaa af tre cylindriske Plader A, B og C, Fig. 139, af hvilke den midterste B er fast og de to øvrige bevægelige, men forbundne med B ved Skindtøj saaledes som ved det ovenfor beskrevne Apparat. Den nederste Plade C er forbundet med Trækstangen K, og den øverste Plade A er belastet

Fig. 139.



samt forsynet med en eller anden Styreindretning, saaledes at den stedse bevæger sig parallelt med sig selv.

Ved Ventilerne a og b, der aabne sig opad, kan nu den nedre Del af Maskinen virke som Luftsammentrykningsapparat, og den øvre Del bliver Vindregulatoren. Den her beskrevne Form af Blæsebælg er at foretrække for den ved Fig. 138 viste, da den paa Grund af Pladernes Form og relative Stilling kan gøres forholdsvis mindre.

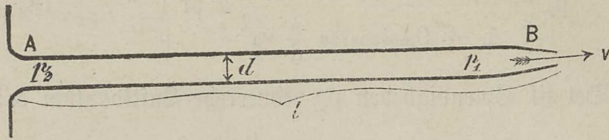
Ved Beregningen af en Blæsemaskine maa man først og

fremst have givet den Luftmængde af en given Spændighed,

som Maskinen skal levere i en given Tid. Forestiller AB, Fig.

140, en Vindledning af Længde = l og Diameter = d , gjen-

Fig. 140.



nem hvis Mundstykke ved B skal passere pr. Sekund Q Kubikfod Luft af den ydre Spændighed p & pr. $\square''$, saa maa Størrelsen af Mundstykkets Åbning være:

$$a = \frac{Q}{m v} \cdot \frac{p}{p_1} \dots \dots (1)$$

naar m betegner Kontraktionskoefficienten og v Udløbshastigheden i Fod pr. Sekund. Som en midlere Værdi kan tages $m = 0,7$, og ved mange metallurgiske Processer tager man v omkring 500'. For at denne Hastighed skal kunne frembringes, maa ifølge den theoretiske Mechanik Trykket p_1 i Rørets Ende foran Udløbsåbningen være:

$$p_1 = p \left(1 + \frac{v^2}{1258,33^2 (1 + 0,00367 \cdot t)} \right), \dots \dots (2)$$

hvor t betegner den udstrømmende Lufts Temperatur i Grader Celsius. Den midlere Hastighed af Luften i Ledningen bliver:

$$v_0 = \frac{4Q}{d^2 \pi} \cdot \frac{p}{p_1}$$

Paa Grund af Friktionen i Ledningsrøret maa nu Trykket p_2 i Rørets forreste Ende ved A være større end p_1 . Trykfor skjellen $(p_2 - p_1)$ 144 kan tænkes frembragt af en Luftsoile

af Høiden $\varphi \frac{l}{d} \frac{v_0^2}{2g} = 0,214 \frac{l}{d} \frac{v_0^{\frac{3}{2}}}{2g}$, saaledes at man faar:

$$p_2 - p_1 = \frac{0,214}{144} \frac{l}{d} \frac{v_0^{\frac{3}{2}}}{2g} \gamma_2,$$

hvor $\gamma_2 = \frac{0,0806}{14,17} p_2 = 0,0057 p_2$ & pr. R. F. er Luftens Tæthed ved Rørets indre Ende, naar man antager, at ingen Temperaturforandring finder Sted. Indsætter man denne Værdi for γ_2 i foranstaaende Ligning, saa faar man det fornødne Tryk af Luften i Rørets forreste Del:

$$p_2 = \frac{p_1}{1 - 0,000000136 \frac{l}{d} v_0^{\frac{3}{2}}} \text{ pr. } \square'' \dots (3)$$

Det til Spændigheden p_2 reducerede Luftkvantum er:

$$Q_2 = Q \frac{p}{p_2},$$

og til dette Volum maa Luftpumpen pr. Sekund sammenpresse Luftkvantumet Q af den ydre Spændighed. Hertil udfordres, naar en Forandring i Luftens Varmetilstand under Sammenpresningen sættes ud af Betragtning, Arbeidet:

$$E_0 = Q 144p \text{ Log. nat. } \frac{p_2}{p} \text{ fod. } \dots (4)$$

Lader man dette Arbeide udføres af en dobbeltvirkende Cylindrerblæsemaskine, der pr. Minut gjør n dobbelte Slag af Længden l' og har Stempelarealet $A \square'$, saa vil Stemplet først med lukkede Ventiler sammenpresse Luften til Spændigheden

p_2 , hvilket sker gjennem Veien $l_1 \left(1 - \frac{p}{p_2}\right)$, hvorefter Stige-

ventilen vil løfte sig og Udstrømning finde Sted. Antager man, at Trykket paa Stemplet under denne sidste Del af Slaget er p_2 (i Virkeligheden vil det paa Grund af Stigeventilens Vægt og Udløbsaabningens Videnhed være noget større), saa faar man altsaa det til Overvindelse af Modstandene fornødne Arbeide pr. Slag:

$$E_1 = A l_1 144p \text{ Log. nat. } \frac{p_2}{p} + A 144 p_2 l_1 \frac{p}{p_2} \text{ fod.}$$

Men paa Stemplets Bagside virker sammen med Drivkraften ogsaa Atmosfærens Tryk gjennem Veien l_1 , og dette Tryks Arbeide:

$$E_2 = A l_1 144p \text{ fod}$$

bliver derfor at fratrække E_1 , hvorefter det fornødne theoretiske Arbeide af Drivmaskinen bliver:

$$E = A l_1 144p \text{ Log. nat. } \frac{p_2}{p} \text{ fod,}$$

og dens theoretiske Effekt:

$$\frac{nA l_1 144p}{30} \text{ Log. nat. } \frac{p_2}{p} \text{ \textcircled{X} fod. pr. Sek. . . . (5)}$$

Det fornødne Stempelareal er:

$$A = \frac{30 Q}{n l_1} \square', \dots (6)$$

hvilket dog for mulig Uætheds Skyld tages noget større. Er Blæseapparatet enkeltvirkende, saa gjøres A dobbelt saa stor. De her fremstillede Formler forudsætte, at Overtrykket af den sammenpressede Luft ikke er meget stort. Ved metallurgiske Processer bruges sjelden Luft af mere end 2 \textcircled{X}'s Overtryk, d. e. $p_2 = 16,17 \textcircled{X}$ pr. $\square''$, men derimod bruger man i nyere Tid ofte at ophede Blæseluften til en Temperatur af indtil 300°C , hvorved betydelig Brændebesparelse skal opnaaes.

Exempel. Til en Smelteovn skal pr. Sekund føres Luftmængden $Q = 25$ Kubikfod af Atmosfærens Spændighed $p = 14,17 \textcircled{X}$ pr. $\square''$. Indstrømningen skal foregaa gennem tre Abninger med en Hastighed $v = 500'$ pr. Sekund. Rindledningens Længde er $l = 50'$ og dens Diameter $d = 6'' = \frac{1}{2}'$. Blæsemaskinen skal være en dobbeltvirkende Cylinderpumpe, hvis Stempel skal gjøre 30 dobbelte Slag pr. Minut af Længden $l_1 = 5'$. Find Stempelarealet og den fornødne Effekt af Drivmaskinen.

Sættes Blæseluftens Temperatur $t = 10^\circ \text{C}$, saa faaes af (2):

$$p_1 = 14,17 \left(1 + \frac{250000}{1641980} \right) = 16,31 \textcircled{X} \text{ pr. } \square''$$

og af (1) Arealet af et Mundstykke:

$$a = \frac{1}{3} \frac{25}{0,7 \cdot 500} \frac{14,17}{16,31} = 0,0205 \square' = 2,70 \square''.$$

Den midlere Hastighed af Luften i Rødingen er nu:

$$v_0 = \frac{4 \cdot 25}{\frac{1}{2} \cdot \pi} \cdot \frac{14,17}{16,31} = 109,81' \text{ pr. Sek.},$$

og Trykket i den forreste Del af Rødingen maa være;

$$p_2 = \frac{16,31}{1 - 0,000000136 \cdot \frac{50}{4} \cdot 109,81^{1,5}} = 16,83 \text{ } \overline{\text{z}} \text{ pr. } \square''.$$

Det fornødne Areal af Pumpens Stempel findes:

$$A = \frac{30 \cdot 25}{30 \cdot 5} = 5 \square',$$

og Drivmassinens theoretiske Effekt faaes nu:

$$E = \frac{30 \cdot 5 \cdot 5 \cdot 144 \cdot 14,17}{30} \text{ Dog. nat. } \frac{16,83}{14,17} = 8436,5 \text{ } \overline{\text{z}} \text{ f. pr. Sek.}$$

$$= \frac{8436,5}{485} = 17,4 \text{ Hestekræfter.}$$

Centrifugalblæsemassinens Indretning og Virkemaade er som foran nævnt nøiagtig den samme som Centrifugalpumpens, idet den suger Luft gennem en Abning i Nærheden af Omdreiningssæren og blæser den ud gennem en Abning paa Tromlens ydre Omkreds. Vil man anvende et saadant Apparat som Ventilator, saa forbinder man Sugeaabningen ved Axelen med det Rum, der skal ventileres. Den Sammenpresning af Luften, som man under almindelige Omstændigheder frembringer med en Centrifugalblæsemaskine, er gjerne saa liden, at man uden videre Feil vil kunne sætte dens Tæthedssforandring under Bevægelsen gennem Kanalerne ud af Betragtning, hvorved Maskinen vil kunne beregnes efter de for Centrifugalvandpumpen gjældende Formler, naar man sætter Luftens Friktion udaf Betragtning. Denne Friktion kan dog undertiden være ganske betydelig.

Skovlhjulets Diameter er paa Centrifugalblæsemaskinerne gjerne 3 a 4' og dets Omdreiningssantal 800 à 1600 pr. Minut. I Formelen for den relative Udløbshastighed, $v = \sqrt{c^2 - 2gh}$, ved Centrifugalpumpen, vil, naar man anvender den som Blæsemaskine, Leddet $2gh$ være saa lidet i Forhold til c^2 , at man kan sætte det udaf Betragtning, og antage $v = c$. Samlet Areal af Udløbsaabninger bliver derfor $a = \frac{Q}{v} = \frac{Q}{c}$, naar Q betegner Luftmængden maalt under det indre Tryk. Skovl-

Hjulets indre Radius er gjerne $\frac{1}{3}$ af den ydre Radius, og Skovlernes Antal er 4 til 6, der ogsaa her bør frummes. Apparatets Virkningsgrad er paa Grund af den forholdsvis store Friktion i Kanalerne temmelig liden, erfaringsmæssig $\frac{E}{K} = 0,3$, og Bruttoeffekten

$$K = \frac{Q \cdot 12(p_1 - p)}{0,3},$$

hvor $p_1 - p$ betegner den sammenpressede Lufts Overtryk.

Ved Pumper, der sammenpresse Luften meget stærkt og nogenlunde hurtigt, ville de foran fremstillede Formler ikke være ganske paalidelige, idet i slige Tilfælde Temperaturen vil stige temmelig betydeligt og Mariottes Lov ikke længere være gjældende. Man har i nyere Tid anvendt slige Pumper for at skaffe tilveie pneumatisk Drevkraft t. Ex. til bevægelige Torpedoer, hvor Sammenpresningen drives indtil et Tryk af flere Hundreder Pund pr. $\square''$. Man anvender ved slige Pumper stærke og nøiagtigt forfærdigede koniske Ventiler og omgiver Cylinderen med koldt Vand for at afkjøle den.

Kapitel V.

Om Vandets Bevægelseskraft og de hydrauliske Maskiner.

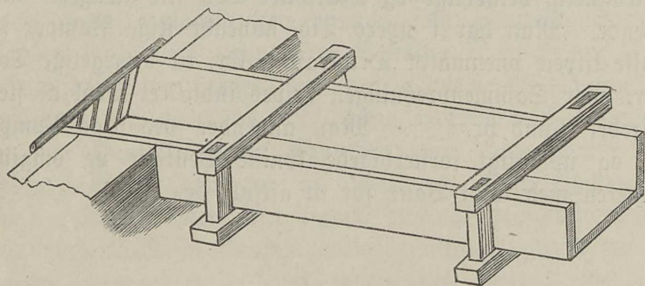
Det Vand, der anvendes til at drive Maskiner, er i Almindelighed det i Bevægelse værende Vand i Elve og Bække, og det af Vandmassen i disse, der anvendes i dette Diemed, kalder man ofte Paadragningsvand. Dette Paadragningsvand maa man som oftest føre gennem en længere eller kortere Ledning fra Bækken eller Elven til det Sted, hvor det skal anvendes som Motor, og en slig Ledning kan enten være en aaben Kanal eller Rende, eller ogsaa en lukket Rørledning.

Saaledes som Vandet flyder i Elve og Bække, har det

ofte ikke Hastighed nok til at kunne anvendes til Maskiners Drift. Man frembringer derfor et Fald ved at bygge en Dæmning og samle det flydende Vand i en Dam. Jo høiere man faar Vandet opdæmmet, desto større Hastighed kan det faa ved at bevæge sig frit gennem Faldets Høide, og desto mere nyttigt Arbeide kan man uddrage af det. Dæmningen kan være dannet af Murværk, nedrammede Pæle eller andet, og man sørger for at anlægge den paa et Sted, hvor Grunden holder Vandet.

Som oftest fører man Paadragningsvandet fra Dammen til Maskinen gennem en aaben Rende af Træ, sammenfat paa

Fig. 141.



den ved Fig. 141 viste Maade, og anbringer ved Rendens Begyndelse et Gitterværk for at hindre flydende Legemer fra at komme til Maskinen, samt nærmest Maskinen er Luge. Lufkede Rørledninger anvender man til de fjeldnere Vandsoilemaskiner og til Byers Vandforsyning.

Ved et Vandfalds Naturkraft forstaar man det Arbeide, som det i en vis Tid udstømmende Vand i det høieste kan udføre ved at bevæge sig gennem hele Faldets Høide. Er Faldhøiden = h Fod og Vandmængden = Q Kubikfod pr. Sekund, altsaa dens Vægt = $62 Q \text{ } \mathcal{Z}$, saa er dennes levende Kraft efter frit Fald gennem Høiden h lig Faldets Naturkraft:

$$K = 62 Qh \text{ } \mathcal{Z} \text{ fod pr. Sekund.}$$

Flere Omstændigheder bevirke imidlertid, at den Effekt, man i Praxis kan uddrage af et Vandfald, altid vil være mindre end Naturkraften, og denne nyttige Effekts Størrelse i

Forhold til Naturkraften, d. e. den anvendte hydrauliske Maskines Virkningsgrad, vil væsentlig være afhængig af den Måade, hvorpaa man lader Paadragningsvandet virke paa Maskinen. Vandet kan nemlig udføre mekanisk Arbejde ved paa Grund af sin Vægt at udøve et Tryk, ligeledes ved sit Stød og endelig ved sin Reaktion. Vi skulle for det første blot betragte Tryk- og Stødvirkningen.

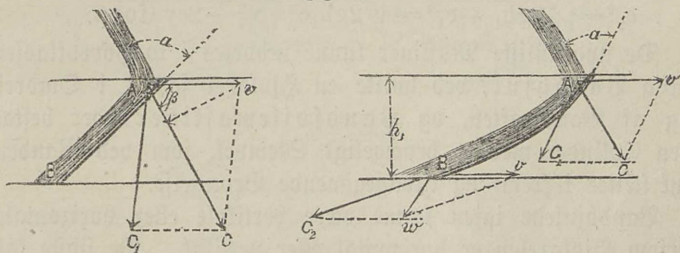
Kunde den hele Vandmængde Q ved Tryk virke gennem hele Faldhøiden h , saa vilde den paa Maskinen overførte Effekt være lig Naturkraften. Der finder imidlertid altid et Tab Sted baade i Vandmængde og Faldhøide, saaledes at den nyttige Effekt $P_v = E$ kan være 10% til 50% mindre end K , d. e. Maskinens Virkningsgrad:

$$\frac{E}{K} = \frac{P_v}{62 Qh}$$

kan variere mellem 0,9 og 0,5. Jo mere den nærmer sig Enheden, desto fuldkommere er Maskinen. Formelen $K = 62 Qh$ viser, at Faldhøide og Vandmængde have lige Indflydelse paa en Maskines Effekt.

For at finde Vandets Virkning ved Stød skulle vi betragte Fig. 142, hvor AB forestiller en paa en Axl fastsiddende Skovl, der i Punkt A træffes af en Vandstraale af Hastigheden c , medens Skovlens egen Hastighed i horizontal Retning er v . Danner Straalens Retningslinie Vinkelen β med

Fig. 142.



Skovlens Bevægelsesretning, saa er den Hastighed, hvormed Skovlen undviger i Straalens Retning, $v_1 = v \cos. \beta$, og man har da ifølge den theoretiske Mekanik den paa Fladen overførte Effekt:

$$E = \frac{62Q}{g} (c \sin. \alpha - v \cos. \beta) v \cos. \beta,$$

hvor $g = 31,3'$ er Tyngdens Acceleration, og α er Vinkelen mellem Skovlen og Straalens Retningslinje. Denne Effekt bliver et Maximum for $v_1 = \frac{1}{2} c = v \cos. \beta$, d. e. $v = \frac{c}{2 \cos. \beta}$, nemlig:

$$E = \frac{1}{2} 62Q \frac{c^2}{2g} = \frac{1}{2} 62 Qh,$$

men denne Værdi, der er det halve af Naturkraften, bliver i Virkeligheden heller ikke naaet, og Forsøg have godtgjort, at man i Almindelighed for Stødet kan sætte:

$$E = \frac{1}{3} 62 Qh.$$

Skål Vandet virke ved Tryk og Stød i Forening, saa gjør man Skovlerne frumme, saaledes at deres Hældingsvinkel med Horizontalen er mindre nedentil end oventil. Det af Vandtrykket alene overførte Arbejde er da:

$$E = 62Q \left(h_1 - \frac{w^2}{2g} \right),$$

hvor h_1 betegner Skovlens vertikale Høide og w den Hastighed, hvormed Vandet forlader Skovlen, hvilken kan sættes:

$$w = \sqrt{v^2 + c_2^2 - 2c_2 v \cos. \delta},$$

naar δ betegner Skovlvinkelen nedentil. Er h_1 liden, saa kan man uden videre Feil heri sætte:

$$c_2^2 = \sqrt{2gh_1 + c_1^2} = \sqrt{2gh_1 c^2 + v^2 - 2cv \cos. \beta}.$$

De hydrauliske Maskiner kunne inddeles i to Hovedklasser, nemlig Vandhjul, ved hvilke en Hjulaxel sættes i Omdrejning af Vandkraften, og Vandspilemaskiner, der bestaa af en Cylinder med et bevægeligt Stempel, som ved Vandets Tryk sættes i frem- og tilbagegaaende Bevægelse.

Vandhjulene igjen kunne være vertikale eller horizontale, efter som Hjulaxelen er horizontal eller vertikal. De sidste kalder man sædvanlig Turbiner, og paa de fleste af disse virker Vandet fornemmelig ved Reaktion; de første benævnes ogsaa ofte specielt Vandhjul, og paa disse virker Vandet som oftest ved Stød og Tryk i Forening.

De vertikale Vandhjul bestaa af en Axl af Træ eller Jern, der er forsynet med to Tappe, og det egentlige Hjul, der bestaar af to Ringe, mellem hvilke ere anbragt Skovler, paa hvilke Vandet direkte kan virke. Hjulet og Axelen ere forbundne med hinanden ved Arme. Ofte ere ogsaa de to Ringe sammenholdte ved en hel Bund paa den indre mod Hjulet vendende Side. Skovlerne kunne være stillede mere tangentialt end radialt og danne vandholdende Rum, saakaldte Celler, og man kalder da Hjulet et Cellehjul, men i modsat Fald et Skovlhjul.

Figureerne 143—145 ere Skitser af de forskjellige Former af vertikale Vandhjul. Disse kunne nemlig efter den Maade, hvorpaa Vandet føres ind, være Overfaldshjul, Fig. 143, ved hvilke Vandet føres ind paa eller i Nærheden af Hjulets Top, Brystfaldshjul, Fig. 144, ved hvilke Vandet indføres omtrent i Høide med Hjulexelen, samt Underfaldshjul, der igjen kunne være det simple Underfaldshjul, Fig. 145, I, paa hvilket Vandet

Fig. 143.

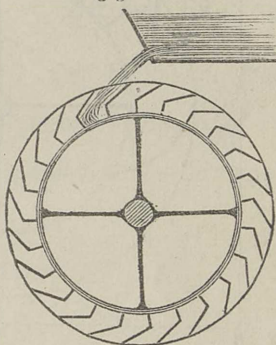


Fig. 144.

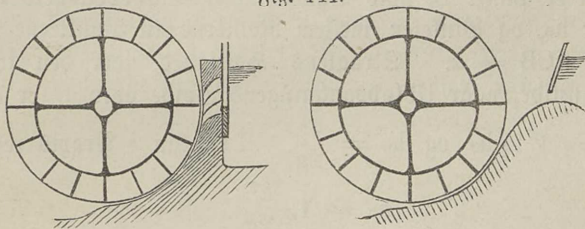
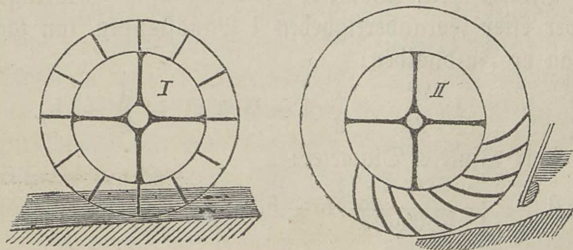


Fig. 145.



Skal Hjulet gjøre n Omdreininger pr. Minut med Peripherihastigheden v , saa har man Forbindelsen mellem disse udtrykt ved Formlerne:

$$v = \frac{nd\pi}{60} \text{ og } n = \frac{60 \cdot v}{d\pi} \dots (2)$$

Peripherihastigheden v lader man ved Oversaldshjulene paa Grund af Centrifugalkraftens skadelige Indflydelse paa Stillingen af Vandet i Cellerne, og for ikke at behøve for stor Værdi af h_0 , ikke være meget stor. Den pleier for mindre og større Hjul at variere mellem 6 og 8' pr. Sek., og Straalens Hastighed tages $c = 2v$.

Skal man udføre et Arbejde af N Hestekræfter, og man for Maskinens Virkningsgrad som Middelværdi tager $\frac{E}{K} = 0,65$, medens Vandmængden pr. Sek. er Q Kubiffod, saa har man:

$$N = \frac{0,65 \cdot 62 Qh}{485}, \dots (3)$$

og den fornødne Vandmængde pr. Sekund:

$$Q = \frac{485 N}{0,65 \cdot 62 \cdot h} = 10,5 \frac{N}{h} \dots (4)$$

I et Tidsrum af 1 Sekund kan en radial Skovl antages at have bevæget sig gennem et Rum $= abv$, naar a betegner Krandsbredden AK , b Hjulets Bredde efter A gelen og v som foran Peripherihastigheden. Rummet mellem Skovlerne lader man kun delvis fyldes med Vand, sætter altsaa $Q = abv \cdot m$ og faar Hjulbredden:

$$b = \frac{Q}{mav}, \dots (5)$$

hvor m er den saakaldte Fyldingskoefficient, der tages $\frac{1}{3}$ til $\frac{1}{2}$, d. e. Vandet i en Celle udfylder $\frac{1}{3}$ til $\frac{1}{2}$ af Rummet mellem Skovlerne. Krandsbredden a er i Regelen omkring 1 Fod.

Skovlerne paa et Oversaldshjul kan gjøres af Jernblik og krummes da efter en Cirkelbue, der danner en Vinkel paa 45° med Hjulbunden, og med den ydre Peripheri en Vinkel, hvis Middelværdi kan sættes til 30° , men gjøres mindre for høie og langsomt gaaende og større for smaa og hurtigt gaaende Hjul. Gjør man Skovlerne af Træ, saa ere de gjerne sam-

menfatte af to Dele, Bundskovlen, der er stillet i Retning af Radian, og Fremskovlen, der med den ydre Peripheri danner Skovlvinkelen β . Ved Bestemmelsen af denne og af Skovler-
nes Antal u har man at tage Hensyn til Vandstraalens Tyk-
kelse. Da Cellerne nemlig ikke ere ventilerede, d. e. forsynede
med Huller for Luftens Udgang, saa maa Vandstraalen i intet
Dieblit udfylde Abningen af en Celle. Under almindelige
Omstændigheder vil man kunne sætte Skovlantallet:

$$u = 5r \text{ til } 6r, \dots (6)$$

naar Hjulets Radius r regnes i Fod, samt lægge Knæpunktet
 D paa Midten af Krandsbredden og lade Fremskovlen træffe
Yderperipherien i det Punkt, hvor Radian gennem foranstaaende
Bundskovl træffer denne. Paa høie og langsomt gaaende Hjul
bør man, for at faa mindre Skovlvinkel β , gjøre Bundskovlen
i Længde lig $\frac{2}{3}$ af Krandsbredden og Vinkel $DCB = \frac{\frac{1}{2} \cdot 360}{u}$.

Man pleier at lade Vandstraalens Retning, hvor den
træffer Hjulet, med Tangenten til det trufne Punkt danne en
Vinkel lig den halve Skovlvinkel. Vandstraalens Form vil
være en Bue af en Parabel, hvis Toppunkt M ifølge Raste-
bevægelsens Theori er bestemt ved Koordinaterne:

$$MN = y = \frac{c^2 \sin^2 \varphi}{2g} \text{ og } BN = x = \frac{c^2 \sin 2\varphi}{2g}, \dots (7)$$

hvor $\varphi = \frac{\beta}{2}$ er den halve Skovlvinkel. Mellem Punkterne B
og N konstrueres nu Parabelen, og Lugeaabningen kan sættes
hvoisomhelst paa denne, men altid saaledes, at Tangenten til
Parabelen falder sammen med Abningens Ape.

Under hurtig Gang af et Overfaldshjul vil Centrifugal-
kraften udøve en mærkbar skadelig Virkning, der bestaar i, at
Vandfladerne i Cellerne ikke ere horizontale, men høiere mod
den ydre Kant, hvorved Spildingen af Vandet begynder tid-
ligere, og Hjulets Effekt formindstes. Vandfladernes Stilling
kan bestemmes paa følgende Maade. ABC , Fig. 147, n. S.,
være en vandfyldt Celle, og Tangentialhastigheden af Vand-
massens Tyngdepunkt være lig v . I dette Tyngdepunkt E
virke nu to Kræfter, nemlig Vandets Vægt Q og dets Centri-

$$E_2 = \frac{(c - v)v}{g} 62 Q.$$

I Almindelighed vil man ved et Overfaldshjul kunne paaregne Effekten:

$$E = E_1 + E_2 = \left\{ \frac{(c - v)v}{g} + 0,8 h_1 \right\} 62 Q, \dots (9)$$

hvor h_1 betegner den lodrette Høide mellem Vandet i øverste Skovl og Hjulets laveste Punkt S.

Exempel. Man vil konstruere et Overfaldshjul for et Fald af Høiden $h = 40'$. Hvor stor Vandmængde Q maa pr. Sekund tilføres Hjulet, og hvad bør dets Dimensioner være, naar den nyttige Effekt skal være $N = 20$ Hestkræfter.

Tages $BCA = \alpha = 20^\circ$, $h_1 = \frac{1}{2}'$, Peripherihastigheden $v = 8'$ pr. Sek. og $c = 2v = 16'$, saa bliver Hjulets ydre Diameter:

$$d = \frac{2}{1 + 0,9397} \left(40 - \frac{1}{2} - 1,1 \frac{16^2}{62,8} \right) = 35'$$

og dets Omdreiningssantal:

$$n = \frac{60 \cdot 8}{35 \cdot \pi} = 4,367 \text{ pr. Minut,}$$

medens den fornødne Vandmængde omtrentlig vil kunne sættes:

$$Q = 10,5 \frac{20}{40} = 5,25 \text{ R. F. pr. Sek.,}$$

hvoraf, naar man tager Fyldingskoefficienten $m = \frac{1}{4}$ og Krandsbredden $a = 1'$, faaes Hjulets Bredde:

$$b = \frac{5,25}{\frac{1}{4} \cdot 1 \cdot 8} = 2,625'.$$

Overfaldshjul med Ledeskovler som Fig. 148, n. S., hvor Vandet kommer ind paa Hjulet mellem Toppen og Midten, saaledes at det dreier sig med Vandet i Afsløbsrenden, benyttes, hvor Vandstanden er mere variabel, idet nemlig ved et saadant nogen Nedhængen af Hjulet i Undervandet er af mindre skadelig Indflydelse. Ligeledes vil man ved et saadant Hjul kunne anvende en flytbar Luge, saaledes at Udløbsaabningerne stedsse blive i samme Dybde under Paadrag.

ningsvandets Overflade, og en og samme Tiløbshastighed af Vandstraalen til Hjulet altid kan vedligeholdes.

Hjulet er forøvrigt af samme Konstruktion som det almindelige Overfaldshjul, med samme Slags Skovler, samme Skovlantal u og Krandsbredde a ; kun ere Cellerne ofte ventilerede, d. e. forsynede med Huller paa Hjulbunden, hvorigjennem Luften kan slippe ud, efter som Vandet fylder en Celle. Man pleier at tage Hjulets Radius:

$$r = \frac{1}{3} h \text{ til } \frac{2}{3} h,$$

Peripherihastigheden v omkring 5' pr. Sek., Vandets midlere Indtrædelseshastighed $c = 2v$ samt Fyldingskoefficienten $m = \frac{1}{3}$ til $\frac{1}{2}$. Sætter man den gennemsnitlige Værdi af Hjulets Virkningsgrad $\frac{E}{K} = 0,6$, saa bliver den til en Effekt af N Hæste kræfter fornødne Vandmængde:

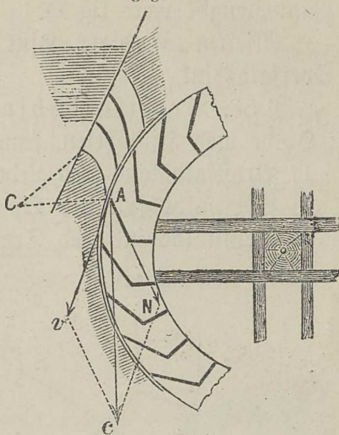
$$Q = 11 \frac{N}{h}$$

og Hjulets Bredde:

$$b = \frac{Q}{m \cdot a \cdot v}.$$

Ledestovlerne krummes efter en Cirkelbue, hvis Radius tages 12" til 15" og staar lodret paa Diagonalen Ac i Parallelogrammet $AveN$, hvor $c = 0,9\sqrt{2gh_1}$ og AN er Retningen af en Fremskovl. Da c er forskjellig i forskjellige Dele af Abningen, saa maa Konstruktionen gentages for hver Skovl. Den indbyrdes Afstand mellem Ledestovlerne, maalt paa Omkredsen af Hjulet, tages 4" til 6". Den øverste Ledestovls Udmundning i Renden bør altid være nogle Tommer under Vandfladen i Tiløbrenden. Antallet af Ledestovler bestemmes der-

Fig. 148.



ved, at man lader den mellem Ledeskovlerne udstømmende Vandmængde være lig Q .

Effekten af disse Hjul bestemmes som for almindelige Overfaldshjul.

§ 56. Brystfaldshjulene, paa hvem Vandet indføres i Høide med Hjulaxelen, kunne være:

- 1) Brystfaldshjul med Ledeskovlapparat,
- 2) Brystfaldshjul med Overfaldsluge som Fig. 149 og
- 3) Brystfaldshjul med Trykluge som Fig. 150.

Fig. 149.

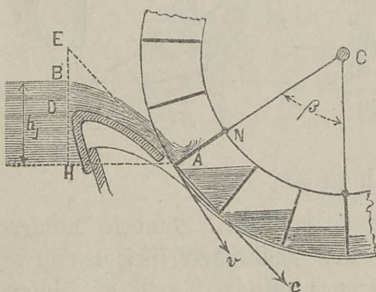
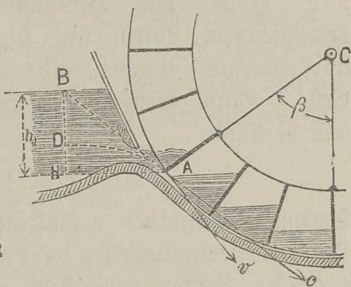


Fig. 150.



Tager man som midlere Værdier af disse Hjuls Virkningsgrad respektive:

$$\frac{E}{K} = 0,59, \quad \frac{E}{K} = 0,51, \quad \text{og} \quad \frac{E}{K} = 0,46,$$

faa faar man den til Nytteeffekten N Hæstefræfter og Faldhøiden h svarende Vandmængde:

$$Q = 12 \frac{N}{h}, \quad Q = 13 \frac{N}{h} \quad \text{og} \quad Q = 15,5 \frac{N}{h}.$$

Den udvendige Radius af de tre Hjul tages:

$$r = 1\frac{1}{4} h \text{ til } 1\frac{1}{2} h, \quad r = h \text{ og } r = 1\frac{1}{2} h \text{ til } 2\frac{1}{2} h,$$

d. e. man anvender Ledeskovler, hvor Faldhøiden er forholdsvis størst, og Trykluge, hvor den er mindst. Grunden til disse Hjuls ringe Virkningsgrad i Forhold til Overfaldshjulet er den, at Stødvirkningen er forholdsvis større og Vandets Trykvirkning forholdsvis mindre, end Tilfældet er ved Overfaldshjulet, samt at der vil finde et ikke ubetydeligt Tab i Vandmængde Sted paa Grund af Spillerummet mellem Hjulet

og den efter dette formede Rende. Dette Spillerum lader man efter Omstændighederne være $\frac{1}{2}$ " til 1", og man kunde, med dette og Breshøiden givet, bestemme Mængden af Spildevandet samt særskilt beregne Trykvirkningen og Stødvirkningen og opstille en udledet Formel for Brystfaldshjulenes Nytteeffekt. Herpaa skulle vi imidlertid ikke indlade os, men blot som for Oversfaldshjulet antage en midlere Værdi af Trykvirkningen, $E_1 = 0,75 \cdot 62 \cdot Qh_2$, med Spildevandet taget i Betragtning, og hvor h_2 betegner Undervandets Dybde under det Punkt, hvor Vandstraalen træffer Hjulet. Med Stødets Virkning bliver derfor Brystfaldshjulenes Nytteeffekt:

$$E = \left(\frac{(c - v)v}{g} + 0,75 h_2 \right) Q \cdot 62 \text{ Fod pr. Sek.}$$

Peripherihastigheden v bør være mellem 4' og 6' pr. Sek., og Vandets Tillobshastighed gøres $c = 2v$. Til Frembringelse af denne Hastighed behøves som ved Oversfaldshjulet en Breshøide:

$$h_1 = 1,1 \frac{c^2}{2g},$$

og ligeledes lader man Straalens Midtlinie være den Parabel, hvis høieste Punkt er bestemt ved Koordinaterne:

$$AH = \frac{c^2 \sin. 2\varphi}{2g} \text{ og } HD = \frac{c^2 \sin. 2\varphi}{2g},$$

hvor Vinkel $\varphi = \beta - \alpha$ og $\cos. \beta = \frac{h - h_1}{r}$. $cAv = a$ tages 15° til 20° .

Bed Brystfaldshjul med Ledeskovler udføres Konstruktionen af disse paa samme Maade som ved Oversfaldshjulene, og man bestemmer ogsaa paa samme Maade Ledeskovlernes Antal. Hjulbredden gøres:

$$b = \frac{Q}{mav},$$

hvor Fyldningskoefficienten $m = \frac{1}{2}$ og Krandsbredden $a = 1'$ til $1\frac{1}{2}'$. Skovlantalet tages 5 til 6 Gange Radian i Fod, og Skovlerne stilles enten i Retning af Radian eller ogsaa saaledes, at de forlade Undervandet i vertikal Stilling.

Brystfaldshjulene bruges ved Fald paa 5 til 15 Fod og til Vandmængder fra 5 til 80 A. F. pr. Sekund. De gjøres oftest af Træ, sjældnere af Jern, og den cirkelbueformede Rende dannes af Murværk eller gjøres af Træ. Gjør man imidlertid baade Hjul og Rende af Træ, vil maaske større Spillerum tiltrænges, da Træet lettere modtager Formforandringer.

§ 57. Underfaldshjulene yde forholdsvis endnu mindre nyttig Effekt end Brystfaldshjulene, da Vandets Virkning her frembringes saagodt som udelukkende ved Stød. Effekten kan beregnes efter Formelen:

$$E = 0,8 \cdot 62 \cdot Fc \frac{(c - v)v}{g} \text{ Ø fod pr. Sek.},$$

hvor F betegner Arealet af den vædede Del af en Skovl, c Vandets Hastighed og altsaa Fc den til Stød kommende Vandmængde pr. Sekund. Man gjør disse Hjul af 12 til 26 Fods Diameter og Peripherihastigheden tages $v = 0,35 c$ til $0,4 c$. Skovlantal, Hjulbredde og Krandsbredde bestemmes som for Brystfaldshjulene. Indløbets Bredde b_1 gjøres lidt mindre end Hjulbredden og Vandstraalens Tykkelse tages:

$$t = \frac{Q}{b_1 \sqrt{2g h_1}},$$

hvor h_1 betegner den lodrette Afstand mellem Overvandets Flade og Eugens Overkant. Faldet af Tillobsrunden gjøres $\frac{1}{20}$ af Længen, og Eugen stilles saa nær Hjulet som muligt og gives en Hældning af 60° . Skovlerne stilles saaledes, at de kunne tangere en Cirkel om Hjulcentret, hvis Radius er Bredden mellem Skovlerne.

Skjønt Brystfaldshjulene og det almindelige Underfaldshjul vistnok ere simple Maskiner, hvis Konstruktion er let, og ved hvilke nogen Afvigelse fra det ved Formlerne fastsatte ingen videre skadelig Indflydelse har, saa anvender man dem dog sjældnere i nyere Tid paa Grund af deres ringe Ryttevirkning. I denne Henseende overgaaes de nemlig af hvilken som helst af de øvrige hydrauliske Maskiner, i Særdeleshed af Nutidens Turbiner, og man kan derfor maaske betragte de nævnte Hjul som tilhørende et tilbagelagt Stadium.

Bed den Modifikation af Underfaldshjulet, der efter Op-

finderens benævnes Poncelets Hjul, udbringes en forholdsvis stor Virkningsgrad derved, at man lader Vandet strømme ind til Hjulet under en Vinkel med den ydre Peripheri, der saa nær som muligt falder sammen med Skovlvinkelen, hvorved Stød næsten fuldstændigt undgaaes. Som foran nævnt virker Vandet paa den Maade, at det, idet det først stiger opad og derpaa falder nedad de krumme Skovler, udøver et Tryk mod disse. Poncelethjulene bruges til mindre Faldhøider paa indtil 6' og gjøres af en Diameter fra 10' til 20' samt forsynes med 32 til 48 Skovler, der bør gjøres af Jernblik, da disse Hjuls Virkning væsentlig afhænger af en god og omhyggelig Udførelse.

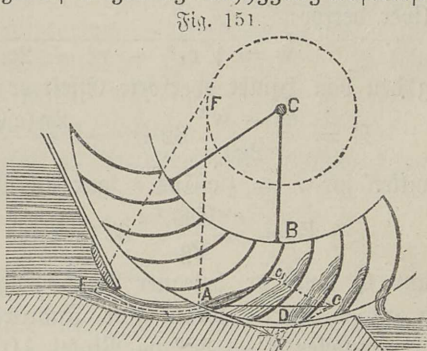
Fig. 151 forestiller et Stykke af et Poncelethjul, der viser Skovlerens Form. Tilførsrenden EA fører Vandet med Hastigheden c ind til Hjulet under den mindst mulige Vinkel med den ydre Peripheri. Er Peripherihastigheden $Av = v$ og Vinkelen $cAv = \alpha$, saa faar man af Parallelogrammet $Avce_r$ den Hastighed relativt til Hjulet, hvormed Vandet begynder sin Bevægelse opad de krumme Skovler:

$$c_1 = \sqrt{c^2 + v^2 - 2cv \cos. \alpha},$$

og den ydre Skovlvinkel $vAc_1 = \beta$ bestemmes af Ligningen:

$$\sin. \beta = \frac{c \sin. \alpha}{c_1}.$$

Forat nu Vandet ikke blot i Straalens Midtpunkt A, men ogsaa paa de øvrige Steder skal indtræde under Vinkel α med Hjulperipherien, former man Tilførsrenden efter en Cirkelbevægelse EA, hvis beskriverende Linie AF i Begyndelsespunktet A staar lodret paa Hastighedsretningen Ae. Afsetter man nemlig Punkter fra AE i en Afstand lig Straalens halve Tykkelse, saa ville de gennem disse lagte Linier være Udfaldstianter til



Evolverenten og ogsaa støde sammen med Hjulperipherien under Vinkel α .

Sætter man Friktionen ud af Betragtning, saa vil Vandet, efterat det har tilendebragt sin Bevægelse opad Skovlerne og tabt sin relative Hastighed, igjen bevæge sig nedad og ved Skovlens nedre Ende atter have opnaaet Hastigheden c_1 . Den Vandet ved Hjulets Omdreining meddelte Centrifugalkraft vil nemlig blot formindste dets Stigehøide, idet Retardationen under den første Bevægelse og Accelerationen under den sidste begge blive lige meget forøgede. Vandets absolute Udtrædelseshastighed, der er Resultanten af c_1 og Peripherihastigheden v , bliver derfor:

$$w = \sqrt{c_1^2 + v^2 - 2c_1v \cos \beta},$$

og den paa Hjulet overførte Effekt er altsaa:

$$E = \frac{c^2 - w^2}{2g} 62 Q = \frac{2v(c \cos \alpha - v)}{g} 62 Q,$$

hvilken for $v = \frac{1}{2} c \cos \alpha$ faar sin Maximumsværdi:

$$E = \frac{c^2 \cos^2 \alpha}{2g} 62 Q \text{ Fod pr. Sek.},$$

naar Q som før betegner Vandmængden i R. F. pr. Sekund og $g = 31,3'$. Man gjør Indtrædelsesvinkelen $\alpha = 20^\circ$, Skovlvinkelen $\beta = 38^\circ$ og Vinkel $ACD = \delta = 20^\circ$.

Antages for Hjulets Virkningsgrad den midlere Værdi $\frac{E}{K} = 0,6$, saa kan den til Faldhøiden h' og Nytteeffekten N Hæstkræfter fornødne Vandmængde sættes:

$$Q = 13 \frac{N}{h}.$$

Betegner t Straalens Tykkelse, saa sættes Hjulbredden:

$$b = \frac{Q}{tc},$$

og t bestemmes deraf, at man gjør det af et radiaalt Snit gennem Hjulfrandsen beskrevne Rum pr. Sekund lig 2 til $2\frac{1}{2}$ Gange Vandmængden Q , d. e. tilnærmelsesvis $av = 2tc$ til $\frac{3}{2} tc$, naar a er Krandsbredden, hvoraf faaes:

$$t = \frac{1}{2} \frac{av}{c} \text{ til } \frac{3}{2} \frac{av}{c}.$$

Størrelsen af Krandsbredden a bestemmes af, at Vandet ikke maa slaa over ved B , men i det høieste naa den indre Hjulperipheri. Ved denne Bestemmelse tager man Centrifugalkraftens Acceleration $\frac{v_1^2}{r_1}$ i Betragtning og sætter:

$$a = t + \frac{c_1^2}{2\left(g + \frac{v_1^2}{r_1}\right)} + r(1 - \cos. \text{ACD}),$$

hvor v_1 og r_1 betegne Hjulringens midlere Omdreiningshastighed og Radius. Størrelserne t , v_1 og r_1 ere imidlertid selv afhængige af a , og ovenstaaende Ligning er derfor noget ubekvem at anvende. Som Approximationsværdi sætter Weisbach:

$$a = 0,4 h,$$

og den udvendige Radius tages:

$$r = 1\frac{1}{2} h \text{ til } 2 h.$$

Skovlerne krumbes efter en Cirkelbue, hvis Radius tages $r_2 = 0,4 h$ til $0,5 h$.

Turbiner.

§ 58. Ved de horizontale Vandhjul, der med fælles Navn kaldes Turbiner, skjelner man mellem Stød-, Tryk- eller Reaktions-turbiner. De første bestaa som oftest blot af et Antal flade Skovler eller Vingeb, som AB , Fig. 142, der udgaa fra en vertikal Axe, og mod hvilke en Vandstraale med stor Hastighed gjør Anslag. Skovlerne danne gjerne 50 til 70 Graders Vinkel med Horizontalen, og Tilløbsrenden fører Vandstraalen under ret Vinkel ind paa Skovlfladerne. Som foran paa Side 176 forklaret give disse Hjul kun liden Nyttetvirkning, men bruges dog undertiden, hvor man har Vand nok, til Udførelse af mindre Arbejder.

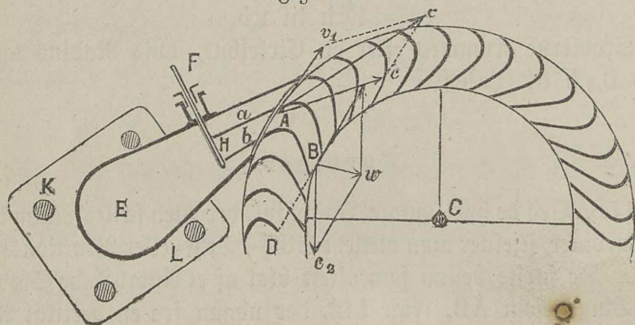
Trykturbinerne ere forsynede med krumme Skovler, der sidde fast mellem to Ringe som paa Poncelthjulet, og henad disse bevæger Vandet sig uden at udfylde Rummet mellem dem. Til denne Klasse Turbiner høre væsentlig Tangentialhjulene, der nedenfor skulles beskrives.

Reaktions-turbinerne ere ogsaa forsynede med krumme Skov-

ler og adskille sig fra Trykturbinerne fornemmelig derved, at Vandet maa fuldstændig udfylde Skovlskanalerne. Den relative Bevægelse af Vandet i disse kan enten være horizontal eller sliq, at den danner en Hælding med Horizontalen. I første Tilfælde føres Vandet i Almindelighed indenfra og udad, hvorved dets Centrifugalkraft vil hjælpe paa Bevægelsen; i sidste Tilfælde føres det i Almindelighed ind paa Hjulet ovenfra. De Turbiner af sidstnævnte Slags, der ere mest i Brug, ere den skotske Turbine, Fourneyrons Turbine, Jonval's Turbine og Schieles Turbine, hvilke alle nedenfor skulles beskrives.

§ 59. Tangentialhjul. Fig. 152 viser et Plan af et Tangentialhjul med horizontalt Snit gennem Tilløbsrøret E og

Fig. 152.



Hjulskovlerne, hvorved disses Form sees. Den nedre horizontale Ende af Indfaldsrøret er forsynet med faste Ledeskovler a og b, saaledes at Vandet overalt kan indføres paa Hjulet saa nær som muligt under en og samme Vinkel med Hjulperipherien. FH er en Luge, der tjener til Regulering af Vandtilløbet.

Man kan ogsaa, saaledes som vist ved Fig. 153, n. S., lade Vandet indtræde paa den indre Hjulperipheri, men Tilløbsrørets Afboining vil da være større, og der vil tabes en større Del af Faldhøiden til Overvindelse af de hydrauliske Modstande. Man anvender derfor, skjønt Centrifugalkraften hos Vandet mellem Skovlerne i sidste Tilfælde virker til at forøge Hjulets Effekt, helst Paadragningen paa den ydre Peripheri.

Tangentialhjulene som de fleste øvrige Turbiner lader man arbejde med en stor Omdreiningshastighed. Indfaldsrøret og Hjulet selv med Tilbehør gjøres altid af Jern, og det førstes indvendige Diameter gjøres:

$$D = \sqrt[4]{\frac{4Q}{c_0 \pi}},$$

hvor c_0 er Vandets Hastighed i Røret, hvilken gjøres saa liden som muligt, og Q som før betegner Vandmængden pr. Sekund. Af økonomiske Grunde bør D dog ikke overstige $2\frac{1}{2}'$. Hjulets Størrelse er ikke afhængig af Q , men bør bestemmes af Omdreiningssantallet n og Faldhøiden h , idet man ved ydre Paadragning sætter den udvendige Radius:

$$r_1 = 37 \frac{\sqrt{h}}{n}$$

og forsyner det med 48 til 60 Skovler. Vandets Hastighed ved Indtrædelsen kan sættes:

$$c = 0,92 \sqrt{2gh}.$$

Tager man 0,6 som midlere Værdi af Hjulets Virkningsgrad, saa faaes den til en Effekt af N Hestekræfter fornødne Vandmængde pr. Sekund:

$$Q = 13 \frac{N}{h},$$

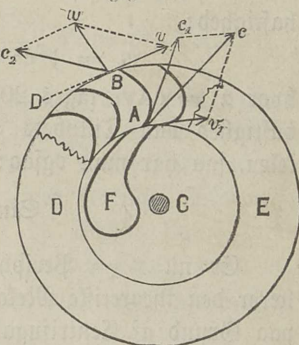
hvorefter det samlede Areal af Udløbsaabninger paa Tilsløbsrøret bliver:

$$A = \frac{Q}{c} = 1,73 \frac{N}{h^{\frac{3}{2}}}.$$

Forholdet mellem Hjulets indre og ydre Radius tages $\frac{1}{3}$ til $\frac{1}{4}$, Forholdet mellem den af Tilsløbsrenden omslattede og den hele Peripheri tages $\frac{1}{2}$ til $\frac{1}{3}$, og Forholdet mellem Hjulets Høide og Radius tages $\frac{1}{3}$ til $\frac{1}{4}$.

For at faa et Udtryk for Tangentialhjulets Effekt sætter

Fig. 153.



man først som ved Poncelethjulet Vandets relative Indtrædelseshastighed:

$$c_1 = \sqrt{c^2 + v_1^2 - 2cv_1 \cos. \alpha},$$

hvor $\alpha = cAv_1$ tages 20° og v_1 betegner Hjulets Peripherihastighed paa Tillobets Side. Er $\beta = c_1Av_1 =$ Skovvinkelen, saa har man ogsaa:

$$\sin. \beta = \frac{c}{c_1} \sin. \alpha.$$

Er nu $v =$ Peripherihastigheden paa Udløbsiden, saa lærer den theoretiske Mekanik, at den relative Udløbshastighed paa Grund af Centrifugalkraftens Virkning bliver:

$$c_2 = \sqrt{c_1^2 + v^2 - v_1^2},$$

eller, om man for c_1 indsætter dens ovenfor bestemte Værdi:

$$c_2 = \sqrt{c^2 + v^2 - 2cv_1 \cos. \alpha}.$$

Den absolute Udløbshastighed er:

$$w = \sqrt{c_2^2 + v^2 - 2c_2v \cos. \delta},$$

naar $\delta = DBe_2 =$ Skovvinkelen paa Udløbets Side. For at faa uddraget det størst mulige Arbejde af Vandet, maa dets levende Kraft ved Udtrædelsen, $E_1 = 62 Q \frac{w^2}{2g}$, være saa liden som muligt. Man tager derfor δ liden (15 til 20°) og gjør $v = c_2$, hvoraf faaes den fornødne Omdreiningshastighed:

$$v_1 = \frac{c}{2 \cos. \alpha} = \frac{0,92 \sqrt{2gh}}{2 \cos. \alpha},$$

eller udtrykt i Omdreininger pr. Minut:

$$n = \frac{30 \cdot v_1}{r_1 \pi} = 40,3 \frac{\sqrt{h}}{r_1},$$

samt Tabet ved Udtrædelsen:

$$E_1 = 62 Qh \left(\frac{r}{r_1} \frac{\sin. \frac{1}{2} \delta}{\cos. \alpha} \right)^2.$$

Paa Grund af Vandets Friktion kan man i Praxis paa-regne et yderligere Arbejdstab:

$$E_2 = 0,15 \cdot 62 Qh,$$

og Tangentialhjulets Nytteeffekt kan derfor skrives:

$$E = 62 Qh \left(0,85 - \left(\frac{r}{r_1} \frac{\sin. \frac{1}{2} \delta}{\cos. \alpha} \right)^2 \right) \text{ \AA fod pr. Sek.}$$

§ 60. Ved Vandets Reaktion forstaar man den Kraft, hvormed et Kar, af hvilket Vandet strømmer ud gennem en Abning, vil bevæge sig i en Retning modsat den, i hvilken Udstømning finder Sted. Naar man i et Kar med vertikale Siderægge udtager en Abning af Areal a i en Dybde lig h under Vandets Overflade, saaledes at Udstømning finder Sted med Hastigheden $v = \sqrt{2gh}$, saa lærer den theoretiske Mechanik, at denne Reaktion bliver:

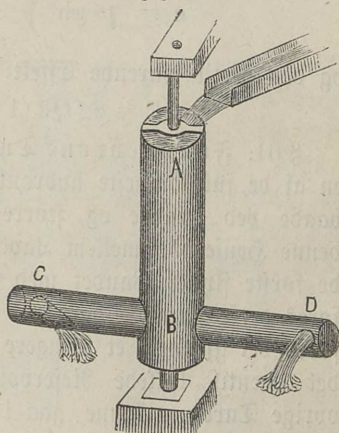
$$P = 2ma \frac{(v - c)^2}{2g} \gamma,$$

naar m betegner Kontraktionskoefficienten, c den Hastighed, hvormed Karret bevæger sig modsat Udstømningen, og γ Vandets Tæthed.

Ved Reaktionsmaskinerne er det i Almindelighed saa, at en Kanal eller et Rør, hvorigennem Vand drives ved Tryk af en Vandsoile, dreier sig om en vertikal Ase, hvorved Vandet i Kanalen meddeles en Centrifugalkraft, der forøger den relative Udstømningshastighed og det ikke i Ligevægt holdte Tryk paa den Del af Kanalens Væg, der ligger bag Udløbsaabningen.

Den simpleste Turbine, det saakaldte Segnerste Vandhjul, bestaar af et vertikalt Rør AB, Fig. 154, der kan dreie sig om to Tappe, og fra hvis nedre Del udgaa to horizontale Rør BC og BD med Udløbsaabninger paa Siderne. Holdes Røret AB fyldt med Vand til Høiden h over disse Abninger, saa faar man, paa samme Maade som paa Side 156 under Svingrørpumpen, den relative Udløbs-

Fig. 154.



$$v = \sqrt{2gh + c^2},$$

naar c betegner Aabningernes Hastighed. Foregaar Udbøbet i tangential Retning, saa er Vandets absolute Udbøbs-hastighed:

$$w = v - c,$$

saaledes at den paa Hjulet overførte Effekt, naar intet Hensyn tages til Friktion og anden Modstand, bliver:

$$E = 62 Q \left(h - \frac{(v - c)^2}{2g} \right) \text{ fod pr. Sek.},$$

naar Q som før betegner Vandmængden i Kubitfod pr. Sekund. Denne Effekt bliver et Maximum for $c = \infty$, men da en saadan Verdi af c jo er umulig, saa søger man kun for at gjøre den saa stor, som Omstændighederne tillade. Tages $c = \sqrt{2gh}$, $= \sqrt{4gh}$, $= \sqrt{8gh}$, saa taber man respektive 17, 10 og 6% af Naturkraften, og man ser saaledes, at Maskinen ogsaa ved den Hastighed, der svarer til Faldhøiden, giver en stor Nyttevirkning.

Finder der ved Udstømningen en Kontraktion og et Tab i Hastighed Sted, saaledes at en ægte Brøk φ er Forholdet mellem den virkelig udstømmende Vandmængde Q og den theoretiske Vandmængde $a\sqrt{2gh}$, saa vil Formelen for Hjulets Effekt blive forandret, og Maximum af Nyttevirkning vil indtræde ved en lavere Verdi af c . Weisbach finder da den fordelagtigste Omdreiningshastighed:

$$c = \sqrt{gh} \sqrt{\frac{1}{\sqrt{1 - \varphi^2}} - 1}$$

og den hertil svarende Effekt:

$$E = 62 Qh (1 - \sqrt{1 - \varphi^2}).$$

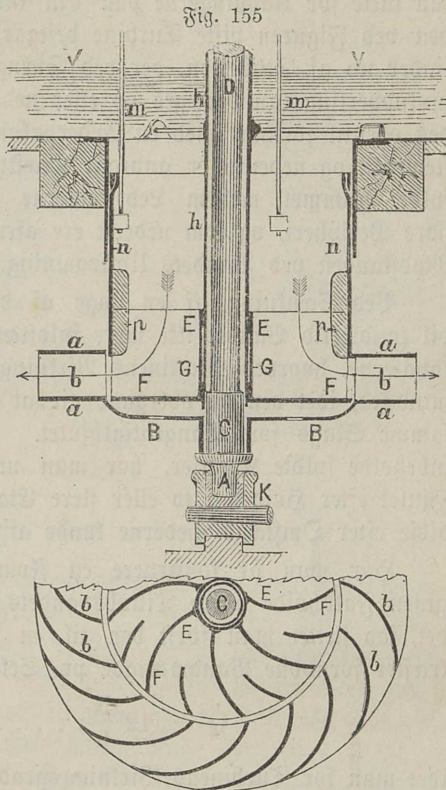
§ 61. Fourneyrons Turbine, der er vist ved Fig. 155, er en af de fuldkomneste hydrauliske Kraftmaskiner. Den anvendes baade ved mindre og større Faldhøider, og man skjelner i denne Henseende mellem Lavtryks- og Høitryksturbiner. Ved de første flyder Vandet med fri Overflade i Tiløbssrenden og føres derfra umiddelbart ned til Hjulet; ved de sidste derimod føres det gennem et længere Indfaldsrør ind paa Siden af det oventil lufkede Reservoir. Fourneyrons som ogsaa de øvrige Turbiner kunne gaa i Vand saavel som i fri Luft, uden

at deres Virkningsgrad væsentlig forandres. Hvor Undervandets Niveau er meget foranderligt, er derfor Turbinerne ogsaa af denne Grund at foretrække for Vandhjulene. Turbinerne bygges altid af Jern.

Paa den ved Fig. 155 viste Fourneyrons Turbine bestaar det egentlige Hjul af to horizontale ringformede Plader aa, mellem hvilke de krumme Skovler bb ere anbragte. Dette Hjul er forbundet med den vertikale Arel CD ved Arme, der nærmest danne en med Huller forsynet, noget nedsænket Plade BB. Arelen om-

sluttes af en faststaaende Hylse hh, til hvis nedre Del er fæstet ved Bøsset GG den horizontale Plade FF, der optager Trykket af den ovenstaaende Vandsoile, altsaa formindsker Tappefrictionen. Paa denne Plade ere anbragte de krummede Ledeskovler EF, der have til Hensigt at føre Vandet ind paa Hjulet under en bestemt Vinkel med den indre Hjulperipheri. Figuren nedenfor viser horisontalt Gjennemsnit af Hjul- og Ledeskovler. Under Bevægelsen gennem Hjulets Kanaler reagerer Vandet saa stærkt imod Skovlernes hule Flader, at hele Hjulet derved vil dreie sig i modsat Retning af Udstømningen.

For at regulere Indstrømningen til Hjulet ved foranderlig Vandmængde anvender man en Luge, der mere eller mindre



kan lukke for Abningerne paa den indre Hjulperipheri. Paa den ved Figuren viste Turbine bestaar denne Luge af en Cylinder nn af Støbejern, der ved Stænger mm samt en Tandhjuludværling kan bevæges op eller ned. For at holde tæt er den ovenfor forsynet med en Læderpakning som paa Sugepumpe-stemplet, og nedentil er anbragt Træstykke pp, der kunne udfylde Rummet mellem Ledestkloverne ved Ledestkloverapparatets ydre Peripheri, og som nederst ere afrundede for at formindste Modstanden ved Vandets Udstrømning.

Ved Sænkning af en Luge af den her beskrevne Slags vil imidlertid Vandet ikke mere fuldstændig kunne udfylde Hjulkanalerne, hvorved Maskinens Virkningsgrad væsentlig vil formindstes, idet den da overgaar til at blive en Trykturbine af samme Slags som Tangentialhjulet. For saavidt muligt at bibeholde fyldte Kanaler, har man undertiden brugt at dele Hjulet efter Hviden i to eller flere Etager, saaledes at en af disse efter Omstændighederne kunde affærres.

Har man at konstruere en Fourneyrons Turbine til en given Faldhøide h fra Tillobsvandets Overflade til Undervandet, saa sætter man først den til en Rytteeffekt lig N Hæste kræfter fornødne Vandmængde pr. Sekund:

$$Q = 12 \frac{N}{h}, \dots (1)$$

idet man for Turbinens Virkningsgrad som midlere Værdi tager $\frac{E}{K} = 0,65$. Lader man Vandet i Indfaldsrøret have Hastigheden 3' pr. Sek., faaes Hjulets indre Radius:

$$r = \sqrt{\frac{Q}{3\pi}} = 0,326 \sqrt{Q}, \dots (2)$$

og Forholdet mellem Hjulets ydre og indre Radius tages:

$$\frac{r}{r_1} = 1,25 \text{ til } 1,5. \dots (3)$$

Fig. 156, n. S., være et horisontalt Snit gennem en Del Ledestklover og Hjulsklover. De Vinkler, under hvilke de sidste træffe sammen med den indre og den ydre Hjulperipheri,

være $c_1 N v_1 = \beta$ og $U M c_2 = \delta$
 samt Ledestovl vinkelen $c N v_1 = \alpha$.
 Vandets Hastighed c ved Ud-
 trædelsen af de faste Ledestovler
 vil være bestemt af Trykhøiden
 h , regnet til Midten af Ledestov-
 laabningerne, af Modstanden
 i Kanalerne og af Trykket i
 Abningen mellem Hjul og Ledestov-
 lapparat. Er dette Tryk,
 angivet ved Høiden af en Vand-
 søile, $= x$ (uden Hensyn til
 Atmosfærens Tryk) og Mod-
 standscoeffcienten $= \varphi$, saa
 har man:

$$c = \sqrt{\frac{2g(h-x)}{1+\varphi}} \text{ og } x = h - (1+\varphi) \frac{c^2}{2g} \dots (4)$$

Er Vandets hydrauliske Tryk (§ 51) ved Udtrædelsen af
 Ledestovlapparatet større end x , saa vil en Del Vand gaa
 tabt gjennem Abningen mellem Hjul- og Ledestovler, og i
 modsat Fald vil Luft suges ind. Skal Hjulet altid gaa med
 fyldte Kanaler, saa maa Indsugning af Luft ikke finde Sted,
 og man lader derfor med aaben Luge det indre Tryk altid
 have nogen Overvægt. Som ved Tangentialhjulene lader man
 nu c være Resultanten af den indre Peripherihastighed v_1 og
 Vandets relative Indløbshastighed c_1 , hvorved faaes denne sidste:

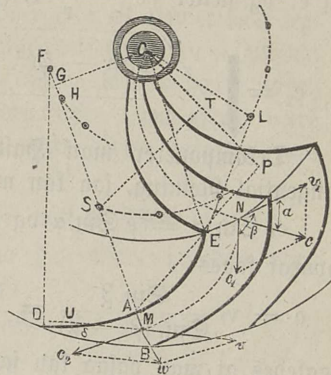
$$c_1 = \sqrt{c^2 + v_1^2 - 2cv_1 \cos \alpha} \dots (5)$$

Den relative Udløbshastighed c_2 bestemmes af Trykhøiden
 x , af den fundne Hastighed c_1 og af Centrifugalkraften hos
 Vandet i Kanalerne, idet denne ved Peripherihastighederne v
 og v_1 vil forøge Trykhøiden ved Udløbet med $\frac{v^2 - v_1^2}{2g}$, saaledes
 at man kan sætte:

$$\frac{c_2^2}{2g} = x + \frac{c_1^2}{2g} + \frac{v^2 - v_1^2}{2g} - \varphi_1 \frac{c_2^2}{2g},$$

hvor φ_1 er Modstandscoeffcienten for Bevægelsen gjennem Hjul-

Fig. 156.



kanalerne. Indsætter man heri ovenstaaende Værdier for x og $og\ c_1$ og sætter $v_1 = \frac{r_1}{r} v$, saa faar man:

$$c_2 = \sqrt{\frac{2gh - \varphi c^2 + v^2 - 2\frac{r_1}{r} v c \cos. \alpha}{1 + \varphi_1}}$$

Dekomponerer man Hastighederne c og c_1 i radial og tangential Retning, saa kan man danne Ligningerne:

$$c_1 \sin. \beta = c \sin. \alpha \text{ og } c \cos. \alpha - c_1 \cos. \beta = v_1,$$

hvoraf faaes:

$$c = v_1 \frac{\sin. \beta}{\sin. (\beta - \alpha)} = \frac{r_1}{r} v \frac{\sin. \beta}{\sin. (\beta - \alpha)}, \dots (6)$$

saaledes at man ogsaa kan sætte:

$$c_2 = \sqrt{\frac{2gh + v^2 \left(1 - \varphi \left(\frac{r_1}{r} \right)^2 \frac{\sin^2 \beta}{\sin^2 (\beta - \alpha)} - 2 \frac{r_1}{r} \frac{\sin. \beta \cos. \alpha}{\sin. (\beta - \alpha)} \right)}{1 + \varphi_1}} \quad (7)$$

Førat nu den absolute Udløbs-hastighed:

$$w = \sqrt{c_2^2 + v^2 - 2c_2 v \cos. \delta} \dots (8)$$

og med denne Vandets levende Kraft efter Udrædelsen af Hjulet skal blive saa liden som muligt, gjør man $v = c_2$ og lader δ være liden (10° til 20°). Løser man saa Ligning 7 med Hensyn paa v , saa faar man den fordelagtigste ydre Omdreiningshastighed af Hjulet:

$$v = \sqrt{\frac{2gh}{\varphi \left(\frac{r_1}{r} \right)^2 \frac{\sin^2 \beta}{\sin^2 (\beta - \alpha)} + 2 \frac{r_1}{r} \frac{\sin. \beta \cos. \alpha}{\sin. (\beta - \alpha)} + \varphi_1}} \quad (9)$$

eller dets Omdreiningssantal pr. Minut:

$$n = \frac{30}{r\pi} v = 9,554 \frac{v}{r} \dots (10)$$

Indsætter man den ved Ligningerne 6 og 9 bestemte Værdi af c i Ligning 4, saa faar man, naar man sætter de hydrauliske Modstande ud af Betragtning,:

$$x = h - \frac{c^2}{2g} = h_1 - \frac{h}{1 + \cos. 2\alpha - \cot. \beta \sin. 2\alpha}$$

Skal nu x være lig Nul, saa maa man ogsaa have:

$$1 + \cos 2\alpha - \cot \beta \sin 2\alpha = 1,$$

det er: $\cot 2\alpha = \cot \beta$ og $2\alpha = \beta$.

Skal altsaa Vandtrykket ved Overgang til Hjulet være lig det ydre Lufttryk, saa gjør man Indtrædelsesvinkelen β dobbelt saa stor som Udrædelsesvinkelen α . Som ovenfor nævnt lader man dog med helt aaben Luge det indre Tryk gjerne være noget større end det ydre, og man gjør derfor β forholdsvis større. I Almindelighed vælges:

$$\alpha = 20^\circ \text{ til } 30^\circ \text{ og } \beta = 90^\circ \text{ til } 120^\circ.$$

Er Hjulhøiden den samme paa den indre og den ydre Peripheri, saa maa man ogsaa have:

$$c_2 (2r\pi \sin \delta - ut) = c_1 (2r_1\pi \sin \beta - ut)$$

og faar heraf:

$$\sin \delta = \frac{c_1}{c_2} \frac{r_1}{r} \sin \beta + \left(1 - \frac{c_1}{c_2}\right) \frac{ut}{2r\pi}, \dots (11)$$

naar u og t betegne Hjulskoblernes Antal og Tyffelse. Det samlede Areal af Udrædelsesaabninger paa Ledeskovlapparat og Hjul gjøres:

$$F = \frac{Q}{c} \text{ og } F_2 = \frac{Q}{c_2} \dots (12)$$

Hjulhøiden tages:

$$e = \frac{F_2}{2r\pi \sin \delta - ut} \dots (13)$$

og til Bestemmelse af u har man:

$$F_2 = ude, \text{ og faar } u = \frac{F_2}{de} \dots (14)$$

naar d er Bredden af en Udløbsaabning. Efter Faldets Størrelse tages $e = 2d$ til $5d$. Ledeskoblernes Antal bliver:

$$u_1 = \frac{2r_1\pi \sin \alpha - \frac{F}{e}}{t} \dots (15)$$

Tourneyrønsturbinens Effekt beregnes efter Formelen:

$$E = 62 Q \left(h - \frac{\varphi c^2 + \varphi_1 c^2 + w^2}{2g} \right) \text{ \AA fod pr. Sek} \dots (16)$$

hvor i sættes $\varphi = \varphi_1 = 0,05$ til $0,10$.

Skovlernes Konstruktion. Man beskriver med en Radius $CM = r$, Fig. 156, gennem Udløbsaabningernes Midte en Cirkel, gjør Vinkel $CMG = \delta$ og fælder Perpendikulæren CG paa Linien MG . Afsætter man saa paa begge Sider af G og M Stykket $MA = MB = GF = GH = r \sin. \delta \text{ Tang. } \frac{\varphi}{2}$, hvor φ er Delevinkelen, saa bliver AB den geometriske Bredde af en Udløbsaabning, uden Hensyn til Skovltykkelsen, og Punkterne F og H ere Centre for de ydre Skovlbuer AD og KB . Det indre Stykke AE af en Hjulskovl bestemmes paa den Maade, at man paa GA lægger Vinkelen $GAP = 180 - \beta$, gjør $AP =$ Ledestovlapparatets Radius, deler Linien CP i to ligestore Dele og reiser fra Midtpunktet T en Perpendikular, hvis Skjæringspunkt S med Linien GA bliver Centrum for Buen AE . Ledestovlerne krummes efter en Cirkelsbue, hvis Centrum faaes, naar man til begge Ender af Radien CE lægger Vinkelen $CEE = LCL = \alpha$. Skjæringspunktet L bliver da det søgte Centrum.

Exempel. Til et Fald paa 5 Fod vil man konstruere en Fourneyrons Turbine paa 15 Hestes Kraft. Find den fornødne Vandmængde og Turbinens Dimensioner, naar man vælger $\frac{r}{r_1} = 1,35$, $\alpha = 30^\circ$ og $\beta = 100^\circ$.

Man tager Vandmængden pr. Sek.:

$$Q = 12 \frac{N}{h} = 12 \frac{15}{5} = 36 \text{ K. Fod,}$$

og Hjulets indre Radius:

$$r_1 = 0,326 \sqrt{Q} = 1,956',$$

altsaa den ydre Radius:

$$r = \frac{r}{r_1} 1,956 = 1,35 \cdot 1,956 = 2,64'.$$

Sættes $\varphi = \varphi_1 = 0,075$, saa findes den fordelagtigste ydre Peripherihastighed:

$$v = \sqrt{\frac{62,6 \cdot 5}{0,075 \cdot 0,7407 \frac{\sin^2 100^\circ}{\sin^2 70^\circ} + 2,07407 \frac{\sin 100^\circ \cos 30^\circ}{\sin 70^\circ} + 0,075}} \\ = \sqrt{\frac{62,6 \cdot 5}{1,465}} = 14,615' \text{ pr. Sek.}$$

og Omdreiningssantallet

$$n = 9,544 \frac{14,615}{2,64} = 52,9 \text{ pr. Minut.}$$

Bandets absolute Tillobshastighed findes nu:

$$c = 0,7407 \cdot 14,615 \frac{\sin. 100^0}{\sin. 70^0} = 11,345' \text{ pr. Sek.},$$

og den relative Tillobshastighed:

$$c_1 = \sqrt{11,345^2 + 0,7407 \cdot 14,615^2 - 2 \cdot 0,7407 \cdot 14,615 \cdot 11,345 \cdot \cos. 30^0} \\ = \sqrt{33,20} = 5,76 \text{ pr. Sek.}$$

og den relative Udløbshastighed gjøres:

$$c_2 = v = 14,615' \text{ pr. Sek.}$$

Man vælger nu et passende Antal Hjulskovler u, t. Ex. 30 af Tykkelsen $t = \frac{1}{4}'' = 0,02'$, og faar af Formel (11):

$$\sin. \delta = \frac{5,76}{14,615} 0,7407 \sin. 80^0 + \left(1 - \frac{5,76}{14,615}\right) \frac{30 \cdot 0,02}{2 \cdot 2,64 \cdot \pi} \\ = 0,2875 + 0,0219 = 0,3094 \text{ og } \delta = 18^0.$$

Tager man et mindre Skovlantal, kan δ gjøres mindre, men e bliver da større.

Samlet Areal af Udløbsaabninger bliver:

$$F_2 = \frac{Q}{c_2} = \frac{36}{14,615} = 2,46 \square',$$

og Hjulhoiden findes nu:

$$e = \frac{2,46}{2 \cdot 2,64 \cdot \pi \cdot 0,3094 - 30 \cdot 0,02} = 0,543'.$$

Det samlede Areal af Udtrædelsesaabninger paa Ledeskovl-
apparatet er:

$$F = \frac{Q}{c} = \frac{36}{11,345} = 3,17 \square',$$

og Ledeskovlernes Antal maa være:

$$u_1 = \frac{2 \cdot 1,956 \cdot \pi \cdot 0,5 - \frac{3,17}{0,543}}{0,02} = 15.$$

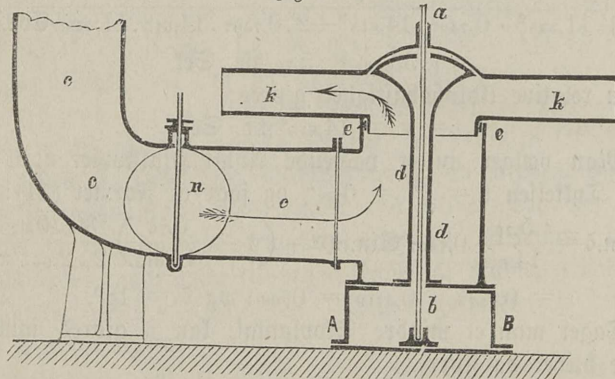
Den absolute Udløbshastighed bliver:

$$w = \sqrt{2v(1 - \cos. \delta)} = 1,197' \text{ pr. Sek.},$$

og med $\varphi = \varphi_1 = 0,15$ finder man efter Formel (16) meget nær Hjulets Nytteeffekt $N = 20$ Hestekræfter.

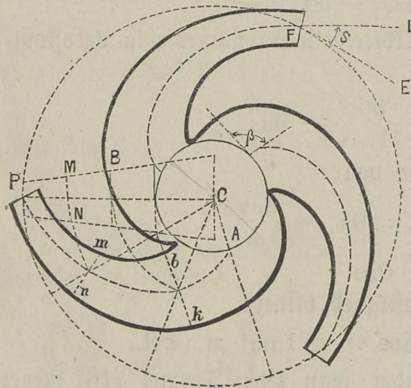
§ 62. Den saakaldte skotske Turbine er egentlig blot at betragte som en Modification af det Segner'ske Hjul. Den bestaar af 2 til 4 krummede Rør eller Kanaler, der danne det egentlige Hjul, og er uden Ledeskovler. Vandet føres i Almindelighed ind paa Hjulet nedendra for at formindste Turbinagjælsens Tappetryk. Paa den ved Fig. 157 viste skotske Tur-

Fig. 157.



bine er *cc* Indfaldsrøret og *kk* Gjennemsnit af Hjulkanalerne og Hjulet, der er fæstet paa A gelen *ab*. Denne sidste er omgivet af en faststaaende Hylse *dd*, der oven til er noget udvidet,

Fig. 158.



og har sit Fodlager i det fra Vandet afstængte Rum *AB*, hvilket er tilgjængeligt gennem en Sideaabning. Vandmængden reguleres ved Lugen *n*. For at der ved *ee* skal spildes saa lidt Vand som muligt, er Sammenstødsfladerne paa Rør og Hjul nøiagtigt sammenpassede, eller man anvender en egen Pakning. Fig. 158 viser et horisontalt Gjennemsnit af Hjulkanalerne, der i Alminde-

lighed ere saaledes formede, at deres Midtlinie danner en Archimediſk Spiral. Den ſtørſte er maaske den af Turbinerne, der giver mindſt Virkningsgrad — 0,5 til 0,6 — men den er ſimpel i ſin Konſtruktion og anvendes ikke ſjelden, naar Faldhøiden er ſtor og Vandmængden liden. Den gjøres ſom ofteſt af Støbejern.

Lader man i det Høieſte Vandets Hæftighed i Indfaldsrøret være 6' pr. Sek., ſaa gjøres den indre Hjulradius:

$$r = \sqrt{\frac{Q}{6\pi}} = 0,03 \sqrt{Q}$$

og Vandmængden beſtemmes af Rytteeffekten = N Hæftekræfter og Faldhøiden = h' efter Formelen:

$$Q = 13 \frac{N}{h} \text{ R. F. pr. Sek.,}$$

naar Virkningsgraden ſættes $\frac{E}{K} = 0,6$. Efterſom Antallet af Kanaler er 4, 3 eller 2, gjør man Hjulets ydre Radius $OP = R = 2, 3$ eller 4 Gange r. Benytter man de under Fourneyrons Turbine udviklede Formler, ſaa ſættes i diſſe $\alpha = 0$, og man faar den ydre Omdreiningſhæftighed:

$$v = \sqrt{\frac{2gh}{\varphi \left(\frac{r}{R}\right)^2 \text{Tang.}^2 \beta + \varphi_1}} = c_2.$$

Ved Turbiner uden Ledeskovler vil man imidlertid paa Grund af de forholdsvis ſtørre hydrauliske Modſtande have at gjøre v mindre end c_2 for at faa ud Maximum af Virkningsgrad. Beſtemmer man denne Hæftighed ved en almindelig Maximumsberegning, ſaa faar man:

$$v = \sqrt{\frac{a - \sqrt{a^2 - b}}{b \sqrt{a^2 - b}}},$$

hvor $a = \frac{\sqrt{1 - \varphi_1}}{\cos. \delta}$ og $b = 1 - \varphi \left(\frac{r}{R}\right)^2 \text{Tang.}^2 \beta$. Videre

ſaaes: $c = -\frac{r}{R} v \text{Tang.} \beta$ og $c_2 = \sqrt{\frac{2gh - bv^2}{1 + \varphi_1}}$,

og det ſamlede Areal af Udløbs- og Tilføbsaabninger maa være:

$$F_2 = \frac{Q}{c_2} \text{ og } F = \frac{Q}{c},$$

samt Hjulhøiden og Udløbsaabningernes Bredde:

$$e = \frac{F}{2r\pi} \quad \text{og} \quad d = \frac{F_2}{ue'}$$

naar u betegner Antallet af Kanaler. Som ovenfor nævnt dannes disses Midtlinie efter den archimediske Spiral, og Vektorradien CA bør for Hjul med 2, 3 og 4 Kanaler gjøre $\frac{1}{2}$, $\frac{1}{3}$ og $\frac{1}{4}$ Omdreining. Kanalernes Bredde faaes, naar man gjør $mn = MN$, $hk = HK$ o. s. v. Vinklerne β og δ bestemmes af Formlerne:

$$\text{Tang. } \beta = -\frac{R-r}{r\pi} \quad \text{og} \quad \text{Tang. } \delta = \frac{R-r}{R\pi},$$

idet man sætter $AC = R = 2, 3$ eller 4 Gange saa stor som r , efterjom Antallet af Kanaler er 4, 3 eller 2.

Indsætter man de af disse fundne Værdier af β og δ , nemlig for:

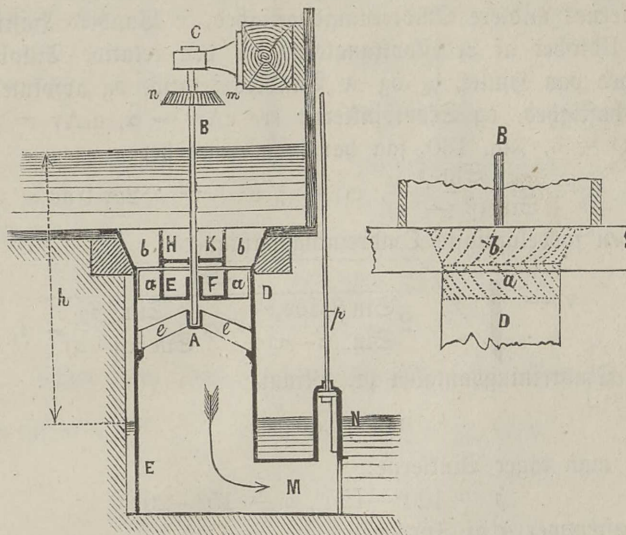
2 Kanaler,	3 Kanaler,	4 Kanaler
$\beta = 136^{\circ} 20'$	$\beta = 147^{\circ} 30'$	$\beta = 162^{\circ} 20'$
$\delta = 13^{\circ} 30'$	$\delta = 12^{\circ}$	$\delta = 9^{\circ}$

i foranstaaende Formel for Kanalernes ydre Omdreiningsshaftighed, saa faaar man denne for alle tre Tilfælde omkring $10\sqrt{h}$.

§ 63. Jonval's Turbine, der er vist ved Fig. 159, n. S., adskiller sig fra Fourneyrons Turbine derved, at Ledeskovlapparatet ligger over det egentlige Hjul, idet Vandet tilføres Hjulet ovenfra. Skovlerne have ingen Krumning i Horizontalplanet, men danne vindstjeve Flader, hvis beskrivende Linie staar lodret paa Hjulaxelen. Vandets Centrifugalkraft vil ved denne Turbine være af liden eller ingen Indflydelse, men istedetfor denne træder derimod Vægten af det mellem Hjulskovlerne værende Vand. Fremfor alle øvrige Turbiner har Jonval's Turbine den Fordel, at man kan anbringe Hjulet saagodt som paa hvilket som helst Sted mellem Overvandets og Undervandets Niveau, da nemlig Vandet her kan virke ligesaa fordelagtigt ved Sugning som ved Tryk.

Paa den ved Fig. 159 viste Turbine er AB Hjulaxelen, EF Gjennemsnit af Hjulringen, der er forenet med sit Bøs ved en hel Blade, og udenpaa hvilken er anbragt de krumme Skovler a . Hjulet er anbragt indeni det vertikale Rør DE , mellem

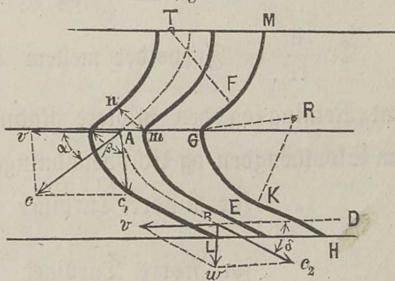
Fig. 159.



hvis øvre Del og den fastsiddende Ring HK befinde sig de faste Ledeskovler bb. Paa Figuren til Høire er ved de prikkede Linier a og b vist Skovlernes Krumning. C er Turbinagjælsens øvre Lager og mn et konisk Tandhjulpar til Kraftens Forplantelse. Fodlageret A bæres af 3 eller 4 Ribber eller Arme ee, der igjen ved Skrue ere befæstede paa Røret DE. N forestiller Lugen, der ved Stangen p kan hæves eller sænkes. Paa større Turbiner bestaar ofte denne Luge af en hel cylindrisk Ring, der omslutter det med Abninger nedtil forsynede Rør. Til Lugens Hæving anvender man da 3 eller 4 i lige Afstande om Røret anbragte Trækstænger, der samtidigt kunne hæves ved en Tandhjuludvegling. Røret DE gøres som oftest af Støbejern.

Jonvalturbinenes Theori falder ogsaa i det væ-

Fig. 160.



jentlige sammen med Fourneyronsturbines. Betegner v Hjulskovlernes midlere Omdreiningshastighed, c Vandets Hastighed ved Udløbet af Ledestovlfkanalerne, c_1 den relative Tiløbshastighed paa Hjulet, c_2 og w Vandets relative og absolute Udløbshastighed, og Skovlvinklerne ere $cAv = \alpha$, $c_1Av = \beta$ og $c_2BD = \delta$, Fig. 160, saa har man ogsaa her:

$$c = \frac{v \sin. \beta}{\sin. (\beta - \alpha)}, \quad c_1 = \sqrt{c^2 + v^2 - 2cv \cos. \alpha},$$

og den fordelagtigste Omdreiningshastighed:

$$v = \sqrt{\frac{2gh}{2 \frac{\sin. \beta \cos. \alpha}{\sin. (\beta - \alpha)} + \varphi \frac{\sin.^2 \beta}{\sin.^2 (\beta - \alpha)} + \varphi_1}}$$

eller Omdreiningssantallet pr. Minut:

$$n = 9,55 \frac{v}{r_1},$$

hvor man tager Vinklerne:

$$\beta = 100^\circ - 120^\circ, \quad \delta = 15^\circ - 20^\circ$$

og bestemmer α af Formelen:

$$\cot. \alpha = \cot. \beta + \frac{1}{\sin. \delta}.$$

Antager man for Turbinens Virkningsgrad Værdien $\frac{E}{K} = 0,65$, saa faar man den til Nytteseffekten N Hestekræfter og Faldhøiden h' svarende Vandmængde:

$$Q = 12 \frac{N}{h} \text{ K. F. pr. Sek.},$$

og det samlede Areal af Udtrædelsesaabninger paa Ledestovlapparat og Hjul bliver nu:

$$F = \frac{Q}{c} \text{ og } F_2 = \frac{Q}{v}.$$

Er $\frac{e}{r_1} =$ Forholdet mellem Skovllængden maalt i radial Retning og den midlere Radius, og $\frac{e}{d} =$ Forholdet mellem Skovllængden og Udløbsaabningernes Bredde d , saa sættes:

$$\text{for mindre Turbiner } \frac{e}{r_1} = 0,4,$$

$$\text{for større Turbiner } \frac{e}{r_1} = 0,2,$$

og man gjør $\frac{e}{d} = 2$ til 4. Den midlere Hjulradius bliver da:

$$r_1 = \frac{R + r}{2} = \left(1 + \frac{e}{d} t \sqrt{\frac{\pi \sin. \alpha}{2 \frac{e}{r_1} F}} \sqrt{\frac{F}{2\pi \frac{e}{r_1} \sin. \alpha}} \right)$$

hvor t er Skovlernes Tykkelse. Ledeskovlapparatets Høide tages $0,5 r_1$ til $0,6 r_1$, og Antallet af Ledeskovler og Hjulskovler sættes:

$$u_1 = \frac{F}{de} \text{ og } u = \frac{2r_1 \pi \sin. \delta - \frac{F_2}{e}}{t}.$$

Tager man som midlere Værdier $\beta = 110^\circ$, $\delta = 18^\circ$, hvoraf $\alpha = 19^\circ$, $\frac{e}{r_1} = 0,3$ og $\frac{e}{d} = 3$, saa faaes:

$$v = 5,09 \sqrt{h} \quad F = 0,209 \frac{Q}{\sqrt{h}}$$

$$c = 4,78 \sqrt{h} \quad F_2 = 0,196 \frac{Q}{\sqrt{h}}$$

$$r_1 = 0,584 \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}} + 0,1 \text{ og, om } 0,1 \text{ bortkastes,}$$

Omdreiningernes Antal pr. Minut:

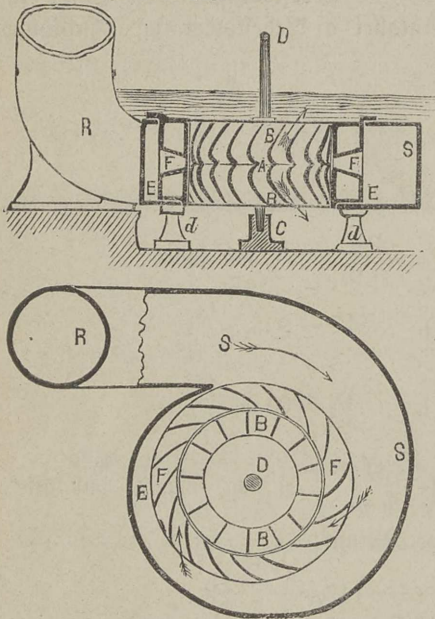
$$n = 9,55 \frac{v}{r_1} = 113,7 \sqrt{\frac{\sqrt{h}}{Q}}.$$

Den Jonbalste Turbines Effekt faaes, naar man i den tilsvarende Formel for Joumehrons Turbine sætter $\frac{r_1}{r} = 1$.

Som foran nævnt danne Skovlerne vindstjæbe Glader, hvis beskrivende Linie staar lodret paa Hjulets Axe. De nederste Stykker GF og HK ere rette Linier, der danne Vindflerne α og δ med Horizontalen. Den øvre Del MF af en Ledeskovl krumpes efter en Cirkelbue, der tangeres af GF, og hvis Centrum ligger i Ledeskovlapparatets øvre Begrænsningslinie. Centret R for den øvre Del af en Hjulskovl faaes, naar man affætter $\angle RKG = \angle RGK = \frac{1}{2}(\beta + \delta)$.

§ 63. Schieles Turbine.' En Mangel ved Jonvals Turbine er, at Axlens Tryk i Fodlageret altid vil være meget stort. Som Følge heraf vil nemlig Axlfraktionen kunne opsluge en mærkbar Del af det disponible Arbejde, og ligeledes vil Lageret lettelig kunne gaa varmt. Denne Mangel er af-

Fig. 161.



hjulpen ved Schieles Turbine, der er vist ved Fig. 161 i Oprids og Plan. Den egentlige Turbine BB, der sidder fast paa Axlen CD, er forsynet med Skovler AB, der udgaa fra Midten A opad og nedad med Krumning en og samme Wei. R er Indfaldsrøret, hvorfra Vandet føres ind i den spiralsformede Kanal SSE, der omgiver Hjulet, og hvorfra det ved Hjælp af de faste Ledestovler FF føres ind paa Hjulet i Høide med Midten A og saa nær som muligt i tan-

gential Retning. Kommen ind paa Hjulet vil det siden strømme gennem Hjulkanalerne saavel oven til som nedentil, og de vertikale Tryk paa de nedre og øvre Skovler ville omtrent holde hinanden i Ligevegt. Den spiralsformede Kanal SSE med Ledestovlapparatet hviler paa korte Støiler dd, og Hjulets øvre Flade anbringes gjerne lidt under eller i Høide med Under vandets Niveau. Hjulet gjøres altid af Støbejern og forsynes ofte med en Guling, saaledes at det netop kan flyde i Vand.

Betegner h hele Faldhøiden, h_2 Undervandets Høide over Hjulets Midte, $h_1 = h + h_2$ = Overvandets Høide over Hjulets Midte, og x = Vandets Tryk, angivet ved Høiden af

en Vandsoile, ved Indtrædelsen paa Hjulet, saa har man som ved Fourneyrons Turbine Hastigheden ved Udrædelsen af Ledestovkanalerne:

$$c = \sqrt{2g(h_1 - x)} \text{ og } x = h_1 - \frac{c^2}{2g} \dots (1)$$

Gøres Vandet ind paa Hjulet i nær tangential Retning, saa kan man sætte den relative Tiløbshastighed paa Hjulet:

$$c_1 = c - v = \sqrt{2g(h_1 - x)} - v \dots (2)$$

Til Bestemmelse af den relative Udløbshastighed c_2 har man:

$$\frac{c_2^2}{2g} - \frac{c_1^2}{2g} = x - h_2 = h_1 - h_2 - \frac{c^2}{2g} = h - \frac{c^2}{2g},$$

hvoraf faaes:

$$c_2 = \sqrt{2gh - 2cv + v^2} \dots (3)$$

naar man sætter de hydrauliske Modstande udaf Betragtning. Den absolute Udløbshastighed er:

$$w = \sqrt{c_2^2 + v^2 - 2c_2v \cos \delta} \dots (4)$$

naar δ er den ydre Skovlvinkel. For at faa w liden gjør man δ liden (15° til 20°) og tager $v = c_2$, i hvilket Tilfælde man ogsaa faar:

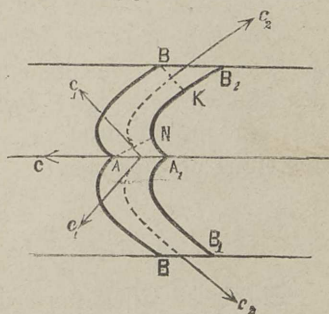
$$cv = gh \text{ og } c = \frac{gh}{v} \dots (5)$$

Betegner F , F_1 og F_2 det samlede Areal af Ledestovkanaler og Hjulkanaler ved Tillobet og Udløbet, $AA_1N = \beta$ og $BB_1K = \delta$, Fig. 162, Skovlvinklerne paa Hjulet, α Ledestovvinkelen, e Hjulstovlernes Længde i radial Retning, R og $r_1 = R - \frac{1}{2}e$ Hjulets ydre og midlere Radius, u_1 og u Skovlernes Antal paa Ledeapparat og Hjul og t deres Tykkelse, saa har man Vandmængden:

$$Q = Fc = F_1(c - v) = F_2c_2,$$

hvoraf faaes:

Fig. 162.



$$e = \frac{F_1 v}{F_1 - F} = \frac{v}{1 - \frac{F}{F_1}} \dots (6)$$

hvilket indsat i (5) giver den fordelagtigste ydre Peripherihastighed:

$$v = \sqrt{\left(1 - \frac{F}{F_1}\right) gh} \dots (7)$$

Tager man for Turbinens Virkningsgrad Værdien 0,7, saa har man ogsaa til Nytteeffekten N Hestekræfter Vandmængden:

$$Q = 11 \frac{N}{h} \text{ R. F. pr. Sek.} \dots (8)$$

og af Ligningen $F = \frac{Q}{c} = (2R\pi \sin.\alpha - u_1 t) a$, hvor a betegner Ledekanalerens Hvide, finder man den ydre Radius:

$$R = \frac{\frac{Q}{ca} + u_1 t}{2\pi \sin.\alpha} \dots (9)$$

Man pleier at sætte $u_1 = u$ og tager Skovlvinklerne:

β og $\alpha = 10^\circ$ til 20° .

Af de antagne Værdier af β og u finder man nu af Ligningen $F_1 = \frac{Q}{c - v} = 2e(2r_1\pi \sin.\beta - ut)$ tilnærmelsesvis Skovllængden:

$$e = \frac{F_1}{4r_1\pi \sin.\beta - 2ut} \dots (10)$$

Far man af denne Formel ved en antagen Værdi for r_1 bestemt e , saa har man nøiagtigere $r_1 = R - \frac{1}{2}e$, hvorefter man igjen faar en nøiagtigere Værdi af e ved i Formelen at indsatte den først bestemte r_1 . Endelig finder man den ydre Skovlvinkel af Ligningen:

$$\sin.\delta = \frac{\frac{Q}{2c_2 e} + ut}{2(R - \frac{1}{2}e)\pi} \dots (11)$$

Turbinens Effekt kan bestemmes efter den tilsvarende Formel for Fourneyrons Turbine.

Exempel. Til et Fald paa 20' skal konstrueres en Schieles Turbine paa 30 Hestes Kraft. Hvad bliver dens Dimen-

fioner, naar man tager $\alpha = 15^\circ$, $\beta = 18^\circ$, $a = 2,5'' = 0,208'$, $u_1 = 40 = u$ og $t = \frac{3}{8}'' = 0,031'$?

Gjør man Forholdet $\frac{F}{F_1} = \frac{3}{8}$, saa finder man af (7) den fordelagtigste Omløbs hastighed:

$v = \sqrt{(1 - \frac{3}{8}) 31,3 \cdot 20} = 19,8$ pr. Sek.,
samt af (6) den hertil svarende absolute Tiløbshastighed:

$$c = \frac{19,8}{0,625} = 31,7 \text{ pr. Sek.}$$

Videre finder man af (8) den fornødne Vandmængde:

$$Q = 11 \frac{30}{20} = 16,5 \text{ R. F. pr. Sek.,}$$

hvorefter nu af (9) faaes Hjulradien:

$$R = \frac{\frac{16,5}{31,7 \cdot 0,208} + 40 \cdot 0,031}{2 \cdot 3,1416 \cdot 0,2588} = \frac{3,744}{1,626} = 2,3'.$$

Hjulskoblerens Længde bliver efter (10) ved at tage $r_1 = 2,1$:

$$e = \frac{1,387}{4 \cdot 2,1 \cdot \pi \cdot 0,30902 - 2 \cdot 40 \cdot 0,031} = 0,246' = 2,95''.$$

En nøjagtigere Verdi af den midlere Radius er nu $r_1 = 2,3 - 0,123 = 2,177$, og man finder af (11):

$$\text{Sin. } \delta = \frac{\frac{16,5}{2 \cdot 19,8 \cdot 0,246} + 40 \cdot 0,031}{2 \cdot 2,177 \cdot \pi} = 0,21434$$

og $\delta = 12^\circ 25'$.

