TIJDSCHRIFT

VAN HET

KONINKLIJK INSTITUUT

VAN

INGENIEURS,

Afdeeling Nederlandsch-Indië.

NOTULEN DER VERGADERINGEN, VERHANDELINGEN ENZ.

INSTITUUTSJAAR

1903—1904.

BATAVIA
JAV. BOEKH. EN DRUKKERIJ
1904.

INHOUD

TIJDSCHRIFT 1903-1904.

	Bladz.
De werken tot bevloeiing der Tjiheavlakte, door L. H. SLINKERS en E. H. KARSTEN (met 11 platen)	I
Notulen der vergadering op 26 Augustus 1903	XI
Brief van den Raad van Bestuur	XII
Ysmachines, door J. F. H. KOOPMAN (met 3 platen)	XIII
Vorm en afmetingen van plaatijzeren aquaducten, door F. H. VAN KOOTEN (met 1 plaat).	XXX
Notulen der vergadering op 5 April 1904	XLIV
Algemeen Verslag	XLIV
Verslag van den Penningmeester	XLV
Winst- en Verliesrekening en Balans	XLVII
Stoomturbines, door J. W. VAN DIJK (met 3 platen)	XLVIII
Ledenlijst	LXVII

Koninklijk Instituut van Ingenieurs,

Afdeeling Nederlandsch-Indië.

VERBETERBLAD op tijdschrift 1902—03.

Bladz. VII, 1e kolom, regel 20 v.o.:
achter „breedten" invoegen „der driehoekspunten".
Bladz. IX, 2e kolom, regel 30 v.o.:
achter „verband" invoegen „zal".

VERHANDELINGEN

De werken tot bevloeiing der Tjiheavlakte in de Res. Preanger Regentschappen

DOOR DE LEDEN

L. H. SLINKERS EN E. H. KARSTEN. *)

I. Algemeene beschrijving der werken door het lid L. H. SLINKERS.
II. De stortdammen door het lid E. H. KARSTEN.

I. Algemeene beschrijving der werken.

Inleiding.

In den jaargang 1893—94 van het Tijdschrift der afdeeling N. I. van het K. I. v. Ingenieurs, is het verslag opgenomen van een in de vergadering van 27 April 1894 door den Ingenieur W. ELENBAAS gehouden lezing over de hierboven genoemde werken. Daarin wordt medegedeeld, welke verschillende plannen voor de bevloeiing der vlakte door middel van aftapping der *Tji Sokkan* werden gemaakt en hoe het belangrijkste gedeelte van het werk, de bij Gouv. besluit van 28 Januari 1891 No. 13 en van 3 Juni 1893 No. 13 geautoriseerde 1e en 2e sectie, werd uitgevoerd.

In het begin van het jaar 1894 waren deze beide secties voltooid en kon het bevloeiingswater daardoor geleid worden tot aan de eigenlijke *Tjiheavlakte*, die een netto oppervlakte heeft van 8561 bouws, makende een totaal van ± 8600 bouws met de 44, die reeds uit de 2e sectie der hoofdleiding irrigatiewater ontvangen. (Hiervan komen 6095 bouws op de 4e sectie en niet 6561 zooals door optelling der cijfers van de bevloeibare oppervlakten op het kaartje behoorende bij het Verslag over de B. O. W. over 1900 wordt verkregen. Uit L 6 worden namelijk, niet 3181 maar 3181 — 466 = 2715 bouws geirrigeerd.)

In het „Verslag over de B. O. W. in N. I. over het jaar 1894" komen eveneens uitvoerige mededeelingen voor over het tot stand komen der beide eerste secties van de hoofdleiding en wordt tevens beschreven, hoe de drempel in de *Tji Sokkan* in den loop van het verslagjaar tot stand kwam. Die mededeelingen eindigen met de woorden: „Nadat over een aantal punten met het Departement der B. O. W. in overleg was getreden, kwam het eindontwerp (voor de 3e sectie der werken) in Mei 1894 gereed. Over de wijze van uitvoering, met betrekking tot het al of niet bezigen van heerendienstplichtigen, werd geruimen tijd van gedachten gewisseld. Op het einde van 1894 was in deze zaak nog geen beslissing genomen".

In het „Verslag over 1895" wordt vermeld, dat in dezen toestand nog geen verandering is gekomen, terwijl in dat over 1896 een beschrijving voorkomt van de 3e sectie der hoofdleiding en van de zijleidingen, waarvoor eindelijk, bij het G. B. van 25 Juli 1896 No. 2, de noodige gelden waren toegestaan, nadat een onderzoek had geleerd, dat door verhooging der landrente een behoorlijke rente van het aanlegkapitaal van alle werken zou kunnen worden verkregen. Bij de uitvoering zou van slechts 69.900 dagdiensten van heerendienstplichtigen gebruik worden gemaakt.

In September 1896 kon aan de 3e sectie der hoofdleiding worden begonnen: het werk had dus ongeveer $2^1/_2$ jaar stil gelegen.

In de „Verslagen" over 1897, 1898, 1899 en 1900 wordt nog het een en ander over den gang van zaken bij de verdere uitvoering van het bevloeiingswerk meêgedeeld. Wij stellen ons voor in het hieronder volgende samen te vatten, wat daarbij merkwaardigs is voorgekomen. Plaat II geeft een overzichtskaartje.

A. De hoofdleiding.

a 3e sectie.

Terwijl het lengteprofil van de 1e en 2e sectie op een der teekeningen behoorende bij het verslag der lezing van den Ingenieur ELENBAAS is voorgesteld, is dat van de *geheele* leiding op de platen 1,1a en 1b aangegeven, met dien verstande dat in die leidinggedeelten, waar, zooals later zal worden vermeld, de taluds flauwer moesten worden gemaakt, de waterstand minder hoog werd. In de gedeelten, die nog niet waren ontgraven, toen de behoefte aan taludverflauwing bleek, werd de bodembreedte verminderd, zóódanig dat de waterstand van het lengteprofil aangehouden kon worden.

Vermoedelijk zal het de aandacht trekken, dat in dit lengteprofil voor de capaciteit in de 1e en 2e sectie 7 M³, voor die in het begin der 3e, 7.956 M³, verminderende tot 5.766 M³ bij het einde, en voor die bij het begin der 4e sectie 6 095 M³ is opgegeven. De verklaring hiervan is de volgende.

Toen men met den aanleg van het werk begon, waren de kaarten van het te bevloeien terrein nog niet voltooid en werd de oppervlakte daarvan op 8000 bouws aangenomen.

Van de hiervoor noodig geraamde 8 M³ bevloeiings-

*) Door een misverstand dragen de hierbij behoorende platen het jaartal 02 — 03. Dit moet natuurlijk zijn 03 — 04.
Secr.

water per seconde zou 7 M^3 door de *Tji Sokkan* worden geleverd en de rest door het stroomgebied, groot ± 1 KM^2, dat op de 2e sectie afwatert. Deze sectie had dus *geleidelijk* op den afvoer van 8 M^3 moeten zijn ingericht, tot aan het punt waar de aftapping voor 44 bouws plaats heeft; van daar tot aan de eerste aftapping uit de 3e sectie zou 7.956 M^3 moeten worden afgevoerd.

Na het gereed komen der detailkaarten bleek het intusschen, dat ongeveer 8600 bouws zouden moeten worden bevloeid, waarvan 6095 in de 4e sectie zijn gelegen en in het ontwerp van *deze* sectie werd dan ook op een debiet van 6.095 M^3 gerekend.

De vraag zal nu worden gedaan of door de 1e, 2e en 3e sectie wel de werkelijk benoodigde hoeveelheden kunnen worden afgevoerd; voor de beide eerste bedraagt dit niet 7, maar 8.6 M^3 want op het stroomgebied dat op de 2e sectie afwatert valt, zooals te begrijpen is, niet met eenige zekerheid te rekenen.

Het antwoord hierop kan bevestigend luiden, zooals de volgende berekeningen leeren.

Wanneer de tunnel, (wijdte op den bodem 2,50 M, hoogte tot geboorte gewelf 1,60 M., wijdte bij geboorte gewelf 2,82 M., pijl 0,50 M.) tot aan de geboorte van het gewelf gevuld is, dan bedraagt de

Natte inhoud: $(2.50 + 2.82) \times \frac{1.60}{2} = 4.26\ M^2$

Natte omtrek: $2.50 + (2 \times 1.60) = 5.70\ M^1$

en is $R = \frac{4.26}{5.70} = 0.75$

Het verhang van den bodem is 0.00142 en dus de gemiddelde snelheid, volgens de formule van DARCIJ en BAZIN en bij gebruik van de coëfficient voor eenigszins ruwe wanden,

$$v = \sqrt{\frac{Ri}{0{,}00024\left(1 + \frac{0.25}{R}\right)}} = \sqrt{\frac{0.75 \times 0.00142}{0.00024\ (1 + 0.33)}}$$

$= 1.82$ M., waaruit de afvoer $4.26 \times 1{,}82 = 7{,}75\ M^3$.

Laat men echter de vulling van den tunnel tot 0.25 M. boven de geboorte van het gewelf toe, dan wordt:

$$I = 4.26 + 0.64 = 4.90$$
$$O = 5.70 + 0.93 = 6.63$$

en $R = \frac{4.90}{6.63} = 0.74$. De snelheid wordt dus slechts weinig geringer en de afvoer $4.9 \times 1{,}8 = 8.82\ M^3$.

Bij *geheele* vulling wordt de afvoer *kleiner*, een gevolg van de omstandigheid, dat de verhouding tusschen I en O kleiner en de snelheid dus geringer wordt, terwijl de vergrooting van I daartegen niet opweegt. Bij welke hoogte van den waterstand de maximum-afvoer behoort, zou door differentieering kunnen worden gevonden. Het hierboven bepaalde cijfer van 8.82 M^3. geeft intusschen reeds de zekerheid, dat langs de tunnels een *voldoende* hoeveelheid water kan worden toegevoerd.

Ook langs de 2e sectie der hoofdleiding (bodembreedte 4,25 M. en taluds van 1 op 1) is dit het geval, indien slechts een weinig grootere waterdiepte dan de normale van 1.60 M. wordt toegelaten. Bij een diepte van 1.85 M. namelijk is:

$$I = \frac{1.85}{2} \times 12.20 = 11.29$$
$$O = 4.25 + (2 \times 2.60) = 9.45$$

$R = \frac{11.29}{9.45} = 1.21$ en aangezien de bodemhelling 0.0003 bedraagt is

$$v = \sqrt{\frac{1.21 \times 0.0003}{0.00028\left(1 + \frac{1.25}{1.2}\right)}} = \sqrt{\frac{0.00036}{0\ 00056}} = \sqrt{0.64}$$

$= 0.80$ en dus de afvoer: $11.29 \times 0.8 = 9\ M^3$.

Ten aanzien van de 3e sectie leidt een dergelijke berekening evenzeer tot een bevredigende uitkomst.

Zooals verder op het lengteprofil te zien is, bedraagt het totale verval in de 3e sectie 36.14 M. over een lengte van ± 5430 M. en is dat overwonnen met behulp van 25 *stortdammen*. De verdere kunstwerken in dit gedeelte der hoofdleiding bestaan in *doorlaten* voor het van de heuvels, die haar aan de rechterzijde begrenzen, afkomende water, waarvan er een, gecombineerd met een *spuisluis*, op plaat 3 is voorgesteld, in *aftappingen* voor de zijleidingen, waarvan er twee, gecombineerd met *stortdammen*, op plaat 4 zijn geteekend, en in eenige kleine *bruggen* voor de passage van voetgangers en vee bestemd.

Omtrent de *uitvoering* dezer sectie valt niet veel anders medetedeelen, dan dat een vrij belangrijke suppletie noodig bleek om het werk te kunnen voltooien; de oorzaken hiervan waren 1e dat voor het grondverzet hoogere prijzen moesten worden besteed dan waarop was gerekend, 2e dat de taluds der leidingen niet alleen flauwer moesten worden genomen dan volgens het gearresteerde ontwerp, maar zelfs over groote lengte van een steenbezetting, tot voorkoming van afschuivingen, moesten worden voorzien en 3e dat (zie hierachter) de capaciteit der doorlaten moest worden vergroot.

In verband met het te gunstige oordeel betreffende de vastheid van den grond, waarin de leidingen der 3e sectie zouden moeten worden ontgraven, werd in het ontwerp voor de *stortdammen* niet op een bak aan de benedenzijde maar alleen op een bemetseling van bodem en wanden aan die zijde ter lengte van 6 M. gerekend. Nadat de 3e sectie geheel voltooid en in exploitatie gebracht was, bleek het echter, dat beneden de meeste stortdammen de waterbeweging zóó sterk was, dat een betere bescherming van bodem en oevers niet achterwege kon blijven. Er werd daarom besloten de bemetseling benedenstrooms 10 M. te verlengen, terwijl zij bovendien bovenstrooms over $1\frac{1}{2}$ M. lengte, ter voorkoming van achterloopschheid, zou worden aangebracht.

Deze voorziening kwam in het vóórjaar van 1901 bij de 19 stortdammen, die daaraan het meest behoefte hadden, tot stand. De leiding moest voor dit werk ongeveer drie weken worden drooggelegd, een termijn die, met het oog op de bevloeiing, niet kon worden verlengd doch niet lang genoeg was om *alle* stortdammen te voorzien.

Zooals in het „Verslag" over het jaar 1897 wordt medegedeeld, was in het gearresteerde ontwerp der 3e sectie de capaciteit der *doorlaten* zóó groot genomen, dat 6 M^3 per KM^2 stroomgebied kon worden afgevoerd. Voornamelijk op grond van de ondervinding bij de werken in *Zuid-Panaroekan* opgedaan, werd dit cijfer tot 11 M^3 verhoogd en werden in verband daarmede de afmetingen der kokers van de doorlaten, waaraan nog niet was begonnen, vergroot. Die der *Tjibaregbeg* en der *Tjiloentjat* waren reeds gedeeltelijk gereed ten tijde dat tot de verandering werd besloten; bij deze werd daarom een tweede koker van de zelfde afmetingen bijgebouwd.

Met slechts één der doorlaten, die der *Tji-Seuseupan*, een zijriviertje der *Tji-Soekarame*, die zich op haar beurt

in de *Tji-Sokkan* stort, op korten afstand van het begin der 3e sectie, is een *spuisluis* gecombineerd. Het water der *Tji-Sokkan* heeft dan trouwens reeds een weg van 5 K. M. afgelegd en beteekenende neerzetting van vaste stoffen uit die rivier afkomstig is hier dus niet meer te verwachten; zooals de ondervinding leert, heeft intusschen in de geheele 3e sectie nog aanslibbing plaats, die vermoedelijk een gevolg is van de aantasting der taluds beneden de stortdammen.

Ter loops zij hier medegedeeld, dat de aanslibbing in den 1en tunnel zóó belangrijk is, dat somtijds een vierde van het profil daardoor wordt ingenomen, zoodat het wellicht wenschelijk is aan het *einde* van dezen tunnel een gelegenheid tot spuien aan te brengen *). In den 2en tunnel, waar een vloer ontbreekt, heeft daarentegen zulk een sterke uitschuring plaats gehad, dat de fundeering der rechtstanden gevaar begon te loopen. Dit werd opgeheven door het aanbrengen om de 10 M. van gemetselde drempels, breed 0.70 M.

Het aantal *inlaten* in de 3e sectie bedraagt totaal zeven, waarvan vier voor de secundaire leidingen L1, 2, 3 en 4 en de overige voor tertiaire, waaruit het water onmiddellijk op de velden wordt gebracht.

Beide soorten kunnen door een, middels een windwerk bewogen schuif en tevens door schotbalken worden afgesloten.

Langs de geheele 3e sectie der hoofdleiding is een *verharde rijweg* aangelegd, die te *Soekarama* aansluit aan den bestaanden weg van deze plaats over *Djati* naar *Tjirandjang* en nabij het einde der sectie door een afzonderlijk aangelegd gedeelte lang ± 1½ K. M. met dien weg wordt verbonden. Van het in slechten staat verkeerende en zeer geaccidenteerde gedeelte van bedoelden weg, *Soekarama - Djati*, behoeft dientengevolge voor karrentransport geen gebruik meer te worden gemaakt.

b 4e sectie.

De 4e sectie der hoofdleiding begint op ongeveer 500 M. van den linkeroever der *Tji-Randjang*, welke rivier zij met een aquaduct passeert en heeft een lengte van 7355 M., met een totaal verval van 26,84 M., hetwelk met behulp van *een gemetselde goot* en *vier stortdammen* wordt overwonnen. Van deze laatste is er één met de zooeven bedoelde aquaduct verbonden.

In het oorspronkelijke, bij het G. B. van 15 Februari 1899 No. 5 gearresteerde ontwerp was op een veel grooter aantal *stortdammen* gerekend: het bleek echter den Chef der werken, dat een elf-tal hiervan zou kunnen vervallen en door een gemetselde goot worden vervangen, indien de leiding eenigszins werd omgelegd, waaraan het groote voordeel verbonden zou zijn, dat de ontgraving niet in drassige sawahgronden maar in vasten grond zou geschieden, zoodat geen afschuivingen der taluds zouden zijn te vreezen, terwijl de verandering tevens tot eenige bezuiniging zou leiden.

Door den Directeur der B.O.W. werd machtiging verleend om tot deze afwijking van het geautoriseerde werk overtegaan.

Spoedig daarna werd door den Chef der werken een tweede afwijking voorgesteld, die echter zulke belangrijke technische en finantieele gevolgen zou hebben, dat de noodzakelijkheid werd ingezien om vooraf de goedkeuring der Regeering te vragen: deze werd verleend door intrekking van het besluit van 15 Februari 1899 No. 5 en arresteering van een nieuw ontwerp voor de 4e sectie der hoofdleiding bij dat van 11 April 1900 No 3.

De hier bedoelde wijziging komt op het volgende neder.

Volgens het oorspronkelijke ontwerp zouden (zie het overzichtskaartje) méér dan 3000 bouws moeten worden bevloeid door de secundaire leidingen L. 5 en L. 6, waarvan de prise d'eau respectievelijk op ± 5 KM. afstand van het begin der sectie en nabij het einde daarvan waren geprojecteerd. Het grootste gedeelte van die oppervlakte werd geleverd door een terrein dat beteekenend lager dan de hoofdleiding is gelegen, zoodat niet minder dan vier-en-twintig *stortdammen* in L. 5 en L. 6 zouden moeten worden gebouwd alvorens dit terrein te bereiken.

Nu bestond er in de *Tji-Randjang* bij de dessa *Bodjong - pitjoeng* een, door het bestuur gebouwde, gemetselde dam met daaraan verbonden, open leiding, dienende om het water van dit riviertje optestuwen en voor de irrigatie te benuttigen. De Chef der werken kwam nu— nadat de bouw der aquaduct c.a. over de *Tji-Randjang* reeds was begonnen — op het denkbeeld, dat het voor L. 5 en L. 6 bestemde water even goed in deze rivier geleid en door de zooeven bedoelde, eventuëel versterkte, stuw op de velden gebracht zou kunnen worden. Die leidingen zouden dus uit de *Tji-Randjang* en niet uit de hoofdleiding zelve aftappen, terwijl in de bevloeiing van de nabij *deze* gelegen gronden door hieruit aftappende tertiaire leidingen zou wórden voorzien.

Het uitstorten in de *Tji-Randjang* van het water der hoofdleiding zou geschieden door middel van een zijriviertje, de *Tji-Barengkok*, hetwelk door deze op ± 2½ KM. van het beginpunt der 4e sectie wordt gesneden.

De aan deze wijziging verbonden voordeelen zijn de volgende: 1° dat aan het gedeelte der hoofdleiding tusschen de *Tji-Barengkok* en de oorspronkelijke prise d'eau van L. 6, een lengte hebbende van 4.6 KM., een veel kleiner capaciteit zou kunnen worden gegeven en dientengevolge het grondverzet ± ⅓ minder zou worden; 2° dat op deze secundaire leidingen zelven door haar mindere lengte en het wegvallen van vele kunstwerken aanmerkelijk zou kunnen worden bespaard; 3e dat ook het in de *Tji-Randjang* aanwezige rivierwater, zonder aanleg van een *afzondelijk* leidingstelsel, voor de bevloeiing der 4e sectie zou kunnen worden gebruikt.

Tegenover deze voordeelen stond alleen het nadeel dat de bestaande dam te *Bodjong-pitjoeng* — zooals reeds gezegd is, een inlandsch kunstwerk — versterkt en daaraan een inlaat- met spuisluis verbonden en over de *Tjibioek* een aquaduct gebouwd zou moeten worden.

Nadat de noodige onderzoekingen hadden plaats gehad en hierdoor o.a. was gebleken, dat deze dam zonder groote kosten tot een kunstwerk van voldoende soliditeit zou kunnen worden gemaakt, werd overgegaan tot het opmaken van het gewijzigde ontwerp en machtiging tot de uitvoering hiervan verleend. De bezuiniging die door de wijziging is verkregen bedraagt ongeveer *f* 60.000, waarvan de helft voor de hoofdleiding en de rest voor de zijleidingen. Bij de berekening van deze cijfers is in aanmerking genomen, dat de eenheidsprijzen van het grondverzet en van het metselwerk in de gewijzigde begrooting der hoofdleiding hooger zijn aangenomen dan in de oorspronkelijke, maar dat daarentegen in de eerste

*) Volgens welwillend verstrekte inlichting werd in Augustus 1902 tot den bouw dezer spuisluis machtiging verleend voor de som van *f* 2157. Dit werk is thans gereed.

Secr.

niet meer gerekend wordt op de *verharding* van den weg langs de 4e sectie der hoofdleiding, die volgens het eerste ontwerp door zou loopen tot aan het begin van L. 6 en langs deze tot aan den grooten postweg zou worden voortgezet. Nu het eerste gedeelte van L. 6 verviel en dus over ongeveer 2 KM. lengte een *afzonderlijke* aardebaan voor dien weg gemaakt zou moeten worden, werden de kosten van de geheele verbinding niet meer evenredig aan het daarvan te verwachten nut geacht.

Ook de *onderhoudskosten* der werken van de 4e sectie zullen door de gemaakte wijziging vermoedelijk lager zijn geworden.

Naar aanleiding der ondervinding bij de *stortdammen* der 3e sectie opgedaan, werd door den Chef der werken naar middelen gezocht, om door een andere constructie dier kunstwerken de waterbeweging benedenstrooms tot mindere lengte te beperken; de op plaat 5 voorgestelde *stortdam* is daarvan het resultaat (K. H. 47 doorsnede en plattegrond).

De teekening der hiervoren bedoelde *gemetselde goot* is gegeven op plaat 5: zij heeft een lengte van 290 M., waarvan de eerste 230 M. een helling hebben van $^1/_{20}$ en de overige van $^1/_{15}$. De bak aan het einde der goot komt in vorm ongeveer overeen met dien van het op dezelfde plaat afgebeelde kunstwerk 47.

De *inlaat*, waardoor het water, bestemd voor de voeding van L. 5 en L. 6, langs de *Tji-Barengkok* aan de *Tji-Randjang* wordt toegevoerd, is met een *doorlaat* voor de *Tji-Barengkok* en een *spuisluis*—de eenige der 4e sectie—verbonden. In het begin der secundaire leiding L7, het verlengde der hoofdleiding, wordt echter nog een spuisluis aangetroffen, waardoor dus ook de hoofdleiding kan worden schoongemaakt. Door dit kunstwerk, hetwelk het leidingwater in de *Tjipetir*, een zijrivier der *Tjitaroem*, afvoert, wordt een verbinding tusschen deze laatste rivier en de *Tji-Sokkan* verkregen.

De capaciteit der *Tji-Barengkok* moest natuurlijk ten behoeve van dien meerderen afvoer worden vergroot. Op de kosten van dit graafwerk kon bij de uitvoering eenigszins worden bespaard door het water te doen uitloopen in de *rawa Kotok*, van waar het van zelf zijn weg vindt naar de *Tji-Randjang*, en niet, zooals eerst het plan was, een afzonderlijke afvoersloot *rondom* die rawa te graven.

Het aantal *doorlaten* in deze sectie bedraagt totaal *acht*, waarvan elk één voor de *Tji-Bangoewah*, de zooeven genoemde *Tji-Barengkok*, de *Tji-Djoelang*, de *Tji-Bioek*, de *Tjiawitali* en de *Tjibodas*, zijnde de bovenste gedeelten van kleine riviertjes, die zich in de *Tji-Randjang* of de *Tji-Taroem* storten, en de beide andere, die op het lengteprofil en het overzichtskaartje alleen door een nummer of letter zijn aangeduid, voor kleine beken, welke in de *Tji-Bioek* uitloopen.

De constructie der doorlaten in de 4e is de zelfde als van die der 3e sectie.

Tot de belangrijke kunstwerken dezer sectie behooren verder de *aquaducten* over de *Tji-Randjang* en over haar zijriviertje de *Tji-Tapen* en de *syphon*, waardoor de hoofdleiding onder een ander van die zijriviertjes, de *Tji-Pangawaren*, wordt gevoerd; van deze syphon is op plaat 6 een teekening gegeven. Het kunstwerk is gecombineerd met een gewone ijzeren ligger-brug, waaraan, even als aan de andere in den rijweg langs de hoofdleiding, een breedte tusschen de leuningen van 3 m. is gegeven.

Door negen *inlaten* van tertiaire leidingen wordt in de 4e sectie uit de hoofdleiding water afgetapt ten behoeve van 924 bouws, terwijl op het einde dier sectie nog 1991 bouws uit de secundaire leiding L7 — waarin de hoofdleiding overgaat — met haar zijtak L7a moeten worden bevloeid en door de *Tji-Barengkok*, zooals reeds werd vermeld, water aan L5 en L6, ter besproeiing van 3181 bouws wordt toegevoerd.

Omtrent deze inlaten valt niets bijzonders medetedeelen.

B. De secundaire leidingen der 3e en 4e sectie.

In de 3e sectie worden slechts twee van dergelijke leidingen van beteekenis, namelijk L3 en L4, aangetroffen, dienende respectievelijk tot bevloeiing van 1344 en 510 bouws.

Alleen in de eerste komen kunstwerken van eenig belang voor, namelijk drie gemetselde goten in L3 zelve en één in haar zijtak.

Het belangrijkste kunstwerk in de 4e sectie, hetwelk als bij de secundaire leidingen behoorende kan worden beschouwd, is de *stuw met inlaat-en spuisluis* in de *Tji-Randjang* te *Bodjong-pitjoeng*, waardoor de leidingen L5 en L6 worden gevoed en die op plaat 7 is voorgesteld. *)

Zooals daaruit te zien is, heeft de reeds vroeger vermelde versterking van den bestaanden inlandschen stuwdam plaats gehad door het aanbrengen van een bemetseling met natuurlijken steen ter dikte van gemiddeld 80 c. m. terwijl tevens de rivierbodem benedenstrooms over 10 M. lengte door een dergelijke bemetseling, op den rechteroever aansluitende aan den betonvloer der spuisluis, werd beschermd.

Met het gedeeltelijk afdammen der *Tji-Randjang*, ten behoeve van het maken der spui- en inlaatsluizen, werd nog al moeite ondervonden, waarom werd overgegaan tot het maken eener coupure in den linkeroever, waarlangs het rivierwater werd afgeleid. Deze coupure werd eerst gedicht, toen de beide sluizen gereed waren en er dus gelegenheid bestond om dat water op andere wijze te loozen.

Met het kunstwerk is een brug breed 3 M. verbonden, ter vervanging van een in zeer slechten staat verkeerende, in den weg *Tjirandjang* over *Bodjong-pitjoeng* naar *Djati*, die een weinig stroomafwaarts was gelegen: deze weg moest daarvoor plaatselijk eenigszins worden verlegd.

In de secundaire leidingen L5 en L6 komen verscheidene kunstwerken, zooals stortdammen, aftappingen enz. voor; afzonderlijke vermelding verdient hiervan de syphon op het ontmoetingspunt van L6 met den staatsspoorweg van *Tjiandjoer* naar *Bandong*, welke door den dienst der exploitatie van de Westerlijnen werd gebouwd. Die spoorweg moest hiervoor tijdelijk worden omgelegd.

Ook in de secundaire leiding L7 met haar zijtak L7a, waardoor bijna 2000 bouws moeten worden bevloeid, worden tal van kunstwerken aangetroffen.

Onder deze 2000 bouws behooren er 389 tot een erfpachtsperceel. Bij het opmaken van het ontwerp voor de waterverdeeling uit L7 en L7a is er voor gezorgd — na de daaromtrent in een dergelijk geval in

*) De letters, aangevende doorsnede gh. in den plattegrond, behoorden verwisseld en andersom geplaatst te zijn.

Secr.

een ander gewest opgedane ondervinding — dat naderhand met den erfpachter geen moeilijkheden kunnen ontstaan, hetgeen door den grilligen vorm van het perceel nog al eenig overleg heeft gekost. Men is er echter in geslaagd om alle aftappingen voor tertiaire leidingen, dienende voor de irrigatie van gronden der bevolking, en die leidingen zelven — met uitzondering van een klein gedeelte van een enkele — *buiten* het perceel te houden.

Gebreken van het werk.

Na de voltooiing van de eerste drie secties der *Tjiheawerken* zijn eenige gebreken daarvan aan den dag gekomen, waarvan de vermelding nut kan hebben.

Het voornaamste bestaat hierin, dat in de 2e sectie de leiding op twee plaatsen, ter besparing op het grondverzet, in de onmiddellijke nabijheid van het zeer diepe ravijn der *Tji-Sokkan* is gelegd. Waarschijnlijk tengevolge van doorsijpeling had in het jaar 1895 een afschuiving van den rivieroever op één dier punten plaats, die de leiding in gevaar bracht; tot voorkoming van herhaling door *deze* oorzaak zijn toen de bodem en de linkeroever van de leiding over voldoende lengte bemetseld.

Het gevaar voor beschadiging op die plaats is daardoor echter niet opgeheven.

Zooals namelijk reeds vroeger is meêgedeeld, watert een oppervlakte van ± 1 K.M² op de 2e sectie der leiding af en aangezien dit stroomgebied zeer steil en weinig begroeid is, zoo behoeft het geen betoog, dat de hoeveelheid water, die daardoor wordt toegevoerd, verscheidene kubieke meters per seconde kan bedragen en tot het overloopen der leiding op het bedoelde gevaarlijke punt aanleiding kan geven, indien niet tijdig de inlaatsluis der prise d'eau wordt gesloten. Er bestaat natuurlijk volstrekt geen zekerheid dat dit laatste steeds geschieden zal — al wordt door de sluiswachters de noodige waakzaamheid betracht — en het is dus hoogst noodzakelijk om het water van het bedoelde stroomgebied op de eene of andere wijze in de *Tji-Sokkan* te brengen of uit de leiding te loozen vóór het gevaarlijke punt is bereikt. Bij het vertrek naar *Europa* van steller dezes, in Mei 1902, waren maatregelen in overweging om het beoogde doel te bereiken.

Omtrent de onvoldoende bescherming der taluds benedenstrooms van de stortdammen in de 3e sectie is hierboven reeds gesproken: vooral is de aantasting der oevers bij *die* kunstwerken van beteekenis, welke in een der talrijke bochten van de leiding zijn gelegen. Al weder met het doel om op het grondverzet te besparen is het tracé der 3e sectie namelijk zooveel mogelijk in de richting der tranches gelegd; het is de vraag of dat doel daardoor is bereikt, aangezien de leiding door al die bochten een veel grootere lengte heeft verkregen dan noodig was en, in elk geval, of het nadeel van een veel te kronkelenden loop niet tegen de verkregen bezuiniging opweegt.

Zooals uit de beschrijving in het „Verslag" over 1894 blijkt, werd het alleen noodig geoordeeld om in de *Tji-Sokkan*, bij de prise d'eau, een lagen drempel te leggen, ten einde uitschuring van den bodem te voorkomen. Het bleek echter dat de hoogte van dien drempel op den duur niet voldoende was om bij lage riverstanden *al* het water in de sluis te leiden, hetgeen aan de opeenhooping van groote steenen vóór dit kunstwerk moet worden toegeschreven. Er werd daarom in het begin van het jaar 1902 machtiging verleend om dien drempel over zekere lengte, beginnende aan den tegenover gestelden oever, waar bij lage standen overstorting plaats had, 50 c.M. te verhoogen.

Het is intusschen niet onwaarschijnlijk, dat op den duur hiermede niet zal kunnen worden volstaan en dat men er toe zal moeten overgaan om in den drempel een spuisluis te bouwen.

Kosten der Tjiheawerken.

Voor de verschillende onderdeelen zijn de volgende bedragen *toegestaan*:

a.	Voor de 1e en 2e sectie totaal:	*f*	386.982
b.	„ „ 3e „ „ :	„	183.367
c.	„ „ 4e „ hoofdleiding:	„	152.549
d.	„ „ „ „ secundaire leidingen L5, L6 en L7 totaal:	„	149.577
e.	Voor verschillende kleine, bijkomende, werken (w. o. de herstelling aan de 2e sectie der hoofdleiding en een reparatie van den 1en tunnel). . .	„	10.638
	Totaal	*f*	883.113

Op het einde van het jaar 1901 was *verwerkt*:

voor	*a.*	*f*	387.265
„	*b.*	„	180.682
„	*c.*	„	144.039
„	*d.*	„	78.013
„	*e.*	„	8.390
	Totaal	*f*	798.389

Voor het jaar 1902 werd *f* 75.000 beschikbaar gesteld, welk bedrag, zooals het zich ten minste liet aanzien, zeker voldoende zou zijn om het werk te voltooien.

De stand was op 1 Januari van dit jaar als volgt: nog niet gereed waren een gedeelte der leiding L6, voor zooveel deze ten Noorden van den postweg is gelegen, en van haar zijtakken L6c en L6d en het grootste gedeelte van L7 en L7a. Van het totaal voor de secundaire leidingen toegestaan bedrag ad *f* 149.577 was op Ultc. December 1901 verwerkt *f* 78.013 en dus nog ± *f* 70.000 beschikbaar.

Bovendien was de hierboven besproken verhooging van den drempel in de *Tji-Sokkan*, waarvoor *f* 1716 werd toegestaan, nog niet uitgevoerd en moest nog bij eenige *stortdammen* der 3e sectie de bodem- en taludvoorziening worden aangebracht.

Neemt men voorloopig aan, dat het totaal *toegestaan* bedrag noodig en voldoende zal zijn om het werk te voltooien en voegt men daarbij de kosten van de opnemingen en het projectwerk ad *f* 52.117, dan komt men tot een cijfer van *f* 935.230— waarin de tractementen van het waterstaatspersoneel in vasten dienst echter *niet* zijn begrepen. Per bevloeibare bouw zullen de *Tjiheawerken* dus $\pm \frac{935.230}{8600} = f$ 109 kosten, waarvan $\frac{387.265}{8600} = f$ 45 (zijnde de kosten der 1e en 2e sectie) voor aanvoer van het water tot aan de vlakte, waar de eigenlijke bevloeiing begint; dat cijfer kan dus niet hoog worden genoemd.

En aangezien het debiet der *Tji-Sokkan* zelden tot 3.5 M³ per seconde daalt, terwijl gedurende hoogstens drie maanden van het jaar minder dan 7 M³ wordt afgevoerd, en dus mag gezegd worden, dat steeds een

genoegzame hoeveelheid water voor de volledige bevloeiing der vlakte voorhanden is, terwijl deze vroeger afhankelijk was van den afvoer der kleine riviertjes die haar doorsnijden — en dus feitelijk van den regen — zoo kan de verbetering in den toestand niet te duur gekocht worden geacht.

Het is dan ook te verwachten, dat de uitvoer van padi, die reeds vóór het tot stand komen der werken belangrijk was, aanzienlijk zal toenemen, terwijl, zooals reeds gebleken is, veel vroeger in het jaar zal kunnen worden geoogst, hetgeen aan den verkoopprijs ten goede komt.

Personeel.

De Ingenieur W. ELENBAAS bleef van den aanvang tot Mei 1894 Chef van het werk — dat onder toezicht van den Chef der 1e W/A werd uitgevoerd — en voltooide de 1e en 2e sectie geheel.

Hij werd opgevolgd door den Ingenieur KRUIMEL en deze in Mei 1895 door den Ingenieur KARSTEN, die de 3e sectie en de hoofdleiding der 4e *geheel* en de secundaire leidingen dezer laatste voor ongeveer twee-derde voltooide en April 1902 wegens ziekte naar *Europa* moest vertrekken; als Chef der werken werd toen de Ingenieur BERTEL aangewezen.

De Ingenieur KARSTEN werd bij zijn komst in *Indië*, in October 1893, dadelijk aan den Chef der *Tjiheawerken* toegevoegd: hij was hierbij dus totaal $8^1/_2$ jaar werkzaam.

Omtrent een voornaam onderdeel dier werken zal hieronder het een en ander door hem worden medegedeeld.

Den Haag, December 1902

Het lid v/h K. I. v. I.
L. H. SLINKERS.

II. De stortdammen.

Onder de menigte kleine en groote kunstwerken, welke uitgevoerd werden in de 3de en 4de sectie der *Tjiheawerken*, verdienen de stortdammen wel in de eerste plaats vermeld te worden, minder om de belangrijkheid van ieder der kunstwerken op zich zelf, dan wel wegens het overgroote aantal, dat men er van maken moest.

Niet minder dan 117 stortdammen werden er in de hoofdleiding en de 7 secondaire leidingen ontworpen, waarvan vele met secondaire of tertiaire aftappingen en een tweetal met doorlaten tot één kunstwerk vereenigd werden.

Daar de uitvoering van de 3de sectie der hoofdleiding reeds aanving in September 1896, terwijl het laatste project van de secondaire leidingen der 4de sectie pas in 1901 geautoriseerd werd, zoo is 't begrijpelijk, dat de ondervinding, opgedaan met de eerst voltooide en in gebruik gestelde stortdammen, niet zonder invloed gebleven is op de later geprojecteerde.

Reeds dadelijk begon de uitvoering met een, wat stortdammen aanging, zeer belangrijk leidinggedeelte. In de 3de sectie der hoofdleiding, ter lengte van ruim 5400 M met een normaal debiet van $\pm$ 8 M^3 per seconde, kwamen toch niet minder dan 25 dezer kunstwerken voor.

De ontwerpen daarvan, welke reeds in 1893 vervaardigd waren, muntten uit door grooten eenvoud. Iedere stortdam bestond slechts (zie fig 1 plaat 8) uit een stuwmuur met rechthoekige stortopening en eene bekleeding van de taluds en den bodem benedenstrooms ter lengte van 6 M. en 0,50 M. dik, alles van kalisteenmetselwerk in basterdspecie, behalve de drempel der stortopening, welke ter dikte van 0,15 M. in portlandcementbeton uitgevoerd moest worden. De maximum valhoogte bedroeg 2 M., terwijl de laagste stortdam niet meer dan 0.75 M. hoog was.

Daar, blijkens de nota van toelichting behoorende bij dit ontwerp, in 't algemeen gerekend was op eene ontgraving der leiding in bijzonder vaste en harde gronden, zoo scheen deze constructie, welke de kosten der stortdammen tot een minimum beperkte, wel gewettigd. Toen echter bij de uitvoering der werken bleek, dat op vele plaatsen de gronden, wat deze goede eigenschappen betrof, zeer tegenvielen, zoodat over groote afstanden de taludhelling der leiding, welke in de geautoriseerde projecten 1 op 1 bedroeg, veranderd moest worden in eene helling van $1^1/_2$ op 1, kon gerechte twijfel omtrent de voortreffelijkheid dezer stortdamconstructie natuurlijk niet uitblijven. Daar evenwel een eenigszins aanmerkelijke verlenging der taluds- en bodembekleeding voor al de 25 stordammen zeer belangrijke meerdere uitgaven zou vorderen, terwijl men omtrent de doelmatigheid van deze, of een eventueel andere wijziging van de aangenomen ontwerpen nog in het duister verkeerde, werd het beter geacht eerst na ingebruikstelling der leiding de gebreken der stortdammen na te gaan en deze zoo mogelijk te verhelpen.

Toen in September 1898 de 3de sectie der hoofdleiding geopend was, bleek reeds na korten tijd, dat bodem en oevers der leiding beneden de gemetselde bekleeding hevig aangetast werden. Om de volledige oorzaken daarvan te weten te komen, werd de waterbeweging beneden de stortdammen nauwkeurig bestudeerd. Door de, in verhouding tot de bodembreedte van het benedenpand, geringe breedte van vele drempels (zie fig. 1 plaat 8) stortte zich een smalle, dikke waterstraal in het midden van 't benedenpand uit. De groote snelheid in horizontalen zin, welke het water ten gevolge van de verminderde waterhoogte boven den drempel der stortopening kreeg, verdween eerst langzamerhand in het benedenpand, zoodat soms 70 M. beneden den stortdam nog een stroom met duidelijk merkbare grootere snelheid dan het andere water waar te nemen was. Zeer nadeelig bleek het groote aantal bochten te zijn, dat in dit leiding-gedeelte voorkwam, waardoor genoemde waterstroom dikwijls even of op eenigen afstand benedenstrooms van den stortdam één der oevers raakte en zich vervolgens met zeer langzaam afnemende snelheid langs dezen voortbewoog.

Eene andere strooming, in tegengestelden zin met de te voren besprokene en aan beiden kanten daarvan voorkomende, ontstond door de verlaging van het niveau, ter plaatse waar het water in het benedenpand valt, waarschijnlijk nog versterkt door eenige opstuwing van het water aan beide zijden van den hoofdstroom en door dezen laatsten veroorzaakt. Deze stroomingen waren soms zeer hevig en konden met drijvers wel eens tot 40 M. beneden den stortdam aangetoond worden.

In de 3de plaats ontstond door den val van het water en de daarop volgende terugkaatsing van den bemetselden leidingbodem eene verticale beweging van het water, welke vooral bij de hoogere stortdammen eene hevige deining en soms, in vereeniging met de horizontale

waterbeweging, hevige haalgolven langs één der taluds deed ontstaan, als de hoofdstroom dit op korten afstand van den stortdam raakte. Deze laatste beweging van het water veroorzaakte zonder twijfel voor een groot deel de verdieping van den leidingbodem en den afslag der taluds, onmiddellijk grenzende aan de gemetselde bekleeding, daar de deining van het water zoowel als de bodemverdieping stroomafwaarts spoedig in belangrijkheid afnamen. Natuurlijk evenwel was deze uitspoeling het diepst ter plaatse waar zich de hoofdstroom bevond.

Nadat de stortdammen een jaar in gebruik waren, was de bodem dadelijk achter den gemetselden vloer soms reeds tot 0.50 M. uitgespoeld.

Echter bleek, zelfs daar waar de grond uit zeer zachte tjadas of klei bestond, deze bodemverdieping zich niet verder dan ± 6 M. uit te strekken.

Sloegen de veelal met steenaanstampingen voorziene taluds, grenzende aan de gemetselde bekleeding, veelvuldig af onder den invloed der verticale waterbeweging, verder stroomafwaarts waren het de eerst genoemde horizontale stroomingen, welke de taluds uitspoelden en afschuivingen deden ontstaan.

Raakte en volgde de hoofdstroom daarna één der oevers op korten afstand van den stortdam, zoo was het duidelijk, dat die oever over aanzienlijke lengte uitgeschuurd werd. Aan de andere zijde der leiding, en wanneer de hoofdstroom niet spoedig een oever raakte aan beide zijden, ontstond door de tegengestelde richtingen van hoofd- en tegenstroomen eene draaiende beweging der waterdeeltjes, welke soms op grooten afstand verschillende uithollingen, en daardoor veroorzaakte afschuivingen van de leiding-taluds, deden ontstaan. Hoewel natuurlijk de aantasting van bodem en taluds 't hevigst was, waar deze uit blauwe klei [al of niet met rooden grond gemengd] of verweerde tjadas bestonden, zoo bleken toch slechts bij 4 van de 25 stortdammen taluds en bodem zoo hard te zijn, dat in het geheel geen inwerking van het water merkbaar was. Zeer harde laagsgewijze voorkomende tjadas zelfs brokkelde langzamerhand af, nadat eerst de tusschen de verschillende lagen zich bevindende stoffen uitgespoeld waren.

Ook bleek de waterbeweging 't hevigst, als bij eene groote waterhoogte van het bovenpand en dus betrekkelijk geringe breedte der stortopening, het benedenpand voor het zelfde debiet eene mindere diepte had, gepaard gaande met eene grootere bodembreedte der leiding.

In het tegenovergestelde geval, waar de breedte van van de opening in verhouding tot die van den benedenleidingbodem het grootst was, bleek de toestand het gunstigst.

Toen in de eerste helft van 1899 de toestand der stortdammen nagegaan werd, vond men het metselwerk der benedenbekleedingen overal ongeschonden, terwijl nergens uitspoeling der voegen geconstateerd kon worden. Echter kon men op den vloer duidelijk de plaats aangeven, waarboven de hoofdstroom zich bevonden had, doordat daar eenige afschuring opgemerkt kon worden, terwijl het overige metselwerk van bodem en taluds er nog zoo goed als nieuw uitzag.

Om de waterbeweging in het benedenpand zooveel mogelijk te beperken tot de gemetselde bekleeding, om dus de levende kracht van het gevallen water zoo spoedig mogelijk te compenseeren, kwam men gedeeltelijk ten minste tot de overweging van de zelfde middelen als die, welke in het tijdschrift van het „Koninklijk Instituut van Ingenieurs" (afdeeling *Ned-Indië*, jaargang 1897-98) door het lid J. HOMAN VAN DER HEIDE besproken werden.

Spreiding der waterdeeltjes door het doen divergeeren van de wanden der stortopeningen zou met het oog op de geringe dikte van de stuwmuren en de vele daarin en daarop voorkomende schotbalkinrichtingen en loopbrugjes alleen door gedeeltelijke verzwaring dier muren hebben kunnen plaats vinden.

Daar ook betwijfeld werd of, ten gevolge van de groote snelheid van het water, de spreiding in het divergeerend gedeelte der opening, tenzij dit zeer lang gemaakt werd, wel voldoende zou zijn, zoo werd deze wijziging der constructie verder buiten beschouwing gelaten.

Een ander middel, waarover gedacht werd, bestond hierin, dat men de breedte der stortopeningen met gebruikmaking van schotplanken ging berekenen, zooals dit bij de „*Pekalen werken*" geschiedde en beschreven werd in het tijdschrift van het K. I. v. I. jaargang 1894—1895 door het lid A. G. LAMMINGA.

In navolging van genoemde irrigatie-werken was reeds bij alle stortdamontwerpen in de secondaire leidingen der derde sectie deze methode toegepast, (Zie fig 3 plaat 8) terwijl met het oog op de slappe kleigronden, waarin ze gemaakt moesten worden, overal 0,50 M. diepe stortbakken, gevolgd door 6 à 8 M. lange gemetselde taluds- en bodembekleedingen aangebracht werden.

Deze stortdammen, gemaakt evenwel in leidingen, die een maximum debiet van nog geen 2 M^3. per seconde hadden, voldeden na uitvoering bijzonder goed. Niet alleen was het de aangewezen constructie, als de stortdam even beneden eene aftapping gelegen of daarmede tot één kunstwerk vereenigd was, ter voorkoming van verlaging van den waterstand bij kleiner debiet der leiding, welke ontstaan zou, indien de breedte der stortopening slechts bij aanname van het maximum debiet berekend was, maar twee andere belangrijke voordeelen werden daar tevens mede bereikt. In de eerste plaats werd de stortopening door toepassing dezer methode veel breeder, zoodat de straal dunner en de tevoren besproken hoofdstroom, door grooteren tegenstand in de lucht en in het water van het benedenpand, minder krachtig werd, terwijl de tegenstroomen zeer verminderden en zelfs, bij een niet breeden bodem van dit pand, geheel verdwenen.

Voert men de berekening uit voor een stortdam, welke bijv. bij een normaal debiet van 8 M^3 een minimum debiet heeft van 4 M^3, zooals in het begin van de derde sectie der hoofdleiding ongeveer het geval is, dan vindt men, de hoogte van de schotplank X stellende, de formule:

$$\frac{Q_{norm.}}{Q_{min}} = \frac{8}{4} = \frac{\frac{2}{3}\mu b a_1 \sqrt{2 g a_1}}{\frac{2}{3}\mu b a_2 \sqrt{2 g a_2}} = \left(\frac{a_1}{a_2}\right)^{3/2} = \left(\frac{H_1 - X}{H_2 - X}\right)^{3/2}$$

a_1 en a_2 zijn hier de hoogten der waterspiegels boven de schotplank en H_1 en H_2 de waterhoogten der leiding bij normaal en minimum debiet.

De laatste b. v. respectievelijk 1,60 M. en 1,10 M. zijnde, zoo vindt men voor X eene waarde van 0,253 en voor *b* die van ongeveer 2,90 M., als $\frac{2}{3}\mu$ gelijkgenomen wordt aan 0,4.

Lost men daarentegen *b* op uit de formule

$$Q. = \frac{2}{3}\mu b H \sqrt{2 g H},$$

zooals bij de oorspronkelijke berekening der stort-

dammen gedaan is, en wordt voor H de normale waterhoogte = 1,60 M. en voor Q het overeenkomstig debiet van 8 M^3 genomen, zoo vindt men, $^2/_3$ μ wederom = 0,4 stellende, voor de breedte der opening slechts ongeveer 2,23 M. dus 0,67 M. minder.

Het tweede voordeel bij 't gebruik van schotplanken is hierin gelegen, dat er eene uitstrooming over een smallen drempel onstaat, tengevolge waarvan de geringe verlaging van den waterspiegel boven den drempel eene evenzooveel mindere snelheid van het water in horizontalen zin veroorzaakt, zoodat hoofd- en tegenstroomen zich slechts op korten afstand van den stortdam doen gevoelen. Daar het water tot boven de schotplank ten naastebij het normale leidingpeil behoudt, terwijl bij een breeden drempel de waterhoogte slecht $\pm$ $^2/_3$ der normale is, zoo wordt de valhoogte van het water grooter en daardoor de deining even achter den stuwmuur wel is waar wat heviger, doch daar deze, zooals reeds gezegd is, spoedig zeer in belangrijkheid afneemt, zal dit nadeel niet veel kunnen beteekenen. Het laatstbesprokene is reeds dadelijk bij stortdammen, welke niet van schotplanken voorzien zijn, op te merken, als men eenige schotbalken in de stortopening aanbrengt, hoewel deze in 't algemeen veel breeder dan de schotplanken zijn. De waterstraal valt nu veel meer verticaal in 't benedenpand, dan 't geval is wanneer men geen schotbalken gebruikt.

Het maken van diepe stortbakken beneden de stuwmuren werd ook wel overwogen, maar, daar men de thans bestaande 6 M. lange gemetselde bekleedingen dan geheel afbreken moest alvorens ze te kunnen aanbrengen, zoo werd om de groote kosten daarvan afgezien.

Ook deed men dit in de overtuiging, dat de hoofdstroom, hoewel in den bak veel verzwakt, toch nog hevig genoeg zou zijn om, ter voorkoming van aantasting van bodem en taluds, lange gemetselde bekleedingen beneden den bak noodzakelijk te maken.

De mogelijkheid om op andere wijze gedeeltelijk het zelfde resultaat te verkrijgen was evenwel niet uitgesloten. Daar de bedoeling toch slechts deze is, om door de vorming van een waterkussen het neervallende water een grooten weerstand te doen ondervinden, zoo zal het er niet toe doen of de stortbak boven of onder den leidingbodem van het benedenpand gemaakt wordt.

Nu kan in het laatste geval zulk een bak slechts gevormd worden door een drempel van meerdere of mindere hoogte op den bemetselden bodem aan te brengen, dus door plaatselijke vermindering van het profiel der leiding, waardoor opstuwing en dus een hoogere waterstand bovenstrooms van den drempel verkregen wordt. Die opstuwing zou zoover mogen gaan tot de tegenstroomen geheel verdwenen waren, doordat de profielsvernauwing de meerdere snelheid, waarmede het water wegstroomt, compenseerde, ten gevolge waarvan in den bak de normale waterhoogte der leiding verkregen zou worden. Behalve dat, even als bij de constructie van een diepen bak, de hoofdstroom door den tegenstand van het waterkussen verzwakt wordt, heeft men hier nog het voordeel dat door het verdwijnen der tegenstroomen de reeds besproken draaiende beweging der waterdeeltjes zeer veel vermindert.

De proeven, welke in den loop van 1899 in verband met bovenstaande beschouwingen gehouden werden, nam men bij stortdam No 1, (Zie figuur 1 plaat 8) daar bij dezen de stroomingen en aantasting der taluds bijzonder hevig waren. Ook kon men door vergelijking met den nabij gelegen stortdam No 3, die eene geheel gelijke waterbeweging te zien gaf, gemakkelijk de resultaten dier proefnemingen nagaan.

Om de spreiding der vallende waterdeeltjes in de hand te werken werd de $\pm$ 0,20 M. hooge schotplank (berekend voor een maximum debiet van $\pm$ 6 M^3, en een minimum debiet van 4 M^3 bij de bestaande breedte van de stortopening, groot 2,62 M.) niet op den drempel, maar daar boven op klossen in de schotbalksponningen geplaatst.

De waterstraal verdeelde zich daardoor in tweeën, waardoor het bovenste zeer verticaal vallende gedeelte op den benedenstraal, welke eene groote horizontale snelheid had, neerkwam. Door de opening onder de schotplank meer of minder groot te nemen, kon de voordeeligste stand van die plank, waarbij de beide stralen 't krachtigst op elkaar inwerkten, nagegaan worden. De spreiding bleek bij eene onderopening van 0,10 à 0,20 M., afhankelijk natuurlijk van 't debiet der leiding, 't voordeeligst. De schotplank moest evenwel hooger genomen worden dan voor beide debieten der leiding berekend was, om een goed resultaat te verkrijgen, zoodat men, door eene willekeurige hoogte van de schotplank te nemen, bij een eventueele berekening van de breedte der stortopening weer tot de aanname van één (het zij dan normaal of maximum) debiet der leiding beperkt zou zijn.

In 't algemeen gaven deze proefnemingen, waarbij een houten drempel van 0,30 M. hoogte langs de bemetselde vloer- en taludsbekleeding aangebracht was, eene belangrijke verbetering in de afstrooming te zien.

Evenwel werd bij grooter debiet der leiding dan $\pm$ 4 M^3 de levende kracht van het water nog niet genoeg gecompenseerd om te verwachten, dat aantasting benedenstrooms van taluds en bodem geheel ontgaan zou worden, zelfs al werd (hetgeen later, na lezing van de reeds besproken verhandeling van den heer HOMAN VAN DER HEIDE, door mij beproefd werd) een balk op den vloer, ter plaatse waar de waterstraal dezen raakt, aangebracht.

Ten slotte werd een uitmuntend middel ter verbetering der stortdammen gevonden door het aanbrengen van een z. g. „stroombreker", waarvan het principe, zooals blijkt uit bovengenoemde verhandeling, ook elders reeds ter sprake gebracht was en hierin bestaat, dat men den waterstraal in den val opvangt. Bij de proefnemingen werd als eerste eisch gesteld, dat het water, nadat de val gebroken was, zooveel mogelijk verspreid en naar den stuwmuur teruggekaatst moest worden, waardoor men de waterbeweging in het benedenpand tot op korten afstand van den stortdam hoopte te beperken. Dit gelukte volkomen met behulp van een stroombreker, welke in Januari 1900 bij stortdam No 1 aangebracht werd, en dus bij mijn vertrek van de *Tjihéawerken* in April 1902 ruim 2 jaar in gebruik was.

In al dien tijd kwamen er, in tegenstelling met te voren, beneden dezen stortdam in 't geheel geen herstellingen aan de leiding-taluds en den bodem meer voor, terwijl het water reeds op 8 à 10 M. van den stortmuur ongeveer geheel tot rust gekomen was.

De stroombreker, die diende voor de proefnemingen, was natuurlijk van goedkoop materiaal, hier wildhout, gemaakt; voor eventueele toepassing daarvan bij de bestaande stortdammen in de 3de sectie, werd de in plaat

8a aangegeven constructie voorgesteld. — Op drie ijzeren liggers, welke in den vloer middels portlandcement beton bevestigd waren, werden zes goed geschoorde ijzeren stijlen geplaatst, die twee, elkaar onder een vrij stompen hoek (± 120°) snijdende, roosterwerken van djatihout droegen. De helling dezer vlakken moest nog al stijl genomen worden, daar er anders te veel water overheen wegvloeide.

De openingen in het roosterwerk, die 5 c. M. breed waren, hadden ten doel, dat in het midden der leiding ook dadelijk een voldoende hoeveelheid water gelaten werd, terwijl het overige gedeeltelijk direct teruggekaatst werd en voor een ander deel langs de hellende roosterwerken stroomde om aan de uiteinden daarvan door zware, gedeeltelijk hol afgewerkte balken zijdelings naar den stuwmuur terug gedreven te worden.

Om de weinig hevige stroomingen langs de taluds nog tegen te gaan en zich te verzekeren van eene behoorlijke waterdiepte, werden taluds- en bodemdrempels geprojecteerd van beton in basterdspecie, terwijl tevens eene verlenging van 3 M. der gemetselde taluds- en bodembekleeding voorgesteld werd.

De Directeur der B. O. W. was intusschen van meening dat het aanbrengen dezer stroombrekers — die per stuk op ± *f* 650 zouden komen te staan — onnoodig was en dat men zou kunnen volstaan met het verlengen over eenigen afstand van de taludbekleedingen, met toepassing van drempels van beton in basterdspecie langs de gemetselde taluds- en bodembekeedingen, die op ongeveer 5 M. afstand van den stuwmuur aangebracht en 0,30 M. hoog genomen werden.

Nadat deze veranderingen gereed gekomen waren en de leiding weer in gebruik gesteld was, bleek de waterbeweging bij vele stortdammen aanmerkelijk verminderd te zijn, maar toch kwam 't mij voor, dat de drempels boven de vloeren zonder gevaar voor te groote opstuwing nog meer zouden kunnen verhoogd worden, waardoor dus diepere stortbakken zouden worden verkregen.

Daar het bij vele dier kunstwerken ook voorkwam, dat er water uit het bovenpand om den stuwmuur heen in het benedenpand vloeide, hetgeen zelfs, als de bodem uit harde maar laagsgewijze gevormde tjadas bestond, in hevige mate geschiedde, zoo werd bij alle stortdammen bovenstrooms tevens eene gemetselde taluds- en bodembekleeding ter lengte van $1\frac{1}{2}$ M. aangebracht.

Bij het oorspronkelijk ontwerp van de 4de sectie der hoofdleiding, geautoriseerd in Februari 1899, waren de stortdammen ontworpen als in de 3de sectie, onder toevoeging alleen van een 0,50 M. diepen stortbak indien de grond slecht was.

De ondervinding in laatstgenoemde sectie opgedaan was hoofdoorzaak, dat door plaatselijke wijziging van het leidingtracé voor 11 stortdammen eene gemetselde goot in de plaats gesteld werd, terwijl men bij twee van deze kunstwerken als proef geheel andere constructies aannam. Eén dier laatstgenoemde stortdammen, waarvan het tijpe later bleek reeds elders toepassing te hebben gevonden, werkt als een syphon. Deze voldeed vrij wel, als er slechts zorg voor gedragen werd het benedenpand goed op peil te houden en desnoods wat op te stuwen (hetgeen door het regelen der schuiven van de nabij gelegen inlaatsluis der *Tjibarengkok* gemakkelijk gebeuren kan), daar het waterkussen anders niet hoog genoeg was om de levende kracht van het opstijgende water te compenseeren, waardoor zware haalgolven langs de taluds ontstonden.

Ongelukkigerwijze kwamen in de leidingtaluds beneden dien stortdam verschillende grintlagen voor, welke zelfs bij eene zeer geringe waterbeweging uitspoelden.

Door verlenging tot 12 M. van bodem- en taludsbekleedingen en het aanbrengen van een tweeden taludsdrempel om de haalgolven te breken, kon dit kunstwerk veel verbeterd worden.

De constucttie van den anderen stortdam (zie plaat 5 figuur K. H. 47.) berust, zooals in verband met de teekening van de groote gemetselde goot in de 4de sectie der hoofdleiding (plaat 5 fig. K. H. 54) na te gaan is, op het zelfde beginsel, waarnaar de benedenreservoirs der stortgoten ontworpen zijn. *)

De ronde vorm dezer reservoirs, welke ook bij alle goten in de secondaire leidingen der 3de en 4de sectie met zeer veel succes toegepast zijn, doet het water, nadat de stroom tegen den bakwand gebroken is, dezen wand geheel volgen, alvorens het door de openingen weg kan vloeien. Daar de wanden niet bepleisterd maar opgevoegd zijn, zoo is de weerstand, dien de waterstroom daarlangs ondervindt, zeer groot, zoodat de levende kracht van het water aanzienlijk verminderd wordt. Bij genoemde goot komt, doordat de waterstroom laag in het reservoir gevoerd wordt, het nog met groote snelheid langs den ronden wand stroomende water in botsing met den invallenden waterstraal, hetgeen nog meerdere *absorptie* van de levende kracht ten gevolge heeft.

Het uitstroomende water komt, bij den besproken stortdam, binnen de korte gemetselde bekleeding der leiding geheel in rust, vooral als de leiding het normale peil heeft, zoodat de uitstroomingsopeningen geheel onder water gelegen zijn.

De drie openingen, door welke het water evenwijdig met de as der leiding uitstroomt, zouden veel kleiner genomen kunnen worden, daar het hierin tengevolge van plaatselijke opstuwing in den bak, eene bijzonder groote snelheid verkrijgt. Door die openingen lager te maken dan de andere komen ze dieper onder het kanaalpeil te liggen, terwijl de overige, wat ook wenschelijk is, dan meer water afvoeren.

Dit laatst besproken tijpe is bijzonder aan te bevelen en kan zonder twijfel voor zeer hooge stortdammen toegepast worden.

Dan zal het evenwel overweging verdienen den vloer van den bodem lager aan te leggen, zoodat een diepe stortbak als waterkussen kan dienst doen.

Bij den uitgevoerden stortdam, den hoogsten, welke in de hoofdleiding voorkomt, bleek de 0,20 M. dikke laag van beton in basterdspecie, waarmede de vloer afgedekt was, na één jaar in gebruik te zijn geweest, behalve eenig beschadigd pleisterwerk, nog geheel gaaf te zijn.

Ter vergelijking volgen hier de kosten van eenige verschillende stortdamtypen:

1/ Oorspronkelijk ontwerp van stortdam No. 5 in de 3de sectie der hoofdleiding ± *f* 900.

2/ De zelfde stortdam met stroombreker en bekleedingverlenging ± *f* 1570.

3/ De syphonstortdam ± *f* 1700.

4/ De stortdam met reservoir ± *f* 2030.

*) Dat de plattegrond van laatstgenoemd kunstwerk wegens zijn uitgebreidheid is weggelaten, zal voor de vergelijking geen bezwaar opleveren, indien men in aanmerking neemt, dat de bak aan het einde van de goot in vorm ongeveer overeenkomt met dien van het op dezelfde plaat afgebeelde kunstwerk K. H. 47.
Secr.

De in de tweede en vierde plaats genoemde typen voldoen verreweg het best en zijn even goed. Bij hooge stortdammen en als men hout in de constructie vermijden wil, zou evenwel laatstgenoemde soort de voorkeur verdienen.

De stortdammen in de secondaire leidingen der 4de sectie onderscheiden zich van die der 3de sectie in het algemeen slechts hierdoor (Zie fig. 2 en 3 plaat 8), dat in plaats van diepe stortbakken drempels op de gemetselde bodembekleedingen aangebracht zijn. Of het aanbeveling zou verdienen sommige daarvan nog wat hooger te maken, zal later in het gebruik moeten blijken.

Bij eenige stortdammen in de secondaire leiding L6, welke niet van schotbalkinrichtingen voorzien behoefden te worden, werden trapeziumvormige stortopeningen aangenomen, waardoor, vooral bij een groot debiet der leiding, de vallende straal gedeeltelijk zeer breed wordt. De berekening geschiedde als volgt: (Zie fig. 4 en 5 plaat 8.)

De formule van de uitstrooming door een trapeziumvormige opening is:

$$Q = \frac{2}{15} \mu (2 B + 3 b) h \sqrt{2 gh}.$$

waarin b en B respectievelijk de breedten der opening voorstellen beneden bij den drempel en ter hoogte van den waterstand h.

Bij de berekening werd voor μ de waarde 0,6 aangenomen. Stelt men nu 4 tg. α = x en b = y zoo wordt bovenstaande vergelijking

$$Q = \frac{2}{15} \mu (x h + 5 y) h \sqrt{2 gh}.$$

Door de waarde van Q en h, zoowel voor het maximum als het minimum debiet der leiding, in deze formule te substitueeren zal men, na oplossing der onbekenden, een vorm van de opening vinden, die in beide gevallen de juiste is en voor tusschen gelegen debieten slechts weinig daarvan verschilt.

Arnhem, 16 Januari 1903.

E. H. KARSTEN.

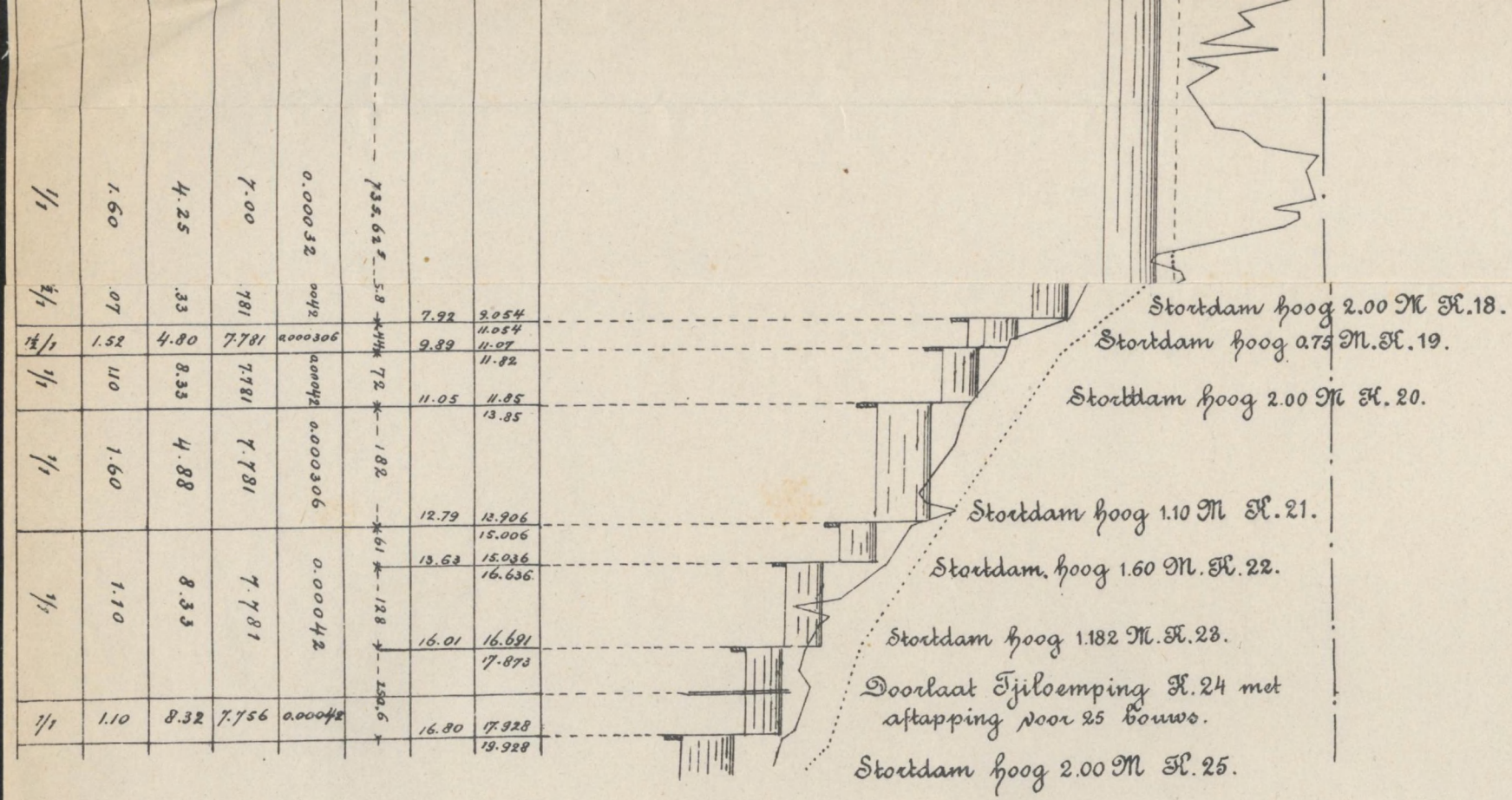
Naschrift. Ultio. 1903 was aan voltooide werken uitgegeven *f* 882571 en waren nog eenige aanvullingswerken onder handen, waarvoor *f* 25152 is toegestaan. Aannemende, dat dit bedrag geheel verwerkt wordt, zullen dus de totale kosten den Tjiheawerken, met inbegrip van de opnemingen, bedragen *f* 959840. (zie bladz. V, 2e kolom).

In de hier bedoelde aanvullingswerken zijn begrepen maatregelen om de 2e sectie van waterbezwaar te ontlasten (zie bladz. V, 1e kolom).

Secr.

Lengte profil

Plaat I.



Tijdschrift Kon. Inst. v. Ingenieurs Afd. Ned. Indie 1902-1903.

Waterleiding uit de Tji-Sokan.

District Tjibea, Residentie Preanger-Regentschappen.

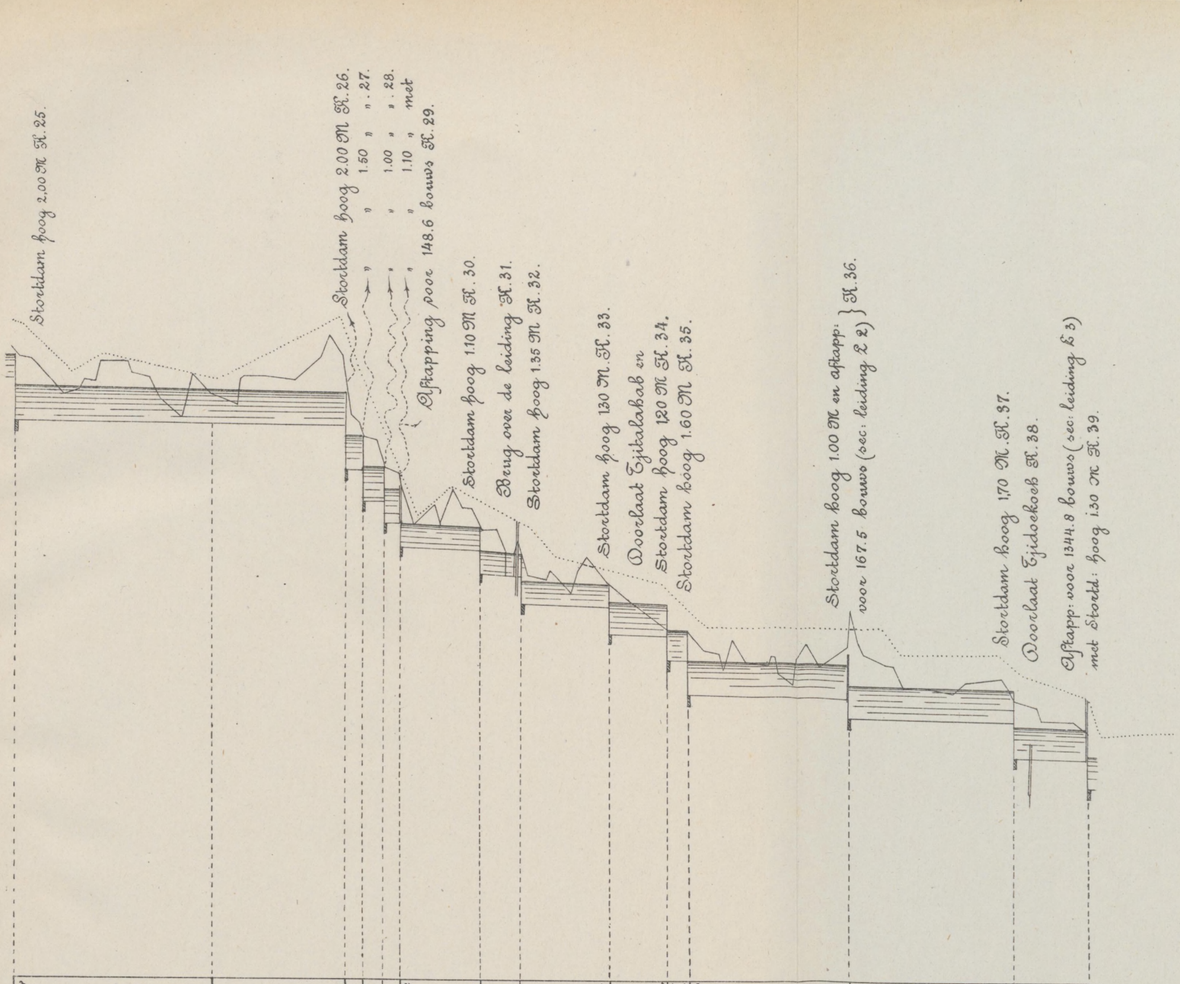
Lengte profiel van de 1ste, 2de, 3de en 4de Sectie der Hoofdleiding.

Schaal { voor de lengte 1/10000. / „ „ hoogte 1/200.

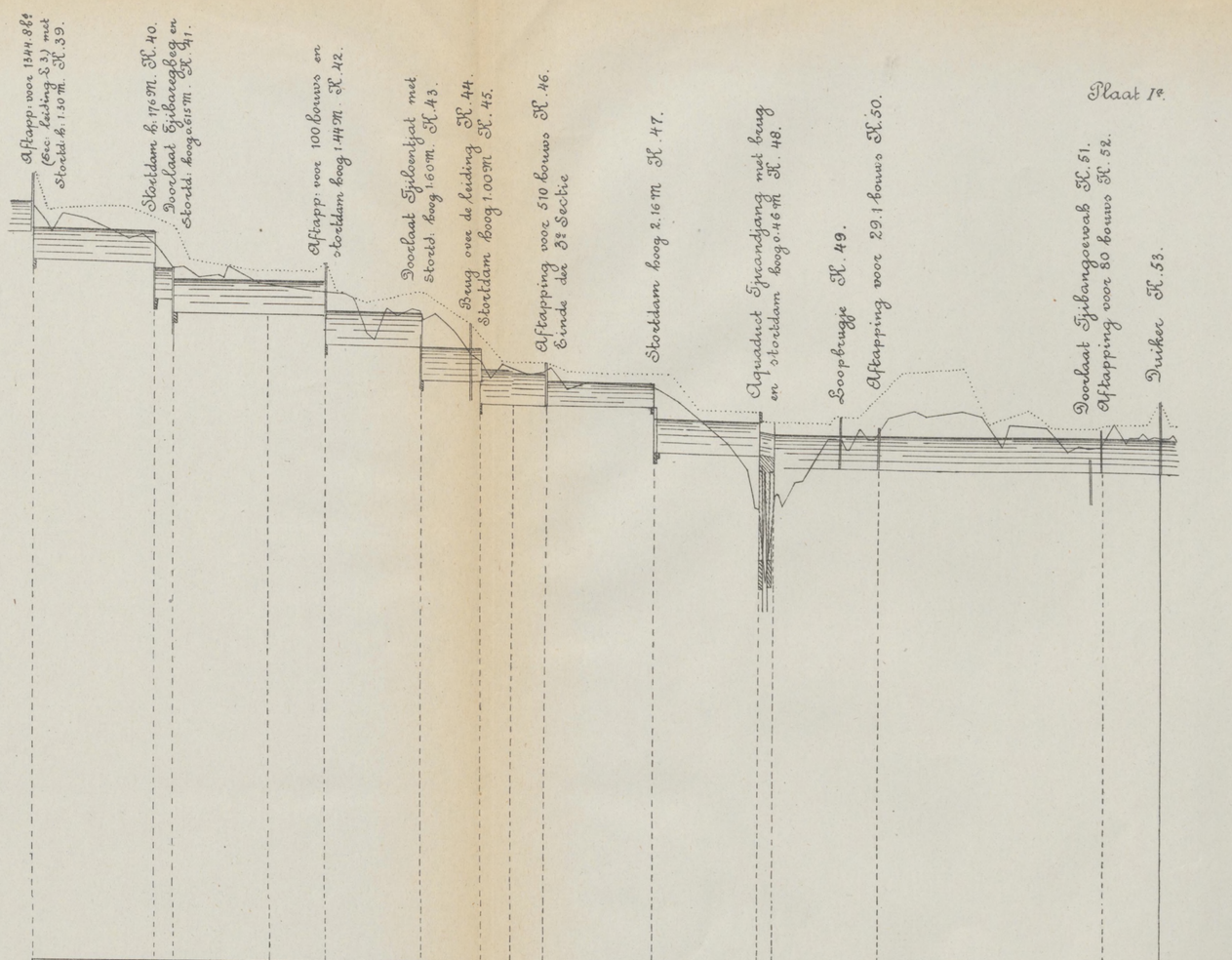
Plaat I.

Waterpasnulvlak ±0.

Plaat I^e.

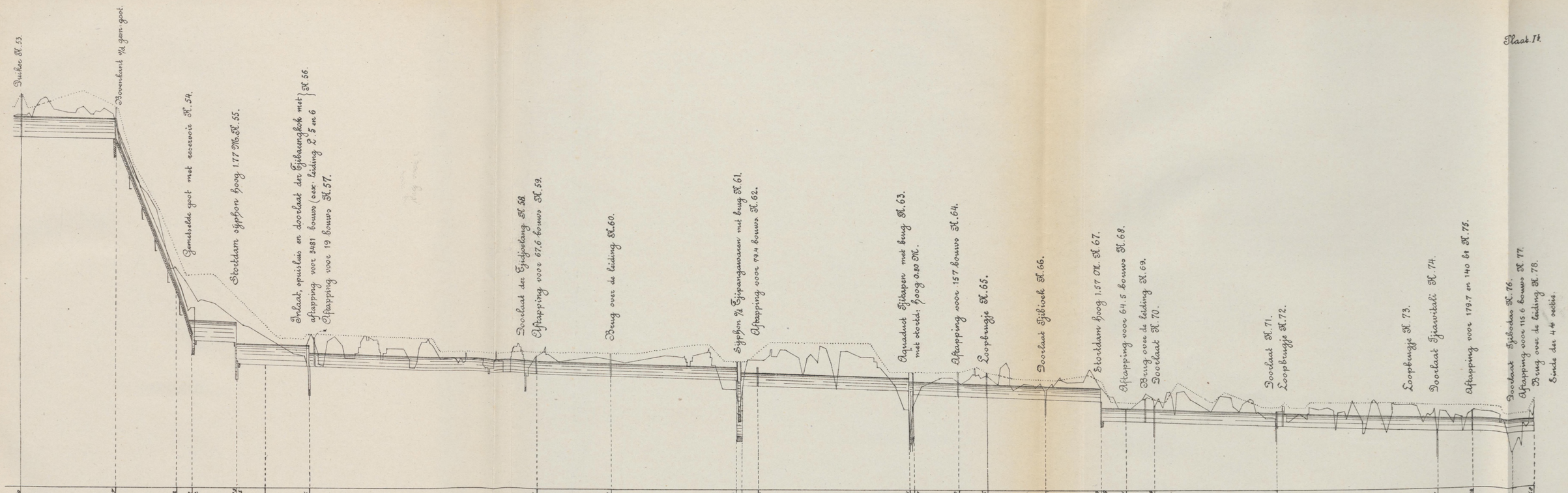


760	394	188.2	93.6	200.	140	144	375.	384	172
0.000306	0.000306	0.000306	0.000306	0.00042	0.00042	0.000308	0.000308	0.000309
7.756	7.756	7.756	7.756	7.613	7.613	7.613	7.613	7.586
4.36	4.27	4.36	4.27	8.12	7.75	4.74	4.74	4.70
1.60	1.60	1.60	1.60	1.10	1.10	1.51	1.60	1.51
1/1	1½/1	1/1	1½/1	1/1	1½/1	1½/1	1/1	1½/1



284.1	45	356.2	230.8	139.2	154.7	42	251.4	250.0	34	490.	531.5
0.00035	0.00035	0.00354	0.000359	0.000391	0.000375	0.0022	0.000375	0.000375
5.896	5.896	5.766	5.766	6.095	6.095	6.095	6.095	6.066
3.29	3.29	3.21	3.21	5.33	2.68	2.68	2.68	2.64
1.50	1.60	1.60	1.48	1.20	1.60	1.74	1.60	1.60
1½/1	1/1	1/1	1½/1	1½/1	1½/1	4.6 Gond	1½/1	1½/1

Plaat I b.



KM XI	KM XII	KM XIII	KM XIV	KM XV	KM XVI
230.	176.	283.	998.8	175.0	560.
60	283.	781.0	63.	560.	94
1360.	249				

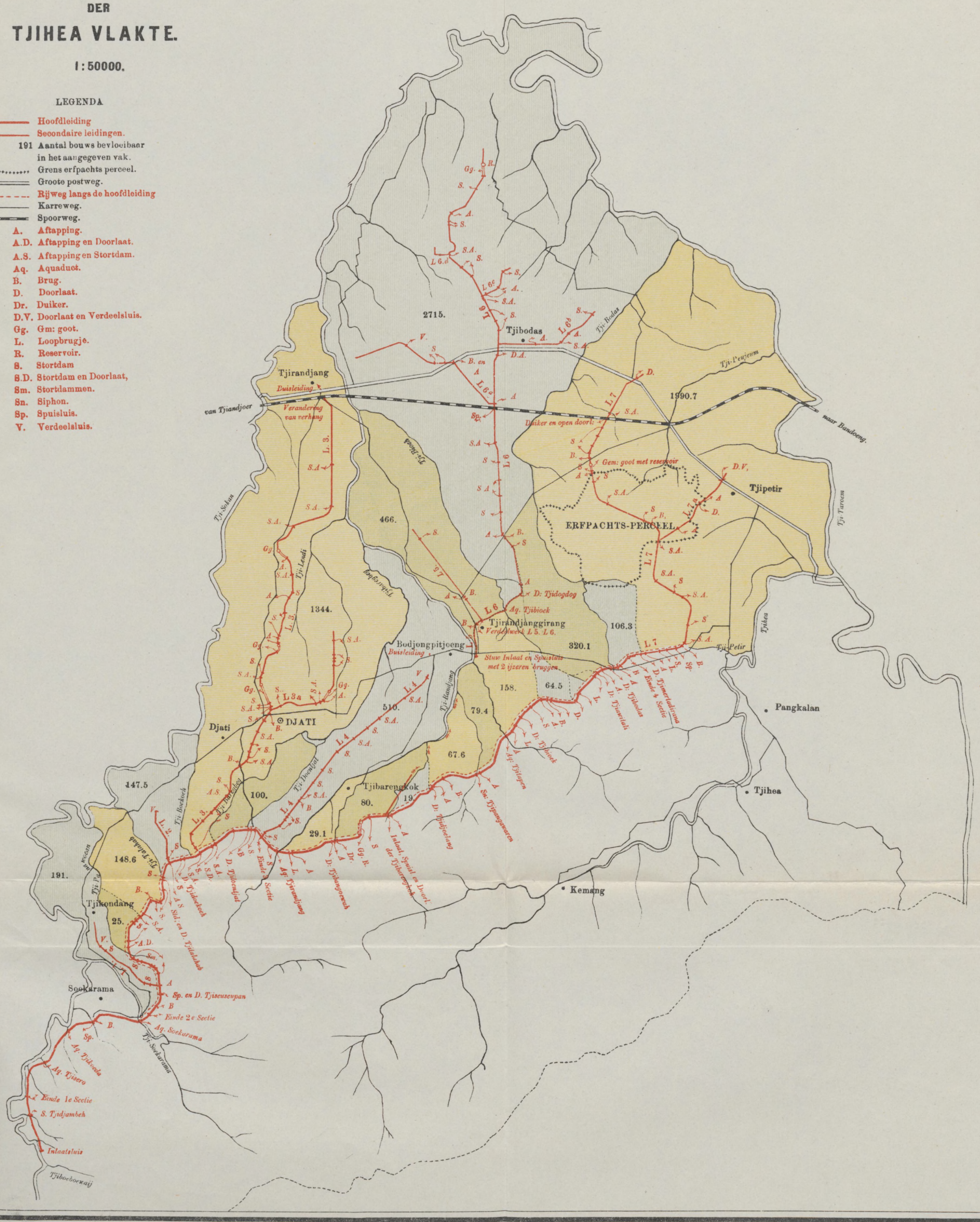
0.000377	1/20	1/15	0.000377	0.000625	0.000636	0.000648	0.000648	0.000672	0.00069	0.000738
5.986	5.986	5986	5.986	3.700	3.610	3.510	3.510	3.320	3.250	2.850
2.59	R=1.64	R.1.55	2.59	3.43	3.31	3.18	3.18	2.93	2.83	2.30
1.60	0.48	0.455	1.60	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
1½/1	Snelheid 7.80	Snelheid 8.86	1½/1	1½/1	1½/1	1½/1	1½/1	1½/1	1½/1	1½/1

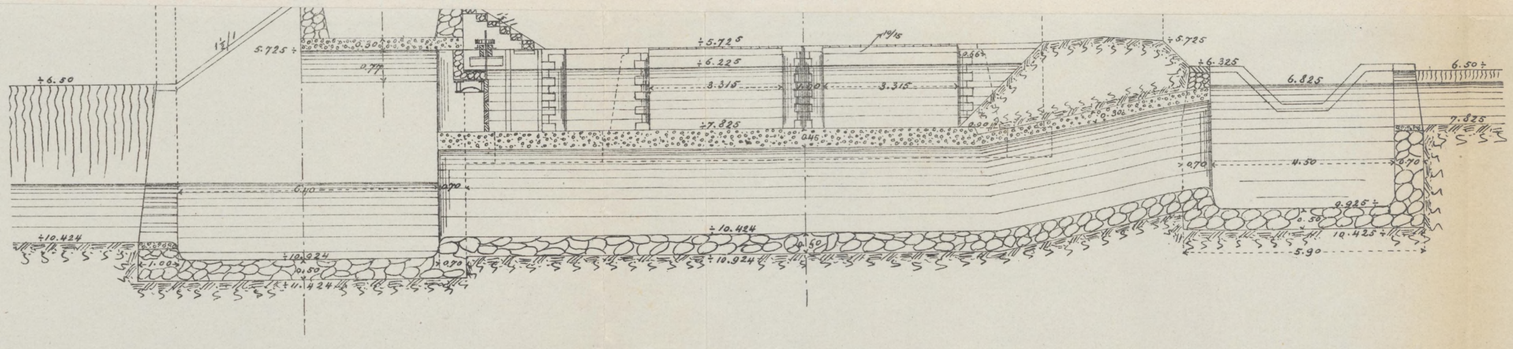
KAART DER TJIHEA VLAKTE.

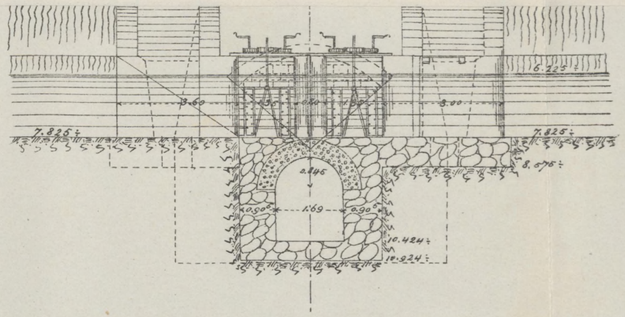
1 : 50000.

LEGENDA

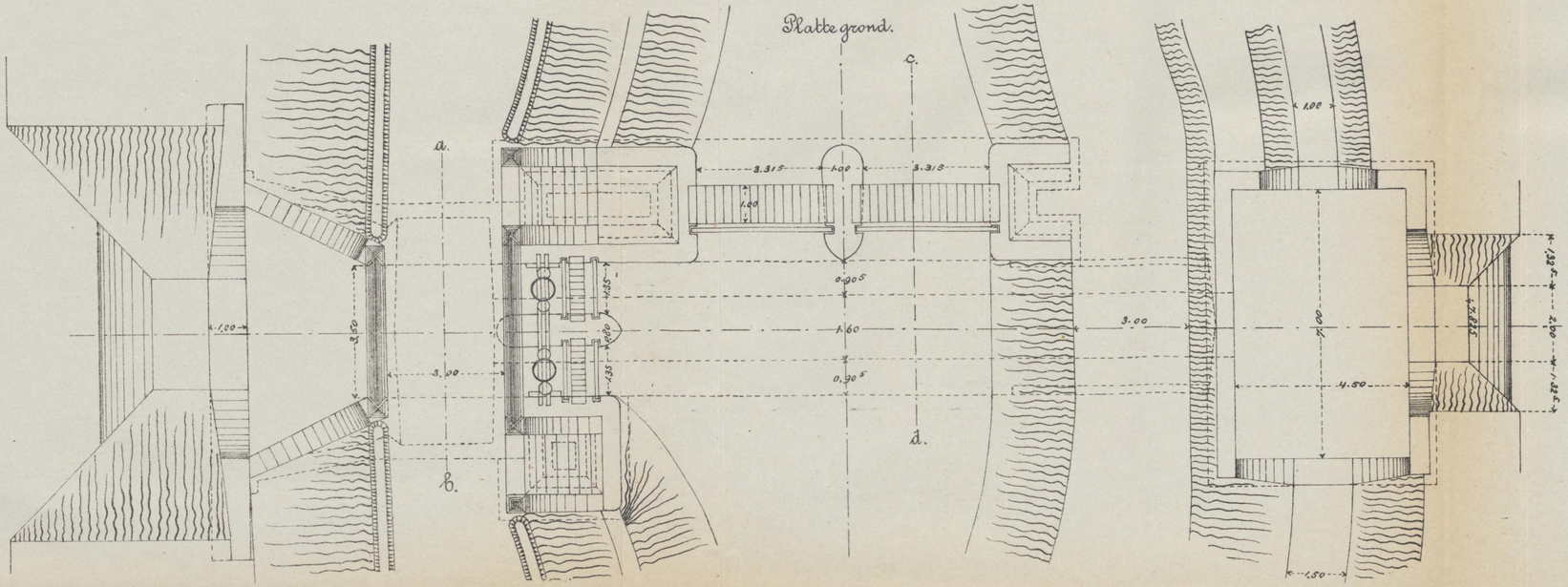
- Hoofdleiding
- Secondaire leidingen.
- 191 Aantal bouws bevloeibaar in het aangegeven vak.
- Grens erfpachts perceel.
- Groote postweg.
- Rijweg langs de hoofdleiding
- Karreweg.
- Spoorweg.
- A. Aftapping.
- A.D. Aftapping en Doorlaat.
- A.S. Aftapping en Stortdam.
- Aq. Aquaduct.
- B. Brug.
- D. Doorlaat.
- Dr. Duiker.
- D.V. Doorlaat en Verdeelsluis.
- Gg. Gm: goot.
- L. Loopbrugje.
- R. Reservoir.
- S. Stortdam
- S.D. Stortdam en Doorlaat,
- Sm. Stortdammen.
- Sn. Siphon.
- Sp. Spuisluis.
- V. Verdeelsluis.



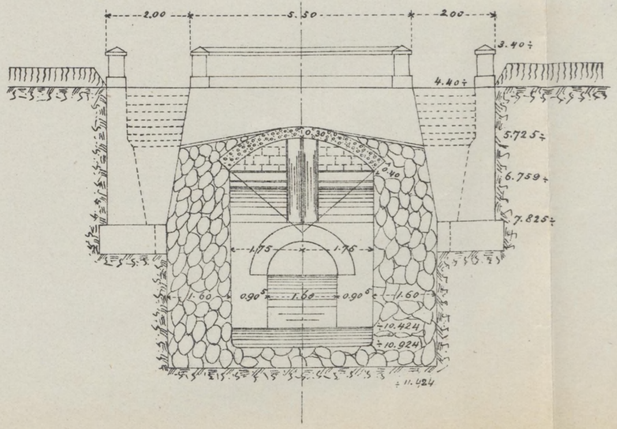




Platte grond.

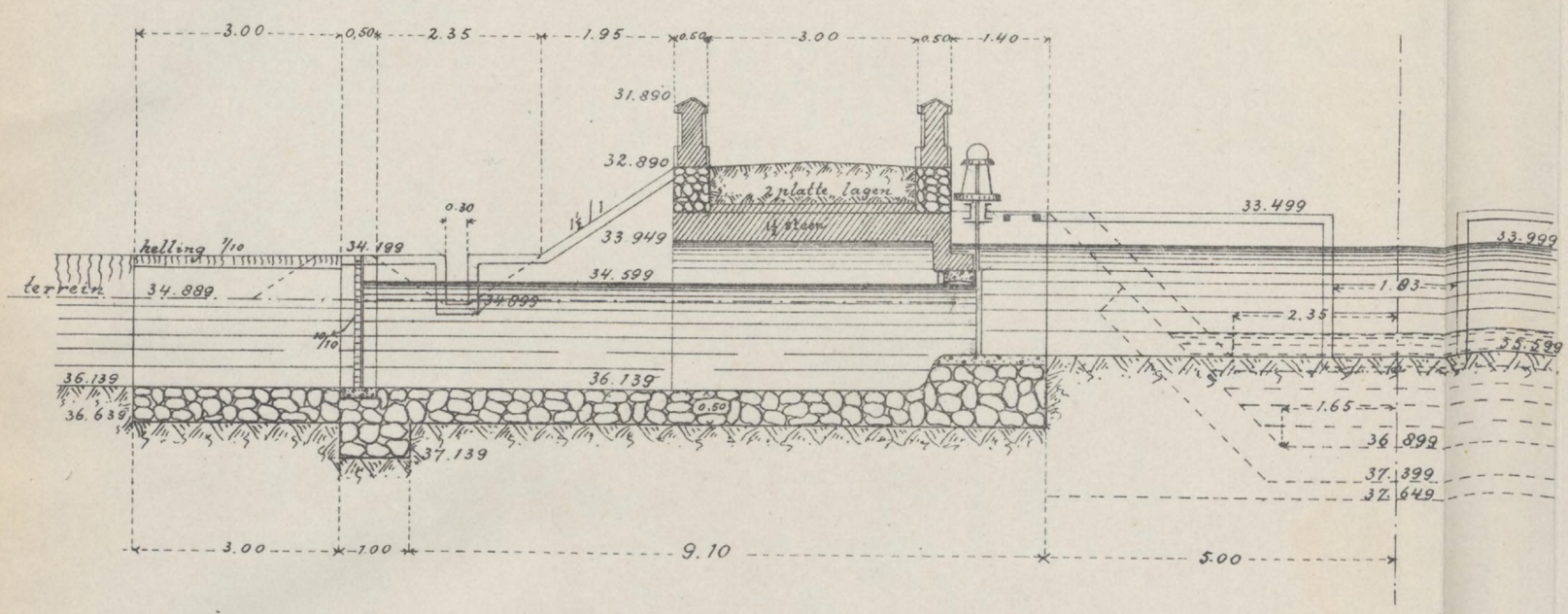


Doorsnede a. b.

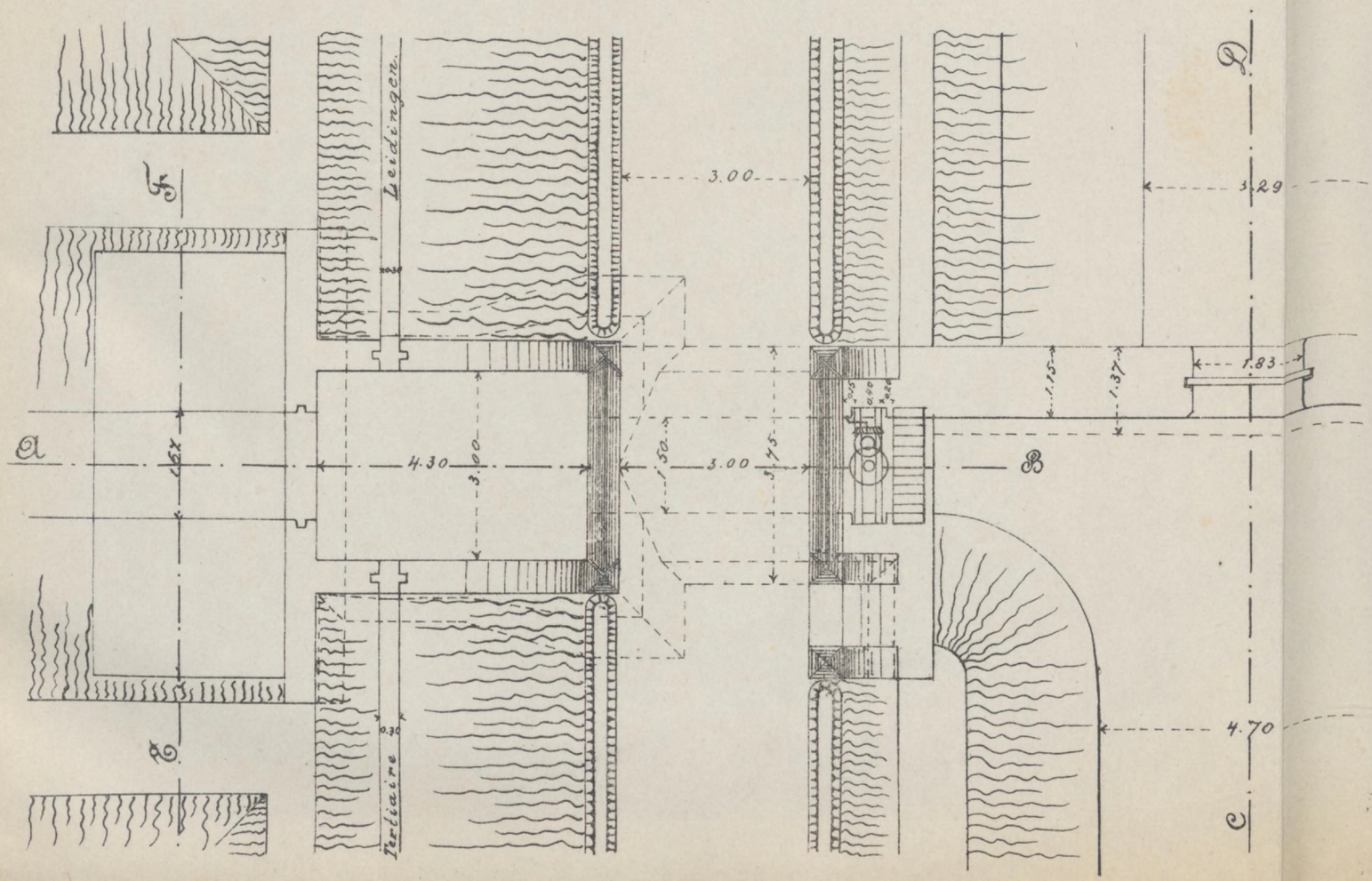


Waterleiding uit de Tji-Sokan.
District Tjihea.
Residentie Preanger-Regentschappen.

Doorsnede A.B.



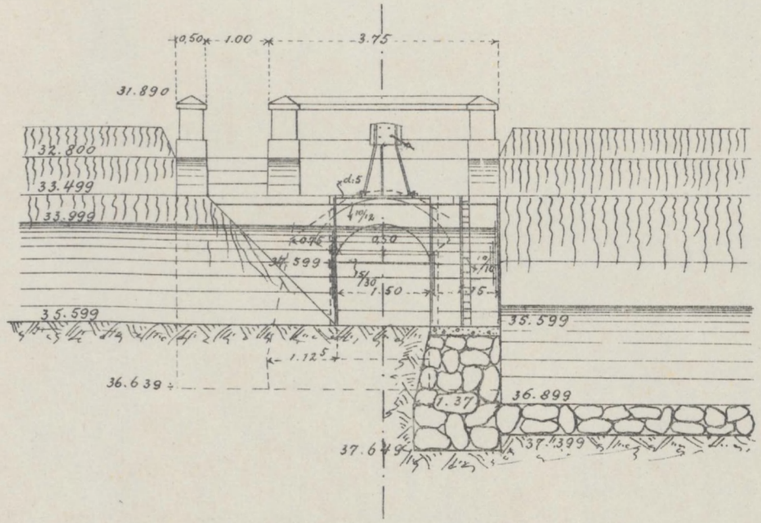
Platte grond.

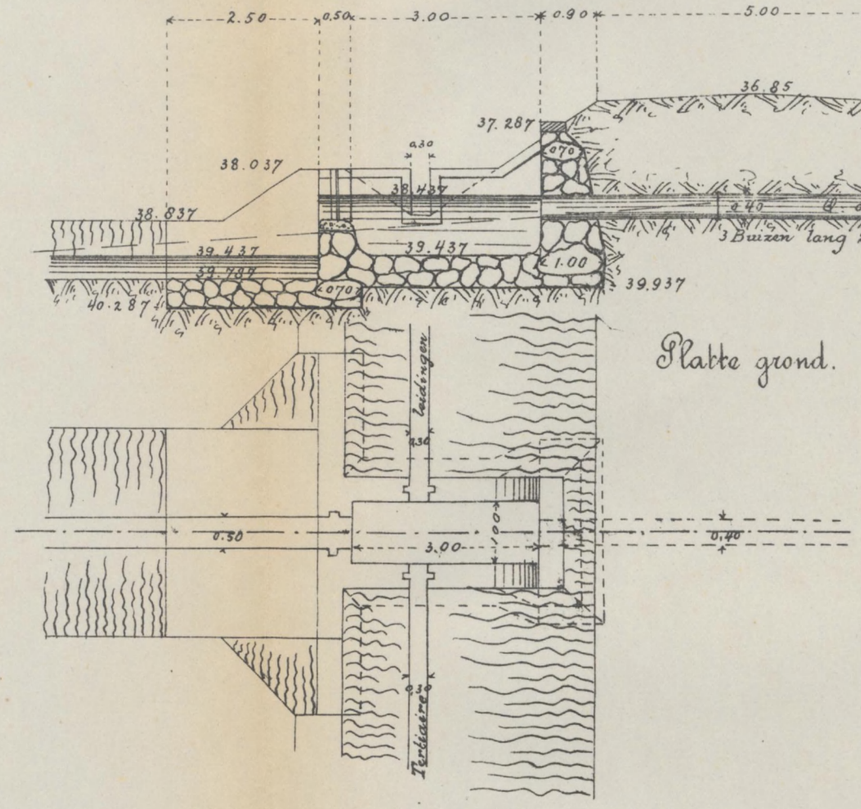


Aftapping voor 1344 bouws (See: leiding L.3) met Stortdam No 20. (KH 39)

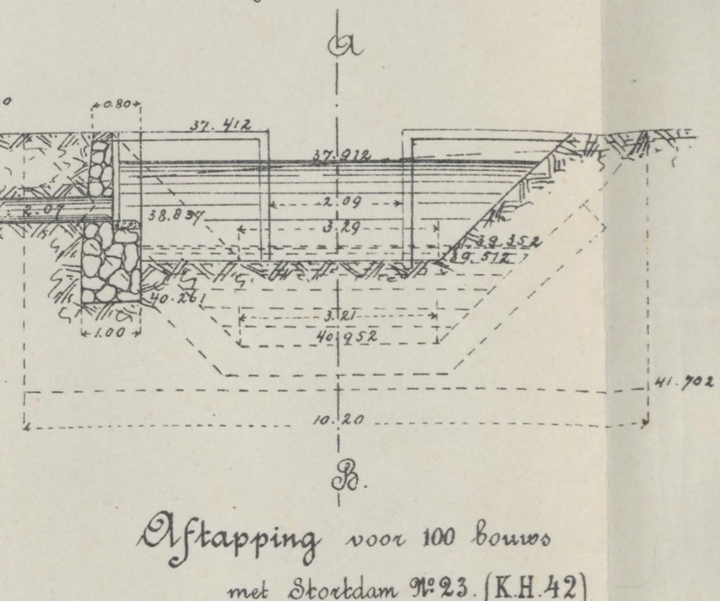
Schaal 1:100.

Doorsnede C.D.





Langsdoorsnede.

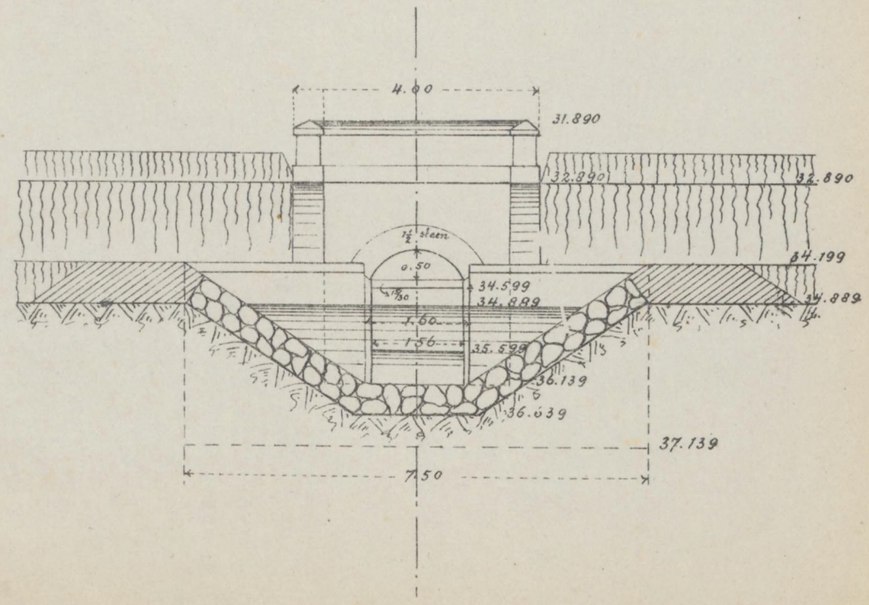


Aftapping voor 100 bouws

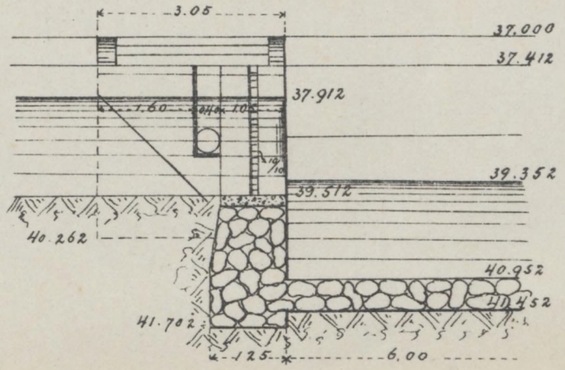
met Stortdam No 23. (K.H.42)

Schaal 1:100.

Doorsnede F.E.



Doorsnede A.B.



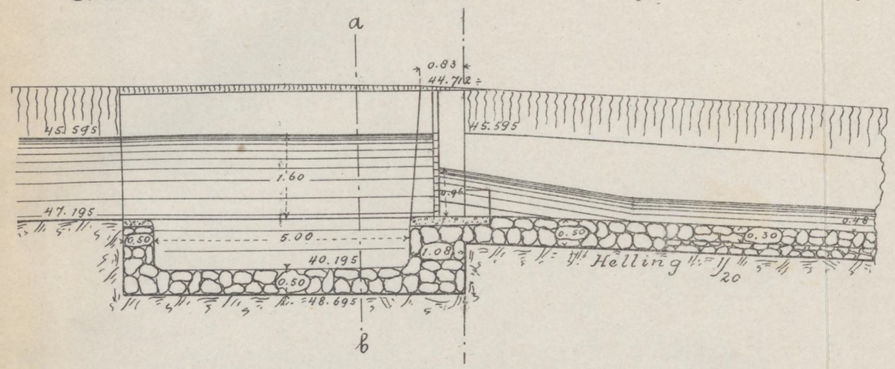
Tijdschrift Kon. Inst. v. Ingenieurs Afd. Ned. Indie 1902-1903.

Waterleiding uit de Eji-Sokan.
District Ejibea.
Residentie Preanger-Regentschappen.

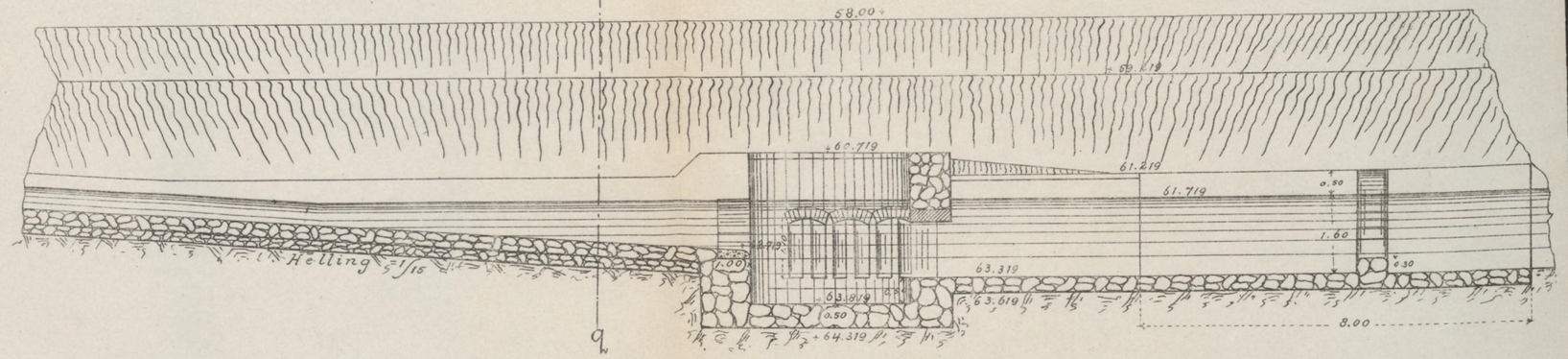
Gemetselde goot met reservoir K. K. 54.

Schaal 1:100.

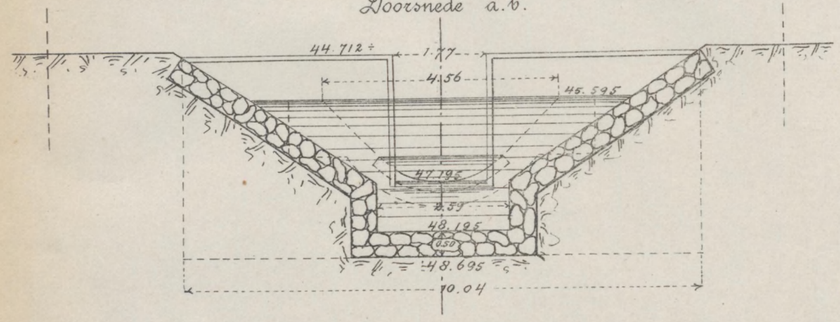
Stuwmuur met bezinkbak aan den bovenkant van de gemetselde goot schaal 1/100.



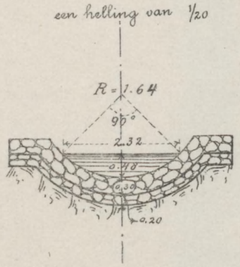
Lengtedoorsnede.



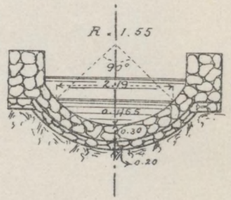
Doorsnede a.b.

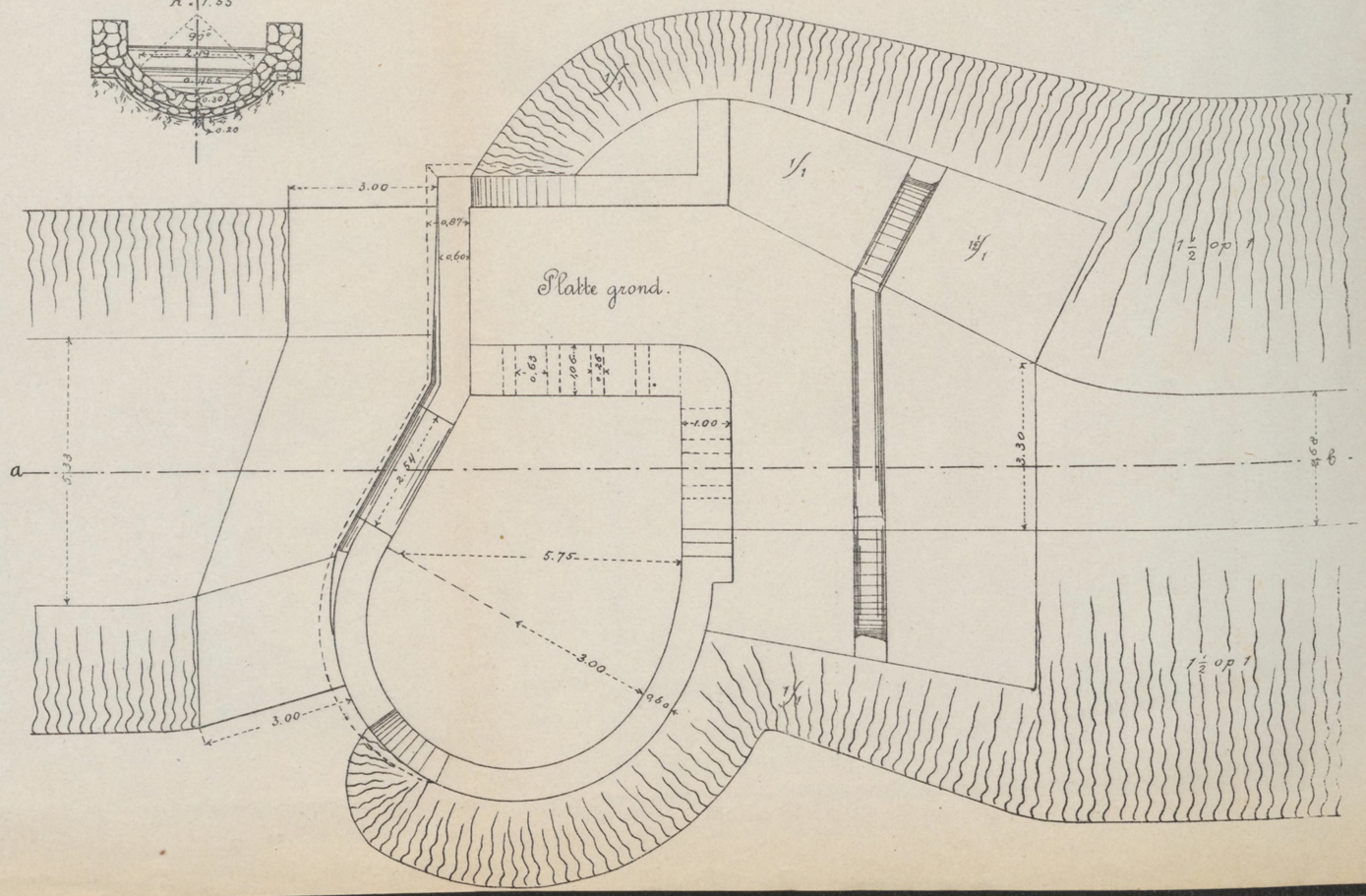


Doorsnede der goot bij een helling van 1/20



Doorsnede p.q.

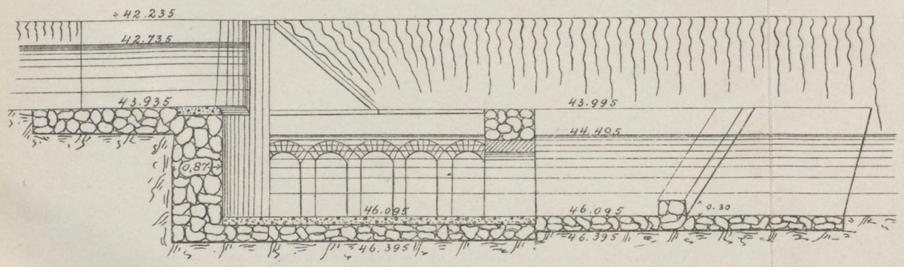




Stortdam K. K. 47.

Schaal 1:100.

Doorsnede a.b.



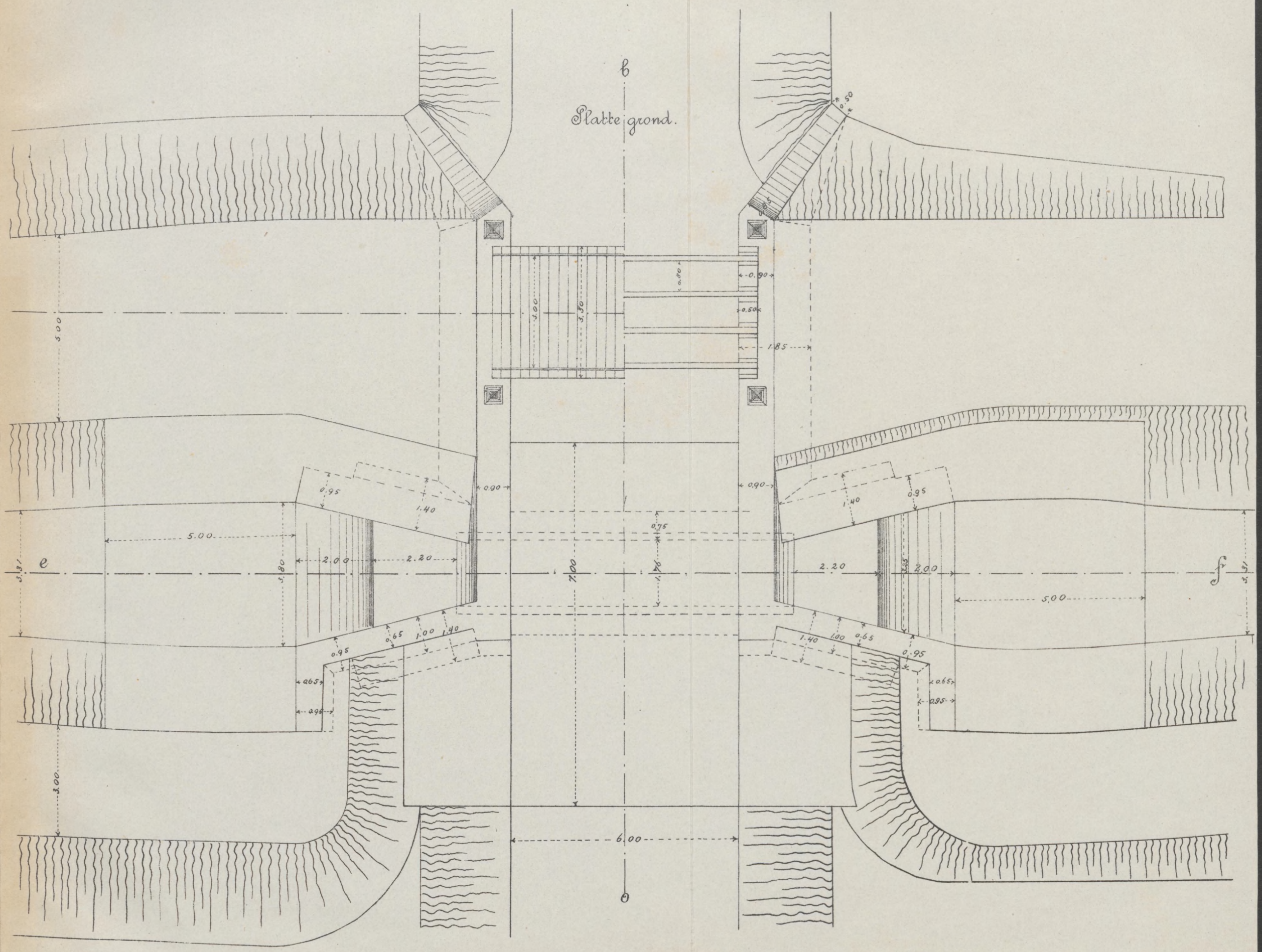
Waterleiding uit de Tji-Sokan.

District Tjihea.

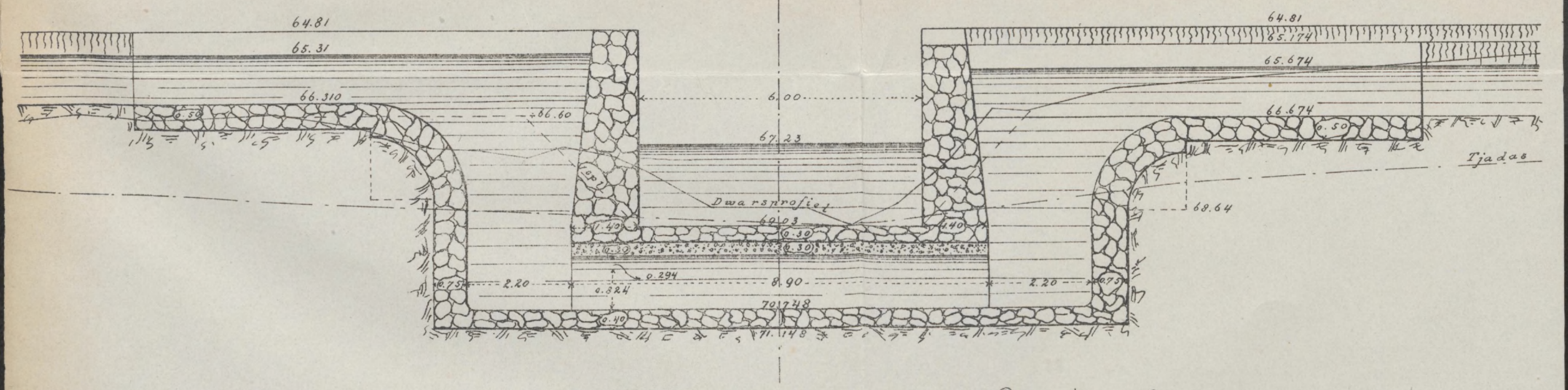
Residentie Preanger-Regentschappen.

Sijphon onder de Tji-Pangawaren K. H. 61.

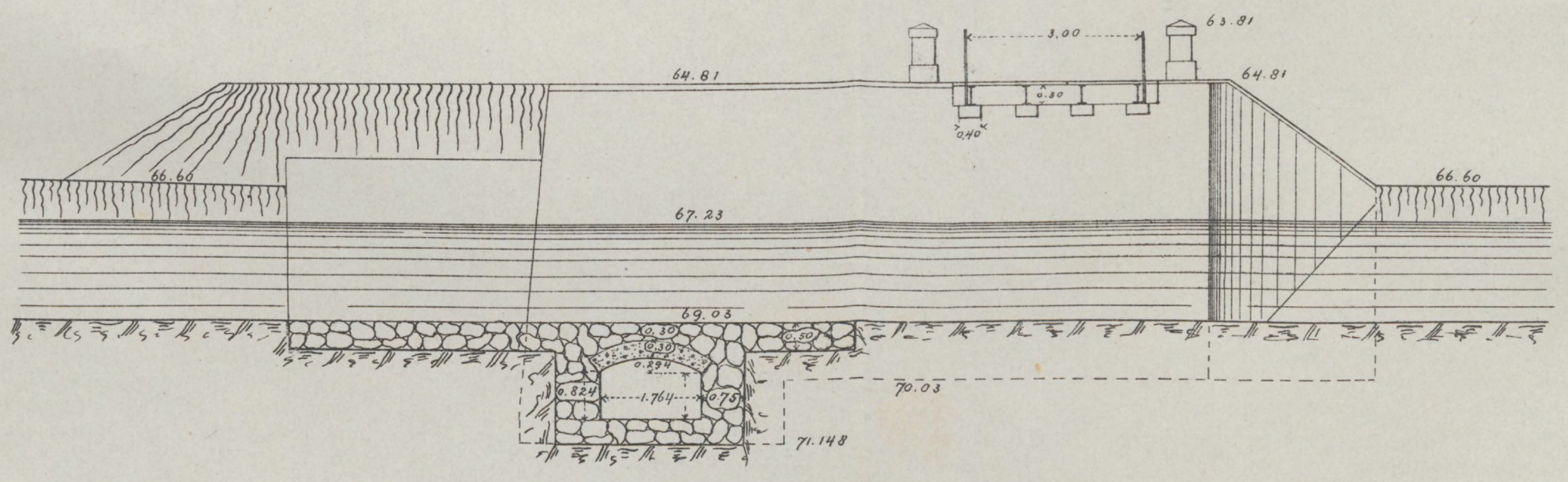
Schaal 1:100.



Doorsnede e f.



Doorsnede a b.

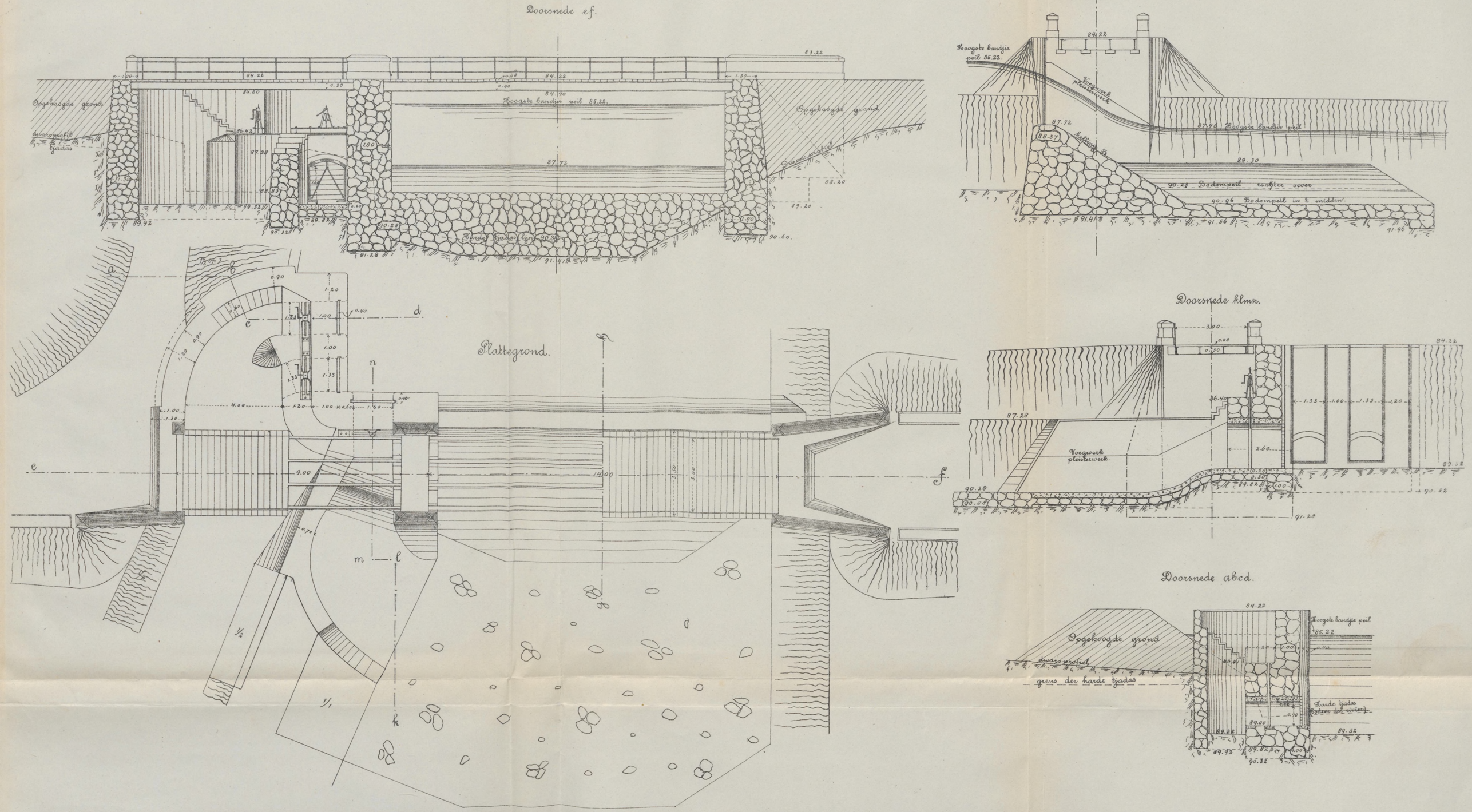


Waterleiding uit de Tji-Sokan.
District Tjikea.
Residentie Preanger-Regentschappen.

Prise d'eau der Secondaire leidingen L. 5 en L. 6.

Stuw, inlaat, spuisluis met brug over de Tjirandjang [KVII]

Schaal 1:100.



Waterleiding uit de Tji-Sokan.

District Tjihea, Residentie Preanger-Regentschappen.

3e en 4e Sectie.

Fig: 1.

Stortdam No 1 (3e Sectie)

Schaal 1/100

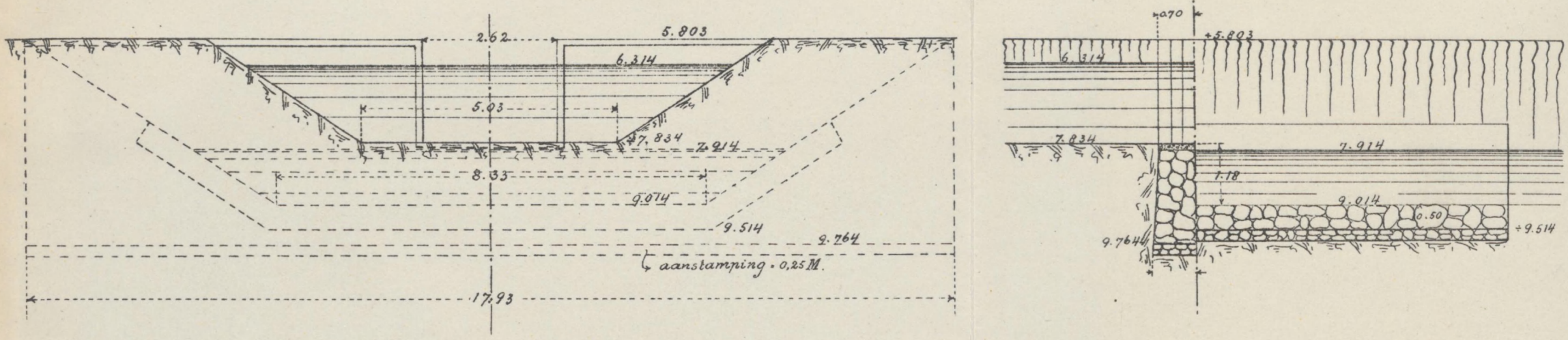


Fig: 2.

Stortdam No 3 (4e Sectie)

Schaal 1/100

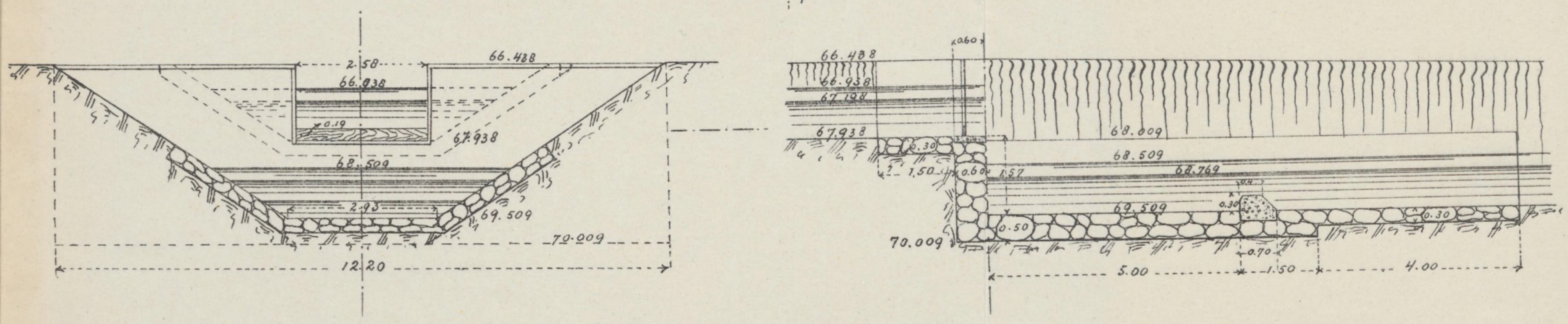


Fig: 3.

Stortdam No 1. (Sec: leiding L 3)

Schaal 1/100

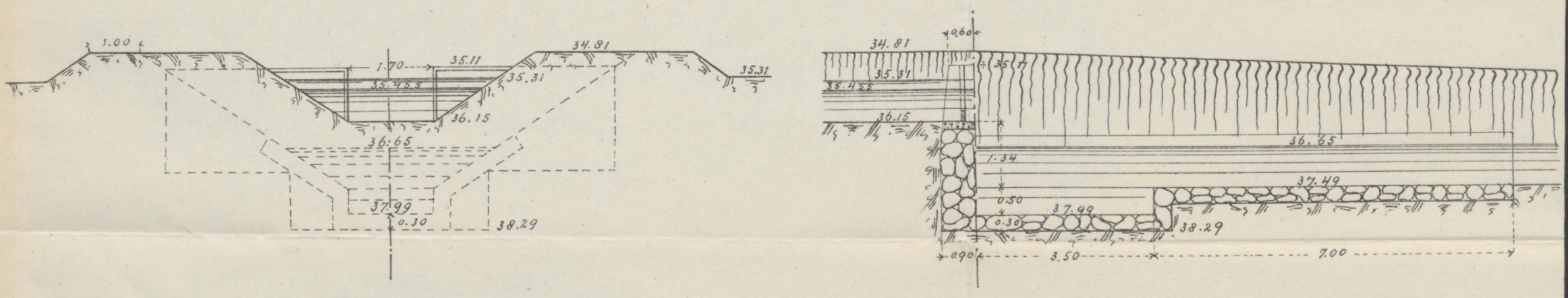


Fig: 4

Stortdam K.7. (Sec: leiding L.6)

Schaal 1/100

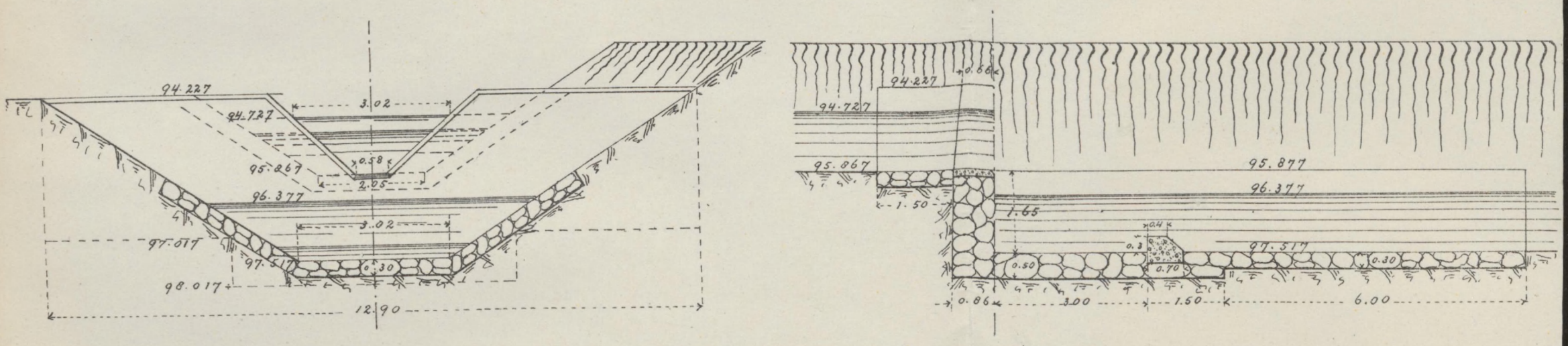
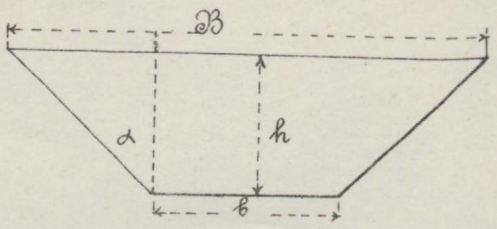


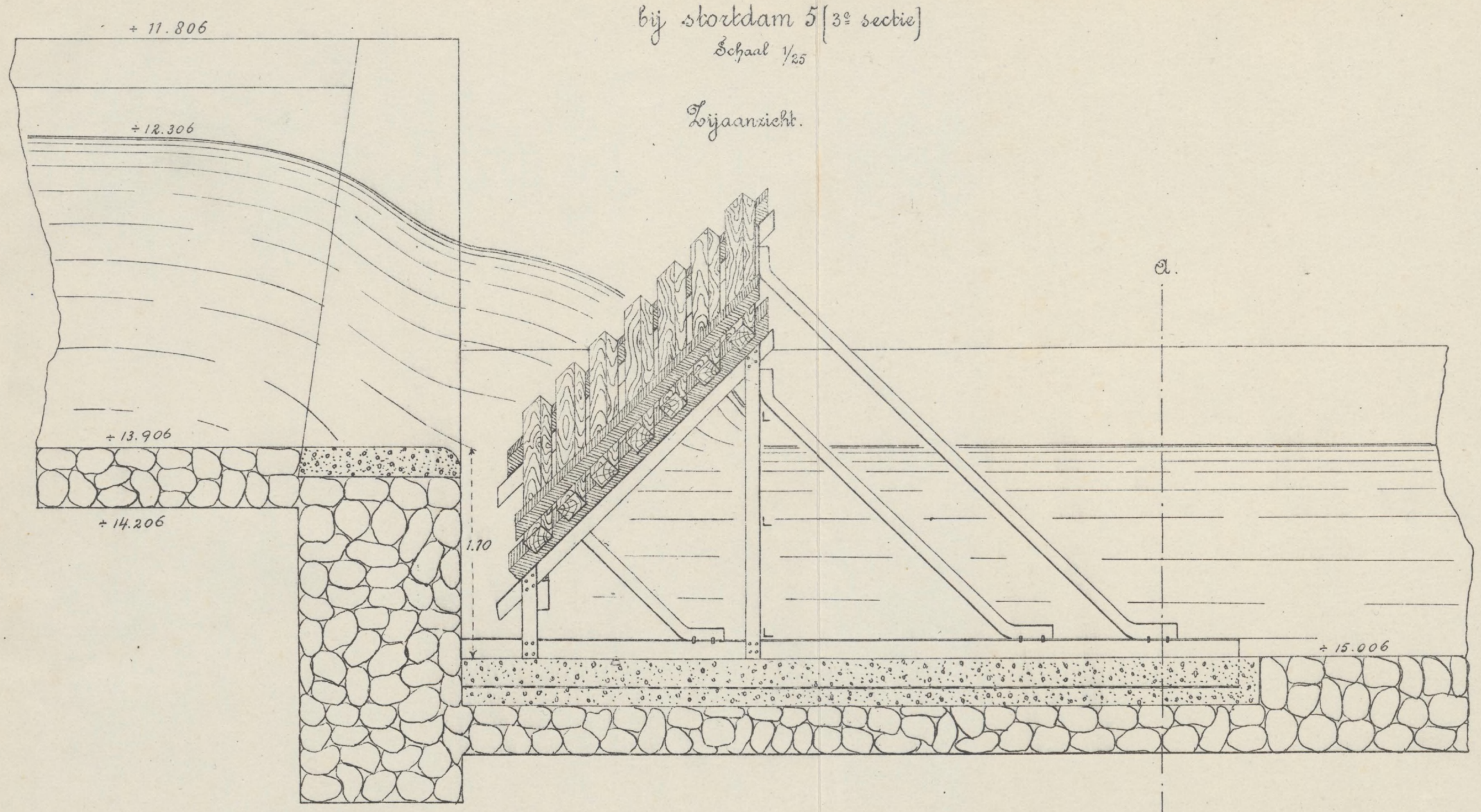
Fig: 5.



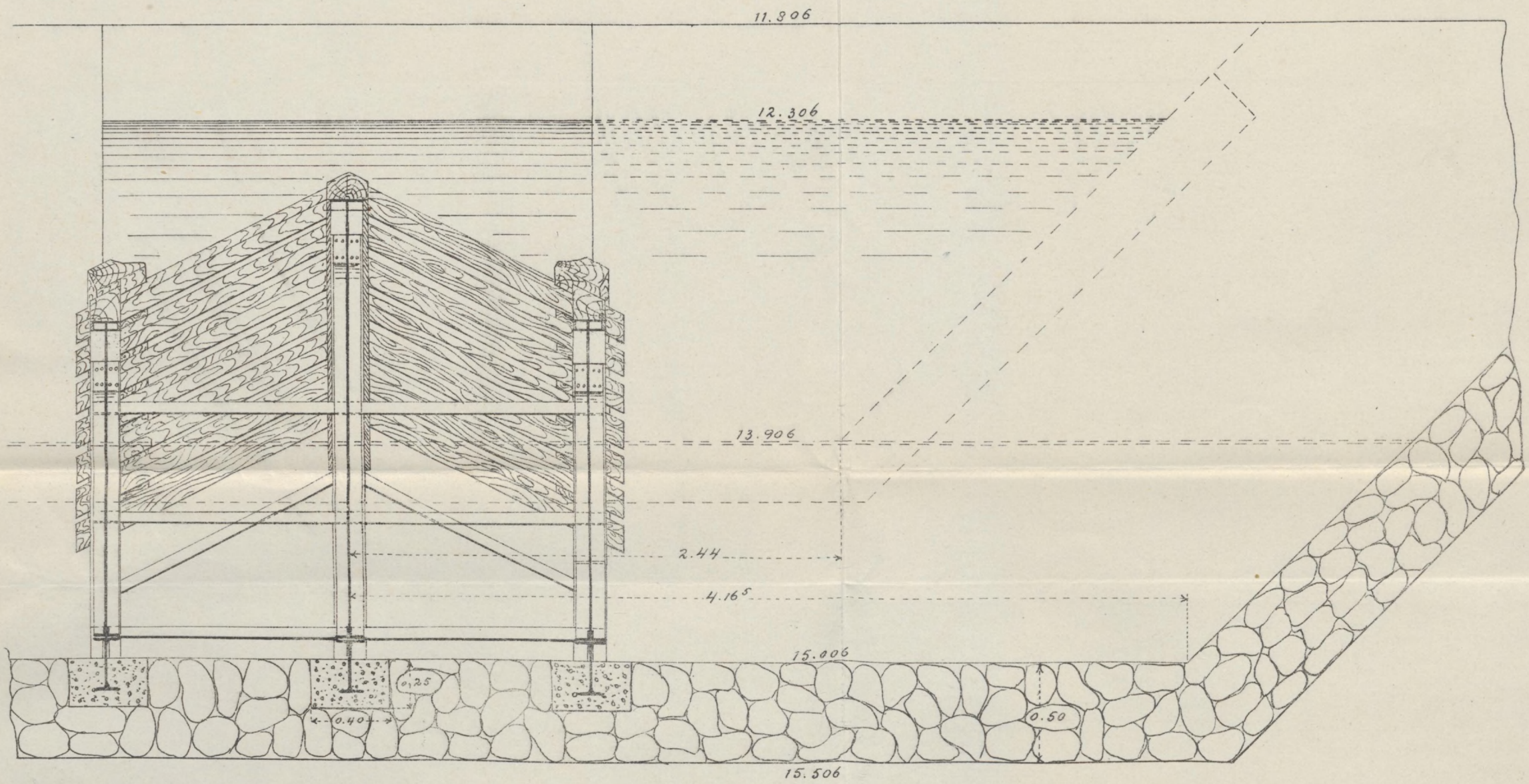
Ontwerp van een stroombreker bij stortdam 5 [3e sectie]

Schaal 1/25

Zijaanzicht.



Doorsnede A. B.-



NOTULEN.

ALGEMEENE VERGADERING OP WOENSDAG 26 AUGUSTUS 1903 DES AVONDS TE 9¼ UUR IN HET GEBOUW DER KONINKLIJKE NATUURKUNDIGE VEREENIGING TE BATAVIA.

PUNTEN VAN BEHANDELING.

1. Notulen van de beide vorige vergaderingen en bespreking van de wijze van goedkeuring der notulen in het vervolg, in verband met de voorgenomen nieuwe wijze van uitgifte van het tijdschrift.
2. Ingekomen Stukken.
3. Verkiezing van een vice-president en 2 leden van het bestuur, in plaats van de heeren DR. MULLER, VON ESSEN en VAN GOOR, waarvan de eerste en laatste naar Europa vertrokken zijn en de tweede aan de beurt van periodieke aftreding, maar dadelijk herkiesbaar is.
4. Voordracht van het lid KOOPMAN over „ijsmachines."

Aanwezig: de bestuursleden VON ESSEN, KERLEN, KOOPMAN EN QUANT; de gewone leden de BOOY, VAN DEN BROEK d'OBRENAN, VAN DIJK, FAUËL, HEIJMERING, J. VAN LEEUWEN. MELCHIOR, S. ONNEN, SLORS, TEXTOR EN DE VOOGT; de buitengewone leden R. MEIJER, H. VOGELPOEL en W. VOGELPOEL; alsmede één geintroduceerde. Afwezig met kennisgeving: de president DE JONGH, reden waarom het bestuurslid VON ESSEN de vergadering leidt.

De notulen der vergaderingen van 28 April en 13 Mei 1903 zijn reeds afgedrukt in het Tijdschrift 1902—03; van de voorlezing wordt daarom afgezien en, daar niemand op deze notulen aanmerking maakt, zijn ze definitief goedgekeurd.

De wd. voorzitter, de heer VON ESSEN, brengt thans de vraag in bespreking, of ook in het vervolg de notulen in het Tijdschrift zullen mogen worden opgenomen, zonder dat daaraan de goedkeuring door de Algemeene Vergadering is voorafgegaan. Deze vraag moet worden beantwoord in verband met de voorgenomen splitsing van het Tijdschrift in afleveringen en de wenschelijkheid om de stof, door eene vergadering geleverd, zoo spoedig mogelijk in het Tijdschrift te kunnen publiceeren. Persoonlijk ziet de heer VON ESSEN er bezwaar in, de notulen te doen opnemen, vóór hare goedkeuring, omdat dan van eventueële op- of aanmerkingen der leden eerst in eene volgende aflevering melding kan worden gemaakt. Daarentegen meent hij, dat de voordrachten, in de vergaderingen gehouden, van de notulen gescheiden en, zonder op de goedkeuring dezer laatste te wachten, in het Tijdschrift opgenomen zouden kunnen worden.

De secretaris, de heer QUANT, zegt, dat z. i. zou kunnen worden volstaan met eene voorloopige goedkeuring door den president of door dengene, die in zijne plaats de vergadering heeft geleid. Mocht dan later, na de publicatie der notulen, nog blijken, dat daarop eene belangrijke op- of aanmerking te maken is, dan zou hiervan melding gemaakt kunnen worden op een los inlegblad bij een volgende aflevering, welk blad door den ontvanger kan worden ingeplakt bij de notulen, waarop het betrekking heeft. Scheiding van notulen en voordracht brengt het bezwaar mede, dat de discussie over de voordracht niet met deze in dezelfde Tijdschrift-aflevering wordt aangetroffen.

Het lid ONNEN zou de voordracht met de daarover gevoerde discussie of de daaromtrent gestelde vragen en antwoorden te zamen van de overige notulen, voor zoover deze op huishoudelijke zaken betrekking hebben, afgescheiden willen zien. Slechts dit laatste gedeelte der notulen zou dan op goedkeuring in de algemeene vergadering moeten wachten om te kunnen worden afgedrukt.

De hier bedoelde afscheiding levert z. i. geen bezwaar op, aangezien zij wegens de volgorde, welke gewoonlijk in acht wordt genomen, al van zelf bestaat, doordat n. l. de besprekingen omtrent de voordracht onmiddellijk op deze voordracht volgen.

Het lid de Voogt zou willen berusten in voorloopige goedkeuring door den president of zijn vervanger, mits aan de leden, die in de vergadering, waarover de notulen handelen, het woord hebben gevoerd, vooraf inzage van het concept dezer notulen werd verleend, voor zoover het door hen gesprokene betrof.

De secretaris merkt op, dat de vervulling dezer voorwaarde niet altijd mogelijk zal zijn, waarop het lid de Voogt toestemt, dat de vervulling slechts binnen de grenzen, door praktische uitvoerbaarheid gesteld, kan worden verlangd.

Nadat nog enkele andere leden korte opmerkingen hebben gemaakt, wordt in stemming gebracht en met algemeene stemmen aangenomen het voorstel, om toestemming te geven tot opname der volledige notulen in het Tijdschrift, na voorloopige goedkeuring door den president of door dengene, die in zijn plaats de vergadering heeft geleid, mits vooraf aan de leden, die in de vergadering het woord heben gevoerd, inzage worde gegeven van het concept der notulen, voor zoover deze op het door hen gesprokene betrekking hebben, wat laatstgenoemde voorwaarde betreft, binnen de grenzen van uitvoerbaarheid, welke de praktijk van zelf zal aanwijzen.

Door den wd. voorzitter wordt hierop mededeeling gedaan van verschillende ingekomen stukken.

a. De door de, daartoe in de algemeene vergadering van 28 April j. l. aangewezen, Commissie geverifieërde rekening en verantwoording van den penningmeester (reeds opgenomen in het Tijdschrift 1902—1903).

De wd. voorzitter bedankt de bedoelde commissie voor de vervulling harer taak. Hij verklaart tevens het oogenblik geschikt te achten om een woord van hulde en dank te brengen aan den afwezigen voorzitter, den heer DE JONGH, wegens diens bijdrage van *f* 200.— in de kosten der gehouden excursie naar *Bandong*, waarvan uit de verantwoordingsstukken van den penningmeester blijkt. De vergadering toont door applaus hiermede in te stemmen.

b. Een schrijven van DR. MULLER, houdende mededeeling van zijn bedanken als vice-president wegens vertrek uit *Nederlandsch-Indië*.

De wd. voorzitter betuigt den dank der afdeeling voor alles, wat door den heer MULLER tot haren bloei werd gedaan, en deelt tevens mee, dat de heer VAN GOOR bij particulier schrijven aan den president voor het lidmaatschap van het bestuur heeft bedankt, eveneens wegens vertrek naar Europa.

c. De missive van den Raad van Bestuur dd° 30 Mei 1903 No. 1633, welke als bijlage bij deze notulen is gevoegd.

De wd. voorzitter noodigt, nadat door den secretaris nog eenige toelichting is gegeven, de leden der afdeeling dringend uit, te voldoen aan het verzoek van den Raad van Bestuur om bij niet-ontvangst van het weekblad „de Ingenieur" onmiddellijk te reclameeren.

d. Brieven van de leden VAN DER WAERDEN, BAARS, KOOPMAN en BIRCKENHAUER, houdende mededeeling, dat zij er geen bezwaar tegen hebben, dat eventueel door anderen inzage wordt genomen van de door hen bij het afdeelingsbestuur ingediende stukken betreffende het technisch onderwijs in *Nederlandsch-Indië*, naar aanleiding van het in Februari jl. verspreide rapport der commissie MEIJER—BIRCKENHAUER.

De wd. voorzitter brengt hierbij tevens ter kennis van de vergadering, dat ook door het lid QUANT eene dergelijke verklaring is afgelegd, zoodat de verschillende stukken uit het archief der afdeeling, welke op het evengenoemde rapport over technisch onderwijs betrekking hebben, eventueel aan belangstellenden tijdelijk ten gebruike kunnen worden afgestaan.

e. Eene circulaire van het *Algemeen Nederlandsch Verbond*, betreffende het gebruik van zuiver *Nederlandsch*, geadresseerd aan de redactie van het tijdschrift der afdeeling.

f. Eene circulaire van het Koloniaal Museum te *Haarlem* betreffende een prijsvraag voor het jaar 1904 (in hoofdzaak reeds vermeld op de binnenzijde van den omslag van het tijdschrift 1902-03).

g. een brief van het lid MEIJERS, houdende advies om in een door de afdeeling uit te geven periodiek „interessante nota's van toelichting omtrent aanleg of exploitatie van werken, proefnemingen enz." in min of meer omgewerkten vorm te publiceeren.

De wd. voorzitter zegt naar aanleiding hiervan, dat het lid MEIJERS door den Secretaris voor zijn advies zal worden bedankt en hem zal worden medegedeeld, dat dergelijke bijdragen gaarne van hem en van anderen voor het afdeelingstijdschrift zullen worden ingewacht.

Na afhandeling der ingekomen stukken, die behoudens hetgeen daarbij werd vermeld, worden gedeponeerd, wordt overgegaan tot het derde van de op het convocatiebiljet aangegeven punten, nl. de verkiezing van een vice-president en 2 leden van het bestuur.

De wd. voorzitter verzoekt aan de leden Textor en J. VAN LEEUWEN de stemmen te willen opnemen.

Voor de verkiezing van een vice-president worden uitgebracht 14 stemmen, waarvan 7 op het bestuurslid VON ESSEN, 4 op het lid MELCHIOR, 1 op het bestuurslid KERLEN, 1 op het lid DE VOOGT en 1 blanco. Gekozen is dus het bestuurslid VON ESSEN, die de keuze aanneemt.

Voor de verkiezing van twee bestuursleden worden ingeleverd 15 stembriefjes. Hiervan verkrijgen de leden MELCHIOR 11, DE VOOGT 9, TEXTOR 3 stemmen, S. ONNEN en VAN DEN BROEK d'OBRENAN elk 1 stem, terwijl overigens de briefjes blanco zijn en 1 stem wordt uitgebracht op iemand, die geen lid der afdeeling is. Gekozen zijn derhalve de leden MELCHIOR en DE VOOGT, die beide bereid worden gevonden om in het bestuur zitting te nemen.

Hierna wordt het woord gegeven aan het lid KOOPMAN tot het houden zijnen voordracht over ijsmachines.

Deze voordracht is in haar geheel als bijlage (B) bij de notulen dezer vergadering gevoegd. Zij wordt door een pauze van een kwartier onderbroken. In deze pauze en na afloop der voordracht stelt de spreker, die talrijke teekeningen en enkele machine-deelen heeft medegebracht, zich nog tot het geven van inlichtingen beschikbaar, waarvan door verscheidene belangstellenden gebruik wordt gemaakt Op de vragen der leden MELCHIOR en S. ONNEN, hoe het zoute water in den vriesbak in beweging wordt gebracht en welke zout-oplossing wordt gebezigd, antwoordt de heer KOOPMAN, dat de beweging wordt veroorzaakt door draaiing van een waaier en geleid door schotten of scheidingswanden van compartimenten en dat de zoutoplossing 20 à 35% gouvernements-zout bevat.

Nadat de wd. voorzitter den spreker voor zijne aangename en duidelijke voordracht, welke een voor vele leden nieuw onderwerp behandelde, heeft bedankt, stelt hij de gewone rondvraag, of nog iemand het woord verlangt, en sluit hierop, daar niemand zich aanmeldt, ten 12¼ uur de vergadering.

De President,
DE JONGH.

De Secretaris,
J. F. QUANT.

BIJLAGE **A.**

No. 1633 *'s Gravenhage, den* 30 Mei 1903.

Aan het Bestuur der Afdeeling *Nederlandsch-Indië*
Batavia.

Naar aanleiding van Uw schrijven van 7 Maart 1903 en de daarbij overgelegde briefwisseling van het bestuurslid Uwer Afdeeling J. G. KERLEN met den chef van het Post- en Telegraafkantoor te Weltevreden en mede naar aanleiding van andere klachten door tusschenkomst van den secretaris Uwer Afdeeling en mede langs onmiddellijken weg tot ons gekomen, heeft de uitgever van het weekblad „de Ingenieur" op ons aandringen een solidere inpakking van de exemplaren voor het buitenland bestemd aangenomen en wij hopen dus ten zeerste, dat te dien aanzien geen verdere klachten tot U zullen komen.

Wij zouden het zeer op prijs stellen, indien onverhoopt nog klachten inkwamen, deze onmiddellijk te vernemen. Uwe Afdeeling kan er op rekenen, dat wij zullen doen wat in ons vermogen is, om die klachten te doen eindigen.

Dat er echter minder exemplaren, dan voor onze leden in Indiê bestemd, ooit zouden zijn verzonden, komt ons in hooge mate onwaarschijnlijk voor. Wel, geven wij in alle opzichten toe, dat het adresbandje om „de Ingenieur" onvoldoende sterk was voor Indië.

In ons nummer van 4 April hebben wij, zooals onze secretaris bij schrijven van 6 April 1903, No. 1354 aan Uw secretaris mededeelde, het verzoek gedaan dat de niet-ontvanger onmiddellijk reclameert. *)

Wij hopen dat het Bestuur Uwer Afdeeling ons, voor de vervulling van dat verzoek, zijn zeer gewaardeerde medewerking zal willen verleenen.

DE RAAD VAN BESTUUR:

LEEMANS, *President.*

R. A. VAN SANDICK, *Algem. Secretaris.*

---

*) *Noot v/d. secr. der afd.*

In genoemd nummer van „de Ingenieur" wordt het volgende aangetroffen:

Verzending van het Weekblad „De Ingenieur".

Herhaalde klachten over niet-ontvangst van dit Tijdschrift, vooral uit Ned.-Indië tot ons gekomen, hebben ons geleid tot een scherpe contrôle op de afzending en een verbetering der verpakking, waardoor wij eventueele niet-ontvangst, in nagenoeg elk geval, aan de posterijen zullen mogen toeschrijven.

Dringend verzoeken wij aan ieder, die een of ander nummer niet ontvangt, hierover *onmiddellijk te reclameeren* zoowel aan *de Administratie der posterijen,* als aan de *„Administratie van „De Ingenieur", Den Haag.* Reclames, die na maanden tot ons komen, kunnen zoo moeielijk meer tot klaarheid worden gebracht.

Niet minder dringend verzoeken wij dadelijke opgave van adresverandering.

DE ADMINISTRATIE.

BIJLAGE **B.**

VOORDRACHT OVER „YSMACHINES"

GEHOUDEN IN HET

KONINKLIJK INSTITUUT VAN INGENIEURS,

AFDEELING: NEDERL.-INDIË.

OP

Woensdag 26 Augustus 1903.

M. H!

Het onderwerp „*Ysmachines*", waarvoor ik heden avond Uwe aandacht vraag, is zeker belangrijk genoeg om in een kring van ingenieurs besproken te worden. Het zal U toch bekend zijn, dat het werktuig, oorspronkelijk bestemd om in het physisch en chemisch laboratorium bij verschillende experimenten kunstmatige koude op te wekken, reeds sedert tal van jaren zijn intocht gedaan heeft in vele takken van nijverheid.

In de laatste vijftien jaar heeft de kunstmatige voortbrenging van koude een reusachtige vlucht genomen en de vooruitgang op dit gebied wordt misschien alleen overtroffen door die, welke plaats greep op het gebied der electrotechniek. Was de toepassing van de koudemachine oorspronkelijk beperkt tot slechts enkele bedrijven (ijsfabrieken en bierbrouwerijen), thans wint die toepassing hoe langer hoe meer veld en als een bewijs daarvan noem ik U de volgende inrichtingen, waarbij van kunstmatige koude wordt gebruik gemaakt.

Zooals ik reeds opmerkte:

1°. in *ijsfabrieken* en 2° in *bierbrouwerijen.* In beide wordt de koude gebezigd voor het fabriceeren van kunstijs, dat bij de laatste o. m. toepassing vindt bij bierverzendingen, waarbij het dient om het bier tijdens het transport koel te houden.

Verder wordt de koude in de bierbrouwerijen aangewend voor:

a. het snel afkoelen van de wort in de z.g. koelapparaten;

b. voor het koelen van het bier in de gistkuipen;

c. voor het op lage temperatuur houden van gist- en legkelders;

d. voor het koelhouden van de hop, het mout en de gist.

Verder: 3° voor *conserveering van levensmiddelen*;

4°. in *kunstboter fabrieken;* daarin wordt de koude aangewend:

a. voor het koelhouden van de melk en de margarine;

b. voor het maken van koud water voor de granulatie en het wasschen der ruwe margarine;

5°. in *chemische fabrieken*; hier wordt de koude toegepast voor het afkoelen van loogen en voor het uitkristalliseeren van sommige stoffen;

6°. in *hotels, restauraties,* op *mailbooten,* en in *schouwburgen* (o. a. in het nieuwe theater te Keulen).

7°. in *chocolade fabrieken*; daarin wordt de kou, behalve in koelkamers, gebruikt om de chocolade snel af te koelen en daardoor het hard worden der massa te bespoedigen.

8°. voor *kunstmatige ijsbanen*; ik herinner U hierbij aan de bekende, *„Pole nord"* te *Parijs*;

9°. in *gummifabrieken*; waar gebruik gemaakt wordt van een koude vloeistof, waarin de gummi blokken en walsen worden gedompeld, om daardoor de gummimassa verder gemakkelijker te kunnen bewerken, o. a. te snijden;

10°. in *slachthuizen*;

11°. in *paraffinefabrieken*; de koude wordt hier aangewend om uit paraffine houdende oliën de paraffine te doen kristalliseeren.

12°. in *schepen* en *waggons,* die speciaal voor vleeschtransport dienst doen;

13°. in *hospitalen* en *inrichtingen waar lijken ten toon gesteld worden,* zooals de bekende *„la Morgue"*, te *Parijs* ;

14°. in *parfumerie fabrieken*; men laat hier bij een lage temperatuur (— 12° C) de olie, die zich in de essences bevindt, bevriezen, waardoor de laatste zich gemakkelijker laten afscheiden, (het z.g. *extraheeren* van essences);

15°. bij de *fabrikage van champagne en andere mousseerende wijnen*; om het verlies aan wijn bij het openen te voorkomen, worden hier n. l. de flesschen, nadat zij gevuld en gekurkt zijn, met de halzen geplaatst in een tot — 12 à — 15° C, afgekoelde glycerine oplossing; daardoor bevriest de gistprop en wordt deze later in haar geheel uit gedreven, wanneer de flesch weer geopend wordt, zonder dat er wijn verloren gaat; (het z. g. *dégorgeeren*);

16°. in *zuivelfabrieken*; de kou wordt hier gebruikt voor het afkoelen van melk- en roomkamers, van de ruimten, waar de boter en de kaas bewaard worden en voor het koudhouden van de melk en den room zelf;

17°. op *oorlogsschepen* en in *dynamietfabrieken,* waar

de koude toegepast wordt voor het koelhouden der kruitkamers;

18°. in *ververijen*, waar men de geverfde stoffen in een loogoplossing van ± 0°C dompelt, waardoor de kleuren zich beter hechten en sterk glanzend worden en ten slotte:

19°. bij het *maken van fundeeringen en mijnschachten*, waarbij men het grondwater doet bevriezen daar, waar men de schacht wil aanbrengen en wel met behulp van een in den grond gedreven pijpensysteem, waardoor een koude vloeistof circuleert. Voor dit onderwerp verwijs ik U naar „*de Ingenieur*". Jrg. 1901 p. 457, waar een belangrijke verhandeling van den heer J. KOSTER te vinden is, omtrent „De toepassing der bevriesmethode bij het maken van schachten in Limburg."

Aan deze opsomming zouden zeker nog enkele toepassingen van de kunstmatige koude kunnen toegevoegd worden, doch zal U hieruit reeds voldoende de veelzijdigheid dier toepassingen gebleken zijn.

Nog op een andere wijze kan ik U den enormen vooruitgang op dit gebied aantoonen.

De grootste leverancier van koude machines in Europa, de GESELLSCHAFT FÜR LINDE'S EISMASCHINEN A. G. te *Wiesbaden*, leverde hare eerste installatie in 1875 en wel aan de brouwerij „*Zum Spaten*" van GABRIEL SEDLMAIJR te *München*. Van 1875—'90 d. i. in 15 jaar leverde zij ± 1000 installaties; van 1890—'95 d. i. in 5 jaar weer ± 1000 en van 1895—1900, d. i. weer in 5 jaar bedroeg het aantal der door haar afgeleverde installaties ± 2000, d. i. meer dan een per dag en neemt in de laatste jaren het aantal leveringen dier maatschappij nog steeds toe.

Het zal U duidelijk zijn, welk een belangrijke plaats de kunstmatige koude thans op industrieel gebied inneemt en mag ik op grond daarvan ook Uwerzijds belangstelling voor mijn onderwerp verwachten.

Alvorens U de werking der koudemachines te verklaren, kan ik U aan de hand van een photografie enkele toepassingen dier werktuigen eenigszins aanschouwelijk maken. Op deze photo vindt U, wel zeer in 't klein, maar toch zeer scherp en duidelijk afgebeeld, een model door genoemde Gesellschaft für Linde's Eismaschinen A. G. ingezonden op de Parijsche wereldtentoonstelling in 1900.

In het midden van dit ± 3 M. lange model bevindt zich een complete installatie tot voortbrenging van koude volgens het *Linde* systeem, gedreven door een tandem-compound stoommachine met condensatie en met stoomverdeeling door kleppen (systeem *Sulzer*). Op het dak van dit gedeelte zijn z. g. Berieselungs condensatoren aangebracht. Rechts van dit gebouw is een bierbrouwery voorgesteld met een complete inrichting voor koeling van de hop, van gist- en legkelders en van het bier, de laatste door koeling van de wort en door zwemmerkoeling in de gistkuipen. Links bevindt zich een complete kristalijsfabriek en daarnaast in een apart gebouw een afkoelingsinrichting voor een slachthuis met een koelruimte over twee verdiepingen verdeeld, waarboven een luchtkoeler met trommelsysteem. Ten slotte vindt men links hiervan een koelhuis voor opberging van levensmiddelen, een getrouwe nabootsing in het klein van een koelhuis, door de G. f. L. E. te *Hamburg* gebouwd.

De werking der verschillende ijsmachines, haar aantal is legio, loopt zeer uit één en zou ik te veel van Uw aandacht vergen, wanneer ik heden avond, zoo uitvoerig mogelijk, zou willen trachten, U de werking van de meeste dier machines duidelijk te maken.

Ik zal dan ook alleen volstaan met U een overzicht te geven der meest gebruikelijke koudemachines en wel aan de hand van een tabel, die ik hier op het bord geschreven heb en waarbij ik U zeer in 't kort de werking van iedere groep van machines zal aangeven en zal ik na afloop daarvan één bepaald systeem van ijsmchinesmeer uitgebreid en in détails behandelen [1]).

Naarmate de koude langs *scheikundigen* of langs *natuurkundigen* weg wordt voortgebracht, zijn de ijsmachines te verdeelen in twee hoofdgroepen:

I. MACHINES, WAARIN DE KOUDE LANGS SCHEIKUNDIGEN WEG WORDT VOORTGEBRACHT en wel met behulp van *koudmakende mengsels*. Ik herinner U hierbij aan het zoo wel bekende koudmakende mengsel van glauberzout en zoutzuur, waarmede in een verhouding van 8 gew. dln. Na_2SO_4 en 9 gew. dln. HCl een temperatuursverlaging van 10°C tot—18°C, dus een afkoeling van 28°C, is te verkrijgen.

Tot deze groep behooren de z. g. *ijsemmers*, een artikel, haast in ieder Indisch huishouden te vinden en waarmede, zooals U bekend is, kou wordt voortgebracht door gebruikmaking van een mengsel van stukjes ijs en keukenzout, dat in een verhouding van 2 op 1 (gew. dln.) een afkoeling geeft tot — 20°C.

Een machine, die in het groot ijs maakt met behulp van een koudmakend mengsel en wel van *ammoniumnitraat* en water, waarmede een afkoeling van 25°C is te verkrijgen, werd in 1884 door C. ROSSI te *New-Jersy* gepatenteerd en vindt men o. a. beschreven in *Eis-und Kälteerzeugungs-Maschinen* van G. BEHREND. Van practisch nut is deze machine niet geweest, omdat de werkwijze veel te kostbaar werd. Alleen voor het maken van ijs in 't klein en wel in bizonder van z. g. geprepareerd ijs, vinden de toestellen, die tot deze groep gerekend kunnen worden, toepassing. Van veel meer belang voor de practijk is de 2e hoofdgroep, die omvat:

II. DE MACHINES, WAARIN DE KOUDE LANGS NATUURKUNDIGEN WEG WORDT VOORTGEBRACHT.

Deze hoofdgroep is te verdeelen is 2 groepen:

A. *Machines, waarin de koude wordt voortgebracht door uitzetting van lucht*, en waartoe de lucht-expansie- of koude lucht machines behooren.

De werking dezer machines is in 't kort de volgende: In een cilinder wordt lucht samengeperst; daardoor zullen de druk en de temperatuur rijzen. Koelt men deze lucht daarna af tot een temperatuur, iets boven die van het uittredende koelwater en laat men deze lucht verder in een tweeden cilinder expandeeren tot een druk ong. gelijk aan die van den dampkring, dan zal een aanzienlijke temperatuursverlaging daarvan het gevolg zijn.

Aan boord van stoomschepen worden deze werktuigen meermalen toegepast, doch zijn zij in vergelijking met andere ijsmachines zeer onvoordeelig, wat het brandstofverbruik betreft, en worden zij dan ook daarom voor groote installaties niet gebezigd [2]). Tot deze groep behooren: o. m. de ijsmachines van LIGHTFOOT, van BELL COLEMAN en van de HASLAM FOUNDRY AND ENGINEERING Co.

Van meer belang is dan ook de volgende groep:

---

1) Deze tabel is achter deze verhandeling apart afgedrukt.

2) Een ijsfabriek, indertijd te *Semarang* opgericht en die onder directie van den heer HARRIS stond, werkte met luchtexpansie machines, maar kon, vooral wegens het enorme brandstof verbruik, niet concureeren tegen de andere ijsfabrieken en heeft dan ook niet lang bestaan. In verhouding tot hare capaciteit waren deze machines bizonder groot, wat ook het geval is met de aethermachines.

B. *Machines, waarbij de koude wordt opgewekt door verdamping van vloeistoffen.*

Hiervoor worden gebruikt: 1. *water* en 2. *vloeistoffen met een laag kookpunt.*

Het water vindt toepassing in de z. g. *vacuum ijsmachines*, die als hand-ijsmachines hier welbekend zijn. Het zijn de machines van *Carré*, die van een luchtpomp voorzien zijn, waarmee een luchtledig van 1 à 2 m. M. kwikdruk moet verkregen worden, wil de machine goed werken (waar het nog al eens aan hapert) en van zwavelzuur, waarin de waterdamp geabsorbeerd wordt.

De werking dezer machines is dezelfde als die bij de proef, 't eert door LESLIE in 1810 uitgevoerd, waarbij men water in het luchtledige doet bevriezen, wat U uit de lessen in de physica bekend zal zijn en waarop ik dus niet nader behoef terug te komen.

Tot de vacuum-ijsmachines behooren de machines van CARRÉ en WINDHAUSEN. Alleen voor het fabriceeren van ijs in 't klein, worden zij veelvuldig toegepast.

Een zeer eigenaardige toepassing van de verdamping van water tot het vervaardigen van ijs, moet volgens BEHREND reeds zeer oud zijn en toegepast worden in sommige streken in *Engelsch-Indië*. Daarvoor worden een aantal vlakke schalen van ± 4 c. M. diepte met water gevuld en in kasten geplaatst, die ongeveer $^1/_2$ M. diep zijn en aangevuld worden met stroo. In droge nachten verdampt snel een gedeelte van het water in de schalen en waar deze door het stroo goed geisoleerd zijn tegen warmteopname van buiten, zoo kan de groote hoeveelheid warmte, die voor de verdamping noodig is (voor 1 KG. ruim 600 cal.) slechts aan het water zelf onttrokken worden, zoodat dit in temperatuur daalt en ten slotte een gedeelte tot een dun ijskorstje bevriest. [1])

Van veel meer nut voor de practijk is de toepassing van vloeistoffen met een laag kookpunt. De machines, die hiermede werken, zijn:

a. de *absorbtie-* en *b.* de *compressie ijsmachines.*

Bij de absorbtie ijsmachines wordt uitsluitend gebruik gemaakt van *ammonia liquida* (NH_3 opgelost in water). Wel zijn er proeven genomen met andere stoffen o. a. *zwaveligzuur*, dat men liet absorbeeren in zwavelzure aether, doch hebben deze niet tot practische resultaten geleid.

De werking dezer ijsmachines komt in het kort hierop neer. Door verhitting, direct met brandstof of indirect door stoom, wordt uit ammonia liquida het gasvormige NH_3 verdreven en komt dit onder een zekeren druk in een pijpensysteem (condensator), waarom koelwater circuleert. Onder eigen druk en afkoeling wordt het ammoniak gas hier vloeibaar en wordt deze vloeistof gevoerd naar een tweede pijpensysteem (verdamper), waarin de ammonia weer gasvormig wordt, waardoor hier een lage temperatuur ontstaat.

Deze wordt overgedragen op een zoutoplossing, waarin zich de verdamper bevindt en waarin ook bussen, met water gevuld, geplaatst zijn. Het water in deze bussen bevriest. De gasvormige ammonia laat men in water absorbeeren en wordt deze oplossing, om weer op nieuw gebruikt te worden, met een pomp geperst in den ketel, waarin zich de oorspronkelijke ammonia oplossing bevond. Op deze wijze werd de eerste *continu* werkende ijsmachine verkregen (1862) en is de uitvinding afkomstig van F. CARRÉ. Dit was ook de eerste machine, waarmee in 't groot ijs vervaardigd werd en trok dit werktuig de algemeene aandacht op de Parijsche wereldtentoonstelling van 1867, wat er veel toe heeft bijgedragen, deze machine meer bekend te doen worden. Ook had Carré hier zijne hand-ijsmachine (vacuummachine) geexposeerd.

Een dergelijke absorbtie machine werd in 1869 in een ijsfabriek te *Soerabaja* opgesteld en was dit één van de eerste ijsmachines, die in *Nederlandsch-Indië* voor ijsfabrikage in 't groot werd toegepast.

Wat economie betreft, staan deze machines ten achter bij de compressie ijsmachines en worden zij dan ook bijna niet meer gebouwd. Dat zij evenwel volstrekt nog niet van de baan zijn, bewijst het feit, dat er verleden jaar op de Düsseldorfsche tentoonstelling nog een absorbtie ijsmachine in werking te zien was. Ook kan ik U vermelden, dat een dergelijke machine, hier ter plaatse nog gebruikt wordt, en wel in de ijsfabriek van den heer BUDDINGH en daar nog met succes dienst doet, omdat de stoom, die gediend heeft om de ammonia te verdampen, weer gebezigd wordt als gedistilleerd water voor ijsbereiding en dus aparte kosten, om dit water te maken, vervallen. Voor zoover mij bekend, is dit de eenige absorbtie machine, die nog in *Nederlandsch-Indië* in werking is. [1])

Verschillende fabrikanten, o. m. VAASS & LITTMANN te *Halle a. s.*, OSKAR KROPFF te *Nordhausen* en MIGNON & ROUART te *Parijs* hebben machines volgens dit systeen gebouwd.

Ten slotte M. H! ben ik gekomen tot de *compressie ijsmachines*, waarvoor ik in het bizonder Uwe aandacht vraag, omdat deze juist de werktuigen zijn, die thans verreweg 't meest worden toegepast ter opwekking van kunstmatige koude.

Men onderscheidt deze machines naar het medium, dat er in gebruikt wordt. Zoo heeft men:

a. aethylaether machines, d. z. de oudste en dateert volgens R. STETEFELD *Ein Kompendium* de uitvinding door PERKINS van het jaar 1834, terwijl G. BEHREND in het bovengenoemde werk als de uitvinder dezer machines JAMES HARRISSON en daarbij het jaar 1857 opgeeft.

De *eerste* ijsmachine, die hier in Indie in een ijsfabriek werd opgesteld, was een dergelijke machine.

Ook deze werktuigen zijn verouderd en worden hier

1) Den heer L. H. OLIE, te *Lawang*, een der oudste en meest bekende ijsfabrikanten van Java, vroeg ik of hem soms bekend was, dat deze methode hier toepassing had gevonden, waarop hij mij het volgende mededeelde, wat ik hier curiositeitshalve bijvoeg.

„In 1878 was te Tosari, waar ik mij als toen bevond, iemand „op het punt van te sterven aan een leverabces. De docter, uit „Pasaroean ontboden, meende, dat ijs *direct* noodig was.

„Vóórdat dit evenwel te Tosari kon wezen, waren daarvoor „minstens *drie dagen* noodig. Ik heb toen op de triangulatie „paal achter het Hotel, waar de wind vrije speling had, een „vischschotel geplaatst, van den paal geisoleerd door flesschenstroo. „Op den schotel bracht ik daarna een laag water ter hoogte van „1 c. M. 's Avonds om ± 9 uur na het diner, werd de schotel „aan den wind blootgesteld en tegen 4 uur in den morgen was „het water zoo koud, dat zich daarop een ijsvlies van ong. één „m. M. dikte bevond, wat voldoende was voor het doel en den „lijder zeer heeft verlicht."

1) In de jaren 1870 tot '80 waren het vooral absorbtie machines, die op Java gebruikt werden. In 1876 bestonden er te *Soerabaja* zes ijsfabrieken (wel een bewijs voor de rage, die er toenmaals bestond voor deze soort van inrichtingen). Deze fabrieken waren die van HUIZER & COOK, van L. H. OLIE, van E. PINO, van TAN KIAN PIK, van G. H. KUNEMAN en van SCHELL & QUADLING. Van deze fabrieken, waarvan er thans nog maar één bestaat, de eerste en wel onder den naam van de *Nieuwe Ysfabriek* van de firma OLIE & Co., werkten toen de eerste vier met absorbtie, de overige met aethermachines.

niet meer toegepast. De laatste aethermachine, die hier nog in werking was, werd enkele jaren geleden te *Soerabaja* op publieke vendutie als „oud yzer" verkocht en behoorde sinds dien met die machines, de *oudste* ijsfabriek van *Nederlandsch-Indië*, die van G. H. KUNEMAN te *Soerabaja* tot het verleden.

In Engeland werden vooral de aethermachines veel toegepast, doch raken zij ook daar hoe langer hoe meer op den achtergrond. Deze werktuigen werden vroeger geleverd door SIEBE, GORMAN & Co., thans nog door SIDDELY & Co. te *Liverpool* en WEST & Co. te *Southwark*.

b. Methylaether machines.

Deze zijn van TELLIER te *Parijs* en ofschoon zij met een geschikter medium voor koudeopwekking werken dan de vorige (het kookpunt ligt bij — 21° C, terwijl dat van aethyl-aether ligt bij + 35°) hebben deze machines zeer weinig toepassing gevonden. Als een bizonderheid kan ik U vermelden, dat dit de eerste ijsmachines zijn geweest, die op *vleeschtransportschepen* werden gebruikt.

c, Chloormethyl machines.

Deze worden in den handel gebracht door de firma DOUANE, LOUBIN & Co. te *Parijs*. Zij voldoen zeer goed, maar worden weinig gebruikt, wat toe te schrijven is aan het moeielijk dicht houden der onderdeelen dezer machines en aan het feit, dat chloormethyl zeer brandbaar is en daarom licht tot explosies aanleiding kan geven.

Van dit medium werd door PROF. KAMERLINGH ONNES te *Leiden* in 1893 gebruik gemaakt bij zijne hoogst belangrijke proefnemingen met het vloeibaar maken van lucht, volgens de methode van PICTET, waarbij de toestellen van den eersten cyclus met deze stof gevuld waren.

d. Ammoniak machines;

Bij deze wordt alleen gebruik gemaakt van *zuivere ammonia* (NH_3), niet opgelost in water.

Het eerste patent op een NH_3 compressie machine werd in 1864 genomen door F. CARRÉ, wiens naam ik U reeds meermalen noemde. Deze ijsmachine, later veel verbeterd door MIGNON & ROUART, vindt evenwel weinig toepassing. Het systeem, dat thans 't meest gebruikt wordt, is afkomstig van PROF. CARL LINDE en dateert van 1874. De machines volgens dit systeem worden geleverd door de reeds genoemde GESELLSCHAFT FÜR LINDE'S EISMASCHINEN te *Wiesbaden* en worden voor haar vooral gebouwd door de *Maschinenfabrik „Augsburg"* en de bekende firma *Gebr. Sulzer* te *Winterthur*. Het succes, dat deze machines van het begin af aan gehad hebben, is zeker te danken aan het feit, dat zij dadelijk betrokken zijn geworden uit zulke gerenommeerde fabrieken.

Behalve het *Linde* systeem zijn er tal van andere, die alle op hetzelfde principe berusten, doch alleen in détails daarmede min of meer verschillen. De meest bekende daarvan zijn die van: OSENBRUCK (volgens welk systeem ijsmachines gebouwd worden o. a. door de *Maschinenfabrik „Esslingen"* en de *Maschinenfabrik „Germania"* te *Chemnitz*, welke laatste ook dergelijke machines volgens een eigen patent bouwt), FIXARY (een Fransch systeem, volgens het welk in Duitschland machines geleverd worden door de *Maschinenbauanstalt „Humboldt"* te *Kalk* bij *Keulen*) en DE LA VERGNE, welk systeem vooral in Amerika veel wordt toegepast.

e. Koolzuur machines.

Hierbij wordt gebruik gemaakt van koolzuur (CO_2). De eerste machine, volgens dit systeem, werd in 1880 door de *Maschinenfabrik „Augsburg"* geleverd voor de firma KRUPP te *Essen*.

Thans bestaan er een aantal systemen van CO_2 machines, die alle volgens hetzelfde principe werken en alleen in de onderdeelen verschillen. De voornaamste fabrieken en firma's, die thans die machines leveren, zijn: RIEDINGER te *Augsburg*, ESSCHER WYSS & Co te *Zürich*, J. S. E. HALL te *Dartford*, en de HASLAM FOUNDRY AND ENGINEERING CO LIM. te *Derby*, welke twee laatste vooral CO_2 machines leveren, die op stoomschepen gebruikt worden.

f. Zwaveligzuur machines.

Hierbij wordt gebruik gemaakt van zwaveligzuur (SO_2). Deze machines zijn in 1876 uitgevonden door PROF. RAOUL PICTET, vroeger te *Genève*, thans te *Berlijn* en worden daarom dikwijls PICTET *machines* genoemd.

Indertijd heeft Prof. Pictet het patent op deze vinding en nog andere patenten verkocht aan een Fransche maatschappij, die zich onder den naam van COMPAGNIE INDUSTRIELLE DES PROCÉDÉS RAOUL PICTET te *Parijs* vestigde. Deze verleende aan de firma SCHÜCHTERMANN & KREMER te *Dortmund* het recht van het maken en leveren van Pictet machines voor Duitschland en hetzelfde aan de firma BRAND & LHUILLIER TE BRÜNN voor Oostenrijk-Hongarije. Ondertusschen had Prof Pictet ook eenige zijner patenten verkocht aan een firma RUDLOFF GRÜBS & Co. te *Berlijn*, die hare rechten later weer verkocht aan de reeds meergenoemde GESELLSCHAFT FÜR LINDE'S EISMASCHINEN, en aan de SOCIÉTÉ GENEVOISE POUR LA CONSTRUCTION DES INSTRUMENTS DE PHYSIQUE ET DE MECANIQUE te *Genève* toegestaan, ijsmachines volgens zijn systeem te vervaardigen. Het resultaat hiervan was, dat al deze maatschappijen en firma's, gerechtigd of niet gerechtigd, Pictet machines in den handel brachten, waarvan het natuurlijk gevolg was een aantal processen tusschen de Comp. industr. en de overige en tusschen deze maatschappij en Prof. Pictet, waarbij de laatste er begrijpelijkerwijze niet zonder kleerscheuren is afgekomen, want voor zoover mij bekend is, zijn al deze processen door de Comp. industr. gewonnen. De meeste patenten van Prof. Pictet, betrekking hebbende op zijne ijsmachine, zijn thans vervallen en worden dan ook nu door vele fabrikanten zwaveligzuur machines gebouwd. Behalve de bovengenoemde maatschappijen en firma's zijn daarvan thans de voornaamste:

de COMPAGNIE DE FIVES-LILLE te *Parijs*, die vele SO_2 machines voor de Comp. industr. heeft vervaardigd, waarvan er verscheidene hier in Indie te vinden zijn, wat ook geldt van de Société genevoise;

de SÄCHSISCHE MASCHINENFABRIK, VORM. RICHARD HARTMANN & Co. te *Chemnitz* en

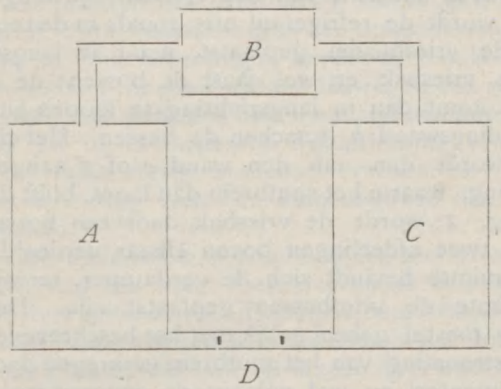
de welbekende firma op het gebied van locomotievenbouw A. BORSIG te *Tegel* bij *Berlijn*, die de laatste jaren ook met hare ijsmachines veel opgang maakt.

Het is over de Pictet machine M. H! dat ik heden avond meer uitvoerig wensch te spreken en wel omdat het *de* ijsmachine is, die hier in Indie thans verreweg het meest gebruikt wordt.

Volledigheidshalve wil ik U nog even vermelden, dat door Prof PICTET ook nog een patent werd genomen op een medium z. g. „Liquide PICTET", bestaande uit een mengsel van SO_2 en enkele procenten CO_2 en dat er nog andere gassen zijn gebruikt, o. a. *pentan* door H. A. FLEUSS te *Newton* (*Wight*) en *zwavelkoolstof* door F. WINDHAUSEN, evenwel alle met zeer weinig succes, zoodat dergelijke machines niet verder gebouwd zijn geworden. Verder bestaat er nog een systeem van AUG. OSENBRÜCK, het z. g. *ammoniak compressie-absorbtie*

systeem, waarbij absorbtie en compressie vereenigd zijn, dat zeer weinig toepassing heeft gevonden en ik verder onbesproken kan laten.

De werking van alle compressie ijsmachines berust op het volgende:



In een reservoir *A* bevindt zich een vloeibaar gas met een laag kookpunt. Laat men dit gas verdampen, dan zal de warmte daarvoor noodig, onttrokken worden aan de omgeving, waarin *A* zich bevindt, zoodat daar een verlaging van temperatuur optreedt. Denkt men nu, dat in *A* de gevormde damp opgezogen wordt door een zuigperspomp *B*, die deze dampen weer perst in een reservoir *C*, waar zij door de één of andere vloeistof, gewoonlijk water, worden afgekoeld, dan is het duidelijk, dat onder voldoende samendrukking en afkoeling het gas in *C* vloeibaar wordt. Deze vloeistof stroomt naar *A* en is in de leiding, die *C* met *A* verbindt, een kraan *D*, waarmede de toestrooming van de vloeistof zoodanig geregeld wordt, dat evenveel vloeistof in *A* binnen komt, als daar door verdamping uitgaat. Op deze wijze wordt in *A* en *C* een geregelden kringloop van verdamping en verdichting verkregen, zoodat men, afgezien van eventueele verliezen door lekken, tot in het oneindige een zelfde hoeveelheid gas dezen kringloop zou kunnen laten volbrengen.

Denken wij ons nu te doen te hebben met *zwaveligzuur* (SO_2). Daarvan is het kookpunt bij gewonen dampkringsdruk—10°C. Is de druk in *A* gelijk aan die van de buitenlucht, dan zal in dit reservoir een temperatuur heerschen van—10°C. Nu bedraagt de latente verdampingswarmte van SO_2 bij die temperatuur ong. 90 calorien, om dus 1 KG SO_2 van den vloeibaren in den gasvormigen toestand over te brengen, moeten 90 cal. aan de omgeving ontrokken worden, met dat gevolg, dat daarin temperatuursverlaging plaats heeft en bij toestand van evenwicht de naaste omgeving van *A* een temperatuur van—10°C. zal hebben.

Het reservoir *A* draagt den naam van *verdamper* of *refrigerant*, de pomp *B* van *compressor*., *C* van *condensator* en *D* van *reguleer-ventil*. Deze deelen zal men dus aan iedere compressie ijsmachine moeten terug vinden.

Het principe van een PICTET ijsmachine zal U nu duidelijk zijn en wil ik U thans de werking en inrichting eener dergelijke machine aan de hand van deze teekening, waarop eenigzins schematisch een zoodanig werktuig is afgebeeld, meer uitvoerig bespreken. (Zie Fig. 1 op achterstaande plaat I).

De *verdamper* of *refrigerant A* bestaat hier uit 4 horizontale wijde buizen, collectors, twee groote boven en twee kleine beneden, (die onderling verbonden zijn door een groot aantal nauwe verticale pijpen (diam 30—40 m.M. buitenwerks). In dit pijpensysteem treedt onder in door een nauwe buis *a* met ca. 20 mM. opening het vloeibare SO_2, komende van het reguleerventil *D* en den condensator *C*. De boven collectors zijn onderling verbonden door het verbindingsstuk *b*, waarvan de hals *c* aansluit aan de leiding *d*, de zuigleiding, die naar den compressor *B* voert. Om den verdamper af te kunnen sluiten, zijn de kranen *1* en *2* aangebracht.

De *compressor B* is een dubbelwerkende zuigperspomp en zijn daarvan de zuigkleppen in de kasten *e* en *f* en de perskleppen in *g* en *h* gelegen (de kleppen zijn niet aangegeven). De zuiger *i* krijgt onder de werking van den één of anderen motor een heen- en weergaande beweging en perst het gasvormige SO_2 door de drukleiding *j* naar den condensator. Om de compressor af te kunnen sluiten, heeft men de kranen *3* en *4*. Verder zijn nog aangebracht de kraantjes *5* en *6*, waarmede door *5* lucht in de machine gezogen wordt, wanneer men door persen wil nagaan of alle leidingen etc. goed dicht zijn, of door *6* al de lucht uit de machine verwijderd wordt, alvorens deze met SO_2 te vullen.

Onder een zekeren druk, afhankelijk van de temperatuur van het koelwater, stroomt het SO_2 gas boven in den verticalen *condensator C*. Deze bestaat uit een mantel, van boven en beneden afgesloten door pijpenplaten, waarin zich een groot aantal nauwe pijpen met 20 à 25 m. M. opening bevinden en lijkt dus zeer veel op een oppervlak condensor, zooals die bij stoommachines wordt gebruikt. Om deze pijpen bevindt zich het SO_2, terwijl door de pijpen het koelwater stroomt en wel van beneden naar boven, terwijl het gas in omgekeerde richting loopt, zoodat men hier tegenstrooming heeft. Om den condensator ook aan de buitenzijde te kunnen afkoelen, is deze in een plaatijzeren cilinder *k* geplaatst.

Het koelwater stroomt bij *l* in het gietijzeren voetstuk *m*, stijgt door de pijpen en verlaat den condensator uit den overloop *n*. Om al het water uit dit toestel af te laten, dient de kraan *o*.

Het vloeibare SO_2 verzamelt zich onderin en stroomt daaruit door de leiding *p* naar het *reguleerventil D*. Voor afsluiting van den condensator, dienen de kranen *7* en *8*.

Ten einde den druk te weten in condensator en refrigerant, zijn op de druk- en zuigleiding aansluitingen met kranen aan de manometers M_1 en M_2.

Door lekken in leidingen en vooral door ondichtheden van de compressor-werkbus *b* zal SO_2 verloren gaan. Om nu dit verlies aan te kunnen vullen, heeft men achter het reguleer-ventil aan de kraan *r* gelegenheid, een looden leiding *s* aan te koppelen, die in verbinding staat met den cilinder (*bonbonne*) *t*, waarin zich vloeibaar SO_2 bevindt. Met de kraan *u* aan de bonbonne regelt men de hoeveelheid zuur, die daaruit in de machine wordt bijgevuld.

De contructies der verschillende toestellen, zooals die in Fig. 1. zijn aangegeven, worden gewoonlijk gevolgd door de boven genoemde *Comp. industrielle*. De beschreven verdamper, die geheel van *roodkoper* is vervaardigd, alleen de kranen zijn van geelkoper, is bekend onder den naam van „*réfrigérant incongélable*," in tegen-

stelling van de vroegere verdampers, die door die maatschappij geleverd werden en op dezelfde wijze waren geconstrueerd als de beschreven condensator. Deze gaven meermalen, door verstopping der pijpen, aanleiding tot invriezen, wat bij dezen nieuwen refrigerant niet mogelijk is, van daar den naam van „*incongélable*." Deze constructie voor de verdampers wordt ook gevolgd door de *Société genevoise*, terwijl de overige fabrikanten van SO_2 machines gewoonlijk verdampers maken, gelijkende op die, welke algemeen toegepast worden bij de *Linde* machines. Een dergelijke refrigerant is met *A* aangegeven in Fig. 2. en bestaat uit een aantal *serpentijnen* naast elkaar, die de beide collectors *B* en *C* verbinden.

Ten einde de koude, in den verdamper opgewekt, te benutten, wordt de refrigerant bij de ijsmachines in een rechthoekigen plaatijzeren bak *V*, den *vriesbak* of *generator* geplaatst (zie fig. 1 en 2). Deze bak is gevuld met een zoutoplossing (gewoonlijk van keukenzout in water), die eerst bij een zeer lage temperatuur bevriest. In deze vloeistof hangen de vriesbussen *w*, die gewoonlijk den vorm hebben van een afgeknotte pyramide met quadratische doorsnede en meestal van z. g. „*verbleitem Eisenblech*" vervaardigd zijn.

Deze worden gevuld met het water, waarvan men ijs wil maken; in vele ijsfabrieken op *Java* wordt daarvoor *gedistilleerd water* gebruikt, dat vooral uit een oogpunt van hygiene zeer de voorkeur verdient.

In Europa wordt het ijs gewoonlijk vervaardigd uit water, afkomstig uit de waterleiding en wordt hiervan z. g. *kristalijs* verkregen, door de lucht grootendeels uit het water te verwijderen gedurende de eerste uren, dat de bussen in den vriesbak staan. Verschillende systemen worden daarvoor toegepast; de meest bekende zijn die van *Linde*, werkende met behulp van een roerwerk, voorzien van rechte ijzeren strooken met een slangvormige ⌣⌒⌣ doorsnede, waarvan er één in iedere vriesbus hangt en heen en weer bewogen wordt (o. a. in de *Heinekens Bierbrouwerij* te ROTTERDAM toegepast) en die van *Turrettinni* en van de *Maschinenfabrik* „GERMANIA" te *Chemnitz*, waarbij gebruik gemaakt wordt van draaiende spiraalvormige ijzeren strooken (o. a. toegepast in de *Zuid Hollandsche Bierbrouwerij* te 's GRAVENHAGE). Deze systemen worden hier in Indie niet toegepast en zal ik er dan ook niet verder over uitweiden. Bij het gebruik van gedistilleerd water en bij langzame bevriezing in een temperatuur van slechts enkele graden onder het nulpunt, krijgt men zonder verdere hulpmiddelen ijs, dat volkomen helder is en met een minimum van luchtblaasjes.

De warmte, noodig voor de verdamping van het vloeibaar zwaveligzuur in den refrigérant, wordt ontrokken aan het zoutbrein, waarin dit toestel geplaatst is; dit heeft tengevolge, dat de temperatuur van die zoutoplossing zal dalen. Om nu te voorkomen, dat deze temperatuur zoo laag wordt, dat het zoutbrein om de pijpen van den verdamper zou bevriezen en door de geringe soortelijke warmte van ijs geen verdere overdracht van warmte van uit de vloeistof in den vriesbak op den refrigerant zou plaats hebben, moet deze vloeistof langs den refrigerant en de vriesbussen geregeld circuleeren. Zij neemt daarbij warmte op van de vriesbussen en staat die aan den verdamper af. Deze circulatie in den vriesbak (Zie Fig. 1.) wordt verkregen door een schroef *x* (van dezelfde contructie als een kleine scheepsschroef), die door een as, die buiten den vriesbak uitsteekt en met een werkbus afgesloten is, bewogen wordt door middel van de snaarschijf *y*. De schroef draait in een plaatijzeren koker *z*, die tegen den verticalen wand a_1 is aangeklonken. Door den verticalen wand b_1 wordt de vriesbak in twee deelen gescheiden. In dezen wand bevindt zich aan de voorzijde de opening c_1 terwijl in den wand *a*, bij *d*, nog een opening is. Wentelt de schroef nu rond, dan wordt het zoutbrein gedwongen om te stroomen in de richting van de gearceerde pijltjes, die in het boven aanzicht van den vriesbak zijn aangegeven.

Soms wordt de refrigerant niet, zooals in de teekening, achter de vriesbussen geplaatst, maar in langsrichting van den vriesbak en wel naast de bussen; de binnenwand a_1 komt dan in langsrichting te loopen en vervalt de scheidingswand b_1 tusschen de bussen. Het circulatie toestel wordt dan aan den wand *e* of *f* aangebracht; de richting, waarin het zoutbrein dan loopt, blijft dezelfde.

In Fig. 2. wordt de vriesbak door een horizontalen wand in twee afdeelingen boven elkaar verdeeld. In de benedenruimte bevindt zich de verdamper, terwijl in de bovenruimte de vriesbussen geplaatst zijn. Door een circulatie toestel, geheel gelijk met het beschrevene, wordt nu een strooming van het zoutbrein verkregen door beide compartimenten en wel volgens de aangegeven pijltjes.

In groote vriesbakken zal men gewoonlijk niet met één schroef kunnen volstaan en vindt men dan twee of meer circulatie-inrichtingen aangebracht, die alle het zoutwater in één richting doen stroomen.

Bij kleine vriesbakken hangen de bussen losweg in een raamwerk, dat boven in den bak is bevestigd. Zoodra het water in de bussen bevroren is, worden deze er met de hand uitgelicht en met warm water bespoten; daardoor ontdooit wat ijs aan de binnenkanten van de bus en kan het ijsblok op deze wijze gemakkelijk er uit verwijderd worden. De leege bussen worden daarna in het raamwerk in de vrieskuip geplaatst en zullen zij slechts voor een klein gedeelte in het zoutwater dompelen. Met een slang worden de leege bussen tot een behoorlijke hoogte met water gevuld en zakken zij dan tot hare draagpunten in het raamwerk en tot een bepaalde diepte in de zoutoplossing. Ook worden de bussen wel buiten den bak gevuld en dan daarna eerst ingezet; de eerste wijze is evenwel gemakkelijker.

Om de warmteopname van buiten tot een minimum te beperken, is de generator van boven geheel afgesloten door houten deksels, dikwijls dubbelwandig en opgevuld met isolatiestof (Deze afsluiting is in Fig. 1. niet aangeven). Aan de zijwanden van den vriesbak vindt men gewoonlijk een houten bekuiping, die eveneens opgevuld wordt met een stof, die de warmte slecht geleidt. Met den bodem staat de generator op houten balken, waartusschen ook isolatie wordt aangebracht.

In Indie wordt daarvoor veelal *zaagsel* gebruikt, een stof, die in iedere ijsfabriek in groote hoeveelheden aanwezig is, want daarin wordt hier, zoo als U bekend is, het ijs bewaard en verpakt. Nu is zaagsel voor bekleeding een minder geschikte stof, omdat het zeer hygroscopisch is en vooral aan den vriesbak gebruikt, de houten bekuiping spoedig doet verrotten. Een veel betere isolatie daarvoor zijn de z. g. *kurksteenen*, die o. a. geleverd worden de firma GRÜNDZWEIG & HARTMANN te *Ludwigshafen a. R.* Deze zijn ± 30 c.M. lang, ± 20 c. M. breed en 6 c. M. dik. Deze worden aan elkaar verbonden met een specie, die grootendeels uit pik bestaat en in vloeibaren toestand wordt aangebracht. Op den vloer worden 2 lagen van die steenen op elkaar gelegd en komt de vriesbak hierop te rusten.

In groote ijsfabrieken, waar soms enorme hoeveelheden ijs in korten tijd uit den vriesbak „getrokken" moeten worden, is het lichten en inzetten uit de hand te tijdroovend. Het heeft ook het nadeel, dat op de plaats, waar het ijs uitgehaald wordt, de vriesbak lang openstaat, waarvan vooral hier in Indië, een aanmerkelijk verlies aan koude het gevolg is. Men vindt dan ook in die fabrieken dikwijls een inrichting, waardoor het uithalen en inzetten der vriesbussen *mechanisch* geschiedt.

Hierbij is de generator door een tusschenwand in langsrichting in twee afdeelingen verdeeld, zooals in Fig. 1. De vriesbussen hangen nu niet losweg in een groot raamwerk over den geheelen bak, maar zijn in iedere afdeeling telkens 10 of 12 bussen in dwarsrichting van den bak door een raam stevig aan elkaar verbonden. In Fig. 3. is deze inrichting voor één afdeeling van den generator voorgesteld.

Aan de bovenzijde is iedere vriesbus *a* ter weerszijden voorzien van een kraal *b* en daaronder van een lijstje b_1 aan de bus gesoldeerd. Tusschen deze lijstjes bevinden zich voor iedere rij (10 of 12 bussen) twee smeedijzeren strooken *c* en c_1 die aan de einden door dwarsijzers *d* en d_1 verbonden zijn. Met een rivet aan den eenen kant geklonken en met een moer aan den anderen kant geschroefd, zijn de uiteinden van *d* en d_1 aan de strooken verbonden. Tusschen de vriesbussen in, zijn bij *e*, *f*, *g* en *h* $^1/_4$'' schroefbouten met verzonken koppen aangebracht, waardoor men de beide strooken naar elkaar toe kan halen en de bussen stevig geklemd zitten tusschen *c* en c_1. Aan de onderzijde zijn op iedere bus ter weerszijden de lijstjes *i* en *j* gesoldeerd en bevinden zich daartusschen de strooken *k* en k_1, die onderling verbonden zijn door drie $^1/_4$'' schroefbouten *l*, *m* en *n*. Door deze aan te halen, zijn ook aan den onderkant de bussen stevig aan elkaar verbonden. Op deze wijze vormen 10 of 12 bussen één stabiel geheel.

Aan de dwarsijzers *d* en d_1 zijn asjes geklonken, waarop vaste smeedijzeren haken *l* en om de asjes draaibaar, wieltjes *m* aangebracht zijn. Met deze wieltjes rust nu ieder stel bussen op twee kanaalijzers *n*, die tegen den vriesbak en den scheidingswand *o* zijn aangeklonken. Over deze ijzers kunnen de bussen zich dus in langsrichting van den generator verplaatsen.

De vriesbak is nu grootendeels gevuld met dergelijke rijen vriesbussen, waarvan iedere rij uit twee, in dezelfde as liggende, stellen van 10 of 12 bussen bestaat. Deze rijen liggen met de uiteinden der dwarsijzers *d* en d_1 tegen elkaar aan. Het aantal dezer rijen hangt af van de lengte van den vriesbak en varieert tusschen dertig en zeventig.

Om nu de bussen uit den generator te halen, zijn daarboven ter weerzijden zware dubbele T ijzers *b* en b_1 geplaatst (zie Fig. 2.) De ligger *b* rust op kolommen *c*, terwijl b_1 met behulp van consoles aan den muur *d* is opgehangen. Op deze liggers kan de loopkraan *e* zich over den vriesbak heen verplaatsen. Met behulp van een henneptouw (in *Indie* is daarvoor *Manilla* touw zeer geschikt), loopende over de snaarschijven *f*, *g*, *h* en *i* wordt de loopkraan in beweging gebracht. Een spaninrichting *j* aan een wagentje verbonden, waarop zich de as van schijf *i* bevindt, zorgt voor een voldoende spanning in het touw.

Ik ben in de gelegenheid U van een dergelijke loopkraan een uitvoerige detail-teekening en eenige photografiën te laten zien en kan ik daarom volstaan met U van dit toestel alleen het volgende mede te deelen.

Op de assen der snaarschrijven *g* en *h* zijn frictiekoppelingen aangebracht, waarvan die bij *g* dient om den hijschbalk *k* (zie Fig. 2 rechts) op en neer te bewegen, terwijl die bij *h* ten doel heeft de loopkraan in horizontale richting te verplaatsen. Eén dier koppelingen is in Fig. 4, eenigszins schematisch, afgebeeld. Daarin is *a* één der genoemde snaarschrijven, die door het touw *b* een ronddraaiende beweging krijgt. Deze schijf zit vast op de as *c*; hierop bevindt zich, met spie en spiesleuf verbonden, de bus *d*, waaraan de twee konussen *k* en *l* vast bevestigd zijn; deze zijn van *papier maché* of van *geperst leer*. Tusschen *k* en *l* heeft men de *stalen* konus *e*. Deze zit vast op een as, die door de kussenblokken *i* en *j* gedragen wordt. Met het oog op den grooten zijdelingschen druk, die in deze as komt, is de laatste in de lagers van kragen voorzien en zijn in de metalen overeenkomstige groeven aangebracht. Op deze as is vast bevestigd de worm *f*, die ingrijpt in het wormrad *g*, dat op de as *h* vastgespied is.

Wordt nu de loopkraan in de transmissie geschakeld, dan krijgt het touw *b* een voortgaande beweging in één richting, aangegeven door den pijl *m*; de beide konussen *k* en *l* krijgen een ronddraaiende beweging, volgens de ingeschreven pijlen. In den stand, waarin zij in de fig. geteekend zijn, hebben zij geen aanraking met den konus *l* en zal er met de loopkraan niets gebeuren. Wordt nu daarentegen met behulp van een handle de bus *d* een weinig op de as *c* verschoven, dan heeft er b. v. bij *A* tusschen *k* en *l* aanraking plaats en krijgt *e* een ronddraaiende beweging in de richting van pijl *I*, waardoor de as *h* zal rond wentelen in een richting door een tweeden pijl *I* aangegeven. Denkt men zich deze as *h* verbonden met twee der vier loopwielen van de kraan, dan is het duidelijk, dat nu de loopkraan b. v. vooruit zal gaan; of wel, denkt men zich te doen te hebben met de andere koppeling en de beweging van as *h* overgebracht op den hijschbalk, dan zal deze b. v. naar boven gaan. Wordt daarentegen de bus *d* in in tegengestelde richting op de as *c* verschoven, dan heeft bij *B* aanraking plaats tusschen de konussen *l* en *e* en draait *e* in de richting van pijl *II*; het gevolg hiervan is, dat de loopkraan achteruit zal loopen, of wel de hijschbalk neergelaten wordt. Het is duidelijk, dat er dus twee handles moeten zijn, voor iedere koppeling één, en wel één voor vóór- en achteruit, en één voor op en neer. Deze handles bevinden zich bij *H* in Fig. 2 (rechts). Zij liggen achter elkaar, zoodat hier slechts één handle te zien is en worden zij van af het bordes *B* bediend.

De vriesbak *V* is van *k* tot en met *l* gevuld met achter elkaar staande rijen bussen. Het uitnemen der bussen uit den generator geschiedt bij *l*, terwijl het inzetten plaats heeft bij *m*; daarvoor zijn daar ter plaatse in het deksel op den vriesbak deuren aangebracht, die geopend zijnde, juist voldoende ruimte bieden, om één rij te laten passeeren. Het verdere gedeelte van het deksel blijft gedurende het bedrijf gesloten.

Moet er nu een rij bussen uitgehaald worden, dan brengt men den hijschhalk van de loopkraan bij *l*. Deze balk is met de kraan verbonden door vier *Gallesche* kettingen *o*. De verbindingen, tusschen de kettingen en den hijschbalk, zijn veerend gemaakt. Om de losse parten dezer kettingen strak te houden, zijn zij twee aan twee voorzien van een zwaar stuk rond gietijzer *p*, aan de kanten uitgedraaid en liggende in de lussen dier parten.

De hijschbalk heeft aan de onderzijde vier oogen *p* *) (zie Fig. 3), die in de haken *l* kunnen grijpen. Op deze wijze is het dus mogelijk bij *l* (zie Fig. 2) een geheele rij bussen met de loopkraan uit den generator te lichten. Deze rij brengt men nu boven den ontdooibak *q*, die tot een bepaalde hoogte vol gehouden wordt met warm water, dat gewoonlijk ontnomen wordt aan den condensor van de hoofdmachine. De rij wordt in dezen bak neergelaten en door den voet op den hijschbalk te plaatsen, in een schommelende beweging gehouden. Spoedig zijn de kanten van het ijs in de bussen ontdooid en wordt de rij uit den ontdooibak gelicht en neergelaten in een kipinrichting *r*. Deze stand is in de fig. met volle lijnen geteekend. Men laat nu de rij verder zakken en komt deze in den stand *s* (gestippeld) en glijden de 20 of 24 ijsblokken gelijktijdig uit de bussen, vallen op het schuine bovenvlak van den tafel *t* en komen tegen den stootbalk *u* te liggen. De hijschbalk gaat nu naar boven en kantelt de kipinrichting mee onder de werking van een paar contragewichten, die er op zij aan verbonden zijn. De leege bussen worden nu naar achter gereden en gebracht op de plaats *v*, waar zij automatisch gevuld worden.

Daarvoor is aan den zwaren dubbelen T balk *w* een plaatijzeren bak *x* opgehangen, die in evenveel compartimenten verdeeld is, als er bussen zijn in één rij (hier zijn er eenvoudigheidshalve maar negen geteekend). Al deze vakken worden uit één leiding gelijktijdig gevuld en is de inhoud van iedere afdeeling zoodanig gekozen, dat deze gevuld zijnde, ongeveer zoo veel water bevat als noodig is voor één vriesbus. Het water, dat er te veel in komt, loopt door een overlooppijp weg. In iedere afdeeling is aan de onderzijde een uitlaatpijpje geschroefd, dat in den bak hooger of lager gesteld kan worden, waardoor men het in de hand heeft de hoeveelheid water, die uit ieder vak afgetapt wordt, precies te regelen.

Ieder uitlaatpijpje is met een gummislang *y* aan een lange, aan de punt omgebogen, uitlooppijp *z* verbonden. Al deze uitlooppijpen zijn met schroefdraad-beugels aan een ijzeren dwarsbalk a_1 verbonden. Deze balk kan met behulp van twee tappen draaien om het punt b_2. Het geheel van uitlooppijpen en dwarsbalk wordt in evenwicht gehouden door twee contragewichten c_1 met stangen aan de uiteinden van den balk verbonden.

Wordt de verdeelbak gevuld, dan staan de uitlooppijpen *z* in een verticalen stand (gestippeld aangegeven) en blijven daarin tot de bussen gevuld moeten worden.

Moet dit plaats hebben, dan brengt men met behulp van een handle de uitlooppijpen (volgens de pijlrichting) in horizontalen stand en stroomt het water gelijktijdig in alle bussen. Zijn deze gevuld, dan worden de uitlooppijpen weer in verticalen stand gebracht en kan de verdeelbak weer op nieuw van water voorzien worden.

Is een geheele rij op deze wijze gevuld, dan wordt zij bij *m* in den vriesbak neergelaten, waar voor die rij plaats is, want vóór het uithalen is verondersteld geworden, dat zich van *k* tot en met *l* rijen bussen bevonden. De hijschbalk wordt van de haken losgenomen en een weinig opgeheschen en de loopkraan stil gezet tot er weer een rij uitgehaald moet worden. Wil men dit kunnen doen, dan moet op de plaats *l*, waar de vorige rij is uitgehaald een nieuwe rij gebracht worden. Daarvoor is de vriesbak aan de achterzijde van een inrichting d_1 voorzien, waarmede de vriesbussen voortgeschoven kunnen worden. Deze inrichting is in Fig 3 in bovenaanzicht en in Fig 5 in zijaanzicht voorgesteld.

Daarin ziet men, dat door den achterwand *p* van den vriesbak vier getande staven (heugels) *q* loopen (in Fig 3 zijn er slechts voor de helft van den bak twee aangegeven). In deze grijpen de rondsels *r*, die op de as *s* bevestigd zijn. Deze as ligt in een aantal stoelen *t*, tegen den vriesbak bevestigd. Op deze as vast, bevindt zich aan het einde links het wormrad *u*, dat ingrijpt in den worm *v*, die door een verticale spil *w* met behulp van een handwiel *x* rondgedraaid kan worden.

Moet nu de rij *z* (gestippeld aangegeven) ingezet worden, dan draait men met behulp van het handrad en de beschreven overbrenging van beweging, de heugels uit den vol geteekenden stand *q* terug, tot zij in den stand q_1 komen. Men heeft nu ruimte gekregen om de rij *z* geheel in den bak te laten zakken, tot zij met de wieltjes *m* op de kanaalijzers *n* rust. Met draait nu het handwiel in tegengestelde richting en zullen dan de heugels tegen de rij *z* aandrukken, deze weer door middel van de uiteinden van de dwarsijzers *d* en d_1 tegen de volgende enz. Door het handwiel verder rond te draaien, worden alle rijen voortgeduwd, terwijl zij met de wieltjes *m* over de ijzers *n* rollen. Men gaat met deze beweging voort, tot *alle* rijen in den generator *één* plaats zijn opgeschoven en tusschen *k* en *l* (zie Fig 2). komen te staan. De heugels worden dan weer terug gedraaid, waardoor er bij *z* plaats is om een nieuwe rij in te zetten. Aan de voorzijde van den bak is nu een 2e rij onder *l* gekomen en kan deze op de beschreven wijze weer worden uitgehaald, gevuld, en ingezet, wat maar zeer weinig tijd in beslag neemt (ongeveer 5 minuten voor iedere rij). Aangezien alles (behalve het voortschuiven) mechanisch geschiedt, kan dit werk door één man worden uitgevoerd, wat in groote ijsfabrieken een niet geringe besparing aan werkloon meebrengt.

Bij zeer groote vriesbakken met een groot aantal rijen bussen achter elkaar, geschiedt ook het voorstschuiven machinaal en dient daarvoor de inrichting, die in Fig. 6 is weergegeven.

Hierbij is *a* de as aan de achterzijde van den generator, waarop de rondsels zijn aangebracht, die in de heugels grijpen om de bussen voort te schuiven, geheel op dezelfde wijze als bij het beschreven toestel, dat uit de hand werkt. Aan het einde van deze as bevindt zich ook weer het wormrad *b*, gedreven door den worm *c* op de as *d*. Deze wordt ondersteund door twee kussenblokken in het draagstuk *e*, dat tegen den vriesbak is bevestigd en door een kussenblok, in den A vormigen standaard *f*. Op deze as zitten 3 riemschijven *L*, *V* en L_1, waarvan alleen de middelste *V* op de as vast zit; dit is een smalle riemschijf, terwijl de beide andere zeer breed zijn. Op de schijf *L* ligt een gekruiste riem *g* en op L_1 een rechte riem *h*, die beide van uit een transmissie-as bewogen worden. Deze riemen loopen in beugels *i* en *j*, die vastgemaakt zijn aan de stang *k*, die als riemverschuiver dienst doet en daarvoor heen en weer geschoven kan worden door het handle *l*, dat draaibaar is om de pen *m*, tegen den vriesbak vast gemaakt. Door de 3 leistukken *m* wordt de stang geleid. Bij *n* is in de stang *k* een gleuf gemaakt. (Dit gedeelte van de

*) In werkelijkheid zijn de middelste oogen tot één oog vereenigd en wel met een breede opening, waarin twee haken tegelijk pakken.

stang is in de beneden figuur apart op een grootere schaal geteekend).

Achter de stang bevindt zich een tuimelaar *o*, die op een eigenaardige wijze is gevormd en in de teekening voor de duidelijkheid gearceerd is. Hieraan vast zit een hefboom, waarop het contragewicht *p*. De tuimelaar kan om de pen *q*, die aan den vriesbak bevestigd is, draaien. Deze pen bevindt zich in de gleuf *n*. Aan de stang *k* geklonken, zijn boven en onder de gleuf twee pennen *r* en *s*, die tegen den tuimelaar aanzitten.

Staat nu het handle *l* in den middenstand, dan heeft het contragewicht den stand O en liggen de riemen over de losse schijven; deze zullen rondwentelen zonder dat er verder iets gebeurt. Wil men nu de heugels laten uitrukken, zoo dat zij de bussen voortduwen, dan brengt men het handle *l* in den stand II. Daardoor wordt de gekruiste riem op de vaste riemschijf V gebracht, terwijl de rechte riem wat verschoven wordt op L_1, die voor dit doel breed gemaakt is. Verder worden door deze verschuiving de pennen *r* en *s* naar rechts verplaatst; de pen *r* drukt hierbij tegen den bovenkant van den tuimelaar en wordt deze tezamen met den hefboom en het contragewicht omgezet en komt het geheel in den stand p_1.

Het wormrad *b* gaat nu in de richting van pijl II draaien en vergelijkt men hiermede Fig. 5, dan is het duidelijk, dat de heugels de bussen zullen voortschuiven. Om nu te voorkomen, dat de heugels te ver uitgedraaid zullen worden, is op het wormrad een nok *t* aangebracht. Het wormrad is verder zoodanig gesteld, dat in den toestand, waarbij de heugels geheel ingerukt zijn, deze nok zich bij *u* bevindt. Hier staat dus de nok, wanneer het wormrad in de richting II gaat draaien. Dit rad draait nu zoolang tot de nok bij *v* komt; het heeft dan bijna één omwenteling gemaakt en zijn de heugels, bijna zoo ver, als noodig is, uitgerukt. De nok komt nu tegen een pen *w*, die vast zit op de stang *k*. Het rad draait verder door en wordt de pen *w* door de nok meegenomen en krijgt de stang *k* een verschuiving naar links, waardoor de riem *g* gedeeltelijk van de vaste schijf V wordt afgeschoven en geen voldoende aanraking met die schijf meer heeft, zoodat het wormrad stilstaat. Het geheel is nu zoodanig geconstueerd en gesteld, dat op dit oogenblik de heugels juist zoover zijn uitgeschoven, als noodig is.

Tijdens de automatische verschuiving van de stang naar links, drukt de pen *r*, die zich in den stand II bevond, tegen den haakvormigen binnenkant *z* van den tuimelaar en zet deze om naar links, zoodat onder den invloed van het contragewicht, de hefboom weer in den stand O komt. Dit heeft ten gevolge, dat de riemen, die onder de werking van de nok *t* alleen slechts een geringe verplaatsing op de schijven naar links ondergingen, nu zooveel uitgerukt worden, dat riem *g* geheel vrij komt van de vaste schijf en *beide* riemen weer op de losse schijven komen te loopen.

Het handle *l* is nu weer met de stang *k* in den middenstand gekomen. Wil men de heugels laten inrukken, dan brengt men het handle in den stand I; daardoor komen het contragewicht met den hefboom en den tuimelaar weer in den stand p_1, doordat de pen *s* tegen den onderkant van den tuimelaar zal aandrukken. De rechte riem *h* wordt nu op de vaste schijf geschoven en draait het wormrad in de richting I, (zie ook fig. 5) en schuiven de heugels terug. Dit zal plaats hebben, totdat de nok *t* op het wormrad, die zich bij het begin der draaiing bij *v* bevond, tegen de pen *x* op de stang *k* komt, deze een eind naar rechts meeneemt, waardoor de riem *h* gedeeltelijk van de vaste schijf afschuift en deze laatste tot stilstand komt. De tuimelinrichting treedt weer in werking, doordat de pen *s*, ook naar rechts verschuivende, tegen den binnenkant van het haakvormige ondereinde zal drukken, waardoor de tuimelaar en het contragewicht weer in den stand O komen. Het handle *l* komt weer in den middenstand en staan de heugels nu zoo, dat er bij *z* (Fig 3 en 5) ruimte is om een rij bussen in te zetten.

Ik kon niet nalaten U van deze vernuftige, doch minder bekende inrichting, die uitgedacht en gepatenteerd werd door de GESELLSCHAFT FÜR LINDE'S EISMASCHINEN, een meer uitvoerige beschrijving te geven. Slechts in één ijsfabriek komt een dergelijke inrichting hier vóór en wel bij de firma OLIE & CO. te *Soerabaja* aan een installatie, die zeker verreweg de grootste is van NEDERLANDSCH-INDIE en die in 1899 onder mijn leiding werd opgesteld. Van deze installatie kan ik u eenige photografiën laten zien, o. a. één, die het moment weergeeft, dat een rij vriesbussen geledigd wordt en 24 ijsblokken met een totaal gewicht van 600 K. G. op den hellenden tafel glijden en een andere, die genomen is op het oogenblik, dat een rij bussen automatisch gevuld wordt. Uit deze photo's blijkt duidelijk de inrichting van de loopkraan en is de bovengenoemde vul- en verdeelbak ook goed te zien. Deze vriesbak is 17 M. lang, 5,3 M. breed en 1,4 M. hoog.

Na deze beschrijving van het voornaamste gedeelte, den generator, wil ik thans M. H! overgaan tot de behandeling van de overige deelen eener ijsmachine, maar stel U voor, eerst een korte pauze te houden.

Zoo als ik U, M. H.! reeds heb medegedeeld, worden de zwaveligzuur dampen, die in den refrigerant ontstaan, door den *compressor* opgezogen en door deze in den condensator geperst. Deze compressor is, zoo als ik reeds vermeldde, een dubbelwerkende zuigperspomp; deze kan op verschillende manieren gedreven worden, waarvan ik de meest voorkomende in deze teekening heb voorgesteld. In al deze gevallen wordt de compressor direct door een horizontale stoommachine in beweging gebracht en wel:

a. de compressor ligt *achter* den stoomcilinder en wordt door het verlengde van de zuigerstang gedreven. Deze z. g. tandem-opstelling wordt verreweg 't meest bij *Pictet machines* toegepast en vindt men bijna zonder uitzondering aan de machines afkomstig van de *Société genevoise*, van de *Comp. iudustrielle* en van de *Comp.* de *Fives Lille*;

b. de compressor ligt *op zij* van de stoommachine en wordt door een tweede kruk op het andere einde van de hoofdas gedreven, door middel van een drijfstang met kruiskop en leibanen;

c. *twee* compressoren liggen *op zij* van het stoomwerktuig en wel aan weerskanten van de hoofdas; beide worden op dezelfde wijze als bij *b* door een tweede kruk op het andere uiteinde van de hoofdas door twee drijfstangen, aangrijpende op één krukpen, bewogen. De methoden *b* en *c* worden vooral bij *Europeesche ammoniak-* en *koolzuur* machines toegepast. De machines van de *Gesell-*

schaft für Linde's Eismaschinen afkomstig, worden uitsluitend op deze manieren gedreven.

d. de compressor is *verticaal* gebouwd en wordt door een drijfstang, aangrijpende op de krukpen der stoommachine in beweging gebracht. Deze methode is vooral bij *Amerikaansche ijsmachines* in gebruik.

Bij kleine ijsmachines zijn in 't algemeen de compressoren verticaal geplaatst.

Ook wordt de compressor meermalen van de transmissie uit bewogen en is dan voorzien van een drijfstang met krukas en een vliegwiel, waarop de riem gelegd is, die de beweging aan de transmissie ontleent, die weer of haar beurt door een motor gedreven wordt.

In bierbrouwerijen (*o. a.* in de *Heinekens Bierbrouwerij* te *Rotterdam*) komt dit laatste meermalen voor.

In de ijsfabrieken hier in Indie wordt op een enkele uitzondering na (zoo als o.a. te *Pasaroean* en *Djombang*, waar de compressor door waterkracht gedreven wordt) van een stoommotor gebruik gemaakt en is de *eerste* methode voor het drijven van den compressor de meest algemeene. Het drijven van ijsmachines met electromotoren, wordt in *Nederlandsch-Indie* in 't geheel niet en in *Europa* hoogst zelden toegepast.

Er bestaan nog andere manieren om den compressor door een stoommachine in beweging te brengen, doch waar deze weinig aangetroffen worden, kan ik die hier onbesproken laten.

De opstelling van den compressor direct achter den stoomcilinder is de goedkoopste, maar vrij ongunstig met het oog op een regelmatigen gang. Dit zal U duidelijk zijn uit de beschouwing der indicateur-diagrammen van stoomcilinder en compressor. Deze zijn in Fig 1. op Plaat III afgebeeld en wel voor vóórkant cilinder en achterkant compressor. Eenvoudigheidshalve zijn hier theoretische diagrammen geteekend en is aangenomen, dat expansie en compressie isothermisch plaats hebben; verder zijn in het stoomdiagram vroege uitlaat, compressie en vroege inlaat, als mede in beide diagrammen: de schadelijke ruimte, niet in aanmerking genomen, wat hier tot de kwestie niets afdoet, en wordt verondersteld, dat de oppervlakken van stoom- en compressor zuiger gelijk zijn. *a b c d e a* is het stoomdiagram en *i j e d i* het compressordiagram, waarbij aangenomen is, dat het SO_2 gecomprimeerd wordt tot 5 atm. abs. (5 KG. per cM^2) een druk, die hier meermalen voorkomt.

Bij de tandem-opstelling blijkt nu, dat de grootste druk in den stoomcilinder, bij het begin van den slag, samenvalt met den kleinsten druk in den compressor en wanneer hier de grootste druk op den zuiger heerscht, d. i. op het laatste gedeelte van den slag, heerscht op den stoomzuiger de kleinste druk. Van den arbeid noodig voor den compressor, wordt slechts het gedeelte, voorgesteld door de figuur *epcde* (verticaal gearceerd), door den stoom geleverd, terwijl het gedeelte voorgesteld door fig. *ijpci* ontleend moet worden aan het vliegwiel. Neemt men nu den versnellingsdruk in aanmerking, dan stelt de lijn *fgh* de drukkingen op den stoomzuiger voor en wordt de verhouding beter; een kleinere arbeid, voorgesteld door de fig. *ijqhi* moet dan door het vliegwiel geleverd worden. Hoe grooter het gewicht der heen-en weergaande massa's en het aantal omwentelingen zijn, hoe minder arbeid aan het vliegwiel ontleend moet worden. Nu kan men de zuigersnelheid niet boven een zeker maximum opvoeren, waarover ik straks zal spreken, zoodat een groot deel van den compressie-arbeid voor rekening van het vliegwiel blijft komen. Om dezen arbeid te verminderen, volgt men de opstelling *b* bovenbedoeld en laat men de kruk, waarop de drijfstang van den motor werkt, 90° vóórloopen bij die van den compressor. De lijn der drukkingen op den stoomzuiger, overeenstemmende met die op den compressorzuiger, wordt dan voorgesteld door *noklm* en blijkt, dat dan slechts de arbeid, voorgesteld door de fig. *ijrmi*, aan het vliegwiel ontleend moet worden, waardoor dus het vliegwiel niet zoo zwaar behoeft te zijn als bij tandem-opstelling en de gang der machine regelmatiger zal wezen.

In dit geval is een kleine stoomtoelaat (0,2) in den stoomcilinder aangenomen en zou het hier voordeeliger zijn de machinekruk nog een grooteren hoek te laten voorloopen, b. v. 120 tot 140°, wat bij andere dan SO_2 compressoren meermalen gedaan wordt. Neemt men daarentegen een grootere vulling in den stoomcilinder aan, wat gewoonlijk het geval is bij de stoommotoren, die bij tandem-opstelling SO_2 machines drijven, dan wordt het nadeel van den onregelmatigen gang bij deze wijze van opstelling minder. Nu heeft deze opstelling behalve de goedkoopte, ook andere voordeelen boven de andere, die ik hier buiten beschouwing zal laten, om Uw aandacht, niet te zeer te vermoeien met allerlei theoretische kwesties, die U waarschijnlijk toch weinig zullen interesseeren. Het vraagstuk is in werkelijkheid veel samengestelder, dan ik het U hier voordraag. Men vindt dan ook de *tandem-opstelling* bij zwaveligzuur machines, evenals dit het geval is bij *luchtcompressoren*, verreweg het meest toegepast, terwijl daarentegen de opstellingen *b*, *c* en *d* bij ammoniak- en koolzuurmachines bijna algemeen in 't gebruik zijn.

Bij *dubbele* compressoren, zooals in de opstelling *c* bedoeld, vindt men meermalen, dat de compressor-kruk bij die van de machine 45° à 60° vóórloopt.

Om bij de opstelling *b*, waarbij dikwijls alleen gleibanen aan den onderkant (z. g. open gleibanen) worden aangetroffen, zooals aan de compressoren gebouwd door de *Augsburgsche* en *Sächsische Maschinenfabrik*, den leiderdruk te krijgen op de beneden leibaan, laat men de machines dikwijls *achteruit* loopen.

In Fig. 2 en 3 op Plaat III zijn twee diagrammen voor vóór- en achterzijde van een zwaveligzuur compressor weergegeven. *)

De constructie van alle SO_2 compressoren komt vrijwel overéén en verschilt alleen in enkele détails. Als een voorbeeld heb ik gekozen een compressor, gebouwd door de firma SCHÜCHTERMANN & KREMER te *Dortmund*, welke ik U aan de hand van deze teekening (zie Fig. 1, 2, 3 en 4 op Plaat II) zal verklaren.

De compressor is met 4 gietijzeren voeten verbonden aan de fundatie, die hier bij tandem-opstelling één geheel vormt met het frame, waarop de stoomcilinder is gemonteerd. Ook kan zij een deel uitmaken van een apart doorloopend frame van een enkelen of een dubbelen compressor bij opstelling volgens *b* of *c*. Van de fundatiebouten zijn alleen de hartlijnen aangegeven. De compressor bestaat uit een gietijzeren cilinder *a*, waarin van binnen een voering *b*, van fijn korrelig gietijzer, is geplaatst. Met zuiver afgedraaide pasranden is de cilinder op de voering gekrompen; een dichte afsluiting is verder verkregen door ingedraaide zwaluwstaartvormige groeven aan voor-

*) Deze zijn overgenomen uit BEHREND *Eisund Kälterzeugungsmaschinen p.* 200.

en achterzijde van cilinder en voering, waarin een roodkoperen ring gestampt is; een zelfde constructie als ook veel voorkomt bij stoomcilinders. Op deze wijze wordt in den compressor een mantel verkregen, waardoor *koelwater* circuleert, dat bij *c* binnenkomt en bij *d* uittreedt. Bij kleine SO_2 compressoren zijn cilinder en voering uit één stuk gegoten.

Deze waterkoeling vindt men bij NH_3 en CO_2 machines niet toegepast en dient hier, behalve voor gedeeltelijken afvoer van de compressie-warmte, vooral voor het volgende: Vloeibaar zwaveligzuur werkt *smerend*; door de afkoeling nu van den voeringwand, zal hier aan de binnenzijde een dunne laag vloeibaar SO_2 neerslaan, waardoor een voldoende smering van den compressorzuiger verzekerd is. Gasvormig zwaveligzuur heeft deze eigenschap niet en wanneer dan ook door omstandigheden geen watercirculatie door den koelmantel plaats heeft, hoort men dit aan een brommend geluid in den compressor. Met SO_2 heeft men dan ook het groote voordeel, dat de compressor niet apart gesmeerd behoeft te worden, waardoor geen olie in de leidingen en van daaruit in den condensator en refrigerant, vooral in de laatste, kan komen; daardoor wordt een goede overdracht van de warmte, tusschen het zwaveligzuur en de vloeistof in condensator of vriesbak, niet benadeeld. Bij ammoniak- en koolzuur machines moet de compressor met olie of glycerine gesmeerd worden en heeft men daardoor aparte toestellen noodig, ook om later de olie weer zoo veel mogelijk uit het gas af te scheiden. Doordat deze smering bij SO_2 machines vervalt, worden deze, wat samenstelling betreft, eenvoudiger.

De compressor is aan de vóórzijde door een deksel *e*, waaraan de werkbus *f* gegoten is, en aan de achterzijde door een deksel *g* afgesloten. Zoo als uit de teekening te zien is, zijn beide deksels hol, met ruggen versterkt en ieder door een verticalen wand *h* (zie Fig. 3) in twee geheel van elkaar afgesloten gedeelten gescheiden. In het compartiment links van ieder deksel bevinden zich *drie* drukkleppen (*D. k.*) en rechts *drie* zuigkleppen (*Z. k.*); in 't geheel heeft men dus aan dezen compressor *twaalf* kleppen. Bij kleine compressoren vindt men er gewoonlijk slechts vier en bij de grootere acht en alleen bij de zeer groote, zoo als deze, twaalf.

Hoe grooter de compressoren, hoe grooter ook het gasvolume, dat zij moeten opzuigen en wegpersen; bij het gebruik van 4 kleppen zouden deze te groot en te zwaar worden; van daar dat men in plaats van één, 2 of 3 kleppen maakt. Om voldoende ruimte te krijgen voor al deze kleppen worden de compressordeksels van binnen konisch gemaakt, en vormen de hartlijnen der kleppen, hoeken van 45° met de as van den compressor. Alleen bij de nieuwe compressoren van de *Comp. industr.* vindt men deksels, die aan de binnenzijde vlak zijn en waarin de kleppen horizontaal zijn aangebracht. Bij koolzuur compressoren vindt men een andere plaatsing der kleppen, terwijl bij die voor NH_3 de kleppen, gewoonlijk vier, op dezelfde wijze als hier zijn aangebracht.

De kleppen zelf zijn met hare geleidingen en zittingen in Fig. 1—4 weggelaten, maar zijn apart afgebeeld in Fig. 5 en 6. Met de gedeelten *i i* zitten zij stevig in de klepkasten van de deksels vast geschroefd. Deze kasten worden afgesloten met bolvormige deksels *j* (zie Fig. 1 en 2), die met flenzen en tapbouten aan de cilinderdeksels verbonden zijn. Voor afsluiting der deksels *j* dienen smalle *looden* ringen, geplaatst tusschen den uitstekenden rand van den kraag, beneden de flenzen en den uitgedraaiden rand in de klepkasten. De cilinderdeksels en verder alle verbindingen in de SO_2 leidingen, in den condensator en refrigerant worden met *looden* ringen gedicht,

De constructie der kleppen is zonder nadere verklaring uit Fig. 5 en 6 duidelijk. Voor een goede geleiding zijn de klepstangen zwaar genomen, maar uitgeboord met het oog op lichtheid. De kleppen en zittingen zijn van *smeedstaal*, de geleidingen van *phosphorbrons*. De lichthoogte der kleppen kan versteld worden en bedraagt deze hier normaal 13 en 12 m. M. Om in het geval, dat de stang van een zuigklep breekt, te voorkomen, dat de klep in den cilinder terecht komt, is iedere zuigklepkast van onder van een borg *k* voorzien.

Bijna ieder fabrikant van ijsmachines houdt er, wat de kleppen betreft, een eigen systeem op na, zoodat men dan ook aan SO_2 compressoren tal van klepconstructies aantreft, die evenwel alle veel overeenkomst met elkaar hebben en weer alleen in détails verschillen. Zoo zijn de kleppen op deze teekening, die een grooten compressor voorstelt, gebouwd door BRAND & LHUILLIER te BRÜNN *) weer eenigszins anders geconstrueerd. De compressor zelf is verder bijna volkomen dezelfde. Deze kleppen zijn veel samengestelder en hebben ieder *twee veeren*, waarvan de korte dienst doet als bufferveer en eerst in werking treedt, wanneer de klep een voldoende lichthoogte bereikt heeft. Deze kleppen hebben geen aanslag en dus ook geen vaste lichthoogte, maar worden door de bufferveer geremd. Men voorkomt daardoor het zware aanslaan tegen den aanslag, waardoor de kans voor breken der klepstangen vermindert. In theorie moge dit een verbetering wezen, in de practijk heb ik helaas! tot groote schade ondervonden, dat de bufferveeren andere nadeelen meebrengen, die veroorzaken, dat de kleppen dikwijls vastgeklemd raken en juist het breken der klepstangen *meer* in de hand werken. Zijn de kleppen met één veer theoretisch minder volmaakt dan die met *twee* veeren, in de practijk voldoen de eerste, naar mijn ervaring veel beter; zij zijn veel eenvoudiger en geven daardoor reeds een grootere bedrijfszekerheid.

In ben nog in de gelegenheid U een zuig-en druk klep „in natura" te laten zien en wel van een SO_2 compressor gebouwd door de *Comp. de Fives-Lille*. Hierbij zijn de kleppen van *staal* en de klepgeleidingen en zittingen van *geelkoper*. Zij zijn voorzien van een enkele veer en voldoen in de practijk zeer goed.

Keeren wij thans terug tot den compressor van SCHÜCHTERMANN & KREMER, dan valt daaraan nog het volgende op te merken.

De cilinderdeksels bestaan, zooals ik gezegd heb, ieder uit twee compartimenten, waarin resp. drie zuig-en drie perskleppen geplaatst zijn. Door vier openingen *l* staan deze afdeelingen twee aan twee in gemeenschap met de kanalen *m*, die ter weerszijden aan den cilinder gegoten zijn. (Zie fig. 2 en 4). Hiermede zijn verbonden de halzen *n*, die aansluiten aan de zuig- en drukleiding (*Z.l.* en *D.l.*). Op deze wijze is verkregen, dat alle zuigkleppen in gemeenschap staan met de zuigleiding, en alle perskleppen met de persleiding. Deze inrichting met de zijkanalen *m* is algemeen gebruikelijk bij *koolzuur* compressoren, maar wordt overigens bij andere SO_2 en bij NH_3 compressoren, voor zoover mij bekend is, nooit toegepast. Men vindt hierbij op iedere af-

*) Deze teekening in hierbij niet gereproduceerd.

deeling van de cilinderdeksels of, indien slechts 4 kleppen in 't geheel aanwezig zijn, op iedere klepkast, een hals aangegoten, zooals in Fig. 1. van Plaat I. Deze halzen worden 2 aan 2 verbonden door een verbindingspijp, buiten den compressor om; een hals aan deze pijp, vormt de aansluiting met de zuig- of drukleiding. De eerste methode heeft evenwel deze voordeelen, 1° dat men in iedere leiding twee verbindingen minder heeft, waardoor minder kans van lekken bestaat en 2° dat de compressor deksels gemakkelijker gedemonteerd kunnen worden. Bepaalde nadeelen staan hier niet tegenover en verwondert het mij, dat deze inrichting niet algemeen in gebruik is.

Ik ben in de gelegenheid U een photo te laten zien van een dubbelen zwaveligzuurcompressor, opgesteld in de Ysfabriek der firma OLIE & CO. te *Soerabaja*, waarvan de inrichting U zonder nadere verklaring duidelijk zal zijn. Om U een denkbeeld te geven van de afmetingen van dezen zeer grooten „*Doppel-Kompressor*", behoef ik U slechts te zeggen, dat de totale lengte daarvan rond 10,5 M. en het gewicht van het frame en de compressoren compleet met kruiskoppen en drijfstangen, doch zonder de as, ruim 12 ton bedraagt. Deze compressoren worden gedreven door een *Sulzer-machine*, waarvan de cil. diam. 600 m.M. en de slag 1100 m.M. is. Het vliegwiel dezer machine heeft 5 M. middellijn en een gewicht van 10 ton; het gewicht van de hoofdas bedraagt bijna 3 ton. Terwijl deze afmetingen in *Europa* geen bizonderheid zouden zijn, zoo meen ik die hier wel onder Uwe aandacht te mogen brengen, waar wij in *Ned.-Indië* op het gebied van groote landmachines zeker niet verwend zijn.

De constructie van den compressorzuiger zal U uit fig. 1. Plaat II duidelijk zijn. De voor- en achterkanten van het, uit twee stukken bestaande, zuigerlichaam zijn konisch afgedraaid, passende in de kegelvormige uithollingen in de compressordeksels. Bij ammoniak compressoren zijn de zuigers gewoonlijk aan de einden volgens bolsegmenten afgewerkt.

De vrije ruimte tusschen den zuiger en het voor-of achterdeksel, wanneer de eerste zich in het begin of het einde van den slag bevindt, de z. g. *vrijslag*, moet bij alle compressoren, met het oog op een goede werking, zoo klein mogelijk zijn (hoogstens 1 à 2 m. M.) en aan beide kanten even groot wezen. Voor afsluiting van den zuiger tegen den cilinderwand, dient een breede stalen zuigerpakkingveer (zonder contraveer). Dikwijls vindt men aan deze zuigers de bekende *Ramsbottom* veeren toegepast, zoo als in den zoo even U vertoonden compressor van BRAND & LHUILLIER. Eenigszins anders is de constructie, die gevolgd wordt bij de machines van de COMP. DE FIVES LILLE. Deze is in Fig. 4 van Plaat III voorgesteld. De zuiger bestaat hier uit één stuk en is een hol lichaam met 4 ruggen versterkt. Voor dichting zijn twee breede pakkingveeren en vijf smalle dunne veeren met quadratische doorsnede aangebracht; deze veeren zijn van staal. Het toepassen van zulk een groot aantal veeren is gedaan met het oog op een goede dichting en wel volgens het principe der z. g. *labyrinth* sluiting.

Uit deze figuren ziet men ook de constructie van de compressor zuigerstang. Deze is, zooals bij alle Pictet machines gebruikelijk, behalve bij die door BORSIG gebouwd, bijna over de geheele lengte uitgeboord, waardoor men gelegenheid heeft in de stang waterkoeling aan te brengen. Ook dit wordt gedaan met het oog op het neerslaan van vloeibaar zwaveligzuur op de stang, waardoor deze door het vloeibare SO_2 gesmeerd zal worden. Deze smering is in de practijk niet voldoende en moet de stang af en toe met een weinig vaseline of vet aangestreken worden. Bij de compressoren van BORSIG wordt de stang koel gehouden door een mantel om de werkbus, waardoor koelwater circuleert.

De circulatie in de stang is verkregen door het aanbrengen van een koperen pijp in de holte van de stang. Bij *a* zit om de stang de geelkoperen bus *b*; daarin zijn de tuiten *c* en *d* geschroefd. die tegelijk in *e* en *f* in de stang vast zitten. Bij *c* treedt het koelwater binnnen en loopt in de stang om de koperen pijp *g* naar achter, waar het door de opening *h* in de pijp treedt en daardoor naar vóór loopt en door het gat *i* en de tuit *d* de stang verlaat. De pijp *g* wordt in het midden van de stang gehouden door middel van twee koperen ringetjes r_1 en r_2 die om de einden van de pijp zijn gesoldeerd. Om het mogelijk te maken, dat deze circulatie onafgebroken plaats heeft, terwijl de compressor in werking is, zijn aan de tuiten *c* en *d*, *gummi slangen k* en *l* verbonden (zie fig. 5. Plaat III). Deze kunnen met de zuigerstang heen weer gaan en zijn aan de andere uiteinden bevestigd aan de tuiten van twee kranen *m* en *n*, die op een dwarsjuk vastgezet zijn. Deze slangen hebben in de practijk het bezwaar van vrij spoedig te scheuren, vooral als zij wat lang uitvallen, en moeten daardoor dikwijls vernieuwd worden. Om dit te ontgaan heeft men constructies uitgedacht met metalen pijpen, die in elkaar schuiven of van draaikoppelingen voorzien zijn (één dezer wordt beschreven in het Z. d. V. d. I N°. 5 1899 blz. 125 en wel voorkomende aan een machine van SCHÜCHTERMANN & KREMER). Bij de Pictet machines hier op *Java* zijn de bedoelde gummi slangen algemeen in gebruik; deze hebben wel het bezwaar, dat ik zoo even noemde, doch hebben zij veel minder kans van lekken, dan het geval is bij de bedoelde metalen pijpen.

Het is duidelijk, dat de holte in de stang aan het uiteinde bij den zuiger goed dicht moet afgesloten zijn, zoodat in geen geval water in den compressor kan komen. Dit zou toch met het SO_2 *zwavelzuur* doen ontstaan, waardoor in korten tijd belangrijke schade veroorzaakt zou worden. Daarom is de stopschroef *s*, die de holte aan de achterzijde afsluit, behalve goed verpakt nog geheel dichtgesoldeerd. Om deze verbinding buiten den compressor te houden en het lekken van de stang in den compressor onmogelijk te maken, wordt de zuigerstang niet aan de achter-, maar aan de voorzijde uitgeboord, zoo als aangegeven is op de teekening van den compressor van BRAND & LHUILLIER en ook bedoeld is bij den compressor op Plaat II afgebeeld. De stopschroef *s* komt dan aan den voorkant en wel in het konische gedeelte, waarmede de stang bevestigd is in den kruiskop; de spie steekt door deze schroef heen. Het bezwaar van deze inrichting is evenwel, dat, zoo de zuigerstang niet zeer dik gemaakt wordt, de ringvormige doorsnede van de stang in het bedoelde konische gedeelte te dun wordt en daar breekt, te meer waar deze doorsnede nog verzwakt wordt door de twee gaten, waar de spie doorheen gaat. In de practijk is dit meermalen ondervonden.

Een belangrijk onderdeel van den compressor is de werkbus, die een dichte afsluiting van de zuigerstang moet bewerkstelligen en waar het zeer op aankomt, want het is vooral dit gedeelte der machine, dat aanleiding geeft tot verlies aan zwaveligzuur. Er bestaan

dan ook tal van werkbus-constructies. De meest eenvoudige vindt men aan de compressoren van de *Comp. industr.*, van de *Comp. de Fives Lille* en van de *Société genevoise.* Daarbij is de werkbus op dezelfde wijze ingericht als de gewone stoomcilinder-werkbus, alleen is deze wat langer uitgevoerd en wordt volgens het voorschrift van Pictet verpakt met behulp van *kurken* ringen, die met paraffine gedrenkt zijn. Bij lange werkbussen heeft men evenwel het bezwaar, dat bij het aanzetten van het drukstuk, alleen de voorste pakkingringen worden aangezet en de druk zich niet voorplant op de achterste ringen. Daarom wordt bij de groote en nieuwere SO_2 compressoren meestal een dergelijke stopbus toegepast als afgebeeld is aan den compressor op Plaat II.

De werkbus is hier verdeeld in twee pakkingkamers, die met *katoenen* ringen worden verpakt; iedere kamer heeft haar eigen drukstuk, zoodat de pakking in elke kamer onafhankelijk van de andere aangezet kan worden. Het gas, dat mogelijkerwijze door de pakking in de achterste kamer, langs de stang ontsnapt, wordt tegengehouden door de pakking in de eerste kamer, terwijl het gas, dat langs het drukstuk mocht ontwijken, tegengehouden wordt door de pakking in een derde kamer, om het bedoelde drukstuk heen aangebracht.

Bij den compressor van BRAND & LHUILLIER is ongeveer dezelfde werkbus toegepast, alleen heeft deze in de groote koperen moer, die het voorste drukstuk aanzet, nog een kleine pakkingkamer met een aparte moer afgesloten en gevuld met een mengsel van $^1/_4$ *vaseline* en $^3/_4$ *paraffine*, dat door kleine gaatjes op de zuigerstang geperst wordt en deze gelijktijdig smeert.

Bij de compressoren van OLIE & Co., waarvan ik U zoo even een photo vertoonde, komen ook dergelijke werkbussen vóór en kan ik U daarvan een teekening laten zien. Het voornaamste verschil met de werkbus op Plaat II zit hierin, dat de achterste kamer zeer lang en z.g. *metalliek* verpakt is en wel met de bekende halve ringen van driehoekige doorsnede, zooals ook gebruikt worden bij metallieke pakkingen van stoomcilinders (o. a. bij de *Howaldt* pakking). De ringen, die tegen de stang aansluiten, zijn van *witmetaal*, de andere van *geelkoper*.

De werkbussen van ammoniak- en koolzuur compressoren zijn geheel anders geconstrueerd en zal ik hier niet bespreken. Voor de inrichting er van aan de *Linde* machines, verwijs ik naar mijne verhandeling over deze ijsmachines, voorkomende in „*de Werktuigkundige*" No. 2 en 3. 1902. Voor hen, die zich voor dit onderwerp meer interesseeren, heb ik een aantal teekeningen van onderdeelen dezer machines meegebracht, die ik U gaarne straks zal laten zien en zoo noodig toelichten.

Zooals ik U mededeelde, moet het *koelwater* door den mantel van den compressor en door de holle zuigerstang stroomen. Bij groote en nieuwere machines vindt men meestal de watercirculatie op deze wijze uitgevoerd (zie Fig. 5 Plaat III).

Het koelwater, gewoonlijk aangevoerd uit een hoogreservoir, komt bij de kraan *m* binnen, passeert de gummislang *k* en stroomt van daaruit door de zuigerstang en komt door de tweede gummi slang *l* en de kraan *n* in de leiding *o*, die op den koelmantel van den compressor aansluit (de laatste is duidelijkheidshalve geheel apart geteekend). Het water uit *o* stroomt nu door dezen mantel en komt in de pijp *p*. Tot zoover kan ik U deze leidingen zeer duidelijk laten zien in de photo, die ik u zooeven reeds vertoonde, van de dubbele compressoren van OLIE & Co.

Door de pijp *p* wordt het water geleid naar een omgebogen uitlooptuit *q*, die zich op het manometerbord *M* bevindt (op dit bord zijn n. l. de manometers M_1 en M_2 van Fig. 1. Plaat I aangebracht).

Deze tuit bevindt zich boven een bakje *r*, waaruit het water door de pijp *s* naar een goot afvloeit. Is de machine in werking en alles in orde, dan moet men voortdurend onder de tuit *q* een staal water zien uitstroomen. Waar de machinist nu geregeld naar de manometers moet zien, om te weten of de machine goed werkt, ziet hij tegelijkertijd aan het uitstroomen van den straal *q* of de watercirculatie in orde is.

Een dergelijke inrichting was ook geleverd geworden bij de zooeven genoemde dubbele compressoren en liet ik mede indertijd aanbrengen, doch bleek niet te voldoen. Ook hierbij was een fout gemaakt, die men dikwijls aantreft aan machines, in Europa gebouwd en waarbij geen rekening is gehouden met de hoogere temperatuur, die het koelwater en de buitenlucht hier hebben. Voor den doortocht van het water door de pijpen etc. was een gat aangenomen met een middellijn van *een halven Eng. duim.* In Europa moge dit voldoende zijn, hier bleek evenwel, dat bij een drukhoogte van 5 M. geen voldoende hoeveelheid water door de pijpen kon stroomen, zoodat een te groote verhitting van de zuigerstang en den compressor hiervan het gevolg was. Het water uit de stang komende, was reeds zoo verwarmd, dat daarmede geen afkoeling in den compressor-mantel kon verkregen worden.

Ik veranderde toen de inrichting op deze wijze: De stang en de compressor kregen ieder een aparten aanvoer, de laatste door de pijp *t*. (De verandering is in Fig. 5 gestippeld aangegeven). De aanvoer van versch water door een $^1/_2$" pijp bleek voor den compressor nog niet voldoende en werd deze later veranderd in één door een pijp van 1", wat zeer gemakkelijk mogelijk was, omdat de gaten in de aansluitingen aan den compressor voldoende vergroot konden worden. Ook voor de zuigerstang zou het gewenscht geweest zijn, de aanvoer door een $^3/_4$" opening te doen plaats hebben, doch zag ik hiervan af, omdat de bestaande aanvoer juist voldoende bleek en een vergrooting van de gaten in de aansluitingen aan de stang zeer veel bezwaren had. Door nieuwe pijpen *p* en *s* en een andere tuit *q* met een opening van 1" te nemen, had ik het water van den compressor weer naar het manometerbord kunnen laten loopen, doch zag ik daarvan af en liet het water uit *u* en *v* op een duidelijk zichtbare plaats wegloopen.

Waar het nu van het meeste belang is, dat de watertoevoer in de stang en den compressor onafgebroken plaats heeft, en de controle daarvan alleen op het gezicht, mij niet voldoende voorkwam, met 't oog op den toestand, waarin Inlandsche machinedrijvers 's nachts meermalen verkeeren en hun gezichtsorgaan dan geheel buiten werking is, zon ik op een middel om staking in den watertoevoer op een duidelijk *hoorbare* wijze kenbaar te maken. Ik kwam toen op het denkbeeld onder de pijpen, waar het water uitloopt, *verklikkers w*, te plaatsen die op deze wijze zijn ingericht. Draaibaar om een pen, rustende in een houten standaard, heeft men den hefboom *y*. Aan het linker uiteinde daarvan bevindt zich een bakje, onder den waterstaal uit *v* geplaatst. Aan den anderen kant eindigt de hefboom in een rond stuk blank koper *z*. Het draaipunt van den hefboom is zoo gekozen, dat, het bakje met

water gevuld zijnde, het linker gedeelte van den hefboom zwaarder is en deze in den stand y gehouden wordt, met behulp van een zijstuk tegen den standaard aan. Houdt nu de watertoevoer op of wel heeft te weinig watertoevoer plaats, dan loopt het bakje door eenige kleine gaatjes in den bodem geheel of gedeeltelijk leeg en is dan het rechter gedeelte van den hefboom zwaarder en komt deze in den stand y_1; z is dan gekomen in z_1 en maakt contact tusschen de blanke uiteinden + en — van twee geleiddraden, die een stroomloop vormen, waarin twee Leclanché elementen en een electriche bel (bij E en B) geplaatst zijn. Wanneer nu de watertoevoer gestaakt of onvoldoende is, begint de bel te luiden en houdt dit op, zoodra de toevoer weer normaal is.

Alvorens van den compressor af te stappen nog een enkel woord over de *gemiddelde zuigersnelheid*. Deze is beperkt door den eisch, dat de kleppen goed moeten kunnen werken, en men rekening moet houden met de wrijvingsweerstanden van het gas in de pijpleidingen. Volgens LORENZ *Neuere Kühlmaschinen* neemt men deze bij *koolzuur* machines dan ook niet hooger dan 0,6 M. per sec, bij *ammoniak machines* niet meer dan 1 M, terwijl deze bij *zwaveligzuur* compressoren tot 1,5 M. kan bedragen. Uit een groot aantal onderzoekingen aan ijsmachines, die goed voldaan hebben, vond STETEFELD, *Ein Compendium* u.s.w., dat de gunstigste snelheid voor *kleine* compressoren zeer uitéén loopt en voor NH_3 de grootste is, daarentegen voor de zeer groote compressoren, zoowel voor CO_2, NH_3 als SO_2 vrijwel gelijk is en $\pm$ 1, 2 M. bedraagt.

Dikwijls laat men den zuiger een grooter aantal slagen maken, waardoor men denkt in een zekeren tijd meer ijs te produceeren; binnen zekere grenzen gaat dit op, doch wanneer men nagaat hoeveel meer brandstof en stoom er noodig geweest zijn, om die meerdere ijsproductie te verkrijgen, dan zal men tot het resultaat komen, dat men zeer onéconomisch gewerkt heeft. Bij de genoemde zuigersnelheden, krijgt men dan ook met de machines het grootste nuttig effect.

Het laatste toestel van een compressie ijsmachine, waarvoor ik thans M.H! Uwe aandacht vraag is de *condensator*. Zooals ik U reeds mededeelde is het doel van dit toestel, het gas door den compressor onder een zekeren druk aangevoerd, door afkoeling met koelwater vloeibaar te maken.

Ook van dit toestel bestaan verscheidene afwijkende contructies, die door de verschillende fabrikanten van Pictet machines worden toegepast.

De constructie, die bijna zonder uitzondering door de COMP. INDUSTR. gebezigd wordt, is die van den *verticalen* condensator, zoo als deze is afgebeeld in Fig. 1 Plaat I, waarvan ik U de inrichting reeds zoo even in 't kort heb medegedeeld. Volledigheidshalve voeg ik daaraan nog toe, dat het geheele toestel, behalve de mantel k, en de voet m, van koper vervaardigd is en wel de romp en de pijpen van *rood-*, de pijpenplaten van *geelkoper*. De pijpen zijn in de pijpenplaten gesoldeerd en hebben een opening van 20 m.M. Zij zijn niet, zooals op de teekening in de doorsnede I II is aangegeven, evenwijdig, maar *zigzag* geplaatst. Voor een machine met een productie van 150 K.G. ijs per uur is het aantal pijpen 73 en hare lengte 1,90 M.; de middellijn van den romp uitw. 360 m.M.; het verkoelend oppervlak bedraagt bijna 11 M². De pijpen zijn uitwendig en de romp inwendig geheel vertind. De uitlooppijp n, die in de teekening links boven geteekend is, bevindt zich in werkelijkheid onder aan den mantel k, zoodat het water om den condensator ook geregeld afgevoerd wordt. Ter versterking en ter vergemakkelijking der montage, bestaat deze mantel uit twee stukken, die op de helft van de hoogte met ringen van hoekijzer en schroefbouten aan elkaar verbonden zijn.

Dezelfde condensator wordt ook aangetroffen aan de machines afkomstig van de COMP. DE FIVES LILLE, maar is daarbij *horizontaal* geplaatst. Aan het ééne uiteinde is de condensator dan voorzien van een, met een deksel afgesloten, kast, waarin het koelwater door een hals toevloeit, en aan het andere einde van een open overvloeibak. Afkoeling van den romp heeft hierbij in Europa niet plaats, doch wordt hier in de ijsfabrieken bijna algemeen aangebracht en wel op allerlei manieren, o. a door den condensator in een gemetselde kuip te plaatsen.

Deze soort condensators voldoen zeer goed en hebben het groote voordeel, dat zij gemakkelijk te repareeren zijn. Ook in het geval, dat een pijp lek springt, wordt deze op eenvoudige wijze buiten werking gesteld; men bezigt daarvoor een stuk $^1/_2$'' rondijzer, dat door de pijp gestoken wordt en aan de uiteinden van schroefdraad en moeren en verder van ringen van ijzer en gummi is voorzien, waarmee de openingen van de lekke pijp blind dicht worden afgesloten.

Bij de ijsmachines van de *Société genevoise* is de condensator bijna op gelijke wijze ingericht als de refrigerant van Fig. 1, Plaat I, alleen met dit verschil, dat de verticale pijpen aan de beneden einden, volgens een kwart cirkel zijn omgebogen en aansluiten op één collector. Het toestel is dan geplaatst in een rechthoekigen plaatijzeren bak, waarin een schroef met twee bladen wordt aangetroffen, (zooals ook in den vriesbak van Fig. 1. voorkomt), ten einde het koelwater te dwingen langs de condensatorpijpen te stroomen.

Deze z. g. *bakcondensatoren*, waarvan U hier een gedetailleerde teekening ziet, worden ook gevonden aan de Pictet machines, gebouwd door de *Sächsische Maschinenfabrik* en wel in navolging van dergelijke toestellen, zooals veelal bij ammoniak-machines worden aangetroffen, n. l. met collectoren en *serpentijnen*, zooals onder in den vriesbak in Fig. 2. Plaat I voorkomen. Ook hierbij vindt men een circulatie inrichting met een schroef.

De firma A. BORSIG maakt voor hare SO_2 machines *ronde* bakcondensatoren, waarvan ik U ook een teekening kan laten zien (zie fig. 6 Plaat III). Het groote verschil met den vorigen condensator bestaat vooral daarin, dat men hier vier concentrische *spiraalpijpen* vindt toegepast; deze pijpen worden naar den wensch van den besteller van *koper* of van *ijzer* vervaardigd. De drukleiding sluit aan op een afsluiter op den collector A, terwijl het vloeibaar zwaveligzuur uit den collector B wordt afgevoerd. De spiralen zijn is een cilindrischen plaatijzeren bak geplaatst, waarin door den afsluiter C het koelwater binnen komt en waaruit het door de overvloeipijp D wegloopt. Ook hier is een roerwerk aangebracht, bestaande uit een verticalen spil, waaraan twee houten planken P zijn verbonden; deze krijgen een ronddraaiende beweging door middel van kegelraderen, die door de as E bewogen worden, die weer door een riemschijf hare beweging ontleent aan de transmissie. De spiralen worden gesteund door 4 stellen verticale ijzers bij a, b, c en d, waaraan draadbeugels bevestigd zijn, die om de spiralen grijpen

met stukken gummi tusschen de beugels en de spiralen. Bij *F* is een bochtstuk met kraan, waarmee al het water uit den condensator afgetapt kan worden.

De hoeveelheid koelwater, die in een condensator noodig is, houdt verband met de temperatuur. Om U eenig denkbeeld te geven van die hoeveelheid, volgen hier eenige cijfers ontleend aan een opgave van BORSIG.

Om 10.000 cal., wat ongeveer gelijk staat met 100 KG. ijs, in den vriesbak te produceeren bij een temperatuur van — 2 à — 5°C. zijn ongeveer noodig zooveel H. L. koelwater als hieronder wordt aangegeven. Ook is daarbij vermeld het aantal E. P. K., dat noodig is om in die gevallen den compressor te drijven.

INLAATTEMPERATUUR VAN HET KOELWATER.	UITLAATTEMPERATUUR VAN HET KOELWATER							
	10° C.	15° C.	20° C.	25° C.	30° C.	35° C.	40° C.	
5° C.	22 1,7	11,3 2,2	7,7 2,6	6 3,3	5 3,9	4,3 4,7	3,8 5,6	H. L. koelwater aantal P.K.
10° C.			11,5 2,6	8 3,3	6,2 3,9	5,1 4,7	4,4 5,6	H. L. koelwater aantal P.K.
15° C.				11,9 3,3	8,2 3,9	6,4 4,7	5,3 5,6	H. L. koelwater. aantal P.K.
20° C.					12,3 3,9	8,5 4,7	6,6 5,6	H. L. koelwater aantal P.K.
25° C.						12,7 4,7	8,8 5,6	H. L. koelwater aantal P.K.
30° C.							13,2 5,6	H. L. koelwater aantal P.K.
35° C.							26,4 5,6	H. L. koelwater aantal P.K.

Tegenwoordig komen bij groote ijsmachines in Europa de z. g. *Berieselungs Kondensatoren* hoe langer hoe meer in gebruik. Waar zij hier in Indië niet toegepast worden, wil ik er slechts kort over spreken. Bij deze condensatoren, die gewoonlijk op het dak opgesteld worden, zoodat de wind er flink mee in aanraking kan komen, maakt men gebruik van de boven genoemde *serpentijnen*; uit een pijp, die er boven geplaatst is, stroomt het water in fijne stralen op de pijpen en verdampt gedeeltelijk. De warmte hiervoor noodig wordt grootendeels aan de pijpen en het gas er in ontrokken, zoodat daardoor verlaging van temperatuur ontstaat. Het overige water valt in een open bak en stroomt van hier weg of wordt naar den condensor der stoommachine geleid. In die gevallen, waarin men over zeer weinig koelwater te beschikken heeft, wordt het water, dat van den condensator wegvloeit naar een z. g. *Gradierwerk* gevoerd; dit toestel berust op hetzelfde principe als een Berieselungs-Kondensator en wordt het water hier weer afgekoeld om opnieuw gebruikt te worden.

De werking dezer condensatoren berust grootendeels op de verdamping van het water. Als men nu nagaat, dat onder deze omstandigheden voor de verdamping van 1 KG. water ong. 600 cal. noodig zijn, dan zal het U duidelijk wezen, dat bij deze verdampings-condensatoren heel wat minder koelwater noodig is, dan in de bak-condensatoren, waar iedere KG. water door zijne soortelijke warmte slechts enkele caloriën warmte onttrekt.

De drukking, die in den condensator zal heerschen, houdt verband met de temperatuur van het afvloeiende koelwater; hoe hooger deze zal zijn hoe grooter ook de druk.

Hieronder worden voor verschillende temperaturen, de drukkingen van *zwaveligzuur* aangegeven, ontleend aan STETEFELD *Ein Compendium*.

Temp.	— 10° C.	druk	1.037	KG. per	c.M² (abs).
„	— 5° „	„	1.287	„ „	„
„	0° „	„	1.584	„ „	„
„	+ 5° „	„	1.932	„ „	„
„	+ 10° „	„	2.338	„ „	„
„	+ 15° „	„	2.807	„ „	„
„	+ 20° „	„	3.347	„ „	„
„	+ 25° „	„	3.964	„ „	„
„	+ 30° „	„	4.666	„ „	„
„	+ 35° „	„	5.458	„ „	„
„	+ 40° „	„	6.349	„ „	„

Nu comprimeert met het gas altijd tot een hoogeren druk, dan overeenkomt met de temperatuur van het afloopende koelwater, om daardoor een voldoend temperauursverschil tusschen dit water en het gas te krijgen, waardoor altijd opname van warmte door het koelwater uit het gas plaats kan hebben.

Dit temperatuursverschil bedraagt gewoonlijk ± 7° C. Waar men in Europa in een SO_2 condensator een gemiddelden druk heeft van 3,5 à 4 atm. abs, zoo als U ook kunt zien uit de diagrammen, die ik U zoo even getoond heb (zie Fig. 2 en 3 Pl. III), daar zal het U thans duidelijk zijn, dat er hier in *Indie*, waar het koelwater meermalen met een temperatuur van 30° en hooger in den condensator treedt, met drukkingen van 6 tot 7 atm. abs gewerkt wordt. Hetzelfde ondervinden wij hier ook met ammoniak machines; terwijl daarbij in Europa een samenpersing tot 12 atm. abs. reeds zeer hoog is, komen bij die machines hier dikwijls drukkingen van 16 tot 17 atm. abs. voor. Nu ik toch over drukkingen spreek, wil ik U even vermelden, dat *koolzuur* ijsmachines met enorm hooge drukkingen werken. Deze hebben in de zuigleiding een spanning van 25 à 27 atm. (SO_2 ± 1 en NH_3 ± 3 atm.) en in de drukleiding van 66 tot 72 atm. abs.

Doordat men middelen heeft weten te vinden, om de verschillende toestellen, waarin deze groote drukkingen werkzaam zijn, voldoende sterk en goed sluitend te maken, worden deze machines in EUROPA en elders met succes gebezigd. Hier in INDIE vinden zij geen toepassing. Indertijd werd in een ijsfabriek te TEGAL een koolzuur machine opgesteld, doch naar ik hoorde, heeft men deze niet in werking kunnen brengen. De kritische temperatuur van CO_2 bedraagt n. l. 31,5°C (die van SO_2 150° en die van NH_3 160°C) d. w. z. dat zoo het koolzuurgas een temperatuur heeft, hooger dan 31.5°, dat het dan onder welken druk ook gecomprimeerd, niet vloeibaar te maken is. Zonder verder betoog, zal het U duidelijk zijn, dat op grond hiervan, in verband met wat ik U zooeven gezegd heb, de koolzuur ijsmachines voor de tropen al zeer ongeschikt zijn.

Terugkeerende tot de *Pictet* machine, zien wij uit fig. 1. Plaat I, dat het vloeibare zwaveligzuur uit den condensator komende, de kraan 8 passeert en naar het *reguleerventil D* stoomt. Zoo als ik reeds mededeelde, is het doel van deze kraan, de hoeveelheid SO_2, die uit den condensator vloeit, zoodanig te regelen, dat in zeker tijdsverloop in den refrigerant evenveel SO_2 wordt toegelaten, als daarin verdampt en door den compressor wordt afgezogen. Het moet dus mogelijk zijn met deze kraan den doorgang van het SO_2 nauwkeurig te regelen. In fig. 7 van Plaat III is een reguleerventil, zoo als voor zwaveligzuur veel gebruikt wordt, voorgesteld. Bij *a* treedt het vloeibare SO_2 binnen en komt in de kraan *b*, die feitelijk als regelkraan dienst doet; de tweede kraan *c* is aangebracht voor meerdere bedrijfszekerheid en wordt alleen gebruikt, wanneer kraan *b* defect is. Deze tweede kraan treft men dikwijls niet aan. Bij *d* treedt het SO_2 in de leiding, die naar den refrigerant voert. Achter tegen het lichaam van kraan *b* bevindt zich een derde kraan *f*, die dienst doet als vulkraan (kraan *r* in Fig 1. Plaat I), wanneer SO_2 in de machine moet bijgevuld worden. In dat geval wordt de kraan *b* gesloten en staat dan de bonbonne *t* (Fig 1. Plaat I) in verbinding met den refrigerant, zoodat het zwaveligzuur uit de bonbonne in dit toestel stroomt en men zich door weging kan overtuigen, hoeveel K.G. SO_2 in de machine overgaat.

De verdere inrichting van het reguleerventil is uit de teekening duidelijk. Alleen wil ik hier nog bijvoegen, dat de kraanspillen van zeer fijnen schroefdraad zijn voorzien, zoo dat zij zeer nauwkeurig gesteld kunnen worden; zij zijn van *staal* en het kraanlichaam etc. van *brons* vervaardigd. Met de flens *g* wordt het ventil tegen het manometerbord of tegen den condensator bevestigd.

Uit de teekening is nog te zien, dat de flenzen van het ventil voorzien zijn van een opstaanden rand, die in een groef in de flenzen van de leiding past; tusschen rand en groef wordt voor dichting een looden ring gelegd. Deze verbinding wordt algemeen bij ijsmachines toegepast (bij NH_3 machines wordt als dichting evenwel een *gummiring* gebruikt).

Bij de SO_2 machines van BRAND & LHUILLIER en de SÄCHSISCHEN MASCHINENFABRIK worden de *pijpkoppelingen* uitgevoerd, zoo als in Fig. 10 is aangegeven. Deze teekening zal U zonder verdere verklaring duidelijk zijn. De losse flenzen, die hierbij toegepast worden, vergemakkelijken zeer de montage.

De pijpleidingen, die de verschillende toestellen met elkaar verbinden, vertoonen niets bizonders. Bijna zonder uitzondering worden zij tegenwoordig voor de Pictet machines van *roodkoper* en uit pijpen zonder naad vervaardigd.

Voor de afsluiters van de verschillende toestellen vindt men allerlei constructies toegepast. Bij de *Fransche* Pictet machines vindt men gewoonlijk *pakkingkranen* aangebracht. Hoe deze ingericht zijn, wordt weergegeven in Fig. 9. Als dichting doet een dikke gummiring *a* dienst; deze wordt door de drukschijf *b* aangedrukt; daarvoor vindt men op dezen ring over de geheele breedte een spleet, waardoor de ring aangezet kan worden. Om eventueele verliezen aan gas door het lekken van de plug tegen te gaan, wordt de kraan aan de bovenzijde door een kap afgesloten. Door een looden ring *c* sluit deze hermetisch op het kraanlichaam. Voor het openen of sluiten van de kraan, moet deze kap eerst losgenomen worden, wat een bezwaar oplevert in het geval men de kraan snel wil sluiten.

De constructie der kranen, die door BRAND & LHUILLIER voor groote leidingen wordt toegepast, is afgebeeld in Fig. 8. Zooals uit de teekening blijkt, gelijkt de inrichting eenigszins op die der gewone stoomafsluiters. De klep *a* wordt door middel van de boven-klepstang *b* geopend en gesloten. De beneden-klepstang *c* wordt alleen gebruikt, wanneer men de klep op de zitting wil opschuren. Als zitting doet hier dienst een roodkoperen ring, die in een groef in de klepkast is gestampt. Ook hier vindt men weer de boven genoemde kappen, die met schroefdraad aan het lichaam van den afsluiter verbonden zijn en eventueele verliezen aan SO_2 door lekken in den afsluiter voorkomen.

En hiermede, Mijne Heeren! ben ik gekomen aan het einde der beschrijving eener Pictet machine. Voor hen onder U, die er zich voor interesseeren, heb ik een aantal teekeningen meegenomen van verschillende koudeinstallaties voor allerlei doeleinden, welke ik U gaarne straks zal laten zien.

Over de Pictet machines valt nog heel wat te zeggen, wat zeker niet onbelangrijk is, o. a. hoe zij in werking worden gebracht, hoe verschillende manipulaties er mede worden uitgevoerd etc; ik meen evenwel de aandacht, die U mij op zoo welwillende wijze verleend hebt en waarvoor ik U dank zeg, niet langer in beslag te mogen nemen. Ik heb getracht U zoo duidelijk mogelijk de werking en de constructie van een compressie ijsmachine te leeren kennen; met opzet heb ik theoretische kwesties zoo veel mogelijk vermeden, want deze kunt U in elk handboek over ijsmachines meer of minder uitgebreid behandeld vinden.

Mocht ik er in geslaagd zijn gedurende dezen avond steeds Uwe belangstelling voor mijn onderwerp te hebben gaande gehouden en het mij gelukt zijn U het een en ander mede te deelen, wat U niet bekend was, dan voel ik mij ruimschoots beloond voor den tijd en de moeite, die ik besteed heb, om deze voordracht voor U te houden.

Batavia, 26 Augustus 1903.

J. F. H. KOOPMAN.

Verdeeling der ijsmachines.

I. Machines, waarin de koude wordt voortgebracht langs *scheikundigen* weg en wel met *koudmakende mengsels*.

Hiertoe behooren:

1. de *ijsemmers*,
2. de *machine van Rossi*.

II. Machines, waarin de koude wordt voortgebracht langs *natuurkundigen* weg.

A. De koude wordt opgewekt door *verdamping van vloeistoffen*.

B. De koude wordt opgewekt door *uitzetting van lucht*. Hiertoe behooren de *luchtexpansie* of *koude lucht machines*.

1. Verdamping van WATER *in het luchtledige*. Op dit principe berust de werking der *vacuüm ijsmachines*. Hiertoe behooren: handijsmachines van F. CARRÉ en WINDHAUSEN.

2. Verdamping van *vloeistoffen met een laag kookpunt*.

a. Absorbtie ijsmachines

Hierbij wordt gebruik gemaakt van *ammonia liquida* (NH_3 opgelost in water) en behooren hiertoe:

1. de ijsmachines van F. CARRÉ (ook hand ijsmachines).
2. „ „ Vaass & Littmann
3. „ „ Mignon & Rouart,
4. „ „ Oscar Kropff.

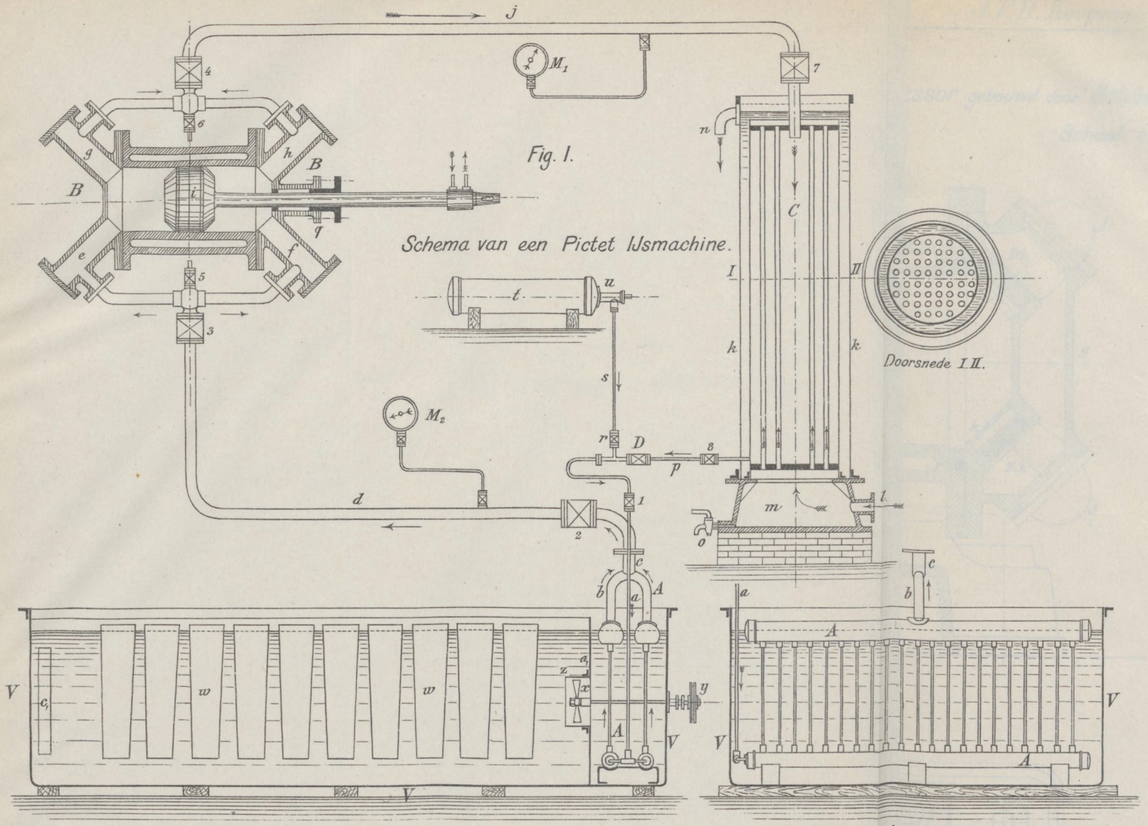
b. Compressie ijsmachines.

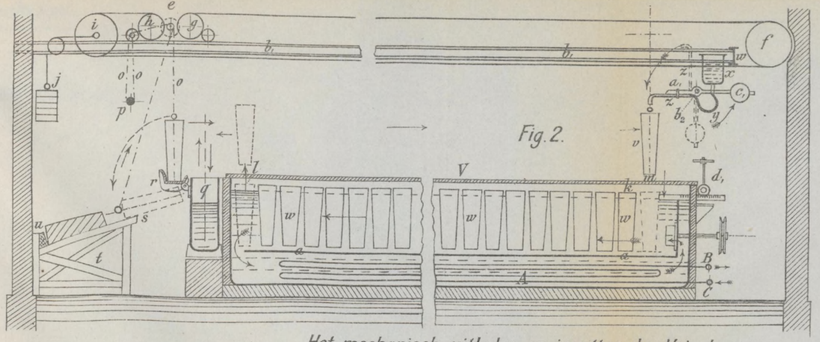
Zij worden onderscheiden naar het medium, waarmee zij werken, in:

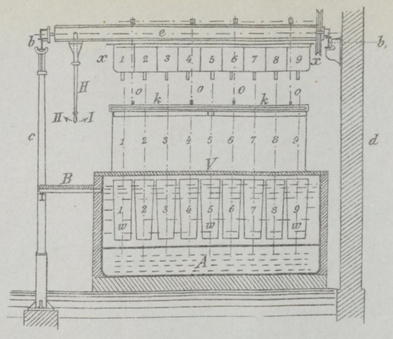
1. ammoniak machines,
2. koolzuur „
3. zwaveligzuur „ (Pictet machines).

Deze zijn de voornaamste; ook wordt nog, doch veel minder, gebruik gemaakt van:

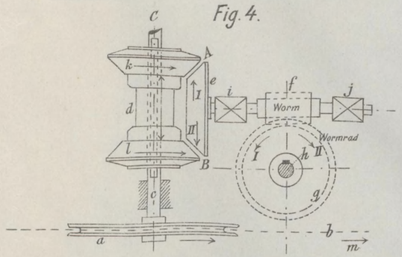
4. aethylaether (de gewone aethermachines),
5. methyl „ (de machine van Tellier),
6. Chloormethyl (de machine van Douane).



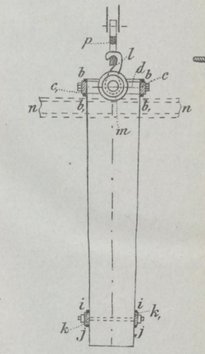




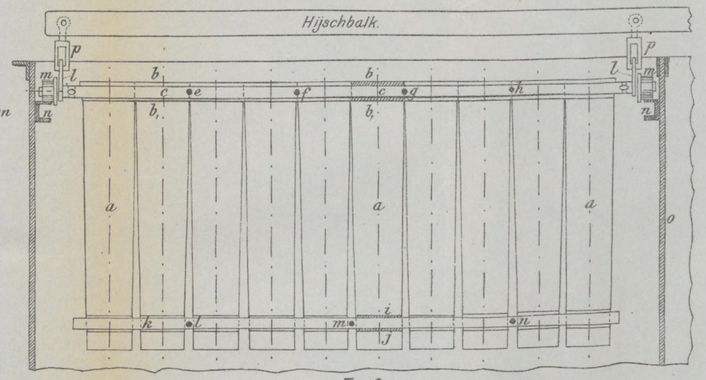
Het mechanisch uithalen en inzetten der Vriesbussen.

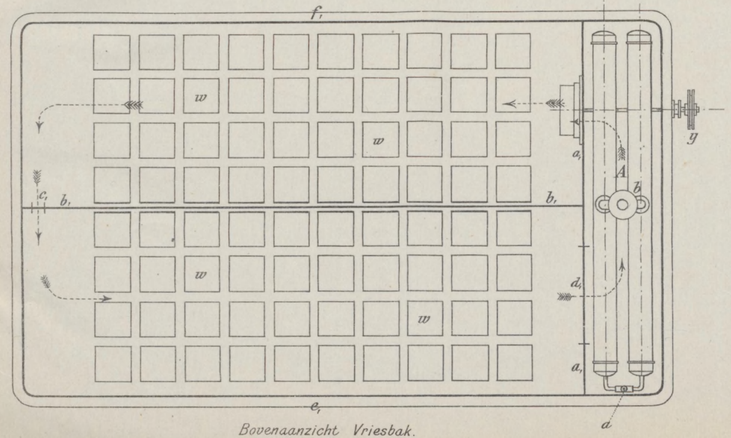


Detail loopkraan.



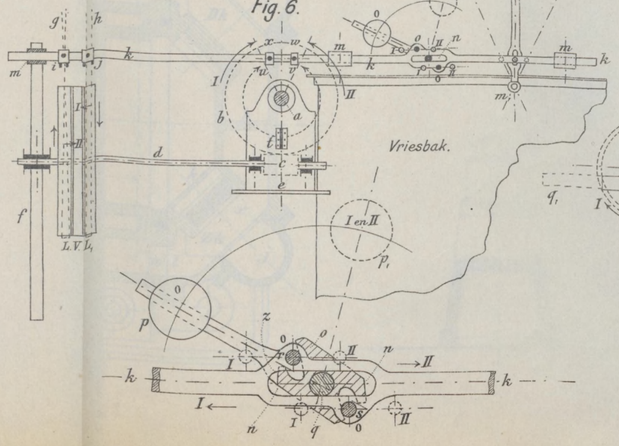
Zijaanzicht.

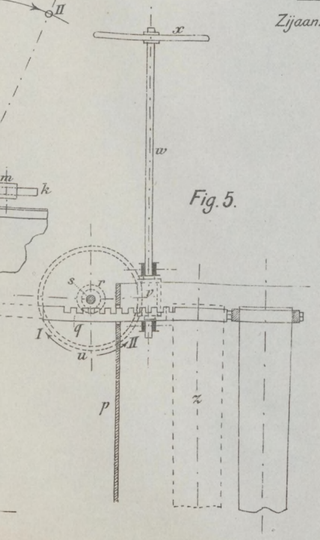


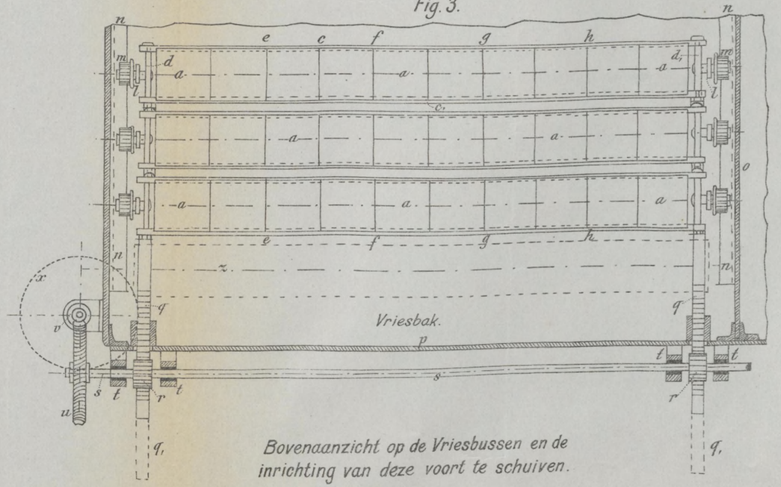


Bovenaanzicht Vriesbak.

Inrichting voor het machinaal voortschuiven der Vriesbussen.







Bovenaanzicht op de Vriesbussen en de inrichting van deze voort te schuiven.

J. F. H. Koopman.

SO_2 Compressor gebouwd door Schüchtermann & Kremer te Dortmund.

Schaal 1:10.

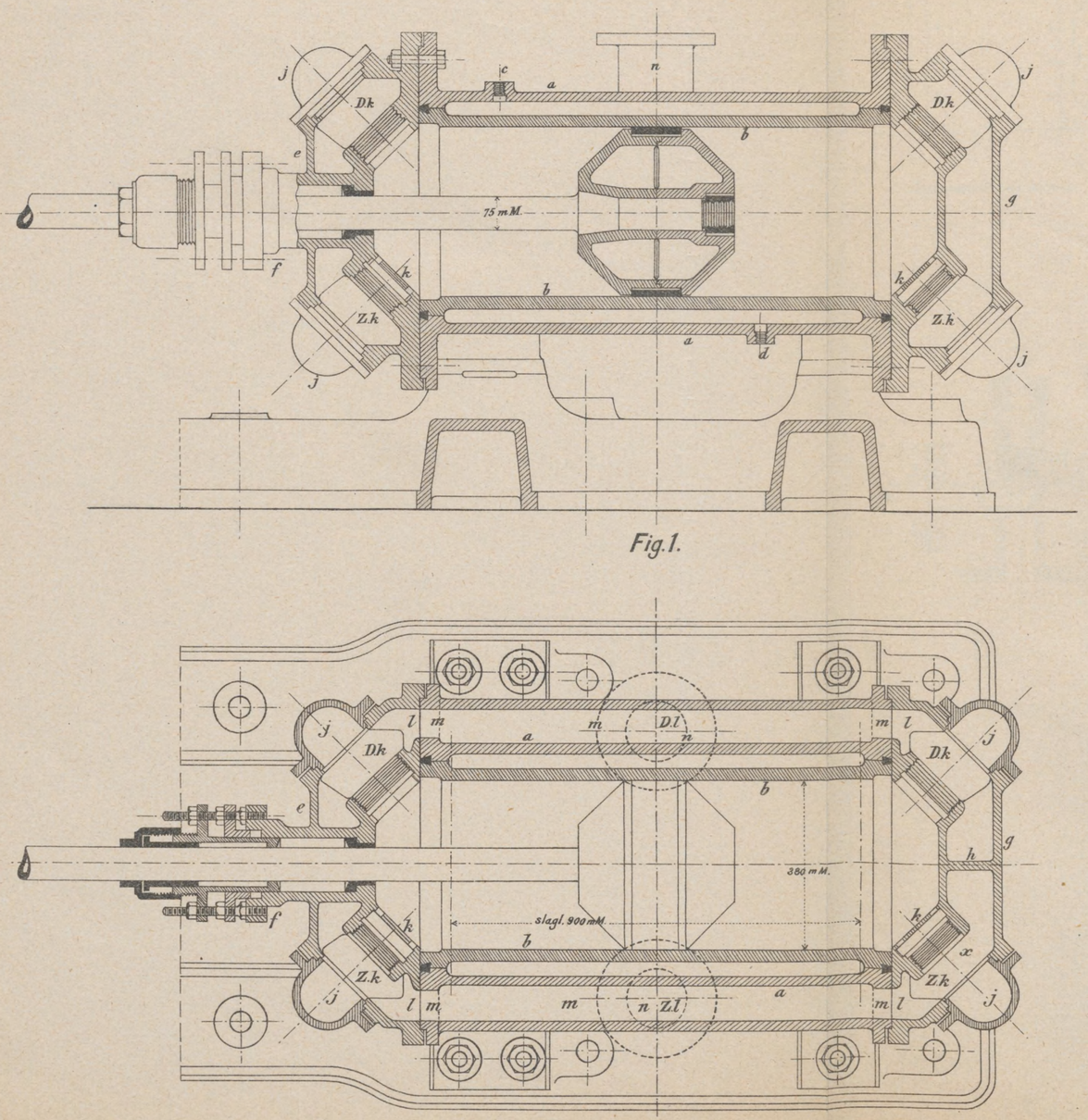


Fig. 1.

Fig. 2.

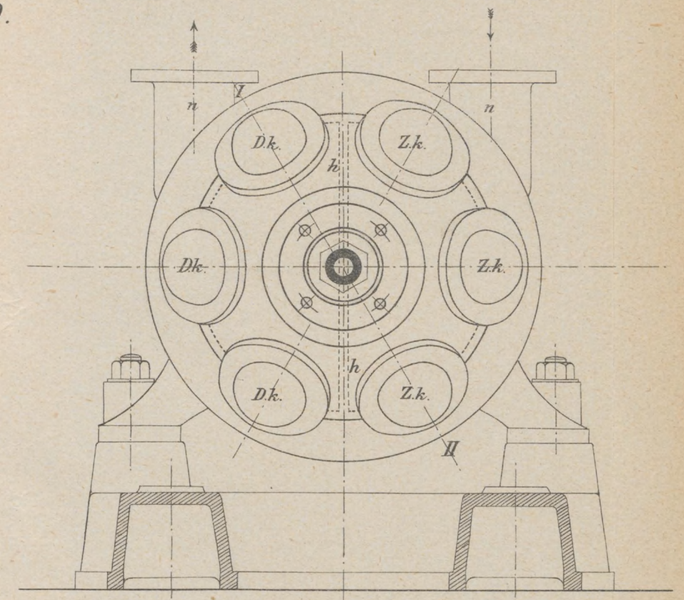


Fig. 3.

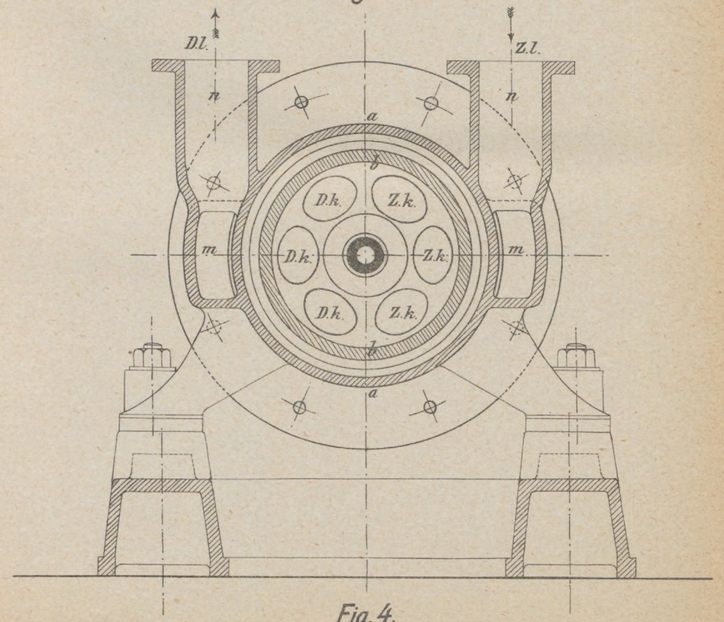
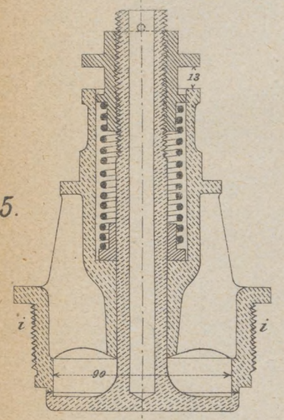


Fig. 4.

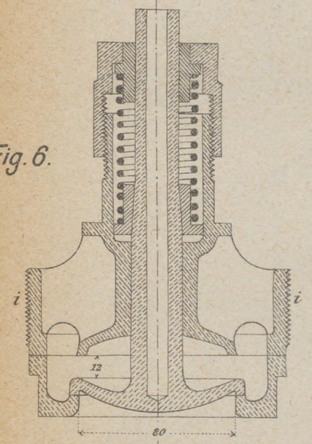
Fig. 5.



Zuigklep.

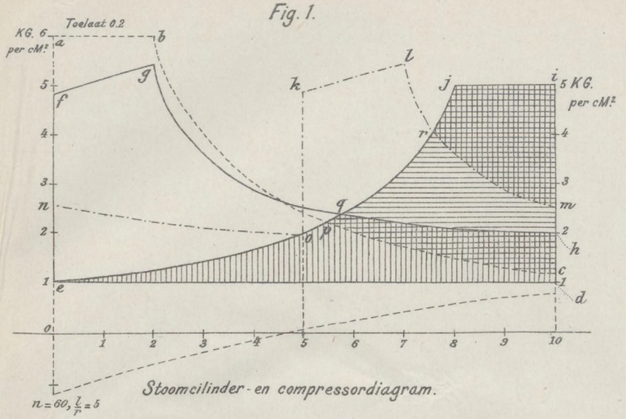
Schaal 1:2½.

Fig. 6.



Drukklep.

Fig. 1.



Stoomcilinder- en compressordiagram.

Fig. 2.

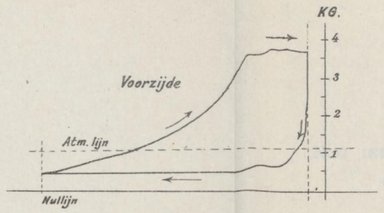
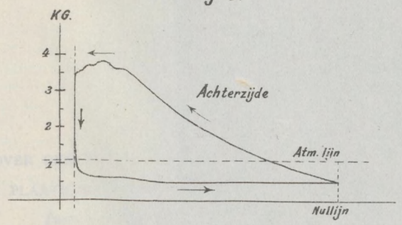
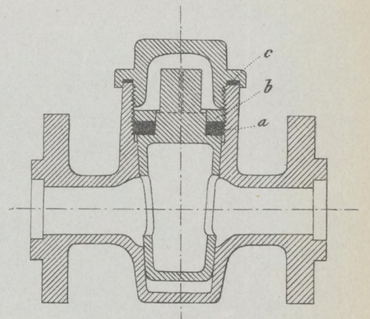


Fig. 3.



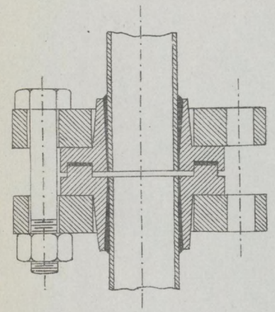
Compressor diagrammen.

Fig. 9.



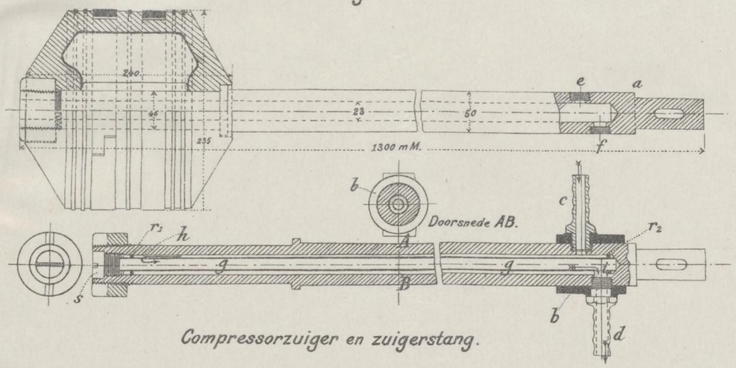
SO_2 afsluiter van de Comp. industr.

Fig. 10.



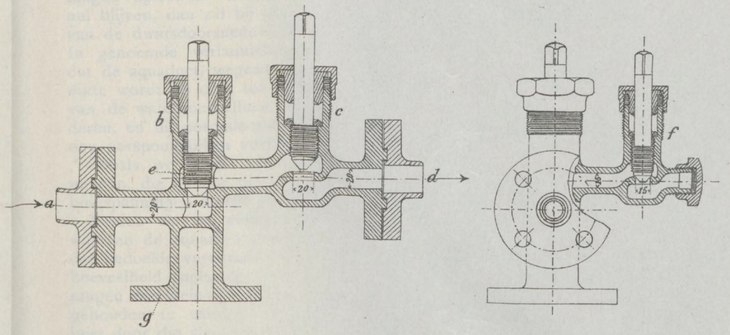
Pijpkoppeling.

Fig. 4.



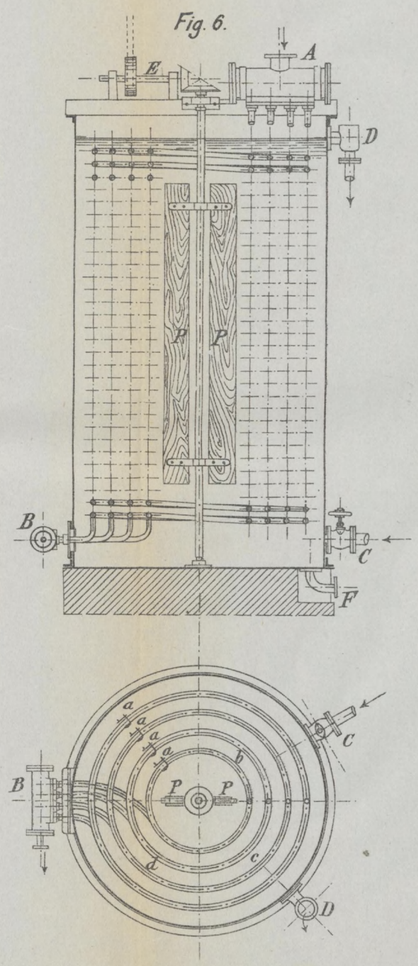
Compressorzuiger en zuigerstang.

Fig. 7.



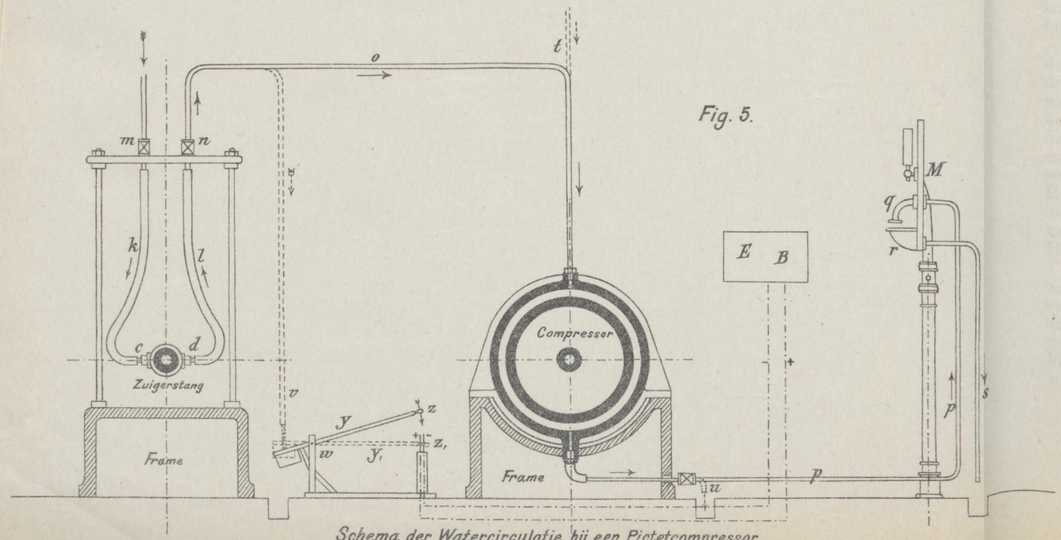
Reguleerventil.

Fig. 6.



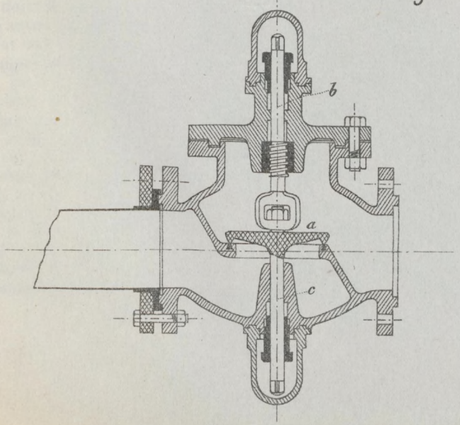
Condensator.

Fig. 5.



Schema der Watercirculatie bij een Pictetcompressor.

Fig. 8.



SO_2 afsluiter van Brand & Lhuillier.

VERHANDELINGEN.

NOG IETS OVER DEN VORM EN DE AFMETINGEN VAN PLAATIJZEREN AQUADUCTEN.

[met een plaat].

In de aflevering 1899-1900 van dit tijdschrift komt een verhandeling voor van den Ingenieur VOORDUIN, waarin wordt bepaald, welke de vorm van een ijzeren aquaduct, bestaande uit een plaat, opgehangen aan twee liggers, moet zijn, opdat daarin, voor een bepaalde waarde van den inhoud F. der natte dwarsdoorsnede, onder den invloed der waterbelasting, geene buigspanningen optreden. Zullen deze buigspanningen echter nul blijven, dan zal bij verandering van F. ook de vorm van de dwarsdoorsnede der aquaduct moeten veranderen. In genoemde verhandeling wordt echter aangenomen, dat de aquaduct, wegens de slappe constructie (de plaatdikte wordt op 0.75 tot 1. mM. gesteld), bij verandering van de waterhoeveelheid, van zelf van vorm zal veranderen, en bij normale watervulling ook van zelf weder tot den oorsponkelijken vorm zal terugkeeren.

Zooals we straks zullen zien zijn echter de vervormingen, die noodig zijn om, bij verandering van F., de buigspanningen steeds op nul te houden, vrij groot.

Nemen we nu evenwel aan, dat de dunne platen waarvan de aquaduct gemaakt wordt, zoo buigzaam zijn, dat bedoelde vervormingen bij verandering van de waterhoeveelheid nagenoeg plaats hebben, zoodat de buigspanningen zoo klein zijn, dat daarmede geen rekening behoeft gehouden te worden, dan zal een dergelijke aquaduct juist door die slapheid der constructie voor de praktijk niet zeer geschikt zijn. Het zal dan vrij wel onmogelijk zijn, om deze aquaduct op zoodanige wijze waterdicht op de landhoofden te bevestigen, dat zij zich boven deze vrijelijk kan vervormen zonder eenige reactie van die landhoofden te ondervinden, welke laatste voorwaarde bij de berekening is aangenomen.

Het zal daarom voor de toepassing dezer soort aquaducten in de praktijk noodig zijn, dat bij de verandering der waterhoeveelheid slechts kleine vervormingen kunnen plaats hebben, door de optredende buigmomenten. En de dikte van den aquaductwand zal zoo groot moeten genomen worden, dat aan deze laatste voorwaarde is voldaan en tevens de buigspanningen geen grooter waarde kunnen verkrijgen dan de toe te laten spanning in het ijzer. Het is dan echter de vraag of bij deze ijzerdikte, de materiaalbesparing nog groot genoeg is om de toepassing van dit soort aquaducten nog wenschelijk te maken. Het doel van dit opstel is nu om dit te onderzoeken.

Voor dit onderzoek is het echter noodig voor elke waarde van den inhoud F. der natte dwarsdoorsnede en van de waterdiepte H. in het midden der aquaduct, den vorm van deze te kennen, waarvoor de buigspanningen 0 zijn. In de meergenoemde verhandeling van den Ingenieur VOORDUIN wordt deze vorm slechts bepaald voor het bijzondere geval dat $H = \sqrt{F}$ is, terwijl daarin niet wordt aangegeven hoe het kan geschieden voor andere waarden van de waterdiepte H. De daar gevolgde methode zou dan ook voor willekeurige waarden van H. al zeer gecompliceerd en bijna niet uitvoerbaar worden. We zullen daarom beginnen met aan te geven, hoe op zeer eenvoudige wijze die vorm kan bepaald worden voor elke willekeurige waarde van H, bij gegevene F.

Beschouwen we daartoe (zie fig. 1 plaat hierachter) een klein boogje ds van den aquaductwand, dat in de richting van de lengte-as der aquaduct, de eenheid van lengte heeft. Ligt het boogje ds op een diepte y onder den waterspiegel dan kan de waterdruk op dit boogje voorgesteld worden door $P = p\,y\,d\,s$ waarin p is de drukking op de eenheid van oppervlakte, gelegen op de eenheid van waterdiepte, of ook gelijk aan het gewicht van een kubieke eenheid der vloeistof. Stellen we nu als voorwaarde, dat geen buigmomenten in den aquaductwand optreden, dan kan het afgesneden deel van de aquaduct in de punten A. en B. vervangen worden door 2 spanningen T. en T_1, zonder koppels. In dit geval moeten dan deze spanningen evenwicht maken met de kracht P en elkaar dus snijden in een punt van P. Daar P echter door het kromtemiddelpunt en het midden van het boogje gaat, is die snijding slechts mogelijk indien $T = T_1$ is.

Het parallelogram van krachten wordt dan een ruit en men heeft dan, indien α en $\alpha + d\alpha$ de hoeken zijn die T en T_1 met de X as maken,

$$p\,y\,d\,s = 2\,T \sin \frac{d\alpha}{2} = T\,d\alpha \quad . \; . \; . \; . \; . \; (1)$$

Indien de kromtestraal van A door R wordt voorgesteld, dan kan deze vergelijking ook geschreven worden onder den vorm:

$$\frac{T}{p\,y} = \frac{d\,s}{d\alpha} = R \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (2)$$

In elk punt van den aquaductwand is dus de kromtestraal omgekeerd evenredig met de waterdiepte y. Vermenigvuldigen we nu verder beide termen van vergelijking (1) achtereenvolgens met $\sin \alpha$ en $\cos \alpha$, daarbij in aanmerking nemende, dat

$$d\,s \sin \alpha = -\,d\,y \text{ en } d\,s \cos \alpha = d\,x$$

is, zoo verkrijgen wij de volgende vergelijkingen:

$$p\,y\,d\,y = -\,T \sin \alpha\,d\alpha \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (3)$$

$$p\,y\,d\,x = +\,T \cos \alpha\,d\alpha \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (4)$$

Is nu H. de waterdiepte in het diepste punt der aquaduct, waar de raaklijn horizontaal loopt, en integreeren we beide termen van vergelijking (3) tusschen de bij

elkaar behoorende grenzen van $y = y$ en $y = H$ en $\alpha = \alpha$ en $\alpha = o$ dan verkrijgen we:

$$p \frac{y^2 - H^2}{2} = T (\cos \alpha - 1) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . (5)$$

Integreeren we eveneens beide termen van de vergelijking (4) tusschen dezelfde grenzen zoo verkrijgen we:

$$p \int_H^y y \, dx = T \sin \alpha \quad . \; . \; . \; . \; . \; . (6)$$

De vergelijkingen (5) en (6) kunnen geschreven worden onder den vorm:

$$\cos \alpha = a \frac{y^2}{H^2} + b \quad . \; . \; . \; . \; . (7)$$

$$\sin \alpha = \frac{2a}{H^2} \int_H^y y \, dx \quad . \; . \; . \; . \; . \; . (8)$$

waarin:

$$a = \frac{pH^2}{2T} \text{ en } b = 1 - a = 1 - \frac{pH^2}{2T} \quad . \; . \; . \; . (9)$$

is. Noem de waarde die α voor $y = o$ verkrijgt α_1, en den inhoud van de natte dwarsdoorsnede F., dan is:

$$F = 2 \int_H^o y \, dx.$$

Ter bepaling der grootheden a, b en T verheffen we beide termen der vergelijkingen (7) en (8) in het vierkant, na daarin $y = o$ en $\alpha = \alpha_1$ gesubstitueerd te hebben en tellen deze daarna op. We verkrijgen dan met inachtneming van de laatste vergelijking:

$$H^2 b^2 + a^2 F^2 = H^2$$

of $\quad H^2 - 2a H^2 + a^2 H^4 + a^2 F^2 = H^2$

waaruit volgt:

$$a = \frac{2 H^4}{F^2 + H^4} \quad \text{en} \quad b = 1 - a = \frac{F^2 - H^4}{F^2 + H^4} \quad . \; . \; . (10)$$

$$T = \frac{p H^2}{2 a} = p \frac{F^2 + H^4}{4 H^2} \quad . \; . \; . (11)$$

Ter bepaling van de differentiaalvergelijking der gezochte kromme lijn, hebben we slechts in de vergelijking:

$$dx = - \frac{dy}{\operatorname{tg} \alpha} = - \frac{\cos \alpha}{\sqrt{1 - \cos^2 \alpha}} dy$$

de waarde van $\cos \alpha$ uit (7) te substitueeren. We vinden dan:

$$dx = - \frac{(a y^2 + b H^2) \, dy}{\sqrt{H^4 - (a y^2 + b H^2)^2}} \quad . \; . \; . (12)$$

Dit is dezelfde vergelijking als die, welke voorkomt op blz. 4, 2de kolom van de verhandeling van den Ingenieur VOORDUIN. De vergelijking is niet voor integratie vatbaar. De integraal van het tweede lid behoort tot de elliptische integralen, die alleen kunnen geintegreerd worden met behulp van een bijzonder soort goniometrische functien, bekend onder den naam van elliptische functien. In genoemde verhandeling wordt die moeielijkheid ontgaan door het 2de lid van vergelijking (12), voor het bijzondere geval dat $F = H^2$ is, en dus volgens de vergelijkingen (10);

$$a = 1 \text{ en } b = o \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . (13)$$

wordt, in een reeks te ontwikkelen en term voor term daarvan te integreeren. Is die methode, zooals uit die verhandeling blijkt, voor dat eenvoudige geval al vrij gecompliceerd en bewerklijk, zij zal voor het algemeene geval, waarvoor b niet gelijk o is, bijna niet uitvoerbaar zijn. We zouden dus den vorm der aquaduct voor willekeurige waarden van H en F moeielijk kunnen bepalen, ware het niet, dat door de bijzondere gedaante der vergelijkingen (7) en (8), de vorm onmiddellijk daaruit kan worden afgeleid. De wijze waarop dit kan geschieden zullen we nu behandelen.

Laten p. en q. twee dicht bij elkaar gelegen punten op den aquaductwand zijn, waarvan de coördinaten door x_p, x_q, y_p en y_q en de hoeken, die de raaklijnen in p en q met de Xas maken, door α_p en α_q worden voorgesteld.

Nu kunnen we den inhoud der figuur, begrensd door de twee ordinaten y_p en y_q, de Xas en het boogje pq met inachtneming van vergelijking (8) voorstellen door:

$$\int_{y_q}^{y_p} y \, dx = \int_H^{y_p} y \, dx - \int_H^{y_q} y \, dx = \frac{H^2}{2a} (\sin \alpha_p - \sin \alpha_q).$$

Deze inhoud is echter ook gelijk aan den inhoud van het trapezium, die kan voorgesteld worden door $\frac{1}{2} (x_p - x_q) \times (y_p + y_q)$, vermeerderd met den inhoud van het segment, begrepen tusschen de koorde pq en het boogje pq, zoodat we de vergelijking hebben:

$$\frac{H^2}{2a} (\sin \alpha_p - \sin \alpha_q) = \frac{1}{2} (x_p - x_q) (y_p + y_q) + \text{inh. segment pq.}$$

Lossen we hieruit $x_p - x_q$ op dan vinden we:

$$x_p - x_q = \frac{H^2}{a} \frac{\sin \alpha_p - \sin \alpha_q}{y_p + y_q} - 2 \frac{\text{inh. segment pq}}{y_p + y_q} \quad (14)$$

Nu is, indien de punten p en q maar betrekkelijk dicht bij elkaar liggen, de laatste term zoo klein, dat die kan verwaarloosd worden (zooals straks nog nader zal worden aangetoond).

Indien dus in vergelijking (14) die term wordt weggelaten, dan stelt die vergelijking ons in staat, zoodra slechts van één punt de coordmaten x_q en y_q bekend zijn, en y_p willekeurig wordt aangenomen, de bijbehoorende abscis x_p te vinden, daar $\sin \alpha_p$ en $\sin \alpha_q$ uit de $\cos \alpha_p$ en $\cos \alpha_q$ kunnen bepaald worden, en deze laatste weder uit de grondformule (7) door daarin voor y, y_p en y_q te substitueeren. Daar nu van het diepste punt der aquaduct de coordimaten $x = o$ en $y = H$ bekend zijn, kan door herhaalde toepassing van vergelijking (14) de geheele kromme lijn bepaald worden. We nemen nu als voorbeeld, het geval, dat ook door den Ingenieur VOORDUIN wordt behandeld en waarvoor $H = \sqrt{F}$ is. In dit geval is volgens vergelijking (13) $a = 1$ en gaat dus vergelijking (14) over in (met weglating van den laatsen term):

$$\frac{x_p}{H} - \frac{x_q}{H} = \frac{\sin \alpha_p - \sin \alpha_q}{\frac{y_p}{H} + \frac{y_q}{H}} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . (15)$$

Substitueeren we in de grondformule (7) eveneens $a = 1$ en $b = o$ dan gaat deze over in:

$$\cos \alpha = \frac{y^2}{H^2}$$

Bepalen we nu de $\sin \alpha$ uit de $\cos \alpha$ door middel van een goniometrische tafel dan verkrijgen we voor dit geval den volgenden berekeningsstaat (kolommen 1 t/m 6): *(zie bijlage I).*

De berekening is duidelijk. De cijfers in kolom 2, worden uit die van kolom 1 door middel van een quadratentafel, die van kolom 3 uit die van kolom 2 met behulp van een goniometrische tafel afgeleid. De cijfers van kolom 5 worden uit die van kolom 4 gevonden door deze laatste te deelen door de som der twee aangrenzende cijfers uit kolom 1. En ten slotte worden de cijfers uit kolom 6 gevonden door optelling van die uit de voorgaande kolom. Vergelijken we nu de cijfers uit kolom 6 met de waarden van x opgegeven in de meergenoemde verhandeling, in de aflevering 1899-1900, dan blijkt, dat de cijfers in kolom 6, afgekort tot 3 decimalen, precies dezelfde zijn als de daar opgegevene (voor $y = 0.70$ is daar abusievelijk opgegeven $x = 0.777$, dit moet zijn $x = 0.778$).

De vraag is nu, welke is de bereikte nauwkeurigheid. De fout, die we telkens in eene bepaling van $x_p - x_q$ maken, wordt voorgesteld door den laatsten term van vergelijking (14), die verwaarloosd is geworden, en de grootte van dien term kan met zeer groote benadering bepaald worden. De kromtestralen in de uiteinden van zoo'n klein boogje verschillen weinig van elkaar, zoodat dit boogje benaderd als een cirkelboogje kan beschouwd worden, beschreven met een straal gelijk aan de gemiddelde kromtestraal of gelijk aan de kromtestraal in het tusschenpunt, dat behoort bij de gemiddelde ordinaat $\frac{y_p + y_q}{2}$. Volgens de vergelijkingen (2) en (9) is deze kromtestraal

$$R_{pq} = \frac{T}{p} \cdot \frac{2}{y_p + y_q} = \frac{H^2}{a} \cdot \frac{1}{y_p + y_q} \quad \ldots\ldots (15a)$$

en dus de inhoud van het cirkelsegment gelijk aan:

$$\frac{1}{2} R^2_{pq} (\Delta \alpha - \sin \Delta \alpha) = \frac{H^4}{2a^2} \frac{(\alpha_p - \alpha_q) - \sin(\alpha_p - \alpha_q)}{(y_p + y_q)^2}$$

Deze waarde voor den inhoud van het segment gesubstitueerd in den laatsten term van vergelijking (14) geeft voor de fout $\Delta (x_p - x_q)$, die we begaan in de bepaling van $x_p - x_q$, de volgende uitdrukking (daarbij inachtnemende, dat in ons geval volgens vergelijking (13) $a = 1$ is):

$$\Delta (x_p - x_q) = \frac{H^4}{(y_p + y_q)^3} \left\{ (\alpha_p - \alpha_q) - \sin(\alpha_p - \alpha_q) \right\} \quad (16)$$

Berekenen we door middel van deze formule de fouten in de bepalingen van $x_p - x_q$ uit kolom (5) van den vorigen berekeningstaat, dan vinden we dat die fouten bij een paar tot honderd-duizendsten en bij de overigen tot enkele milioenste deelen van H. of minder opklimmen. Daar de fouten steeds in dezelfde richting voorkomen, zal de fout in x, de som zijn van de fouten in al de voorafgaande $x_p - x_q$. De fouten in de, in kolom 6 van den berekeningstaat, bepaalde abscissen nemen dus van $y = H$ tot $y = 0$ toe van enkele milioenste tot enkele tien-duizendste deelen van H. De nauwkeurigheid is dus al zeer voldoende. Wat de cijfers in de kolommen 7 t/m 13 betreft, deze zullen straks verklaard worden.

Precies op dezelfde wijze kan de vorm der aquaduct bepaald worden voor eene andere verhouding tusschen F. en H. Beschouwen we b. v. het geval, dat $H < \sqrt{F}$ is. Volgens de vergelijkingen (7) en (10) wordt de hoek α_1, die de raaklijn in het punt, dat op den waterspiegel is gelegen, en waarvoor $y = 0$ is, bepaald door:

$$\cos \alpha_1 = b = \frac{F^2 - H^4}{F^2 + H^4} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (17)$$

Voor $H < \sqrt{F}$ is $\cos \alpha_1$ dus gelegen tusschen 0 en $+1$ en dus α_1 tusschen 90^0 en 0. Nemen we nu een bepaald geval aan b.v. dat

$$H^2 = \frac{1}{2} F \text{ of } H = 0,707 \sqrt{F}$$

is, dan wordt $b = 0,6$, dus $\alpha_1 = 53^0 8'$, terwijl volgens vergelijking (10) $a = \frac{2H^4}{F^2 + H^4} = 0.4$ wordt. De vergelijkingen (7) en (14) gaan dus over in:

$$\cos \alpha = 0,4 \frac{y^2}{H^2} + 0,6$$

$$\text{en} \quad \frac{x_p}{H} - \frac{x_q}{H} = 2,5 \frac{\sin \alpha_p - \sin \alpha_q}{\frac{y_p}{H} + \frac{y_q}{H}}$$

Met behulp van deze formules is weder den volgenden berekeningsstaat samengesteld (kolommen 1 t/m 6):

(*Zie bijlage II*).

De vorm dezer aquaduct is voorgesteld in fig. (2). Op dezelfde wijze is de vorm ook bepaald voor het geval, dat

$$H^4 = \frac{1}{2} F^2$$

is, of $H = 0.84 \sqrt{F}$. Voor dit geval wordt volgens (10) en (17)

$$a = \frac{2}{3}, \quad b = \frac{1}{3}, \quad \cos \alpha_1 = \frac{1}{3} \text{ en } \alpha_1 = 70^\circ 32'$$

De formules (7) en (14) gaan dan hiervoor over in:

$$\cos \alpha = \frac{2}{3} \frac{y^2}{H^2} + \frac{1}{3}$$

$$\frac{x_p}{H} - \frac{x_q}{H} = \frac{3}{2} \frac{\sin \alpha_p - \sin \alpha_q}{\frac{y_p}{H} + \frac{y_q}{H}}$$

De vorm dezer aquaduct is voorgesteld in fig. (3). Voor $y = 0$ is hiervoor $x = 0.975$ H.

De vorm kan ook bepaald worden indien $H > \sqrt{F}$ wordt gesteld. De kromme verkrijgt dan een geheel andere gedaante, zooals uit de figuren (5) en (6) kan blijken, daar:

$$\cos \alpha_1 = \frac{F^2 - H^4}{F^2 + H^4}$$

voor dit geval negatief wordt en dus α_1 gelegen is tusschen 90°. en 180°. Voor een zekere waarde van y bepaald door de vergelijking:

$$y^2 = -\frac{b}{a} H^2 = \frac{H^4 - F^2}{2 H^2}$$

wordt dan $\cos \alpha = 0$ of $\alpha = 90^\circ$ en voor deze waarde van y, bereikt x zijn grootste waarde, zoodat de kromme een buik verkrijgt. Voor fig. (5) is $H = 1,14 \sqrt{F}$ en $\cos \alpha = 1.25 \frac{y^2}{H^2} - 0,25$. Voor fig. (6) is $H = 1,41 \sqrt{F}$

en $\cos \alpha = 1.6 \frac{y^2}{H^2} - 0.6$. Hoewel deze vormen voor een aquaduct ongeschikt zouden zijn, zijn ze toch voor de volledigheid opgegeven.

Heeft een aquaduct den zoo straks bepaalden vorm, en is de watertoevoer zoodanig, dat de natte dwarsdoorsnede juist gelijk aan F en dus de waterdiepte in het midden gelijk aan H is, dan zullen in den aquaductwand geen buigspanningen optreden. Zoodra echter de watertoevoer vermindert en bovengenoemde grootheden eveneens kleiner en gelijk worden aan F_1 en H_1, dan zal de aquaduct zich trachten te vervormen en het zal van de grootte dezer vervorming afhangen, hoe groot de buigspanningen zullen zijn, die dan in den aquaductwand optreden. Hoe buigzamer het materiaal is, hoe grooter de vervorming en hoe kleiner de buigspanningen zullen zijn. Het bepalen van de juiste waarde dezer grootheden zou zeer gecompliceerd zijn, maar het is wel gemakkelijk deze binnen zekere grenzen te bepalen.

We zullen daarom twee grensgevallen nader behandelen, namelijk het geval, dat het materiaal volkomen buigzaam is en het geval, dat dit zoo weinig buigzaam is, dat de vervorming der aquaduct zeer gering is.

In het eerste geval, zal de vervorming steeds tot zoover plaats hebben, hoeveel de vloeistof ook afneemt, dat de nieuwe vorm weder voldoet aan de vergelijking (7), omdat in een volkomen buigzaam materiaal geen buigspanningen mogelijk zijn. We kunnen dan de vraag stellen in welke richting de vervorming zal plaats hebben, bij afname der vloeistof. Stellen we ons voor, dat de vloeistof zoover is afgenomen, dat het gewicht daarvan kan worden geconcentreerd gedacht in het diepste punt der aquaduct, zoodat bij verwaarloozing van het gewicht van den aquaductwand zelf, deze zich tot een driehoek zou vervormen, waarvan de schuine zijde A L gelijk aan de halve lengte van de oorspronkelijke doorsnede der aquaduct zou zijn (fig. 7) d.i. gelijk aan boog A B.

Is de oorspronkelijke waterspiegel A C evenwel slechts gedaald tot E G, dan zal van de vervormde aquaduct het gedeelte E M, dat met water in aanraking is, gebogen zijn, en het overige gedeelte A E, recht en gelegen moeten zijn tusschen de raaklijn A D in het punt A van den oorspronkelijken aquaductvorm en de lijn A L zoodat

$$\text{Cos } LAC > \cos EAC > \cos DAC$$

is, en dus ook ingevolge vergelijking (17)

$$\frac{F_1^2 - H_1^4}{F_1^2 + H_1^4} > \frac{F^2 - H^4}{F^2 + H^4}$$

waaruit volgt:

$$\frac{H_1}{\sqrt{F_1}} < \frac{H}{\sqrt{F}}$$

waarin $H_1 = GM$ en F_1 de inhoud der figuur E G M voorstelt. Het eenvoudigste is nu van een bepaalde verhouding $\frac{H_1}{\sqrt{F_1}}$ uit te gaan, zoodat de vervormde figuur met behulp van de vergelijkingen (7) en (14) bepaald kan worden. De grootheden $x^1_0 = EG = m_1 H_1$, $x_0 = AC = m H$, $EM = n_1 H_1$ en $AB = n H$ zijn dan bekend. De voorwaarde is nu, dat de lengte A B van de oorspronkelijke figuur gelijk moet zijn aan die van de vervormde figuur A E M of

$$\frac{m H - m_1 H_1}{\cos EAC} + n_1 H_1 = n H \quad \ldots\ldots\ldots \quad (18)$$

De waarde van H_1, die aan deze vergelijking voldoet kan daaruit opgelost worden, daar cos E A C volgens vergelijking (17) door de aangenomen verhouding van $\frac{H_1}{\sqrt{F_1}}$ bekend is.

We zullen dit op een voorbeeld toepassen en uitgaan van den aquaductvorm voorgesteld in fig (4), waarvoor $\frac{H}{\sqrt{F}} = 1$ is $x_0 = 0.5993$ H, de halve lengte n H der aquaductdoorsnede gelijk 1.312 H en $\cos \alpha_1 = 0$ is. Volgens fig (7) is nu voor deze aquaductvorm:

$$\cos CAL = \frac{0{,}5993\ H}{1{,}312\ H} = 0{,}457.$$

Voor de aquaductvorm voorgesteld in fig. (3) is $\cos \alpha_1 = 0.333$ en voor die in fig. (2) aangegeven is $\cos \alpha_1 = 0.6$. Daar 0.333 kleiner maar 0..6 grooter is dan cos CAL = 0.457, volgt daaruit dat de aquaduct van fig. (4) zich door afname der vloeistof wel tot den vorm van fig. (3) maar nooit tot die van fig. (2) kan vervormen. We zullen nu bepalen voor welke waarden van F_1 en H_1 de eerstgenoemde vervorming zal plaats hebben.

Voor fig. (3) is $x^1_0 = m_1 H_1 = 0.975\ H_1$, de halve lengte van het met water in aanraking zijnde gedeelte der aquaduct $n_1 H_1 = 1.501\ H_1$, $\cos \alpha_1 = \frac{1}{3}$ en $H_1 = 0.84 \sqrt{F_1}$. Deze en de boven opgegevene waarden substitueerende in vergelijking (18) gaat deze over in:

$$\frac{0{,}599\ H - 0.975\ H_1}{\frac{1}{3}} + 1{,}501\ H_1 = 1{,}312\ H$$

waaruit volgt:

$$H_1 = 0{,}34\ H \text{ en } F_1 = \frac{H_1^2}{0{,}84^2} = \left(\frac{0{,}34}{0.84}\right)^2 H^2 = 0{,}164\ H^2$$

De doorzakking MB van het benedenste punt is gelijk aan:

$$(x_0 - x_0^1)\ \text{tg}\ \alpha_1 + H_1 - H = 0.096\ H$$

Deze vervorming is in fig. (4) door stippellijnen voorgesteld. Op dezelfde wijze is uitgegaan van een andere vervorming waarvoor

$$\frac{H_1}{\sqrt{F_1}} = 0.95 \text{ en } \cos \alpha = 0{,}9 \frac{y^2}{H^2} + 0{,}1 \text{ is.}$$

Men vindt dan door eene berekening als zoo even is verricht, dat

$$x_0^1 = m_1 H_1 = 0{,}697\ H_1$$

$$\text{en } \frac{1}{2} l_1 = n_1 H_1 = 1{,}350\ H_1$$

is. Dit gesubstitueerd in de vergelijking (18) wordt $H_1 = 0.832$ H gevonden en

$$F_1 = \frac{H_1^2}{0.95^2} = \left(\frac{0{,}83}{0{,}95}\right)^2 H^2 = 0{,}764\ H^2$$

en voor de zakking van het benedenste punt wordt dan 0.02 H gevonden.

Door het voorgaande is nu de vervorming bepaald, bij volkomen buigzaamheid van het materiaal van den aquaductwand, voorgesteld in fig (4) indien de oorspronkelijke natte dwarsdoorsnede $F = H^2$ afneemt tot respectievellijk $F_1 = 0.16\ H^2$ en $F_1 = 0.76\ H^2$ waarbij de waterdieptes in het midden afnemen tot respectievelijk $H_1 = 0.34\ H$ en $H = 0.83\ H$ en waarbij de zakkingen van het diepste punt bedragen 0.096 H en 0.02 H. In het eerste geval neemt het met water in aanraking blijvende gedeelte der aquaduct den vorm van fig (3) aan. En we zien hieruit, dat die vervormingen vrij groot zijn.

We zullen uit het voorgaande echter nog een andere eigenschap afleiden, die ons in staat zal stellen om straks de buigspanningen te kunnen bepalen, bij niet volkomen buigzaamheid van het materiaal.

Volgens de form. (2) en (11) wordt de kromtestraal in een willekeurig punt voorgesteld door:

$$R = \frac{H^2}{2\,a\,y} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (18a).$$

Voor de oorspronkelijke onvervormde figuur (4) is $a = 1$ en voor de twee vervormde figuren is in het eerste geval $a = \frac{2}{3}$ en in tweede geval $a = 0.9$. De kromtestraal in het diepste punt van de onvervormde figuur is dus

$$R = \frac{H^2}{2\,H} = 0{,}5\ H$$

en bij de twee vervormde figuren respectievelijk

$$R_1 = \frac{H_1}{\frac{4}{3}} = \frac{3}{4} \times 0.34\,H = 0.25\ H$$

$$\text{en } R_1 = \frac{H_1}{1{,}8} = \frac{0{,}83}{1{,}8}\,H = 0{,}46\,H$$

Door de vervorming neemt dus de kromming in het benedenste punt der aquaduct toe. Op den gedaalden waterspiegel wordt echter de aquaduct een recht lijntje, terwijl de kromtestraal daar vóór de vervorming een eindige waarde had. De kromming is dus op den gedaalden waterspiegel afgenomen. Hieruit volgt, dat de kromming in het diepste punt en op den gedaalden waterspiegel in tegengestelde richting verandert en dat dus in een zeker punt van den wand, tusschen beide gelegen, de kromming onveranderd moet gebleven zijn.

Indien de oorspronkelijke waterspiegel, waarvoor de aquaduct berekend is, rijst in plaats van daalt, heeft juist het omgekeerde plaats. Gaan we namelijk van de figuur E G M uit en rijst de waterspiegel van E G tot A C, dan wordt de hoek, dien de raaklijn in E met den waterspiegel maakt grooter, het benedenste punt M rijst tot B en de kromming in M neemt af, terwijl die in E toe neemt en de verhoudiug $\frac{H}{\sqrt{F}}$ grooter wordt.

Als voorbeeld kunnen we weder nemen de aquaduct waarvoor $\frac{H}{\sqrt{F}} = 1$ is en die voorgesteld is in fig (4) en berekenen hoe hoog de rechte rand moet zijn, opdat, indien de waterspiegel rijst tot het bovenste punt, de aquaduct den vorm aanneemt, die voorgesteld is in fig (5), en waarvoor de halve lengte gelijk is aan 1,252 H_1 en de halve breedte op den waterspiegel gelijk 0,371 H_1 is. De hoogte van den rand gelijk x stellende hebben we dan de vergelijkingen:

$$0{,}5993\ H = 0{,}371\ H_1$$

$$1{,}312\ H + x = 1{,}252\ H_1$$

waaruit volgt:

$$H_1 = 1{,}615\ H \text{ en } x = 0{,}71\ H.$$

terwijl de rijzing van het benedenste punt B. gelijk is aan:

$$H + x - H_1 = 0{,}095\ H.$$

Er is dus een aanzienlijke stijging van den waterspiegel noodig om den aquaductvorm voorgesteld in fig (4) te vervormen tot die, aangegeven in fig (5).

Is in het voorgaande de vervorming bepaald bij verandering van den waterspiegel en volkomen buigzaamheid van het materiaal, we zullen nu het geval beschouwen, dat het materiaal buigingsweerstand bezit. In dit geval zal bij vervorming door verandering van den waterspiegel, het buigingsmoment afnemen en de buigingsweerstand toenemen, naarmate de vervorming vermeerdert, en eindelijk zal een evenwichtstoestand intreden tusschen het buigingsmoment en den buigingsweerstand. De bepaling dezer grootheden zou in het algemeen zeer gecompliceerd zijn, maar indien we de vervorming als zeer gering veronderstellen, en dus de afname der buigingsmomenten door de vervorming wordt verwaarloosd, dan kunnen we gemakkelijk de grootte der buigingsmomenten binnen zekere grenzen bepalen.

Beschouwen we daartoe de aquaductdoorsnede A B C (fig 8), waarvan de rechterhelft is afgesneden, en waarin, indien zij tot A C met vloeistof is gevuld, geen buigspanningen in den wand zullen ontstaan. De afgesneden vloeistof moet nu vervangen worden door een horizontale kracht $\frac{1}{2}\,p\,H^2$ aangrijpende op $\frac{2}{3}\,H$ beneden den vloeistofspiegel, en de afgesneden wand door een spanning T_1, werkende in het punt B. en eveneens horizontaal. Wordt nu bovendien aan de linkerzijde nog een stuk A E G afgesneden, dan moet om dezelfde reden aangebracht worden voor de vloeistof een horizontale kracht $\frac{1}{2}\,p\,y^2$, aangrijpende op $\frac{2}{3}\,y$ beneden den vloeistofspiegel, en voor den afgesneden wand een spanning T.

Het gewicht der vloeistof wordt voorgesteld door een kracht pF_y aangrijpende in het zwaarte punt der figuur E G B C, en waarin F_y gelijk aan den inhoud dier figuur is. We hebben in het begin van dit opstel gezien, dat, in geval geen buigspanningen optreden, de spanningen in elk punt van den wand dezelfde zijn, zoodat $T = T_1$ is, en de evenwichtsvoorwaarden worden dan (som der geprojecteerde krachten op 2 onderling loodrechte assen gelijk o):

$$T + \frac{1}{2}\,py^2 = T\cos\alpha + \frac{1}{2}\,p\,H^2$$

$$\text{of } p\,\frac{y^2 - H^2}{2} = T\,(\cos\alpha - 1) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (19)$$

$$\text{en } p\,F_y = T\,\sin\alpha \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (20)$$

Deze vergelijkingen zijn precies dezelfde als de vroeger op andere wijze gevonden vergelijkingen (5) en (6), welke gediend hebben voor de bepaling der aquaductvormen, voorgesteld in de figuren (2) tot (6).

Veronderstel, dat nu de waterspiegel A C gedaald is tot E G dan zijn bovengenoemde vergelijkingen niet meer geldig (fig. 9). Wel zijn de krachten, die de afgesneden vloeistof vervangen weder gelijk aan $\frac{1}{2}$ p H^2_1 en $\frac{1}{2}$ py^2_1 aangrijpende respectievelijk op $\frac{2}{3}$ G B $=$ $\frac{2}{3}$ H en $\frac{2}{3}$ DK $=$ $\frac{2}{3}$ y_1 beneden den vloeistofspiegel E G, maar in de punten B en D werken nu buigingsmomenten en bovendien behoeven de krachten, die de afgesneden wand in die punten vervangen, niet meer in de richting van de raaklijnen te werken. Alleen in het diepste punt B, zal de kracht horizontaal moeten zijn. Noemen we toch E G B $=$ $\frac{1}{2}$ F_1, dan zal het totale gewicht van het water in de geheele aquaduct p F_1 evenwicht moeten maken met de 2 verticaal ontbondenen van de reactien in de twee ophangpunten, die dus elk gelijk aan $Y_1 = \frac{1}{2}$ p F_1 moeten zijn. Voor het even wicht van de linkerhelft moet Y_1 en het gewicht $\frac{1}{2}$ p F_1 evenwicht maken met de verticaal ontbondene van de kracht in B, zoodat daaruit volgt dat deze geen verticaal ontbondene kan hebben. Ook alleen uit de symetrie der figuur zou men dit kunnen afleiden We nemen dus in het punt B een horizontale krach T_1 aan.

In een willekeurig punt D van den aquaducwand zal de kracht echter niet in de richting van de raaklijn werken. We kunnen ons echter die kracht ontbonden denken in een horizonlale kracht X en in een verticale Y. Voor het evenwicht van de figuur K D B G is dan noodig dat

$$X = T_1 - \frac{1}{2} p H_1^2 + \frac{1}{2} p y_1^2 \quad . \; . \; . \; . \; (21)$$

$$Y = p F_{y1} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (22)$$

waarin $H_1 =$ G B, $y_1 =$ K D en $F_{y1} =$ inh. fig. K D B G is. Indien het punt D tot B nadert, gaat y_1 in H_1 en F_{y1} in o over en men heeft dan

$$\lim X = T_1 \text{ en } \lim Y = o$$

Nu zal de resultante van X en Y niet met de raaklijn in D samenvallen. Ontbinden we deze resultante in een kracht S in de richting der raaklijn werkende en in een horizontale kracht x dan is

$$X = S \cos \alpha + x \text{ en } Y = S \sin \alpha$$

Daar de resultante van X en Y, wanneer D tot B nadert, met de raaklijn in B moet samenvallen, zoo wordt x bij de limiet gelijk o, en daar dan $\cos \alpha = 1$ wordt, zoo is:

$$T_1 = \lim X = \lim S = \lim \frac{Y}{\sin \alpha} = \frac{o}{o}$$

We hebben echter zoo straks gezien dat, indien de vloeistofspiegel in A C ligt en er dus geen buigspanningen optreden, volgens vergelijking (20)

$$\sin \alpha = \frac{p}{T} F_y$$

is, waarin $F_y =$ inh. fig. D L C B en T de constante spanning in den aquaductwand voorstelt. Substitueeren we deze waarde voor sin α en de waarde van Y uit vergelijking (22) in de voorlaatste uitdrukking zoo gaat deze over in:

$$T_1 = \lim T \frac{F_{y1}}{F_y} = T \frac{H_1}{H} = \frac{p}{2a} H H_1 \quad . \; . \; (23)$$

waarin de waarde van T afgeleid is uit vergelijking (11). Substitueeren we de gevonden waarde voor T_1 in vergelijking (21) dan vinden we

$$X = \frac{p}{2a} H H_1 - \frac{p}{2} H_1^2 + \frac{p}{2} y_1^2 \quad . \; . \; . \; (24)$$

waarin de waarde van a uit vergelijking (10) kan worden gevonden.

Noemen we nu het buigingsmoment in het punt B gelijk m_1, dat in het punt E getijk m en dat in het ophangpunt A gelijk M. Stellen we verder door Pl voor het moment der uitwendige krachten, gelegen tusschen de punten E en A, ten opzichte van het ophangpunt A en door $P_1 l_1$ het moment der uitwendige krachten, gelegen tusschen B en A, ten opzichte van hetzelfde punt A, dan hebben we de volgende betrekking:

$$M = Pl + m = P_1 l_1 + m_1 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; (25)$$

Dit zijn twee vergelijkingen tusschen de drie onbekenden M, m en m_1. Om deze onbekende momenten te kunnen bepalen zouden we dus nog een derde vergelijking noodig hebben. Deze ontbrekende vergelijking is niet door middel van de statica af te leiden, maar ze is alleen te vinden uit de elastische vervorming van de oorspronkelijke lijn A D B, door de voorwaarde te stellen, dat deze zoodanig moet zijn, dat de raaklijn in B na de vervorming horizontaal blijft. Nu kennen we echter zelfs de vergelijking van de onvervormde figuur A E D B niet. We hebben daarvan in het voorgaande slechts de vorm benaderd bepaald, zoodat de elastisch vervormde figuur nog veel minder bekend is. De ontbrekende vergelijking kan dus niet worden gevonden. Met behulp echter van een zoo straks gevonden eigenschap zijn we toch in staat de waarden van de momenten M, m en m_1 uit de vergelijkingen (25) benaderd te bepalen.

We zagen zoo even, toen we de vervorming bepaalden bij volkomen buigzaamheid van den wand, dat deze bij daling van den waterspiegel steeds zoodanig is, dat de kromming in het diepste punt B toeneemt, en in het punt E, op den gedaalden waterspiegel gelegen, afneemt. Is de wand nu niet volkomen buigzaam, dan zal de vervorming niet zoo ver gaan als bij volkomen buigzaamheid. We nemen nu aan, dat, indien van een volkomen onbuigzaam materiaal geleidelijk wordt overgegaan tot een volkomen buigzaam, de kromtestralen in het diepste punt en in het punt, op den waterspiegel gelegen, ook geleidelijk veranderen van het oorspronkelijk bedrag tot de waarden, die op blz. XXXIV gevonden zijn voor de kromtestralen in die punten bij volkomen buigzaamheid. Dit aannemende volgt hieruit, dat de buigingsmomenten m en m_1 in de punten E en B van den wand van verschillend teeken zijn. Is dus m positief dan moet m_1 negatief zijn en omgekeerd.

Dit in aanmerking genomen volgt derhalve uit de vergelijking (25), dat het buigingsmoment M in het punt A gelegen moet zijn tusschen Pl en $P_1\ l_1$ in. Verschillen dus die momenten niet veel van elkaar dan kan het moment M benaderd bepaald worden door:

$$M = \frac{Pl + P_1\ l_1}{2}$$

terwijl de som van de absolute waarden van m en m_1 gevonden wordt uit:

$$\pm\ (m - m_1) = \pm\ (P_1\ l_1 - Pl)$$

In het punt E, op den gedaalden waterspiegel gelegen, waarvoor $y_1 = o$, is volgens vergelijking (24):

$$X = \frac{p}{2a} H\ H_1 - \frac{p}{2} H_1^2 \quad \text{en} \quad Y = \frac{1}{2} p\ F_1$$

Stellen we nu $H - H_1$ door y voor, dan is het moment

$$Pl = \frac{p\ H_1}{2} \left(\frac{H}{a} - H_1\right) y - \frac{p}{2} F_1\ (x_o - x)$$

waarin $A\ C = x_o$ en $E\ G = x$ gesteld wordt. We kunnen nu Pl ook schrijven onder den vorm:

$$Pl = p\ H^3 \left\{ \frac{1}{2} \left(1 - \frac{y}{H}\right) \frac{y^2}{H^2} + \frac{1 - a}{2a} \left(1 - \frac{y}{H}\right) \frac{y}{H} - \frac{1}{2} \frac{F_1}{H^2} \frac{x_o - x}{H} \right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (26)$$

Het moment $P_1\ l_1$ wordt gevonden uit:

$$P_1\ l_1 = T_1\ H - \frac{1}{2} p\ H_1^2 \left(H - \frac{1}{3} H_1\right) - \frac{p}{2} F_1.\ A\ Z$$

waarin A Z de afstand voorstelt van A tot de verticaal, gaande door het zwaartepunt van de figuur E G B. Na substitutie van de waarde van T_1 uit vergelijking (23) en vervanging van H_1 door $H - y$ wordt na herleiding gevonden:

$$P_1\ l_1 = p\ H^3 \left\{ \frac{1}{6} \left(1 - \frac{y^3}{H^3}\right) + \frac{1 - a}{2a} \left(1 - \frac{y}{H}\right) - \frac{1}{2} \frac{F_1.\ A\ Z}{H^3} \right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (27)$$

Wanneer we dit willen toepassen op een der aquaducten voorgesteld in de figuren (2) tot (4) dan zijn de twee eerste termen in de uitdrukkingen (26) en (27) voor Pl en $P_1\ l_1$ gemakkelijk te bepalen. 't Is dan nog slechts de vraag hoe de laatste termen van die vergelijkingen moeten gevonden worden. Dit kan nu als volgt geschieden. Uit vergelijking (8) wordt voor den inhoud van figuur O E B C (zie fig 9) $\frac{H^2}{2a} \sin \alpha$ gevonden en dus voor $\frac{1}{2} F_1 =$ inhoud E G B: $\frac{H^2}{2a} \sin \alpha - x\ y$ zoodat:

$$\frac{1}{2} \frac{F_1}{H^2} \frac{x^o - x}{H} = \left(\frac{1}{2a} \sin \alpha - \frac{x\ y}{H^2}\right) \frac{x_o - x}{H} \text{ wordt.}$$

Deze uitdrukking kan dus voor elke waarde van y bepaald worden. Eveneens kunnen we den laatsten term in vergelijking (27), vinden. Deze stelt voor het moment van figuur E G B ten opzichte van het punt A. Verdeelen we die figuur door verticale lijnen in strookjes dan wordt de inhoud van een strookje voorgesteld door:

$$\frac{H^2}{2a} (\sin \alpha_p - \sin \alpha_q) - (H - H_1)\ (x_p - x_q)$$

Door deze inhoud te vermenigvuldigen met $\left(x_0 - \frac{x_p + x_q}{2}\right)$ verkrijgen we het moment van het strookje ten opzichte van A, zoodat door sommatie van deze producten het gezochte moment van figuur E G B ten opzichte van hetzelfde punt A wordt gevonden.

We zullen dit nu op een voorbeeld toepassen, namelijk op de aquaduct voorgesteld in figuur (4) waarvoor $H = \sqrt{F}$ is. Hiervoor is volgens vergelijking (10) $a = 1$ en dus $\frac{1 - a}{2a} = o$, zoodat in de vergelijkingen (26) en (27) de middelste termen verdwijnen, en Pl en $P_1\ l_1$ nu elk uit 2 termen bestaan. In den berekeningsstaat op bijlage I zijn in de kolommen 8 t/m 11 deze 4 termen, in kolom 7 de waarde van $\frac{1}{2} F_1$ en in de kolommen 12 en 13 de waarden van Pl en $P_1\ l_1$ opgegeven voor verschillende waarden van y (hoogte van den gedaalden waterspiegel beneden den oorspronkelijken waterspiegel, waarvoor de aquaduct is berekend). Uit de cijfers in de kolommen 12 en 13 blijkt, dat $P_1\ l_1$ steeds grooter is dan Pl, zoodat we kunnen schrijven als m en m_1 de absolute waarden der momenten voorstellen.

$$M = Pl + m = P_1\ l_1 - m_1 \quad \ldots\ldots (28)$$
$$m + m_1 = P_1\ l_1 - Pl \quad \ldots\ldots (29)$$

Verder blijkt, dat Pl en $P_1\ l_1$ gelijktijdig hun maximum 0,06073 p H^3 en 0,07116 p H^3 bereiken voor $y = 0{,}6$ H, zoodat de grootste waarde van het moment M in het op hangpunt A gelegen is tusschen genoemde waarden in, en omdat het verschil van deze niet groot is, benaderd kan voorgesteld worden door het gemiddelde daarvan, en dus kan geschreven worden:

$$\max M = 0{,}066\ p\ H^3 = 0{,}066\ p\ F \sqrt{F}$$

welk moment bereikt wordt indien F is afgenomen tot 0.30 F.

We hebben boven gezien, dat in een punt, gelegen tusschen den gedaalden waterspiegel en het diepste punt, het buigingsmoment $m = o$ is. Dit moment neemt vervolgens toe naar A en af naar het diepste punt. Het zou dus nog mogelijk kunnen zijn dat het negatieve moment m_1 grooter is dan M.

Zooals echter blijkt uit de cijfers. in de kolommen 12 en 13 is het grootste verschil tusschen Pl en $P_1\ l_1$ 0,02423 pH^3 voor $y = 0{,}3$ H zoodat volgens vergelijking (29) kan geschreven worden:

$$\max\ (m + m_1) = 0{,}02423\ pH^3$$

Hieruit volgt dus, dat max. m_1 steeds kleiner dan 0,02423 pH^3 zal zijn en dus werkelijk het grootste moment in het punt A voorkomt ter grootte van 0,066 pH^3.

In het voorgaande is steeds verondersteld, dat het ophangpunt der aquaduct is gelegen op den normaalwaterspiegel, waarvoor de vorm der aquaduct op buigspanningen o is berekend, zoodat de aquaduct overloopt, zoodra de watertoevoer boven het normale bedrag stijgt. Wordt echter een rand aan de aquaduct gemaakt ter hoogte c dan zullen de momenten Pl en $P_1 l_1$ in dit geval grooter zijn dan in den staat op bijlage I is opgegeven. Het is gemakkelijk te zien, dat dan de waarden voor Pl en $P_1 l_1$ uit dien staat beide moeten vermeerderd worden met een zelfde bedrag, dat voorgesteld wordt door:

$$\frac{1}{2} \frac{cy}{H^2} \left(1 - \frac{y}{H}\right) p\ H^3$$

Nemen we aan, dat de hoogte van den rand is $c = 0{,}2$ H, dan wordt bovengenoemde uitdrukking voor $y = 0{,}9$ H tot $y = 0{,}1$ H successivelijk: 0,009, 0,016, 0,021, 0,024, 0,025, 0,024, 0,021, 0,016, 0,009 pH^3. Vermeerderen we de waarden van Pl en $P_1 l_1$ met dit bedrag dan wordt het maximum van Pl en $P_1 l_1$ weder gelijktijdig bereikt met 0,08473 en 0,09516 pH^3, zoodat weder voor de grootste waarde van het moment M benaderd kan gesteld worden:

$$\max M = 0{,}090\ p H^3$$

voor 't geval, dat de aquaduct een rand van 0.2 H hoogte, boven den normalen waterspiegel bezit, en het water is gedaald met $y = 0{,}6$ H.

We zullen nu nagaan, hoe groot het buigingsmoment in het ophangpunt A is, indien de waterspiegel stijgt tot de bovenkant van den rand.

Zooals we boven hebben gezien, zal in dit geval de aquaduct zich zoodanig trachten te vervormen, dat de kromming in het diepste punt der aquaduct afneemt, en in het punt, gelegen op den oorspronkelijken normalen waterspiegel, toeneemt, zoodat ook in dit geval de buigmomenten in die punten van verschillend teeken zullen zijn. Stellen we nu weder door $P_1 l_1$ het moment der uitwendige krachten links van het diepste punt, en door P l het uitwendige moment tusschen het punt gelegen op den oorspronkelijken waterspiegel en het ophangpunt A, dan is in dit geval:

$$M = P l - m = P_1 l_1 + m_1.$$

De momenten P l, $P_1 l_1$, m en m_1 hebben nu het omgekeerde teeken van straks en dus ook M. Het is gemakkelijk te vinden, dat nu de momenten P l en $P_1 l_1$ voorgesteld worden door:

$$P l = -\frac{1}{6}\, p c^2 (3 H + 2 c)$$

$$P_1 l_1 = +\frac{1}{6}\, p (H + c)^2 (H - 2 c) - \frac{1}{2} F_1 . AZ$$

voor $c = 0{,}1$H is $P l = -0{,}01067\ pH^3$ en $P_1 l_1 = -0{,}02879\ pH^3$
» » $= 0{,}2$H » » $= -0{,}02267$ » » » $= -0{,}05859$ »
» » $= 0{,}3$H » » $= -0{,}05400$ » » » $= -0{,}10790$ »

De waarden van P l en $P_1 l_1$ wijken nu veel uit elkaar, zoodat het moment M in dit geval niet nauwkeurig kan bepaald worden. Het is echter kleiner dan zoo even. Daarentegen is $m + m_1$ grooter en wel voor $c = 0{,}2$H gelijk 0,036 pH^3 en voor $c = 0{,}3$H gelijk 0,054 pH^3.

Op dezelfde wijze zijn, de buigingsmomenten voor de aquaduct van fig. (2) gevonden, waarvoor $H = 0{,}707 \sqrt{F}$ is. In de vergelijkingen (26) en (27) moet dan $a = 0{,}4$ gesubstitueerd worden. In den berekeningstaat voor deze aquaduct, voorkomende op bijlage II, zijn in de kolommen 7 t/m. 13 de waarden van $^1/_2 F_1$, van de termen van genoemde vergelijkingen, en van de momenten P l en $P_1 l_1$ opgegeven, voor verschillende waarden van $y = H - H_1$. Zooals blijkt bereikt P l voor $y = 0{,}7$ H en $P_1 l_1$ voor $y = 0{,}6$ H zijn maximum.

De verschillen van P l en $P_1 l_1$ zijn in beide gevallen niet groot, zoodat het maximum van het moment M in het ophangpunt weder benaderd kan voorgesteld worden door het gemiddelde van de grootste waarden der momenten P l en $P_1 l_1$. Zoowel voor $y = 0{,}6$ H als $y = 0{,}7$ H is dit gemiddelde 0,1306 pH^3 zoodat kan geschreven worden,

$$\max M = 0{,}1306\ p H^3 = 0.046\ p F \sqrt{F}$$

Dit maximum moment wordt dus bereikt, indien de waterspiegel gedaald is over een hoogte van $y = 0.6$ H beneden den normalen waterspiegel, waarvoor de vorm van den aquaductwand op buigspanningen o is bepaald. Volgens kolom 7 bedraagt de inhoud F_1 van de natte dwarsdoorsnede dan $2 \times 0.26\ H^2 = 0{,}52\ H^2 = 0{,}26$ F.

In andere punten van den aquaductwand zal het buigmoment kleiner zijn. Daar $m + m_1 = P_1 l_1 - P l$ tot grootste waarde 0,04634 $p H^3$ heeft, zal het moment m_1 in het diepste punt van de aquaduct nooit boven dit bedrag kunnen stijgen.

Bezit de aquaduct een rand ter hoogte (in verticale richting) van c, dan moeten de waarden van Pl en $P_1 l_1$ voorkomende in de kolommen 12 en 13 met

$$\frac{1}{2}\, p c H^2 \left\{ (1 - \frac{y}{H})\,(1{,}5 + \frac{y}{H}) - F_1 \operatorname{ctg} \alpha_1 \right\}$$

vermeerderd worden. Bij de straks behandelde aquaduct werd de hoogte van den rand op $c = 0.2$ H aangenomen, waardoor, indien de vloeistofspiegel tot bovenkant rand stijgt eene inhoudsvermeerdering van F wordt verkregen tot 1,24 F. Bepalen we hier de hoogte c, zoodat de zelfde inhoudsvermeerdering kan worden verkregen, dan moet $c = 0.16$ H zijn. Voor deze waarde van c bedraagt de vermeerdering der momenten Pl en $P_1 l_1$ volgens laatstgenoemde vergelijking voor $y = 0.7$ H, 0.035 $p H^3$ en voor $y = 0.6$ H, 0.036 pH^3. Het maximum van M wordt dus bereikt voor $y = 0.6$ H en wel $\max M = (0.1306 + 0.036)\ p H^3 = 0.1666\ p H^3 = 0\ 059\ p F^{3/2}$

Vergelijken we deze uitkomsten met die, welke gevonden zijn voor de aquaduct voorgesteld in fig (4), dan verkrijgen we het volgende vergelijkende staatje:

		voor aquaduct in fig (2)	voor aquaduct in fig (4)
(zonder rand)	max M =	0.046 $p F^{3/2}$	0.066 $p F^{3/2}$
(met rand)	max ,, =	0.059 ,,	0.090 ,,
(zonder rand)	max $(m + m_1)$ =	0.016 ,,	0.024 ,,
(met rand)	,, ,, =	—	0.036 ,,

De aquaduct in fig (2) voorgesteld geeft dus kleinere buigmomenten dan die van fig (4) en voor een aquaduct, waarvoor de verhouding $\frac{H}{\sqrt{F}}$ nog kleiner is dan 0.707, zullen de buigmomenten nog geringer zijn. Iets anders is het met de trekspanning T, die optreedt indien de aquaduct gevuld is tot den normalen waterspiegel. Deze is zooals in meergenoemde verhandeling van den Ingenieur VOORDUIN is opgegeven en zooals ook uit vergelijking (11) van dit opstel kan blijken een minimum voor $H = \sqrt{F}$, dat is voor de aquaduct in fig (4). Deze laatste aquaduct heeft dus wel de kleinste trekspanningen maar daarentegen de grootste buigmomenten, en dus ook de grootste buigspanningen. En daar deze laatste zooals we straks zullen zien veel grooter zijn dan de trekspanningen T, zoo volgt hieruit dat de aquaduct van fig (4), waarvoor $H = \sqrt{F}$ is, de nadeeligste vorm is, met het oog op de spanningen.

We zullen nu nagaan, tot welke buigspanningen in den aquaductwand, boven bepaalde buigmomenten aanleiding zullen geven. Bij gebogen platen, waarvan de kromtestraal groot is ten opzichte van de plaatdikte, geldt dezelfde betrekking tusschen het buigmoment en de buigspanning als voor rechte balken. Indien dus W het zoogenaamde weerstandsmoment is van een

plaat ter dikte d en ter breedte 1, dan is $W = \frac{1}{6} d^2$ en

$$M = WS = \frac{1}{6} d^2 S$$

$$\text{of } d = \sqrt{\frac{6M}{S}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (30)$$

Ter bepaling van de dikte d kunnen we dan voor M de boven gevonden maximum buigmomenten en voor S de toe te laten spanning substitueeren.

In de verhandeling, in de aflevering 1899-1900 van dit tijdschrift, wordt aangenomen dat de toe te laten spanning S met de plaatdikte d moet veranderen volgens de betrekking:

$$d = \frac{S}{S_1 - S} + d_1$$

waarin S_1 de spanning behoorende bij de elasticiteitsgrens en d_1 een zekere minimum dikte voorstelt.

Deze vergelijking is alleen daardoor gekozen, omdat zij aan de voorwaarde voldoet, dat voor $d = d_1$ $S = o$ en voor $d = \infty$ $S = S_1$ wordt, maar voor de tusschen gelegen punten is het beloop der kromme geheel willekeurig aangenomen. Men zou even goed een geheel ander beloop voor die kromme kunnen aannemen. Bovendien geeft de formule andere waarden voor de spanning S, wanneer een andere eenheid van dikte wordt aangenomen. B.v. wordt de millimeter als eenheid aangenomen dan wordt voor $d = 1.5$ mM. $S = 800$ gevonden, terwijl in het staatje op blz. 9 daarvoor $S = 145$ wordt opgegeven voor den centimeter als eenheid. Het komt mij daarom voor dat er geen grond voor bestaat, om de spanningen bij dunnere platen te doen afnemen op de wijze als in genoemde verhandeling is opgegeven. Toch is er wel reden voor om zeer dunne platen iets dikker te nemen als uit de gewone toe te laten spanning zou volgen, omdat dunne platen veel sterker in weerstandsvermogen afnemen dan dikke platen indien een zekere dikte d_1 is afgeroest. Men kan hier in zekere mate in voorzien, door bij de dikte met behulp van de gewone toe te laten spanning gevonden, een zekere dikte d_1 op te tellen. De plaat is dan nog sterk genoeg, nadat die laag ter dikte van d_1 is weggeroest. We zullen daarom in het hieronder volgende voor de toe te laten spanning steeds dezelfde waarde aannemen en wel 1000 KG. per cM^2, hetgeen voor goed vloeiijzer en bij een rustende belasting kan worden aangenomen.

We nemen nu als eenheden aan den centimeter en kilogram. De grootheid p is, zooals we in het begin van dit opstel zagen, het gewicht per kubieke eenheid vloeistof. Bij de aangenomen eenheden is deze grootheid dus gelijk aan 0.001. Nemen we nu als voorbeeld voor de natte dwarsdoorsnede F der aquaduct bij normalen waterspiegel 1 $M^2 = 10000$ cM^2 aan dan wordt p $F^{3/2} = 1000$. Substitueeren we nu voor dit geval de zoo even gevonden waarden voor de maximum buigmomenten in de boven opgegevene vergelijking (30), dan worden voor de twee beschouwde aquaducten de volgende waarden voor de vereischte plaatdiktes gevonden:

	voor de aquaduct in fig. (2)	voor de aquaduct in fig. (4)
(zonder rand) plaatdikte in ophangpunt	0.52 cM.	0.63 cM.
(met rand) plaatdikte in ophangpunt	0.59 „	0.73 „
(in beide gevallen) plaatdikte in diepste punt	0.31 „	0.38 „

Tellen we bij deze diktes zooals gezegd is, 1 mM voor afroesting bij dan verkrijgen we, ingeval een rand aanwezig is, die het mogelijk maakt dat F tot 1,24 F kan toenemen, voor de gemiddelde plaatdikte, bij de aquaduct van fig (2) $\frac{0.59+0.31}{2} + 0.1 = 0.55$ cM en bij de aquaduct van fig (4) $\frac{0.73+0.38}{2} + 0.1 = 0.65$ cM.

Daar de breedte der platen ongeveer 3 M is, bedraagt de inhoud der plaat per strekkenden meter $300 \times 100 \times 0.55 = 16500$ cM^3 voor de aquaduct van fig (2) en $300 \times 100 \times 0.65 = 19500$ cM^3 voor de aquaduct van fig (4).

Beschouwen we een kleinere aquaduct waarvoor $F = 0.25$ M^2 is, dan wordt $F^{3/2}$ 8 maal kleiner, dan voor $F = 1$ M^2 en moeten dus de zoo straks gevonden plaatdiktes voor dit geval door $\sqrt{8} = 2.8$ gedeeld worden. Voor de aquaducten voorgesteld in de figuren (2) en (4) is dan een gemiddelde plaatdikte vereischt van respectievelijk $\frac{0.59+0.31}{5.6} + 0.1 = 0.26$ cM en $\frac{0.73+0.38}{5.6} + 0.1 = 0.30$ cM. De inhouden der platen per strekkende bedragen in dat geval
$150 \times 100 \times 0.26 = 3900$ cM^3 en $150 \times 100 \times 0.3 = 4500$ cM^3.

We moeten hierbij opmerken, dat voor het grootste buigingsmoment in het diepste punt der aquaduct is genomen het maximum van $m + m_1$ dat bereikt wordt indien geen rand aanwezig is, en dat voor de aquaduct van fig (4) overeenkomt met 2/3 gedeelte van de grootste waarde van ($m + m_1$), indien een rand aanwezig is van een hoogte van 0.2 H. Daar m niet gelijk o is, waar toch $m_1 > m$ kan zijn, is dit een middenwaarde voor max. m_1 die benaderd kan aangenomen worden.

Vergelijken we nu boven beschouwde aquaducten, bestaande uit platen, opgehangen aan draagliggers, met gewone aquaducten van rechthoekigen vorm, waarbij de draagliggers tevens als zijwanden dienst doen, en die voorgesteld zijn in de figuren (10) en (11), hebbende tot aan den normalen waterspiegel doorsneden van respectievelijk $F = 1$ M^2, gelijk aan die van de zoo even beschouwde aquaducten. De bodemplaten hebben dan een breedte van respectievelijk 1.40 M en 0.80 M waaronder verstijvingen zijn aangebracht in den vorm van enkele T—ijzers van respectielijk 17 en 12 cM^2 doorsnede. Ter bepaling van de dikte dezer bodemplaten maken we gebruik van de formule in Hütte opgegeven voor rechthoekige platen, aan de vier zijden, ter lengte van a en b, ($a > b$), ingeklemd, en belast met een druk van p K. G. per cM^2 en luidende.

$$d^2 = \frac{1}{2} \frac{a^4 b^2}{a^4 + b^4} \cdot \frac{p}{S}$$

waarin d de plaatdikte en S de toe te laten spanning is, waarvoor weder 1000 KG per cM^2. wordt aangenomen. Voor fig. (10) is $a = 120$ en $b = 100$ cM., voor fig. (11) $a = 100$ en $b = 60$ cM. Zoodat voor d 0.53 en 0.26 cM. gevonden wordt. Hierbij weder 0.1 cM. voor roest optellende, worden de dikten der bodemplaten respectievelijk 0.63 en 0.36 cM. en de doorsneden per strekkenden meter gelijk 63 en 36 cM^2. of met inbegrip van de verstijvingen 80 en 48 cM^2. Zoodat de inhouden van bodemplaat en verstijving per strekkenden meter voor de figuren (10) en (11) $140 \times 80 = 11200$ cM^3. en $80 \times 48 = 3840$ cM^3. zijn.

Zooals we straks zagen bedragen deze inhouden voor de aquaducten met hangplaten van den vorm van fig. (2) voor dezelfde doorsneden der aqnaduct respectievelijk 16500 cM^3 en 3960 cM^3. Deze laatste soort van aquaducten geven dus, indien ze zoodanig geconstrueerd worden, dat ze bij een geringe vervorming wederstand kunnen bieden aan de buigmomenten, geen materiaalbesparing in vergelijking met de gewone aquaducten van rechthoekigen vorm, en vereischen zelfs voor de grootere aquaducten van minstens 1 M^2 doorsnede, veel meer materiaal. De reden hiervan is, dat de hangplaten geheel tot den bovenkant van de draagliggers doorloopen en van deze laatste als wand geen gebruik wordt gemaakt, terwijl juist in het bovenste gedeelte der hangplaten de grootste buigmomenten voorkomen. We komen er dus als van zelf toe om de hangplaten niet aan den bovenkant maar aan den onderkant der draagliggers op te hangen, waardoor de aquaduct de vorm verkrijgt zooals in figuur (12) is voorgesteld. Van de gebogen plaat a b o c d, die voor de lijn ad als waterspiegel berekend is op buigspanningen o met $H = \sqrt{F}$ als waterdiepte in het midden en dus in doorsnede de vorm heeft van fig. (4), wordt alleen het onderste gedeelte b o c gebruikt, terwijl het overige gedeelte der aquaduct begrensd wordt door de dubbele T liggers e b en g c, die tevens als draagliggers dienst doen. Het is dus een gewone rechthoekige aquaduct, waarvan de vlakke bodemplaat b c vervangen is door de gebogen plaat b o c. We hebben dus nu na te gaan, welke grootste buigmomenten in dit deel der plaat kunnen voorkomen. Volgens het voorgaande wordt de maximum-waarde van de som der buigmomenten in het diepste punt o en in een zeker punt b bereikt, indien de waterspiegel tot dit punt b is gedaald en deze daling 0.3 H beneden den oorspronkelijken waterspiegel bedraagt, zoodat de overblijvende waterdiepte nog 0.7 H is. Deze maximum-waarde bedraagt dan 0.024 pH^3.

Is echter de waterspiegel gestegen tot 0.2 H boven den oorspronkelijken waterspiegel, dan bedraagt de som der buigmomenten in het punt a, gelegen op dien oorspronkelijken waterspiegel, en in het diepste punt o 0.036 pH^3.

Het voordeeligst is nu, dat deze beide waarden aan elkaar gelijk zijn, hetgeen het geval is indien de waterspiegel slechts kan stijgen tot 0.134 H want in dat geval is $m_1 + m$ ook gelijk 0.024 pH^3. De vorm der gebogen plaat a b m c d moet dus op buigspanningen nul berekend worden voor een waterspiegel a d, die 0.066 H ligt boven den normalen waterspiegel kl, wanneer als voorwaarde wordt gesteld, dat de bovenkant der aquaduct nog 0.2 H boven den normalen waterspiegel moet liggen.

Laten we nu H = 1 meter aannemen, en de pijl der gebogen plaat b o c gelijk 0.4 H = 0.40 M, dan is volgens de tabel op bijlage I de afstand b c = 1.05 H = 1.05 M en de inhoud der figuur b o c = 0.303 H^2 = 0.303 M^2 zoodat de geheele inhoud der aquaduct beneden den normalen waterspiegel bedraagt $0.303 + 0.534 \times 1.05 = 0.863$ M^2. Volgens het bovenstaande is nu

$$\max (m + m_1) = 0.024 \ pH^3.$$

Hoe groot max m en max m_1 afzonderlijk zijn, weten we niet en ook niet of m en m_1 gelijktijdig hun maximum bereiken of niet, maar wel dat

$$\max m_1 < \max (m + m_1).$$

We zullen nu daarom de volgende, hoewel willekeurige aanname doen dat

$$\max m_1 = 3/4 \max (m + m_1) = 0.018 \ pH^3.$$

Veel te klein kan het maximum buigmoment m_1 dan niet zijn, omdat in aanmerking moet genomen worden dat de bovengevonden waarden voor max M en max $(m + m_1)$ iets te groot zijn, daar we bij de berekening dier grootheden verondersteld hebben, dat de vervorming der aquaduct nul is. De aquaduct zal echter bij verandering van den waterspiegel een geringe vervorming ondergaan, waardoor de buigmomenten iets kleiner worden, hoewel dit niet veel zal zijn, daar de vervorming slechts een kleine fractie zal zijn van die, welke noodig zou zijn om de buigmomenten geheel tot nul te doen afnemen. Max $(m + m_1)$ zal dus in werkelijkheid iets kleiner zijn dan 0.024 pH^3 en het zal dus wel niet veel te voordeelig zijn indien we max m = 0.018 pH^3 stellen over de lengte b o c van de plaat. Volgens vergelijking (30) verkrijgen we dan voor de plaatdikte.

$$d = \sqrt{\frac{0.018 \times 6 \times 0.001 \times 10^6}{1000}} = 0.33 \text{ cM.}$$

Hierbij weder 1 mM voor roest tellende wordt de plaatdikte 0.43 cM.

De lengte der kromme b o c is 1.58 H = 1.58 M. Hierbij tellende 0.12 voor de verbinding met den ligger verkrijgt men voor den plaatinhoud per strekkenden meter:

$$170 \times 100 \times 0.43 = 7310 \ cM^3.$$

Vergelijken we deze aquaduct met gebogen onderplaat nu met een rechthoekige aquaduct met vlakke onderplaat van den vorm, zooals die in fig. (12) door stippellijnen is aangegeven. De draagliggers verkrijgen dan een hoogte van 102 cM. in plaats van 73 cM. waardoor de middenrib indien deze 0.6 cM. dik is, per M^1 $29 \times 100 \times 0.6 = 1740$ cM^3 meer inhoud zal hebben. Laten we nu echter, omdat door de verhooging van de middenrib het traagheidsmoment veel grooter is geworden, de onder en bovenplaat, die we 14.5 cM. breed en 0.6 cM. dik veronderstellen, weg, dan verkrijgen we daardoor weder een besparing van 1740 cM^3. zoodat dan in beide de draagliggers van 73 en 102 cM. hoogte evenveel materiaal vereischen. Het verschil kan dan alleen in de onderplaat zitten, die nu, bij een breedte van 1.05 M. en om den M. verstijfd door een enkele T ligger van 1.05 m lengte en 17 cM^2 doorsnede, volgens de straks vermelde formule uit Hutte, een dikte van $0.45 + 0.1 = 0.55$ cM. zal moeten hebben. Onderplaat met verstijving vereischen dan per M^1 een inhoud van $(55 + 17) \times 120 = 8640$ cM^3. De besparing door gebruikmaking van een gebogen onderplaat bedraagt dus $8640 - 7310 = 1330$ cM^3. of $\pm$ 10 KG. ijzer per M^1.

Willen we echter om de een of andere reden de onder- en bovenplaat van de draagliggers niet weglaten dan geeft de verhooging van de draagliggers met 29 cM. een vermeerdering per M^1 van $2 \times 1740 = 3480$ cM^3 of 27 KG. ijzer. De besparing door de gebogen onderplaat bedraagt dan 37 KG. per M^1 aqnaduct.

Neemt men nu echter hierbij in aanmerking, dat de platen gebogen moeten worden en dus daardoor weder meer arbeidsloon noodig is, en de waterdichte aansluiting op de landhoofden nog een bijzondere constructie zal vereischen, omdat de gebogen plaat daar geen druk mag ondervinden, dan zou daaruit de conclusie kunnen getrokken worden, dat, bij de geringe besparing aan ijzer, ook de aquaducten met gebogen onderplaten nog niet bepaald voor toepassing in de praktijk gewenscht voorkomen.

Het bovenstaande in het kort resumeerende is dus het volgende gebleken. Indien een gebogen plaat aan twee evenwijdige liggers is opgehangen en belast is met water, dan behoort bij elken inhoud F der natte dwarsdoorsnede en de waterdiepte H in het midden een bepaalde vorm van de dwarsdoorsnede der plaat, waarvoor in deze geen buigspanningen optreden. Deze vorm kan voor elke waarde van F en H met voldoende nauwkeurigheid door berekening bepaald worden. De vorm is alleen van de verhouding $\frac{H}{\sqrt{F}}$ afhankelijk en de vormen zijn voor verschillende waarden van die verhouding in de figuren 2 tot en met 6 opgegeven.

Bij verandering van F en bij het onveranderd laten van de ophangpunten der aquaduct zal, indien de buigspanningen o moeten blijven, ook de vorm der dwarsdoornede zich moeten wijzigen, zoodanig, dat H in dezelfde richting verandert als F. Uitgaande van den vorm voorgesteld in fig. (4) zal, indien F afneemt tot $F_1 = 0.16$ F, H afnemen tot $H_1 = 0.34$ H, en de vervorming zal verder zoodanig zijn, dat het middenste punt der gebogen plaat daalt over een hoogte van 0.096 H. Deze vervorming is in fig. (4) door stippellijnen aangegeven.

Neemt F daarentegen slechts af tot $F_1 = 0.76$ F, dan neemt H_1 af tot $H_1 = 0.83$ H en de vervorming zal verder zoodanig zijn, dat het middenste punt der gebogen plaat over een hoogte van 0.02 H daalt. Deze vervorming is niet in de figuur (4) aangegeven. De vervormingen hebben verder zoodanig plaats, dat bij kleiner worden van F ook de hoek, dien de plaat in het ophangpunt met de horizontaal maakt, kleiner wordt, terwijl bij het grooter worden van F het omgekeerde plaats heeft.

Indien nu de plaat zoo uiterst dun wordt aangenomen, dat deze zoo buigzaam is, dat bovengenoemde vervormingen van zelf bij verandering van den inhoud F der waterdoorsnede geheel of nagenoeg plaats hebben, dan zullen nimmer buigspanningen (of zeer kleine) in de plaat ontstaan. De buigzaamheid en de vervorming der plaat is dan echter groot. In dit geval zou de plaat evenwel niet voor aquaduct kunnen gebruikt worden, omdat het alsdan vrij wel onmogelijk zou zijn de uiteinden zoodanig waterdicht aan de landhoofden te bevestigen, dat de aquaduct zich daar vrijelijk kan vervormen, zonder eenigen tegendruk te ondervinden. Want indien de aquaduct daar aan het landhoofd zou aanraken, dan zou zij bij afname van F ingedrukt worden.

Is de plaat echter zoo dik, dat zij buigingsweerstand bezit (en dit zal altijd het geval zij ook bij dunne platen) dan zal de boven bepaalde vervorming, die bij volkomen buigzaamheid van het materiaal plaats heeft, slechts ten deele plaats hebben. In dat geval zullen echter buigspanningen in de plaat ontstaan. Hoe dikker de plaat is, hoe minder de vervorming bij verandering der natte dwarsdoorsnede F zal zijn, maar ook hoe grooter de buigspanningen zullen bedragen. We kunnen nu de dikte der plaat zoo groot aannemen, dat de optredende buigmomenten bij verandering van F slechts kleine vervormingen der aquaduct teweegbrengen. Alsdan zal het mogelijk zijn, door een bijzondere constructie (bv. door middel van werk of caoutchouc) de uiteinden der aquaduct eene waterdichte aansluiting aan de landhoofden te geven, zonder dat bij de aquaducteinden door den optredenden tegendruk eene indrukking ontstaat.

Uitgaande van eene geringe vervorming der aquaduct bij verandering van F_1 zal dus in dit geval met de grootte der buigmomenten, en de daaruit ontstane buigspanningen moeten worden rekening gehouden. Voor de bepaling der juiste waarden dezer grootheden is het echter noodig de vervorming der aquaduct te kennen.

Was het gemakkelijk deze vervorming bij volkomen buigzaamheid der plaat, zooals we straks zagen, te bepalen; bij gedeeltelijke buigzaamheid zijn we niet in staat dit te doen. We weten alleen, dat de vervorming zoodanig zal zijn, dat de nieuwe vorm gelegen zal zijn, tusschen den oorspronkelijken en den straks bepaalden vorm, bij volkomen buigzaamheid van het materiaal. Uitgaande van de aanname, dat bij den overgang van een volkomen buigzaam tot een volkomen onbuigzaam materiaal de kromtestraal in het diepste punt en in het punt, op den waterspiegel gelegen, in dezelfde richting blijft veranderen, werd afgeleid, dat de buigmomenten in die punten van verschillend teeken moeten zijn, door welke eigenschap het mogelijk was, alleen door middel der statica de buigmomenten binnen voldoende nauwe grenzen te bepalen. Zoo werd uitgaande van den aquaductvorm, voorgesteld in fig. (4), gevonden, dat het buigmoment in het ophangpunt zijn maximum bereikt, wanneer F is afgenomen tot $F_1 = 0.30$ F en wel van 0.066 $F^{3/2}$ indien het ophangpunt gelijk met den normaalwaterspiegel ligt, en van 0.090 $F^{3/2}$ indien een rand van 0,20H aanwezig is. Neemt men de toe te laten spanning op 1000 kG. per cM^2 aan en telt men 1 mM bij de dikte op voor afroesting, dan geven bovengenoemde momenten voor F = 1M^2 aanleiding tot een plaatdikte in het ophangpunt van respectievelijk 0.73 en 0.83 cM. Naar beneden kan de plaatdikte afnemen tot 0.48 cM. Dit zijn echter de plaatdiktes behoorende bij de maximum-momenten waarbij F moet afnemen tot $F_1 = 0.30$ F. Neemt deze slechts tot 0.52 F af, dan zijn de momenten kleiner en behoeven de plaatdiktes in het ophangpunt slechts 0.65 en 0,77 cM. te zijn, afnemende naar beneden tot 0.43 cM.

Indien echter uitgegaan wordt van den aquaductvorm voorgesteld in fig (2), dan zijn de momenten kleiner dan boven en kunnen de plaatdiktes iets geringer zijn. Het maximummoment in het ophangpunt wordt dan bereikt, wanneer F is afgenomen tot $F_1 = 0.25$ F, en de plaatdiktes aldaar behoeven dan slechts te zijn 0.62 en 0.69 cM. (zonder en met rand van 0.16 H) afnemende naar beneden tot 0.32 cM. Neemt daarentegen F, slechts of tot $F_1 = 0.53$ F dan behoeft de plaatdikte in het ophangpunt slechts te zijn 0.51 en 0.60 cM.

Uit het voorgaande volgt, dat de plaatdiktes kleiner kunnen zijn, naar mate van een aquaductvorm wordt gebruik gemaakt, waarbij H kleiner is. Verder volgt er echter uit, dat de plaatdiktes toch zoo groot zijn, dat het geen aanbeveling verdient van deze aquaductvormen gebruik te maken, en dat de gewone rechthoekige aquaducten voorgesteld in de figuren (10) en (11), waarbij de zij-wanden tevens als draagliggers dienst doen, nog minder materiaal vereischen.

Een andere aquaductvorm verkrijgen we, indien een gebogen plaat aan den onderkant der draagliggers wordt opgehangen, en de vorm dezer plaat zoodanig wordt bepaald, dat bij een zekeren waterspiegel in de aquaduct, geen buigspanningen in die plaat optreden (zie fig. 12). Bij een natte dwarsdoorsnede in de aquaduct bij nor-

malen waterstand van $F = 0.86\ M^2$ behoeft dan de gebogen plaat slechts een dikte van 0.43 cM. te hebben. De pijl der gebogen plaat is dan 0.40 M. en de spanning 1.05 M. Wordt deze aquaduct vergeleken met een rechthoekige aquaduct van de zelfde doorsnede, dan geeft de eerste eenige materiaal-besparing. Wegens het geringe van deze besparing komt het echter ook nog niet gewenscht voor van gebogen onderplaten gebruik te maken.

Batavia, April 1904.

F. H. VAN KOOTEN.

NASCHRIFT.

Nadat het voorgaande reeds was opgesteld, kwam mij het „Lehrbuch der Ingenieur Mechanik van A. RITTER (2de druk 1885) in handen, waarin in de §§ 137 en 138 de vorm wordt bepaald, die een ketting zonder gewicht, onder water-belasting, aanneemt." De formules, die daarvoor in dat boek worden opgegeven zijn:

$$y = y_0 \sqrt{1 - 2\,A\,(1 - \cos\alpha)} \quad \ldots\ldots \quad \text{I}$$

$$R = \frac{A\,y_0}{\sqrt{1 - 2\,A\,(1 - \cos\alpha)}} \quad \ldots\ldots \quad \text{II}$$

$$x = \Sigma\,R\,(\sin\alpha_p - \sin\alpha_q) \quad \ldots\ldots\ldots \quad \text{III}$$

welke geheel overeenkomen met de in dit opstel voorkomende formules (7) (18a) en (14). I kan uit vergelijking (7) worden afgeleid door daaruit y op te lossen en daarin $H = y_0$ en $a = \frac{1}{2\,A}$ te stellen; II kan uit vergelijking (18a) gevonden worden, door daarin de waarde van y uit I te substitueeren; terwijl III uit (14) wordt verkregen door deze, met weg-lating van den laatsten correctie- term, te sommeeren en daarin voor $\frac{H^2}{a} \times \frac{1}{y_p + y_q}$ volgens vergelijking (15a) de gemiddelde kromtestraal R_{pq} te substitueeren.

RITTER bepaalt nu den vorm der ketting door in de vergelijkingen I, II en III voor α verschillende waarden te substitueeren en daaruit y, R en x. te berekenen. Deze methode geeft echter tot meer rekenwerk aanleiding dan de door ons gevolgde, waarbij niet van α, maar van verschillende waarden van y wordt uitgegaan en daaruit de cos α, sin α en x wordt bepaald. In het genoemde leerboek wordt echter alleen de vorm der ketting bepaald en worden geen verdere toepassingen gemaakt.

Vergelijking (12), die de algemeene differentiaalvergelijking voorstelt van de in de figuren (2) tot en met (6) voorkomende kromme lijnen, en welke vergelijking, zooals reeds boven is opgemerkt, alleen met behulp van elliptische functien kan worden geintegreerd, heeft reeds vroeger bij anderen een onderwerp van behandeling uitgemaakt. Zij is namelijk tevens de differentiaalvergelijking van de elastische lijn eener doorgebogen platte veer, die in het eene uiteinde horizontaal is ingemetseld en in het andere uiteinde is belast, waarbij de doorbuiging niet meer als klein kan worden verondersteld, zooals bij de gewone tegen vervorming veel weerstand biedende balken.

Verder is zij de differentiaalvergelijking van de meetkundige plaats der brandpunten eener ellips of hyperbool, die over een rechte lijn rolt, zonder te glijden. Als zoodanig is zij behandeld door Bernoulli in de „Mémoires de l' Académie des Sciences" van 1703 en door Delaunaij in het „Journal de Liouville t. VI" (zie: „le Calcul infinitésimal par Frenet, 3me edition, Paris 1873, solutions nos 557, 603 et 657).

Van de, in de figuren (2) tot en met (6), voorkomende kromme lijnen kan nog een andere toepassing worden gemaakt, die ik mij echter voorstel in een afzonderlijk opstel te behandelen.

V. K.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
$\frac{y}{H}$	$\cos\alpha = \frac{y^2}{H^2}$	$\sin\alpha$	$\sin\alpha_p - \sin\alpha_q$	$\frac{x_p - x_q}{H}$	$\frac{x}{H}$	$\frac{1}{2}\frac{F^1}{H^2} = \frac{\sin\alpha}{2} - \frac{xy}{H^2}$	$\frac{F_1(x_o - x)}{2\,H^3}$	$\frac{1}{2}(1 - \frac{y}{H}) \times \frac{y^2}{H^2}$	$\frac{1}{6}(1 - \frac{y^3}{H^3})$	$\frac{F_1 \times AZ}{2\,H^3}$	P l	$P_1\,l_1$
1	1	0			0							
			0.14092	0.0706								
0.995	0.99002	0.14092			0.0706							
			0.05758	0.0290								
0.99	0.98010	0.19850			0.0996							
			0.08005	0.0406								
0.98	0.96040	0.27855			0.1402							
			0.06013	0.0308								
0.97	0.94090	0.33868			0.1710							
			0.04945	0.0256								
0.96	0.92160	0.38813			0.1966							
			0.04257	0.0223								
0.95	0.90250	0.43070			0.2189							
			0.08700	0.0464								
0.925	0.85562	0.51770			0.2653							
			0.06873	0.0377								
0.90	0.81000	0.48643			0.3030	0.02051	0.00608	0.04050	0.04517	0.01031	0.03442	0.03448
			0.05686	0.0320								
0.875	0.76562	0.64329			0.3350							
			0.04808	0.0279								
0.85	0.72250	0.69137			0.3629							
			0.04128	0.0246								
0.825	0.68062	0.73265			0.3875							
			0.03572	0.0220								
0.80	0.64000	0.76837			0.4095	0.05658	0.01074	0.06400	0.08134	0.02525	0.05336	0.05609
			0.03515	0.0198								
0.775	0.60062	0.79953			0.4293							
			0.02726	0.0179								
0.75	0.56250	0.82679			0.4472							
			0.02393	0.0162								
0.725	0.52562	0.85072			0.4634							
			0.02100	0.0147								
0.70	0.49000	0.87172			0.4781	0.10119	0.01226	0.07350	0.10850	0.04186	0.05924	0.06664
			0.01846	0.0134								
0.675	0.45562	0.89010			0.4915							
			0.01618	0.0122								
0.65	0.42250	0.90636			0.5037							
			0.01419	0.0111								
0.625	0.39062	0.92055			0.5148							
			0.01240	0.0101								
0.60	0.36000	0.93295			0.5249	0.15153	0.01127	0.07200	0.13067	0.05951	0.06073	0.07116
			0.02020	0.0175								
0.55	0.30250	0.95315			0.5424							
			0.01509	0.0144								
0.50	0.25000	0.96824			0.5568	0.20572	0.00874	0.06250	0.14584	0.07727	0.05376	0.06857
			0.01104	0.0116								
0.45	0.20250	0.97928			0.5684							
			0.00784	0.0092								
0.40	0.16000	0.98712			0.5776	0.26252	0.00570	0.04800	0.15601	0.09504	0.04230	0.06097
			0.00536	0.0071								
0.35	0.12250	0.99248			0.5847							
			0.00346	0.0053								
0.30	0.09000	0.99594			0.5900	0.32097	0.00298	0.02800	0.16217	0.11292	0.02502	0.04925
			0.00211	0.0038								
0.25	0.06250	0.99805			0.5938							
			0.00115	0.0025								
0.20	0.04000	0.99920			0.5963	0.38034	0.00114	0.01600	0.16554	0.13084	0.01486	0.03470
			0.00075	0.0025								
0.10	0.01000	0.99995			0.5988	0.44009	0.00022	0.00450	0.16650	0.14877	0.00428	0.01773
			0.00005	0.0005								
0	0	1			0.5993	0.50000	0	0	0.16667	0.16667	0	0

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
$\frac{y}{H}$	$\cos\alpha = 0{,}4\frac{y^2}{H^2}+0{,}6$	$\sin\alpha$	$\sin\alpha_p - \sin\alpha_q$	$\frac{x_p}{H} - \frac{x_q}{H}$	$\frac{x}{H}$	$\frac{1}{2}\frac{F_1}{H^2} = \frac{5}{4}\sin\alpha - \frac{xy}{H^2}$	$\frac{F^1(x_o - x)}{2\,H^3}$	$\frac{1}{2}(1-\frac{y}{H})\frac{y^2}{H^2} + \frac{3}{4}(1-\frac{y}{H})\frac{y}{H}$	$\frac{1}{6}(1-\frac{y^3}{H}) + \frac{3}{4}(1-\frac{y}{H})$	$\frac{F_1\,A\,Z}{2\,H^3}$	P l	$P_1\,l_1$
1	1	0			0							
			0.12591	0.1582								
0.99	0.99204	0.12591			0.1582							
			0.09025	0.1150								
0.97	0.97636	0.21616			0.2732							
			0.06041	0.0786								
0.95	0.96100	0.27657			0.3518							
			0.10583	0.1430								
0.90	0.92400	0.38240			0.4948	0.03268	0.03203	0.10800	0.12017	0.04206	0.07597	0.07811
			0.07551	0.1079								
0.85	0.88900	0.45791			0.6027							
			0.05907	0.0895								
0.80	0.85600	0.51698			0.6922	0.09246	0.07238	0.18400	0.23134	0.11204	0.11162	0.11930
			0.04816	0.0777								
0.75	0.82500	0.56514			0.7699							
			0.04015	0.0692								
0.70	0.79600	0.60529			0.8391	0.16924	0.10762	0.23100	0.33350	0.19556	0.12338	0.13794
			0.03396	0.0629								
0.65	0.76900	0.63925			0.9020							
			0.02893	0.0579								
0.60	0.74400	0.66818			0.9599	0.25928	0.13356	0.25200	0.43067	0.28776	0.11844	0.14291
			0.02476	0.0538								
0.55	0.72100	0.69294			1.0137							
			0.02122	0.0505								
0.50	0.70000	0.71416			1.0642	0.36060	0.14813	0.25000	0.52084	0.38580	0.10187	0.13504
			0.01812	0.0477								
0.45	0.68100	0.73228			1.1119							
			0.01546	0.0455								
0.40	0.66400	0.74774			1.1574	0.47172	0.14981	0.22800	0.60601	0.48791	0.07819	0.11810
			0.01304	0.0435								
0.35	0.64900	0.76078			1.2009							
			0.01090	0.0419								
0.30	0.63600	0.77168			1.2426	0.59182	0.13754	0.18550	0.68717	0.59287	0.04796	0.09430
			0.00895	0.0407								
0.25	0.62500	0.78063			1.2833							
			0.00711	0.0395								
0.20	0.61600	0.78774			1.3228	0.72012	0.10960	0.13600	0.76554	0.69982	0.02640	0.06572
			0.00543	0.0388								
0.15	0.60900	0.79317			1.3616							
			0.00382	0.0382								
0.10	0.60400	0.79699			1.3998	0.85626	0.06439	0.07200	0.84150	0.80796	0.00761	0 03354
			0.00226	0.0377								
0.05	0.60100	0.79925			1.4375							
			0.00075	0.0375								
0	0.60000	0.80000			1.4750	1.00000	0	0	0.91667	0.91667	0	0

NOTULEN.

ALGEMEENE VERGADERING OP DINSDAG 5 APRIL 1904 DES AVONDS TE $9^1/_4$ UUR, IN HET GEBOUW DER KONINKLIJKE NATUURKUNDIGE VEREENIGING TE BATAVIA.

PUNTEN VAN BEHANDELING.

1. Algemeen verslag.
2. Rekening en Verantwoording van den penningmeester en benoeming eener commissie tot het nazien hiervan.
3. Verkiezing van een president en van een bestuurslid, resp. in plaats van de heeren DE JONGH en KERLEN, die aan de beurt van aftreding, doch herkiesbaar zijn (art. 6. H. V.)
4. Voordracht van het lid VAN DIJK over „Stoomturbines."

Aanwezig: de president DE JONGH; de bestuursleden VON ESSEN, MELCHIOR, DE VOOGT, KOOPMAN EN QUANT; de gewone leden VAN DIJK, VAN HEEL, SLORS, SPANJAARD, WERTHEIM EN WOUTERS; alsmede vijf geintroduceerden.

De notulen der vorige vergadering, n. l. die van 26 Augustus 1903, worden voorgelezen en goedgekeurd. Hetzelfde geschiedt met het algemeen verslag (zie bijlage A.). Het verslag van den penningmeester alsmede diens rekening en verantwoording worden na voorlezing in handen gesteld van de leden VAN DIJK en SLORS ter verificatie. (zie bijlagen B. en C.) Bij de verkiezing van een president en een bestuurslid worden de stemmen opgenomen door de heeren VAN HEEL en WOUTERS en wordt de heer DE JONGH herkozen als president met 11 van de 12 stemmen (1 blanco) en de heer KERLEN tot bestuurslid met 12 stemmen.

Hierna wordt het woord verleend aan het lid VAN DIJK tot het houden zijner aangekondigde voordracht over „Stoomturbines" (zie bijlage D.) Te elf uur wordt een kwartier pauze gehouden. In deze pauze worden de bezoekers der vergadering in de gelegenheid gesteld eene verzameling foto's te bezichtigen van de in aanbouw zijnde lijn Padalarang—Krawang, welke op verzoek van den secretaris door het lid HESSELINK tot dit doel uit Poerwakarta waren overgezonden. Te kwart over twaalven eindigt de heer VAN DIJK zijn voordracht en wordt hem daarvoor met een zeer waardeerend woord door den president dank gezegd, waarop deze na de gewone rondvraag de vergadering sluit.

De President,
DE JONGH.

De Secretaris,
J. F. QUANT.

BIJLAGE **A.**

ALGEMEEN VERSLAG BETREFFENDE DEN TOESTAND EN DE WERKZAAMHEDEN VAN DE AFDEELING „NEDERLANDSCH-INDIË" VAN HET KONINKLIJK INSTITUUT VAN INGENIEURS VAN 1 APRIL 1903 TOT ULTIMO MAART 1904.

1. Bestuur. Wegens het vertrek naar Europa van den heer Dr. MULLER werd het bestuurslid VON ESSEN tot Vice-president gekozen. In zijn plaats en in die van den heer VAN GOOR, die eveneens naar Europa was vertrokken, werden als leden van het bestuur gekozen de heeren MELCHIOR en DE VOOGT.

2. Leden. Het aantal leden nam in geringe mate toe. Terwijl het op 1 April 1903—155 bedroeg, ongerekend 13 personen, die in den loop van het toenmalige instituutsjaar vertrokken waren of bedankt hadden, was het totale aantal op 1 April 1904—170, derhalve twee meer. Onder deze 170 leden zijn 20 buitengewone.

3. Financiën. Blijkens de balans bedroeg het kapitaal der afdeeling op ultimo Maart jl. *f* 12707.49 tegen *f* 12856.17 het vorige jaar, aanwijzende eene vermindering van *f* 148.68.

4. Vergaderingen en andere werkzaamheden. Er hadden plaats 3 algemeene vergaderingen, n.l. 28 April, 13 Mei en 26 Augustus 1903, alle te Batavia.

In de vergadering van 28 April werd besloten het rapport betreffende het programma der Wilhelmina-school, bedoeld in het vorige verslag, met de daaromtrent ingekomen stukken voorloopig te deponeeren.

In dezelfde vergadering werd medegedeeld, dat de goedkeuring van den Raad van Bestuur was verkregen op de in het vorige verslag bedoelde aanvulling van artikel 23 der huishoudelijke verordeningen.

5. Bibliotheek. Deze onderging de gewone uitbreiding door ontvangst van verschillende werken van vereenigingen en instellingen, waarmede de afdeeling in relatie staat.

Bovendien werden ontvangen:

a. Van de Algemeene Secretarie, door welwillende tusschenkomst van den Assistent-Resident-titulair HASSELMAN: het verslag der waters- en voedingsnood- commissie voor Semarang.

b. Van het lid MEYLL: een brochure, getiteld „Wat Java het eerst en het meest noodig heeft".

c. Van het lid Ligtvoet: verscheidene jaargangen van „Electrotechnische Zeitschrift" en van „La lumière électrique".

d. Van den Chef van den Topographischen dienst: Coördinaten der driehoekspunten in Banjoemas en Bagelen.

e. Van den Voorzitter der Welvaart-commissie: de ontwerpleiddraad voor het onderzoek naar de oorzaken der mindere welvaart op Java.

f. Van het lid HOMAN VAN DER HEIDE: zijn rapport over irrigatie in Siam.

g. Van den Directeur der Burgerlijke Openbare Werken: de publicatie der bescheiden betreffende de Soerabaja-haven.

6. **Tijdschrift.** De jaargang 1902—1903 verscheen in Augustus 1903. De notulen der eerste twee, tot het thans besproken verslagjaar behoorende vergaderingen zijn daarin reeds afgedrukt.

In Januari 1904 verscheen de eerste aflevering van den volgenden jaargang.

Batavia, 5 April 1904.
De President,
DE JONGH.
De Secretaris,
J. F. QUANT.

BIJLAGE **B.**

VERSLAG VAN DEN PENNINGMEESTER DER AFDEELING NEDERLANDSCH-INDIË VAN HET KONINKLIJK INSTITUUT VAN INGENIEURS OVER HET TIJDVAK, LOOPENDE VAN 1 APRIL 1903 TOT ULTIMO MAART 1904.

Uit de als bijlage C overgelegde Winst en verlies rekening blijkt, dat het kapitaal der Vereeniging verminderde met *f* 148,68, zoodat dit thans *f* 12707,49 bedraagt. De oorzaak dezer vermindering is *niet* te wijten aan een achteruitgang in het ledenaantal der Afdeeling, want, zooals uit het Verslag van den Secretaris blijkt, is dit aantal integendeel nog iets toegenomen. De oorzaken dezer vermindering zijn toe te schrijven:

1°. aan een afschrijving van *f* 250.— op de pandbrieven der Ned. Ind. Eff. bank (zie hieronder);

2°. aan het feit, dat in dit jaar, behalve het Afdeelings Tijdschrift van het *vorige* jaar, ook de eerste aflevering verscheen van het Tijdschrift over het loopende jaar; verder reeds een deel der kosten betaald zijn voor de tweede aflevering; totaal beliepen deze kosten, incl. die voor de eerste aflevering *f* 378,84.

Contributie.

Volgens opgave in het vorig verslag moest van de contributie over 1901/1902 nog *f* 50.— worden voldaan, welk bedrag in het afgeloopen boekjaar werd ontvangen.

In hetzelfde verslag is gemeld, dat voor 1902/1903 nog in te vorderen bleef *f* 915.—; door het bijkomen van een nieuw lid na 1 April 1903 en het later bleek, dat de contributie van één der leden, in 1902/1903 bijgekomen, met *f* 20.— te weinig was opgebracht, werd dit bedrag met *f* 45.— verhoogd, zoodat over 1902/1903 nog *f* 960.— aan contributie verschuldigd was. Hiervan is *f* 820.— ontvangen, zoodat *f* 140.— nog voldaan moet worden.

Over het afgeloopen boekjaar 1903/1904 is verschuldigd geweest door

145 gewone leden	à *f* 25.—	=	*f* 3625.—
19 buitengewone leden	„ „ 15.—	=	„ 285.—
6 leden mailsurplus	„ „ 5.—	=	„ 30.—
		Totaal....	*f* 3940.—

Van dit bedrag werd *f* 2925.— ontvangen en is *f* 1015.— verschuldigd gebleven. De nog niet voldane bedragen zijn op de balans gebracht.

Afschrijvingen op contributies waren in dit boekjaar niet noodig.

Deposito en effecten.

Een pandbrief van *f* 1000.— van de *Rotterdamsche Hypotheek Bank* werd uitgeloot en ter incasseering naar Holland gezonden; daardoor werd *f* 12,50 schade geleden.

Bij de belegging op de *Bataviasche Spaarbank* werd de rente over 1902 bijgeschreven.

Op de vijf pandbrieven à *f* 500.— van de *Nederlandsch Indische Effecten Bank*, die op de vorige balans *à pari* opgenomen waren, werd 10% d.i. *f* 250.— afgeschreven, waar de koersnoteering dier fondsen momenteel slechts 90% is.

In de balans is vermeld in welke fondsen de Afdeeling hare gelden belegd heeft en waarvan het totaal thans *f* 9684.04 bedraagt.

Factorij der Nederlandsche Handel Maatschappij.

Bij den aanvang van dit boekjaar bedroeg het saldo der girorekening bij het *Bijkantoor Noordwijk* der N. H. Mij. *f* 257,70. In den loop van dit jaar werd hierbij gestort *f* 3218,34 en werd over een bedrag van *f* 1955,18 gedisponeerd, zoodat het saldo dier rekening thans *f* 1520,86 bedraagt.

Renterekening.

Aan rente werd gekweekt *f* 375.93, waarvan nog ontvangen moet worden het bedrag van *f* 315.17, dat op de balans voorkomt, zijnde de rente van 1 April 1903 tot ult. Maart 1904, wat betreft de belegging op de spaarbank, de rente van 1 Mei 1903 tot ult. Maart 1904 der Rotterdamsche pandbrieven en die van 1 Juli 1903 tot ult. Maart 1904 der overige pandbrieven.

Bibliotheek en Meubilair.

Ten behoeve van bibliotheek en meubilair werd een som van *f* 61.85 uitgegeven, waarvan het grootste gedeelte besteed werd aan het in orde brengen der bibliotheek, wat zeer noodig was en waardoor deze veel in waarde is vooruitgegaan. Op grond hiervan werd dan ook op deze rekening slechts *f* 15.61 afgeschreven, zoodat bibliotheek en meubilair thans opgenomen zijn voor een waarde van *f* 150.

Vergaderingen en locaal.

De uitgaven voor deze rekening beliepen *f* 557.64, waarbij *f* 250.— gevoegd moet worden, zijnde op de balans gereserveerd voor locaalhuur over het 4e kwartaal 1903 en het 1e kwartaal 1904, waarover nog niet beschikt werd.

Frankeer- en expeditiekosten.

Hiervoor is uitgegeven *f* 802.07, ten rechte *f* 602.07, zijnde evenals het vorige jaar een som van *f* 200.— gereserveerd voor nog te betalen frankeer- en expeditie kosten over het 1e kwartaal 1904, welk bedrag later zal blijken veel te hoog te zijn aangenomen.

Diverse uitgaven.

Deze bedroegen *f* 102.13.

Afdeelingstijdschrift.

De onkosten voor het Afdeelingstijdschrift 1902/1903, hetwelk dit jaar uitkwam, bedroegen *f* 352.32, terwijl die voor de eerste aflevering van het afdeelingstijdschrift 1903/1904, mede in het afgeloopen jaar verschenen, *f* 297,84 beliepen. Voor de tweede aflevering, die in de maand Mei a. s. zal uitkomen, werd in dit jaar reeds *f* 81.— uitgegeven.

Verkoop van tijdschriften.

De verkoop van afdeelingstijdschriften bracht een bate op van *f* 31.—, waarvan nog *f* 2.50 moet worden voldaan, welk bedrag op de balans is gebracht.

Instituutskas in Nederland.

Behalve, dat een bedrag van *f* 1300.— met een zichtwissel op de N. H. Mij. aan de instituutskas is overgemaakt, werd nog de uitgeloote pandbrief der *Rotterdamsche Hypotheek Bank*, groot *f* 1000.—, in betaling gezonden.

Deze rekening sluit op het einde van dit boekjaar met een saldo ten bate der afdeeling van *f* 201.15.

Kassa.

Het kassaldo bedraagt op heden *f* 118.27.

WELTEVREDEN, 31 Maart 1904,

De Penningmeester,

J. F. H. KOOPMAN.

BIJLAGE **C.**

KONINKLIJK INSTITUUT VAN INGENIEURS

Afdeeling Nederlandsch-Indië

1 April 1903 tot 31 Maart 1904.

Winst- en Verliesrekening.

Debet.			Credit.		
Aan contributie aandeel Instituutskas Holland	*f* 1990	00	Per contributie verschuldigd op 1 Juli 1903	*f* 3737	50
» afschrijvingen op pandbrieven	» 262	50	» aandeel contributie van later bijgekomen leden	» 205	00
» idem » meubilair en bibliotheek	» 15	61	» gekweekte rente over 1903/1904	» 388	93
» frankeer- en expeditiekosten	» 602	07	» verkoop van tijdschriften	» 31	00
» diverse uitgaven	» 102	13		*f* 4362	43
» afdeelingstijdschrift	» 731	16	» nadeelig saldo, overgebracht op Kapitaalrekening	» 148	68
» vergaderingen en locaalhuur	» 807	64			
TOTAAL	*f* 4511	11	TOTAAL	*f* 4511	11

BALANS.

Aan belegging bij de Batav. Spaarbank	*f* 1409	04			
» twee $3^1/_2$ pandbrieven à *f* 1000 Rott. Hyp. Bank. à $101^1/_4$%	» 2025	00			
» vijf 4% pandbrieven à *f* 500 Ned. Ind. Hyp. Bank à pari	» 2500	00			
» vijftien 4% pandbrieven à *f* 100 Ned. Ind. Hyp. Bank à pari	» 1500	00			
» vijf 4% pandbrieven à *f* 500 Ned. Ind. Eff. Bank à 90%	» 2250	00	*f* 9684	04	
» nog te innen rente van deze beleggingen, gerekend tot ult. Maart 1904			» 315	17	
» bibliotheek en meubilair			» 150	00	
» Saldo girorekening bij de Factorij der Nederlandsche Handel Maatschappij			» 1520	86	
» Saldo Instituutskas Holland			» 201	15	
» » in kassa			» 118	27	
» nog te innen contributie 1902/3	140	00			
» » » » id. 1903/4	1015	00			
» » » » entréegelden	9	00			
» » » » abonnement op notulen	1	50			
» » » » voor verkochte tijdschriften	2	50	» 1168	00	
TOTAAL			*f* 13.157	49	

Per reserve voor nog te betalen locaalhuur over het 4e kwart 1903 en 1e kwart 1904	*f* 250	00			
» reserve voor frankeeringskosten over 1e kwart 1904	» 200	00			
» saldo Kapitaalrekening	» 12.707	49			
TOTAAL	*f* 13.157	49			

Gezien en accoord bevonden:
De Commissie van verificatie,
V. L. SLORS.
J. W. VAN DIJK.

WELTEVREDEN, 31 Maart 1904.
De Penningmeester,
J. F. H. KOOPMAN.

BIJLAGE **D.**

Stoomturbines.

VOORDRACHT GEHOUDEN IN HET KON. INST. VAN INGENIEURS, AFD. NED. INDIE OP 5 APRIL 1904.

ONTWIKKELING.

Het oudste stoomwerktuig, de aeolipyle, is beschreven door Hero van Alexandrie, die ongeveer 120 jaar voor Chr. leefde. Het was een om eene as draaibaar vat, dat als stoomvormer diende. Door de reactiewerking van tangentiaal uitstroomenden stoom verkreeg het vat eene ronddaaiende beweging. Het was dus een roteerend stoomwerktuig, eene reactieturbine. Het geringe nuttig effect en de gebrekkige constructie van dit werktuig zijn waarschijnlijk de oorzaak geweest, dat het geen toepassing heeft gevonden.

In 1629 construeerde de Italiaansche ingenieur Giovanni Branca een door stoom gedreven schoeprad, dat eene groote omwentelingssnelheid bezat en dat in zekeren zin als een voorlooper van de De Laval-turbine beschouwd kan worden. Eerst veel later in 1690 kwam Papin met eene atmospherische zuigermachine voor den dag. Daarna werkten de Savary (1698), Newcomen en Cawley (1705), Beighton, Smeaton, en James Watt (1768) aan de ontwikkeling van het stoomwerktuig. Het komt mij voor, dat juist in de vereischte groote omwentelingssnelheid van stoomturbines de oorzaak gezocht moet worden, dat deze machines eerst in de laatste $^1/_4$ eeuw tot ontwikkeling zijn gekomen. Men was vroeger, voornamelijk door gebrek aan voldoend sterk materiaal, niet in staat schoepenraderen te construeeren, die met voldoende bedrijfszekerheid, eene zoo groote omtreksnelheid konden verdragen, als noodig is, om een behoorlijk nuttig effect van den stoom te krijgen. Evenals bij waterturbines spreekt men bij stoomturbines van actie en reactieturbines en van straal- en drukturbines. Naar de stroomingsrichting van den stoom onderscheidt men axiale en radiale turbines. De turbines zijn vol of partieel beslagen, al naar gelang de stoom over den geheelen omtrek van het schoepenrad werkt of op een of meer gedeelten ervan.

Actieturbine. Eene actiestoomturbine is een werktuig, waarin de bewegingsenergie van met groote snelheid stroomenden stoom benut wordt om eene ronddraaiende beweging van een schoepenrad te verkrijgen.

Reactieturbine. Eene reactiestoomturbine is een werktuig, waarin de beweging verkregen wordt door de reactiewerking van stoom van zekere spanning op een schoepenrad uitgeoefend. In een gesloten vat, met gas gevuld, is de druk in alle richtingen gelijk, de krachten, op de wanden van het vat uitgeoefend, zijn daarbij in evenwicht. Wordt in een der wanden van het vat eene opening gemaakt, dan wordt de evenwichtstoestand verbroken. Het gas zal door die opening uitstroomen en de krachten, die tevoren werkten op het oppervlak van den wand, waar nu het gat is, vervallen en kunnen dus geen evenwicht meer maken, met daaraan tegengestelde krachten op den tegenover liggenden wand. Op laatstgenoemden wand ontstaat dus een drukoverschot, waardoor het vat geneigd zal zijn zich in de richting dier overschietende krachten, dus tegengesteld aan den uitstroomenden stoom, te bewegen,

Als voorbeeld hiervan kan de aeolipyle dienen. De reactiestoomturbines hebben zich verder niet ontwikkeld. De actiestoomturbines daarentegen zijn in verschillende vormen meer en meer vooruitgegaan en hebben in de laatste jaren zelfs eene groote vlucht genomen.

Sprekende van stoomturbines worden daarmede dus actieturbines bedoeld. De werking eener stoomturbine is als volgt:

De ketelstoom, die door zijne spanning en temperatuur eene zeker arbeidsvermogen bezit, wordt in de turbine, hetzij door straalbuizen of door leidraderen in eene bepaalde richting gevoerd, waarbij hij een grooter of kleiner deel van zijn arbeidsvermogen van plaats in arbeidsvermogen van beweging omzet en dus eene zekere snelheid verkrijgt. De in bepaalde richting uitstroomende stoom treft nu een schoepenrad, dat op eene draaibare as bevestigd is. Door den druk, dien de uitstroomende stoom op de schoepen van het looprad uitoefent, wordt daaraan eene draaiende beweging medegedeeld. Nu kan de stoom na afloop dezer werking direct naar den condensor of naar de buitenlucht stroomen, of hij kan, alvorens dit te doen, de zelfde drukwerking op een of meer stellen leid-en loopraderen herhalen.

De turbine vormt dus als het ware eene open verbinding tusschen den stoomketel en den condensor of de buitenlucht. Terwijl bij zuigermachines de cilinderruimte beurtelings met den stoomketel in gemeenschap wordt gebracht, daarna wordt afgesloten en vervolgens in verbinding wordt gesteld met den stoomafvoer, zoodat zich tusschen ketel en condensor of buitenlucht altijd eene afsluiting bevindt, is deze bij de stoomturbines niet aanwezig. Bij de laatste kan de stoom (afgescheiden van de regulateurwerking) onafgebroken van den ketel naar den condensor of de buitenlucht stroomen. Hij wordt daarbij alleen gedwongen zijn weg te nemen door de schoepenraderen en daaraan een zoo groot mogelijk deel van zijn arbeidsvermogen af te geven. Bij eene bepaalde snelheid van het schoepenrad is het nuttig effect het grootst, hetgeen door de volgende beschouwing verklaard kan worden. Bleef het looprad stilstaan onder de werking van den stoom, doordat de as krachtig geremd werd, dan zou de druk op de schoepen van dat rad een maximum bereiken, daar de snelheid echter = o is, zouden ook de arbeid en het nuttig effect = o zijn. Neemt daarentegen de snelheid van het looprad meer en meer toe, dan wordt de druk op de schoepen al kleiner en kleiner en naderde de snelheid van het looprad eindelijk tot die van den stoom, dan zou de druk = o worden. De arbeid en het nuttig effect zouden dan eveneens = o zijn. Tusschen beide grenzen in moet dus de voordeeligste snelheid van het looprad liggen; zij is ongeveer gelijk aan de halve stoomsnelheid.

De snelheid, waarmede stoom van eenige atmospheeren spanning door eene opening uitstroomt, is zeer groot.

Zij wordt op de volgende wijze berekend:

Aangezien we te doen hebben met adiabatische uitzetting is:

p_1 en p_2 zijn drukken.
T_1 en T_2 » absolute temperaturen.
v_1 en v_2 » volumina.

$$p\,v^x = \text{constant.} \qquad \frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^x$$

$$\frac{p_1\ v_1}{p_2\ v_2} = \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^x \times \frac{v_1}{v_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{x-1}.$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{p_1}{p_2} \cdot \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{-1} = \frac{p_1}{p_2} \cdot \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{-\frac{1}{x}} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{x-1}{x}}.$$

Is verder:

p_0, P_0 = druk in atm. en K. G. /M² voor de uitstrooming
p_1, P_1 = idem na de uitstrooming
t_0, T_0, v_0 = temperatuur, absolute temperatuur en specifiek volume voor de uitstrooming
t_1, T_1 = temperatuur en absolute temperatuur na de uitstrooming
w_1 = uitstroomingssnelheid
λ_1 en λ_2 = inwendige warmte per K. G. in Calorieën
A = mechanisch warmte-equivalent
φ = snelheidscoefficient, afhankelijk van de grootte der wrijving

$$x = \frac{c_p}{c_v} = \frac{0{,}48}{0{,}37} = 1{,}3 \text{ voor waterdamp}$$

c_p soortelijke warmte bij constanten druk
c_v soortelijke warmte bij constant volume,
dan wordt de omzetting van druk in snelheid uitgedrukt door de vergelijking:

$$\frac{w_1^2}{2g} = \frac{1}{A}(\lambda_0 - \lambda_1) = \int_{p_0}^{p_1} v\, dp.$$

$$\frac{A w_1^2}{2g} = c_p (t_0 - t_1)$$

$$w_1 = \varphi \sqrt{\frac{2 g c_p (t_0 - t_1)}{A}}$$

$$w_1 = \varphi \sqrt{\frac{2 g c_p T_0 \left(1 - \frac{T_1}{T_0}\right)}{A}}$$

$$w_1 = \varphi \sqrt{\left\{\frac{2 g c_p}{A} T_0 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{x-1}{x}}\right]\right\}}$$

$$\text{of } w_1 = \varphi \sqrt{\left\{2 g \frac{x}{x-1} P_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{x-1}{x}}\right]\right\}}$$

De eindtemperatnur van het uitstroomende gas bedraagt:

$$t_1 = t_0 - \frac{A w_1^2}{2 g c_p} = t_0 - \varphi^2 T_0 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{x-1}{x}}\right]$$

In plaats van met den snelheidscoefficient φ te werken kan men volgens Zeuner den exponent x van den adiabaat vervangen door een iets kleineren uitstroomingsexponent m. De formule wordt dan:

$$w_1 = \sqrt{\left\{2 g \frac{x}{x-1} P_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{m-1}{m}}\right]\right\}}$$

De betrekking tusschen φ en m is afhankelijk van de drukverhouding $\frac{p_0}{p_1}$. Voor een gegeven m is φ grooter, naarmate de drukverhouding $\frac{p_0}{p_1}$ toemeent. Bij 5 atmospheer overdruk wordt die snelheid 784 M, bij 10 atm. 908 M. Stroomt de stoom uit in eene luchtverdunde ruimte, zooals een condensor, dan worden die snelheden nog belangrijk grooter. Voor 0,08 atm. condensordruk en 5 respectievelijk 10 atm. aanvangsspanning zijn de uitstroomingssnelheden 1140 M en 1220 M. Hieruit volgt dat de omtreksnelheid der looprraderen eveneens buitengewoon groot zou moeten zijn en dat daardoor hooge eischen aan het materiaal worden gesteld. Uit deze getallen blijkt, dat bij eenigszins hoogen stoomdruk, zooals die thans in zwang is, en bij het werken met condensatie, de uitstroomingssnelheid van den stoom reeds eenige malen grooter is dan de snelheid van het geluid en zelfs die van moderne projectielen verre overtreft.

Zij de intree-snelheid van den stoom in het schoepenrad = w en de hoek, die hare richting met het vlak van dat rad maakt = α, terwijl de schoepen symmetrisch gevormd zijn, zoodat ook de uittreehoek = α is, dan wordt theoretisch het grootste nuttig effect bereikt, indien de omtreksnelheid van het looprad

$$v = \frac{w_1}{2 \cos \alpha} \text{ is.}$$

De uittreesnelheid van den stoom uit het schoepenrad is dan $w_2 = 2 v \sin \alpha$ en het nuttig effect $= \frac{w_1^2 - w_2^2}{w_1^2}$ $= 1 - \operatorname{tg}^2 \alpha$.

Hieruit volgt dat α zoo klein mogelijk moet zijn, om het nuttig effect grooter te maken, terwijl de uitdrukking

$$v = \frac{w_1}{2 \cos \alpha}$$ aanduidt, dat de omtreksnelheid voor een zekeren hoek altijd grooter moet zijn dan de halve intreesnelheid van den stoom.

Wordt hieraan niet voldaan, dan daalt het nuttig effect sterk. Tegen dergelijke omtreksnelheden van eenige honderden meters per secunde bestaan echter groote bezwaren. Vooreerst is het moeilijk een voldoend sterk schoepenrad te construeeren. Het gebruik van raderen met spaken en een velg is uitgesloten, aangezien deze constructie geen voldoenden weerstand kan bieden.

Voor een vrij draaienden ring of trommel is de materiaalspanning bij eene omtreksnelheid = v:

$s = \mu v^2$, waarin μ = specifieke massa is.

Voor vloeiijzer verkrijgt men met behulp dezer formule de volgende waarden:

v =	25	50	75	100	150	200	400	M p/sec
s = c^a	50	200	450	800	1800	3200	12800	KG/cM².

Men zou met dit materiaal en bij dezen vorm van schoepenrad dus niet boven 100 M omtreksnelheid per sec. kunnen gaan.

Hoewel tegenwoordig veel sterker materiaal dan vloeiijzer gebruikt wordt, blijft het bezwaar toch in hoofdzaak bestaan. Er wordt voor turbines nikkelstaal geleverd van 90—95 KG/mM² trekvastheid bij een rek van 12% en eene elasticiteitsgrens van 65—73KG. Volgens inzicht van de firma KRUPP kan dit materiaal bij spanning in eene zelfde richting, zooals dat bij turbines voorkomt, tot ongeveer 1/3 van de elasticiteitsgrens, dat is dus 22KG/mM² belast worden. De prijs van dit staal bedraagt voor geheel voorgedraaide turbineschijven *f* 1,60—*f* 2,10 per KG. Aangezien deze schijven echter zeer licht geconstrueerd worden, legt de hooge prijs minder gewicht in de schaal.

KRUPP levert wel nikkelstaal van veel grooter vastheid, maar aangezien de rek daarbij aanmerkelijk minder is,

zal eerst in de practijk moeten blijken of zulke harde staalsoorten voor turbinebouw geschikt zijn.

KRUPP geeft de volgende cijfers als uitkomsten van proefnemingen op hard nikkelstaal.

Trekvastheid. KG/mM².	Rek in %	Elasticiteitsgrens. KG/mM².
149	6.8	132
177	6	148
178	5.5	108
180	7	96
182	4.1	160
219	?	150

De proefstaven hadden eene vrije lengte van 100 mM. en een diameter van 12 mM.

In de tweede plaats is het balanceeren van zoo snelroteerende raderen zoo goed als onmogelijk.

Om dit in te zien, zij hier even aangestipt, dat bij eene De Laval turbineschijf van 760 mM. diam. bij 422 M. omtreksnelheid (Turbine van 300 EPK) een overwicht van 1 Gram aan den omtrek der schijf eene middelpuntvliedende kracht van 48 KG. veroorzaakt. $\frac{0.001}{9,81} \cdot \frac{422^2}{0.38} = 48.$

Voorts moet de schijf zuiver loodrecht op de as staan, daar deze anders verbogen wordt en groote slijtage in de metalen zou veroorzaken.

Wij zullen bij de beschrijving van de verschillende typen stoomturbines zien, op welk eene vernuftige wijze De Laval beide bovengenoemde bezwaren heeft overwonnen.

Deze constructeur is de eenige geweest, voor wien de groote rotatiesnelheid geen bezwaar heeft opgeleverd. Verscheidene turbinebouwers hebben op verschillende wijze getracht, het aantal omwentelingen te verminderen zonder te veel aan nuttig effect in te boeten. Tournaire ontwierp in 1853 eene compound-turbine, op welk beginsel door Parsons werd voortgebouwd, die er in slaagde turbines te bouwen, waarin de stoom van den ketel eenige malen, beurtelings door leid- en loopraderen stroomt om daarna de buitenlucht of den condensor te bereiken. Hierbij wordt het inwendig arbeidsvermogen van den stoom dus niet ineens in arbeidsvermogen van beweging omgezet, maar geschiedt dit trapsgewijze. Telkens als de stoom door een leid- en een looprad gestroomd is, en aan het laatste een deel van zijn arbeidsvermogen heeft afgestaan, neemt hij opnieuw in druk af en in snelheid toe, gaat daarna door een volgend paar leid- en loopraderen, zet zich weer uit en zoo vervolgens tot hij geheel is afgewerkt. Wij kunnen de werking van deze soort turbines vergelijken met die van eene zuigermachine met meervoudige expansie. Het aantal omwentelingen der Parsons turbines bedraagt al naar de grootte 1000—3500 per minuut, terwijl de De Laval turbines 10600—30000 omwentelingen per minuut maken.

Anderen stelden voor, de snelheid van den uitstroomenden stoom te verminderen door zijne massa te vergrooten en wel door hem te vermengen met vloeistoffen of zelfs met vaste stoffen, wat natuurlijk eene kolossale slijtage van de schoepen moet veroorzaken. Het gebruik van zwaardere dampen, dan die van water werd eveneens voorgesteld. Ook is inplaats van waterdamp het gebruik van petroleumdamp, eveneens in eene ketelinstallatie gestookt, voorgeslagen. Petroleum neemt in een kringproces tusschen bepaalde temperaturen minder warmte op dan water, aangezien petroleum eene kleinere soortelijke warmte en eene geringere verdampingswarmte heeft dan water. De uitstroomingssnelheid van petroleumdamp zal daarom ook kleiner zijn dan van stoom, daar $\frac{w_1^2}{2g} = \frac{1}{A}(\lambda_0 - \lambda_1)$. Hieruit volgt, dat ook een met een petroleumdampstraal gedreven turbinerad eene kleinere omtreksnelheid zal behoeven te hebben, om het maximum nuttig effect te bereiken.

Merkwaardig zijn zeker ook de pogingen van Nordenfeldt, en van De Laval om eene heete lucht turbine te construeeren, al mochten zij daarmede geen blijvende resultaten bereiken.

Nordenfeldt zoog atmospherische lucht op in een vat, waarin het explosieve petroleummengsel bereid werd. De ontsteking van het mengsel heeft in het vat met gesloten kleppen plaats, waarbij druk en temperatuur stijgen. Hierna wordt de toevoer naar het turbinerad geopend; het grootste gedeelte van het gasmengsel stroomt op deze wijze uit. Het thermisch nuttig effect van dit proces, dat ook door Lenoir in zijne gasmachine werd toegepast, is zeer gering. Aangezien de negatieve arbeid voor eenen compressor met krukbeweging vervalt, is het mechanisch nuttig effect grooter. Het totaal nuttig effect blijft echter onbevredigend, vooral omdat de uitstrooming met zulke groote verliezen gepaard gaat. De druk is onmiddellijk na de explosie het grootst en neemt dan af totdat eene tweede explosie volgt. De uitstroomingssnelheid is dus ook periodiek veranderlijk. De vorm van het mondstuk of de straalbuis, zooals die in den turbinebouw genoemd wordt, is van grooten invloed op het nuttig effect der machine. Voor elken druk en voor elke eindsnelheid van het expandeerende gas geeft een bepaalde vorm het grootste nuttig effect. Deze voordeeligste vorm moet dus voor elk geval bepaald worden. Is nu de druk en de uitstroomingssnelheid veranderlijk, dan zal ook het nuttig effect voor eene straalbuis van onveranderlijke doorsnede veranderlijk moeten zijn, dat wil zeggen gemiddeld kleiner dan het gunstigste.

In figuur 1. Plaat I is: I Arbeidsdiagram.
II Arbeidskromme $= \int V\, dp$.
III Snelheidskromme $= c$.
IV Kromme der doorsnede $= f$.

c is te vinden uit: $A = \frac{c^2}{2g}$ KGM per 1 KG gas, waarin A door II wordt aangegeven. Verder is $f = \frac{V}{c}$, waarbij V het gasvolume voorstelt, dat uit I te nemen is.

Voor $p_2 = p_1$ wordt $c = o$ en daar V eene eindige waarde heeft is $f = \infty$. IV heeft dus hier een asymptoot.

Bij lagere p_2 neemt f af en bereikt bij p_m een minimum $= f_m$, hierna neemt f weer toe. Aangezien c beperkt is, doordat in het gas slechts een bepaald arbeidsvermogen is opgehoopt, terwijl het expansievolume onbepaald kan toenemen bij vermindering van p_2 zal $f = \frac{V}{c}$ voor kleinere waarden van p_2 steeds grooter en eindelijk ∞ worden. De f- kromme heeft dus een tweede asymptoot voor zeer kleine waarden van p_2.

Het is duidelijk, dat het gas bij zijne strooming door de straalbuis wrijving ondervindt tegen de wanden daarvan, waardoor een drukverlies of snelheidsverlies ver-

oorzaakt wordt, dat in rekening kan worden gebracht door aan A in bovenstaande formule eene coefficient $(1 - \xi)$ toetevoegen. De straalbuis moet zoodanig gevormd zijn, dat, afgezien van dit wrijvingsverlies de totale energie van het gas tusschen de drukken p_1 en p_2 gelegen in bewegingsenergie wordt omgezet. Om dit te bereiken moet het uit de straalbuis stroomende gas aan den mond tot op den druk p_2 geexpandeerd zijn.

Door de opvolgende doorsneden van de straalbuis bepaalde grootten te geven, kan men eene willekeurige drukverdeeling over hare lengte verkrijgen.

Meende men vroeger (Lorenc), dat het inwendig verloop van de straalbuis van ondergeschikt belang was, mits de verhouding van begin en einddoorsnede $\frac{f_m}{f_2}$ maar overeenkomstig de gegeven drukken p_1 en p_2 was, recente onderzoekingen van Prof. Stodola hebben aangetoond, dat ook het verloop van de straalbuis, dus de verhouding van de opvolgende doorsneden van grooten invloed zijn op eene stootvrije uitstrooming. Is de uitstrooming niet stootvrij, dan komen bij het bovenvermelde verlies door wrijving nog belangrijke verliezen tengevolge van botsing der moleculen. Bij de beschrijving der De Laval stoomturbine zal nog nader op den vorm der straalbuizen en de daarbij voorkomende drukverschijnselen worden teruggekomen. Met bovenstaande is reeds voldoende aangetoond, dat bij de Nordenfeldtsche constructie met veranderlijken aanvangsdruk, en constanten einddruk niet alleen de vorm der straalbuizen, maar ook de uitstroomingssnelheid en daarmede de omtreksnelheid van het turbinerad telkens zouden moeten veranderen, om een constant en gunstig nuttig effect te verkrijgen. De verliezen, die voortvloeien uit de onmogelijkheid om aan deze voorwaarden te voldoen, zijn zóó gróot, dat deze machine, wat economie betreft, bij stoomturbines ten achteren staat.

De Laval nam een gesloten vat, dat door een compressor met lucht onder druk gevuld werd en waarin eene willekeurige brandstof verbrand werd.

De warme gassen werden onder druk naar een turbinerad gevoerd. Het proces speelt af tusschen de constante drukken p_1 p_2. Daar de omtreksnelheid bij heete lucht turbineraderen even groot, zoo niet grooter is, dan bij stoomturbines, zou van het materiaal, waaraan bij gewone temperatuur toch al zeer hooge eischen gesteld worden, te veel gevergd worden bij de hooge temperatuur der heete gassen. Deze worden daarom na de verbranding met water besproeid. Het is duidelijk, dat het nuttig effect hierdoor wordt verminderd, doch de arbeidsgassen worden erdoor afgekoeld tot onder 300° C. en hunne snelheid vermindert tengevolge van de massavermeerdering, zoodat geen omtreksnelheden boven 400 M per sec. noodig zijn.

Beide factoren werken dus in gunstigen zin op het behoud van het materiaal. Door de wijze van compressie der lucht te wijzigen, (adiabatisch, isothermisch, of polytropisch,) zoowel als door de grootte van den luchtcoëfficient bij de verbranding en de hoeveelheid ingespoten koelwater te veranderen, kan de temperatuur geregeld worden.

Zij:

Q_1 = aangevoerde warmte in Calorieen.
Q_2 = afgevoerde warmte in Calorieen.
L = theorische compressorarbeid in KG. M.
} per K.G. gas

A = mechanisch warmteaequivalent $= \frac{1}{428}$

η_1 = nuttig effect der turbine.
η_2 = nuttig effect van den compressor.
η = totaal nuttig effect.

dan kan voor het nuttig effect dezer turbine geschreven worden:

$$\eta = \frac{\text{Turbinearbeid} - \text{Compressorarbeid}}{\text{Arbeidsvermogen van de brandstof}} = \frac{(Q_1 - Q_2 + A\,L)\,\eta_1 - \frac{A\,L}{\eta_2}}{Q_1}$$

Het nuttig effect η kan nu berekend worden, uitgaande van eene gegeven hoeveelheid ingespoten water per K.G. arbeidsgas of van eene zekere temperatuur t_h, die men na de uitstrooming van de gassen uit de straalbuizen (dus in het turbinehuis) wil toelaten, of van eene andere vooraf aangenomen grootheid. Men verkrijgt dan een stel waarden van L, Q_1, t_h, Q_2 en η, dat bij elkaar hoort.

Het zou te ver voeren, deze berekening hier nader te volgen. Fig. 2 Plaat I geeft eene graphische voorsteling van het op deze wijze berekende thermisch nuttig effect, als functie van de temperatuur t_h in het turbinehuis, zoowel bij isothermische als bij adiabatische compressie, en ter vergelijking het stoomverbruik bij 8 atm. druk per effectieve P.K. als functie van het nuttig effect.

Uit de figuur ziet men, dat
voor $t = 300^0$C. is $\eta = 0.06$ overeenkomende met 12 K.G. stoom per E. P. K.
voor $t = 500^0$C. is $\eta = 0.103$ overeenkomende met 7 K.G. stoom per E. P. K.
voor $t = 750^0$C. is $\eta = 0.145$ overeenkomende met 5 K.G. stoom per E. P. K.
voor $t = 1000^0$C. is $\eta = 0.163$ overeenkomende met 4,5 K.G. stoom per E. P. K.

Om het thermisch nuttig effect van goede stoommachines te evenaren en te overtreffen zijn dus zeer hooge temperaturen noodig.

Zooals boven is gezegd, kunnen dergelijke temperaturen met het oog op het materiaal niet worden toegelaten.

Aangezien bovendien de aanlegkosten hooger zullen zijn dan die eener stoominstallatie met stoomturbine, terwijl er geen reden is, om aan te nemen, dat de bedrijfszekerheid grooter zou zijn, zullen de heeteluchtturbines wel geen ingang vinden.

Constructie en werking van verschillende typen van stoomturbines.

DE DE LAVAL-STOOMTURBINE.

Fig. 3. Plaat I. Het hoofdorgaan van deze stoomturbine vormt de turbineschyf, gemonteerd op eene lange, zeer dunne horizontale as, welke door lange, zuiver geslepen metalen gedragen wordt. De turbineschijf bevindt zich in een gegoten ijzeren kast, het turbinehuis geheeten, dat aan de eene zijde een der metalen van de turbineas, de kogelbus genaamd, en aan de zijde de dichtingsbus draagt, door welke laatste de turbineas het turbinehuis luchtdicht verlaat.

De stoom, uit de aanvoerleiding komende, wordt, na den afsluiter gepasseerd te zijn, door middel van eene stoomzeef van eventueele onreinheden gezuiverd, stroomt daarna door de regulateurklep en bereikt een ringvormig kanaal in het turbinehuis, waarin een aantal zich conisch verwijdende straalbuizen geplaats zijn, die toegang geven tot de turbineschijf. Deze straalbuizen maken een kleinen hoek (20^0) met het vlak van de turbineschijf. Zij worden elk afzonderlijk door eene conische pen met handrad afgesloten. In deze straalbuizen of mondstukken heeft de stoom gelegenheid zich uittezetten en een groote snelheid te verkrijgen. Zijne potentieele energie wordt daarin in kinetische energie omgezet. De turbineschijf draagt aan haren omtrek een groot aantal schoepen van bepaalden vorm. De uit de straalbuizen stroomende stoomstralen treffen op deze schoepen, en brengen daardoor de turbineschijf in snel roteerende beweging. De stoom geeft aan de schoepen het grootste deel van zijn arbeidsvermogen af, terwijl zijne stroomingsrichting zoodanig veranderd wordt, dat hij aan de andere zijde de turbineschijf verlaat en door een tweede ringvormig kanaal met afvoerbuis naar de buitenlucht of den condensor stroomt. De druk, waarmede de stoom uit de straalbuizen stroomt, is slechts weinig hooger dan die van den afgewerkten stoom. Er is dus geen kans, dat de stoomstralen zich zullen expandeeren en spreiden, voordat zij de schoepen bereiken en daarom kan de afstand van de turbineschijf tot de wanden van het turbinehuis vrij groot genomen worden, zonder gevaar voor arbeidsverlies. Het door de dichtingsbus stekende einde van de turbineas wordt nog door twee metalen, de middelbus, en de eindbus gedragen, waartusschen zij een stalen tandrad, rondsel of drijver genaamd, draagt, dat de draaiende beweging op een grooter tandrad, kamwissel geheeten, overbrengt.

De as van dezen kamwissel, waarop tevens de riemschijf bevestigd is, wordt door twee metalen, de wisselwielbussen, gedragen;

Rondsel en kamwissel zijn in een gegoten ijzeren kast, de wisselkast genaamd, opgesloten, die als drager van de middel-, eind- en wisselwielbussen dient.

Op de wisselwielas aan het naar de turbine toegekeerde einde is de regulateur bevestigd, die door zijne centrifugaalkracht een hefboomstelsel beweegt, dat de regulateurklep meer of minder afsluit. Boven 20 E.P.K. worden deze turbines op verlangen en boven 50 E.P.K. worden zij uitsluitend gebouwd met twee wisselwielen, aan elke zijde van het rondsel een, zoodat deze machines dan ook twee riemschijven bezitten, die zoo ten opzichte van elkaar geplaatst zijn, dat de respectieve riemen of snaren vrij van elkaar loopen.

Tot en met 15 E. P. K. steken de riemschijven vrij over, boven 20 P. K. bevindt zich buiten de riemschijf nog een metaal en van af 50 P. K. hebben de riemschijven afzonderlijke assen, elk met twee metalen, die door middel van koppelingen met de wisselwielassen zijn verbonden.

De geheele turbine is met de draagstoelen voor de wisselwiel- en riemschijfmetalen door middel van stelpennen en bouten op eene gegoten ijzeren fundatieplaat bevestigd, die door dookbouten op de fundeering wordt vastgehouden. Alleen bij de turbines van 300 E. P. K. worden de draagstoelen der riemschijven op eene afzonderlijke fundatieplaat gemonteerd.

Deze turbines worden vervaardigd in standaardmodellen van 3 — 300 E.P.K. volgens onderstaande tabel:

MACHINE TYPE.	EFF. P. K.	GEWICHT IN K. G.	HOOFDAFMETINGEN IN METERS.			RIEMSCHIJF VAN DEN MOTOR.		
			Lengte.	Breedte.	Hoogte.	Midd. in m. M.	Br. in m. M.	Omw. per min.
A T	3	100	0,76	0,37	0,47	160	80	3000
B T	5	175	0,80	0,39	0,62	160	80	3000
β T	7	175	0,85	0,39	0,53	160	110	3000
C T	10	325	0,95	0,52	0,79	200	100	2400
D T	15	330	0,99	0,53	0,79	200	115	2400
E T	20	570	1,20	0,65	0,88	240	130	2000
F T	30	660	1,34	0,65	0,87	240	155	2000
H H T	50	1890	2,09	0,94	1,23	350*	180*	1500
J J T	75	2630	2,53	1,04	1,32	390*	225*	1250
K K T	100	3900	2,87	1,29	1,45	460*	250*	1050
L L T	150	4959	3,37	1,32	1,43	**	**	1050
M M T	225	6000	4,03	1,53	1,51	**	**	1000
N N T	300	10400	4,52	2,00	1,53	**	**	750

* 2 stuks riemschijven.
** 2 stuks snaarschijven.

Aan de constructie van de turbineschijf wordt groote zorg besteed. Bij de oudere machines werden de ruimten tusschen de schoepen uit een volle stalen schijf uitgefreesd. Om de schoepenkrans werd daarna een stalen ring gekrompen.

Tegenwoordig heeft men deze constructie verlaten en worden de schoepen afzonderlijk vervaardigd en vervolgens in de schijf van terzijde ingedreven,

Fig. 4 en 5. Plaat I. Zij bezitten daartoe aan de eene zijde eene cilindrische verdikking, die in de schijf vasthoudt en aan het andere uiteinde een platten staart, waarmede zij aan den omtrek tegen elkaar aansluiten. Deze constructie is veel eenvoudiger en maakt het mogelijk, om defecte schoepen door andere te vervangen, zonder dat men genoodzaakt is de geheele turbineschijf te vernieuwen, terwijl de mogelijkheid vervalt, dat de omgekrompen ring rekt en los raakt, tengevolge van de centrifugaalkracht.

Het aantal omwentelingen, dat deze schijven maken is zeer groot, voor de 3 en 5 P. K. turbines bedraagt het 30000 per minuut, voor die van 10 en 15 P. K. 24000, 20 en 30 P. K. 20000, van 100 P. K. 13000, van 300 P. K. 10600.

Hoewel de diameter der turbineschijven betrekkelijk klein is, voor 3 en 5 P. K. 10 cM, voor 100 P. K. 50 cM (bij machines zonder condensatie 40 cM), voor 300 P. K. 76 cM, zoo wordt de omtreksnelheid toch buitengewoon groot en wel respectievelijk 157 M, 340 M en 422 M per sec. Reeds boven zagen wij, dat in een vrij draaienden ring bij deze snelheden spanningen van 20 tot 142 K. G. per m M^2 aan den omtrek ontstaan. Aangezien

het materiaal niet tegen eene dergelijke belasting bestand is, moest De Laval eene andere oplossing vinden. Hij construeerde eene turbineschijf van gelijken weerstand, dat is eene schijf waarin de radiale en tangentiale spanningen overal gelijk zijn. Er is dus niet meer materiaal aan den omtrek geplaatst dan noodig is. De schijf bezit een sterke naaf en wordt naar den omtrek dunner; daar waar de schoepen bevestigd zijn is zij weder wat verbreed.

De juiste vorm kan door berekening worden gevonden. [1])

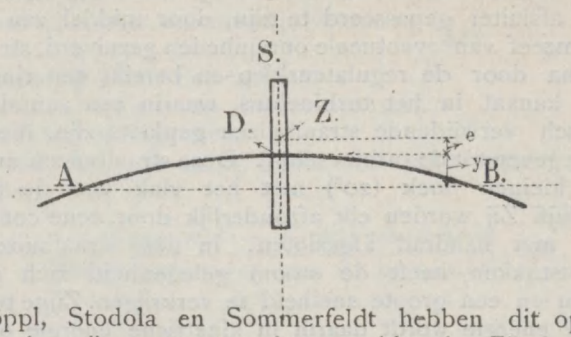
De dunne indraaiing binnen den schoepenkrans heeft ten doel de schijf daar ter plaatse het zwakste te doen zijn, zoodat bij eene eventueele breuk nooit de schijf zelf uit elkaar zal vliegen, maar hoogstens kleine stukken van den omtrek kunnen losraken, waardoor het gevaar van het vernielen der turbine vermeden wordt. De schijven worden zoo sterk gemaakt, dat zij het dubbel aantal omwentelingen kunnen verdragen. De inwendige weerstand van de machine neemt daarbij echter zoo sterk toe, tengevolge van de wrijving van het turbinerad met de lucht in het turbinehuis, dat het geheele vermogen der machine daardoor opgenomen wordt. Bij condenseerende machines bestaat bovendien eene inrichting, het vacuum-lektoestel, waardoor lucht in het turbinehuis gelaten wordt, zoodra de snelheid een zeker bedrag overschrijdt, waarbij de luchtweerstand dan zulke afmetingen aanneemt, dat de machine niet kan doorgaan. Dit toestel kan natuurlijk alleen in werking treden, wanneer de regulateur defect zou raken. De schijven worden vervaardigd van best kroezenstaal, de losse schoepen van Bessemerstaal voor turbines van 3 — 75 P. K. Fig. 4. Voor die van 100 — 300 P. K., Fig. 5 [2]), waarbij de omtreksnelheden zooveel grooter worden, vervaardigt De Laval de schijven van nikkelstaal en vermijdt daarbij de doorboring voor het doorsteken van de as. Zooals door Grübler is aangetoond (voor schijven van gelijke dikte) verdubbelt de materiaalspanning van eene schijf, indien zij doorboord wordt, al is het gat nog zoo klein. Men mag aannemen, dat dit eveneens opgaat voor schijven van gelijken weerstad. De Laval construeert de schijven van af de hartlijn naar den omtrek dunner uitloopend en laat aan weerszijden twee ronde kragen staan, waaraan de uit twee deelen bestaande as bevestigd wordt.

Waren op deze wijze de bezwaren wat materiaalsterkte van de schijf aangaat uit den weg geruimd, de vraag bleef nog bestaan, op welke wijze eene as van voldoende sterkte kon worden verkregen om de schijf te dragen. Hoe zorgvuldig de turbineschijven ook vervaardigd worden, het is duidelijk, dat ze niet absoluut zuiver gebalanceerd kunnen worden, zelfs niet door herhaald beproeven en telkens weder bijwerken. Het zwaartepunt van de schijf zal dus in het algemeen niet in de hartlijn van de as vallen. Ook is het mogelijk, dat het vlak van de schijf niet zuiver loodrecht op de as staat. Om deze fouten onschadelijk te maken, plaatst De Laval de turbineschijf op eene lange, dunne, zeer buigzame as, zooals aan het hier vertoonde model te zien is. Eene dergelijke as heeft de eigenschap, dat zij de schijf onder zekere voorwaarden centreert.

[1]) Stodola: Die Dampfturbinen und die Aussichten der Wärmekraftmaschinen.

[2]) Om deze fig. op Pl. I. te krijgen is de turbineschijf *horizontaal* voorgesteld; in werkelijkheid staat deze altijd *verticaal*.

Fig. 6.



Föppl, Stodola en Sommerfeldt hebben dit op de volgende wijze aangetoond en verklaard. Zij, in Fig. 6, S eene symmetrische schijf, waarvan het zwaartepunt Z op eenen afstand e ligt van het middelpunt, terwijl zij centrisch op de buigzame as A B is bevestigd. Door hare eigen zwaarte, zoowel als door het gewicht van de schijf zal de as doorbuigen. Deze doorbuiging kunnen wij buiten beschouwing laten.

Krijgt de schijf nu eene roteerende beweging, dan zal de as, tengevolge van de centrifugaalkracht, die op de schijf werkt, verder doorbuigen. Stelt men deze doorbuiging = y, de massa van de schijf = m en de kracht, waarmede de elastische as zich tegen doorbuiging verzet = P = α y, waarbij α eene constante is, afhankelijk van de dikte van de as, den afstand der metalen en de elasticiteit van het materiaal, dan is bij eene hoeksnelheid = ω:

$$m\,(y + e)\,\omega^2 = \alpha\, y$$

en de doorbuiging van de as:

$$y = \frac{m\,\omega^2\, e}{\alpha - m\,\omega^2}$$

Bij toenemende snelheid, neemt ook y toe en voor

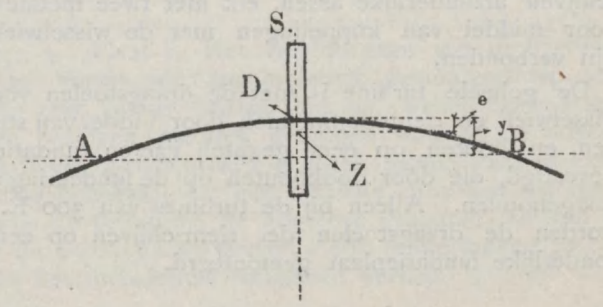
$$\alpha - m\,\omega^2 = 0 \text{ of } \omega = \sqrt{\frac{\alpha}{m}} = \omega_k \text{ wordt } y = \infty.$$

Dit beduidt, dat voordat deze snelheid ω_k, die kritische hoeksnelheid genoemd wordt, wordt bereikt, de as zou breken of de schijf tegen het turbinehuis aan zou loopen. Bezit men echter een middel om dit te beletten, hetzij door geleiding van de schijf of anderszins, zoodat de snelheid nog boven ω_k vergroot kan worden, dan heeft de ervaring doen zien en ook de theorie aangetoond, dat de as een standvastigen evenwichtstoestand gaat innemen, waarbij het zwaartepunt Z en het doorboringspunt D van de schijf onderling van stand verwisselen, zoodat Z zich naar de lijn A B toekeert, Fig. 7. Nu wordt:

$$m\,(y - e)\,\omega^2 = \alpha\, y.$$

$$\text{en } y = \frac{m\,\omega^2\, e}{-\alpha + m\,\omega^2} = \frac{e}{1 - \frac{\alpha}{m\,\omega^2}}.$$

Fig. 7.



Bij toenemende hoeksnelheid ω neemt y nu af en voor ω oneindig groot, wordt $y = e$. Het zwaartepunt Z komt dan in de lijn A B te liggen. Voert men in deze uitdrukking de kritische snelheid ω_k in, dan is:

$$y = \frac{e}{1 - \frac{\omega_k^2}{\omega^2}}$$

en de centrifugaalkracht, die door de metalen wordt opgenomen:

$$P = \alpha\, y = \frac{m\, e\, w^2}{\frac{\omega^2}{\omega_k^2} - 1} = \frac{me}{\frac{1}{\omega_k^2} - \frac{1}{\omega^2}} = \frac{m\, e\, \omega^2\, \omega_k^2}{\omega^2 - \omega_k^2}$$

Behalve door m en e klein te doen zijn, dus door de turbineschijf licht te maken en haar zuiver te balanceeren, kan men nu door geschikte keuze van ω en ω_k de waarde van P doen verminderen. ω_k moet dus zoo klein mogelijk zijn. De Laval heeft door zijn lange, dunne, buigzame as bereikt, dat ω_k slechts 1/6 tot 1/8 van ω is. Men zegt nu, dat de turbineschijf, die bij geringe snelheid een weinig trilt, na het overschrijden der kritische snelheid „zich instelt".

Het instellen der as kan op de volgende wijze verklaard worden. De buigzame as bezit eene bepaalde eigenslingering. Wanneer nu bij steeds toenemende rotatiesnelheid, de periode van de centrifugaalkracht, dat is de tijd, voor eene omwenteling, samenvalt met den slingertijd van de as, dan treedt er tusschen beide slingeringen resonantie op en is de kritische snelheid bereikt. Het hangt nu slechts van de elastische weerstandskrachten van de as af, of deze zal breken. Wordt de snelheid nog meer vergroot, dan zullen beide slingeringen niet geheel meer kunnen samenvallen, maar toch zal de centrifugaalkracht nog impulsies aan de eigenslingering van de as geven. Eerst wanneer de snelheid zeer groot wordt, zal het materiaal van de as niet voldoende elastisch blijken, om de impulsies van de centrifugaalkracht te kunnen volgen, de as is dan te traag en de turbineschijf stelt zich centrisch in.

Stelt men de massa van de schijf = m, waarbij men de kleine massa van de as verwaarloost, wat geen bezwaar oplevert, en geeft men den elastischen weerstand van de as weder de constante waarde α, dan verkrijgt men voor den slingertijd van de schijf:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{m}{\alpha}}.$$

en voor den duur van eene omwenteling:

$$\frac{2\pi}{\omega}$$

Volgens bovenstaande redeneering wordt de kritische snelheid bereikt, indien

$$2\pi \sqrt{\frac{m}{\alpha}} = \frac{2\pi}{\omega}$$

$$\omega_k = \sqrt{\frac{\alpha}{m}}$$, dat is dezelfde waarde, die wij tevoren door berekening vonden.

Het kritisch aantal omwentelingen n_k per minuut is:

$$n_k = \frac{60}{2\pi}\, \omega_k = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{\alpha}{m}}$$

Nu is de door proefnemingen bepaalde kritische snelheid iets grooter dan die, welke uit berekening gevonden wordt. Dit vindt zijne oorzaak in de omstandigheden, dat het gedeelte van de as in de naaf niet kan doorbuigen, dat de metalen geen volledige buiging toelaten, maar eenigszins inklemmend werken en dat de elastische weerstand α slechts voor kleine doorbuigingen constant is. Door de noodige correcties hiervoor aantebrengen verkrijgt men volkomen overeenstemming tusschen de theoretisch berekende en de practisch gevonden waarden voor de kritische snelheid. In verband met bovenstaande, moet nu nog worden nagegaan, op welk eene eenvoudige en vernuftige wijze De Laval er in slaagde zijne turbineschijf de kritische snelheid te doen overschrijden, om hare instelling mogelijk te maken, zonder dat breken van de as, aanloopen van de schijf tegen de wanden van het turbinehuis, warmloopen der metalen of bovenmatig trillen daarvan het gevolg zijn. Hij bereikt dit door de schijf niet in het midden van de as te plaatsen, Fig. 8. Bij het doorbuigen van de as wordt de aldus geplaatste schijf uit haar vlak van wenteling gedraaid, zoodat dit vlak voortdurend van stand moet veranderen. Hiertegen verzet de snelroteerende schijf zich tengevolge van de gyrositeit; zij tracht hetzelfde vlak van draaiing te behouden en belet daardoor het uitbuigen der turbineas, Fig. 9.

De eigenschap van het volharden in hetzelfde draaiingsvlak vindt ook toepassing bij de gyroscoop, bij tachometers, bij richtingaangevers voor het sturen van onderzeesche booten, enz.

Fig. 8.

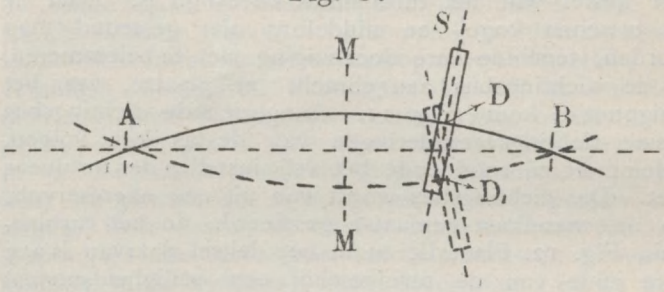


Fig. 9.

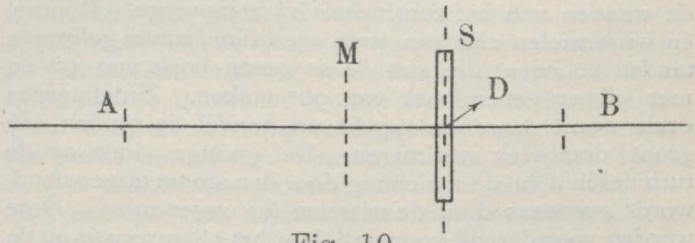


Fig. 10.

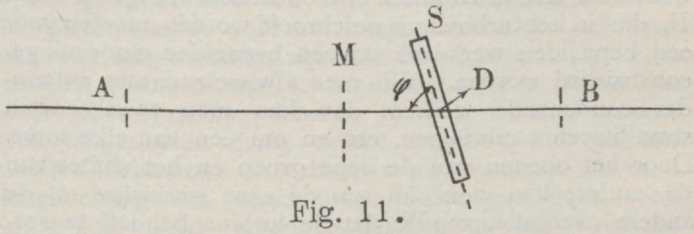
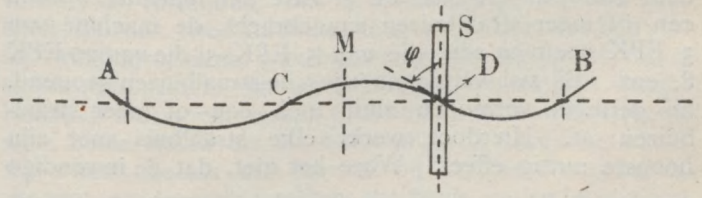


Fig. 11.



Staat de turbineschijf niet zuiver loodrecht op de as, zooals in Fig. 10. is aangegeven, dan zullen de as en de schijf na het instellen den stand aannemen door Fig 11. voorgesteld, waarbij in C een buigpunt ontstaat. Boven is reeds gezegd, dat de as gedragen wordt door de kogelbus, de middelbus en de eindbus, Fig. 3, Plaat 1. De kogelbus is een bolvormig metaal, dat zeer bewegelijk is, tengevolge van zijne eigenaardige constructie. Een kogelvormig, bronzen metaal met twee cilindrische einden rust bewegelijk tegen eene bolvormige schaal, in het gestel van het turbinehuis uitgedraaid. Het wordt daartegen aangedrukt door eenen lossen eveneens bolvormig uitgedraaiden ring, die tegen eene spiraalveer rust, welke laatste door eene moer gespannen wordt. De bus is gevoerd met alfametaal en zuiver geslepen; zij is voorzien van ringsmering en van eene oliepot.

De middel,-eind-en wisselwielbussen zijn lange, vaste, bronzen metalen, eveneens gevoerd en van ringsmering voorzien, zij bestaan uit twee helften, teneinde hen te kunnen verwisselen, zonder de machine te demonteeren, alleen de eindbus is uit één stuk vervaardigd. Tusschen turbineschijf en middelbus bevindt zich de dichtingsbus, die stoomdicht afsluit. Zij bestaat uit een cilindrisch, gevoerd metaal met bolvormige verdikkingen. Eene spiraalveer, door eene moer gespannen, drukt een lossen bolvormig uitgedraaiden ring tegen een der verdikkingen, terwijl de andere verdikking tegen een eveneens bolvormig uitgedraaiden grondring rust, welke grondring in het gestel van het turbinehuis bevestigd is. Daar de as tusschen kogel- en middelbus niet gesteund mag worden, teneinde hare doorbuiging niet te belemmeren, is de dichtingsbus aangebracht ter plaatse, waar het buigpunt C komt, Fig. 11. Aangezien de dichtingsbus kleine richtingsveranderingen van de as kan volgen, belemmert zij zoodoende het vrije instellen der turbineas niet. De dichtingsbus wordt van uit een oliereservoir, op de wisselkast geplaatst, gesmeerd. In het turbinehuis, Fig. 12, Plaat II, en in het deksel daarvan is aan elke zijde van de turbineschijf een veiligheidsmetaal aangebracht, deze metalen, die de naaf met speling omvatten, beletten het aanstooten van de turbineschijf tegen de wanden van het turbinehuis bij de montage. Rondsel en wisselwielen zijn van twee rijen fijne, zuiver gefreesde tanden voorzien, die met de as eenen hoek van 45° en met elkaar eenen hoek van 90° maken. Zijdelingsche druk wordt daardoor opgeheven, terwijl de tanden een groot draagvlak verkrijgen. De geringe druk op de turbineschijf in de asrichting door den stoom uitgeoefend, wordt eveneens door de wisselwielen opgenomen. Deze worden voortdurend gesmeerd door het oliereservoir op de wisselkast. De straalbuizen of mondstukken, Fig. 13, Plaat II, die in het turbinehuis geschroefd worden, moeten voor een bepaalden werkdruk en een bepaalden einddruk geconstrueerd worden. Wil men afwisselend met en zonder condensatie werken, dan kan men twee soorten straalbuizen aanbrengen, om en om een van elke soort. Door het openen van de eene groep en het sluiten van de andere kan men dan van de eene werkwijze tot de andere overgaan, zonder dat de turbine behoeft te worden gestopt. Al naar de grootte der machine worden een of meer straalbuizen aangebracht, de machine van 3 EPK heeft er een, die van 5 EPK 3, die van 20 EPK 8, enz. Bij vol vermogen zijn alle straalbuizen geopend, bij geringer vermogen sluit men een of meer straalbuizen af. Hierdoor werkt elke straalbuis met zijn hoogste nuttig effect. Ware het niet, dat de inwendige weerstand van de machine constant is, dan zou het stoomverbruik evenredig verminderen met de belasting, nu neemt, tengevolge van den gelijkblijvenden leeglooparbeid, het stoomverbruik per EPK. een weinig toe bij minder dan vol vermogen. De automatische snelheidsregeling geschiedt door den regulateur, die den stoom smoort.

Het is duidelijk, dat de straalbuizen voor dezen verminderden aanvangsdruk niet meer den meest gunstigen vorm bezitten, waardoor het nuttig effect van den uitstroomenden stoom verminderd wordt. Om dit bezwaar te vermijden, construeert men tegenwoordig automatisch sluitende straalbuizen, Fig. 14, Plaat II, waarbij de conische spil *a* van den afsluiter door eene spiraalveer wordt gesloten gehouden. Aan die spil bevindt zich een verdikt zuigervormig gedeelte *b*, van groeven voorzien, dat stoomdicht afsluit. Tegen den zuiger drukt eene spiraalveer *c* die door een cilindrisch huis met deksel is omgeven, en die wordt gespannen door eene schroef, welke door het deksel gaat. Bovendien kan door middel van eene stang met een handwiel *d* de straalbuis *s* worden gesloten. Is de stang door het handwiel teruggedraaid en wordt stoom toegelaten in het ringvormig toevoerkanaal van het turbinehuis, waarin zich de straalbuizen bevinden, dan drukt de stoom op den zuiger van de spil, overwint de spanning van de veer en opent de straalbuis, zoodat de stoom ongehinderd kan toestroomen. Wordt de stoom nu tengevolge van te snellen gang der machine, door den regulateur gesmoord, dan daalt de spanning in het turbinehuis en vermindert de druk op den zuiger van de spil, tengevolge waarvan de veerdruk de straalbuis afsluit. De veer wordt zoo gesteld, dat zij bij 1 atm. drukvermindering de straalbuis reeds afsluit. Hierdoor wordt het niet economisch gebruik van gesmoorden stoom vermeden. De regulateur, die wegens het groot aantal omwentelingen van de wisselwielas bijzonder kleine afmetingen bezit, bestaat uit eene huls met pen, welke laatste door eenen hamerslag in een centrisch gat in deze as wordt bevestigd. In de huls bevinden zich twee op meskanten draaibare half-cilindervormige segmenten, aangedrukt door eene spiraalveer, welke door eene moer in de huls wordt gespannen. Door de centrifugaalwerking draaien de segmenten om de meskanten naar buiten, drukken de veer in en drijven eene pen, die op het onderdrukstuk van de veer bevestigd is, naar buiten. Deze pen drukt tegen den regulateurhefboom en sluit de smoorklep, die als zuiversluitende evenwichtsklep met dubbele zitting is uitgevoerd. De kracht, die noodig is om den hefboom te bewegen, is zeer gering, de snelheidsregeling is dan ook voortreffelijk. Bij vele machines bedraagt de snelheidsvermeerdering bij geleidelijke geheele ontlasting niet meer dan 1%, bij plotselinge ontlasting niet meer dan 3%, eene regelmatigheid, die bij cilindermachines lang niet is te bereiken.

Het spreekt vanzelf, dat men, wanneer deze turbines bestemd zijn, om langzaamloopende assen te drijven, eene tusschentransmissie moet gebruiken. Voor het drijven van snelloopende machines als dynamo's, centrifugaalpompen en ventilatoren is de snelle gang juist een voordeel; de turbines worden dan in den regel direct met deze werktuigen gekoppeld en op eene fundatieplaat bevestigd. (uitgezonderd bij het 300 EPK. type). Aangezien de De Laval-fabriek zeer goede dynamo's volgens het Oerlikon-type bouwt met hoog rendement van 88 tot 94% en ook zeer mooie centrifugaalpompen con-

strueeert, die uiterst kleine afmetingen bezitten en een nuttig effect hebben van 60 tot 75%, hebben hare turbinedynamo's en turbinepompen eene zeer groote verbreiding gevonden. Voor de turbines met twee wisselwielassen worden zoogenaamde duplexdynamo's en duplexpompen gebouwd. De duplexdynamo's, Fig. 3, Plaat I, hebben twee ankers en een gemeenschappelijk magneetgestel, dat een mooien magnetischen kringloop vormt met weinig verspreiding van krachtlijnen. De ankers kunnen in serie of parallel geschakeld worden, naar gelang hooge spanning, of groote stroomsterkte verlangd wordt.

Bij serieschakeling zijn deze duplexdynamo's bijzonder geschikt voor drieleidernetten. De duplexpompen kunnen eveneens in serie, Fig. 17 Plaat II, of parallel Fig. 16, Plaat II, geschakeld worden. In het eerste geval verkrijgt men grooter opvoerhoogte, in het laatste grooter hoeveelheid water. De pompen worden vervaardigd in standaardmodellen van 150 — 180000 L per minuut bij opvoerhoogten van 2 — 150 M.

Oorspronkelijk gebouwd in de fabriek van den uitvinder, Dr. Carl Gustav Patrik De Laval te Stockholm, werden de patenten voor verschillende landen door andere fabrieken gekocht. In Frankrijk wordt zij vervaardigd door Maison Bréguet te Parijs, voor de Société De Laval, in Duitschland door de Maschinenbau-Anstalt „Humboldt," Kalk bij Keulen, in Engeland door The English De Laval Steam Turbine Co. Ld, te Leeds (Greenwood and Batley) en in Amerika door de De Laval Steam Turbine Co. te New-York.

DE PARSONS-STOOMTURBINE.

Charles Algernon Parsons te Newcastle bouwde in 1884 zijne eerste stoomturbine, die in bedrijf kwam. Het was eene machine van 10 PK. die 18000 omwentelingen per minuut maakte, zij bevindt zich thans in het South Kensington Museum. Sedert legde hij zich toe op het verminderen van het aantal omwentelingen dezer machines, zonder aan het nuttig effect afbreuk te doen. Al ras werden turbines met 7000 omwentelingen gemaakt daarna bouwde hij zes turbinedynamo's van 160 E.P.K. voor de verlichting van Cambridge, welke 4800 omwentelingen per minuut maakten. De machines van den torpedovernieler Turbinia, in 1894 gebouwd, maakten 2200 omwentelingen, die van de Viper in 1900 maakten er 1050. Tegenwoordig maken de Parsonsturbines 3500 — 750 omwentelingen naar gelang van doel en grootte.

Bij de Parsonsturbine doorloopt de stoom een groot aantal leid-en loopradschoepenkransen alvorens de buitenlucht of den condensor te bereiken. De leidschoepen zijn aan het turbinehuis bevestigd, de loopradschoepen op een of meer trommels, welke vast met de as verbonden zijn en daaraan eene draaiende beweging mededeelen.

Parsons construeerde twee soorten turbines, het „parallel flow type" en het „radial flow type." Bij de eerste soort bevinden de leid- en loopradschoepenkransen zich in evenwijdige vlakken, loodrecht op de as staande, de stoom stroomt dus evenwijdig aan de as, bij de laatste zijn de leid-en loopradschoepen volgens concentrische cilindervlakken aangebracht, zoodat de stoom hen in radiale richting door stroomt, waarbij dan nog onderscheid gemaakt wordt tusschen het „inward flow type", waarbij de stoom van den omtrek naar de as stroomt, en het „outward flow type," waarbij hij de omgekeerde richting volgt.

Het outward flow type heeft toepassing gevonden bij verscheidene wisselstroomturbinedynamo's, o. a. te Newcastle en te Cambridge. Het inward flow type is feitelijk nooit tot uitvoering gekomen, omdat het met een groot gebrek behebt is. De stoom zet zich, naarmate hij meerdere schoepenkransen doorstroomd heeft, meer en meer uit en neemt dus een grooter volume in; aangezien het niet economisch is zijne snelheid in de opvolgende kransen te vergrooten, daar de drukwerking op de schoepen dan met minder nuttig effect zou geschieden, moet de doortocht grooter worden. Bij het inward flow type wordt die doortocht, uit den aard der zaak juist kleiner.

Het radial flow type is tegenwoordig geheel door het parallel flow type verdrongen. Fig. 18 Plaat III geeft hiervan eene afbeelding.

Op een stalen trommel, die op de as bevestigd is, bevinden zich een groot aantal schoepenkransen. Teneinde de gewenschte draaiende beweging te verkrijgen, moet aan den stoom bij de intrede in die schoepen de gewenschte richting worden gegeven. Daartoe is aan den binnenkant van den gegoten ijzeren cilinder, welke de trommel omgeeft, een tweede stel schoepen aangebracht, dat tot geleiding van den stoom dient. Deze schoepenkransen bevinden zich tusschen die van het looprad in, slechts eenen afstand van 3 tot 4 mM vrij latende.

De stoom, die bij A in den cilinder komt, verkrijgt, de eerste krans leidschoepen doorstroomende, eene bepaalde richting, expandeert een weinig, treedt in de eerste loopradschoepen, en oefent daarop eene actiewerking uit, verandert daarin van richting en doet bij het verlaten dier schoepen daarop eene reactiewerking ontstaan, die de te voren plaats gevonden actiewerking versterkt. In de tweede krans leidschoepen gekomen, krijgt hij weer de gewenschte richting, expandeert opnieuw een weinig, treft daarna de tweede schoepenkrans van het looprad, en zoo vervolgens, tot de stoom alle schoepenkransen in de asrichting heeft doorstroomd en de buitenlucht of den condensor bij B bereikt.

Op zijnen weg heeft de stoom zich geleidelijk uitgezet en telkens een gedeelte van zijn arbeidsvermogen aan de schoepen van de trommel afgestaan. Overeenkomstig de volumevermeerdering van den expandeerenden stoom moet ook de doortocht grooter worden, hetgeen bereikt wordt door de schoepen te verdeelen over drie trommels, van welke die bij den stoominlaat den kleinsten en die bij den uitlaat den grootsten diameter heeft. Hier bestaat analogie met tripleexpansie cilindermachines. Ook op andere wijze, namelijk door het dichten van de openingen tusschen een deel der leidschoepen aan de hoogdrukzijde, of door het langer maken der schoepen aan den laagdrukkant, alsmede door het in verschillende standen plaatsen der schoepen, zou eene geleidelijke doortochtvergrooting kunnen worden bereikt. Behalve den tangentialen druk, oefent de stoom ook nog een axialen druk op de schoepen uit, waardoor de as in langsrichting zou verschuiven, indien zij niet door een kraagblok werd tegengehouden. Om het wrijvingsverlies te vermijden, dat daarvan het gevolg zou zijn, heeft Parsons twee middelen toegepast. Eerstens bouwde hij tweelingturbines, waarbij twee gelijke turbines symmetrisch tenopzichte van het midden der as zijn aangebracht. De stoom treedt tusschen de twee in en stroomt naar beide zijden om de buitenlucht te bereiken, of wel hij treedt, zooals dit meestal bij machines voorkwam, die met condensatie werkten, aan beide einden in, stroomt

naar het midden en wordt van daar naar den condensor afgevoerd. De axiale componenten van den stoomdruk heffen elkaar daarbij op. Het tweede middel, dat tegenwoordig bijna uitsluitend wordt toegepast, is het gebruik van ontlastingszuigers. Tegenover de drie afdeelingen van de loopradtrommel bevinden zich aan de linkerzijde der turbine drie zuigers k_1, k_2, en k_3, van denzelfden diameter als de trommelafdeelingen en met deze respectievelijk door kanalen i_1, en i_2, verbonden. Ook de ruimte C links van k_3 is met den uitlaat B in verbinding gesteld door de pyp i_3. Ook hier wordt de axiale druk op het looprad door den stoomdruk op de ontlastingszuigers opgeheven. Daar de as wellicht ten gevolge van andere oorzaken zou kunnen verschuiven, wat niet mag worden toegelaten, met oog op de geringe speling tusschen de schoepenkransen van het looprad en de leidschoepen van den cilinder, is aan het linkereinde der as een kraagblok S aangebracht, dat in de asrichting door middel van schroefbouten kan worden versteld.

De schoepen zijn vervaardigd uit een speciaal soort smeedbrons, zij bieden eene 20-tot 40-voudige zekerheid tegen de op hen werkende krachten en worden met zwaluwstaarten in gleuven van de stalen trommel bevestigd. De ruimte tusschen de opvolgende schoepenkransen bedraagt, zooals reeds vermeld is, 3 tot 4 mM. De ervaring heeft geleerd, dat het stoomverbruik niet merkbaar verandert, indien van deze maat een weinig wordt afgeweken. De ruimte tusschen schoepen en cilinderwand is aan de hoogdrukzijde slechts zoo groot, dat zij niet raken, meer naar de laagdrukzijde mag de speling 2 tot 3 mM bedragen. Bij de De Lavalturbine, die als straalturbine moet worden beschouwd, deed de grootte der open ruimte om het turbinerad er niets toe, hier waar wij te doen hebben met eene drukturbine is het duidelijk, dat het ontsnappen van den stoom naar de afgewerkte stoomruimte, zonder dat hij de loopradschoepen doorstroomt, zooveel mogelijk moet worden vermeden. Daar de druk aan weerszijden van de ontlastingszuigers verschillend is, moet de doortocht tusschen k_1, k_2 en k_3 en den cilinderwand stoomdicht afgesloten worden. Dit wordt bereikt door de zoogenaamde „labyrinthdichting", die bestaat uit een aantal in elkaar grijpende, regelmatig op elkaar volgende ringvormige verhoogingen en verlagingen in den cilinderwand en in de ontlastingszuigers. De speelruimte is zeer gering, doch aanraking heeft nergens plaats. De doorlekkende stoom moet alle golvingen volgen, en daarbij telkens van richting veranderen. Door de wrijving der stoommoleculen tegen den omtrek van het draaiende gedeelte en door de werking der centrifugaalkracht wordt als het ware een gordijn van stoom gevormd in de ringvornige groeven van den cilinder, hetwelk zulk een grooten weerstand biedt tegen het doorstroomen van stoom, dat de dichting volkomen is.

Voor de bussen D D, waardoor de as den cilinder verlaat, is dezelfde dichting toegepast. De draagmetalen van de as L_1 en L_2 liggen geheel buiten den cilinder. Zoodoende is elke metallische aanraking in de stoomruimte vermeden, waardoor smering vervalt, terwijl de afgewerkte stoom, die naar den condensor gaat, geen olie kan bevatten. Aangezien bij deze turbines meestal oppervlakcondensors worden toegepast, kan de gecondenseerde stoom zonder eenige zuivering direct voor ketelvoeding worden gebruikt, waarbij tevens afkoeling van het voedingwater door filtreeren wordt vermeden. Bij machines, die zonder condensatie werken, heeft de afgewerkte stoom in B en C niet veel meer druk dan de buitenlucht, zoodat met eene geringe dichting van de bussen D volstaan kan worden; bij condenseerende machines daarentegen, heeft men in B en C den vacuumdruk, zoodat de buitenlucht zal trachten door D D naar binnen te dringen en het vacuum te verstoren. Teneinde ook in dit geval eene volkomen dichting te verkrijgen, wordt in de labyrinthdichtingen D D eene kleine hoeveelheid stoom gevoerd, afkomstig van de regulateurbeweging, die nader besproken zal worden. Hierdoor wordt weder het bovengenoemde stoomgordijn gevormd, dat eene volledige afsluiting verzekert. De zeer kleine hoeveelheid stoom, die uit de bussen in de vacuumruimte geraakt, wordt direct met den afgewerkten stoom afgevoerd en gecondenseerd. De metalen L_1 en L_2 zijn lamellenmetalen, bestaande uit een aantal in elkaar geschoven bussen. Zoowel tusschen de as en de binnenste bus, als tusschen de bussen onderling, wordt olie geperst onder eenen druk van ca $1^1/_2$ atmospheer, welke druk ongeveer met den asdruk overeenkomt, zoodat de as feitelijk door olie wordt gedragen, en de slijtage der metalen uiterst gering is. Daar de olielagen tusschen de in elkaar geschoven bussen een weinig beweging toelaten, kan de as zich bovendien gemakkelijk centreeren. De olie wordt door eene oliepomp, welke wordt bewogen door middel van tandraderen en een wormwiel, op het verlengde van de as geplaatst, van een reservoir naar de metalen geperst en vloeit van daar weer naar het reservoir terug.

De stoomtoevoer wordt naar de belasting van de machine geregeld door het herhaald openen en sluiten van eene cilindrische evenwichtsklep V. Bij grootere belasting en meer stoomverbruik blijft deze klep bij elke op- en neer gaande beweging langer geopend en korter gesloten, dan bij mindere belasting en geringer stoomverbruik. De stoom stroomt derhalve niet onafgebroken van E naar A, maar stootsgewijze bij kleine hoeveelheden. Het aantal ladingen bedraagt naar de grootte van de turbine 150 tot 250 per minuut. De duur van elke lading wordt op de volgende wijze door den regulateur geregeld. De klep V wordt geopend en gesloten door eenen kleinen zuiger K, die zich in een kleinen cilinder op en neer kan bewegen. Boven op den zuiger K drukt eene spiraalveer, die bij stilstand van de turbine klep V gesloten houdt. Wordt in E stoom toegelaten, dan stroomt door het kleine kanaal e stoom in den kleinen cilinder onder K. Zoodra deze stoom voldoende spanning heeft verkregen, wordt K gelicht en daardoor V geopend. De uitlaat van dezen stoom heeft plaats door het kanaal c, dat naar eene schuifkast leidt, waarin zich eene cilindrische schuif T op en neer beweegt. T wordt door middel van een wormwiel, tandraderen en hefboomen R, R_3 door de turbineas gedreven. De stoom onder K kan alleen ontwijken en V worden gesloten, indien T het kanaal c open laat, dus gedurende het bovenste gedeelte van den slag van T. De stoomtoevoer wordt derhalve geregeld door het vroeger of later openen en sluiten van kanaal c door schuif T. Hoe eerder c wordt geopend en hoe later gesloten, des te korter duren de op elkaar volgende ladingen en des te minder stoom wordt in de turbine toegelaten. Het vroeger of later openen en sluiten van schuif T wordt verkregen door T zijnen heen- en weergang in een hooger of lager gedeelte van de schuifkast te doen uitvoeren, met andere woorden het midden van den slag van T wordt hooger of lager ingesteld.

Dit geschiedt door den tuimelhefboom QR_2, waaraan T bevestigd is, door middel van stang s en tuimelhef-

boom W door den regulateur te doen verzetten. De regulateur wordt bewogen door dezelfde as, waarvan de beweging van de oliepomp is afgeleid. Neemt de snelheid van de turbine toe, dan slaan de ballen van den regulateur uit, zij draaien den tuimelaar W linksom, R_4, de stang s en R_2 worden naar rechts getrokken, de tuimelhefboom Q draait rechtsom en brengt de schuif T in eenen hoogeren gemiddelden stand, waardoor c eerder opent en later sluit, de zuiger K kan langduriger dalen onder de werking van de spiraalveer, de klep V sluit langer af en geeft minder stoom. Bij vermeerdering van belasting heeft de omgekeerde beweging van het hefboomstelsel W R s R_2 Q plaats. Daar het op en neer bewegen van de schuif T door de turbineas geschiedt en de regulateur slechts den stand van den hefboom Q heeft te wijzigen, verricht hij slechts weinig arbeid en is daardoor zeer gevoelig. De regeling van den stoomtoevoer kan hier worden vergeleken met het veranderen van de vulling bij cilindermachines. Van groot belang is het, dat de regeling niet door smoren van den stoom geschiedt, daar drukvermindering hier, in verband met de bestaande schoepvormen, groote verliezen zou veroorzaken tengevolge van het verminderen van het nuttig effect.

De stoom, die uit het kanaal e wegstroomt, wordt, zooals reeds vermeld is, naar de dichtingsbussen D D gevoerd.

De constructie dezer turbine is zeer eenvoudig, het aantal bewegende deelen is gering. De regeling van den stoomtoevoer geschiedt door één klep en één kleine schuif, terwijl bijv. bij groote cilindermachines, volgens het tripleexpansiesysteem met 2 lagedrukcilinders, zooals er veel worden gebouwd, 8 inlaat- en 8 uitlaat, in het geheel dus 16 kleppen met de noodige bewegingsmechanismen worden aangetroffen. In de stoomruimte komen geen wrijvende deelen voor, zoodat het gebruik van cilinderolie of graphiet en van verpakkingsmateriaal geheel vervalt en de hoogste oververhitting van stoom kan worden toegepast. De regulateur werkt zeer vlug, daar de stoom de turbine zeer snel doorstroomt en de ladingen elkaar in tijdruimten van $^1/_3$ tot $^1/_4$ sec. opvolgen; bij cilindermachines daarentegen moet de stoom, die reeds in de machine is toegelaten, eerst de opvolgende cilinders passeeren, en daar arbeid verrichten, wat bij groote machines met meervoudige expansie enkele secunden duurt, terwijl in hare traagheids- en heen en weer gaande massa's nog een groot arbeidsvermogen is opgehoopt, welke massa's bij turbines, of heel klein zijn, of niet voorkomen. De turbines gehoorzamen daarom veel sneller aan hunne regulateurs.

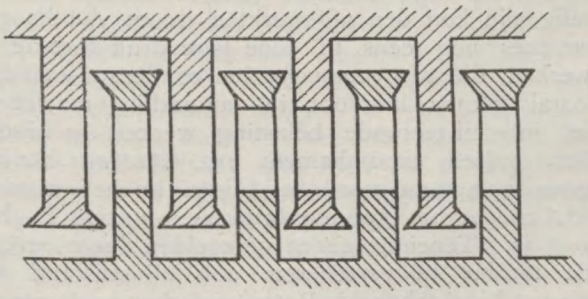
In de practijk is gebleken, dat van onregelmatigheid in den gang van deze turbines geen sprake zijn kan. Fig. 19 plaat III stelt een snelheidsdiagram voor, opgenomen 9 Juli 1902 tijdens de overnameproeven van eene turbine van 400 P.K. in de electrische centrale te te Linz-Urfahr, Oostenrijk. Uit dit diagram blijkt, dat het aantal omwentelingen bij leegloop en bij volle belasting slechts 2% verschilt, terwijl bij plotselinge belasting of ontlasting het aantal omwentelingen maar $1^1/_2$% van het normale afwijkt, waarbij de turbine in $3^1/_2$ secunde haar normalen gang heeft hersteld. Behalve door C. A. PARSONS te New-Castle, die reeds een 125 tal turbines van 50 — 3500 P.K. met een gezamenlijk vermogen van c^a 53000 P.K. heeft gebouwd, worden deze turbines volgens bovenstaande beschrijving vervaardigd door de firma BROWN, BOVERI & Cie te Baden, die in 1903 te Mannheim eene speciale turbinefabriek heeft gebouwd, om aan de talrijke aanvragen op het continent te kunnen voldoen. Deze fabriek, die zich door de goede constructies van haren Ingenieur BROWN, vroeger bij Oerlikon werkzaam, op electrotechnisch gebied reeds een goeden naam wist te verwerven, heeft met den bouw van turbines volgens het systeen BROWN-BOVERI-PARSONS groot succes. In Mei 1903 had zij reeds 70000 P.K. uitgevoerd en in opdracht gekregen en sedert zijn nog zooveel bestellingen binnengekomen, dat zij niet aan alle kan voldoen, niettegenstaande de groote uitbreiding harer fabriek.

In Engeland bouwen verschillende andere fabrikanten PARSONS-turbines met kleine wijzigingen.

Westinghouse, Trafford Park, bouwt PARSONS-turbinedynamo's, maar plaatst den regulateur tusschen turbine en generator. Deze fabriek moet thans 85000 P.K. voor de Vereenigde Staten in opdracht hebben, verder o.a. 3 turboalternatoren van 3500 K.W. voor den Metropolitan Railway te Londen en 8 agregaten van 5500 K.W. voor den London-Underground. Deze laatste machines moeten 50% overbelasting kunnen verdragen en hebben dus een effectief vermogen van 8—12000 P.K. elk; het gegarandeerd stoomverbruik bedraagt per K.W.U. bij 11.5 atm. aanvangsdruk en condensatie 9,1 K. G. verzadigden stoom of 7,7 K. G. stoom, die 65°C. oververhit is. Bij halve belasting mag het respectievelijk 11,25 en 9,6 K.G. niet overschrijden. In den regel blijft het werkelijk stoomverbruik bij turbines ver beneden de garantiecijfers.

WILLANS & ROBINSON, Rugby, bouwt eveneens het Parsons type maar met eenigszins gewijzigden schoepvorm, Fig 20. Bij Parsons is het nuttig effect afhankelijk van den afstand van leid-en loopradschoepen en van dien van de laatste tot den cilinderwand. Deze afstanden moeten zoo klein mogelijk zijn. WILLANS neemt bovengenoemde speelruimten groot en verbreedt de schoepen aan het einde zoodat zij alleen daar dicht aansluiten. Bij aanloopen bestaat dan geen gevaar voor verwoesting der turbine, maar heeft alleen eene momenteele slijting plaats. Verder is de constructie van regulateur, kussenblokken en mantels eenigszins gewijzigd. WILLANS & ROBINSON garandeeren bij hoogen druk en oververhitting een stoomverbruik van 7,7 tot 8,15 K. G. per K. W. U. voor eenheden van 1000 K. W.

Fig. 20.



De Brush Cy, Loughborough, construeert Parsons-turbines met eene eenigszins gewijzigde smeerinrichting, de dynamo's hebben een stilstaand anker en draaiende magneten.

In Duitschland legt de Deutsche Parsons-Marine A. G. zich toe op het invoeren van deze machines voor de voortstuwing van schepen.

In Amerika moet de Westinghouse Co reeds 175000 P. K. gedeeltelijk reeds gebouwd, gedeeltelijk nog in opdracht hebben.

DE RATEAU-STOOMTURBINE.

De Rateau-turbine ontleent haren naam aan Professor A. Rateau te Parijs. Het is eene axiale drukturbine, die veel overeenkomst heeft met de Parsonsturbine.

Zij bestaat uit een horizontaal cilindrisch huis, waarin de loopraderen door schotten van elkaar zijn gescheiden. De loopraderen, die op eene gemeenschappelijke as zijn gespied, bestaan uit stalen schijven, wier binnen- en buitenranden zijn omgebogen, Fig. 21 Plaat III. De binnenranden zijn aan de naven geklonken, terwijl de uit brons of staalplaat gebogen schoepen op dezelfde manier aan de buitenranden der radschijven zijn verbonden. De loopraderen zijn evenals bij Parsons in den regel in drie groepen van verschillenden diameter verdeeld. De leidschoepen zijn in de schotwanden aangebracht. Teneinde bij eene groote omtreksnelheid niet in te korte schoepen te vervallen, heeft Rateau de hoogdruk leidraderen slechts over regelmatig langs den omtrek verdeelde segmenten van schoepen voorzien, zoodat de hoogdruk loopraderen slechts gedeeltelijk door stoom beslagen worden, de middeldruk loopraderen worden over een grooter deel en de laagdruk loopraderen over bijna den geheelen omtrek beslagen.

Oorspronkelijk waren de draagmetalen van de as in de beide deksels van den cilinder bevestigd; zij werden gesmeerd door afgekoelde olie, welke onder druk werd ingepompt. Bij de nieuwere constructies liggen beide metalen buiten den cilinder. De as gaat daarbij door dichtingsbussen, voorzien van eene ringvormige groef, die met water gevuld wordt, teneinde eene stoomdichte afsluiting te verkrijgen. Daar aan beide zijden van de loopraderen ongeveer dezelfde druk heerscht, is de axiale componente van den stoomdruk gering. Een regulateur met veer smoort den stoom door middel van eene evenwichtsklep met dubbele zitting. Rateau geeft voor het theoretisch stoomverbruik de volgende empirische formule:

$$K = 0.85 + \frac{6.95 - 0.92 \log P.}{\log P - \log p.}$$

waarin K het stoomverbruik in K. G per P. K. uur is en P en p de aanvangs- en uitlaatdrukken zijn in K. G. per cM^2. Het is van groot belang, dat het vacuum zoo groot mogelijk zij, hetgeen ook uit de formule te zien is. Rateau kwam daarom op het denkbeeld, dat het voordeelig zijn kon den afgewerkten stoom van hoogedrukmachines nog eens in eene lage druk turbine te laten werken, die van eenen goeden condensor voorzien is. Vooral komen hiervoor in aanmerking machines, die met intermitteerende belasting werken als hijschmachines, walsen, stoomhamers, enz, waarvoor bovendien geen compound-stoomwerktuigen kunnen worden gebruikt, zoodat het stoomverbruik per nuttige P. K. zeer hoog is. Teneinde eenen geregelden stoomtoevoer naar de turbine te verzekeren, ook bij stilstand der primaire machine, schakelde Rateau tusschen beide eenen warmteaccumulator in, bestaande uit eenen cilinder met groote massa's gegoten yzer, die den overtolligen stoom condenseert en daarbij eene groote hoeveelheid warmte opneemt. Wordt nu de hoogedrukmachine gestopt, dan verdampt het condensaat in den accumulator weder door de warmte, die daarin aanwezig is, en de stoomtoevoer naar de turbine blijft ononderbroken. Dit beginsel heeft toepassing gevonden in de Bruay-mijn te Pas-de Calais, waar eene laagdruk turbine-dijnamo van 300 P. K. gevoed wordt door den afgewerkten stoom eener hijschmachine. Deze turbine, gebouwd door SAUTTER, HARLÉ & Co., te Parijs, werd beproefd door SAUVAGE en PICOU.

Zij verbruikt per electrische P. K. en bij een condensordruk van 0,196 K. G./cM^2. 18 K. G. stoom van atmospherischen druk. Daar het theoretisch stoomverbruik voor dit geval 9,8 K. G. bedraagt, was het nuttig effect ca 0,55. Zelfs bij 0,381 K. G./cM^2 absoluten aanvangsdruk en 0,088 K. G./cM^2 condensordruk bedroeg het stoomverbruik slechts 23,26 K. G. per El. P. K. (theoretisch 11,8 K. G. $\eta = 0{,}506$). Rateau hoopt bij een beter vacuum het stoomverbruik tot 13 K. G. te verminderen. Merkwaardig is echter reeds het resultaat, dat de lagedrukturbine per K. G. stoom ongeveer 3 maal zooveel nuttigen arbeid verrichtte als de hijschmachine.

Voor de Penarroya mijnen in Spanje bouwde SAUTTER, HARLÉ & Co., 3 Rateauturbinegeneratoren van 450 K. W., die 2250 omwentelingen per minuut maken. Het stoomverbruik bedraagt bij 11 K. G./cM^2 abs. stoomdruk en 0,128 K. G./cM^2 condensordruk bij vol vermogen 9 K. G. per K. W. U., exclusief den condensorarbeid.

Met inbegrip daarvan zal het stoomverbruik dus bijna 10 K. G. per K. W. U. bedragen.

De firma Oerlikon in Zwitserland, die eveneens het Rateau-type bouwt, verkreeg met eene turbinedynamo van 1000 K. W. bij ca 1500 omwentelingen per minuut een stoomverbruik van 9,97 K. G. per K. W. U. (theoretisch 6,05 K. G., $\eta = 0{,}607$) met een aanvangsdruk van 8,19 en een vacuum van 0,171 K. G./cM^2 abs. Met een beter vacuum hoopt deze firma op 8,4 K. G. per K. W. U. te komen. Het stoomverbruik per K. W. neemt zeer weinig toe bij verminderde belasting. Zoo bedraagt het bij 425 K. W. of ca 2/5 van het vermogen 11,3 K. G. per K. W. U. Deze eigenschap vindt waarschijnlijk eene verklaring in de omstandigheid, dat bij kleinere belasting de stoom in de turbine minder druk heeft en dat daardoor de ventilatieweerstand van de loopraderen geringer is. Het stoomverbruik der Rateauturbine is, zooals uit bovenstaande cijfers blijkt, tot dusver nog hooger dan dat der Parsons-turbines, maar zal wellicht spoedig daaraan gelijk worden.

DE CURTIS-STOOMTURBINE.

De Curtis-Stoomturbine is genoemd naar CHARLES G. CURTIS, die in 1895 eene proefturbine construeerde, welke zoo aan zijne verwachtingen voldeed, dat daarop in de fabriek der GENERAL ELECTRIC Co. te Schenectady eene turbinegenerator met horizontale as van 600 K. W. werd gebouwd en in bedrijf genomen. Deze machine werd gedurende 2 jaren in geregelden dienst aan verschillende proeven onderworpen; zij toonde zulke goede eigenschappen te bezitten, zoowel wat mechanische als wat economische betreft, dat genoemde maatschappij zich op den bouw van dit turbinetype toelegde, voor het drijven van electrische generatoren.

Het streven van Curtis was, eene turbine te construeeren, eenvoudig van constructie en goedkoop van aanschaffing, die bij een beperkt aantal omwentelingen eene goede utilisatie van den stoom bezit. Hij ging over tot een verticaal type. Natuurlijk moesten vele

details worden gewijzigd bij den ombouw van het horizontale in het verticale type. De fabriek is echter zeer geheimzinnig met hare constructies, zoodat duidelijke teekeningen van deze turbine, voor zoover mij bekend, nog niet zijn gepubliceerd. Hoewel deze weinige mededeelzaamheid zeker niet in het belang der technische wetenschap is, vindt zij toch eene verontschuldiging in de omstandigheid, dat de fabriek zich nog gedeeltelijk op het terrein van proefnemingen bevindt, dat wil zeggen, dat nog voortdurend veranderingen worden aangebracht. Nu is het duidelijk, dat men hierbij soms tegenvallers ondervindt en dat onkundigen, maar vooral concurrenten daarin vaak eene welkome aanleiding vinden, om het systeem te veroordeelen en in een slecht daglicht te stellen, waardoor de verdere ontwikkeling niet weinig wordt geschaad.

In het voorjaar van 1903 werd een tipje van den sluier opgelicht door de voordracht van den heer EMMET in de American Philosophical Society te Philadelphia, hoewel hierin meer de theorie dezer turbine in verband met de systemen van DE LAVAL en PARSONS werd behandeld, dan dat op de constructie werd ingegaan. De Curtis-turbine berust op eene samenvoeging der denkbeelden van DE LAVAL en PARSONS. Evenals DE LAVAL laat Curtis den stoom in straalbuizen eene zekere snelheid verkrijgen, doch daarna laat hij hem op een aantal schoepenkransen werken, die beurtelings deel uitmaken van het draaiende gedeelte en van den vasten cilinder, evenals bij het Parsons-type. Nadat de stoom een deel van zijnen arbeid heeft afgestaan en zijne snelheid dienovereenkomstig is verminderd, komt hij in eene soort receiverruimte en vandaar door een tweede stel straalbuizen in een tweede stel schoepenkransen, van waar hij naar den condensor wordt afgevoerd, Fig. 22 plaat III. Ook worden machines met 3 en 4 expansieafdeelingen gebouwd. De straalbuizen van de eerste expansieafdeeling zijn bij kleinere machines tot 70 P.K. in eene groep over 1/6 van den omtrek geplaatst, bij grootere eenheden zijn zij in 2 of 3 groepen regelmatig over den omtrek verdeeld. In de volgende expansieafdeelingen worden inplaats van straalbuizen ook wel leidraderen aangebracht. Het is duidelijk, dat de stoom, die in elk der stellen straalbuizen slechts tusschen bepaalde drukgrenzen expandeert, bij het verlaten dier mondstukken eene veel kleinere snelheid, maar aan de hoogdrukzijde daartegenover grooteren druk bezit, dan bij het systeem De Laval het geval is, waar direct alle beschikbare energie van den stoom in één stel straalbuizen in snelheid wordt omgezet. Het aantal omwentelingen wordt dus veel geringer, en daardoor is het weder mogelijk den diameter der loopraderen grooter te nemen, zoodat bij eene bepaalde omstreksnelheid het aantal omwentelingen nog meer kan worden verkleind. De opvolgende straalbuizen worden zoo gevormd, dat de stoom bij het verlaten daarvan weder dezelfde snelheid heeft verkregen als bij het verlaten van de eerste straalbuis; de schoepen zijn zoodanig gevormd, dat alle kransen van het looprad evenveel arbeid opnemen. In elke expansieafdeeling heerscht ongeveer gelijke druk, zoodat de speling tusschen schoepen en cilinder 25 mM. mag bedragen zonder vrees voor arbeidsverlies; de afstand tusschen leid- en loopradschoepen in axiale richting bedraagt slechts 1 tot 2,5 mM. De schoepen worden door eene bijzondere schaafmachine uit eene volle stalen schijf uitgesneden; daarna wordt om het rad een stalen band gelegd. De schijfdikte is ca 25 mM. De lengte der schoepen in radiale richting is voor het eerste looprad eener turbine van 700 P. K. ca 19 mM. in de tweede expansieafdeeling 25 mM, de diameter van het looprad bedraagt 1,37 M, de omtreksnelheid 128 M per secunde. Elk turbinerad heeft 200 — 280 schoepen, die in een dag worden uitgeschaafd.

Met het oog op de toepassing dezer turbine in electrische centraalstations besloot de General Electric Co. er een te bouwen even groot als de grootste bestaande eenheden destijds in Amerika in gebruik, namelijk 5000 K. W. De keuze van het verticale type heeft van verschillende zijden beschouwingen en bedenkingen uitgelokt; de voordeelen tegenover het horizontale type zijn echter groot in verband met de kleine speelruimte, die tusschen de schoepenkransen mag worden toegelaten. Doorbuiging van de as, tengevolge van de werking der zwaartekracht, wordt vermeden, het aantal kussenblokken kan kleiner zijn, eene zuivere centreering is gemakkelijk te bereiken. De smering is eenvoudiger en zuiniger, de asdruk op de metalen is uiterst gering daar de gewichtsdruk geheel wegvalt, de metalen kunnen derhalve korter uitvallen en behoeven geen waterkoeling, de uitslijting is veel geringer, bedrijfsonderbrekingen voor het opzuiveren van metalen zullen dus minder veelvuldig voorkomen. Bij deze constructie staat het anker stil en roteeren de magneten. De axiale componente van den stoomdruk is zeer klein. Het gewicht der draaiende deelen van turbine en dynamo wordt gedragen door een dun oliekussen. Aan den voet van de as is een gegoten ijzeren schoen bevestigd, door eene pan gedragen. Door een gat in het midden van de pan wordt olie geperst onder een druk van ca 17 atm. De olie gaat radiaal naar boven langs den schoen naar den omtrek van de pan en verder opwaarts door een met babbits gevoerd geleidmetaal, om van daar naar de pomp terug te vloeien. De olie-pomp wordt electrisch gedreven door stroom van den opwekkerdynamo. Een olieaccumulator met gewichtsbelasting verzekert een regelmatigen toevoer en dient als momenteele reserve bij storingen aan de pomp. Een kraagblok boven de oliepan werkt als rem en dient om het gewicht der draaiende deelen over te nemen, indien het oliekussen onklaar mocht raken; het dient ook ter ondersteuning van de turbine bij inspectie of herstelling van de oliepan. De stoomtoevoer wordt geregeld door een centrifugaalregulateur aan het boveneinde der as, die een electrischen controleur in werking stelt, welke laatste de toevoeropeningen in de stoomkast een voor een afsluit of opent. De regulateur is zoo gesteld, dat het aantal omwentelingen bij leegloop en bij volle belasting niet meer dan 2% verschilt.

Bij plotselinge ontlasting mag de versnelling hoogstens 4% bedragen. De electrische controleur kan ook van uit het schakelbord, hetzij door een handrad of bij groote machines door een electromotor, worden versteld, teneinde het parallel schakelen te vergemakkelijken. Bovendien is nog een zekerheidsregulateur aanwezig, die bij het doorgaan der machine den stoomtoevoer geheel afsluit. De gecondenseerde stoom bevat geen olie en kan dus onmiddellijk naar de ketels worden teruggevoerd. De diameter van eene turbine van 5000 K.W. is 4,25 M., de totale hoogte bedraagt 7 M. Bij groote turbines vormt de oppervlak-condensor den voet der machine, evenals veelal bij scheepsmachines het geval is.

De condensorpijpjes hebben een groot afkoelend oppervlak, daar een goed vacuum vereischte is. Zij blijven altijd schoon, daar het condensaat geen olie meevoert.

Hoewel deze turbine bij een zelfde vacuum economischer werkt dan eene cilindermachine, is het stoomverbruik der turbine gevoeliger voor veranderingen van het vacuum. Bij eene 500 K. W. turbine-dynamo, die sedert Juni 1903 bij de Newport and Fall River Street Co. in werking is, bleek, dat voor elke 2,5 cM. vacuum boven 62,5 cM. het stoomverbruik met 6 à 7% vermindert. Bij deze machine kwamen slechts enkele bedrijfsstoringen van eenige minuten voor, tengevolge van eene niet volkomen werking van de regulateurklep en hare veeren. Het euvel was moeilijk te herstellen, daar de machine bijna voortdurend moest loopen; bij volgende machines kan deze kleine onvolkomenheid natuurlijk gemakkelijk worden vermeden. Een 5000 K. W. turbinegenerator is onlangs opgesteld te Chicago in het nieuwe station van de Common Wealth Electric Co. De General Electric Co. moet thans Curtisturbines tot een gezamenlijk vermogen van 230000 P. K. in constructie en in opdracht hebben. In het laatst van 1903 werden door de General Electric Co. contracten afgesloten met de New York Central Railroads, die twee electrische krachtstations zal oprichten, voor 8 turbinegeneratoren, elk van 5000 K. W. (7500 E. P. K.) bij 11000 Volt en 25 perioden per minuut. De machines zullen van het verticale type met 4 voudige expansie zijn. De concurrentie voor deze levering tusschen fabrikanten van cilindermachines en turbinefabrikanten is zeer levendig geweest.

De Westinghouse Co. te East-Pittsburg construeert eveneens Curtisturbines, maar volgens het horizontale type. Zij verkreeg o. a. de levering voor drie turbogeneratoren elk van normaal 5500 maximaal 8250 K. W. (8250-12400 E. P. K.) bij 11000 Volt voor de Pensylvania Railway, welke in Juli 1904 moeten worden opgeleverd.

In Engeland bouwt Thomson-Houston het Curtis-type.

DE ZOELLY-STOOMTURBINE.

Zoelly heeft door proeven vastgesteld, dat het maximum nuttig effect van een turbinerad wordt verkregen, indien de schoepen veel verder uit elkaar staan, dan tot dusver gebruikelijk was. Van dit beginsel uitgaande, construeerde hij een zoogenaamd „straalrad", bestaande uit eene tweedeelige, sterke naaf, waartusschen de staafvormige schoepen worden vastgeklemd, Fig. 23 plaat III. Deze laatste zijn gefreesd tot lichamen van ongeveer gelijken weerstand, die aan het einde den vorm van Pelton-schoepen hebben, welke bij waterturbines, zooals bekend is, uitstekend hebben voldaan. Het straalrad wordt aan beide zijden door naar den omtrek dunner uitloopende schijven van staalplaat afgesloten, teneinde verliezen door zuiging te voorkomen. Daartoe wordt het straalrad aan den rand ook door eenen ⊔ vormigen ring omgeven, die de noodige openingen bezit, voor den afvoer van den stoom uit de schoepen. De stoom wordt tangentiaal door straalbuizen toegevoerd. Het turbinerad is lichter van constructie, dan wanneer het uit eene volle schijf met gefreesde of ingezette tanden wordt vervaardigd. Deze turbines kunnen zoowel als enkelvoudige, als als turbines met meerdere raderen worden gebouwd. Bij meervoudige turbines hebben de schoepen der hoogedrukraderen den Pelton-vorm, terwijl de lagedrukraderen als axiaalraderen zijn uitgevoerd.

De stoom wordt hen door leidraderen bijna over den geheelen omtrek toegevoerd. De omtreksnelheden zijn matig en kunnen tusschen wijde grenzen willekeurig worden gekozen. De raderen aan de hoogendruk zijde hebben kleineren diameter dan die aan den lagendruk kant; waardoor de wrijving tegen den stoom van grootere dichtheid zooveel mogelijk wordt beperkt.

De firma ESSCHER WIJSS & Co. in Zurich, bekend door hare goede waterturbines, heeft eene stoomturbine van 400 P. K. volgens het systeem Zoelly vervaardigd en in hare werkplaatsen als proefmachine opgesteld. Zij maakt 3000 omwentelingen per minuut.

DE STUMPF-STOOMTURBINE.

Stumpf nam in 1901 in Frankrijk patent op eene turbine, waarbij de schoepen, die den Pelton-vorm hebben, in de verdikte velling van het turbinerad zijn gefreesd, Fig. 24 Plaat III. Ook kunnen de schoepen dubbel worden uitgevoerd, waarbij de stoom in het midden tegen den scherpen kant intreedt en aan beide zijden het rad verlaat. Stumpf nam eveneens patent op het ombuigen van den uittredenden stoom, in een schoepenrad, teneinde hem nogmaals op het turbinerad te laten werken. Bij voldoende snelheid verlaat de stoom het turbinerad in radiale richting, zooals in Fig. 24 door pijlen is aangegeven. De stoomstralen, die uit straalbuizen van rechthoekige doorsnede komen, zijn compact; zij vullen de schoepen slechts gedeeltelijk. Daar de straalhuizen dicht naast elkaar staan, wordt het rad bij volle belasting door een bijna samenhangenden stoomstraal beslagen.

De regeling van den stoomtoevoer geschiedt door geleidelijk afdekken der straalbuizen, door middel van eene vlakke schuif.

De Allgemeine Elektricitäts-Gesellschaft te Berlijn houdt zich bezig met de constructie en de beproeving der Stumpf-turbine.

DE SEGER-STOOMTURBINE.

Seger construeerde eene compound turbine van 60 P. K. (beschreven in Génie civil van 9 Maart 1901 pag. 313).

De werking van den stoom wordt over twee achter elkaar geplaatste loopraderen verdeeld, die in tegengestelde richting draaien. Het eerste maakt 8400, het tweede 4200 omwentelingen per minuut; beide zitten op verschillende assen, die elk eene riemschijf dragen. De diameter dier riemschijven is omgekeerd evenredig met het aantal omwentelingen, dat hunne assen maken, zoodat de omtreksnelheden gelijk zijn. Tusschen beide turbineraderen is eene geperforeerde, dunne schijf aangebracht. Een riem loopt over beide schijven, over eene spanschijf en over de tusschentransmissie, welke laatste 700 omwentelingen per minuut maakt.

Het stoomverbruik dezer machine moet bij 8,5 atm. aanvangsdruk en 65 cM. luchtledig in den condensor 10,5 K.G. per E. P. K. bedragen.

TOEPASSING EN VERBREIDING VAN STOOMTURBINES.

Door haar groot aantal omwentelingen komen stoomturbines in de eerste plaats in aanmerking voor directe koppeling met snelloopende machines. Het enorme aantal electrische centraalstations, dat in het laatste decennium is verrezen, heeft een grooten invloed op den

machinebouw uitgeoefend. Behoorden voor dien tijd landmachines van meer dan 1000 P.K. tot de zeldzaamheden, thans is dit niet meer het geval. In de groote Amerikaansche en Engelsche centralen, die thans worden gebouwd en geprojecteerd, worden eenheden van vele duizenden paardenkrachten gekozen. De economie van groote machines tegenover kleine bestaat daarin, dat het stoomverbruik per P.K. geringer is en dat de bediening van enkele groote eenheden eenvoudiger is, dan van meerdere kleine. Doch behalve de economie van machines en ketels komen ook de algemeene bouwkosten der centralen en de aankoop van den benoodigden grond in aanmerking.

Het is duidelijk, dat in dergelijke gevallen turbinedynamos op den voorgrond treden. Zij nemen zeer weinig plaats in, slechts ca. 1/3 van cilindermachines, met dynamo's; door hun gering gewicht, dat ca. $^1/_4$ is van dat van cilindermachines, en door de afwezigheid van heen- en weergaande massa's trillen zij weinig en behoeven daarom slechts lichte, minder kostbare fundeeringen. De dynamo's worden eveneens veel kleiner en lichter. Eene stoomturbine met dynamo kost ongeveer evenveel als eene cilindermachine van hetzelfde vermogen zonder dynamo.

De snelheidsregeling der turbines voldoet aan de hoogste eischen, eene even groote nauwkeurigheid is bij cilindermachines nog niet bereikt. Het parallelschakelen van turbinegeneratoren gaat snel en zeker, wat lang niet altijd van cilindermachines kan worden gezegd. Het hinderlijk slingeren (pendeln) van parallelloopende wisselstroommachines wordt vermeden. Het condensaat is geheel vrij van olie en kan dus zonder voorafgaande filtratie voor ketelvoeding worden gebruikt. Het voordeel hiervan is, dat warmteverliezen van het voedingwater worden vermeden en dat daarin geen lucht wordt vermengd, wat bij filtratie wel geschiedt. Het olieverbruik is bijzonder gering, ca 1/6 Gram machineolie per P.K.U., terwijl cilindermachines $1^1/_{10}$—2 Gram cilinder-en machineolie verbruiken. Bedragen bij de laatste de kosten voor smering 8 a 10 % van de uitgaven voor brandstof (bij Europeesche prijsverhoudingen), bij de eerste zijn de kosten slechts 1—2 % daarvan. De smering geschiedt automatisch, er is geen enkele olieman noodig, één machinist is voldoende voor de grootste turbine en hij behoeft zelfs niets te doen dan op te letten, of alles in orde is en of er niets bijzonders gebeurt. Verpakkingsmaterialen worden zeer weinig, of in het geheel niet gebruikt. Voegt men daarbij de mogelijkheid, om hoogen stoomdruk en bij straalturbines om de hoogste oververhitting toe te passen, terwijl de temperatuur van den stoom bij cilindermachines, met het oog op de smering der metallieke vlakken, 350°C. niet mag overschrijden, dan ligt het voor de hand, dat stoomturbines het op dit terrein moeten winnen van cilindermachines, zelfs al zouden zij meer stoom verbruiken dan de laatste, wat echter niet het geval is.

De uitkomsten hebben in den laatsten tijd geleerd, dat de meermalen verkondigde meening, dat stoomturbines stoomvreters zijn, en dat deze machines nog belangrijk verbeterd moeten worden, alvorens practisch bruikbaar te zijn, ten eenenmale onjuist is. Is deze bewering in den regel gegrond op de verbruikscijfers van turbines van slechts enkele P. K., die zonder condensatie werken, men moet daarbij in aanmerking nemen, dat het stoomverbruik van turbines in E.P.K., dat van cilindermachines daarentegen in I.P.K. wordt opgegeven, wat zeker bij kleine machines een verschil van 25—30 % uitmaakt. Bovendien werken kleine zuigermachines ook niet voordeelig en behooren verbruikscijfers van 20 K. G. stoom en meer per I. P. K. bij kleine snelloopers volstrekt niet tot de zeldzaamheden, vooral als zij reeds eenigszins gesleten zijn. Eene De Laval-turbine van 10 P. K. verbruikt, met hoogen druk werkende, bij 10 atm. stoomspanning 22 K.G. per E.P.K. per uur, met condensatie echter 13 K.G., welk cijfer gerust met cilindermachines kan wedijveren. Bij 30 P.K. turbines, komt men op 10 K.G. per E.P.K., bij 300 P K. op 7 à 8 K.G. Bij cilindermachines zouden deze cijfers overeenkomen respectievelijk voor 30 P.K. met 8 K.G. en 5,9 à 6,8 K.G. per I.P.K., wat alleen met zeer goede compoundmachines of met triple-expansiemachines kan worden bereikt. Past men oververhitting toe, dan worden de verbruikscijfers voor beide soorten stoomwerktuigen geringer; de verhouding blijft echter ongeveer dezelfde. Groote stoomturbines van eenige duizenden paardekrachten kunnen met succes de vergelijking doorstaan met de beste triple-expansie kleppenmachinen van gelijk vermogen. Deze beweringen mogen worden gestaafd door de volgende met de DE LAVAL- en PARSONS-turbines in de practijk verkregen cijfers, waarbij vermelding verdient, dat de De Laval-turbines tot dusver voor geen grooter vermogen dan 300 E. P. K. worden gebouwd, waarschijnlijk met het oog op de met het vermogen wassende omtreksnelheid, terwijl de Parsons-turbines slechts bij uitzondering voor minder dan 150 P. K. worden vervaardigd. Het arbeidsveld beider systemen is dus vrijwel gescheiden.

In 1900 werden in het Maschinenlaboratorium der Technische Hochschule te Dresden proeven genomen met eene DE LAVAL-stoomturbine van 30 P. K. met hoog oververhitten stoom, van 6 atm. druk zonder condensatie. Vergelijkende proeven met verzadigden en oververhitten stoom gaven:

	Halve kracht.		Volle kracht.	
	verz. st.	overv. st.	verz. st.	overv. st.
Temp. stoom°C.	164	460	164	500
Geremde P. K.	21,4	24.5	44,1	51,9
Stoomverbr. p. E. P. K. p. uur.	21,6	14.1	17,7	11,5
Stoomwarmte p. P.K. uur in Cal.	14160	11270	11610	9390
Temp. afgew. stoom.	100	309	100	343
Terug te winnen warmte per P.K.U. in Cal.	—	1415	—	1340
Besparing tegenover verz. st. bij regeneratie tot den verzadigingstoestand in %,	—	30	—	31

Stoom- en warmteverbruik verminderen bij oververhitting, terwijl het vermogen stijgt. Dit vindt zijne oorzaak eenerzijds in den verminderden leeglooparbeid der turbine, daar de wrijving met oververhitten stoom geringer is dan met verzadigden, anderzijds in de vermeerdering van volume en dus ook van snelheid van over-

verhitten stoom per gewichtseenheid. Volgens $\frac{m v^2}{2}$ stijgt de bewegingsenergie van den stoom met het quadraat van hare snelheid. Weliswaar brengt de grootere snelheid grootere verliezen mede, tengevolge van de vermeerderde stootwerking op de schoepen, waarmede eene vermindering van het hydraulisch nuttig effect gepaard gaat, doch deze daling is van weinig beteekenis, vergeleken bij het verkregen voordeel. Bovendien wordt de stoomstoot in warmte omgezet, waardoor de temperatuur van den afgewerkten stoom stijgt en de leeglooparbeid dus weder vermindert.

In Juni 1901 had de beproeving plaats eener 300 E. P. K. De Laval-stoomturbine, gebouwd in de Stockholmsche fabriek en opgesteld in de Böhmische Krummauer Maschinen-Papier Fabrik zu Pötschmühle (beschreven Z. d. V. d. I. 1901 pag. 150).

In deze fabriek, waar in 1898 eene 100 E. P. K. De Laval-stoomturbine was aangeschaft voor het drijven eener wisselstroomdynamo, werd wegens uitbreiding in 1900 een tweede turbine van hetzelfde systeem, doch van 300 E. P. K. bijgeplaatst.

De beproeving, geleid door den bedrijfsingenieur WILH. JACOBSON, gaf de volgende uitkomsten:

Stoomdruk voor regulateur 10,28 atm.
Temp. stoom „ 192,34°C (verz. 184,17°C).
Gemidd. druk onder regulateur 8,61 atm.
Luchtledig in den condensor 68,53 cM.
Ontwikkeld vermogen 342,1 E. P. K.
Stoomverbruik per E. P. K. per uur 7,012 K. G. (Bij 85% nuttig effect van eene cilindermachine komt dit overeen met nog geen 6 K. G. stoom per I. P. K.)

Temperatuur injectiewater 21°C, condenswater 36°C, machinekamer 30°C.

De stoom werd geleverd door een Dürr-waterpijpketel van 282 M² V. O. met oververhitter van 68 M² V. O. bij 12 atm. druk.

Het injectiewater werd aangevoerd door eenen electromotorisch gedreven luchtpompcondensor, welke 7,5 P. K. verbruikte, dat is nog geen $2^1/_2$ % van den machinearbeid. De turbine werkte met 8 straalbuizen.

Gegarandeerd was bij 9 atm. aanvangsdruk in de straalbuizen bij drogen stoom 8,2 K. G., bij stoom van 230°C 7,7 K. G. en bij stoom van 300°C 7,6 K. G. stoom per E. P. K. per uur. De resultaten bleven dus ca. 10% onder de garantiecijfers.

In Mei en Juni 1902 werden door de ingenieurs F. W. DEAN en C. T. MAIN proeven genomen met eene 300 E. P. K. De Laval-stoomturbine, vervaardigd en opgesteld in de Amerikaansche fabriek te Trenton, N. Y. De resultaten dezer proefnemingen, welke zoowel met verzadigden als met oververhitten stoom plaats vonden, zijn vervat in een ter tafel liggend boekje. Met stoom van 200 Eng. ponden druk, die 81°F, oververhit was, en bij 356 E. P. K. werd per E. P. K. 13,55 lbs of 6,15 K. G. stoom verbruikt. Het vacuum bedroeg daarbij 30,18 inch.

29 Juli 1898 sloot de stad Elberfeld eene overeenkomst met de firma C. A. PARSONS & Co. te Newcastle on Tyne voor de levering van twee wisselstroomturbinedynamo's, ten behoeve van hare nieuwe stedelijke Centrale. Deze machines zouden bij 1500 omwentelingen per minuut 4000 Volt spanning en 50 perioden, 1000 K. W. moeten ontwikkelen bij inductieve belasting ($\cos \varphi = 0{,}8$). De firma PARSONS moest volgens contract in hare werkplaatsen de inrichting voor de beproeving van deze turbines in gereedheid brengen. Als deskundigen in de beproevingscommissie werden door de stad Elberfeld benoemd: W. H. LINDLEY, ingenieur te Frankfurt a/M, Prof M. SCHRÖTER, München en Prof. Dr. H. F. Weber, Zürich. De beproevingen hadden begin Januari 1900 plaats.

Aangezien de locale omstandigheden het moeilijk maakten, om het voedingwater te meten van al de ketels, die den stoom voor de turbines zouden leveren, lag het voor de hand om na te gaan, of het stoomverbruik kon worden bepaald door de meting van den gecondenseerden stoom uit den oppervlakcondensor.

Uit gelijktijdige meting van het voedingwater en het condenswater bij eene proef met halve belasting bleek, dat beide hoeveelheden slechts een zeer gering verschil gaven, dat hoofdzakelijk was te wijten aan een paar kleine lekken in de stoomleiding en dat men voor de bepaling van het stoomverbruik voor de eigenlijk volle krachtproef derhalve kon volstaan met de meting van het condenswater. Spanning, stroomsterkte, phasenverschuiving en geleverde arbeid van de dynamo werden door middel van zeer nauwkeurige instrumenten gemeten, die voor en na de proef werden geijkt. De belasting werd verkregen door het in-en uitschakelen van waterweerstanden.

Aan de garantiecijfers werd ruimschoots voldaan.

	Arbeid K.W.	Stoomverbr. K.G.p.K.W.U.	Stoomdr. K.G./cM²	Temp. stoom. °C.
Overbelasting	1190	8,81	10,11	189,5
Normale belasting	995	9,14	10,47	192
$^3/_4$ id.	745	10,12	10,76	190
$^1/_2$ id.	499	11,42	10,40	209,7
$^1/_4$ id.	247	15,31	10,14	196
Leegloop, opgew. magn.	0	—	10,34	193
id. niet id. magn.	0	—	10,49	194,5

Het verschil in snelheid tusschen volle belasting en leegloop bedroeg 3,6%.

In het electrische centraalstation te Frankfurt a/M, waar men horizontale Sulzermachines van 500,750 en later van 1000 P. K. in gebruik had, plaatste men ter uitbreiding eene stoomturbinedynamo van 4000 P. K. Deze machine werkt sedert Augustus 1902 tot volle tevredenheid. Zij is gebouwd volgens het systeem Brown, Boveri-Parsons en werkt met stoom van 13 atm. druk, die tot 300 °C. oververhit wordt. Zij levert bij 1360 omwentelingen per minuut 2600 K. W. bij 3000 volt spanning en een arbeidscoëfficient van 0,8. De geheele turbodynamo is 16,5 M. lang, 2,5 M. breed en 2,5 M. hoog. De groote voordeelen van turbines, als eenvoudige bediening, gemakkelijke toegankelijkheid, snelle voorwarming bij het aanzetten, uiterst gering olieverbruik, afwezigheid van olie in het condenswater en in het ketelvoedingwater, komen ook hier weer bijzonder tot hun recht.

De snelheidsregeling is zeer nauwkeurig, en hoewel de stoom als het ware stootsgewijze wordt toegelaten is de ongelijkvormigheidsgraad zoo gering, dat zij nauwelijks kan worden gemeten. Het parallelschakelen gaat daardoor zeer gemakkelijk en zeker in zijn werk, waartoe bovendien de bijzondere bouw van het magneetveld bijdraagt.

Men heeft gedurende het bedrijf dezer machine verschillende stoomproeven genomen, die de volgende gemiddelde uitkomsten hebben opgeleverd:

Stoomdruk voor den afsluiter atm.	Temperatuur v. d. overv. stoom. °C.	Belasting. K. W.	Vacuum in % van den barometerst.	Stoomverbruik in K.G. per K.W.U.
12,63	298	1945	93,2	7,20
12,8	295	2518	91,8	7,09
10,6	312	2995	90,0	6,70

Volgens contract mocht het stoomverbruik bij 12,8 atm. overdruk, en 300 °C temp. bij 2600 K.W. belasting niet meer dan 7,2 K.G. per uur bedragen. Terwijl veelal de cijfers, die bij de oplevering van machines worden verkregen, later in het bedrijf nooit meer worden bereikt, zijn de gemiddelde uitkomsten in het bedrijf verkregen hier nog gunstiger, dan was gegarandeerd voor de overnameproeven.

Stellen wij om eene vergelijking te maken met cilindermachines, het nuttig effect van de dynamo op 94%, dat van eene cilindermachine op 88%, dan vinden wij dat respectievelijk 7,20; 7,09 en 6.70 K.G. stoom per K.W.U. overeenkomt met 4,35; 4,27 en 4,04 K.G. stoom per I.P.K., hetgeen bij 8-voudige verdamping een kolenverbruik van ca. $^1/_2$ K.G. per I.P.K. geeft. Deze cijfers zullen wel door zeer weinig cilindermachines worden bereikt.

De hier beschreven proefnemingen zijn enkele uit de vele, die zouden kunnen worden aangehaald. Zij vormen volstrekt geen gunstige uitzonderingen, maar geven eenvoudig doorsneecijfers.

Het gevolg van de verkregen goede resultaten is geweest, dat de turbinegeneratoren snel baan braken.

Te Milaan in de Centrale Porta Volta werden, ter ondersteuning van de krachtoverbrenging van Paderno, 2 turbodynamo's bijgeplaatst, één van 3000 P.K., geleverd door PARSONS te New-Castle, en één van 5000 P.K., gebouwd door Brown-Boveri en Co, beide gekoppeld met alternatoren van laatstgenoemde firma.

Aan de Cons. Tschoepelner Braunkohlen und Thonwerke in Tschoepeln bij Muskau in Ob. Schl. werd door haar eene stoomturbine van 600 P. K. geleverd. Bij wijze van proef werd de cilinder dezer machine bij de indienststelling verzegeld. In tegenwoordigheid van verschillende deskundigen en Duitsche marineautoriteiten werd na ruim 2 jaar (7000 bedrijfsuren) de verzegeling van de trommel verbroken en deze geopend. Niet de minste slijtage was aan as of schoepen waar te nemen. Werkelijk eene ideale machine voor een machinist. Een stoomschip, van zulk eene turbine voorzien, zou dus eene onafgebroken reis van 10 maanden kunnen maken, zonder dat iets aan de machine zou behoeven te worden losgenomen of versteld. Na Frankfurt en Milaan schaften Mannheim, Parijs, Turijn, Moskou, St. Petersburg, Rheinfelden, e. a. steden stoomturbines van boven 1000 P.K. aan. Door de stad Essen is in 1903 bij Brown-Boveri & Co eene stoomturbine van 10000 P. K. besteld, gekoppeld met twee dynamo's van respectievelijk 5000 en 1500 K. W. Deze machine wordt ca. 3 M hoog en breed en lang ca. 7 M., met inbegrip van de generatoren 18 M. Het stoomverbruik wordt gegarandeerd te zullen bedragen minder dan 7 K. G. per K. W. U. (overeenkomende met 4 K. G. per I. P. K. bij zuigermachines). Aangezien dit cijfer echter reeds te Frankfurt met eene 4000 P. K. turbine werd bereikt, zooals boven is vermeld, mag de verwachting worden gekoesterd, dat het stoomverbruik der 10000 P. K. turbine niet onbelangrijk minder zal bedragen. Bedoelde turbine zal de grootste stoommachine zijn, die tot dusver op het continent werd opgesteld.

In tegenstelling met dergelijke reuzenmachines komen kleine stoomturbines meer en meer in gebruik, daar waar eenvoud en vooral gering gewicht en bescheiden afmetingen hoofdvereischten zijn.

Zoo worden de De Laval-turbines gebruikt voor transportabele brandspuiten, voor bergingspompen op schepen, voor hoogdrukpompen op kleizuigers. In het laatste geval dient de De Laval centrifugaalpomp, voor eene opvoerhoogte van 200 M. gebouwd, om de klei los te spuiten, die dan door een ander toestel wordt opgezogen.

Turbinedynamos worden gebruikt voor treinverlichting o. a. op den Siberischen spoorweg en voor transportabele verlichtingsinstallaties, o. a. door de Suez-Kanaal Mij. voor projecteurs of zoeklichten op schepen, die door dat kanaal varen.

Eene merkwaardige toepassing is de locomotieffrontlamp van de Edwards-Railroad Electric Light Co., die reeds op verschillende Amerikaansche spoorwegen wordt beproefd. Het toestel bestaat uit eene kleine stoomturbinedynamo, die eene electrische booglamp voedt. De lamp geeft twee lichtbundels, een naar boven en een naar voren gericht. De laatste verlicht de baan helder tot op 1200 M. voor de locomotief, de verticale lichtbundel, die tot op 20 K. M. afstand zichtbaar is, dient om de nadering van een trein aantekondigen in bergachtig terrein en bij scherpe bochten. Passeeren twee treinen elkaar, dan schuiven de machinisten, om elkaar niet te verblinden, matglazen voor de horizontale stralenbundels. De geheele inrichting is op de rookkast geplaatst, de afmetingen van de turbinedynamo zijn zoo gering, dat zij van voren gezien, achter de groote lantaren is verborgen. De stoomturbine ontvangt haren stoom van den locomotiefketel door een pijpje van 19 mM. diameter.

Ter tafel bevindt zich eene matenteekening van eene dergelijke miniatuur stoomturbinedynamo, systeem De Laval. Lengte, breedte en hoogte zijn respectievelijk 80 cM., 24 cM. en 32 cM., het gewicht bedraagt slechts 112 K. G. Het vermogen is $1^1/_2$ P. K. of ca. 825 Watt, hetgeen voldoende is om een vijftiental gloeilampen van 16 N. K. elk te voeden.

Voor de voortstuwing van schepen worden van de stoomturbines groote verwachtigen gekoesterd. Tot dusver werden op dit gebied slechts Parsons en een enkele maal Rateau en Curtis turbines toegepast. Het eerste schip met stoomturbines was de „Turbinia" (1897), lang 30 M, breed 2,7 M. met eene waterverplaatsing van 44 ton en een vermogen van 2000 P. K. Aanvankelijk werd bij 3000 omwentelingen slechts 15-16 mijl vaartsnelheid bereikt. Parsons begreep, dat de fout in de schroeven moest schuilen en deed uitgebreide proeven met schroeven van allerlei vormen en afmetingen.

Het bleek, dat de schroefdiameter verkleind, het schroefoppervlak daarentegen moest worden vergroot. Zij kreeg daarom 3 assen met 3 schroeven elk en nu werd 32,7 mijl gehaald. Bovendien was nog eene manoeuvreerturbine voor 6 mijl vaart aanwezig, die het schip in 36 seconden stopt. Het kolenverbruik bedroeg 0,9 K. G. per I. P. K., wat niet buitensporig is. Per ton machine gewicht had de „Turbinia" 100 P. K., per ton scheepsgewicht 50 P. K.

Daarna volgden in 1898 de torpedoboot „Daring" en de torpedovernielers „Viper" met 11000 P. K. en 34,8 mijl en de „Cobra" van 325 ton waterverplaatsing met 10000 P. K. en 36 mijl. De „Viper" liep 3 Aug. 1901 op een rif en verongelukte.

De „Cobra", gebouwd bij Armstrong, Witworth & Co. was zwakker van constructie dan andere torpedovernielers, daarbij had hij grootere afmetingen, namelijk lang 68 M., breed 6,25 M. en hol 4,11 M. De machines wogen 183 ton. Met 106 ton kolen aan boord en geheel uitgerust was de waterverplaatsing 490 ton. Op een tocht bij onstuimige zee brak de „Cobra" en verongelukte.

De rampen beider schepen stonden echter in geen verband met de toepassing van stoomturbines.

In 1901 werden twee passagiersbooten, voor de vaart op de Clyde gebouwd, van stoomturbines voorzien. De „King Edward," lang 82,3 M. en breed 9.7 M. heeft 525 ton waterverplaatsing. Zij is voorzien van 3 turbines met 3 schroeven en loopt 21,6 mijl. Het zusterschip de „Queen Alexandra" heeft ongeveer gelijke afmetingen. De middelste schroef, bewogen door de hoogedrukturbine, heeft 1,2 M. diameter en maakt 700 omwentelingen per minuut, de beide zijschroeven, gedreven door lagedruk turbines, hebben 0,9 M. diameter en maken 1000 omwentelingen.

De Duitsche marine heeft bij Brown-Boveri & Co. stoomturbines van 6000 P. K. besteld voor eene volzeetorpedoboot, en van 10000 P. K. voor een kleinen kruiser, »Ersatz Merkur". De eerste, die bij F. Schichau in Elbing wordt gebouwd en 27 mijl moet loopen, krijgt 5 turbines, waarvan 2 voor gewonen dienst, en 3 assen, elk met 2 schroeven, welke 7-800 omw. maken.

De kruiser wordt bij Vulkan in Stettin gebouwd, hij moet 22 mijl loopen, krijgt 6 turbines, waarvan 2 voor gewonen dienst, en 4 assen, elk met 2 schroeven, die 650 omw. maken.

Het zullen de eerste Duitsche marineschepen zijn, die door stoomturbines worden voortbewogen.

De Fransche marine heeft proeven genomen met eene torpedoboot voorzien van Rateau-turbines, doch houdt, voor zoover mij bekend, de uitkomsten geheim.

De Amerikaansche marine vestigt hare aandacht eveneens op de stoomturbines. Admiraal MELVILLE, voorzitter van het Steam Engineering bureau van de marine der Vereenigde Staten, heeft den dag voor zijn aftreden eene nota aan den staatssecretaris voor marine gezonden, waarin hij, wijzende op de groote voordeelen, verbonden aan oververhitting van den stoom en de toepassing van stoomturbines als voortstuwingsmachines, aanraadt om in die richting proeven te nemen. Ingevolge dat advies is eene commissie benoemd, die aan het eind van verleden jaar haar rapport over de toepassing van Curtis- en Parsonsturbines voor het voortstuwen van oorlogsschepen reeds heeft ingediend. Het rapport is gegrond op uitgebreide proefnemingen met 2 door de GENERAL ELECTRIC Co. voor het stoomjacht „Revolution" gebouwde Curtisturbines en met eene door de WESTINGHOUSE MACHINE Co. voor het krachtstation van den CLEVELAND, ELVIRA and WESTERN RAILROAD gebouwde Parsons-turbine. Het rapport luidt in het algemeen zeer gunstig over de proefvaarten en vermeldt speciaal, dat de bediening der turbines uiterst eenvoudig is, terwijl het schip opmerkelijk, weinig slingerde. Ook de Parsons-turbine voldeed zeer goed. Ten slotte adviseert de commissie om in verschillende soorten oorlogsschepen turbines te plaatsen, teneinde nadere gegevens voor eene algemeene toepassing van stoomturbines te kunnen verzamelen.

Ook op passagiersstoomers heeft de stoomturbine hare intrede gedaan.

Voor de MIDLAND RAILWAY Co. zijn twee turbinestoomers van 1900 ton gebouwd ten behoeve van het verkeer Engeland-Ierland. Zij hebben eene lengte van 100 M., eene breedte van 13 M. en eenen diepgang van 5 M.

Voor het verkeer tusschen Engeland en Frankrijk tusschen Dover-Calais en Newhaven-Dieppe zijn eveneens twee turbineschepen in dienst gesteld, „Queen" en „Brighton" genaamd, die bij Denny Brothers, Dumbarton a/d Clyde zijn gebouwd.

De Allan-lijn heeft eene transatlantische boot met Parsons-turbines besteld, metende 12000 ton, met eene lengte van 152 M., een vermogen van 10000 P.K en eene vaartsnelheid van 17 mijl.

De Cunard-lijn moet volgens recente telegraphische berichten twee stoomschepen met stoomturbines hebben besteld, die met subsidie van de Engelsche Regeering zullen varen.

Verscheidene Amerikaansche pleizierjachten zijn eveneens van stoomturbines voorzien.

De groote moeilijkheid bij de invoering van stoomturbines als voortstuwingsmachines is gelegen in het groot aantal omwentelingen, dat de schroeven moeten maken. De kennis, die men van scheepsschroeven bezit, berust gedeeltelijk op theoretische grondslagen, doch voornamelijk op opgedane ervaring. Het is duidelijk, dat daar waar nog weinig of geen ervaring bestaat op het gebied van zeer snel draaiende schroeven, ook de theorie veelal te kort moet schieten en derhalve in den beginne dikwijls wordt misgetast.

Het mag echter aan geen twijfel onderhevig worden geacht, dat voortgezette proefnemingen en opgedane ondervinding met reeds in de vaart zijnde turbineschepen, de noodige grondslagen voor de verdere ontwikkeling van stoomturbines als scheepsmachines zullen verschaffen. Deze ontwikkeling wordt bevorderd in Amerika door de PARSONS MARINE STEAM TURBINE Co. en in Duitschland door de DEUTSCHE PARSONS MAKINE A. G. Tegenwoordig wordt de groote toekomst, die voor stoomturbines is weggelegd alom ingezien.

In de algemeene vergadering van de ALLGEMEINE ELEKTRICITÄTS GESELLSCHAFT, 12 Dec. 1903 te Berlijn gehouden, deelde de Directeur RATHENAU mede, dat eene overeenkomst was aangegaan met de GENERAL ELECTRIC Co. tot samensmelting en gemeenschappelijke exploitatie van de turbinepatenten Curtis en Riedler-Stumpf. Om zich ook het Parsons patent te verzekeren, is door de A. E. G. eene regeling met de firma BROWN-BOVERI & Co. gemaakt, waarbij eene ruiling zal plaats hebben van 4,5 millioen aandeelen dezer firma tegen 3,5 millioen nieuw uit te geven A. E. G. aandeelen. Aangezien B. B. & Co.

hierdoor ook bij de zaken der A. E. G. geinteresseerd wordt, verleent zij aan laatstgenoemd lichaam het recht eveneens Parsons-turbines te bouwen.

Ongeveer gelijktijdig is een tweede turbinesyndicaat tot stand gekomen, dat zich voorstelt het systeem Zoelly, dat thans bij de firma ESSCHER WYSS & Cie. A. G. te Zürich in beproeving is, in de practijk in te voeren. Behalve deze firma maken deel uit van dit syndicaat de SIEMENS-SCHUCKERT WERKE te BERLIJN, FRIEDRICH KRUPP A. G. ESSEN, NORDDEUTSCHE MASCHINEN- UND ARMATURENFABRIK A. G. BREMEN (Norddeutsche Lloyd), VEREINIGTE MASCHINENFABRIK AUGSBURG und MASCHINENBAUGESELLSCHAFT NÜRNBERG A. G. Daar waar de leidende electrotechnische firma's zich krachtig op den bouw van stoomturbines gaan toeleggen en hunne positie in de toekomst op dit gebied door syndicaten trachten te verzekeren, mogen van deze stoomwerktuigen zeker groote verwachtingen worden gekoesterd.

Batavia, 5 April 1904.

J. W. VAN DIJK.

KONINKLIJK INSTITUUT VAN INGENIEURS.

Afdeeling Nederlandsch-Indië.

LEDEN-LIJST op 15 AUGUSTUS 1904*.

J. C. van Aalst.	Demak.
E. C. Abendanon.	Nederland.
A. G. Allart.	Kediri.
A. W. Andriesse.	Bandjermassin.
E. A. van Arcken.	Nederland.
W. Baars.	Poerwokerto.
G. van Bemmel.	Sitoebondo.
P. J. Bertel.	Pamekassan.
T. K. J. Beukema toe Water.	Soerakarta.
J. Bienfait. B. L.	Soerabaija.
H. Biezeveld.	Bandoeng.
R. Birckenhauer.	Nederland.
P. L. Blanken.	Weltevreden.
B. M. Blijdenstein.	Bandoeng.
R. J. Boers.	Weltevreden.
C. J. Bollee.	Pamekassan.
J. de Booij.	Tegal.
D. L. ten Bosch. B. L.	Kediri.
Ch. L. Breedt. B. L.	Moendri (Toeban).
R. van den Broek d'Obrenan.	Weltevreden.
W. H. M. de Bruijn.	Poerwokerto.
J. W. de Bruijn Kops.	Tegal.
W. F. Buijsman.	Malang.
D. C. Buurman.	Semarang.
G. P. J. Caspersz.	Kotaradja.
R. R. Castens.	Segli (Atjeh).
E. M. Collard.	Weltevreden.
M. Coorengel.	Ketanen (Modjokerto).
M. Cornelissen.	Pekalongan.
Ch. G. Cramer. B. L.	Cheribon.
H. Cramer.	Lamongan.
M. H. Damme.	Soerabaija.
J. W. van Dijk.	Weltevreden.
A. J. Dijkstra.	Pemalang (Tegal).
F. J. Dozij.	Medan.
J. J. A. van Dreveldt.	Weltevreden.
P. van Drimmelen.	Semarang.
W. Elenbaas.	Lamongan.
F. Th. Engel.	Koedoes.
H. L. Enthoven. B. L.	Weltevreden.
J. Ph. Ermeling.	Buitenzorg.
E. A. C. F. von Essen.	Weltevreden.
M. L. Fauel.	Weltevreden.
J. C. H. Fischer.	Nederland.
P. J. Fritzlin.	Nederland.
E. C. P. Gallas. B. L.	Bandoeng.
H. van Gelderen.	Soerabaija.
L. J. Ginjoolen.	Weltevreden.
J. H. A. Haarman. B. L.	Bandoeng.
J. van Harlingen. B. L.	Medan.
A. G. van Hattum.	Soerabaija.
M. G. van Heel.	Weltevreden.
S. G. Heijmering.	Weltevreden.
J. C. Heijning.	Semarang.
A. W. Hein.	Nederland.
Y. C. W. Herweijer.	Djokjakarta.
A. Hesselink.	Poerwokarta.
M. G. Hoekstra.	Weltevreden.
D. M. Hol.	Bandoeng.
J. Homan van der Heide.	Bangkok (Siam).
B. V. E. Houthuijsen.	Soerabaija.
A. van Huizen.	Semarang.
A. H. A. E. Immink.	Tjimahi.
D. de Jongh Hzn.	Weltevreden.
W. de Jongh Dzn.	Padang.
Ph. van der Kaaden.	Medan.
A. R. W. Kerkhoven.	Tjibadak.
J. G. Kerlen.	Weltevreden.
A. S. J. van Kesteren. B. L.	Medan.
W. Klaus.	Kalianget.
W. H. Kloppenburg.	Kediri
J. van Koesveld.	Barongan (Djokja).
J. Koomans.	Blinjoe (Banka).
J. F. H. Koopman.	Weltevreden.
F. H. van Kooten.	Weltevreden.
H. Kroes.	Djombang.
J. P. Kruimel.	Tegal.
A. G. Lamminga.	Soerabaija.
C. A. E. van Leeuwen.	Soerabaija.
J. J. S. van Leeuwen.	Weltevreden.
K. J. A. Ligtvoet,	Menes (Bantam).
W. G. Loeff.	Medan.
J. C. Loman.	Lho Seumawe (Atjeh).
A. K. M. Martis.	Tjepoe (Blora).
Jhr. J. A. Mazel.	Tjibadak.
H. C. Meerburg.	Semarang.
A. P. Melchior.	Weltevreden.
H. P. Mensinga.	Weltevreden.
D. H. K. Mentel.	Poerwakarta.
W. A. van der Meulen B. L.	Kediri.
D. Meijer.	Djember.
R. A. Meijer B. L.	Weltevreden,
A. A. Meijers.	Soekaboemi.
Ch. E. J. Meijll B. L.	Bandoeng.

* B. L. Beteekent: buitengewoon lid.

A. Ch. Nieuwenhuys.	Weltevreden.
J. G. Numans.	Tegal.
W. Oltmans.	Nederland.
M. F. Onnen.	S erabaija.
S. R. J. Onnen.	Weltevreden.
M. A. van Oort.	Weltevreden,
F. J. van Oppen.	Medan.
P. J. Ott de Vries.	Modjokerto
Ch. L. J. Palmer van den Broek.	Solok.
J. H. C. de Pauly.	Wono aseh (Probolingo).
J. P. van Pelt.	Modjo agoeng (Modjokerto).
A. Perelaer.	Lamongan.
S. M. S. Philipse.	Malang.
L. L. Polis.	Medan.
J. F. Quant.	Weltevreden.
J. J. R. Raat,	Nederland.
J. Radersma.	Gombong.
J. C. Ribbers.	Soerabaja.
J. F. P. Richter.	Pandeglang.
C. Robbers B. L.	Semarang.
P. A. Roelofsen B. L.	Weltevreden.
H. J. de Rooy.	Banjoemas.
K. F. H. Roos.	Poerworedjo.
J. Th. van Rosse.	Cheribon.
Th. J. Rosskopf.	Semarang.
T. J. W. van Rossum.	Buitenzorg.
J. A. Roukens.	Semarang.
J. D. Ruys.	Tegal,
A. S. Ruzette.	Bandjermassin.
A. H. Saltet.	Semarang.
J. C. F. van Sandick B. L.	Padalarang.
S. A. Schaafsma.	Weltevreden.
W. H. M. Schadee.	Medan.
H. W. Scheuer.	Djombang.
A. Sythoff.	Semarang.
V. L. Slors.	Weltevreden.
D. C W. Snell B. L.	Lamongan.
R. H. J. Spanjaard.	Weltevreden.
W. F. Staargaard Jr. B. L.	Bandoeng.
J. J. Stieltjes.	Bondowosso.
A. W. G. Stigter B. L.	Poerworedjo.
C. F. Stoel.	Malang.
J. T. P. J. Straatman.	Makassar.
J. H. Stravers.	Demak.
H. F. Streiff.	Poerwakarta.
H. C. J. Strengnaerts.	Kepandjen.
T. L. Tan.	Buitenzorg.
J. P. Textor.	Weltevreden.
J. H. Thal Larsen.	Tegal.
D. D. L. Thedens.	Muntok.
J. Tirion.	Ambarawa.
H. van Tongeren.	Weltevreden.
J. van Tubergen.	Bangkok (Siam).
L. G. de Val.	Probolinggo.
L. Valk.	Tegal.
A. M. Valkenburg.	Tegal.
F. A. Varkevisser.	Bandjarnegara.
H. Varkevisser.	Krawang.
H. Vogelpoel B. L.	Meester Cornelis.
W. G. J. Vogelpoel B. L.	Meester Cornelis.
J. S. Vogt B. L.	Weltevreden.
J. G. H. de Voogt.	Weltevreden.
J. C. Voorduin.	Djember.
A. A. van der Voort.	Ngelom (Djombang).
J. W. P. Vrijbergen.	Palembang.
A. Vroesom de Haan.	Soerakarta.
J. van der Waerden.	Bandoeng.
G. C. Walker.	Blimbing (Djombang).
E. Wellenstein B. L.	Pandeglang.
C. J. M. Wertheim.	Weltevreden.
C. W. Weys.	Soerabaija.
R. P. O. D. Wijnmalen.	Bandoeng.
J. Wilke.	Kediri.
I. Wouters.	Weltevreden.
M. Ypelaar.	Malang.
F. A. Ypes.	Ambarawa.
E. J. C. van Zuijlen.	Pandeglang.

VORMEN EN AFMETINGEN VAN YZEREN AQUADUCTEN.

$H = 0{,}707\sqrt{F}$

$\cos\alpha = 0{,}4\,\frac{y^2}{H^2} + 0{,}6$

$\alpha_1 = 53^\circ 8'$

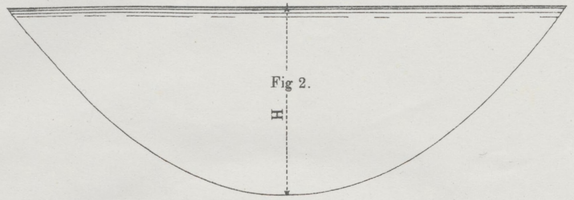


Fig 2.

$H = 0{,}84\sqrt{F}$

$\cos\alpha = 0{,}66666\,\frac{y^2}{H^2} + 0{,}33333$

$\alpha_1 = 70^\circ 32'$

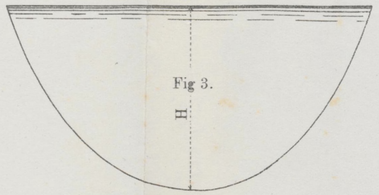


Fig 3.

$H = \sqrt{F}$

$\cos\alpha = \frac{y^2}{H^2}$

$\alpha_1 = 90^\circ$

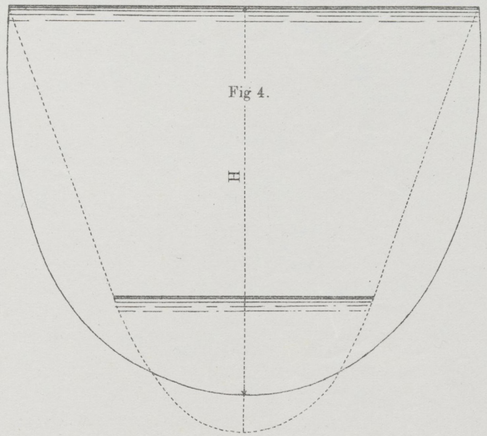


Fig 4.

$H = 1{,}14\sqrt{F}$

$\cos\alpha = 1{,}25\,\frac{y^2}{H^2} - 0{,}25$

$\alpha_1 = 104^\circ 29'$

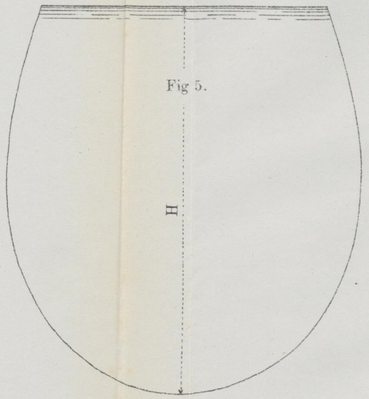


Fig 5.

$H = 1{,}41\sqrt{F}$

$\cos\alpha = 1{,}6\,\frac{y^2}{H^2} - 0{,}6$

$\alpha_1 = 126^\circ 52'$

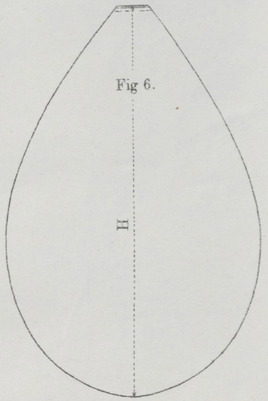


Fig 6.

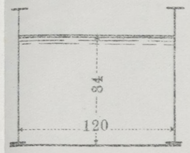


Fig 10.

Fig 1.

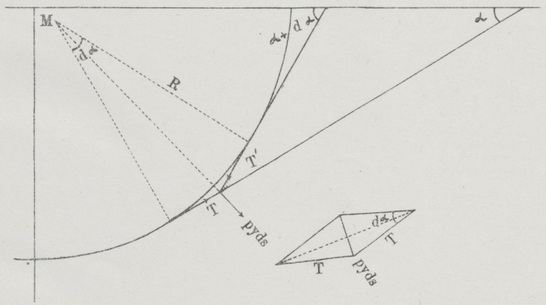


Fig 7.

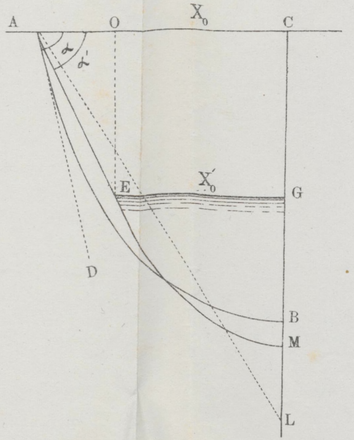


Fig 8.

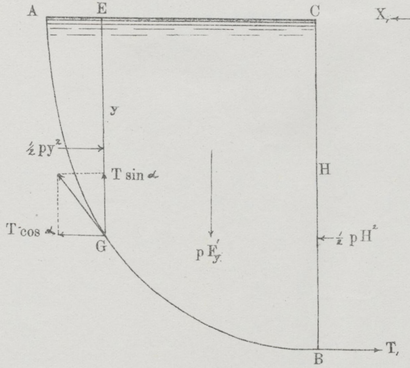


Fig 9.

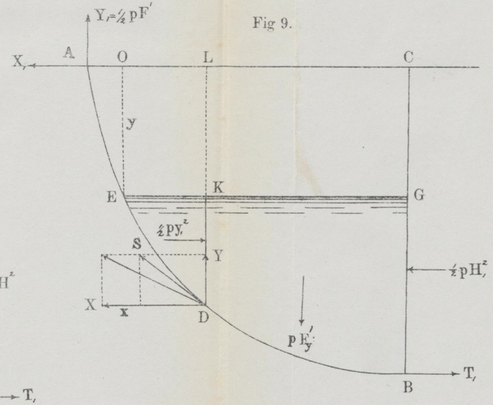


Fig 12.

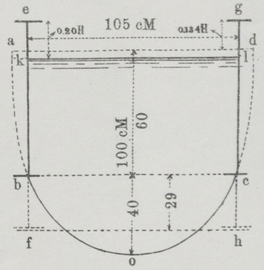


Fig 11.

Fig. 1.

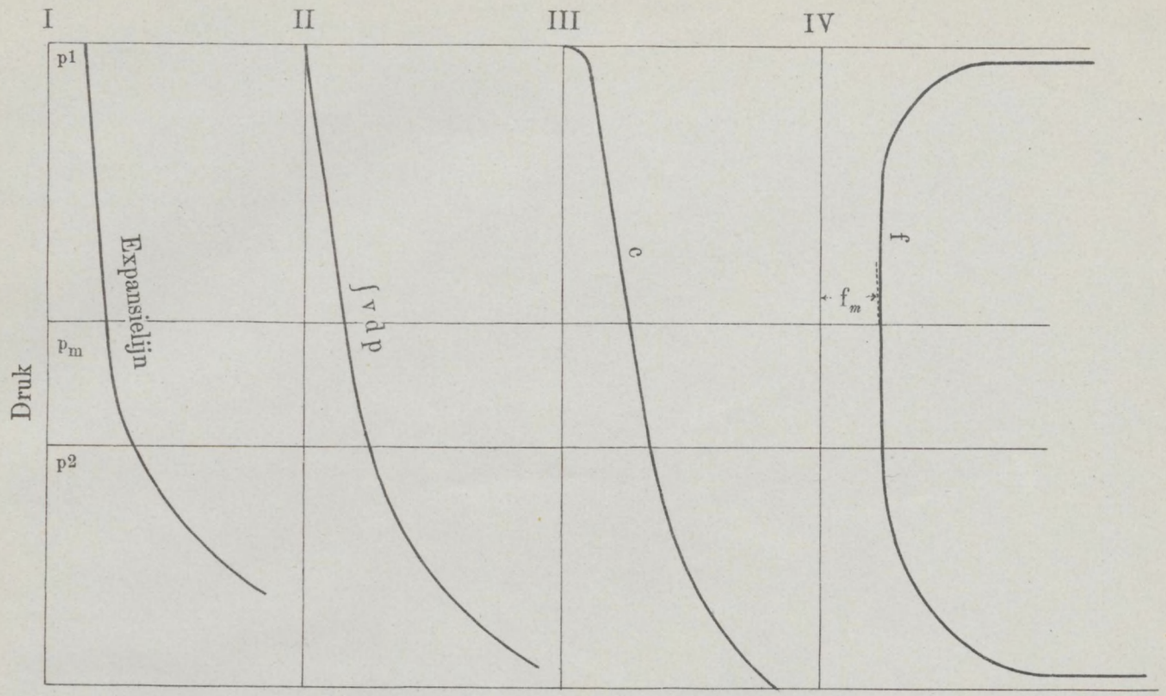


Fig. 2.

Klg. stoom p. Eff. P.K.

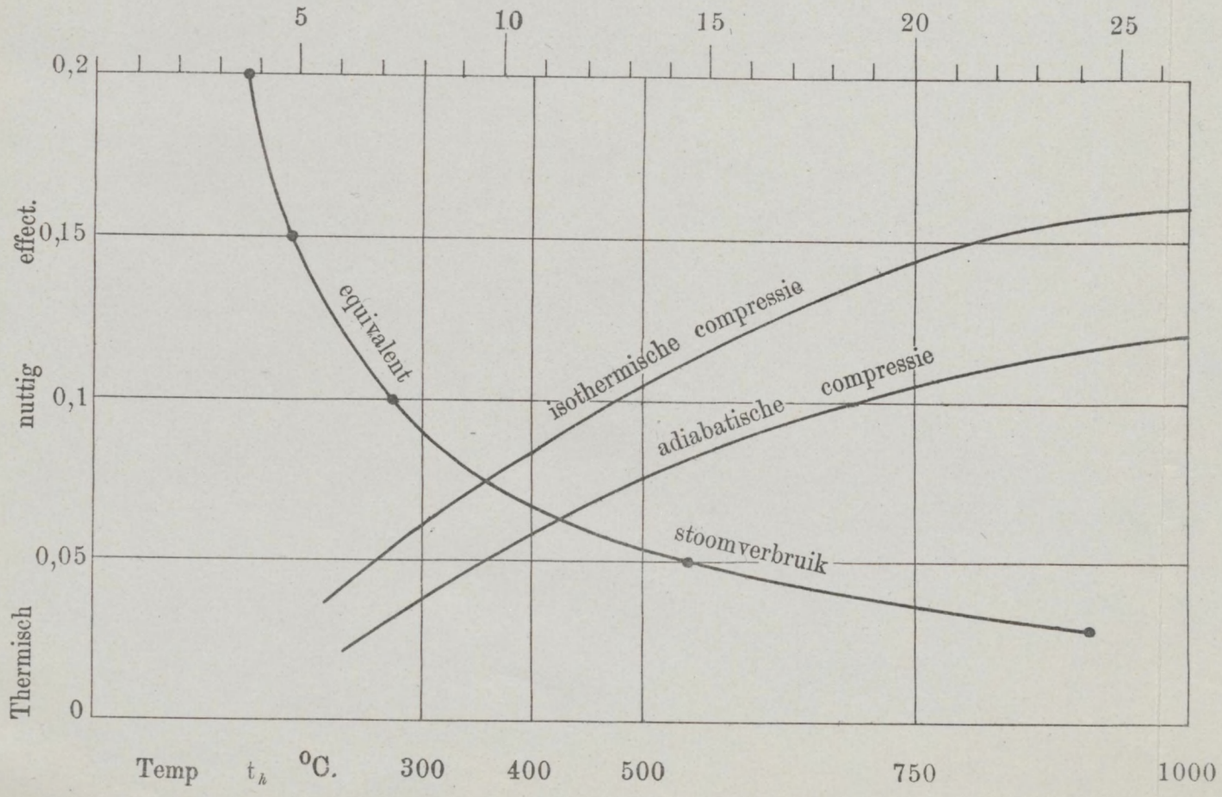


Fig. 3.

de Laval Stoomturbine met duplex Dynamo's

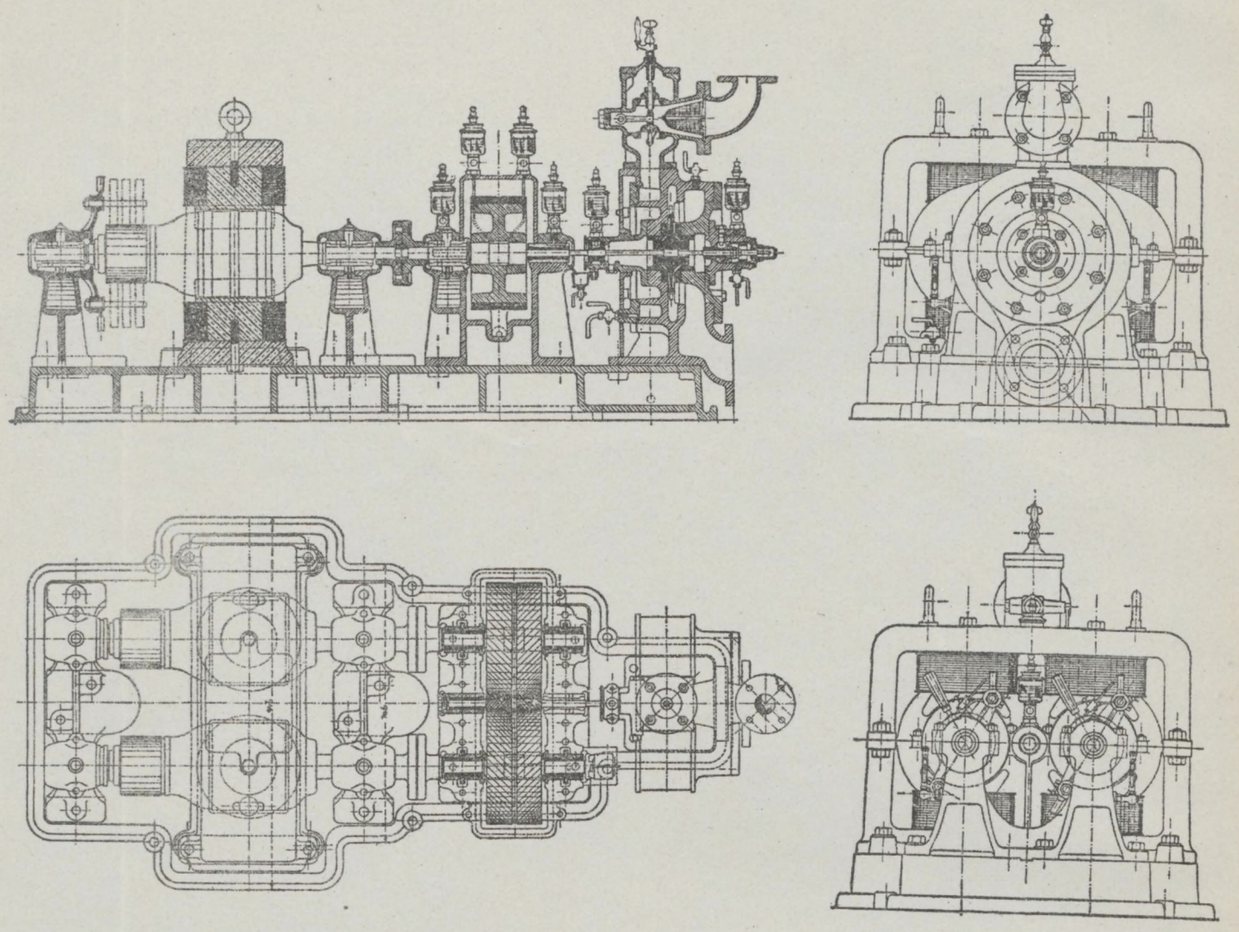
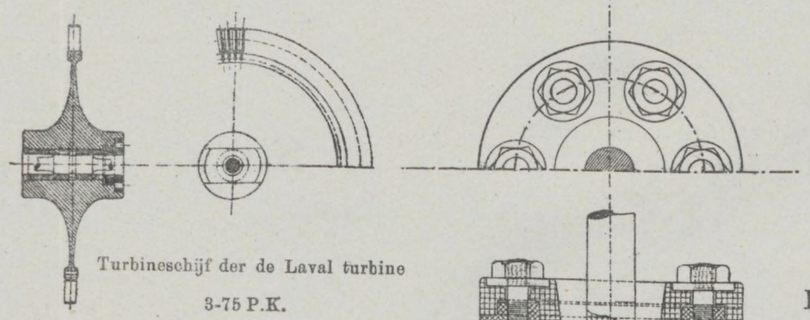


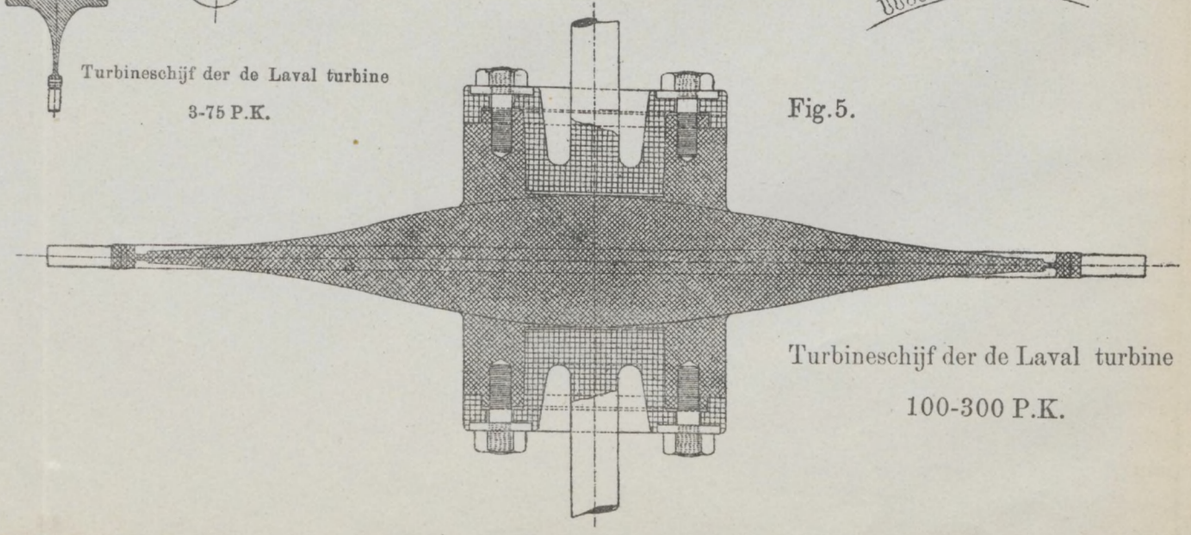
Fig. 4.



Turbineschijf der de Laval turbine

3-75 P.K.

Fig. 5.



Turbineschijf der de Laval turbine

100-300 P.K.

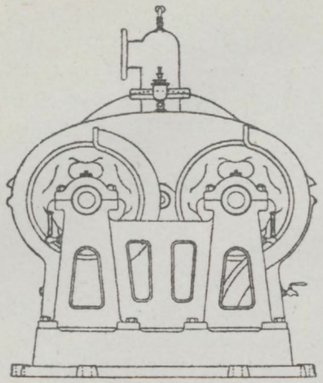
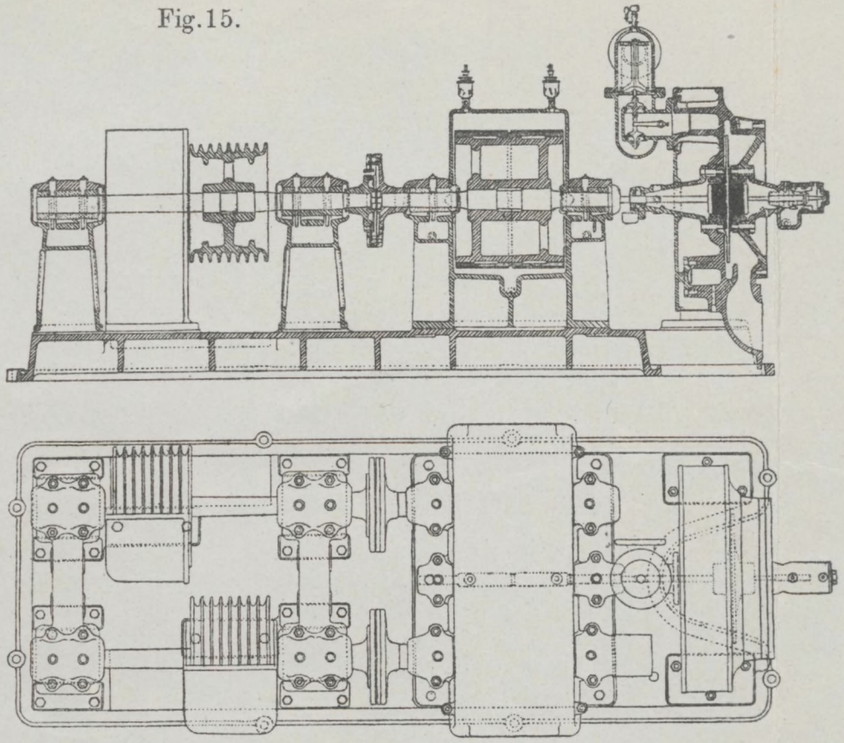


Fig.15.



de Laval's Turbinemotor

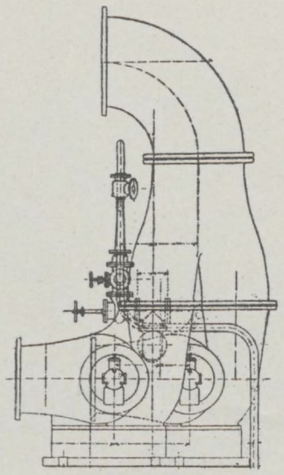
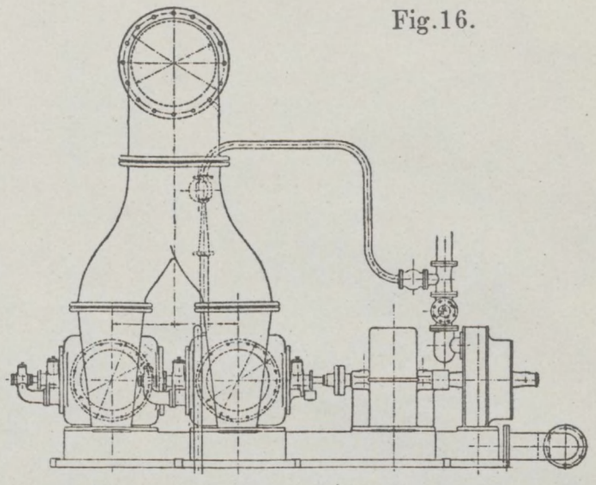
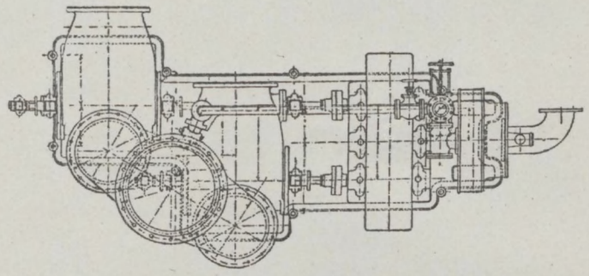


Fig.16.





de Laval'sTurbine parallelpomp

Fig.17.

de Laval's Turbine seriepomp

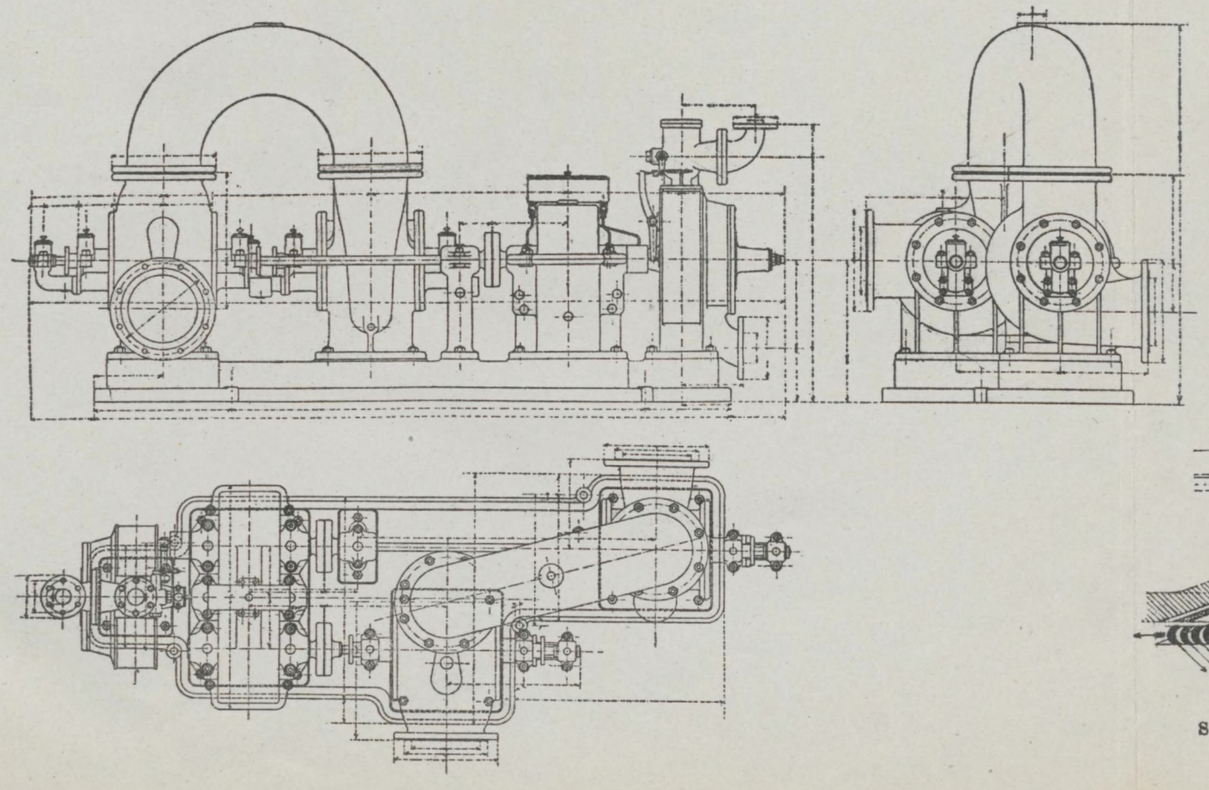
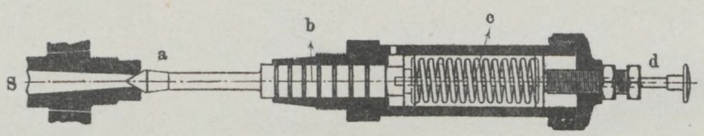
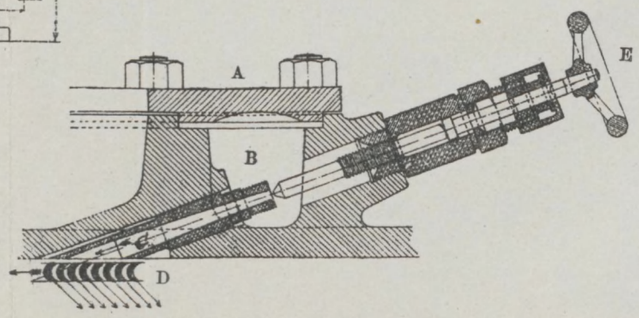


Fig.14.



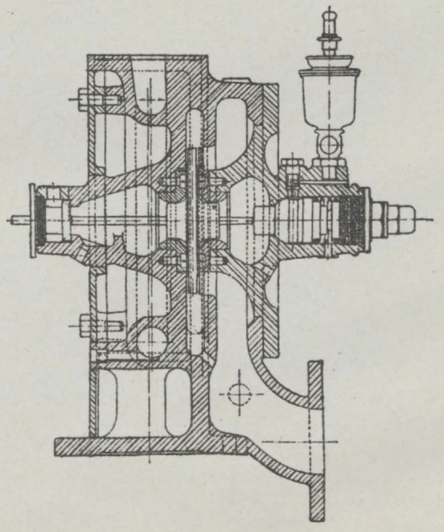
Zelfwerkende afsluiter eener Straalbuis der de Laval turbine

Fig.13.



Stoomstraalbuis met afsluiter eener de Laval turbine

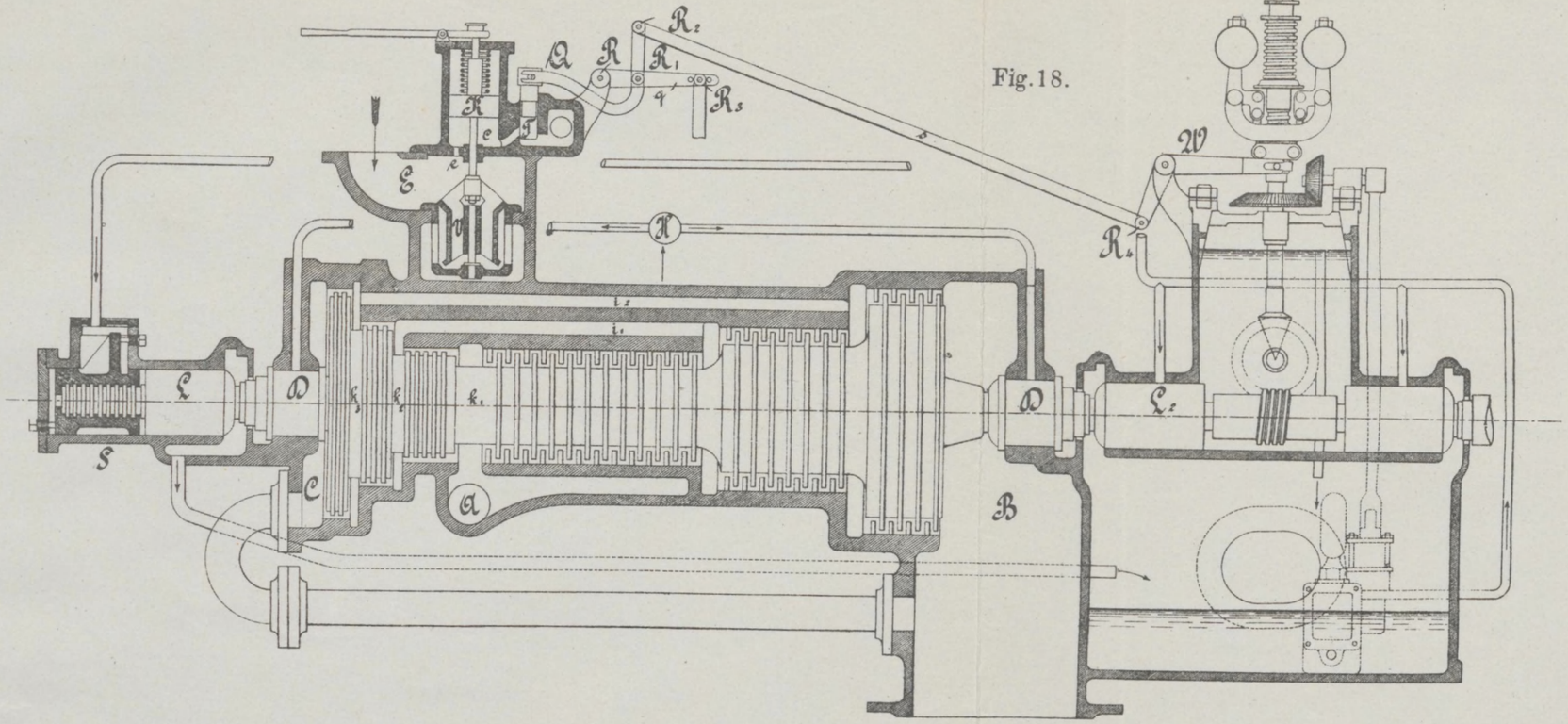
Fig.12.



Turbinehuis eener de Laval turbine 5-15 P.K.

Stoomturbine
Systeem Brown - Boveri - Parsons.

Fig. 18.



Turbinerad Systeem Zoelly.

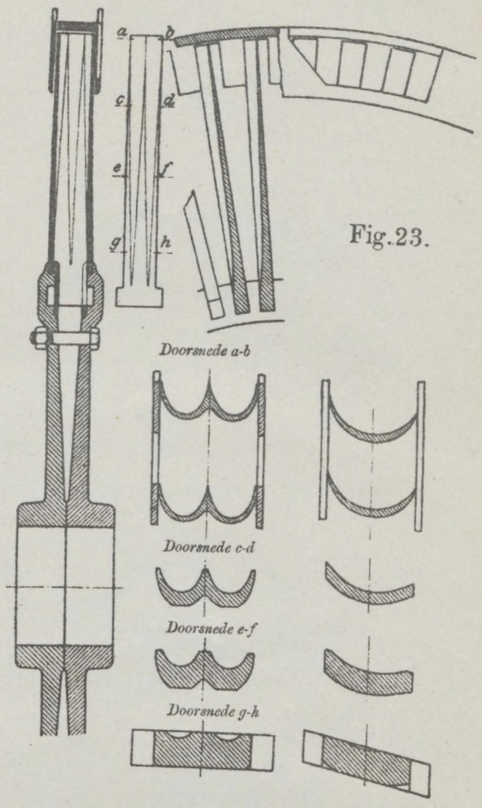
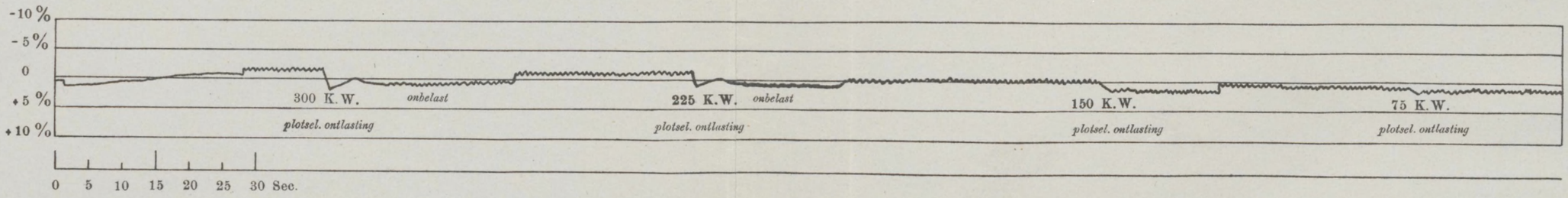


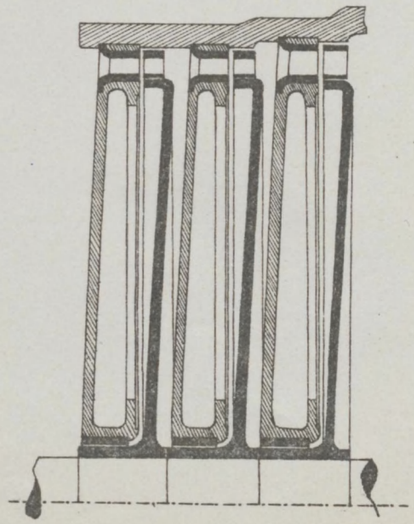
Fig. 23.

Fig. 19. Snelheidsdiagram eener Stoomturbine, Systeem Brown - Boveri - Parsons van 450 P.K.



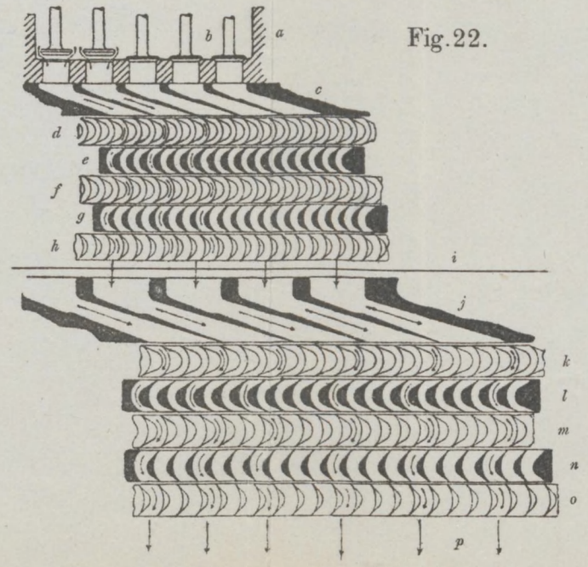
Stoomturbine. Systeem Rateau.

Fig. 21.



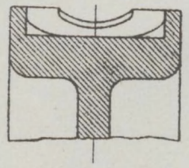
Stoomturbine. Systeem Curtis.

Fig. 22.



Turbinerad Systeem Stumpf

Doorsnede C.D.



Doorsnede A.B.

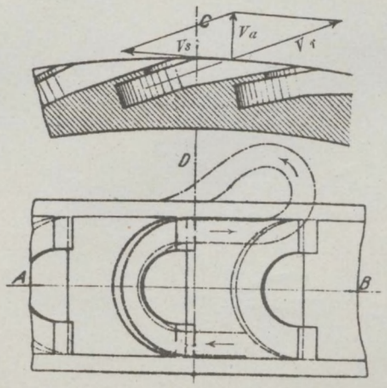


Fig. 24.