TECHNISCHE HOGESCHOOL DELFT
VLIEGTUIGBOUWKUNDE

Memorandum VTH-M 63

Voorbereiding van een ontwerp voor een beproevingsopstelling met staak voor doorstroomde gondelmodellen in in de subsone VTH windtunnel

Deel II. Berekening van het afzuigsysteem.

door

ir.E.Dobbinga

Delft-Nederland
juni 1962

Deel II. Berekening van het afzuigsysteem.[x)]

Inhoud. blz.

---

x) Deel I VTH-M62 : Algemene orientering
Deel III VTH-M64 : Berekening van de inlaatleiding met venturi-ring.

Notaties.

a	geluidssnelheid
a'	verhouding; (doortocht venturi ring): (doortocht van einde van inlaatkanaal)
A	vrije doortocht van een leiding
A_b	deel van de doortocht dat door drukmeetbuisjes wordt ingenomen
b	dikte van het zwaardlijf
C_{D_n}	weerstandscoëfficiënt van een cylinder (bij aanstroming loodrecht op de beschrijvenden)
c_f'	plaatselijke wrijvingscoëfficiënt voor een vlakke plaat
C_F	wrijvingscoëfficiënt voor een vlakke plaat, betrokken op het omspoelde oppervlak
C_L'	draagkracht coëfficiënt betrokken op het $(\text{volume})^{2/3}$ van de gondel
C_L	" " " op het vleugeloppervlak
C_W	wrijvingsweerstandscoëfficiënt van een leiding = $0{,}3104 \cdot \left(\frac{\nu_2}{V_2}\right)^{1/4} L/D^{5/4}$
C_X	weerstandscoëfficiënt van een gondel betrokken op het grootspant oppervlak
d	diameters: d_1 inlaatopening d_4 uitlaatrand van inlaatleiding d_v inwendige diameter van venturi ring d_u uitwendige diameter d_i inwendige diameter d_n naafdiameter
D	hydraulische diameter = $4A/O$
D_g	max. gondeldiameter
E	elasticiteitsmodulus
f	doorbuiging
F_x	gondelweerstand
G	glijdingsmodulus

} E, f, F, g en G ook: delen van vergelijking (16) in deel II

h	lengte(koorde) van zwaardprofiel
I	aequatoriaal traagheidsmoment

k	"keel" doorsnede (deel II)
K	wrijvingskracht op de wand van een leidingdeel
ℓ	afstand tussen een beschouwde doorsnede en doorsnede 2
ℓ_{st}	lengte van de staak (tussen het aangrijpingspunt van N en de voorkant van het zwaard)
ℓ_{zw}	vrije lengte van het zwaard tussen de inklemmingspunten
L	lengte van het beschouwde leidingdeel
m	getalwaarde in de formule van Truckenbrodt
M	getal van Mach
M_t	torsie moment in het zwaard
n	exponent in pijpformule
N	normaalkracht op het model
O	bespoelde omtrek van een leidingdoorsnede
p	druk (kgf/m^2)
p_o	ongestoorde druk in de tunnel = 10000 kgf/m^2
p_r	totale druk in het model bij uitblazing
p_t	totale druk
Δp_{wr}	drukverlies door wrijving
P_a	coëfficiënt voor de drukverandering in een inlaatleiding bij adiabatische stroming
P_i	coëfficiënt voor de drukverandering in een leiding bij isothermische stroming
q	stuwdruk
q_n	$= \frac{1}{2} \rho_o V_o^2 (\sin \alpha)^2$
Q	volumetransport
r	straal
R	straal
R	gasconstante (237,04 $m^2/sec^2 \cdot {}^oK$)
R	getal van Reynolds
t	wanddikte van een buis
T	temperatuur (${}^oK$)
u,U	plaatselijke luchtsnelheid
V	snelheid van de lucht, gemiddeld over de doorsnede
V_o	snelheid van de ongestoorde wind in de tunnel
V_1	snelheid in de inlaatopening van een happer
Vol	volume van een gondelmodel

x	coordinaat in de richting van de leiding, gerekend vanaf doorsnede 2
Y	dwarskracht op het model of op het zwaard
α	invalshoek
γ	C_p/C_v
δ	grenslaagdikte
δ^*	verdringingsdikte
ϑ	impulsverliesdikte
λ	verliescoëfficiënt van een leiding $= \dfrac{\tau 0}{A.D.\frac{1}{2}\rho V^2}$
μ	dynamische viscositeit van lucht $= 1{,}8236.10^{-6} \left(\dfrac{T}{283}\right)^{\frac{3}{2}} \dfrac{283+120}{T+120} \dfrac{kgfsec}{m^2}$
ν	kinematische viscositeit $= \mu/\rho$
ρ	dichtheid ($kgf\ sec^2/m^4$)
τ	schuifspanning op de wand
φ	correctiefactor voor het drukverlies door wrijving
ϕ	torsiehoek van het zwaard.

1. Inleiding.

De lucht die bij afzuigproeven in het model wordt gezogen moet via een hulpluchtleiding door de staak, een leiding door het zwaard en een aansluitende transportleiding naar een buiten de tunnel opgestelde pomp worden gevoerd.

Een schema van dit leidingsysteem is in fig. II-1 gegeven.

Er is een SIHI-pomp beschikbaar die het voor de afzuiging benodigde transport kan leveren mits de druk aan de inlaatflens van de pomp niet te laag wordt; ook de afzuigkast 8 en de leiding 9 zijn reeds aanwezig.

Thans aan de orde is het ontwerp van het leidingdeel stroomopwaarts van doorsnede 7 en met name het ontwerp van de staakleiding stroomopwaarts van doorsnede 3.

Het massatransport door de pomp, die een constant volume transport heeft, neemt af wanneer de druk p_{11} afneemt, dus naarmate de weerstand van de leiding groter wordt. Wanneer de leidingen willekeurig wijd konden worden gemaakt zou het benodigde transport - ongeveer 0,02 kgf sec/m - gemakkelijk door de pomp kunnen worden verwerkt. De doortocht van de staakleiding moet echter zo klein mogelijk worden gehouden teneinde de verstoring van de stroming om het gondelmodel door de aanwezigheid van de staak zo klein mogelijk te doen zijn. Het probleem is dus eigenlijk: de leiding te ontwerpen die de kleinste diameter heeft en die het vereiste maximale transport in combinatie met de beschikbare pomp nog juist kan verwerken. Een complicatie hierbij is dat de doorsneden van de beschouwde staakleidingen niet cirkelvormig, maar ringvormig of door de aanwezigheid van drukleidingen in het kanaal nog anders gevormd zijn. Dit heeft n.l. tot gevolg dat er geen direct verband bestaat tussen de doortocht van de leiding en zijn hydraulische diameter.

Uiteraard zou het met het oog op de benodigde uitwendige staak diameter gunstig zijn wanneer de diameter van de binnenwand van de hulpluchtleiding zo klein mogelijk wordt gekozen; ook hieraan zijn echter grenzen gesteld:

bij de universele staak (deel I, par. 8) moet binnen de thans beschouwde mantelleiding voor de hulplucht nog plaats blijven voor de inlaatleiding;

bij de hulpluchtstaak (deel I, par. 9.3.) moet de binnenbuis ruim genoeg zijn voor de doorvoer van drukleidingen.
Een directe berekening van de optimale hulpluchtleiding is niet mogelijk. Hieronder wordt daarom volstaan met de berekening van de eigenschappen van een zestal leidingen: drie uitvoeringen (I, II en III) van de mantelleiding van de universele staak en drie uitvoeringen (IV, V en VI) van de "hulpluchtstaak".

De berekening verloopt als volgt:

A. eerst wordt in par. 2 de z.g.n. "transportleiding-pomp karakteristiek" bepaald d.w.z. het verband tussen de druk p_3 (in het eind van de staakleiding) en het massatransport dat daarbij door de SIHI-pomp wordt verwerkt, rekening houdend met de verliezen in de leidingen stroomafwaarts van doorsnede 3.

B. Daarna worden de karakteristieken van verschillende staakleidingen berekend, d.w.z. het verband tussen het massatransport door de staakleiding en de druk p_3 die daarbij behoort. In par. 3 wordt daartoe eerst het instroomverlies berekend; daaruit volgt de stromingstoestand bij het begin van de volledig ontwikkelde stroming in het cylindrische deel van het staakkanaal (doorsnede 2). Vervolgens wordt in par. 4 het drukverlies in de staakleiding zelf d.w.z. tussen de doorsneden 2 en 3 als functie van het massatransport afgeleid.

C. Tenslotte wordt uit de resultaten van A en B het met elk van de leidingen verkrijgbare maximale massatransport bepaald (par. 5).

2. Het verband tussen de druk p_3 en het massatransport dat door de pomp kan worden geleverd.

2.1. De capaciteit van de pomp.

Uit de catalogus van de SIHI-pomp die in het windtunnelgebouw is opgesteld volgt voor de capaciteit van die pomp:

12000 l/min bij een aanzuigdruk van 16 cm Hg abs.
16500 l/min " " " " 36 cm Hg "
16000 l/min " " " " 66 cm Hg "

Op grond hiervan wordt in de volgende berekeningen aangenomen dat de pomp, onafhankelijk van de waarde van de aanzuigdruk p_{11}, (zie

fig. II-1), per minuut 16000 l lucht met een druk p_{11} aanzuigt; het volume transport Q is dus 16/60 = 0,2667 m^3/sec.

2.2. Het drukverlies in het leidingsysteem tussen de staak en de pomp.

Het schema van het leidingsysteem is in fig. II-1 geschetst. Bij de berekening van het drukverlies wordt aangenomen dat de temperatuur van de lucht in het gehele systeem stroomafwaarts van doorsnede 3 de waarde 288°K heeft. Verder wordt ter vereenvoudiging ondersteld dat de dichtheid in het gehele systeem gelijk is aan de dichtheid van de lucht in doorsnede 11 bij de intrede in de pomp. In werkelijkheid is de dichtheid stroomopwaarts van 11 iets groter, de snelheden zijn daar dus iets kleiner dan de berekende waarden; omdat de drukval tussen de doorsneden 3 en 11 echter slechts klein is wordt daardoor geen fout van betekenis gemaakt.

De dichtheid $\rho = \rho_{11} = \frac{p_{11}}{R.288} = 1{,}2097.10^{-5}.p_{11}$

Het massatransport is dus: $Q.\rho_{11} = 3{,}2258.10^{-6}.p_{11}$ (1)

De gemiddelde snelheid V in een doorsnede van de leiding volgt uit: $V = \frac{Q}{A_{eff}}$. Hierin moet voor A_{eff} de totale doortocht worden genomen, voor het dubbel uitgevoerde leidingdeel tussen 3 en 7 is $A_{eff} = 2 \times$ (A van een enkele leiding).

Dus: $V = \frac{0{,}2667}{A_{eff}}$ m/sec

De daarbij behorende stuwdruk is:

$$\tfrac{1}{2}\rho V^2 = \tfrac{1}{2}\rho_{11} \cdot \frac{Q^2}{A_{eff}^2} = \frac{4{,}3011.10^{-7}}{A_{eff}^2}\, p_{11} \text{ kgf/m}^2 \qquad (2)$$

De wrijvingsverliezen Δp_{wr} in een leidingdeel worden berekend met:

$$\Delta p_{wr} = 0{,}3164 \left(\frac{\nu}{VD}\right)^{1/4} \cdot \frac{L}{D} \cdot \tfrac{1}{2}\rho V^2 =$$

$$0{,}3164\ \mu^{1/4}\ \frac{1}{(\rho V)^{1/4}} \cdot \frac{L}{D^{5/4}} \cdot \tfrac{1}{2}\rho V^2 \quad {}^{*)}$$

Hierin is:

$$\mu = 1{,}3286.10^{-6}\ \frac{\text{kgf sec}}{\text{m}^2}\ (\text{bij } T = 283^\circ\text{K})$$

$$\rho V = \frac{\rho Q}{A_{eff}} = \frac{3{,}2258.10^{-6}.p_{11}}{A_{eff}}$$

$$\tfrac{1}{2}\rho V^2 = \frac{4{,}3011.10^{-7}.p_{11}^2}{A_{eff}^2}$$

Hiermee wordt verkregen:

$$\Delta p_{wr} = 1{,}1808.10^{-7} \cdot \frac{L}{D^{5/4}}\ \frac{p_{11}^{3/4}}{A_{eff}^{7/4}} \qquad (3)$$

D = hydraulische diameter = 4A/O

L = lengte van het beschouwde leidingdeel (enkel)

---

*) Voor de leiding door het zwaard: 0,012 x 0,135 m = 0,00162 m^2 doortocht of A_{eff} = 2A = 0,00324 m^2, blijkt bijv.:

$V = Q/A_{eff}$ = 82,3 m/sec. en $D_{hydr.} = \frac{4A}{O}$ = 0,0220 m.

Hierbij is $R_D = V.D/\nu = \frac{82{,}3.0{,}022}{1{,}3286.10^{-6}} \cdot 1{,}2097.10^{-5}.p_{11} = 12{,}0.p_{11}$

Voor p_{11} = 5000 wordt dit: R_D = 6000; het getal van Reynolds is kleiner dan 10^5 en de formule volgens Blasius mag hier worden toegepast.

Overzicht van de drukverliezen in het leidingsysteem tussen de doorsneden 3 (staakeinde) en 11 (pompflens):

a. Instroomverlies bij 4.

Er wordt aangenomen dat de kinetische energie die bij 3 aanwezig is bij de instroming in het kanaal van het zwaard geheel verloren gaat en dat tussen 3 en 4 dus een drukval optreedt die gelijk is aan q_4. De doortocht van de leiding door het zwaard is 0,012 x 0,135 = 0,00162 m^2

$$A_{eff} = 2.A = 0{,}00324\ m^2;\ V = \frac{Q}{A_{eff}} = 62{,}3\ m/sec.$$

Uit (2) volgt: $\Delta p = q_4 =$ $0{,}04097.p_{11}$

b. Wrijvingsverlies in het zwaard (tussen 4 en 5):

Er wordt aangenomen dat de aansluiting 5-6 buiten de inklemming van het zwaard wordt aangebracht, voor de lengte L van een halve zwaardleiding wordt daarom de grote waarde 1,5 m aangenomen.

$$D = \text{hydraulische diameter} = \frac{4A}{O} = \frac{4.0{,}00162}{0{,}294} = 0{,}0220\ m;$$

$$\frac{L}{D^{5/4}} = 176{,}6\ m^{-\frac{1}{4}}$$

$$A_{eff} = 0{,}00324\ m^2$$

Hiermee volgt voor het wrijvingsverlies uit (3): $0{,}47392.p_{11}^{3/4}$

c. Instroomverlies bij 6.

Er wordt aangenomen dat de kinetische energie die bij 5 aanwezig is bij de instroming in de slangen geheel verloren gaat en dat tussen 5 en 6 dus een drukval optreedt die gelijk is aan q_6.

De doortocht van de slang 6-7 is $\frac{\pi}{4} . 0{,}05^2 = 0{,}0019635\ m^2$.

$$A_{eff} = 2.A = 0{,}003927\ m^2.$$

Uit (2) volgt: $q_6 =$ $0{,}02789.p_{11}$

d. Wrijvingsverlies in de slangen 6-7:

De lengte L van een slang wordt op 5 meter geschat.

De inw. diameter is 0,05 m

$$\frac{L}{D^{5/4}} = 211{,}5\ m^{-\frac{1}{4}}$$

$$A_{eff} = 0{,}003927\ m^2$$

Hiermee volgt voor het wrijvingsverlies uit (3): $0{,}40536.p_{11}^{\frac{3}{4}}$

e. Instroomverlies bij 9:

De drukval bij de instroming in de buis bij 9 wordt op $1\frac{1}{2}.q_9$ gesteld.

De inw. diameter van de leiding is 0,19 m

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot 0{,}19^2 = 0{,}028352\ m^2$$

Uit (2) volgt: $q_9 = 0{,}000535.p_{11}$

Instroomverlies = $1{,}5.q_9$ = $0{,}00080.p_{11}$

f. Verlies in de bochten van leiding 9-10:

Er wordt aangenomen dat het verlies in de negen bochten gelijk mag worden gesteld aan $1{,}5.q_9$ = $0{,}00080.p_{11}$

g. Wrijvingsverlies in de leiding 9-10:

De lengte van de leiding is ongeveer 40 meter.

De inw. diameter is 0,19 m.

$$\frac{L}{D^{5/4}} = 313{,}9\ m^{-\frac{1}{4}}$$

$$A = 0{,}028352\ m^2$$

Hiermee volgt voor het wrijvingsverlies uit (3): $0{,}01922.p_{11}^{\frac{3}{4}}$

h. Drukverlies bij de overgang van doorsnede 10 op 11.

De inw. diameter bij 11 is ong. 0,1 m

$$A_{11} = \frac{\pi}{4} \cdot 0{,}1^2 = 0{,}007354\ m^2$$

Uit (2) volgt: $q_{11} = 0{,}00697.p_{11}$

$q_{10} = q_9 =$ $0{,}00053.p_{11}$

De drukval tussen 10 en 11 = $q_{11}-q_{10}$ = $0{,}00644.p_{11}$

In totaal is het drukverlies tussen 3 en 8 :

$$\Delta p_{3-8} = p_3 - p_8 = 0{,}06886.p_{11} + 0{,}87928.p_{11}^{\frac{3}{4}}$$

Het drukverlies tussen 8 en de pomp is :

$$\Delta p_{8-11} = p_8 - p_{11} = \frac{0{,}00804.p_{11} + 0{,}01922.p_{11}^{\frac{3}{4}}}{3-}$$

Het totale verlies $\Delta p_{3-11} = 0{,}07690.p_{11} + 0{,}89850.p_{11}^{\frac{3}{4}}$

De waarden van Δp zijn voor verschillende waarden van p_{11} in tabel II-1 gegeven. De daaruit berekende waarden van $10000-p_3$ zijn in fig. II-4 op het massatransport uitgezet.

Het blijkt dat bij de hierboven aangenomen doortochten van de leiding door het zwaard en van de slang tussen het zwaard en de afzuigkast 8 tussen de doorsneden 3 en 11 relatief vrij grote drukverliezen worden geleden. Het is dan ook in elk geval wenselijk de doortocht van de slangen 6-7 groter te kiezen en dus meer of wijdere slangen toe te passen.
De doortocht van het zwaard mag niet nauwer worden gemaakt dan 12 mm; met het oog op de drukverliezen zou het wenselijk zijn deze afmeting iets groter te kiezen. Hierbij moet echter worden overwogen dat een vergroting van de dikte van het zwaard weliswaar ook de stijfheid ten goede zou komen, maar anderzijds een grotere verstoring van de stroming in de tunnel tot gevolg zou hebben.
Ter orientering is ook het drukverlies tussen 3 en 8 berekend voor het geval een wijder zwaardkanaal van 0,02 x 0,1 m doortocht en wijdere slangen 6-7 met een diameter van 0,1 meter zouden worden toegepast.
De onder a t/m d vermelde getallen voor de drukverliezen worden voor dat geval:

a.	$0{,}02688 . p_{11}$	
b.		$0{,}19547 . p_{11}^{\frac{3}{4}}$
c.	$0{,}00174 . p_{11}$	
d.		$0{,}01506 . p_{11}^{\frac{3}{4}}$
Totaal Δp^{*}_{3-8}:	$0{,}02862 . p_{11}$ +	$0{,}21053 . p_{11}^{\frac{3}{4}}$

Ook de waarden Δp^{*}_{3-8} zijn ter vergelijking in tabel II-1 gegeven en in fig.II-4 verwerkt.
Ter orientering is in fig.II-4 ook de grenskarakteristiek aangegeven die zou gelden wanneer tussen de staak (3) en de pomp (11) in het geheel geen verliezen zouden worden geleden.

In fig.II-4 zijn tevens opgenomen de karakteristieken voor enkele staakkanalen die in het navolgende worden berekend. Het snijpunt van een dergelijke lijn met de "transportleiding-pomp" karakteristiek" (voor de leiding tussen 3 en 11 en de pomp) geeft het maximaal bereikbare massatransport aan.

3846

3. De berekening van de toestand in doorsnede 2; (zie fig.I-1).

Bij de berekeningen wordt aangenomen dat in de afzuigopeningen in het modeloppervlak een drukverlies van 500 kgf/m^2 wordt geleden en dat de toestand in doorsnede m, d.w.z. in het inwendige van het model onafhankelijk is van de bedrijfstoestand.
Deze toestand m wordt bij definitie bepaald door:

$V_m = 0$

$p_m = 9500$ kgf/m^2

$T_m = 288^oK$ $\qquad R = 287{,}04$ m^2/sec^2.^oK

Hieruit volgt bijv. $\rho_m = p_m/RT_m = 0{,}11492$ kgf sec^2/m^4

$c_p = 1004{,}64$ m^2/sec^2 ^oK

Verder wordt gebruik gemaakt van:

$$\mu = 1{,}8286.10^{-6} . \left(\frac{T}{288}\right)^{3/2} . \frac{288 + 120}{T + 120} \frac{\text{kgf sec}}{\text{m}^2}$$

Ook wanneer de instroming vanuit het model in de mantelleiding verliesvrij plaats vond en de snelheidsverdeling in de buis geheel gelijkmatig was zou de druk in de buis lager zijn dan die in de ruimte in het model. Deze drukdaling zou voor elke snelheid V in de buis kunnen worden berekend met behulp van de relaties die voor isentropische toestandsveranderingen gelden.
In werkelijkheid is de drukval groter en wel om twee redenen.

In de eerste plaats is de snelheidsverdeling in een doorsnede van de buis niet gelijkmatig: de maximale snelheid in het midden is groter dan de gemiddelde snelheid V en de drukval zal groter zijn dan de waarde die bij V zou worden berekend.
Volgens Bruno Eck, "Technische Strömungslehre" S.145 (par.38) kan het hiermee samenhangende drukverlies worden begroot op $0{,}065.\frac{1}{2}\rho V^2$ wanneer wordt aangenomen dat de stroming in de buis turbulent is en V de gemiddelde snelheid in de buis is.

In de tweede plaats moet een zeker contractieverlies in rekening worden gebracht. Dit verlies is sterk afhankelijk van de uitvoering

van de randen van de instroomopening; bij scherpe randen moet met een extra verlies van $0,5.\frac{1}{2}\rho V^2$ worden gerekend. Bij zeer goede afronding kan het verlies tot bijv. $0,05.\frac{1}{2}\rho V^2$ worden verkleind.

Bij grote snelheden worden de hier genoemde verliezen zeer belangrijk; het is dan ook noodzakelijk dat de randen van de instroomopeningen in- en uitwendig zo goed mogelijk worden afgerond. Er wordt hier aangenomen dat daarmee het extra instroomverlies tussen m en 2 tot $0,25.\frac{1}{2}\rho V_2^2$ kan worden beperkt.

Om de toestandsverandering van de lucht tengevolge van een dergelijk verlies te kunnen berekenen moet een veronderstelling worden gedaan omtrent de wijze waarop het verlies tot stand komt. Daarbij wordt hier uitgegaan van het volgende schema.
Er wordt aangenomen dat bij de instroming in de staakleiding een contractie plaats vindt tot een doortocht A_k ter plaatse van doorsnede k van de buis. De stroming tot aan doorsnede k wordt verliesvrij gedacht. Stroomafwaarts van k volgt nu een plotselinge verwijding tot de werkelijke doortocht A van de leiding. Achter deze verwijding vindt een adiabatische menging plaats; er wordt aangenomen dat deze in doorsnede 2 is voltooid.
De eigenlijke pijpstroming vindt plaats tussen doorsnede 2 en doorsnede 3 bij het einde van de mantelleiding waar deze uitmondt in het kanaal door het zwaard.

Een incompressibele stroming ondergaat bij de menging van het beschreven type een verlies in totale druk van $\frac{1}{2}\rho(V_k - V_2)^2$.
Voor een verlies van $0,25.\frac{1}{2}\rho V^2$ geldt dus:

$$(V_k - V_2)^2 = 0,25V_2^2 \quad \text{of} \quad V_k - V_2 = 0,5\ V_2 \quad \text{of}$$

$$\frac{V_2}{V_k} = \frac{A_k}{A} = \frac{2}{3} \tag{4}$$

In het volgende wordt ook voor compressibele stromingen, onafhankelijk van de waarde van M_k met $A_k / A = 2/3$ gerekend.

De berekening van de toestand k.

Uitgaande van de aangenomen waarden van p_m, T_m en V_m in het model kunnen bij elke waarde van M_k in de "keel" alle grootheden in doorsnede k worden berekend (verliesvrije stroming tussen m en k). Een overzicht van enkele berekende grootheden k is in tabel II-2 gegeven.

De berekening van de toestand 2.

Voor de stroming tussen de doorsneden k en 2 gelden:

de impulswet: $A_k\rho_k V_k^2 - A\rho_2 V_2^2 = (p_2 - p_k)A.$ (5a)

de energiewet (adiabatisch): $\frac{\gamma}{\gamma-1}\frac{p_k}{\rho_k} + \frac{V_k^2}{2} = \frac{\gamma}{\gamma-1}\frac{p_2}{\rho_2} + \frac{V_2^2}{2}$ (5b)

de continuiteitswet: $A_k\rho_k V_k = A\,\rho_2 V_2$ (5c)

Uit (5a) en (5c):

$$A_k\rho_k V_k\,(V_k - V_2) = (p_2 - p_k)A \qquad \text{of}$$

$$p_2 = p_k + \frac{A_k\rho_k V_k}{A}V_k - \frac{A_k\rho_k V_k}{A}.V_2 \tag{6a}$$

Uit (5c): $$\rho_2 = \frac{A_k\rho_k V_k}{A\,V_2} \tag{6b}$$

Uit (5b) (6a) en (6b):

$$\frac{\gamma}{\gamma-1}\cdot\frac{p_k + \frac{A_k\rho_k V_k}{A}V_k - \frac{A_k\rho_k V_k}{A}V_2}{\frac{A_k\rho_k V_k}{AV_2}} + \frac{V_2^2}{2} = \frac{\gamma}{\gamma-1}\cdot\frac{p_k}{\rho_k} + \frac{V_k^2}{2}.$$

of $$\underbrace{\frac{V_2^2}{2} - \frac{\gamma}{\gamma-1}V_2^2}_{V_2^2\left[\frac{1}{2} - \frac{\gamma}{\gamma-1}\right]} + V_2\left[\frac{\gamma}{\gamma-1}\left\{\frac{p_k A}{A_k\rho_k V_k} + V_k\right\}\right] - \frac{\gamma}{\gamma-1}\frac{p_k}{\rho_k} - \frac{V_k^2}{2} = 0$$

$$V_2 = \frac{-\frac{\gamma}{\gamma-1}\left\{\frac{p_k A}{A_k \rho_k V_k} + V_k\right\} \pm \sqrt{\left[\frac{\gamma}{\gamma-1}\left\{\frac{p_k A}{A_k \rho_k V_k} + V_k\right\}\right]^2 + 4\left[\frac{1}{2} - \frac{\gamma}{\gamma-1}\right]\left[\frac{\gamma}{\gamma-1}\frac{p_k}{\rho_k} + \frac{V_k^2}{2}\right]}}{1 - \frac{2\gamma}{\gamma-1}} \qquad (7)$$

of ook met $\gamma = 1{,}4$ en $\frac{A}{A_k} = \frac{3}{2}$

$$V_2 = \frac{b \pm \sqrt{b^2 - 6c}}{6} \qquad (7a)$$

waarin $= b = 3{,}5\left\{\frac{3}{2}\frac{p_k}{\rho_k V_k} + V_k\right\}$

$$c = 7.\frac{p_k}{\rho_k} + V_k^2$$

daaruit volgt: T_2 uit $T_2 = T_m - \frac{V_2^2}{2c_p}$. (8)

ρ_2 uit (5c) : $\rho_2 = \frac{A_k \rho_k V_k}{A V_2} = \frac{2}{3}\frac{\rho_k V_k}{V_2}$ (9)

p_2 uit : $p_2 = RT_2\rho_2$ (10)

De waarden van V_2, T_2, ρ_2, p_2 en μ_2 voor verschillende waarden van M_k zijn in tabel II-3 vermeld.

μ is berekend uit : $\mu = 1{,}8286.10^{-6}\left(\frac{T}{288}\right)^{3/2}.\ \frac{288 + 120}{T + 120}\ \frac{kgfsec}{m^2}$

4. De stroming in de staakleiding zelf tussen 2 en 3.

41. Algemeen.

Het is niet mogelijk in het hier beschouwde geval ter berekening van het drukverlies tussen de doorsneden 2 en 3 van de leiding zonder meer een van de bekende formules voor het drukverlies in een buis toe te passen:

a. In de eerste plaats is de doorsnede van de beschouwde leidingen niet cirkelvormig. Om het effect hiervan in rekening te brengen zal worden gewerkt met de hydraulische diameter $D = 4A/O$; A is hierin de vrije doortocht en O de bespoelde omtrek van de doorsnede.
Er moet in dit verband echter op worden gewezen dat de doorsnede van de mantelleiding merkwaardig van vorm is, vooral ook bij aanwezigheid van drukleidingen in het kanaal. Het is niet bekend hoe groot de daarmee samenhangende fout in de berekende wrijvingsweerstand is.

b. In de tweede plaats is het de bedoeling het massa-transport door de staakleiding zo groot mogelijk te doen zijn. Bij de daartoe gewenste hoge snelheden zal de druk in stromingsrichting sterk dalen. In samenhang daarmee zal ook de dichtheid afnemen zodat op grond van de continuiteits-voorwaarde de snelheid in de cylindrische leiding zal toenemen.
Dit heeft voor de berekening van het drukverlies twee consequenties:

1e. Het snelheidsprofiel zal "boller" zijn dan dat waarvoor de bekende formules voor het drukverlies in een pijp zijn afgeleid. Bij de hierna volgende berekening is dit effect niet direct in rekening gebracht, er is echter wel een zekere veiligheidsfactor verkregen door in plaats van met een adiabatische toestands verandering met een isothermische verandering te rekenen.

2e. De druk zal niet alleen dalen als gevolg van de wrijving langs de wand maar er zal ook rekening moeten worden gehouden met de versnelling van de lucht.

Voor de berekening van het wrijvingsverlies wordt gebruik gemaakt van de formule van Blasius voor een turbulente stroming door een gladde buis:

$$\frac{\tau . O dx}{A} = \lambda . \tfrac{1}{2} \rho V^2 \frac{dx}{D} = \varphi \; 0{,}3164 \left(\frac{\nu}{VD}\right)^{1/4} . \tfrac{1}{2} \rho V^2 \frac{dx}{D} \qquad (11)$$

Hierin : τ = schuifspanning op de wand

O = bespoelde omtrek

A = doortocht

D = hydraulische diameter = $\frac{4A}{O}$

V = gemiddelde snelheid in de beschouwde doorsnede

x = afstand stroomafwaarts van doorsnede 2

De factor φ wordt hier gelijk 1 gesteld; eigenlijk moet, op grond van het hierboven onder b.1e genoemde, met een iets grotere waarde worden gerekend maar er wordt aangenomen dat voldoende compensatie wordt verkregen door uit te gaan van een isothermische toestandsverandering.

Bij de berekening van de stroming wordt hier aangenomen dat de stromingswetten in bruikbare mate geldig blijven wanneer zij worden toegepast op de over de doorsnede gemiddelde waarden van V, ρ en T. Er wordt gebruik gemaakt van:

a. de impulswet:

$$dp.A + \tau.O.dx = - d(\rho V^2 A) \qquad (12)$$

b. de continuiteitswet: ρVA = constant = $\rho_2 V_2 A_2$ of, omdat de doortocht A tussen 2 en 3 constant is:

$$\rho V = \text{constant} = \rho_2 V_2 \qquad (13)$$

c. de toestandsvergelijking : $p = \rho RT$ (14)

d. de energiewet : hierop wordt later ingegaan.

De impulswet (12) kan als volgt worden herleid:

Voor $d(\rho V^2 A)$ kan worden geschreven: $A(\rho V)^2 . d\frac{1}{\rho}$

Hiermee en met (11) wordt de impulswet (12) na deling door A:

$$dp + (\varphi) 0{,}3164 \left(\frac{\nu}{VD}\right)^{1/4} \cdot \tfrac{1}{2} \rho V^2 \frac{dx}{D} = - (\rho V)^2 d \frac{1}{\rho}$$

$$-dp = (\varphi) \frac{0{,}3164 . 0{,}5}{D^{5/4}} \cdot \mu^{1/4} \cdot \rho^{3/4} \cdot V^{7/4} \cdot dx + (\rho V)^2 d \frac{1}{\rho}$$

$$-dp = (\varphi) \frac{0{,}3164 . 0{,}5}{D^{5/4}} \cdot (\rho V)^{7/4} \cdot \mu^{1/4} \cdot \frac{dx}{\rho} + (\rho V)^2 d \frac{1}{\rho} \qquad (15a)$$

$$-dp = (\varphi) \underbrace{\frac{0{,}3164 . 0{,}5 R}{D^{5/4}} . (\rho V)^{7/4} . \mu^{1/4}}_{\sim \text{ constant}} \frac{T}{p} \cdot dx + \underbrace{R(\rho V)^2}_{\text{constant}} d\left(\frac{T}{p}\right), \qquad (15)$$

Het is mogelijk deze vergelijking verder uit te werken met behulp van de energiewet. Wanneer wordt uitgegaan van een adiabatische toestandsverandering zou gelden:

$$c_p T + \frac{V^2}{2} = \text{constant} \; : \; \text{verder geldt } V = \frac{\rho V}{\rho} = (\rho V) . \frac{RT}{p} \quad \text{dus}$$

$$c_p T + (\rho V)^2 R^2 . \left(\frac{T}{p}\right)^2 = \text{constant}.$$

Hieruit kan p als f(T) worden opgelost. Substitutie in (15) geeft dan een vergelijking waaruit T als functie van x zou kunnen worden berekend.

Het lijkt niet wenselijk deze lijn te volgen. De grotere hoeveelheid rekenwerk die daarbij moet worden verricht staat in geen redelijke verhouding tot de nauwkeurigheid van de methode.

De berekening verloopt eenvoudiger wanneer van een <u>isothermische</u> toestandsverandering tussen 2 en 3 wordt uitgegaan.

In werkelijkheid zal de snelheid V toenemen met x en de temperatuur bij een adiabatisch proces dus dalen. Wordt met een constante temperatuur T_2 gerekend dan wordt uit vergelijking (15) een te hoge waarde voor dp berekend. Dit is geen bezwaar omdat, naar uit het voorgaande blijkt enige reserve wenselijk is met het oog op het bollere snelheidsprofiel bij een versnelde stroming.

Met $T = T_2$ (en $\varphi = 1$) wordt vergelijking (15):

$$-dp = \frac{0{,}3164.0{,}5.R}{D^{5/4}}.(\rho_2 V_2)^{7/4}\,\mu_2^{1/4}.T_2.\frac{dx}{p} - R(\rho_2 V_2)^2\,T_1\,\frac{dp}{p^2}$$

of $$-dp\left[p - \frac{R(\rho_2 V_2)^2 T_2}{p}\right] = \frac{0{,}3164.0{,}5.R}{D^{5/4}}.(\rho_2 V_2)^{7/4}.\mu_2^{1/4}.T_2 dx$$

Door integratie tussen 2 en 3 ontstaat vergelijking (16):

$$\boxed{\tfrac{1}{2}(p_2^2 - p_3^2) - 2{,}3026\,R(\rho_2 V_2)^2 T_2 \log\frac{p_2}{p_3} = 0{,}3164.0{,}5\,R(\rho_2 V_2)^{7/4}\,\mu_2^{1/4}\,T_2\,\frac{L}{D^{5/4}}}$$

$$\underbrace{\tfrac{1}{2}(p_2^2 - p_3^2)}_{E} - \underbrace{f\,.\log\frac{p_2}{p_3}}_{F} = \underbrace{G\,.\,\frac{L}{D^{5/4}}}_{G} \qquad (16)$$

Het linker lid (E-F) van deze vergelijking kan ter bepaling van de gedachten in zekere zin worden beschouwd als een grootheid die verband houdt met het drukverschil dat voor het overwinnen van de wrijving beschikbaar is; d.w.z. het totale drukverschil, verminderd met het drukverschil dat voor de versnelling van de lucht tussen 2 en 3 nodig is. Het rechter lid G kan in deze gedachtengang worden beschouwd als een grootheid die samenhangt met het drukverschil dat voor het overwinnen van de wrijving nodig is.

Uit de vergelijking zal worden afgeleid welke waarden van M_2 (dus van het massatransport) zich in een leiding met bekende waarde van $L/D^{5/4}$ zullen instellen afhankelijk van de druk p_3 in het eind van de leiding. Daartoe is voor tien waarden van M_k zowel de waarde van het linker lid, bij enkele waarden van p_3, als de waarde van het rechter lid berekend. Het resultaat is in fig. II-2 gegeven.

4.2. De berekening van het linker lid (E - F) van verg. (16).

De berekeningen zijn uitgevoerd bij 10 waarden van M_k, het getal van Mach in de "keel". De hulpgrootheden p_2 en f zijn in tabel

II-4 verzameld. De waarden van E-F zijn in tabel II-5 gegeven en in fig. II-2 op $\rho_2.V_2$ uitgezet.
Aan de linkerkant van tabel II-5 ontbreken enige waarden; deze hebben n.l. betrekking op gevallen waarin p_3 groter is genomen dan de druk p_2 in het begin van de leiding die bij de beschouwde waarde van M_k behoort. (zie ook tabel II-3); de (E-F) -krommen voor 10000-p_3 gelijk 1000 en 2000 in fig. II-2 snijden de nulas.
Aan de rechterkant van tabel II-5 zijn enige waarden door een punt-streep lijn afgescheiden van de rest van de tabel; zij zijn voor het hier beschouwde probleem niet bruikbaar.
Het blijkt n.l. dat bij een bepaalde waarde van M_k bij vergroting van de onderdruk 10000-p_3 de waarde van F-F aanvankelijk toeneemt maar bij een zekere grenswaarde van 10000-p_3 een maximum bereikt. Bij verdere vergroting van de onderdruk in het eind van de leiding zou dus <u>minder</u> drukverschil voor het overwinnen van de wrijvingsweerstand beschikbaar zijn!

P.m.: In de gevallen die betrekking hebben op het gebied van tabel II-5 geheel rechts van de stippellijn zou het voor de versnelling van de lucht benodigde drukverschil groter zijn dan het totale drukverschil.

De grenswaarde van p_3 kan worden berekend door differentiatie van (E-F) bij constante waarde van M_k. Dit levert:

$$- p_3 + \frac{(\rho_2 V_2)^2 . RT_2}{p_3}$$ Wordt dit nul gesteld dan volgt:

p_3 grens = $(\rho V) \sqrt{RT}$. Merk op: $\sqrt{RT}$ is de isothermische geluidsnelheid.

De waarde van p_{3grens} is voor verschillende waarden van M_k in tabel II-6 gegeven; p_{3grens} is verder in fig.II-3 op $\rho_2 V_2$ uitgezet.
Ter orientering is verder in tabel II-7 nog de waarde van M_3 gegeven voor de in tabel II-5 opgenomen situaties.

Ten behoeve van de berekening van het rechter lid van verg.(16) zal hierna eerst de bepaling van $L/D^{5/4}$ worden besproken.

43. <u>De beschouwde leidingen; waarden van $L/D^{5/4}$.</u>

Er zijn zes verschillende leidingvormen beschouwd (zie fig.II-5).
De leidingen I,II en III hebben betrekking op de mantelleiding voor

een universele staak (zie deel I, par.8) bij de leidingen IV,V en VI is aan een "hulpluchtstaak" gedacht.
De lengte L van alle leidingen is 1,7 meter gesteld.
Alle beschouwde leidingen hebben een ringvormige doorsnede: buitendiameter d_u; binnendiameter d_i.

De mantelleidingen voor de universele staak.

Er is van uitgegaan dat de buitendiameter d_u van de leidingen I,II en III gelijk is aan 0,99 m en dat de vrije doortocht A van deze leidingen 0,001231 m^2 bedraagt (overeenkomstig het in deel I par.8 gestelde).
In elk van de leidingen bevinden zich 50 drukleidingen met een uitwendige diameter van 2,5 mm; de wijze waarop deze zijn gemonteerd is voor de drie leidingen verschillend.
De drukbuisjes nemen in de verschillende gevallen een verschillend groot deel A_b van de doortocht in beslag; omdat de vrije doortocht A voor alle leidingen gelijk werd gewenst vertonen de binnendiameters d_i voor de leidingen I,II en III kleine verschillen.

De berekening van $L/D^{5/4}$.

Mantelleiding I: De drukleidingen bevinden zich midden in de stroming; zij worden geheel omspoeld.

$$A_{b_I} = 50 \cdot \frac{\pi}{4} 0{,}0025^2 = 0{,}000245 \ m^2$$

$$A = \underline{0{,}001231 \ m^2} \quad \text{dus}$$

$$\frac{\pi}{4}(0{,}099^2 - d_i^2) = 0{,}001476 \ m^2 \ ; \ d_{i_I} = 0{,}089 \ m$$

De bespoelde omtrek O_I is dan:

$$\underbrace{\pi\,(0{,}089 + 0{,}099)}_{0{,}5903} + \underbrace{50\ \pi . 0{,}0025}_{0{,}3927} = 0{,}9833 \ m$$

De hydraulische diameter $D_I = \frac{4A}{O_I} = \frac{4 . 0{,}001231}{0{,}9833} = \underline{0{,}005008 \ m}$

$$\frac{L}{D_I^{5/4}} = \underline{\underline{1276 \ m^{-\frac{1}{4}}}}$$

Mantelleiding II: De drukleidingen zijn in groepen van 10 naast elkaar liggende buisjes tegen de binnenmantel bevestigd. (zie fig. II-5). Het deel $A_{b_{II}}$ van de doortocht dat dan door de buisjes wordt ingenomen, aangenomen dat dit gelijk mag worden gesteld aan de oppervlak van de omgeschreven rechthoeken, is dan:

$$A_{b_{II}} = 5.0{,}0025.0{,}025 = 0{,}0003125 \text{ m}^2$$

$$A = \underline{0{,}001231 \text{ m}^2} \quad \text{dus}$$

$$\frac{\pi}{4}(0{,}099^2 - d_{i_{II}}^{\ 2}) = 0{,}0015435 \text{ m}^2 \quad \text{of } d_{i_{II}} = 0{,}08852 \text{ m.}$$

De bespoelde omtrek is in dit geval:

$$\underbrace{\pi(0{,}08852 + 0{,}099)}_{0{,}58911} + 5.2.0{,}0025 = 0{,}61411 \text{ m}$$

De hydraulische diameter $D_{II} = \frac{4\,A}{O_{II}} = 0{,}008018 \text{ m}$

$$\frac{L}{D^{5/4}} = \underline{\underline{708{,}5 \text{ m}^{-\frac{1}{4}}}}$$

Mantelleiding III: De drukleidingen worden tot een "blok" gecombineerd: twee op elkaar liggende lagen van 25 buisjes elk.(fig.II-5). Het deel $A_{b_{III}}$ dat door de drukbuisjes wordt ingenomen kan in dat geval gelijk worden gesteld aan:

$$\frac{25.0{,}0025}{\pi\, d'} \cdot \frac{\pi}{4}(0{,}099^2 - d_i^{\ 2})$$

De vrije doortocht A is dan:

$$\left(1 - \frac{25.0{,}0025}{\pi\, d'}\right)\frac{\pi}{4}(0{,}099^2 - d_i^{\ 2}) = 0{,}001231 \text{ m}^2$$

Er wordt geen grote fout gemaakt wanneer in de eerste term voor d' de geschatte waarde 0,089 wordt ingevuld.

Uit de vergelijking volgt dan : $d_{i_{III}} = 0{,}08822$ m

De bespoelde omtrek O_{III} is in dit geval:

$$\underbrace{\left(1 - \frac{25.0,0025}{\pi\, d'}\right)}_{0,77647} \pi\,(0,099 + 0,08822) + (0,099 - 0,08822) = 0,46748 \text{ m.}$$

De hydraulische diameter $D_{III} = \frac{4A}{O_{III}} = 0,010533$ m.

$$\frac{L}{D_{III}^{5/4}} = \underline{\underline{503,8 \text{ m}}} \qquad -\frac{1\pi}{4}$$

(Ter vergelijking wordt hier nog het (niet bruikbare) geval beschouwd van een gewone buis met cirkelvormige doorsnede en doortocht $A = 0,001231$ m^2. De diameter zou voor dat geval volgen uit:

$$\frac{\pi d^2}{4} = 0,001231 \qquad \text{of} \quad d = D = 0,03959 \text{ m}$$

$$\frac{L}{D^{5/4}} = \underline{\underline{96,27 \text{ m}}} \qquad -\frac{1}{4}\ )$$

<u>De "hulplucht-staak" leidingen IV, V en VI.</u>

Ook hier werden leidingen met een ringvormige doorsnede beschouwd; er bevinden zich echter geen drukleidingen in het kanaal dat voor de hulplucht is bestemd; bij de hulpluchtstaak kunnen deze door de centrale buis worden geleid (zie deel I par. 93; fig.8.B.

Een overzicht van de beschouwde leidingen is hieronder gegeven: (zie ook fig. II-5)

Leiding	IV	V	VI	
uitwendige dia. buitenwand :	(60)	(70)	(80)	mm
buitendiameter d_u van de doorsnede van het kanaal :	50	60	70	mm
doortocht :	0,001231 = A_I	0,001846 = 1,5.A_I	0,002462 = 2.A_I	m^2
binnendiameter d_i van de doorsnede van het kanaal :	30,5	35,3	42,0	mm
hydraulische diameter D :	19,5	24,7	28,0	mm
$\frac{L}{D^{5/4}}$:	233,30	173,61	148,42	$m^{-\frac{1}{4}}$

44 De berekening van het rechter lid van verg.(16)

Het rechterlid is $G = g.\frac{L}{D^{5/4}}$. De grootheid g is afhankelijk van M_k, hij is in tabel II-4 voor verschillende waarden van M_k gegeven.
De waarde van $L/D^{5/4}$ is in het voorgaande berekend:

Mantelleiding	I	:	$L/D^{5/4}$ = 1276	$m^{-\frac{1}{4}}$	doortocht A_I
,,	II	:	= 708,5		
,,	III	:	= 503,8		
Hulpstaakleiding	IV	:	= 233,30		
,,	V	:	= 173,61		doortocht 1,5.A_I
,,	VI	:	= 148,42		doortocht 2.A_I

De aandacht wordt gevestigd op het grote verschil tussen de waarden van $L/D^{5/4}$ voor de leidingen I, II en III die vrijwel alleen verschillen in de wijze waarop de drukleidingen zijn gemonteerd; het is blijkbaar zeer nuttig dergelijke drukleidingen in een pakket te bundelen om de bespoelde omtrek zoveel mogelijk te verkleinen.

Voor de genoemde leidingen werd de waarde van het rechter lid G van verg. (16) voor verschillende waarden van M_k berekend. De waarden van G zijn in tabel II-8 verzameld en in fig. II-2 op $\rho_2 V_2$ uitgezet.

5. De bepaling van het maximale massatransport.

Het massatransport dat zich bij een bepaalde waarde van p_3 zal instellen kan worden afgelezen bij het snijpunt van de karakteristiek voor de beschouwde leiding en de kromme in fig. II-2 die bij de beschouwde waarde van p_3 behoort.
Naarmate p_3 afneemt neemt $\rho_2 V_2$ aanvankelijk toe. Bij een zekere waarde van p_3, n.l. bij die waarde waarbij zich in het eind van de leiding de "geluidssnelheid" instelt, wordt een grens bereikt, een maximale waarde van $\rho_2 V_2$ voor de beschouwde leiding.
Aangezien bij de afleiding van verg. 16 met een isothermisch proces is gerekend wordt hier met de "geluidssnelheid" de isothermische geluidssnelheid $\sqrt{RT_2}$ bedoeld.
De grenswaarde van $\rho_2 V_2$ kan in fig. II-2 worden afgelezen; de daarbij behorende waarde van $10000-p_3$ volgt uit fig. II-3.
Wanneer de leiding zeer wijd is wordt het max. van $\rho_2 V_2$ bepaald doordat de geluidssnelheid in de keel bij de instroming de waarde 1 bereikt.
De in fig. II-2 afgelezen waarden van $\rho_2 V_2$ voor de verschillende leidingen en bij verschillende waarden van p_3, zijn in tabel II-9 verzameld.
Door vermenigvuldiging met de doortocht van de beschouwde leiding werd de waarde van het massatransport verkregen; deze waarden zijn in tabel II-10 gegeven.
Het verband tussen p_3 en dit massatransport, (de staakleiding karakteristiek) is ook in fig. II-4 gegeven.
Het snijpunt van een "staakleiding-karakteristiek" in die figuur met de karakteristiek van de combinatie "transportleiding en pomp" geeft het maximaal met de beschouwde leiding verkrijgbare luchttransport aan.

Uit de ongunstigste "transportleiding-pomp karakteristiek" volgt voor de capaciteit van de verschillende staakleidingen:

Leiding:	Maximaal massatransport (bij gebruik van een zwaarddoortocht van 12 x 135 mm en twee verbindingsslangen tussen zwaard en afzuigkast met een inw. diameter van 50 mm)
I	0,0108 $\frac{kgf.sec^2/m}{sec}$
II	0,0132
III	0,0144
IV	0,0166
V	0,0213
VI	0,0233

Uit deel I (par.722) blijkt dat een massatransport van 0,0236 $\frac{kgf.sec^2/m}{sec}$ moet kunnen worden bereikt. In deel I par 93 wordt daarom het gebruik van een hulpluchtstaak van het type VI aanbevolen.

6. <u>De druk waarbij de hulplucht bij uitblaasproeven moet worden toegevoerd bij gebruik van de universele staak met mantelleiding III.</u>

In deel I, par. 723 is berekend dat voor uitblaasproeven maximaal 0,02013 $\frac{\text{kgf.sec}^2/\text{m}}{\text{sec}}$ hulplucht nodig zou zijn.
In het model moet de totale druk van deze lucht 18930 kgf/m^2 bedragen.
Hieronder zal worden nagegaan welke druk daartoe in het kanaal door het zwaard moet worden onderhouden wanneer gebruik wordt gemaakt van de universele staak met leiding III.
Voor de berekening van het drukverlies in de staak tussen de doorsnede 3 en het inwendige van het model wordt gebruik gemaakt van een vergelijking van het type (16). Voor het hier beschouwde geval kan worden geschreven:

$$\tfrac{1}{2}(p_3^{\,2} - p_2^{\,2}) - R(\rho_3 V_3)^2\, T_3 \ln \frac{p_3}{p_2} = 0{,}3164.0{,}5.R(\rho_3 V_3)^{7/4}\, \mu_3^{\,1/4}\, T_3\, \frac{L}{D^{5/4}}, \qquad (17)$$

Hierin is:

$p_2 = p_r$ in model = 18930 kgf/m^2.

$\rho_3 V_3 = \frac{A\rho V}{A_{III}} = \frac{0{,}02013}{0{,}001231} = 16{,}35 \quad \frac{\text{kgf sec}}{\text{m}^3}$

T_3 wordt gesteld op 288°K, μ_3 is daarbij 1,8286.10^{-6} kgf sec/m^2;

$\frac{L}{D^{5/4}}$ voor leiding III = 503,8 m$^{-\frac{1}{4}}$ (zie par.43).

Uit (17) volgt = p_3 = 20645 kgf/m^2.

Dus : $\rho_3 = p_3/RT_3$ = 0,2498 kgf sec^2/m^4

en $V_3 = \rho.V/\rho_3$ = 16,35/0,2498 = 65,45 m/sec en

$\tfrac{1}{2}\rho_3 V_3^{\,2}$ = 535 kgf/m^2.

Er wordt aangenomen dat bij de doorstroming van het zwaardlager en bij de instroming in de hulplucht-leiding van de staak een drukverlies van $1{,}5.\tfrac{1}{2}\rho_3 V_3^{\,2}$ = 800 kgf/m^2 optreedt.
De druk p_4 die in het kanaal door het zwaard moet worden onderhouden is dan: p_3 + 800 = 21454 kgf/m^2 of ongeveer <u>1,15 atmosfeer overdruk.</u> t.o.v. de atmosfeer.

Tabel II-1

Het verband tussen de druk p_3 en het massatransport door de pomp

(alle drukken in kgf/m^2)

			Voor nauwe zwaard leiding (12 x 135 mm) en nauwe slangen 6-7 (inw. dia 50 mm)			Voor wijdere zwaard leiding (20 x 100mm) en wijdere slangen 6-7 (inw. dia 100mm)			
p_{11}	$p_{11}^{\frac{3}{4}}$	Δp_{8-11}	Δp_{3-8}	Δp_{3-11}	$10000 - p_3$	Δp^*_{3-8}	Δp^*_{3-11}	$10000 - p_3$	massa transport $\frac{kgf.sec^2/m}{sec}$
9000	924,02	90,1	1432,2	1522,3	(-522,3)	452,1	542,2	457,8	0,02903
8000	845,90	80,6	1294,7	1375,3	624,7	407,0	487,6	1512,4	0,02581
7000	765,28	71,0	1154,9	1225,9	1774,1	361,4	432,4	2567,6	0,02258
6000	681,73	61,3	1012,6	1073,9	2926,1	351,2	376,5	3623,5	0,01935
5000	594,57	51,6	867,2	918,8	4081,2	268,3	319,9	4680,1	0,01613
4000	502,97	41,9	717,8	759,7	5240,3	220,4	262,3	5737,7	0,01290
3000	405,36	31,9	563,0	594,9	6405,1	171,2	203,1	6796,9	0,00968
2000	299,07	21,8	400,7	422,5	7577,5	120,2	142,0	7858,0	0,00645
1000	177,83	11,4	225,2	236,6	8763,4	66,1	77,5	8922,5	0,00323

p_3 = druk in het einde van de hulpluchtleiding in de staak (fig. II-1)

p_8 = druk in de afzuigkast in de meetkamer

p_{11} = druk bij de ingang van de SIHI-pomp.

De onderdruk $10000-p_3$ is in fig. II-4 op het massatransport uitgezet ("transportleiding-pomp "karakteristieken).

Tabel II-2

De toestand in de "keel" K.

M_k	V_k m/sec	p_k kgf/m^2	ρ_k kgf sec^2/m^4	a_k m/sec
0,1	34,0	9433	0,1143	339,85
0,2	67,7	9239	0,1127	338,84
0,3	101,2	8925	0,1099	337,18
0,4	133,9	8508	0,1062	334,87
0,5	166,0	8008	0,1017	331,99
0,6	197,1	7448	0,0966	328,56
0,7	227,3	6849	0,0910	324,65
0,8	256,2	6232	0,0850	320,30
0,9	284,0	5617	0,0790	315,61
1,0	310,57	5019	0,0728	310,57

Tabel II-3

De toestand in doorsnede 2.

M_k	V_2 m/sec	T_2 ^oK	ρ_2 kgf sec^2/m^4	p_2 kgf/m^2	μ_2 kgf sec/m^2	$\rho_2 V_2$ kgf sec/m^3
0,1	22,57	287,7	0,11480	9480	$1,827.10^{-6}$	2,591
0,2	44,81	287,0	0,11359	9358	$1,824.10^{-6}$	5,090
0,3	66,20	285,8	0,11196	9184	$1,818.10^{-6}$	7,412
0,4	86,41	284,3	0,10978	8959	$1,810.10^{-6}$	9,486
0,5	104,99	282,5	0,10723	8695	$1,801.10^{-6}$	11,258
0,6	121,62	280,6	0,10438	8407	$1,791.10^{-6}$	12,695
0,7	136,05	278,8	0,10130	8107	$1,782.10^{-6}$	13,782
0,8	148,06	277,1	0,09812	7805	$1,773.10^{-6}$	14,528
0,9	157,56	275,6	0,09488	7506	$1,765.10^{-6}$	14,950
1,0	164,59	274,5	0,09164	7220	$1,760.10^{-6}$	15,083

Tabel II-4

Hulptabel voor de berekening van E, F en G in vergel.(16)

M_k	p_2 kgf/m^2	log f	f kgf^2/m^4	log g	g $kgf^2/m^{15/4}$
0,1	9480	6,10601	$1,28.10^6$	3,40508	2541
0,2	9358	6,69147	$4,91.10^6$	3,91702	8261
0,3	9184	7,01603	$10,38.10^6$	4,20042	15864
0,4	8959	7,22809	$16,91.10^6$	4,38524	24279
0,5	8695	7,37411	$23,66.10^6$	4,51210	32516
0,6	8407	7,47548	$29,89.10^6$	4,59985	39797
0,7	8107	7,54406	$35,00.10^6$	4,65895	45599
0,8	7805	7,58721	$38,66.10^6$	4,69585	49642
0,9	7506	7,60971	$40,52.10^6$	4,71476	51851
1,0	7220	7,61565	$41,27.10^6$	4,71939	52408

p_2 (druk in het begin van de staakleiding, na de instroomzone), uit tabel II-3.

$$\left.\begin{aligned} f &= 2,3026\ R\ .\ (\rho_2 V_2)^2\ T_2 \\ g &= 0,3164.0,5\ R(\rho_2 V_2)^{7/4}.\mu_2^{1/4}.T_2 \end{aligned}\right\}\quad \text{vergel.(16)}$$

$$R = 287,04\ \ m^2/sec^2\ {}^oK$$

Tabel II-5

E, F en E-F uit vergel. (16) in kgf^2/m^4

$10000-p_3$		1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000
M_k										
0,1	$E.10^{-6}$	4,436	12,936	20,436	26,936	32,436	36,936	40,436	42,936	44,436
	$F.10^{-6}$	0,029	0,094	0,168	0,254	0,355	0,478	0,638	0,863	1,247
	$(E-F).10^{-6}$	4,407	12,842	20,268	26,682	32,081	36,458	39,798	42,073	43,189
0,2	$E.10^{-6}$	3,283	11,787	19,283	25,783	31,283	35,783	39,283	41,783	43,283
	$F.10^{-6}$	0,083	0,335	0,620	0,949	1,338	1,814	2,428	3,293	4,773
	$(E-F).10^{-6}$	3,200	11,452	18,663	24,834	29,945	33,969	36,855	38,490	38,510
0,3	$E.10^{-6}$	1,676	10,176	17,676	24,176	29,676	34,176	37,676	40,176	41,676
	$F.10^{-6}$	0,091	0,622	1,224	1,919	2,740	3,746	5,042	6,869	9,993
	$(E-F).10^{-6}$	1,585	9,554	16,452	22,257	26,936	30,430	32,634	33,307	31,683
0,4	$E.10^{-6}$	-	8,128	15,628	22,128	27,628	32,128	35,628	38,128	39,628
	$F.10^{-6}$	-	0,831	1,812	2,943	4,282	5,921	8,033	11,011	16,100
	$(E-F).10^{-6}$		7,297	13,816	19,185	23,346	26,207	27,595	27,117	23,528
0,5	$E.10^{-6}$	-	5,803	13,303	19,803	25,303	29,803	33,303	35,803	37,303
	$F.10^{-6}$	-	0,856	2,229	3,813	5,687	7,980	10,937	15,104	22,228
	$(E-F).10^{-6}$		4,947	11,074	15,990	19,616	21,823	22,366	20,699	15,075
0,6	$E.10^{-6}$	-	3,340	10,840	17,340	22,840	27,340	30,840	33,340	34,840
	$F.10^{-6}$	-	0,644	2,377	4,378	6,745	9,641	13,375	18,638	27,634
	$(E-F).10^{-6}$		2,696	8,463	12,962	16,095	17,699	17,465	14,702	7,206
0,7	$E.10^{-6}$	-	0,858	8,358	14,858	20,358	24,858	28,358	30,858	32,358
	$F.10^{-6}$	-	0,201	2,231	4,574	7,345	10,737	15,110	21,273	31,809
	$(E-F).10^{-6}$		0,657	6,127	10,284	13,013	14,121	13,248	9,585	0,549
0,8	$E.10^{-6}$	-	-	5,956	12,456	17,956	22,456	25,956	28,456	29,956
	$F.10^{-6}$	-	-	1,826	4,414	7,475	11,221	16,051	22,857	34,494
	$(E-F).10^{-6}$			4,130	8,042	10,481	11,235	9,905	5,599	-
0,9	$E.10^{-6}$	-	-	3,670	10,170	15,670	20,170	23,670	26,170	27,670
	$F.10^{-6}$	-	-	1,234	3,959	7,183	11,128	16,215	23,384	35,638
	$(E-F).10^{-6}$			2,436	6,211	8,487	9,042	7,455	2,786	-
1,0	$E.10^{-6}$	-	-	1,567	8,067	13,567	18,067	21,567	24,067	25,567
	$F.10^{-6}$	-	-	0,556	3,319	6,586	10,586	15,743	23,009	35,434
	$(E-F).10^{-6}$			1,011	4,748	6,981	7,481	5,824	1,058	-

$10000 - p_3 >$

$10000 - p_{3_{grens}}$

$E = \frac{1}{2}(p_2^2 - p_3^2) \quad (kgf/m^2)^2$

$F = f.\log \frac{p_2}{p_3} \quad (kgf/m^2)^2$

p_2 en f ontleend aan tabel II-4

De waarden van E-F zijn in fig. II-2 op $\rho_2 V_2$ uitgezet.

($\rho_2 V_2$ ontleend aan tabel II-3)

Tabel II-6; $p_{3_{grens}}$.

M_k	Isothermische grenssnelheid: $\sqrt{RT_2}$ m/sec	$p_{3_{grens}} = \rho_2 V_2 \cdot \sqrt{RT_2}$ kgf/m^2	$10000 - p_{3_{gr}}$ kgf/m^2
0,1	287,4	745	9255
0,2	287,0	1461	8539
0,3	286,4	2123	7877
0,4	285,7	2710	7290
0,5	284,8	3206	6794
0,6	283,8	3603	6397
0,7	282,9	3899	6101
0,8	282,0	4097	5903
0,9	281,3	4205	5795
1,0	280,7	4234	5766

De waarden van $10000 - p_3$ zijn in fig. II-3 op $\rho_2 V_2$ uitgezet.

Tabel II-7:

Het getal van Mach M_3 voor de in tabel II-5 opgenomen situaties (uitgaande van de adiabatische geluidssnelheid).

M_k	$T_3 = T_2$ °K	p_3 / ρV kgf.sec/m^3	9000	8000	7000	6000	5000	4000	3000	2000	1000	kgf/m^2
			M_3									
0,1	287,7	2,591	0,07	0,08	0,09	0,10	0,13	0,16	0,21	0,31	0,63	
0,2	287,1	5,090	0,14	0,15	0,18	0,21	0,25	0,31	0,41	0,62	1,23	
0,3	285,8	7,412	0,20	0,22	0,26	0,30	0,36	0,45	0,60	0,90	1,79	
0,4	284,3	9,486		0,29	0,33	0,38	0,46	0,57	0,76	1,14	2,29	
0,5	282,5	11,258		0,35	0,39	0,45	0,54	0,68	0,90	1,35	2,71	
0,6	280,6	12,695		0,38	0,43	0,51	0,61	0,76	1,01	1,52	3,04	
0,7	278,8	13,782		0,41	0,47	0,55	0,66	0,82	1,10	1,65	3,29	
0,8	277,1	14,528			0,49	0,58	0,69	0,86	1,15	1,73		
0,9	275,6	14,950			0,71	0,59	0,71	0,89	1,18	1,77		
1,0	274,5	15,083			0,51	0,60	0,72	0,89	1,19	1,79		

$$\left.\begin{aligned} V_3 &= \frac{\rho_2 V_2}{\rho_3} = \frac{\rho_2 V_2 R T_2}{p_3} \\ a_3 &= \sqrt{\gamma R T_2} \end{aligned}\right\} \quad M_3 = \frac{V_3}{a_3} = \frac{\rho_2 V_2}{p_3} \sqrt{\frac{RT_2}{\gamma}}$$

Tabel II-8

Waarden van $G.10^{-6}$ uit vergelijking (16) voor verschillende leidingvormen.

G in (kgf/m^2)

M_k	Staak leiding: I	II	III	IV	V	VI	
0,1	3,25	1,80	1,28	0,592	0,441	0,377	
0,2	10,56	5,85	4,16	1,927	1,434	1,226	
0,3	20,28	11,24	7,99	3,701	2,754	2,355	
0,4	31,04	17,20	12,23	5,664	4,215	3,604	
0,5	41,58	23,04	16,38	7,586	5,645	4,826	
0,6	50,88	28,20	20,05	9,284	6,909	5,907	
0,7	58,30	32,31	22,97	10,64	7,916	6,768	
0,8	63,47	35,17	25,01	11,58	8,618	7,368	
0,9	66,30	36,74	26,12	12,10	9,002	7,696	
1,0	67,01	37,13	26,40	12,23	9,120	7,778	
D =	0,005008	0,008018	0,010533	0,0195	0,0247	0,0280	m
$\frac{L}{D^{5/4}}$	1276	708,5	503,8	233,30	173,61	148,42	$m^{-\frac{1}{4}}$
A	A = 0,001231				0,001846	0,002462	m^2

$G = g \cdot \frac{L}{D^{5/4}}$; g ontleend aan tabel II-4

L = lengte = 1,7 m

D = hydraulische diameter = $\frac{4A}{O}$ m

A = vrije doortocht

O = bespoelde omtrek

De waarden van G zijn in fig. II-2 op $\rho_2 V_2$ uitgezet ($\rho_2 V_2$ ontleend aan tabel II-3)

Tabel II-9

Karakteristiek van staak-leidingen voor afzuiging

Waarden van $\rho_2 V_2$ afgelezen uit fig. II-2 (kgf sec/m^3).

10000-p_3 (kgf/m^2)	Staakleiding: I	II	III	IV	V	VI
1000	2,9	3,85	4,45	6,00	6,50	6,75
2000	5,3	6,9	7,9	10,18	10,92	11,28
3000	6,7	8,7	9,85	12,39	13,17	13,53
4000	7,7	9,9	11,2	13,68	14,37	14,68
5000	8,35	10,65	11,9	14,31	14,81	14,93
6000	8,8	11,05	12,25	-	-	-
7000	9	-	-	-	-	-
5800						15,0
5820					14,95	
5940				14,45		
6530			12,25			
6830		11,15				
7420	9,05					

x) Grenswaarden van $\rho_2 . V_2$ uit fig. II-2; daarbij 10000-p_3 afgelezen uit fig. II-3.

Tabel II-10

Karakteristieken van staakleidingen voor afzuiging; massatransport $A_2 \rho_2 V_2$ afgeleid uit tabel II-9 (kgf sec/m)

10000-p_3 (kgf/m^2)	Staakleiding: I	II	III	IV	V	VI
1000	0,0036	0,00475	0,0055	0,0074	0,0120	0,0166
2000	0,0065	0,0085	0,0097	0,0125	0,0202	0,0278
3000	0,0083	0,0107	0,0121	0,0152	0,0243	0,0333
4000	0,0095	0,0122	0,0138	0,0168	0,0265	0,0361
5000	0,0103	0,0131	0,0147	0,0176	0,0273	0,0368
6000	0,0108	0,0136	0,0151	-	-	-
5800						0,0369
5820					0,0276	
5940				0,0178		
6530			0,0151			
6830		0,0137				
7420	0,0111					
d_b	99	99	99	50	70	80 mm
d_i	89	88,5	88	30,5	35,3	42 mm
A		0,001231			0,00185	0,00246 m^2

d_b = buitendiameter van de doorsnede van het kanaal
d_i = binnendiameter van de doorsnede van het kanaal
A = vrije doortocht.

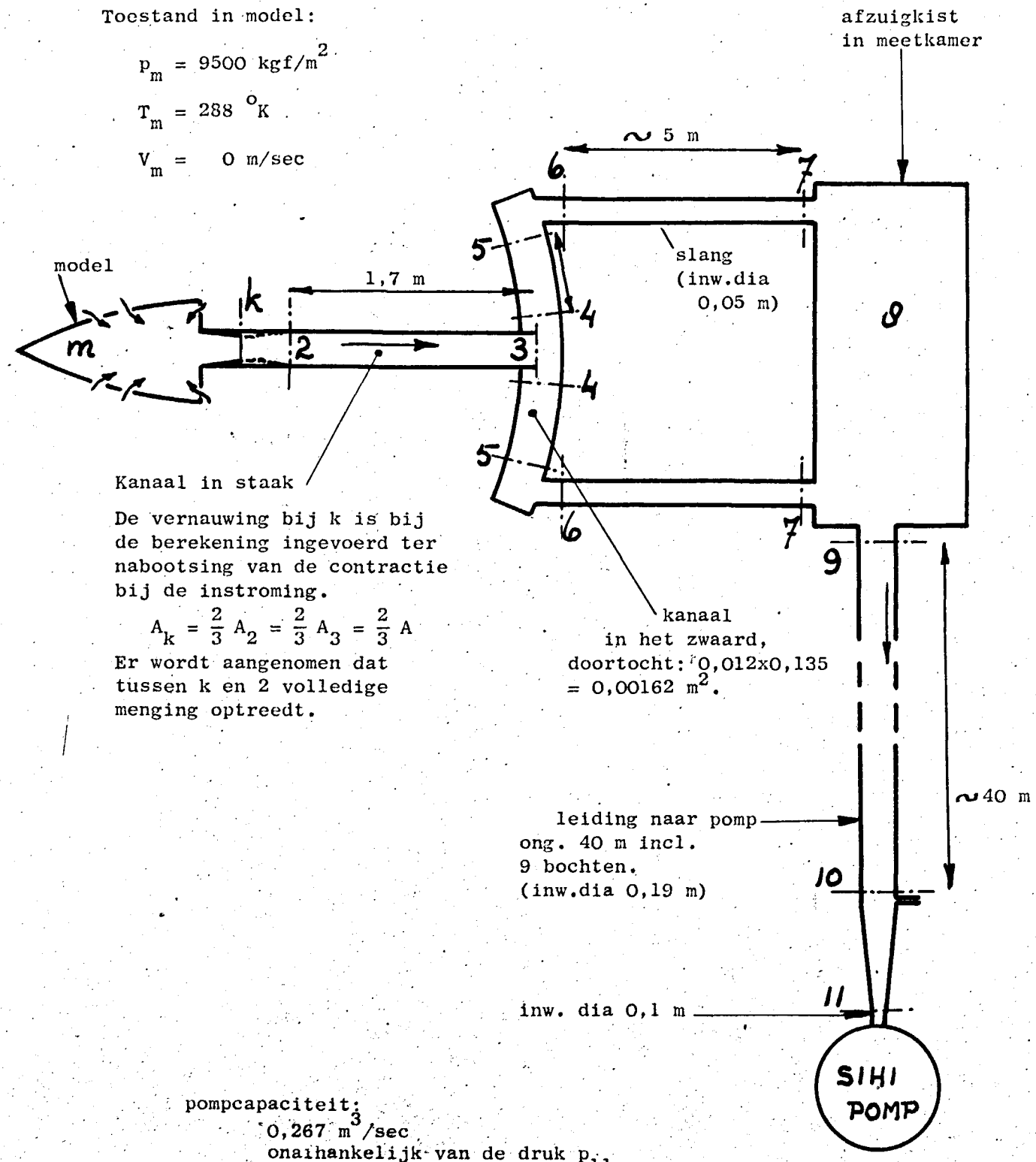
De waarden van 10000-p_3 zijn in fig. II-4 op $A_2 \rho_2 V_2$ uitgezet.

Toestand in model:

$p_m = 9500\ kgf/m^2$

$T_m = 288\ ^oK$

$V_m = 0\ m/sec$



Kanaal in staak

De vernauwing bij k is bij de berekening ingevoerd ter nabootsing van de contractie bij de instroming.

$$A_k = \frac{2}{3} A_2 = \frac{2}{3} A_3 = \frac{2}{3} A$$

Er wordt aangenomen dat tussen k en 2 volledige menging optreedt.

kanaal
in het zwaard,
doortocht: 0,012x0,135
= 0,00162 m^2.

pompcapaciteit:
0,267 m^3/sec
onafhankelijk van de druk p_{11}
in doorsnede 11

Fig. II-1 Schema van het afzuigleiding systeem.

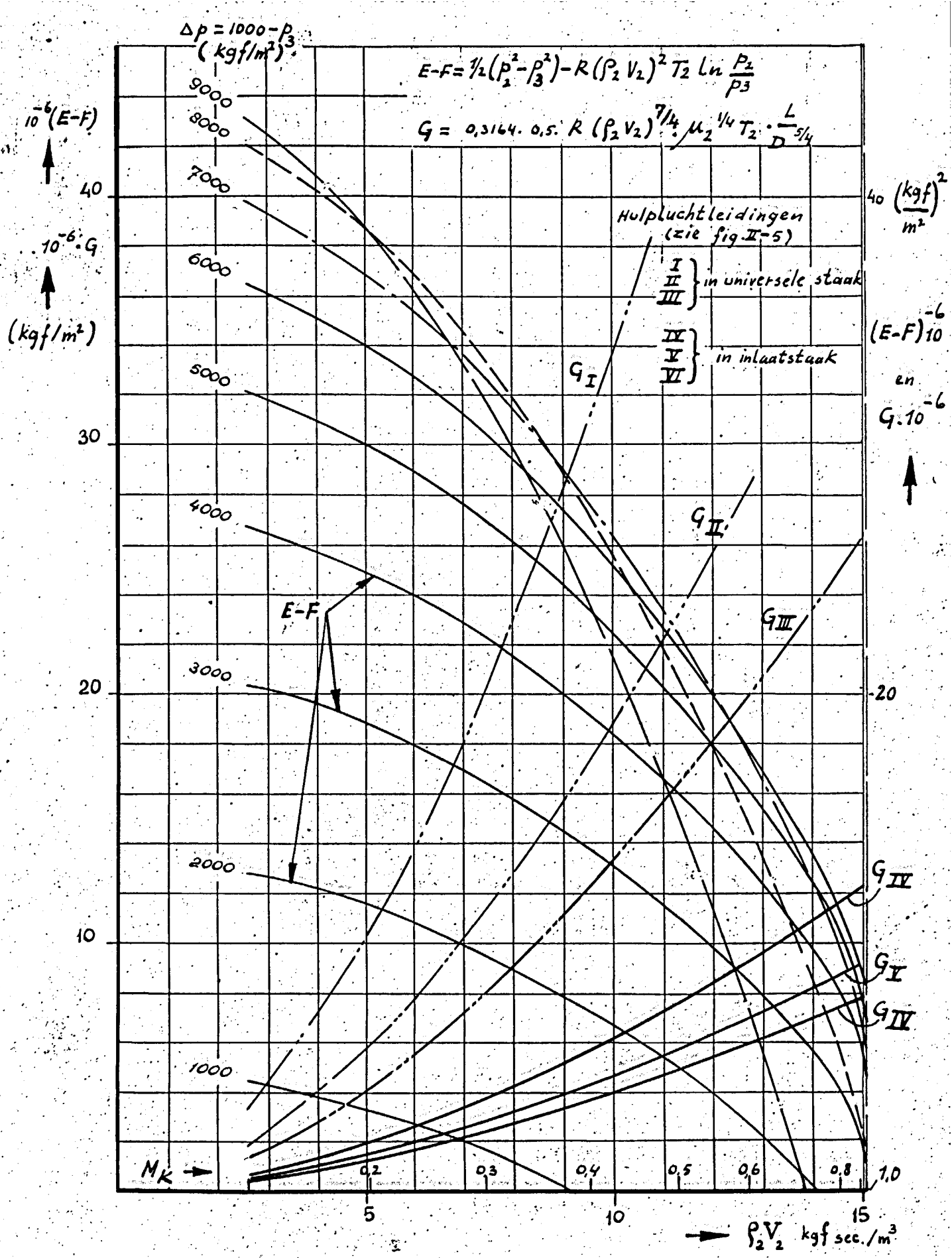


Fig. II-2 (E-F) en (G) uit vergelijking (16)
(isothermische stroming)

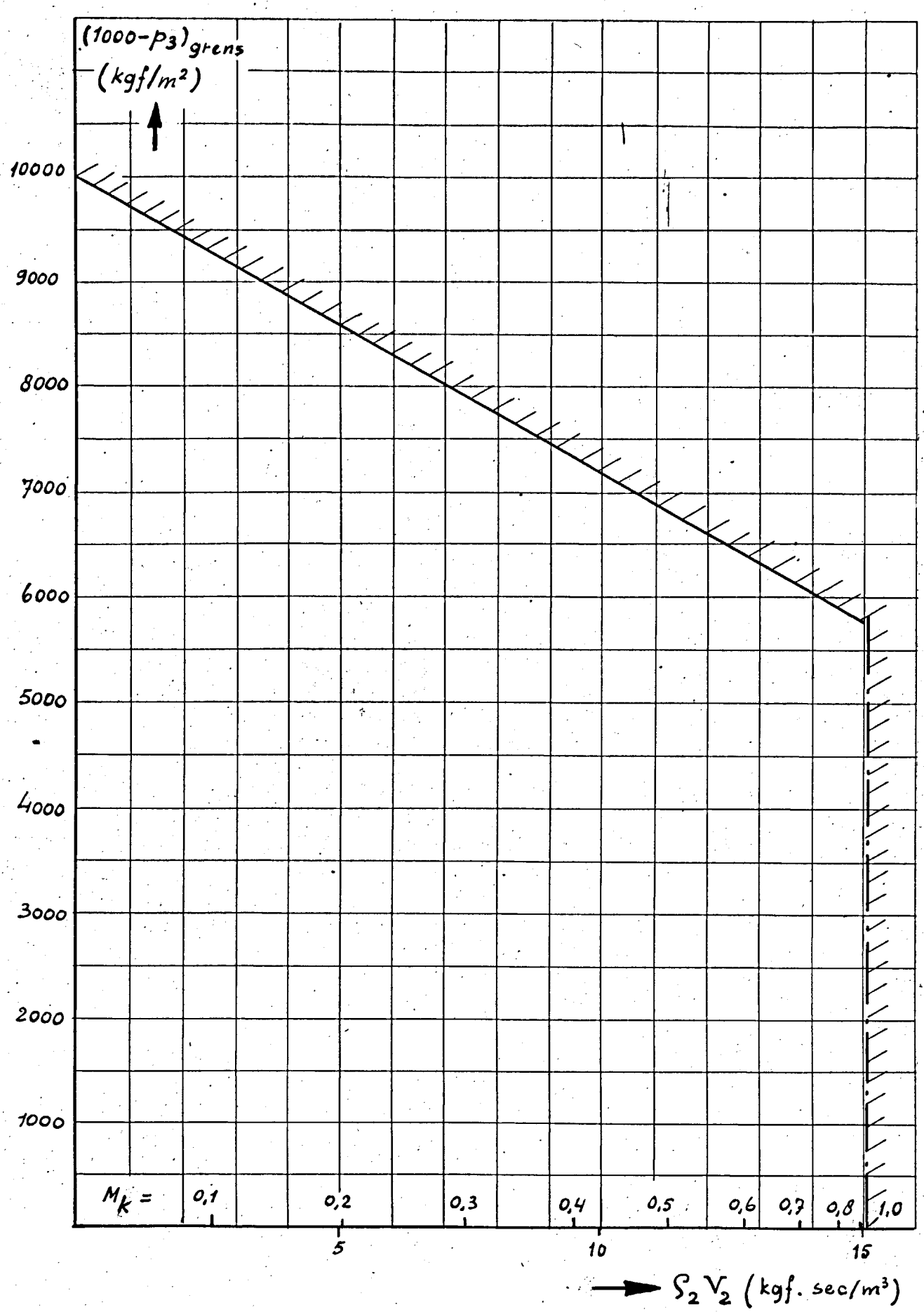


Fig. II-3: De onderdruk in doorsnede 3 waarbij de isothermische geluidssnelheid wordt bereikt.

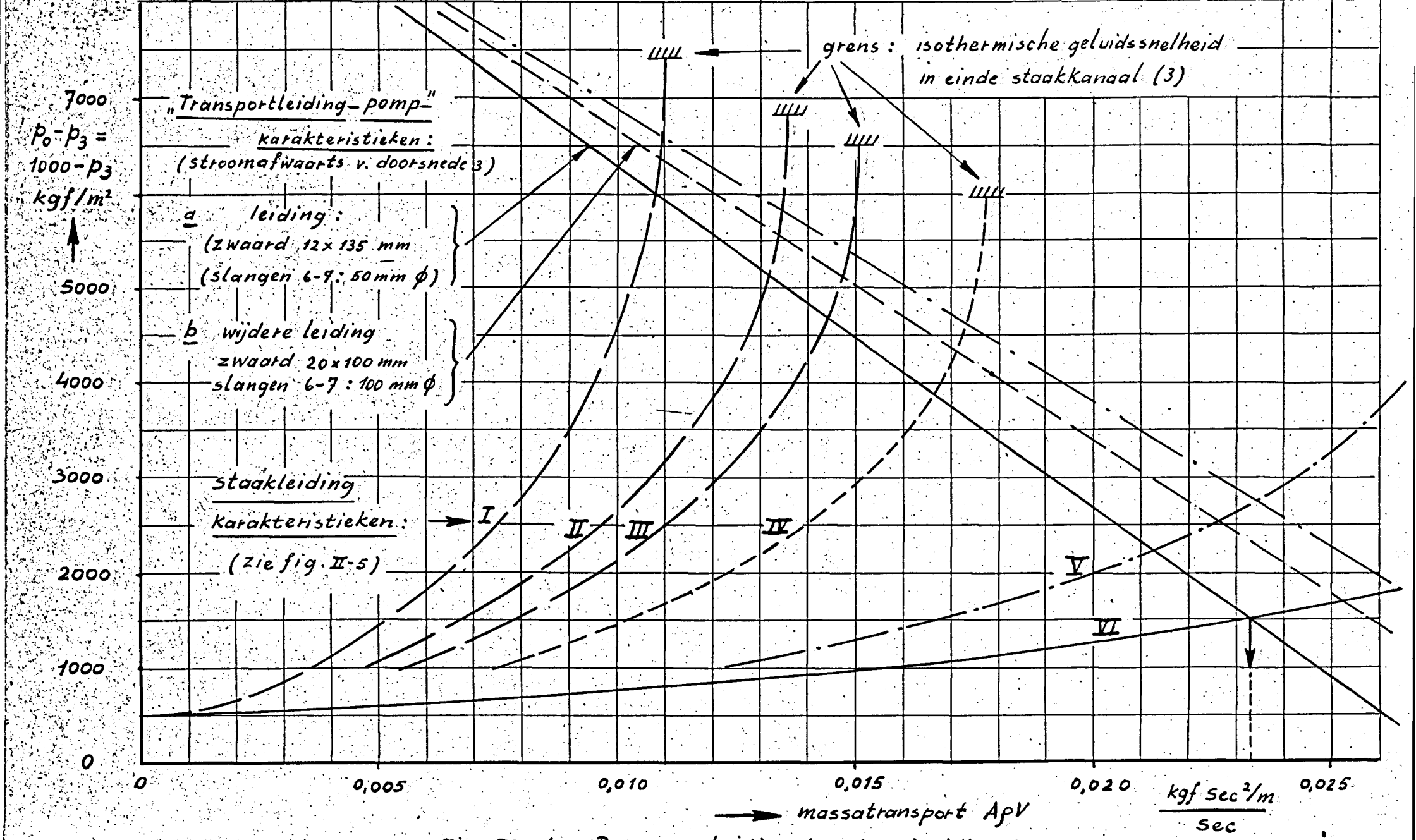


Fig. II-4 Pomp en leiding karakteristieken

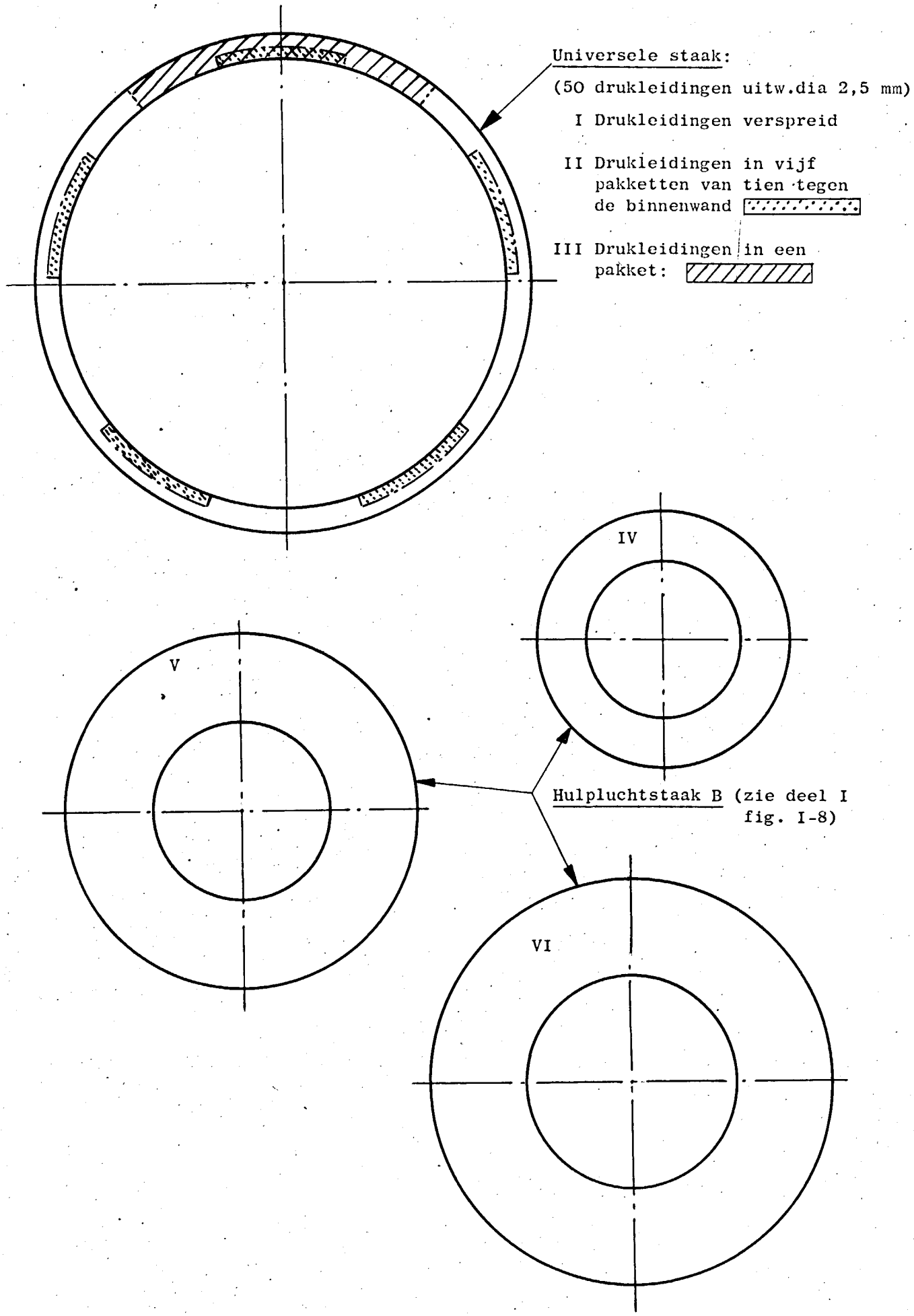


Fig.II-5. De ringvormige doorsnede van de beschouwde staakleidingen.

(zie ook par. 43) (schaal 1:1)