

Berekening van brandstofinspuitsystemen voor dieselmotoren

Citation for published version (APA):

Walwijk, van, E., Graaf, van der, R., & Jansen, J. K. M. (1969). Berekening van brandstofinspuitsystemen voor dieselmotoren. *De Ingenieur*, 81(21), w95-w108.

Document status and date:

Gepubliceerd: 01/01/1969

Document Version:

Uitgevers PDF, ook bekend als Version of Record

Please check the document version of this publication:

- A submitted manuscript is the version of the article upon submission and before peer-review. There can be important differences between the submitted version and the official published version of record. People interested in the research are advised to contact the author for the final version of the publication, or visit the DOI to the publisher's website.
- The final author version and the galley proof are versions of the publication after peer review.
- The final published version features the final layout of the paper including the volume, issue and page numbers.

[Link to publication](#)

General rights

Copyright and moral rights for the publications made accessible in the public portal are retained by the authors and/or other copyright owners and it is a condition of accessing publications that users recognise and abide by the legal requirements associated with these rights.

- Users may download and print one copy of any publication from the public portal for the purpose of private study or research.
- You may not further distribute the material or use it for any profit-making activity or commercial gain
- You may freely distribute the URL identifying the publication in the public portal.

If the publication is distributed under the terms of Article 25fa of the Dutch Copyright Act, indicated by the "Taverne" license above, please follow below link for the End User Agreement:

www.tue.nl/taverne

Take down policy

If you believe that this document breaches copyright please contact us at:

openaccess@tue.nl

providing details and we will investigate your claim.

621.436.038

Berekening van brandstofinspuitsystemen voor dieselmotoren

door ir. E. van Walwijk, T.H.E., laboratorium voor verbrandingsmotoren en automobieltechniek
 R. van der Graaf, T.H.E., laboratorium voor verbrandingsmotoren en automobieltechniek
 J. K. M. Jansen, T.H.E., onderafdeling Wiskunde

Summary: Simulation of a fuel injection equipment with a digital computer.

This paper describes how a simulation of a fuel injection equipment of a diesel engine has been made by using a digital computer.

With the aid of the results obtained with the ALGOL programme the process of the injection is discussed with respect to the pressure in various parts of the system, the lift and velocity of the injector needle and of the delivery valve, and the quantity of the fuel injected. Particular attention is given to the rather remarkable movement of the delivery valve in the fuel pump. The results are compared with measurements on actual fuel injection systems.

Finally, the features and deficiencies of the computer programme are studied.

The authors are confident that the method of computation presented here which is essential for the preciseness of the fuel injection of high performance diesel engines, can also be applied to complicated hydraulic systems of a strongly dynamic nature.

Lijst van gebruikte symbolen

Grootheden

n	toerental van de brandstofnok(ken)
a	geluidssnelheid in de brandstof
E	elasticiteitsmodulus van de brandstof
F	plunjeroppervlak
F_d	opp. van de naald in aanraking met brandstof bij gesloten naald
F	doortocht verstuivergaatjes
F_1	opp. doorsnede zuigleiding
F_n	doorlaat tussen naald en zitting
F_o	opp. van de naald in aanraking met brandstof bij open naald
F_{od}	$F_o - F_d$
F_p	opp. doorsnede persleiding
F_{pk}	opp. persklepgeleider
F_s	doorlaat van de persklep
F_z	opp. zuiggat(en) in de pompcilinder
K	veerkracht bij gesloten persklep
K_d	veerkracht bij gesloten naald

Eenheden

s^{-1}
$m \cdot s^{-1}$
$N \cdot m^{-2}$
m^2
m^2
m^2
m^2
m^2
m^2
m^2
m^2
N
N

Grootheden

k	veerconstante persklepveer
k_n	veerconstante verstuiverveer
l	lengte persleiding
m_n	massa van de naald en toebehoren
m_{pk}	massa van de persklep en toebehoren
p_o	restdruk in persleiding
p_1	druk boven de plunjer
p_2	druk boven de persklep
p_3	druk in zuigruimte (V_3)
p_4	druk juist voor de naald
p_5	druk juist na de naald
p_{br}	brandstofdruk voor de pomp
p_c	cilinderdruk
p_h	heengaande drukgolf
$p_{h I}$	heengaande drukgolf aan begin persleiding
$p_{h II}$	heengaande drukgolf in zuigleiding
$p_{h III}$	heengaande drukgolf aan einde persleiding
p_{mp}	druk op meetplaats
p_t	terugkomende drukgolf
$p_{t I}$	terugkomende drukgolf aan begin persleiding
$p_{t II}$	terugkomende drukgolf in zuigleiding
$p_{t III}$	terugkomende drukgolf aan einde persleiding
R	constante wrijvingskracht tussen naald en geleiding
Δt	looptijd van drukgolf in persleiding
V_1	volumen V_1
V_2	volumen V_2
V_3	volumen V_3
V_4	volumen V_4
V_5	volumen V_5
v	plunjersnelheid
$v_n = \dot{x}_3$	naaldsnelheid
$v_{pk} = \dot{x}_2$	persklepsnelheid

Eenheden

$N \cdot m^{-1}$
$N \cdot m^{-1}$
m
kg
kg
$N \cdot m^{-2}$
$N \cdot m^{-2}$
$N \cdot m^{-2}$
$N \cdot m^{-2}$
$N \cdot m^{-2}$
$N \cdot m^{-2}$
$N \cdot m^{-2}$
$N \cdot m^{-2}$
$N \cdot m^{-2}$
$N \cdot m^{-2}$
$N \cdot m^{-2}$
N
s
m^3
m^3
m^3
m^3
m^3
m^3
$m \cdot s^{-1}$
$m \cdot s^{-1}$
$m \cdot s^{-1}$

Grootheden		Eenheden
x_2	persklepheffing	m
x_3	naaldheffing	m
ϑ	dempingscoëff. voor naaldbeweging	$N \cdot s \cdot m^{-1}$
μ_g	$\mu\varphi$ factor doortocht verstui- gaatjes	—
μ_n	$\mu\varphi$ factor doortocht naaldzitting	—
μ_s	$\mu\varphi$ factor doortocht persklep	—
μ_z	$\mu\varphi$ factor doortocht zuigkat	—
ρ	soortelijke massa van de olie	$kg \cdot m^{-3}$
C_1	$\mu_s \sqrt{\frac{2}{\rho}}$	$kg^{-1} \cdot m^{1/2}$
C_2	$\mu_z \sqrt{\frac{2}{\rho}}$	$kg^{-1} \cdot m^{1/2}$
C_3	$\frac{Fl}{\rho a}$	$kg^{-1} \cdot m^4 \cdot s$
C_4	$\frac{Fp}{\rho a}$	$kg^{-1} \cdot m^4 \cdot s$
C_{11}	$\mu_n \sqrt{\frac{2}{\rho}}$	$kg^{-1} \cdot m^{1/2}$
C_{12}	$\mu_g F_g \sqrt{\frac{2}{\rho}}$	$kg^{-1} \cdot m^{3/2}$
CV_2	V_2/E	$N^{-1} \cdot m^5$
CV_3	V_3/E	$N^{-1} \cdot m^5$
CV_{11}	V_4/E	$N^{-1} \cdot m^5$
CV_{12}	V_5/E	$N^{-1} \cdot m^5$

Doel en conclusie van het onderzoek

Het onderzoek is opgezet met een driedelig doel:

- Nagaan van de mogelijkheid of het gebruikelijke inspuit-systeem van dieselmotoren op verantwoorde wijze op een rekenmachine gesimuleerd kan worden.
- Nagaan van de invloed van zoveel mogelijk factoren die het gedrag van een inspuitstelsel bepalen.
- Nagaan of bij het ontwerpen van een motor het inspuit-systeem reeds zo goed mogelijk vastgelegd kan worden.

Nu de eerste fase van het onderzoek afgesloten is, kunnen aan de bovengenoemde punten de volgende conclusies worden verbonden.

- Aan het in de eerste alinea gestelde kan goed voldaan worden door programmering op een digitale rekenmachine. De betrouwbaarheid van het resultaat blijkt hoofdzakelijk bepaald te worden door de zorgvuldigheid waarmee het mathematische model opgesteld is, dit wil zeggen door de mate waarin alle bij het inspuitproces optredende verschijnselen in het rekenprogramma verwerkt zijn. Zo wordt bijvoorbeeld de betrouwbaarheid beperkt door het feit dat er nog geen rekening is gehouden met cavitatie- en dempingsverschijnselen in de persleiding; de mathematische formuleringen hiervan zijn uiterst moeilijk.
- Enkele proefnemingen hebben aangetoond dat het programma zich uitstekend leent voor het onderzoek als in de tweede alinea genoemd. Hieruit zal blijken dat er parameters zijn die een belangrijke rol spelen, doch waarvan de grootten thans niet voldoende nauwkeurig bekend zijn.
- Het naar de huidige inzichten zo goed mogelijk vastleggen van een inspuitstelsel van een dieselmotor in het ontwerp-stadium, blijkt voor langzaamlopende motoren (tot ongeveer $n = 500$ omw/min mogelijk).

Voor snellopende motoren is dit dan pas goed mogelijk wanneer een fysisch onderzoek naar de in de derde alinea genoemde parameters heeft plaatsgevonden.

1. Inleiding

Bij brandstofinspuiting voor dieselmotoren wordt vrij algemeen gebruik gemaakt van het inspuitstelsel van fig. 1, waarbij een door een nok voortbewogen plunjer een volume brandstof onder druk brengt en daarna via een leiding naar de verstui-verst. De olie zelf verbreekt de opsluiting aan verstui-verzijde door het lichten van de verstui-vernaald en kan dan de cilinder van de motor binnenstromen. Doet men dit door zeer kleine gaatjes (dus met groot drukverschil) dan wordt de brandstof verstovent en is verbranding goed mogelijk.

Het einde van de inspuiting vindt plaats wanneer na het openen van een kanaal tussen de onder hoge druk staande hoeveelheid brandstof en de brandstoftoevoerleiding, de druk in het systeem wegvalt.

Deze beschrijving suggereert een eenvoudig systeem, waarbij als het ware een 'staaf' brandstof door de plunjer opgeduwd wordt. Mathematische beschrijving van dit laatste systeem is zeer eenvoudig.

In werkelijkheid treden grote complicaties op doordat het systeem elastisch is. Daar een goede verstui-ving hoge brandstof-drukken vereist (in de orde van 500 bar) kan deze elasticiteit niet verwaarloosd worden; de brandstof wordt merkbaar samengedrukt en de brandstofleiding zet merkbaar uit. Zodra nl. de plunjer het zuigkat gaat afsluiten, vangt de drukverhoging in de brandstof vlak boven de plunjer aan; deze drukverhoging plant zich met de geluidssnelheid door de brandstof voort. De tijd nodig voor het voortschrijden van het drukfront over 1 m is ongeveer 0,7 ms.

Een motor die bijv. 3000 omw/min draait, doorloopt in deze tijd ruim 12 krukgraden. Daar de totale inspuitduur in de orde van 25 krukgraden ligt, blijkt wel dat de drukgolf-verschijnselen bij deze leidinglengte niet mogen worden verwaarloosd. Zij zullen het verloop van de inspuiting sterk be-invloeden zodat dit verloop zonder nadere berekening dan ook moeilijk te voorspellen is. Dientengevolge kan bij het ontwerpen van een nieuwe motor een goed inspuitstelsel dan ook meestal slechts ten koste van veel proeven bepaald worden.

Er zijn reeds vele pogingen gedaan om een mathematisch model van het inspuitverloop te ontwerpen. Zo zijn er o.a. door Pischinger [1] vergelijkingen opgesteld die het systeem beschrijven. Deze vergelijkingen kunnen analytisch slechts opgelost worden na aanzienlijke vereenvoudigingen, waarbij uiteraard het model vervormt. Zonder vereenvoudigingen is thans oplossing slechts mogelijk met behulp van elektronisch reken-tuig.

2. Mathematische beschrijving van het model volgens Pischinger

Het model kan in drie delen beschouwd worden, nl.: de pomp, de verstui-ver en de verschijnselen in de leidingen (zie fig. 1).

2.1. POMP

2.1.1. Continuïteitsvergelijkingen voor de ruimten V_1 , V_2 en V_3 (zie ook fig. 1):

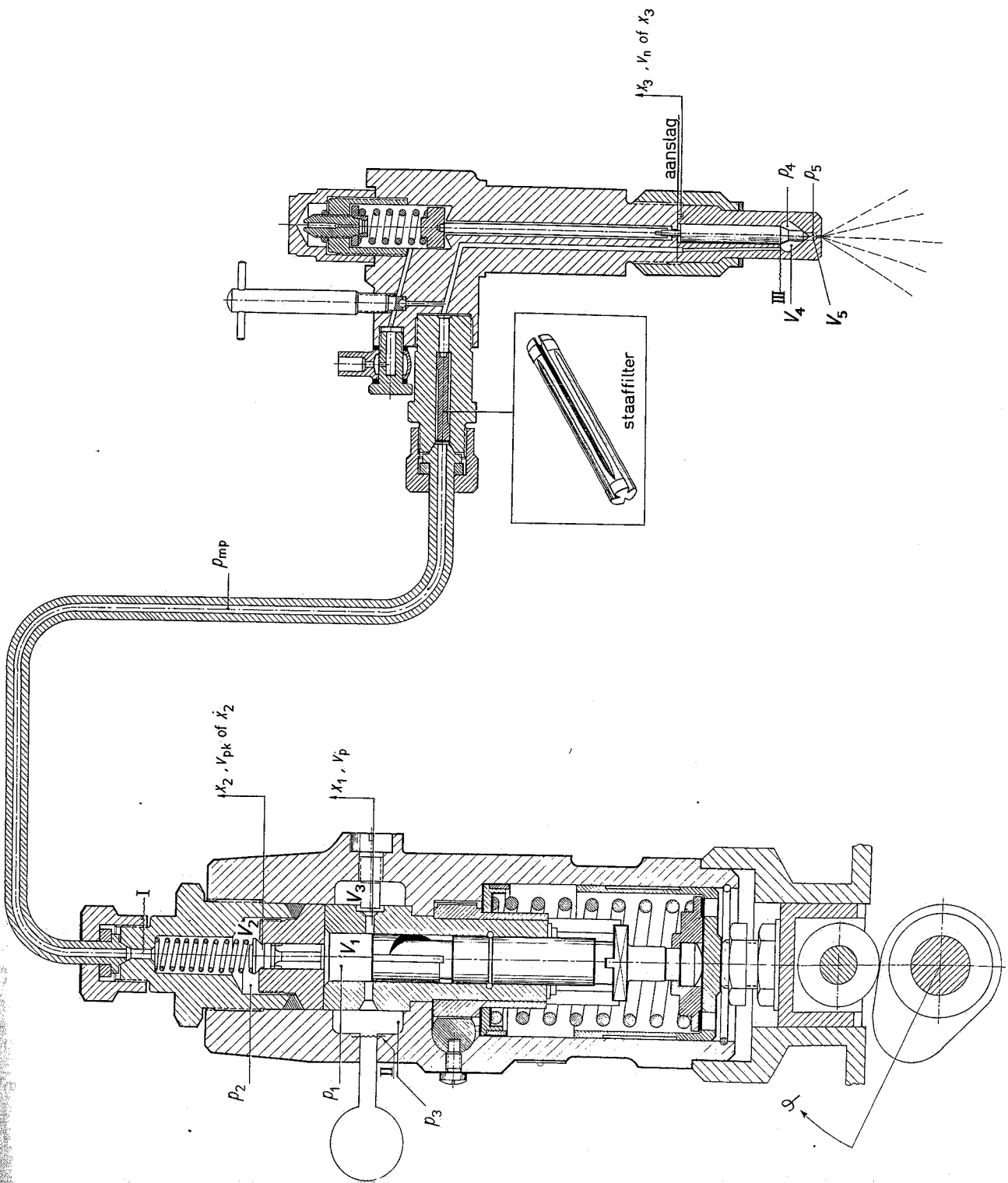


Fig. 1. Het brandstofinspuitsysteem waarvoor een rekenprogramma gemaakt is.

Onderste pompruimte V_1 :

$$v \cdot F - \dot{x}_2 \cdot F_{pk} - \frac{V_1}{E} \cdot \dot{p}_1 \pm$$

debiet t.g.v. plunjier- beweging	debiet t.g.v. pers- klep- beweging	samen- drukking van de vloei- stof
---	--	--

$$\pm \mu_s \cdot F_s \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_1 - p_2|} \pm \mu_z \cdot F_z \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_1 - p_3|} = 0 \quad (1)$$

stroming tussen V_1 en V_2	stroming tussen V_1 en V_3
-----------------------------------	-----------------------------------

Bovenste pompruimte V_2 :

$$\dot{x}_2 \cdot F_{pk} - \frac{V_2}{E} \cdot \dot{p}_2 - \frac{F_p}{\rho \cdot a} \cdot (p_{hI} - p_{tI}) \mp$$

debiet t.g.v. pers- klep- beweging	samen- drukking van de vloei- stof	stroming naar persleiding
--	--	------------------------------

$$\mp \mu_s \cdot F_s \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_1 - p_2|} = 0 \quad (2)$$

stroming tussen V_1 en V_3

Zuigruimte V_3 :

$$\frac{-V_3}{E} \cdot \dot{p}_3 - \frac{F_1}{\rho \cdot a} \cdot (p_{hII} - p_{tII}) \mp \mu_z \cdot F_z \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_1 - p_3|} = 0 \quad (3)$$

samen- drukking van de vloei- stof	stroming naar zuigleiding	stroming tussen V_1 en V_3
--	------------------------------	-----------------------------------

2.1.2. *Bewegingsvergelijking* voor de persklep:

$$F_{pk} \cdot (p_1 - p_2) - (K + k \cdot x_2) - m_{pk} \cdot \ddot{x}_2 = 0 \quad (4)$$

kracht t.g.v. brandstofdruk	veer- kracht	traagheids- kracht
--------------------------------	-----------------	-----------------------

Deze vergelijking geldt alleen wanneer $x_2 > 0$ is en alle soorten wrijving zijn verwaarloosd.

2.2. VERSTUIVER

2.2.1. *Continuïteitsvergelijkingen* voor resp. de ruimten V_4 en V_5 : ringvormige ruimte V_4 :

$$-F_o \cdot \dot{x}_3 - \frac{V_4}{E} \cdot \dot{p}_4 + \frac{F_p}{\rho \cdot a} \cdot (p_{hIII} - p_{tIII}) \pm$$

debiet t.g.v. naald- beweging	samen- drukking van de vloei- stof	stroming uit persleiding van de cilinder
--	--	---

$$\pm \mu_n \cdot F_n \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_4 - p_5|} = 0 \quad (5)$$

stroming tussen V_4 en V_5

Ruimte onder de naald V_5 :

$$\frac{-V_5}{E} \cdot \dot{p}_5 \pm \mu_g \cdot F_g \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_5 - p_c|} \mp$$

samen- drukking van de vloei- stof	stroming tussen V_5 en cilinder
--	---

$$\mp \mu_n \cdot F_n \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_4 - p_5|} = 0 \quad (6)$$

stroming tussen V_4 en V_5

2.2.2. *Bewegingsvergelijking* voor de naald:

$$p_4 \cdot F_d + p_5 \cdot (F_o - F_d) - K_d - k_n \cdot x_3 -$$

kracht t.g.v. brandstofdruk	veer- kracht
--------------------------------	-----------------

$$-\dot{\vartheta} \cdot v_n \pm R - m_n \cdot \ddot{x}_3 = 0 \quad (7)$$

dempings- krachten	traagheids- kracht
-----------------------	-----------------------

Deze vergelijking geldt alleen als $0 < x_3 < \text{lichthoogte}$.

2.3. LEIDINGEN

Hiervoor worden opgesteld de drukgolfvergelijkingen zonder demping, waarbij geldt dat de verschijnselen aan de beide uiteinden van een leiding telkens de looptijd van de verstoring in fase verschillen.

2.3.1. *De persleiding*. Voor de heengaande drukgolf tussen doorsneden I en III geldt dus:

$$p_{hIII}(t) = p_{hI}(t - \Delta t) \quad (8)$$

en voor de teruggaande drukgolf:

$$p_{tI}(t) = p_{tIII}(t - \Delta t) \quad (9)$$

$$\text{met } \Delta t = \frac{l}{a}$$

Verder geldt voor de doorsnede I:

$$p_2 = p_o + p_{hI} + p_{tI} \quad (10)$$

en voor de doorsnede III:

$$p_4 = p_o + p_{hIII} + p_{tIII} \quad (11)$$

2.3.2. *De zuigleiding*. Voor de zuigleiding geldt analoog:

$$p_{hIV}(t) = p_{hII}(t - \Delta t) \text{ en}$$

$$p_{tIII}(t) = p_{tIV}(t - \Delta t).$$

Hierbij ligt doorsnede II vlak voor de ruimte V_3 in de brand-

stofpomp (zie fig. 1) en de doorsnede IV als het ware in het oneindige, want er wordt hier gesteld:

$$p_{III} = 0 \quad (12)$$

(De drukgolven in de brandstoftoevoerleiding zijn voornamelijk van belang voor meercilinder motoren waarbij afzonderlijke brandstofpompen op één toevoerleiding aangesloten zijn.)

Verder geldt nog:

$$p_3 = p_{br} + p_{hII} + p_{tII} \quad (13)$$

2.3.3. Toelichting. Zoals in 1. is beschreven heeft Alliévi een model ontworpen dat het verschijnsel van snelle drukveranderingen in met vloeistof gevulde leidingen beschrijft door partiële differentiaalvergelijkingen, waarbij verondersteld is dat:

1. de transportsnelheid klein is ten opzichte van de geluidssnelheid;

2. afwezigheid van viskeuze effecten (zie ook [5]).

Dit leidt tot zich met geluidssnelheid voortplantende drukgolven, gekoppeld aan veranderingen in de momentane plaatselijke stroomsnelheid van de vloeistof. Met behulp hiervan kunnen nu pomp en verstuiver worden gekoppeld door op te merken dat een heengaande drukgolf die ten tijde t aankomt bij doorsnede III (zie fig. 1) een tijd Δt eerder is vertrokken bij doorsnede I.

Omgekeerd geldt hetzelfde voor de teruggaande drukgolf; vergelijkingen (8) en (9). Voor de zuigleiding is aangenomen dat in doorsnede II geen terugkerende drukgolven voorkomen; vergelijking (12).

De druk op elk ogenblik en elke plaats in de leiding is de som van de restdruk en de drukken van de heen- en teruggaande drukgolven ter plaatse.

Dus:

$$p = p_o + p_h + p_i \quad (14)$$

Aldus volgen (10), (11) en (13) direct door toepassing van (14) op de doorsneden I, II en III.

Aan de hand van deze beschouwing kunnen nu ook de compressibiliteitstermen samenhangende met de drukgolven uit de vergelijkingen (2), (3) en (5) eenvoudig worden verduidelijkt.

In fig. 2 is een met vloeistof gevulde leiding getekend, waarin een plunjer op het moment t_1 met snelheid v naar rechts beweegt vanuit de ruststand. Op tijdstip t_2 heeft de plunjer de afstand $v(t_2 - t_1)$ afgelegd, terwijl de hiermee gepaard gaande drukgolf dan de afstand $a(t_2 - t_1)$ heeft afgelegd.

In het gearceerde deel van de leiding, dat een volume $V = F \cdot a(t_2 - t_1)$ heeft, heeft een druktoeneming p_h plaatsgehad. Volgens de lineaire elasticiteitstheorie geldt voor een volume V :

$$\frac{\Delta v}{V} = \frac{\Delta p}{E}$$

Deze ook hier toepassend levert:

$$\frac{\Delta V}{F \cdot a(t_2 - t_1)} = \frac{p_h}{E}$$

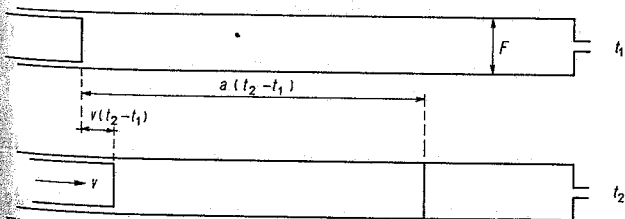


Fig. 2. Schema van plunjerbeweging.

Met $E = \rho a^2$ (zie [1]) en de limietovergang $t_2 \rightarrow t_1$ wordt het debiet:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{F}{\rho \cdot a} \cdot p_h$$

waarmee de gedaante van termen uit 2.1.1. en 2.2.1. overeenkomt.

3. Vereenvoudigen van de vergelijkingen

Het beschreven systeem van vergelijkingen bevat:

5 differentiaalvergelijkingen van de eerste orde; 2 differentiaalvergelijkingen van de tweede orde; 6 lineaire vergelijkingen, dus totaal 13 vergelijkingen met 13 onbekenden

$$p_1, p_2, p_3, p_4, p_5, x_2, x_3,$$

$$p_{hI}, p_{hII}, p_{hIII}, p_{tI}, p_{tII}, p_{tIII}.$$

De beginwaarden voor het systeem zijn (als ervan wordt uitgegaan dat de berekening start uitgaande van het tijdstip t_0):

$$p_1 = p_{br}$$

$$p_2 = p_o \text{ (de restdruk, deze moet worden geschat)}$$

$$p_3 = p_{br}$$

$$p_4 = p_o$$

$$p_5 = p_c$$

$$x_2 = 0$$

$$x_3 = 0$$

$$p_{hI} = p_{hII} = p_{hIII} = p_{tI} = p_{tII} = p_{tIII} = 0.$$

Het systeem vergelijkingen wordt nu omgewerkt door:

1. het omzetten van de tweede-orde differentiaalvergelijkingen in die van de eerste orde met behulp van het invoeren van de nieuwe onbekenden v_{pk} en v_n , zijnde resp. de snelheid van de persklep en de verstuivernaald (er zijn nu 15 onbekenden);

2. het elimineren van de onbekenden $p_{hI}, p_{hII}, p_{hIII}, p_{tI}, p_{tII}$ en p_{tIII} door het invullen van de vergelijkingen (8) ... (13) in de overige (er resteren nu 9 onbekenden);

3. door het invoeren van de constanten $C_1 \dots CV_{12}$ zoals gedefinieerd in het laatste deel van de symbolenlijst.

Dan ontstaan de volgende 9 vergelijkingen:

$$\frac{V_1}{E} \dot{p}_1 = v \cdot F - v_{pk} \cdot F_{pk} \pm C_1 F_s \sqrt{|p_1 - p_2|} \pm C_2 F_z \cdot \sqrt{|p_1 - p_3|} \quad (15)$$

$$CV_3 \dot{p}_3 = -C_3 (p_3 - p_{br}) \mp C_2 F_z \cdot \sqrt{|p_1 - p_3|} \quad (16)$$

$$CV_2 \dot{p}_2 = v_{pk} \cdot F_{pk} - C_4 (p_2 - 2 p_{tIII} (t - \Delta t) - p_o) \mp C_1 F_s \cdot \sqrt{|p_1 - p_2|} \quad (17)$$

$$\dot{x}_2 = v_{pk} \quad (18)$$

$$m_{pk} \cdot v_{pk} = F_{pk} (p_1 - p_2) - (K + k \cdot x_2) \quad (19)$$

$$CV_{II} \dot{p}_4 = -F_o \cdot v_n + C_4 (2 p_{hI} (t - \Delta t) + p_o - p_4) \pm C_{II} \cdot F_n \sqrt{|p_4 - p_5|} \quad (20)$$

$$CV_{12} \dot{p}_5 = \mp C_{II} \cdot F_n \sqrt{|p_4 - p_5|} \pm C_{12} \sqrt{|p_5 - p_c|} \quad (21)$$

$$\dot{x}_3 = v_n \quad (22)$$

$$m_n v_n = p_4 F_d + p_5 F_{od} - K_d - k_n \cdot x_3 - \vartheta \cdot v_n \pm R \quad (23)$$

4. Analytische beschouwing van de vergelijkingen

4.1. Numerieke experimenten hebben aanleiding gegeven tot de volgende analytische beschouwingen, waarbij wordt uitgegaan van twee criteria, nl.:

1. de tweede en hogere afgeleiden van de onbekenden moeten begrensd zijn;
2. de algoritme moet stabiel zijn.

Ter verduidelijking dient dat een algoritme (aflopend reken-schema) stabiel heet als de onnauwkeurigheid in het eindantwoord als gevolg van in de berekening gemaakte fouten, niet essentieel groter is dan de onnauwkeurigheid in de tussenresultaten.

4.2. Allereerst vindt een onderzoek naar de stabiliteit van de vergelijkingen plaats, met behulp van de afgebroken Taylorreeks. Dit gebeurt aan de hand van vergelijking (15). Deze kan geschreven worden als:

$$\dot{p}_1 = \Phi_1(p_1, p_2, p_3, v_{pk}, t) \quad (24)$$

Volgens Taylor geldt:

$$p_1(t+h) = p_1(t) + h \cdot \left(\frac{\partial p}{\partial t} \right) + O(h^2)$$

Invullen van (24) levert:

$$p_1(t+h) = p_1(t) + h \cdot \Phi_1(p_1, p_2, p_3, v_{pk}, t) + O(h^2)$$

Wanneer er op $p_1(t)$ een verstoring ε aangebracht wordt, geldt:

$$p_1(t+h) = p_1(t) + \varepsilon + h \cdot \Phi_1(p_1 + \varepsilon, p_2, p_3, v_{pk}, t) + O(h^2)$$

$$= p_1(t) + \varepsilon + h \cdot [\Phi_1(p_1, p_2, p_3, v_{pk}, t) + \varepsilon \frac{\partial \Phi_1}{\partial p_1}(p_1, p_2, p_3, v_{pk}, t) + O(\varepsilon^2) + O(h^2)] =$$

$$= p_1(t) + h \Phi_1(p_1, p_2, p_3, v_{pk}, t) + \varepsilon \left[1 + h \frac{\partial \Phi_1}{\partial p_1}(p_1, p_2, p_3, v_{pk}, t) \right] + O(\varepsilon^2) + O(h^2)$$

Hieruit volgt dat de algoritme voor p_1 stabiel is, als

$$h \cdot \frac{\partial \Phi_1}{\partial p_1}(p_1, p_2, p_3, v_{pk}, t) \text{ voldoende klein is.}$$

Hierin is:

$$\frac{\partial \Phi_1}{\partial p_1} = - \frac{E}{2V_1} \cdot \left[\frac{C_1 F_s}{\sqrt{|p_1 - p_2|}} + \frac{C_2 F_z}{\sqrt{|p_1 - p_3|}} \right]$$

Dus moet gelden:

$$\frac{h}{2} \cdot \frac{E}{V_1} \cdot \left[\frac{C_1 F_s}{\sqrt{|p_1 - p_2|}} + \frac{C_2 F_z}{\sqrt{|p_1 - p_3|}} \right] < \delta \quad (25)$$

waarin δ voldoende klein is.

Voor de overige vergelijkingen verloopt het onderzoek naar de stabiliteit geheel analoog. Dit levert op:

$$\text{voor (16): } \frac{h}{2} \cdot \frac{E}{V_3} \cdot \left[2C_3 + \frac{C_2 F_z}{\sqrt{|p_1 - p_3|}} \right] < \delta \quad (26)$$

$$\text{voor (17): } \frac{h}{2} \cdot \frac{E}{V_2} \cdot \left[2C_4 + \frac{C_1 F_s}{\sqrt{|p_1 - p_2|}} \right] < \delta \quad (27)$$

$$\text{voor (20): } \frac{h}{2} \cdot \frac{E}{V_4} \cdot \left[2C_4 + \frac{C_{11} F_n}{\sqrt{|p_1 - p_5|}} \right] < \delta \quad (28)$$

$$\text{voor (21): } \frac{h}{2} \cdot \frac{E}{V_5} \cdot \left[\frac{C_{11} F_n}{\sqrt{|p_4 - p_5|}} + \frac{C_{12}}{\sqrt{|p_5 - p_c|}} \right] < \delta$$

Aan elk van deze voorwaarden kan voldaan worden door h klein genoeg te kiezen. Om praktische redenen is echter aan h een ondergrens gesteld, zodat het oplossen niet stabiel behoort te verlopen.

Het voldoen aan de criteria (25) ... (29) rechtvaardigt de numerieke integratie met de in het ALGOL-programma gebruikte methode van Runge-Kutta. Hierop wordt bij de bespreking van het programma teruggekomen.

4.3. Aan de stabiliteitscriteria kan zelfs bij minimale h niet altijd worden voldaan. Dit vindt zijn oorzaak in het feit dat de wortelvormen uit de resp. noemers zeer klein kunnen zijn. Om in deze gevallen toch een oplossing te kunnen vinden, worden de oorspronkelijke vergelijkingen gewijzigd door

compressibiliteitstermen van de gedaante $\frac{V}{E} \dot{p}$ te verwaarlozen.

De in deze gevallen verkregen oplossing voor de diverse drukken (die dan aangeduid worden met (p^*)), wordt de benaderde oplossing genoemd.

De afwijking tussen deze oplossing en de werkelijke wordt afgeleid aan de hand van vergelijking (15).

In de hiermede samenhangende voorwaarde (25) kunnen zich de volgende gevallen voordoen:

p_1 ligt dicht bij p_2

en/of

p_1 ligt dicht bij p_3 .

Uit fysische overwegingen volgt dat het eerste geval alleen kan optreden als $F_z = 0$ is en het tweede geval als $F_s = 0$ en dat het tegelijk optreden van beide mogelijkheden niet voorkomt.

In het eerste geval ($F_z = 0$) luidt (15):

$$\frac{V_1}{E} \dot{p}_1 = v \cdot F - v_{pk} \pm C_1 \cdot F_s \sqrt{|p_1 - p_2|} \quad (30)$$

Voor het vinden van de benaderde oplossing p_1^* wordt nu gesteld:

$$0 = v \cdot F - v_{pk} \cdot F \pm C_1 \cdot F_s \sqrt{|p_1^* - p_2|} \quad (31)$$

De grootte van de afwijking van p_1^* ten opzichte van de juiste p_1 kan worden gevonden door kwadrateren en aftrekken van (30) en (31), waaruit volgt:

$$|p_1 - p_1^*| = \left| \frac{1}{(C_1 F_s)^2} \cdot \frac{V_1}{E} \dot{p}_1 \cdot \left(\frac{V_1}{E} \dot{p}_1 - 2v \cdot F + 2v_{pk} \cdot F_{pk} \right) \right|$$

In het rechter lid is \dot{p}_1 niet bekend. Daar gesteld kan worden $\dot{p}_1^* = \dot{p}_1$ (omdat het verloop van p_1 en p_1^* in het beschouwde gebied weinig afwijkt), wordt

$$|p_1 - p_1^*| \cong \left| \frac{1}{(C_1 F_s)^2} \cdot \frac{V_1}{E} \dot{p}_1^* \cdot \left(\frac{V_1}{E} \dot{p}_1^* - 2v \cdot F + 2v_{pk} \cdot F_{pk} \right) \right| \quad (32)$$

Voor het geval dat $p_1 \approx p_3$ wordt op dezelfde wijze gevonden uitgaande van (15):

$$|p_1 - p_1^*| \cong \left| \frac{1}{(C_2 F_z)^2} \cdot \frac{V_1}{E} \dot{p}_1^* \cdot \left(\frac{V_1}{E} \dot{p}_1^* - 2v \cdot F \right) \right| \quad (33)$$

Op gelijksoortige wijze kunnen voor de overige drukken de afwijkingen worden bepaald.

4.4. Thans wordt de beweging van het persklepje nader onderzocht. Deze beweging wordt beschreven door de vergelijkingen (15), (17), (18) en (19).

In deze vergelijkingen komen termen met wortelvormen voor, waardoor dit stelsel niet analytisch op te lossen is. Dit is echter wel mogelijk in die gevallen waarin $F_s = F_z = 0$, dus met gesloten persklep en zuigkat. Er ontstaat dan het stelsel lineaire differentiaalvergelijkingen:

$$\frac{d}{dt} \begin{pmatrix} p_1 \\ p_2 \\ x_2 \\ V_{pk} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & -\frac{E \cdot F_{pk}}{V_1} \\ 0 & -\frac{EC_4}{V_2} & 0 & \frac{E \cdot F_{pk}}{V_2} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{F_{pk}}{m_{pk}} & -\frac{F_{pk}}{m_{pk}} & -\frac{k}{m_{pk}} & 0 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} p_1 \\ p_2 \\ x_2 \\ V_{pk} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{v \cdot F \cdot E}{V_1} \\ \frac{E \cdot C_4}{V_2} [2 p_{1,III}(t - \Delta t) - p_0] \\ 0 \\ -\frac{K}{m_{pk}} \end{pmatrix}$$

In de coëfficiëntenmatrix zijn alle elementen constant behalve, $-\frac{E}{V_1} \cdot F_{pk}$. Deze term wordt constant verondersteld, daar V_1 in de periode van 15,5 tot 12,5 krukgraden voor top slechts weinig verandert. Immers, de volumeverandering ten gevolge van de omhoogkomende plunjer wordt gecompenseerd door de eveneens stijgende persklep. Oplossing van het stelsel kan volgens de theorie van de lineaire differentiaalvergelijking geschieden met de eigenwaardenmethode.

Wanneer λ de eigenwaarde is, dan moet gelden:

$$\begin{vmatrix} -\lambda & 0 & 0 & -\frac{E}{V_1} \cdot F_{pk} \\ 0 & -\frac{E \cdot C_4}{V_2} - \lambda & 0 & \frac{E \cdot F_{pk}}{V_2} \\ 0 & 0 & -\lambda & 1 \\ \frac{F_{pk}}{m_{pk}} & -\frac{F_{pk}}{m_{pk}} & -\frac{k}{m_{pk}} & -\lambda \end{vmatrix} = 0$$

Uitwerken van deze determinant levert op:

$$\lambda = 0$$

en

$$\lambda^3 + \frac{EC_4}{V_2} \cdot \lambda^2 + \left(\frac{k}{m_{pk}} + \frac{E \cdot F_{pk}^2}{V_2 \cdot m_{pk}} + \frac{E \cdot F_{pk}^2}{V_1 \cdot m_{pk}} \right) \lambda + \frac{E \cdot C_4}{V_2} \left(\frac{k}{m_{pk}} + \frac{E \cdot F_{pk}^2}{V_1 \cdot m_{pk}} \right) = 0$$

In het geval $C_4 = 0$, dat fysisch betekent dat de persleiding bij de pomp afgesloten is, geldt:

$$\lambda^2 + \frac{k + \frac{E}{V_2} \cdot F_{pk}^2 + \frac{E}{V_1} \cdot F_{pk}^2}{m_{pk}} = 0 \quad (38)$$

De beide zuiver imaginaire oplossingen voor λ stellen een ongedempte harmonische trilling voor, met

$$\omega^2 = \frac{k + EF_{pk}^2 \left(\frac{1}{V_1} + \frac{1}{V_2} \right)}{m_{pk}} \quad (39)$$

In het geval $C_4 \neq 0$, ontstaan er toegevoegde complexe oplossingen voor λ , waarin het imaginaire gedeelte niet veel afwijkt van het uit (38) gevondene. Dit betekent dat nu de trilling gedempt is met nagenoeg dezelfde frequentie als (39).

5. Het programma

Voorafgaande aan het programmeren moet overwogen worden of een analoge dan wel een digitale rekenautomaat gekozen moet worden. Voor het oplossen van differentiaalvergelijkingen met een voor de techniek toelaatbare onnauwkeurigheid gaat in het algemeen de voorkeur uit naar een analoge machine. Deze leent zich echter juist voor de vergelijkingen (15) ... (23) minder goed. De door de brandstofpomp in het begin van de persleiding (doorsnede I) geïntroduceerde drukverschijnselen hebben nl. enige tijd nodig om zich naar het einde van de persleiding (doorsnede III) te verplaatsen en moeten dus gedurende deze tijd door de machine onthouden worden. Dit laatste is zonder meer op een analoge machine niet mogelijk. Hoofdzakelijk hierdoor is de keuze gevallen op een digitale rekenmachine. De numerieke wiskunde biedt vele mogelijkheden voor het integreren van differentiaalvergelijkingen.

Wegens het plaatselijk voorkomende 'wilde' verloop van de te berekenen grootheden en de bovendien optredende discontinuïteiten in de afgeleiden, is de voorkeur gegeven aan een methode met optimale variabele staplengte in de onafhankelijk variabele (de tijd).

Met de optimale staplengte (h) wordt bedoeld de grootst mogelijke staplengte, waarbij de door de integratie gemaakte fouten toelaatbaar zijn. Dit betekent dat de stap waarmee de integratie voortgaat groot is, wanneer de te berekenen grootheden glad verlopen en verkleind wordt naarmate het verloop 'wilder' wordt. Hiermee is dan bereikt dat de totale rekentijd minimaal is. De keuze is gevallen op de methode van Runge-Kutta, zoals beschreven in [2] en daar RK1n genoemd. Een eenvoudige beschrijving van een Runge-Kutta proces geeft [3].

Zoals reeds uit de analytische beschouwing blijkt, is het niet mogelijk om zonder meer de vergelijkingen (15) ... (23) aan de machine mee te geven met opdracht tot integratie volgens RK1n. De in 4 genoemde stabiliteitscriteria houden nl. integreerbaarheid in; integratie is immers slechts in stabiele toestanden mogelijk. In niet stabiele gevallen worden vergelijkingen vervangen door andere, die de benaderde oplossingen leveren; zo wordt er bijv. bij het niet voldoen aan (25) de vergelijking (30) vervangen door (31). Bovendien gelden steeds de voorwaarden zoals genoemd bij (4) en (7). Dit leidt ertoe het integratieproces in te delen in fasen, waarbij een fase gedefinieerd is door een stelsel voor een tijdsinterval relevante vergelijkingen.

Op grond van mathematische en fysische overwegingen zijn er acht fasen in het programma opgenomen; dit aantal is voor uitbreiding vatbaar.

Deze fasen zijn in schema 1 grof aangeduid, waarbij de in de bovenste regel vermelde voorwaarden de enige zijn die invloed hebben op de acht genoemde fasen. Hierbij treden nooit meer dan 7 differentiaalvergelijkingen op.

		$\dot{r}_2 = \dot{r}_2 = 0$	$\frac{V_1}{E} \dot{p}_1 = 0$	$\frac{V_3}{E} \dot{p}_3 = 0$	$\frac{V_4}{E} \dot{p}_4 = 0$	$\frac{V_5}{E} \dot{p}_5 = 0$	aantal diff. vgl.	aantal algebrvgl.
STADIUM 1 persklep nog in rust	FASE 1	X	X	X	/	/	0	2
	FASE 2	X	X		/	/	1	1
	FASE 3	X			/	/	2	0
STADIUM 2 persklep beweegt	FASE 4		X	X	X	X	5	4
	FASE 5		X		X	X	6	3
	FASE 6				X	X	7	2
STADIUM 3 persklep weert in rust	FASE 7	X			X	X	5	2
	FASE 8	X	X		X	X	4	3

X = aan deze voorwaarde is of exact of bij benadering voldaan

Schema 1.

Dit wordt veroorzaakt doordat er in (20) en (21) steeds resp.

de benadering $\frac{V_4}{E} \dot{p}_4 = 0$ en $\frac{V_5}{E} \dot{p}_5 = 0$ toegepast is. Op grond

van het stabiliteitscriterium is dit noodzakelijk. De scheiding van de fasen is dikwijls zeer scherp gedefinieerd, bijv. in het geval dat het persklepje gaat bewegen, dus als aan de nevenvoorwaarde van (4) wordt voldaan. Daarom moet aan het einde van iedere stap in de berekening de grootte van het rechter lid van (4) gecontroleerd worden. Zodra dit positief is geworden, wordt met behulp van de regula falsi het punt waar dit juist gebeurt, bepaald. Op dit punt wordt naar een volgende fase overgestapt.

Veel minder scherp ligt bijvoorbeeld het einde van de eerste fase vast. Dit wordt nl. bepaald door het al of niet voldoen aan een integreerbaarheidscriterium, in dit geval (25). Hierin is de waarde van δ arbitrair vastgesteld na numerieke experimenten. Een bijzonder kleine δ is niet noodzakelijk, daar het stapverkleiningsmechanisme in grensgevallen dreigende instabiliteit nog wel baas kan. Een nadeel van de vorm (25) is overigens het aanwezig zijn van h in het linker lid. Hierdoor wordt nl. het al of niet beëindigen van een fase afhankelijk van de stapgrootte waarmee RK1n op het betrokken moment juist

integreert. Dit kan dus een te laat beëindigen van een fase betekenen. Daarom is voor h een slechts van het te onderzoeken brandstofsysteem afhankelijke tijdsduur genomen in deze formule.

De loop van het in ALGOL 60 geschreven programma is nu als volgt (zie schema 2):

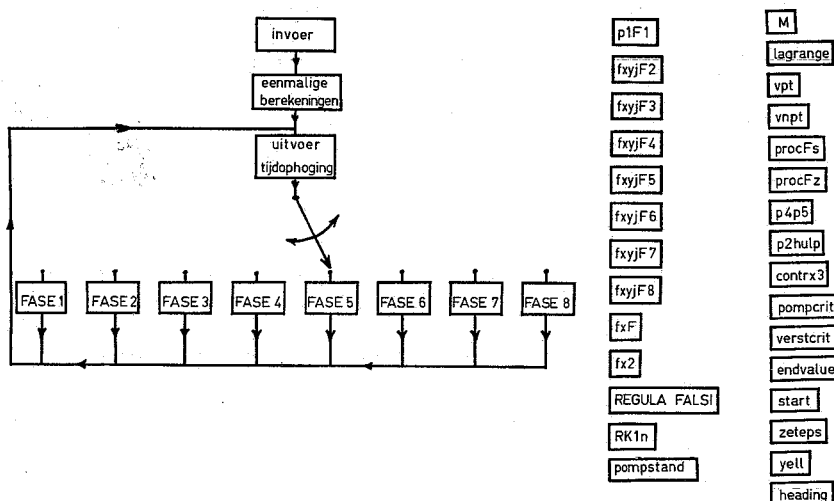
Met de invoer wordt de machine aangeboden

- alle parameters die het probleem beschrijven,
- de toegestane relatieve en absolute fouten in de te bepalen grootheden.

Hierna worden een aantal grootheden berekend, die in de loop van het programma niet meer gewijzigd worden. Voorafgaande aan elke stap wordt vastgesteld in welke fase de berekening moet geschieden, dus welke vergelijkingen gebruikt moeten worden. Dan wordt bepaald over welke tijd geïntegreerd moet worden.

Daarna wordt de Runge-Kutta procedure aangeroepen voor integratie. Deze roept op zijn beurt de voor hem noodzakelijke procedures aan, zoals bijv. in fase 5: $fxjyF5$, waarin de te gebruiken vergelijkingen voorkomen. Een aantal grootheden (bijv. F_2) in deze vergelijkingen worden weer in andere procedures bepaald (o.a. de procedure $proc F_2$) voornamelijk omdat dit ook weer (gegeven) functies van de tijd zijn. De meeste procedures zijn in de rechtse twee rijen genoemd. Na integratie over een zekere tijd kunnen de berekende resultaten uitgevoerd worden. Hierna wordt de integratie voortgezet over een volgend tijdsinterval. Aan het einde van de berekening (dus na het einde van de inspuiting) eindigen de drukken p_2 , p_4 en p_{mp} op een restdruk, die gelijk moet zijn aan de ingevoerde (eventueel geschatte, of gemeten) restdruk. Beide restdrukken worden met elkaar vergeleken. Indien hierbij een verschil optreedt, dat groter is dan een toelaatbare onnauwkeurigheid, produceert de machine een nieuwe invoerband voor zichzelf met de zojuist berekende restdruk als nieuwe schatting voor p_0 . De gehele inspuiting moet nu opnieuw doorgerekend worden.

Dit iteratieproces gaat door tot voldoende overeenstemming bereikt is. Met enige ervaring is dit in twee à drie iteratieslagen mogelijk, omdat het systeem sterk convergent blijkt te zijn in dit opzicht.



Schema 2.

6. Fysische interpretatie van de berekeningsresultaten

In fig. 3 zijn de belangrijkste grootheden getekend die met het programma berekend zijn voor de vollasttoestand van een Smit-Bolnes dieselmotor. Dit is een tweetakt scheepsdiesel van 170 pk per cilinder bij 275 omw/min;

$D = 300$ mm, $S = 550$, plunjerdiameter brandstofpomp: 20 mm, één-gatsverstuiver met gaatje van 1 mm.

De berekening begint altijd in fase 1, waarvoor geldt:

a. persklep beweegt nog niet, dus de doortocht $F_s = 0$ en het systeem na de persklep is geheel in rust.

b. $\frac{V_1}{E} \dot{p}_1$ en $\frac{V_3}{E} \dot{p}_3$ kunnen weggelaten worden, zoals aange-

toond is. De vergelijkingen worden nu zeer eenvoudig:

$$(15) \text{ wordt: } vF - C_2 F_z \sqrt{|p_1 - p_3|} = 0$$

$$(16) \text{ wordt: } -C_3(p_3 - p_{br}) + C_2 F_z \sqrt{|p_1 - p_3|} = 0$$

Hieruit volgt:

$$p_3 = p_{br} + \frac{vF}{C_3} \quad (40)$$

$$p_1 = p_3 + \left(\frac{vF}{C_2 F_z}\right)^2 \quad (41)$$

Het stijgen van de plunjer veroorzaakt een drukverhoging van p_1 . Aangezien het zuig gat nog flink geopend is, is er nauwelijks sprake van een drukverschil tussen p_1 en p_3 . De laatste zal ten gevolge van het grote volume van V_3 en de daaraan gekoppelde zuigleiding slechts weinig stijgen. Dit houdt bovendien in dat er inderdaad nog geen sprake kan zijn van compressie, dus de termen van de gedaante $\frac{V}{E} \dot{p}$ zijn terecht weggelaten.

Zoals ook uit (40) volgt is het verloop van p_3 gelijkvormig met het snelheidsverloop van de plunjer. Opgemerkt kan nog worden dat p_3 toeneemt ten gevolge van de compressie in de cilinder.

Aan deze fase kan een einde komen doordat:

- de druk p_1 zo hoog wordt dat de persklep gaat bewegen (waarbij het zuig gat dus nog niet gesloten is),
- p_1 en/of p_3 integreerbaar worden.

In het algemeen wordt eerst p_3 integreerbaar. Daarna neemt F_z zo sterk af, dat het drukverschil $p_1 - p_3$ groot wordt. Hierdoor wordt nu ook p_1 integreerbaar.

Een en ander volgt uit (25) en (26). In fig. 3 divergeren p_1 en p_3 dan ook duidelijk; p_3 gaat zelfs dalen omdat er nog maar weinig olie van V_1 naar V_3 stroomt. De druk p_1 is nu spoedig zo hoog geworden dat het persklepje gaat bewegen. Dit is een scherpe overgang naar een volgende fase. Overigens is het zuig gat nog steeds niet gesloten. Dit gebeurt pas bij $-15,3^\circ$. Uiteraard vinden er nu grote drukstijgingen in de pomp plaats. Ofschoon de persklep beweegt, volgt openen pas 13° voor top wegens de onlasthoogte. Deze beweging vertoont een fascinerende trilling die vooral zichtbaar is in het snelheidsverloop van de persklep, maar ook op de persklepheffing en de drukken p_1 en p_2 .

Interpretatie van de formule (38) uit 4.4. leert dat de persklep trilt op drie parallel geschakelde veren, nl. de persklepveer en de door de olie in de volumina V_1 en V_2 gevormde veren. De frequentie is in (39) gegeven, waarin k vele malen kleiner is dan de andere stijfheden. Na het openen van de klep vormen V_1 en V_2 a.h.w. één ruimte zodat dan

$$\omega^2 = \frac{F_{pk}^2 \frac{E}{V_1 + V_2} + k}{m_{pk}}. \text{ Deze is lager.}$$

De trillingen dempen uit omdat er aan het systeem energie wordt onttrokken doordat er een drukgolf de persleiding ingaat.

Uit de grafiek blijkt dat de druk p_4 ongeveer 1 krukgraad na p_2 begint te stijgen. Dit verschil komt overeen met de looptijd van de drukgolf van persklep naar de verstuiverkamer. Opvallend is dat p_4 sneller stijgt dan p_2 en zelfs hier bovenuit komt. Dit effect kan uit de formules voor p_2 en p_4 (17) en (20) afgeleid worden; de fysische verklaring ligt in het feit dat V_4 zo klein is en de hierin arriverende drukgolf zo groot is, dat de druk in V_4 sterker zal stijgen dan die in V_2 . Dit gaat door tot de openingsdruk van de verstuiver bereikt is, waarop de insputing een aanvang kan nemen.

Dit en het stijgen van de naald veroorzaakt een drukdaling. Deze drukverandering veroorzaakt een negatieve teruglopende drukgolf in de leiding, die weer na ongeveer 1 graad (dus bij 11° voor top) in V_2 aankomt.

Het verdere verloop van de insputing is tamelijk glad, waarbij opvalt dat over de geopende persklep de drukval zeer klein is en over de doortocht tussen naald en zitting zeer groot.

Wanneer omstreeks 9° na top de helix van de plunjer het zuig gat bereikt, valt p_1 plotseling terug, na de looptijd gevolgd door de drukken in de verstuiver. Tevens ontstaat in de zuigleiding een *forse onlastdrukstoot*. Daar de vereenvoudigde aanname (12) in feite niet geldt, kan deze drukstoot na reflectie een zuiggolf veroorzaken, die bij meercilindermotoren de vuling van andere brandstofpompen kan benadelen.

Het sluiten van de naald brengt in de verstuiver en de persleiding nog even een drukverhoging tot stand; deze kan ook na reflectie, geen kwaad, omdat de nog dalende, reeds gesloten persklep de leiding sterk ontlast.

Tenslotte lopen er in de diverse van elkaar gescheiden delen van het systeem nog drukgolven heen en weer die langzaam uitdempen. Fysisch zal de druk op geen enkele plaats in het systeem onder de dampdruk kunnen dalen. Als op een bepaalde plaats een negatieve drukgolf alle positieve bijdragen ter plaatse overheerst, zal de dampdruk bereikt worden en zullen er cavitatieverschijnselen optreden. Hierdoor verandert het gedrag van de drukgolven in de leiding zodanig, dat het theoretisch moeilijk toegankelijk is. Er ontstaan immers op de plaatsen waar dampvorming optreedt nieuwe reflecties en zelfs nieuwe drukgolven door implosies van dampbellen, zie ook [4].

In het programma is ervoor gezorgd dat de drukken in pomp en verstuiver, $p_1 \dots p_5$, niet onder de dampdruk kunnen dalen. Dit is echter niet het geval voor de ook berekende en in fig. 3 opgetekende druk op meetplaats 1.

Op deze wijze is het mogelijk een eerste indicatie te verkrijgen over de mate waarin cavitatie in de persleiding optreedt.

7. Enkele kritische opmerkingen over het model

Bij het opstellen van het besproken model is met een aantal factoren geen rekening gehouden. Dit kan een gevolg zijn van het feit dat omschrijving van een fenomeen het stelsel vergelijkingen aanzienlijk gecompliceerder maakt. Wanneer in zo'n geval een sterk vermoeden bestaat dat de betrokken invloed niet groot zal zijn, is nog afgezien van het inbouwen van het

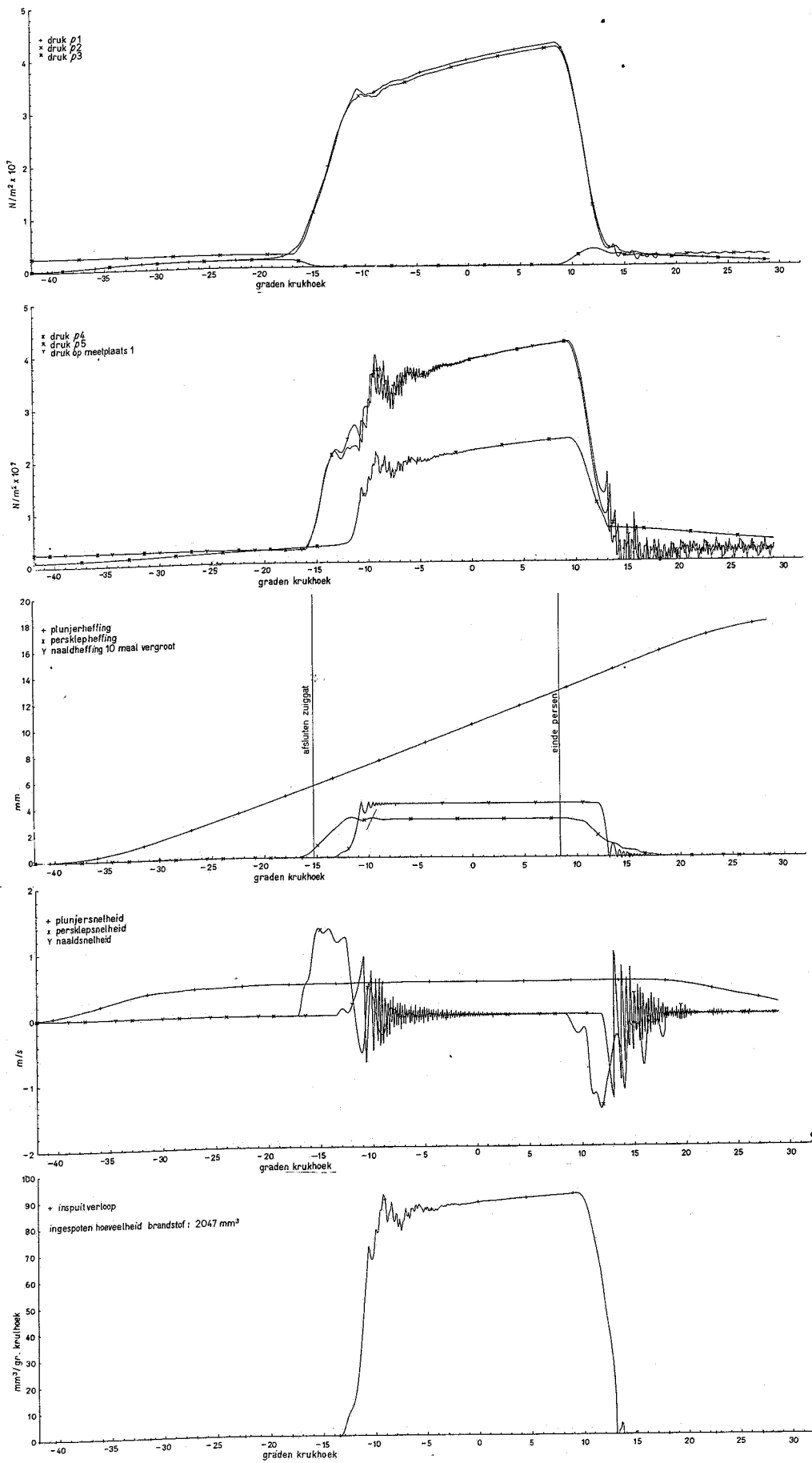


Fig. 3. Resultaten van een vollastberekening; het betreft hier de insputting van een scheepsdieselmotor van max. 275 omw/min en $P_e = 7,2$ bar.

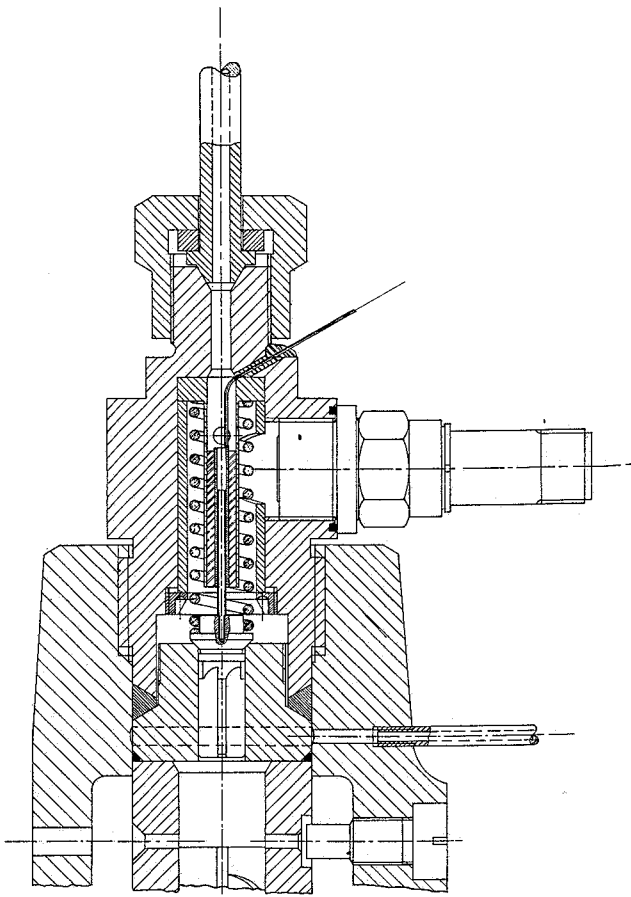


Fig. 4. Capacitieve opnemer voor persklepheffing, plaatsing drukopnemer en controle op lek langs koperen afdichtingsring.

fenomeen in het model. Er zijn echter ook invloeden buiten beschouwing gelaten, omdat er nog niet voldoende van bekend is; ook al bestaat het vermoeden dat hun invloed groot zal kunnen zijn.

Deze niet geprogrammeerde effecten zijn:

1. de lek van brandstof langs de plunjer en de verstuiver-naald;
2. de demping bij de beweging van de persklep;
3. de botsingsverschijnselen die optreden wanneer de persklep op zijn zitting slaat;
4. de botsingsverschijnselen van de verstuivernaald met zijn aanslag en zijn zitting (hierbij is echter wel een elastische indrukking van de onderdelen ingebouwd);
5. demping van de drukgolf ten gevolge van viskeuze wrijving;
6. cavitatieverschijnselen;
7. reflecties bij plotselinge doorsnede-varianten;
8. drukafhankelijkheid van de geluidssnelheid;
9. debietafhankelijkheid van de doorstroomcoëfficiënten.

8. Vergelijking van de berekeningen met metingen

Om een inzicht te hebben in de mogelijkheden en de betrouwbaarheid van het programma zijn een aantal metingen verricht aan twee typen dieselmotoren. Hierbij zijn behalve een meting bij vollast en bij halfast belastingstoelstanden gezocht waarbij

het verloop van de inspuiting niet geheel bevredigend is. Voor deze zelfde toestand is door de computer met behulp van het beschreven programma de inspuiting geheel berekend, zodat gezien kan worden of ook hierbij dezelfde ongewenste afwijkingen naar voren komen.

8.1. Vergelijking aan een Smit-Bolnes dieselmotor

De beschreven procedure is toegepast op de langzaamlopende dieselmotor die in 6. reeds genoemd is. Hieraan zijn gemeten:

- de druk p_2 ,
- de brandstofdruk in de leiding voor de verstuiver ter plaatse van het (weggenomen) staafilter p_{mp1}
- de naaldheffing x_3
- de persklepheffing x_2
- de persklepsnelheid \dot{x}_2 .

De methode van meten van p_2 en \dot{x}_2 is weergegeven in fig. 4. Voor de drukmeting is een Norwood-opnemer gebruikt, de persklepheffing is gemeten door een in de ruimte V_2 aangebrachte capacitieve opnemer, waarbij ervoor gezorgd is, dat de grootte van V_2 zoveel mogelijk gelijk gehouden is ten opzichte van de normale toestand. De meetcondensator wordt gevormd door een cilinder, waarbinnen een op de persklep bevestigde naald op en neer kan bewegen.

De naald is omgeven door een in de cilinder passende kous als elektrische isolatie; de gasolie zorgt voor de smering. Het verkregen signaal waarvan de amplitude een maat is voor de heffing van de persklep, is elektronisch gedifferentieerd. Dit is gebeurd om de in 6. genoemde perskleptrilling die pas op het snelheidsverloop goed tot uiting komt, duidelijk zichtbaar te maken.

Voor de druk op meetplaats 1 is eveneens een Norwood-opnemer gebruikt. De heffing van de verstuivernaald is inductief gemeten.

Bij vergelijking van meting en berekening nu, (zie fig. 5 voor de vollast-situatie) valt een bevredigende overeenstemming op. De drukken verlopen gemeten en berekend in grote mate congruent. Wel is opvallend, dat de gemeten drukken vaak lager uitvallen dan de berekende, vooral bij de hogere waarden. Hoogst waarschijnlijk is hier lek in het spel. Bij onderzoek hierna (zie ook fig. 4) blijkt de koperen afdichtingsring geheel geen brandstof door te laten. Als mogelijkheden voor lek blijven dus slechts over: lek langs de plunjer in de brandstofpomp en langs de naald in de verstuiver. Ook de beelden van de gemeten en berekende heffingen van persklep en verstuivernaald vertonen goede overeenstemming.

Ijking van de inductieve opnemer wat betreft de schaalwaarde van de heffing van de verstuivernaald, is niet goed mogelijk. Daarom is het gebruikelijk dat de maximale heffing gelijk wordt verondersteld aan de statische waarde hiervoor.

In werkelijkheid is er echter nog sprake van elastische indrukking van de op elkaar botsende delen; deze is in het programma meegenomen. Vandaar dat de berekende maximale naaldheffing iets hoger is dan de 'gemeten'. De inspuitsduur blijkt gemeten iets korter te zijn dan berekend.

De berekende per slag ingespoten hoeveelheid brandstof blijkt slechts 1,5% lager te zijn dan die volgens het gemeten brandstofverbruik. (Dit klopt ook met de overeenstemming in heffing van de persklep. Hierbij moet bedacht worden, dat de persklep pas 'open' is, dus brandstof doorlaat, boven de streep-stip lijn.) Hieruit kan worden geconcludeerd dat de druk p_5 te laag berekend is. Dit is zeer goed mogelijk wegens de vele geschatte factoren en verwaarloosde invloeden bij de overgang van V_4 naar V_5 .

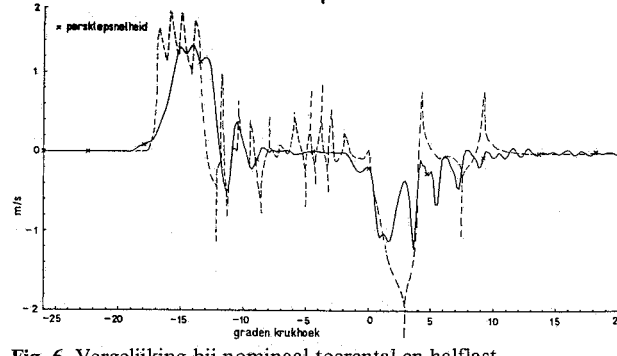
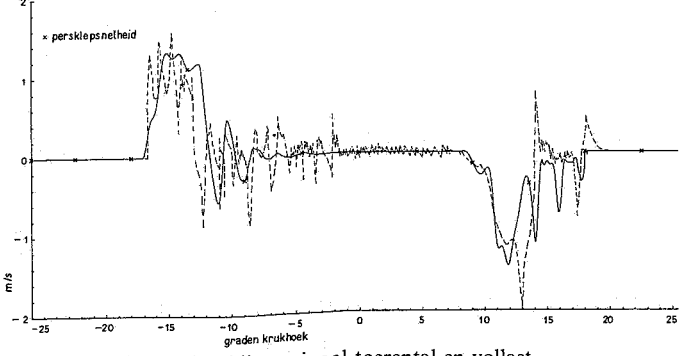
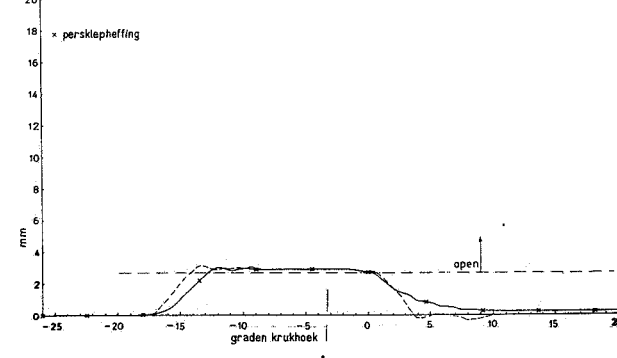
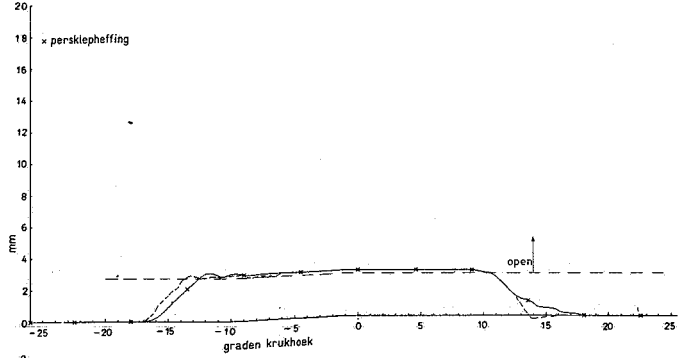
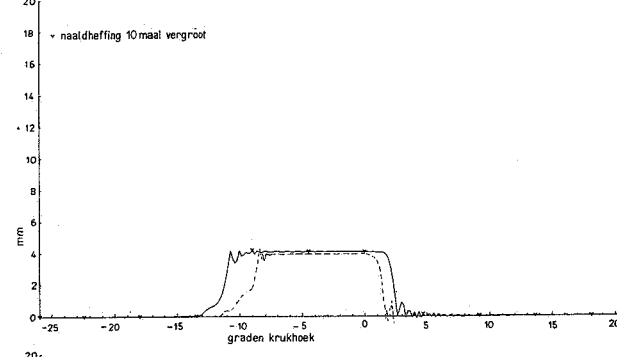
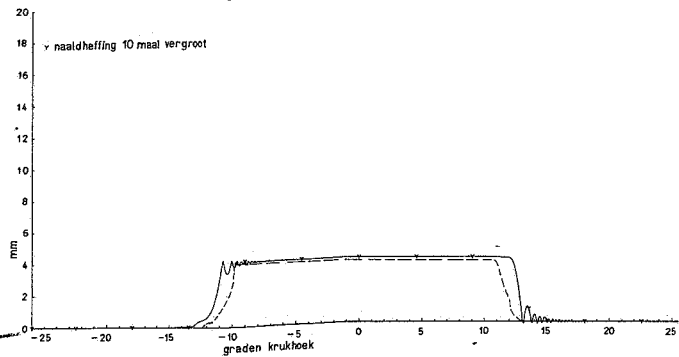
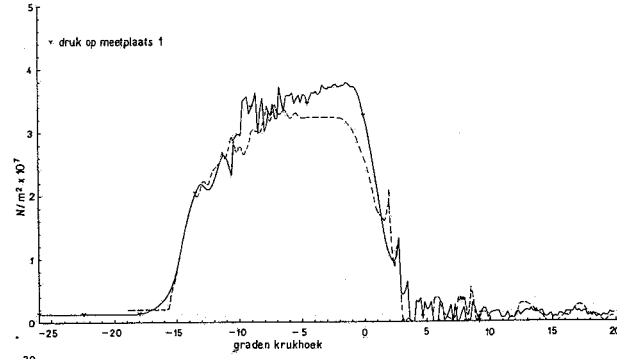
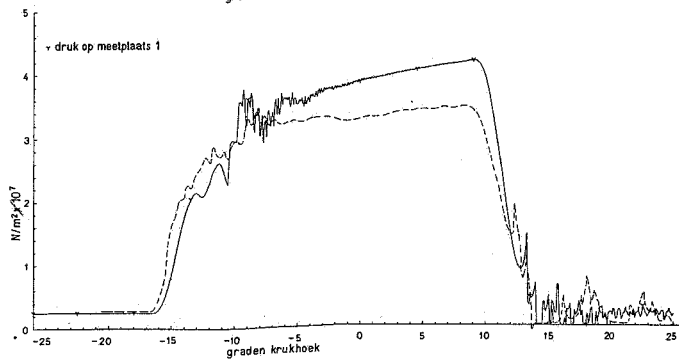
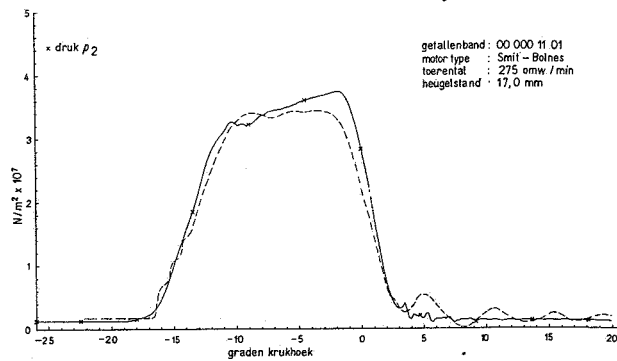
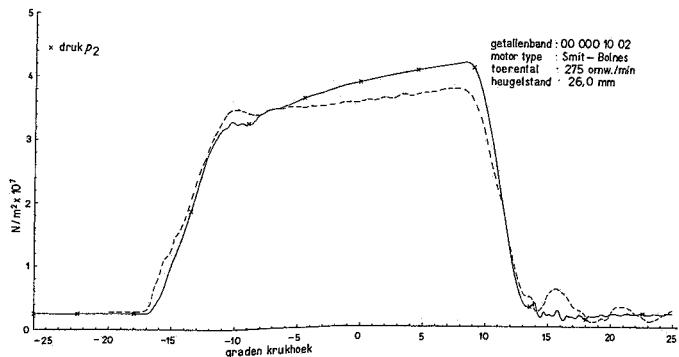


Fig. 5. Vergelijking bij nominaal toerental en vollast.

————— berekend - - - - - gemeten

Fig. 6. Vergelijking bij nominaal toerental en halfvast.

————— berekend - - - - - gemeten

Op de heffing van de persklep is de in 6. genoemde trilling al zichtbaar, veel beter echter komt dit verschijnsel uit in de persklepsnelheid. Het blijkt dat de gemeten trillingen zowel voor als na het openen van de persklep met de berekende in frequentie overeenstemmen.

Het sluiten van de persklep vindt volgens de berekening veel geleidelijker plaats dan de meting aangeeft. Maar bedacht moet worden dat het evenwicht van de persklep in deze periode verkregen wordt als verschil van relatief grote krachten.

Na-inspuiting is bij deze belasting niet gemeten, maar ook niet berekend zoals het inspuitverloop onder in fig. 3 toont, ofschoon de berekende opvering van de naald na het sluiten hiertoe aanleiding zou kunnen zijn.

De vergelijking voor halflast (bij $n = 275$ omw/min) is weer gegeven in fig. 6. Het begin van de naaldheffing vindt hier berekend wat erg vroeg plaats; hierbij speelt echter mee dat het moeilijk te zeggen is wat nu precies de grootten zijn van de omhooggerichte krachten op de naald. Zelfs wanneer de drukken p_4 en p_5 juist berekend zouden zijn, hangt het er sterk van af welke oppervlakken deze drukken beroeren. Speciaal ter plaatse van de naaldzitting is dit moeilijk te zeggen.

De overtoerensituatie van fig. 7 is gekozen omdat hiervoor bij de meting een flinke voorheffing optrad. Dit is ook zo bij het berekende inspuitverloop. Dit blijkt niet alleen uit de naaldheffing, maar ook uit het (niet weergegeven) inspuitverloop. Voor het voorspellen van dergelijke verschijnselen is het programma in de huidige vorm reeds geschikt.

Tenslotte kan nog gezegd worden, dat de druk vlak voor de verstuurder gemeten, een veel rustiger verloop heeft dan de berekende. De hoogfrequente trillingen die de berekening vindt op alle drukken in de buurt van de verstuurder en die ingeleid worden door verstuurernaaldtrillingen (optredend bij het botsen van de naald tegen zijn aanslag bij het openen, of op zijn zitting bij het sluiten) worden in werkelijkheid wel en in de berekening niet gedempt.

8.2. Vergelijking aan een snellopende Daf-dieselmotor

Een soortgelijke procedure is toegepast voor een Daf-dieselmotor, type DS 575 met drukvulling. Dit is een 6-cilinder dieselmotor met een slagvolume van 5,75 l, max. vermogen 165 (SAE) pk bij 2400 omw/min. De brandstofpompen hebben een plunjerdiameter van 8 mm; de verstuurders hebben 4 gaatjes van 0,26 mm.

Bij inspuitssystemen van dergelijke snellopende dieselmotoren blijkt cavitatie een grote rol te spelen, er komen forse negatieve drukgolven voor, die het inspuitstelsel plaatselijk dikwijls op dampdruk brengen. Hierbij kan de brandstofdraad breken, bovendien treedt dan gemakkelijk lucht uit, die niet snel weer kan oplossen. Dit beïnvloedt in grote mate de geluidssnelheid in de brandstof, bovendien kunnen er reflecties van drukgolven optreden op damp- en luchtbelletjes. Daar deze verschijnselen nog niet in het programma ingebouwd zijn, blijkt overeenstemming tussen de gemeten en berekende inspuitverschijnselen met de huidige programma-uitvoering nog niet mogelijk te zijn.

Het is de auteurs een behoefte hun dank uit te spreken voor de de inspirerende hulp van prof. ir. J. van Vollenhoven en prof. dr. G. W. Veltkamp en de enthousiaste medewerking van vele collega's.

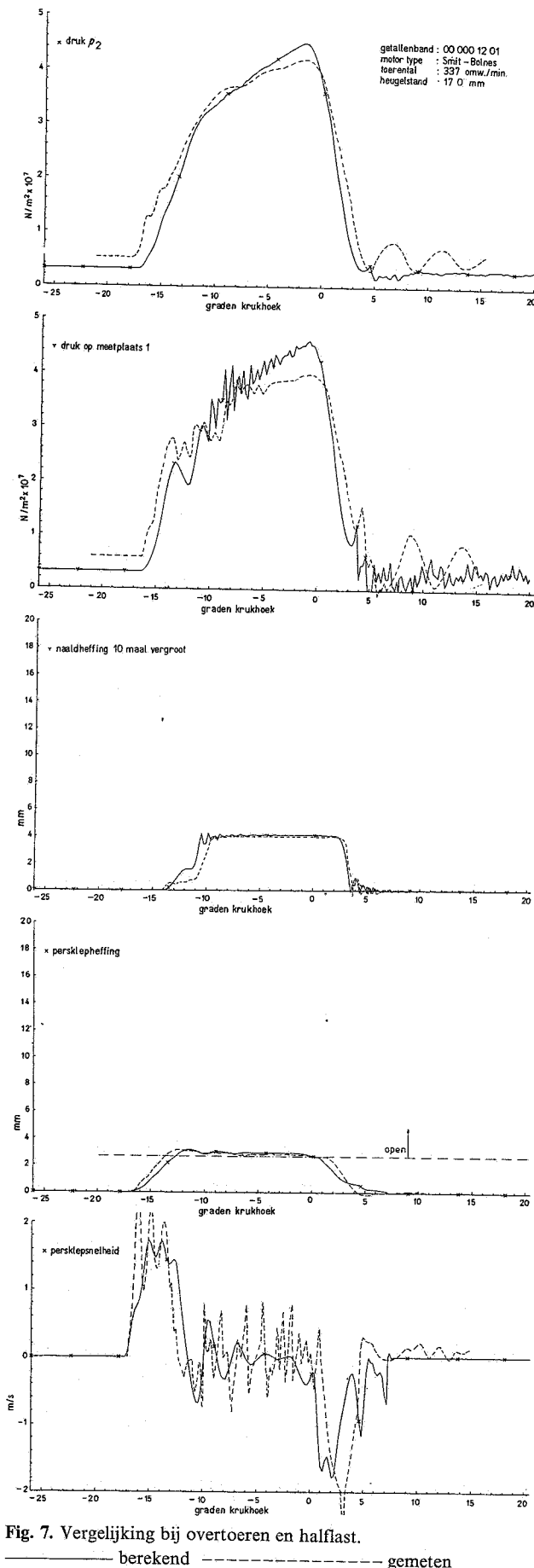


Fig. 7. Vergelijking bij overtoeren en halflast.

— berekend - - - - - gemeten

Literatuur

Naar onderstaande literatuuropgaven [1] ... [5] wordt verwezen in het voorgaande; de overige opgaven beslaan literatuur die aansluit bij dit artikel en/of waaruit nuttige gegevens in het programma verwerkt zijn.

- [1] A. PISCHINGER: Gemischbildung und Verbrennung im Dieselmotor. Springer - Wien, 1957 (Band 7 uit List: Die Verbrennungskraftmaschine).
- [2] J. A. ZONNVELD: Automatic Numerical Integration. Mathematisch Centrum - Amsterdam, 1964.
- [3] R. ZURMÜHL: Praktische Mathematik für Ingenieure und Physiker. Springer, 1963.
- [4] E. W. HUBER, W. SCHAFFITZ: Experimentelle und theoretische Arbeiten zur Berechnung von Einspritzanlagen von Dieselmotoren.

- Teil I: MTZ - Febr. 1966, pag. 35-42. Teil II: MTZ - April 1966, pag. 146-155.
- [5] W. J. DUNCAN, A. S. THOM, A. D. YOUNG: Mechanics of fluids. London, 1960, pag. 538 en volgende.
 - [6] A. NOTTRODT: Einspritzgesetz und Charakteristikenverfahren. V.D.I. Forschungsheft 516, 1966, Deel II.
 - [7] W. BOSCH: Experimentelle Ermittlung des Dämpfungsfaktors der Düsenadelbewegung. Bosch Technische Berichte, Sept. 1964.
 - [8] D. OLSZEWSKI: Die Verhütung der Kavitationserosion in Einspritzleitungen durch eine neuartige Gleichdruckentlastung. MTZ - 1968, no. 5, pag. 188-199.
 - [9] W. SCHLEY: Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur analytischen Darstellung der Wellendämpfung in Leitungen von hydraulischen Einspritzsystemen. Berlin - Technische Universität, 1967. Dissertatie.

Korte technische berichten

Contactloos meten van de torsie die een roterende as overbrengt

In *De Ingenieur* 1969, nr. 11 van 14 maart heeft op blz. W 56 een 'Kort technisch bericht' gestaan betreffende een instrument voor het meten van de torsiekracht die een roterende as overbrengt (zoals o.a. bij schepsschroefaanrijving optreedt). Daarbij werd vermeld dat dit instrument in de Verenigde Staten was ontwikkeld.

Nife Accumulatoren N.V. te Haarlem, een dochterbedrijf van de Zweedse Fabrik Jungner maakt ons er nu op attent, dat reeds in 1963 in Zweden door het bedrijf Jungner zulk een instrument is toegepast, o.a. op de tanker Okland, die met een datalogger was uitgerust. Wij nemen daarvan gaarne nota. Er blijkt toch enig verschil te zijn tussen het Amerikaanse instrument en het Zweedse. De tanden die zich langs de pick-up bewegen zijn in de Amerikaanse constructie van magnetisch materiaal waardoor op een iets andere wijze het door de getordeerde as overgebrachte vermogen zichtbaar wordt gemaakt op een wijzerplaat. de F.

Toevoeging van jodium aan smeeroilie

Roestvrij staal en titaan zijn moeilijke metalen, wat hun smering betreft. Een goed smeermiddel voor deze metalen is onlangs gevonden door General Electric Comp. in de V.S. In hun speurwerklaboratorium was reeds ontdekt dat aluminium goed gesmeerd kon worden door aan de smeeroilie een samengestelde verbinding van jodium toe te voegen. Bekend was ook dat jodium reageert met metalen zoals titaan, cobalt en nikkel. Meestal zijn deze metalen bedekt met een dun oxydelagje. Wanneer daarvan twee metalen over elkaar glijden, worden kleine oneffenheden op beide oppervlakken aan elkaar gelast en dan losgescheurd, waardoor het oorspronkelijke niet geoxydeerde metaal te voorschijn komt.

De jodiumverbinding kan dan met dat metaal reageren en een nieuw laagje vormen van slechts enkele atomen dikte op beide oppervlakken. Dit laagje bevat kristallen van jodiumdioxide die dezelfde structuur hebben als grafiet, waarbij vlakke platen over elkaar kunnen glijden met goede glij-eigenschappen.

Bij proeven in het laboratorium met dit jodiumsmeermiddel werd gevonden dat de wrijvingscoëfficiënt tussen twee oppervlakken van roestvrij staal en titaan tot 75% lager was dan bij gebruik van de gebruikelijke smeermiddelen.

Er is nu een elektromotor gebouwd met roestvrij stalen as en lagers, alsook een benzinemotor met een combinatie van titaan, roestvrij staal en gewoon staal. Beide machines lopen goed met het nieuwe smeermiddel. D.A.

New Scientist, 9 januari 1969, blz. 73.

Staal met uitzonderlijk hoge treksterkte

Op een onlangs gehouden vergadering van het Japanse metallurgisch Genootschap, die gehouden werd in de Tohoku University School of Engineering te Sendai, is door prof. Hajime Nakamura van het technisch speurwerk-instituut van de Ishikawajima Harima Heavy Industries Comp. Ltd. (een bedrijf dat bekend geworden is o.a. door de bouw van de grootste tanker van de wereld) een nieuwe staalsoort beschreven met een treksterkte van 2500 N/mm². Er zijn octrooien op aangemeld in Groot-Brittannië, de Verenigde Staten van Amerika en West-Duitsland.

Prof. Hajime Nakamura legde uit hoe hij een inval kreeg over de wijze waarop deze nieuwe *gelaagde* staalsoort zou moeten worden vervaardigd, namelijk met de methode die gebruikt werd bij de vervaardiging van de klingen der oude zwaarden. Hierbij werd een aantal dunne staalplaten van verschillende samenstellingen op elkaar gelegd en dit pakket dan uitgesmeed tot een zwaardkling. Deze Japanse klingen, hoewel sterk genoeg om door een stalen helm heen te slaan, waren soms bros. Prof. Hajime Nakamura kreeg toen het denkbeeld, dunne platen van koper, nikkel en andere metalen van slechts één honderdste millimeter dikte, tussen platen van staal vast te leggen, zoals dat ook in de oude techniek geschiedde. Op deze wijze ontwikkelde hij wat nu genoemd wordt het 'IN-U staal'. Het fabricageproces daarvan sluit nauw aan op de traditionele werkwijze.

Verwacht wordt dat dit staal, dat niet duur is, door zijn combinatie van grote treksterkte en daardoor licht gewicht, een welkome aanwinst zal zijn bij de materialen voor de bouw van gasturbines, alsook bij de industrie van de ruimtevaart.

de F.

New Scientist, 2 januari 1969, blz. 24.