

DIE EVALUERING VAN DIE VERKOELINGSVERMOË
VAN WERWELINGSBUISE WAT GEBRUIK MAAK
VAN VERSKILLENDE KONFIGURASIES VAN
SPUITSTUKKE

J.J. DU PREEZ

**DIE EVALUERING VAN DIE
VERKOELINGSVERMOË VAN
WERWELINGSBUISE WAT GEBRUIK MAAK VAN
VERSKILLENDE KONFIGURASIES VAN
SPUITSTUKKE**

Jan Johannes du Preez

Verhandeling voorgelê ter voldoening aan die vereistes vir die graad

Magister Technologiae: Ingenieurswese: Meganies

in die

Fakulteit Ingenieurswese

aan die

Technikon Vrystaat

Desember 2001

Studieleier : Dr. J.A. Strauss (Ph.D.)

VERKLARING

Ek, JAN JOHANNES DU PREEZ, verklaar hiermee dat die navorsingsprojek wat vir die verwerwing van die graad Magister Tegnologiae: Meganiese Ingenieurswese aan die Technikon Vrystaat deur my voorgelê word, my selfstandige werk is en nie voorheen deur my of enige ander persoon ter verwerwing van enige kwalifikasie voorgelê is nie.



J.J. DU PREEZ

2002/01/01
DATUM

Daar is 'n aantal persone wat aan my waardevolle hulp en bystand gedurende die verloop van die navorsingsprojek verleen het. In die verband wil ek graag die volgende persone bedank:

Dr Johan Strauss vir sy toesig en leiding vanaf die begin van die projek.

Vir al my kollegas vir hul entoesiasme en motivering, in besonder mnr Ben Kotze vir sy hulp met die opstel en bedrading van die elektriese apparaat.

Die Technikon Vrystaat en die SNO vir direkte en indirekte finansiële en ander ondersteuning.

Laastens wil ek graag my vrou Lizette, en kinders Hanné en Jeanine bedank vir hulle onderskraging, liefde en hulp.

UITTREKSEL

Die projek behels die verbetering van die verkoelingsvermoë van 'n eenvoudige werwelingsbuis om sodoende 'n verkoelingsapparaat met 'n goeie rendement en verkoelingsvermoë beskikbaar te stel.

Drie Ranque-Hilsch Werwelingsbuise, met verskillende deursnee en lengtes, is ontwikkel en vervaardig. Die werwelingsbuis is 'n unieke apparaat wat geen werkende dele bevat nie en die vermoë het om tegelykertyd warm en koue lug uit te laat. Die werwelingsbuis is 'n eenvoudige, lae koste apparaat wat maklik is om te vervaardig. Verskillende groottes mondstukke is vervaardig en verskillende konfigurasies van spuitstukke is ontwerp en vervaardig om die werkverrigting van die werwelingsbuis te ondersoek.

Die kleiner diameter werwelingsbuis het met al die verskillende spuitstukke en teen die verskillende inlaatdrukke beter rendemente en temperatuurdalings in die koue lug gelever as die groter diameter werwelingsbuis. Die groter diameter mondstuk het in al die gevalle beter rendemente en temperatuurdalings in die koue lug gelever as die kleiner diameter mondstuk. Die kleiner diameter spuitstukke het teen al die verskillende inlaatdrukke beter rendemente en temperatuurdalings in die koue lug gelever as die groter diameter spuitstukke. Die konvergerende spuitstuk het oor die algemeen beter rendemente en temperatuurdalings in die koue lug opgelever as die ander spuitstukvorms.

Die maksimum rendement van die 22 mm diameter werwelingsbuis is verbeter vanaf 8,9% teen 'n koue fraksie van 0,630 (met die ϕ 6 mm x 2 tangensiale spuitstukblok) na 18,92% teen 'n koue fraksie van 0,644 (met die ϕ 3 mm x 4 tangensiale spuitstukblok) teen 'n inlaatdruk van 500 kPa. Die maksimum temperatuurdaling in die koue lug (ΔT_c) is verbeter vanaf 27,0°C teen 'n koue fraksie van 0,120 (met die ϕ 6 mm x 2 tangensiale spuitstukblok) na 42,3°C teen 'n koue fraksie van 0,284 (met die ϕ 4 mm x 2 tangensiale spuitstukblok) teen 'n inlaatdruk van 600 kPa.

ABSTRACT

The project deals with the improvement of the cooling capacity of a simple vortex tube to have a cooling device available with a good efficiency and cooling capacity.

Three Ranque-Hilsch Vortex tubes, with different diameters and lengths, were developed and manufactured. The vortex tube is a unique device with no working parts and has the ability to deliver hot and cold air simultaneously. The vortex tube is a simple, low cost device, which is easy to manufacture. Different sizes of orifices were manufactured and different configurations of nozzles were designed and manufactured to investigate the performance of the three vortex tubes.

The smaller diameter vortex tube gave better efficiencies and temperature drops in the cold air than the bigger diameter vortex tube with all the different nozzles and against the different inlet pressures. The bigger diameter orifice gave better efficiencies and temperature drops in the cold air than the smaller diameter. The smaller diameter nozzles gave better efficiencies and temperature drops in the cold air than the bigger diameter nozzles against the different inlet pressures. In general, the convergent nozzle gave better efficiencies and temperature drops in the cold air than the other nozzle shapes.

The maximum efficiency of the 22 mm diameter vortex tube is improved from 8,9% against a cold fraction of 0,630 (with the ϕ 6 mm x 2 tangential nozzle block) to 18,92% against a cold fraction of 0,644 (with the ϕ 3 mm x 4 tangential nozzle block) against an inlet pressure of 500 kPa. The maximum drop in temperature of the

cold air is improved from 27,0°C against a cold fraction of 0,120 (with the ϕ 6 mm x 2 tangential nozzle block) to 42,3°C against a cold fraction of 0,284 (with the ϕ 4 mm x 2 tangential nozzle block) against an inlet pressure of 600 kPa.

INHOUDSOPGAWE

1.	INLEIDING.	1
1.1	Inleiding.	1
1.2	Doelwit en uitvoering van projek.	1
1.3	Hipotese.	2
1.4	Afbakening van studieterrein.	2
1.5	Samestelling van verhandeling.	3
1.6	Probleme ondervind.	4
2.	TEORIE VAN WERWELINGSBUISE.	5
2.1	Inleiding.	5
2.2	Konstruksie van 'n werwelingsbuis.	7
2.3	Werwelingslyne en stroomlyne.	11
2.4	Sirkulasie.	13
2.5	Eienskappe van die werwelingsbuis.	14
2.6	Helmholtz se teoremas.	15
2.7	Die momentumbalans.	15
2.7.1	Radiale dinamika.	19
2.7.2	Aksiale dinamika.	23
2.8	Energiebalans van die werwelingsbuis.	27
2.8.1	Energiebalans van die warm komponent.	28
2.8.2	Energiebalans van die koue komponent.	30

2.9	Koue fraksie.	32
2.10	Rendement van werwelingsbuis.	33
3.	TEORIE VAN SPUITSTUKKE.	35
3.1	Inleiding.	35
3.2	Teorie van spuitstukke.	35
3.2.1	Stagnasie-eienskappe.	38
3.2.2	Kritieke eienskappe.	40
3.2.3	Effek van die verandering van die teendruk.	43
4.	ONTWERP VAN WERWELINGSBUISE.	45
4.1	Inleiding.	45
4.2	Maksimum toelaatbare interne druk.	48
4.3	Konstruksie van werwelingsbuisse.	51
4.4	Eksperimentele opstelling.	52
4.5	Lewering van kompressor.	54
5.	ONTWERP VAN SPUITSTUKKE.	58
5.1	Inleiding.	58
5.2	15° Tapse spuitstuk.	60
5.3	Ontwerp van konvergerende spuitstuk.	63
5.3.1	Inlaatsnelheid.	63

5.3.2	Stagnasietoestande.	64
5.3.3	Keeldiameter.	65
5.3.4	Uitlaat van konvergerende spuitstuk.	67
5.3.5	Profiel van konvergerende spuitstuk.	72
5.4	Konvergerend-divergerende spuitstuk.	74
5.4.1	Profiel van konvergerend-divergerende spuitstuk.	74
6.	RESULTATE VAN WERWELINGSBUISE EN SPUITSTUKKE.	77
6.1	Inleiding.	77
6.2	ϕ 6 mm Spuitstukblok met ϕ 26 mm werwelingsbuis.	78
6.3	ϕ 4 mm Tangensiale spuitstukblok.	80
6.3.1	Inleiding.	80
6.3.2	26 mm Diameter werwelingsbuis.	81
6.3.3	22 mm Diameter werwelingsbuis.	83
6.4	ϕ 3 mm Tangensiale spuitstukblok.	88
6.4.1	Inleiding.	88
6.4.2	26 mm Diameter werwelingsbuis.	89
6.4.3	22 mm Diameter werwelingsbuis.	91
6.5	Spuitstukke met inlaathoeke.	96
6.5.1	Inleiding.	96
6.5.2	Spuitstukke met 3° inlaathoek met die vertikaal.	97
6.5.3	Spuitstukke met 32° inlaathoek met die omtrek.	99
6.5.4	Spuitstukke met 15° inlaathoek met die omtrek.	102
6.6	15° Tapse spuitstuk.	108

6.6.1	Inleiding.	108
6.6.2	26 mm en 22 mm Diameter werwelingsbuis.	109
6.7	Konvergerende spuitstuk.	115
6.7.1	Inleiding.	115
6.7.2	26 mm en 22 mm Diameter werwelingsbuis.	116
6.8	Konvergeer-divergerende spuitstuk.	122
6.8.1	Inleiding.	122
6.8.2	26 mm en 22 mm Diameter werwelingsbuis.	123
6.9	Invloed van die inlaatdruk.	129
6.10	Invloed van die diameter op die werwelingsbuis.	130
6.11	Invloed van die lengte van die werwelingsbuis.	131
6.12	Invloed van die diameter van die mondstuk.	132
6.13	Invloed van die diameter van die spuitstuk.	134
6.14	Invloed van die inlaathoek.	135
6.14.1	Tangensiaal versus inlaathoek op die omtrek.	135
6.14.2	Tangensiaal versus 3° inlaathoek met vertikaal.	138
6.15	Invloed van die spuitstukvorm.	139
6.16	Maksimum rendement.	140
7.	GEVOLGTREKKING EN SAMEVATTING.	142
7.1	Inleiding.	142
7.2	Invloed van die inlaatdruk.	143
7.3	Invloed van die diameter van die werwelingsbuis.	143
7.4	Invloed van die lengte van werwelingsbuis.	143

7.5	Invloed van die diameter van mondstuk.	144
7.6	Invloed van die diameter van spuitstuk.	144
7.7	Invloed van die inlaathoek.	145
7.8	Invloed van die spuitstukvorm.	145
7.9	Maksimum rendement.	146
7.10	Verdere toepassing van werwelingsbuis.	146
BRONNELYS		148
BYLAAG 1: Tipiese voorbeeld van berekening van die rendement van die werwelingsbuis.		152
BYLAAG 2: Voorbeeld van verwerkte data van werwelingsbuis.		154

Hoofstuk 2

V	tangensiale snelheid van lug, m/s.
ω	hoeksnelheid, rad/s.
r	radius, m.
Γ	sirkulasie, m ² /s.
v	werklike snelheid van fluïde, m/s.
α	hoek tussen tangensiale- en werklike snelheid.
ds	elementêre lengte, m.
z_h	afstand vanaf die spuitstuk tot by die warm uitlaat, m.
R	radius van die werwelingsbuis, m.
\vec{u}_o	vloeisnelheid by die inlaat spuitstuk, m/s.
\vec{u}_h	vloeisnelheid by die mondstuk van die warm uitlaatlug, m/s.
\vec{u}_c	vloeisnelheid by die mondstuk van die koue uitlaatlug, m/s.
u_{cr}	snelheidskomponent in r -rigting, m/s.
\vec{i}_r	eenheidsvektor in r -rigting.
$u_{c\phi}$	snelheidskomponent in ϕ -rigting, m/s.
\vec{j}_ϕ	eenheidsvektor in ϕ -rigting.
u_{cz}	snelheidskomponent in z -rigting, m/s.
\vec{k}_z	eenheidsvektor in z -rigting.
ρ	digtheid van die vloeistof, kg/m ³ .
u_r	radiale snelheid, m/s.

u_ϕ	werwelsnelheid, m/s.
Δp_{oc}	drukverskil tussen die inlaat en die middelpunt van die buis, Pa.
p_o	inlaatdruk by $r = R$, Pa.
p_c	druk in die middel by $r = R_c$, Pa.
ρ'	area-gemiddelde digtheid, kg/m^3 .
M_o	Machgetal by inlaat spuitstuk.
a	lokale spoed van klank, m/s.
u_o	vloeisnelheid van die inlaatlug, m/s.
γ	adiabatiese gaskoëffisiënt.
k	Boltzmann konstante.
m	massa van molekules, kg.
T	absolute temperatuur van lug, K.
R	gaskonstante van lug, J/kgK.
X	genormaliseerde drukval oor die buis.
z	potensiële energie, m.
w	soortlike gewig, N/m^3 .
g	swaartekragversnelling, m/s^2 .
$\langle p_l \rangle$	gemiddelde druk op linkerkantse grens van die koue vloeivolume, Pa.
$\langle p_r \rangle$	gemiddelde druk op regterkantse grens van die koue vloeivolume, Pa.
J	lokale hitte vloeddigtheid, W/m^2 .
h	entalpie, J/kg.
q_α	netto hitteverlies per eenheidmassa, kJ/kg
Q'_α	hittevloeddigheid vanuit die koue- of warm lugstroom, W/m^2 .
j_α	massavloeddigheid van die komponent α , kg/m^2 .

\dot{m}_c	massavloeiempo van koue uitlaatlug, kg/s.
\dot{m}_o	massavloeiempo van inlaatlug, kg/s.
\dot{m}_h	massavloeiempo van warm uitlaatlug, kg/s.
\dot{V}_c	vloeiempo van koue uitlaatlug, m ³ /s.
\dot{V}_h	vloeiempo van warm uitlaatlug, m ³ /s.
T_c	absolute temperatuur van koue uitlaatlug, K.
T_h	absolute temperatuur van warm uitlaatlug, K.
ΔT_c	temperatuurdaling van koue lug vanaf inlaatlugtemperatuur, K.
ΔT_{ad}	isentropiese temperatuurverskil met betrekking tot die inlaatteratuur en die drukverhouding oor die buis, K.
n	politropiese gas-uitsettingskoeffisiënt.

Hoofstuk 3

A_1	dwarsdeursnitarea by inlaat van spuitstuk, m ² .
u_1	snelheid by inlaat van spuitstuk, m/s.
p_1	druk by inlaat van spuitstuk, Pa.
v_1	spesifieke volume by inlaat van spuitstuk, m ³ /kg.
T_1	absolute temperatuur by inlaat van spuitstuk, K.
h_1	spesifieke entalpie by inlaat van spuitstuk, kJ/kg.
A_2	dwarsdeursnitarea by uitlaat van spuitstuk, m ² .
u_2	snelheid by uitlaat van spuitstuk, m/s.
p_2	druk by uitlaat van spuitstuk, Pa.
v_2	spesifieke volume by uitlaat van spuitstuk, m ³ /kg.
T_2	absolute temperatuur by uitlaat van spuitstuk, K.

h_2	spesifieke entalpie by uitlaat van spuitstuk, kJ/kg.
h_s	stagnasie entalpie, kJ/kg.
c_p	warmtekapasiteit van lug teen konstante druk, J/kgK.
p_s	stagnasiedruk, Pa.
T_s	stagnasietemperatuur, K.
ρ_s	stagnasiedigtheid, kg/m ³ .
A_t	dwarsdeursnitarea by keel van spuitstuk, m ² .
P_t	druk by keel van spuitstuk, Pa.

Hoofstuk 4

T_o	temperatuur van inlaatlug na buis, K.
u_{cz}	snelheid van koue uitlaatlug by mondstuk, m/s.
A_c	dwarsdeursnitarea van mondstuk, m ² .
σ_r	radialespanning in materiaal, Pa.
σ_c	omtrekspanning in materiaal, Pa.
p_{maks}	maksimum interne druk in buis, Pa.
n	aantal boue.
τ	maksimum skuifspanning in bout, kPa.
h_b	barometerlesing, m.
t_f	kamertemperatuur, °C.
t_1	temperatuur by inlaat, °C.
p_4	druk by uitlaat van eerste trap, kPa.
t_4	temperatuur by uitlaat van eerste trap, °C.
p_5	druk by inlaat van tweede trap, kPa.

t_5	temperatuur by inlaat van tweede trap, °C.
p_7	druk by uitlaat van tweede trap, kPa.
t_7	temperatuur by uitlaat van tweede trap, °C.
p_{atm}	atmosferiese druk, kPa.
V_S	slagvolume van suier 1, m ³ .
V_{e1}	effektiewe volume lug verplaas, m ³ .
\dot{V}_f	volume vrye lug gelewer, m ³ /min.

Hoofstuk 5

C_D	leweringskoëffisiënt.
\dot{V}	volume lug ingelaat, l/min.
Re	Reynoldsgetal.
μ	dinamiese viskositeit, kg/ms.
p_f	drukval, Pa.
f	wrywingskoëffisiënt.
V	vloeisnelheid, m/s.
L	lengte, m.

Hoofstuk 1

Figuur 1.1: Skematiese voorstelling van samestelling van die verhandeling.	3
--	---

Hoofstuk 2

Figuur 2.1: Konstruksie van werwelingsbuis.	9
---	---

Figuur 2.2: Vloeipatroon van lugstrome.	9
---	---

Figuur 2.3: Dwarsdeursnitaansig van werwelingsbuis om die vloeigebiede van die “vrye”- en “geforseerde” werwelings te illustreer.	10
---	----

Figuur 2.4: Rookring.	11
-----------------------	----

Figuur 2.5: Werwelingsbuis.	12
-----------------------------	----

Figuur 2.6: Stroomlynmodel van ‘n werweling.	12
--	----

Figuur 2.7: Grafiese voorstelling van die lynintegraal.	13
---	----

Figuur 2.8: Model van vloeiveld.	16
----------------------------------	----

Figuur 2.9: Grafiek van drukverhouding $\left(\frac{P_h}{P_c}\right)$ teen $\frac{u_{cz}^2}{T_c}$.	26
---	----

Figuur 2.10: Grafiek van $\frac{T_0 - T_c}{T_c}$ teen $\frac{P_h - P_c}{P_c}$.	32
---	----

Figuur 2.11: Diagram van temperatuur teen entropie.	34
---	----

Hoofstuk 3

Figuur 3.1: Spuitstukvorms.	35
-----------------------------	----

Figuur 3.2: Entalpie-entropie diagram.	38
--	----

Figuur 3.3: Drukverspreiding oor die spuitstuk.	44
---	----

Hoofstuk 4

Figuur 4.1: Onderdele van werwelingsbuis.	47
---	----

Figuur 4.2: Verandering van spannings oor die dikte van materiaal.	49
--	----

Figuur 4.3: Konstruksie van werwelingsbuis.	52
Figuur 4.4: Diagram van eksperimentele opstelling.	53
Figuur 4.5: Eksperimentele opstelling.	54
Figuur 4.6: Druk-volumediagram van twee-trapkompressor.	55

Hoofstuk 5

Figuur 5.1: Konstruksie van 'n eenvoudige ϕ 6 mm (x 2) spuitstukblok.	58
Figuur 5.2: Variasie van die Machgetal oor die lengte van die spuitstuk.	61
Figuur 5.3: Eksperimentele leweringskoëffisiënte.	62
Figuur 5.4: Vorm van lugstraal.	67
Figuur 5.5: pv -diagram van konvergerende spuitstuk.	72
Figuur 5.6: Konstruksie van konvergerende spuitstuk.	73
Figuur 5.7: Konstruksie van konvergerende spuitstukblok.	74
Figuur 5.8: pv -diagram van konvergerend-divergerende spuitstuk.	75
Figuur 5.9: Konstruksie van konvergerend-divergerende spuitstuk.	76
Figuur 5.10: Konstruksie van konvergerend-divergerende spuitstukblok.	76

Hoofstuk 6

Figuur 6.1: Grafieke van ϕ 26 mm buis met twee ϕ 6 mm spuitstukke.	79
Figuur 6.2: Konstruksie van 'n eenvoudige ϕ 4 mm (x2) spuitstukblok.	80
Figuur 6.3: Grafieke van ϕ 26 mm buis met ϕ 4 mm tangensiale spuitstukke.	82
Figuur 6.4: Grafieke van ϕ 22 mm kort buis met ϕ 5,5 mm mondstuk.	84
Figuur 6.5: Grafieke van ϕ 22 mm lang buis met ϕ 5,5 mm mondstuk.	85
Figuur 6.6: Grafieke van ϕ 22 mm kort buis met ϕ 7,5 mm mondstuk.	86
Figuur 6.7: Grafieke van ϕ 22 mm lang buis met ϕ 7,5 mm mondstuk.	87
Figuur 6.8: Konstruksie van die ϕ 3 mm tangensiale spuitstukblok.	89
Figuur 6.9: Grafieke van ϕ 26 mm buis met ϕ 3 mm (x4) spuitstukblok.	90

Figuur 6.10: Grafieke van ϕ 22 mm kort buis met ϕ 3 mm (x4) spuitstukblok.	92
Figuur 6.11: Grafieke van ϕ 22 mm lang buis met ϕ 3 mm (x4) spuitstukblok.	93
Figuur 6.12: Grafieke van ϕ 22 mm kort buis met ϕ 7,5 mm mondstuk.	94
Figuur 6.13: Grafieke van ϕ 22 mm lang buis met ϕ 7,5 mm mondstuk.	95
Figuur 6.14: Konstruksie van die ϕ 4 mm spuitstukke met 3° inlaathoek.	97
Figuur 6.15: Grafieke van ϕ 4 mm spuitstukblok met 3° inlaathoek.	98
Figuur 6.16: Konstruksie van ϕ 3 mm (x4) spuitstukke met 32° inlaathoek.	99
Figuur 6.17: Grafieke van ϕ 3 mm spuitstukblok met 32° inlaathoek.	101
Figuur 6.18: Konstruksie van ϕ 3 mm (x4) spuitstukke met 15° inlaathoek.	102
Figuur 6.19: Grafieke van ϕ 22 mm kort buis met ϕ 5,5 mm mondstuk.	104
Figuur 6.20: Grafieke van ϕ 22 mm lang buis met ϕ 5,5 mm mondstuk.	105
Figuur 6.21: Grafieke van ϕ 22 mm kort buis met ϕ 7,5 mm mondstuk.	106
Figuur 6.22: Grafieke van ϕ 22 mm lang buis met ϕ 7,5 mm mondstuk.	107
Figuur 6.23: Konstruksie van 15° tapse spuitstukblok.	108
Figuur 6.24: Grafieke van ϕ 26 mm buis met 15° tapse spuitstuk.	110
Figuur 6.25: Grafieke van ϕ 22 mm kort buis met ϕ 5,5 mm mondstuk.	111
Figuur 6.26: Grafieke van ϕ 22 mm lang buis met ϕ 5,5 mm mondstuk.	112
Figuur 6.27: Grafieke van ϕ 22 mm kort buis met ϕ 7,5 mm mondstuk.	113
Figuur 6.28: Grafieke van ϕ 22 mm lang buis met ϕ 7,5 mm mondstuk.	114
Figuur 6.29: Grafieke van ϕ 26 mm buis met konvergerende spuitstuk.	117
Figuur 6.30: Grafieke van ϕ 22 mm kort buis met ϕ 5,5 mm mondstuk.	118
Figuur 6.31: Grafieke van ϕ 22 mm lang buis met ϕ 5,5 mm mondstuk.	119
Figuur 6.32: Grafieke van ϕ 22 mm kort buis met ϕ 7,5 mm mondstuk.	120
Figuur 6.33: Grafieke van ϕ 22 mm lang buis met ϕ 7,5 mm mondstuk.	121

Figuur 6.34: Grafieke van ϕ 26 mm buis met konvergerend-divergerende spuitstuk.	124
Figuur 6.35: Grafieke van ϕ 22 mm kort buis met ϕ 5,5 mm mondstuk.	125
Figuur 6.36: Grafieke van ϕ 22 mm lang buis met ϕ 5,5 mm mondstuk.	126
Figuur 6.37: Grafieke van ϕ 22 mm kort buis met ϕ 7,5 mm mondstuk.	127
Figuur 6.38: Grafieke van ϕ 22 mm lang buis met ϕ 7,5 mm mondstuk.	128

LYS VAN TABELLE

Hoofstuk 4

Tabel 4.1: Dimensies van werwelingsbuisse.	48
Tabel 4.2: Eienskappe van perspex.	48
Tabel 4.3: Verhouding van binnediameter tot wanddikte.	49

Hoofstuk 5

Tabel 5.1: Suiptukke vervaardig vir ϕ 22 mm en ϕ 26 mm buise.	60
Tabel 5.2: Diameters oor lengte van konvergerende spuitstuk.	73
Tabel 5.3: Diameters oor lengte van konvergerend-divergerende spuitstuk.	75

Hoofstuk 6

Tabel 6.1: 26 mm Werwelingsbuis met twee ϕ 6 mm spuitstukke.	78
Tabel 6.2: Klassifikasie van buise met ϕ 4 mm tangensiale spuitstuk.	81
Tabel 6.3: Opsomming van resultate van ϕ 4 mm tangensiale spuitstuk.	88
Tabel 6.4: Klassifikasie van buise met ϕ 3 mm tangensiale spuitstuk.	89
Tabel 6.5: Opsomming van resultate van ϕ 3 mm tangensiale spuitstukklok.	96
Tabel 6.6: ϕ 26 mm Buis met ϕ 4 mm spuitstukklok met 3° inlaathoek.	99
Tabel 6.7: ϕ 26 mm Buis met ϕ 3 mm spuitstukklok met 32° inlaathoek.	100
Tabel 6.8: Klassifikasie van buise met ϕ 3 mm spuitstukklok met 15° inlaathoek.	102
Tabel 6.9: Opsomming van resultate van ϕ 3 mm spuitstukklok met 15° inlaathoek.	103
Tabel 6.10: Klassifikasie van buise met 15° tapse spuitstukklok.	108
Tabel 6.11: Opsomming van resultate van 15° tapse spuitstukklok.	115
Tabel 6.12: Klassifikasie van buise met konvergerende spuitstukklok.	116
Tabel 6.13: Opsomming van resultate van konvergerende spuitstukklok.	122

Tabel 6.14: Klassifikasie van buise met konvergerend-divergerende spuitstukblok.	123
Tabel 6.15: Opsomming van resultate van konvergerend-divergerende spuitstukblok.	129
Tabel 6.16: Variasie in maksimum rendement met inlaatdruk.	130
Tabel 6.17: Variasie in maksimum temperatuurdaling (ΔT_c) met inlaatdruk.	130
Tabel 6.18: Verbetering in maksimum rendement en temperatuurdaling (ΔT_c) met die verandering in binnediameter van die werwelingsbuis.	131
Tabel 6.19: Verbetering in maksimum rendement en temperatuurdaling (ΔT_c) met die verandering in lengte van die werwelingsbuis.	132
Tabel 6.20: Verbetering in maksimum rendement en temperatuurdaling (ΔT_c) met die verandering in mondstukdiameter.	133
Tabel 6.21: Verbetering in maksimum rendement en temperatuurdaling (ΔT_c) met die verandering in spuitstukdiameter.	135
Tabel 6.22: Resultate van maksimum rendement en temperatuurdaling (ΔT_c) vir tangensiale spuitstukblok versus 32° inlaathoek met omtrek.	136
Tabel 6.23: Resultate van maksimum rendement en temperatuurdaling (ΔT_c) vir tangensiale spuitstukblok versus 32° inlaathoek met omtrek.	137
Tabel 6.24: Resultate van maksimum rendement en temperatuurdaling (ΔT_c) vir tangensiale spuitstukblok versus 3° inlaathoek met vertikaal.	138
Tabel 6.25: Resultate van maksimum rendement en temperatuurdaling (ΔT_c) vir verskillende spuitstukvorms.	140

INLEIDING

1.1 INLEIDING

Die bestaande lugversorgingseenhede is groot en het baie bewegende dele, wat tot gevolg het dat die eenhede redelik duur is. Die eenhede maak gebruik van 'n koelmiddel en indien 'n lekkasie in die sisteem ontstaan, kan dit nie effektief funksioneer nie en lei dit tot hoë instandhoudingskoste.

Die werwelingsbuis is 'n unieke instrument wat geen werkende dele bevat nie en het die vermoë om tegelykertyd warm en koue lug uit te laat. Die werwelingsbuis word voorsien van saamgedrukte lug vanuit 'n kompressor. Saamgedrukte lug moet egter nie onnodig vermors word nie en daarom is dit noodsaaklik om 'n werwelingsbuis te gebruik met 'n goeie effektiwiteit en verkoelingsvermoë.

1.2 DOELWIT EN UITVOERING VAN PROJEK

Die doel met die projek was:

Die verbetering van die verkoelingsvermoë van 'n eenvoudige werwelingsbuis om sodoende 'n verkoelingsapparaat met 'n goeie rendement en verkoelingsvermoë beskikbaar te stel.

Die uitvoering van die projek is opgedeel in die volgende stappe:

1. Die ontwerp en vervaardiging van die werwelingsbuis.
2. Die keuse van mondstukke met verskillende groottes.
3. Die ontwerp en vervaardiging van die verskillende spuitstukklokke.
4. Die evaluering van die werwelingsbuis met gebruik van die verskillende spuitstukklokke en mondstukke.

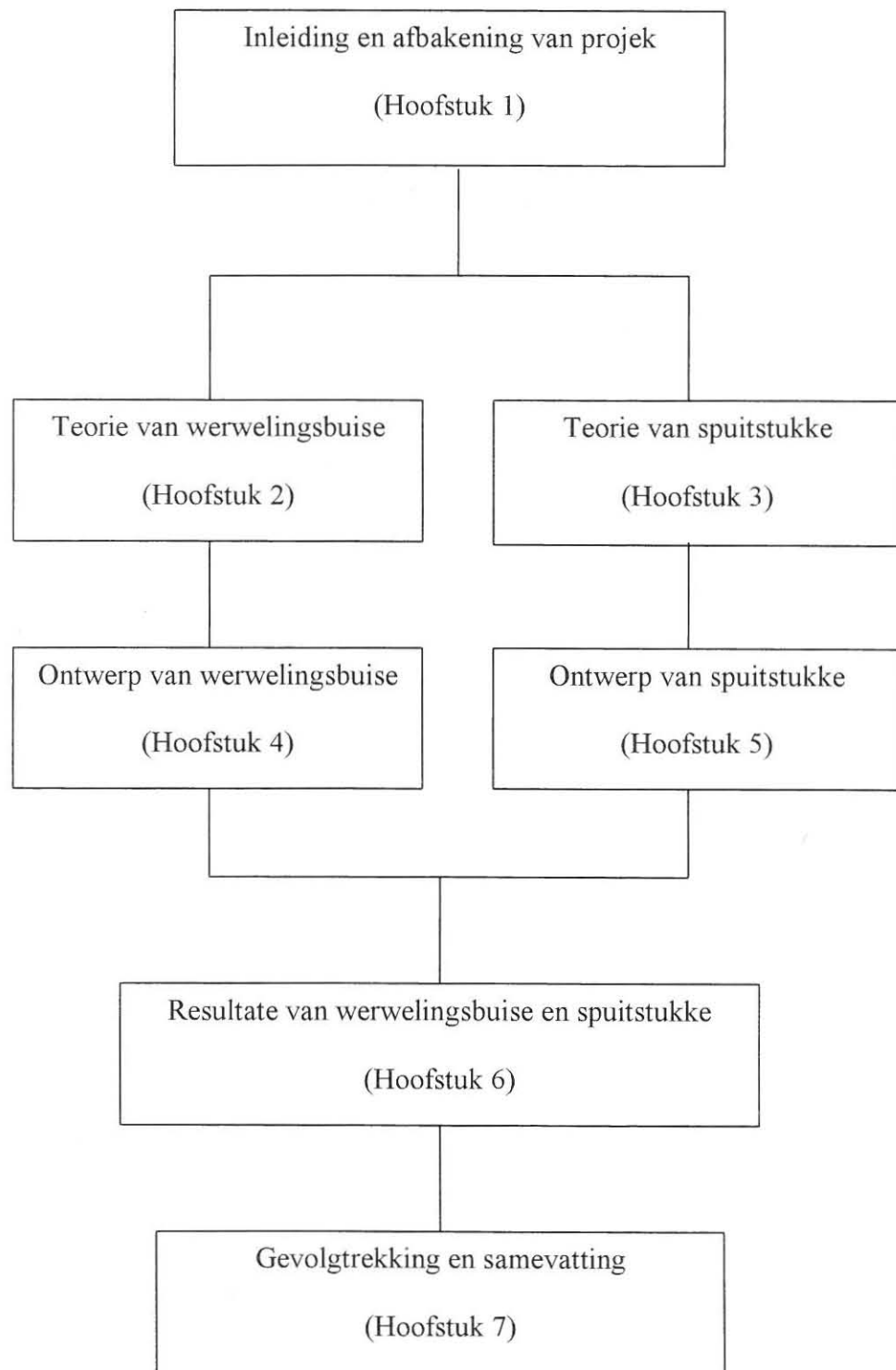
1.3 HIPOTESE

Die verkoelingsvermoë van eenvoudige werwelingsbuis, wat voorsien word van saamgedrukte lug vanaf 'n kompressor, kan verbeter word deur gebruik te maak van verskillende konfigurasies van spuitstukke.

1.4 AFBAKENING VAN STUDIETERREIN

Die ontwikkeling van verskillende konfigurasies van spuitstukke om die verkoelingsvermoë van 'n werwelingsbuis met eenvoudige tangensiale spuitstukke te verbeter.

1.5 SAMESTELLING VAN VERHANDELING



Figuur 1.1 Skematiese voorstelling van samestelling van die verhandeling

1.6 PROBLEME ONDERVIND

Die grootste probleem wat ondervind was tydens die uitvoering van die eerste toetse van die werwelingsbuis, was om as enkelpersoon al die lesings van die temperature, drukke en vloeitempo's van die inlaatlug, die warm uitlaatlug en die koue uitlaatlug af te lees en te noteer. Die probleem is opgelos deur die gebruik van 'n datalogger, wat elke 5 sekondes die temperature en drukke van die inlaatlug, koue uitlaatlug en warm uitlaatlug tegelykertyd gemeet en genoteer het. Die lesings van die vloeitempo's van die warm uitlaatlug en koue uitlaatlug was dan net periodiek geneem nadat die drukke en temperature gestabiliseer het na elke verstelling van die vloeikontroleklep. Die gevolg was dat menslike foute uitgeskakel word sodat die evaluering van die werwelingsbuis akkurater en noukeuriger uitgevoer kon word.

TEORIE VAN WERWELINGSBUISE

2.1 INLEIDING

Die werwelingsbuis is ontdek deur 'n Franse metallurg, M.G. Ranque, terwyl hy besig was om met sikloonstofskeiers te werk. In die tydperk tussen 1931 en 1943 het Ranque verskeie artikels gepubliseer en 'n klein firma gestig met die doel om werwelingsverkoelers te bou. Hy het egter belangstelling begin verloor toe hy die beperkings van die werwelingsbuis as 'n verkoelingseenheid ontdek het. Belangstelling in die werwelingsbuis is weer getoon kort na die Tweede Wêreldoorlog toe werk van R. Hilsch, wat verrig is gedurende die oorlog in Duitsland, gepubliseer is. Ter eerbetoning van die twee pioniers word daar na die werwelingsbuis verwys as die "Ranque-Hilsch tube" [7].

Hilsch het bevind dat die lugstroom wat in die werwelingsbuis ingespuut word, uitsetting ondergaan vanaf 'n gebied van hoë druk by die wand van die werwelingsbuis tot die gebied van lae druk naby die middelpunt van die werwelingsbuis [12]. Gedurende hierdie uitsetting word kinetiese energie oorgedra aan die vloeilae naby die wand van die buis as gevolg van interne wrywing tussen die vloeilae. Hierdie vloeilae naby die wand van die buis verlaat dit dan teen 'n verhoogde temperatuur. Indien daar geen interne wrywing teenwoordig was nie, sou die snelheid van die lug verhoog het na 'n

supersoniese waarde vanaf die wand van die buis tot by die middelpunt van die buis.

Ter staving van Hilsch het Fulton die werking van die werwelingsbuis beskryf wat wêreldwyd erken word [8]. Die lugstroom verlaat die spuitstukke teen 'n hoë snelheid en verlaagde statiese temperatuur en word in die werwelingsbuis ingespuut. 'n "Vrye" werweling ($\omega r^2 = \text{konstant}$) word gevorm, met 'n lae hoeksnelheid by die wand van die werwelingsbuis en wat dan toeneem na die middel van die buis. Met die beweging van die roterende stroom na die kontroleklep word hierdie vrye werweling omskep na 'n "geforceerde" werweling ($\omega = \text{konstant}$) as gevolg van die wrywing tussen die aangrensende lae van die vloei binne die buis. Die vloei binne die werwelingsbuis is turbulent.

Daar is bevind dat, indien die kontroleklep so verstel word dat daar geen lug uitvloei by die koue uitlaatkant van die werwelingsbuis nie, is die temperatuur van die lug gemeet by die middelpunt van die buis (by die koue uitlaatkant) laer as die temperatuur van die lug by die inlaat van die buis as gevolg van die effek van energieskeiding [22]. Net so, indien die kontroleklep so verstel word dat daar geen lug uitvloei by die warm uitlaatkant van die werwelingsbuis nie, is die temperatuur van die lug gemeet naby die wand van die buis (by die warm uitlaatkant) hoër as die temperatuur van die lug by die inlaat van die buis. Daar is ook eksperimenteel bevestig dat daar 'n "vrye" en 'n "geforceerde" werwelingsgebied binne-in die werwelingsbuis bestaan, met die energie skeidingsproses beperk tot die "geforceerde" werweling [11].

Gebaseer op 'n teoretiese analise, is daar gevind dat die energie skeidingsproses die resultaat was van die vloei in die kerngebied (naby die middelpunt) van die werwelingsbuis wat arbeid verrig op die vloei in die buitenste gebied (naby die wande) van die werwelingsbuis [5]. Ten spyte van die verskeie studies wat reeds gedoen is, is daar nog geen eenvoudige fisiese verduideliking beskikbaar wat 'n voorstelling van die temperatuursplitsing in die Ranque-Hilsch werwelingsbuis kan gee nie [1].

Die toepassing van die werwelingsbuis is ideaal vir klein verkoelingsvereistes soos om klerasie te verkoel in 'n warm of bedompige werksomgewing [10], die verkoeling by gas chromatografie teen subomgewingstemperature [4], en as ondersteuning by kompressie- en dekompressiekamers (wat gebruik word in die opleiding van duikers) [3]. Die resultate het die effektiwiteit van die werwelingsbuis gedemonstreer in die kontrole van die temperatuur en humiditeit binne die kompressie- en dekompressiekamer, met 'n besparing in kragverbruik indien die werwelingsbuis die oorspronklike stelsel ondersteun.

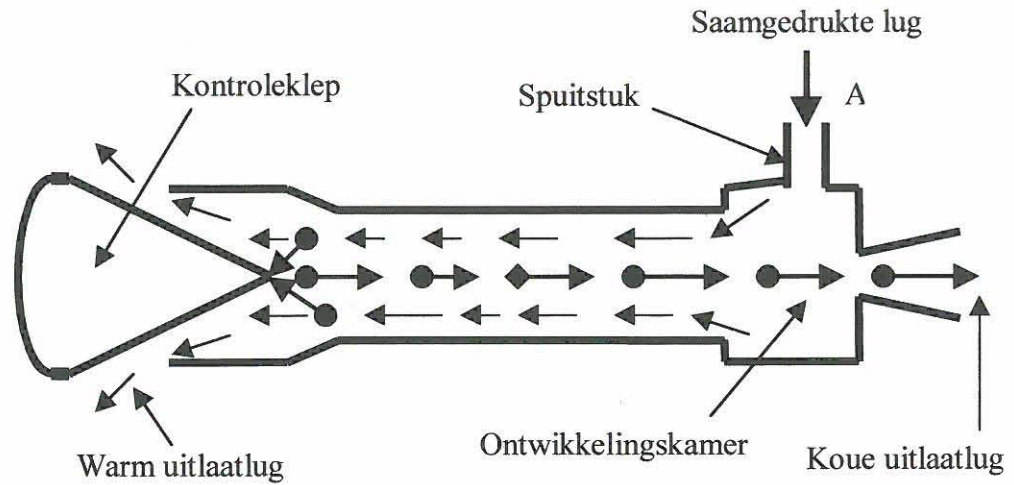
2.2 KONSTRUKSIE VAN 'N WERWELINGSBUIS

Die werwelingsbuis is 'n eenvoudige apparaat wat funksioneer as 'n energieskeidingsmasjien met geen bewegende dele nie en het die vermoë om op dieselfde tydstip koue en warm lug te voorsien [15]. Die energiebron is saamgedrukte lug (lug teen hoë druk) wat in die buis ingelaat word. Die saamgedrukte lugvloei word verdeel in twee lugstrome, een met koue lug en die ander met warm lug.

Die hoeveelheid warm of koue lug vrygestel by die uitlate, kan gevarieer word deur 'n vloeikontroleklep by die warm uitlaatkant te installeer. Terwyl die lug dus hewig werwel in die binnekant van die buis, vind 'n energieskeiding plaas. Byvoorbeeld, 'n eenheid wat voorsien word van lug by 'n druk van 794 kPa teen 'n temperatuur van 21°C kan gestel word om die helfte van die lug te verkoel tot -34°C, terwyl die ander helfte van die lug verhit kan word tot 33°C [2].

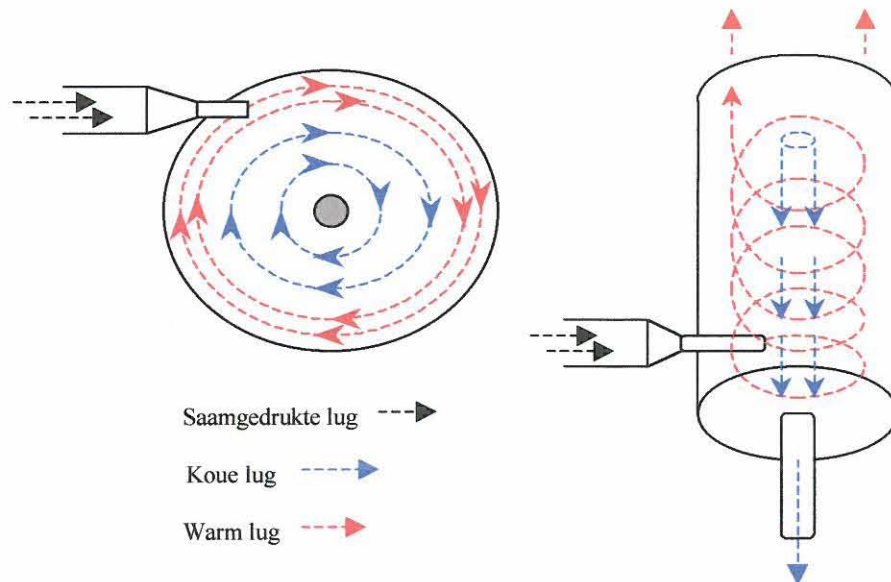
Figuur 2.1 toon skematies die konstruksie van die werwelingsbuis aan. Saamgedrukte lug word deur die inlaatklep ingelaat voordat dit tangensiaal ingespuut word in die werwelingsbuis met behulp van die spuitstuk by A. Uitsetting van die lug vind nou plaas en dit bereik 'n hoë snelheid [15]. Die spuitstukke moet so gemonteer word dat die lug tangensiaal ingespuut word langs die binnewand van die werwelingsbuis.

'n Hoë frekwensie werweling ontstaan teenaan die binnewand van die buis, wat die senter van die buis omtrent "leeg" laat [4]. Aan die einde van die buis (linkerkant in figuur 2.1) laat die kontroleklep van die lug uit na die atmosfeer, terwyl die res van die lug terugvloei ('n teenstroom vorm) deur die (voorheen "leeg") senter van die buis. Hierdie teenstroom (binneste lugstroom) in die senter van die buis vorm 'n tweede werweling met dieselfde hoeksnelheid as die eerste werweling. Die posisie van die kontroleklep sal dan bepaal hoeveel warm lug asook hoeveel koue lug terselfdertyd uit die buis vrygestel word.



Figuur 2.1 Konstruksie van werwelingsbuis [4].

Figuur 2.2 dui die vloei patroon van die koue- en warmlugstrome deur die werwelingsbuis aan.

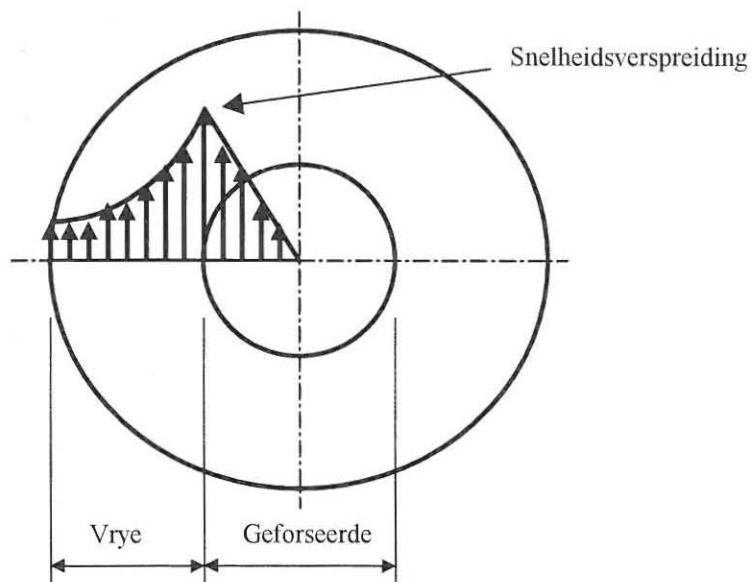


Figuur 2.2 Vloei patroon van lugstrome [2].

Temperatuur is 'n maatstaf van die gemiddelde spoed van lugmolekules. Laer spoed beteken dan dat die lug 'n laer temperatuur besit. Daarom beweeg die

lugmolekules vinniger by die buitenste lugstroom, bots meer en as gevolg van wrywing teen die binneward van die werwelingsbuis, verhoog die temperatuur van die lugstroom [2].

Figuur 2.3 toon 'n dwarsdeursnitaansig van 'n werwelingsbuis aan om die gebiede van die “vrye”- en “geforceerde” werwelings te illustreer [8]. Die beginsel van die behoud van hoekmomentum bepaal dat die hoeksnelheid van 'n vloeistofdeeltjie in 'n vrye werweling sal toeneem soos dit beweeg na die senter van die werweling [4]. Aangesien beide werwelings “verbind” is teen dieselfde hoeksnelheid, moet die binneste lugstroom (wat terugwaarts beweeg) interne energie verloor met vorming en word sodoende afgekoel.



Figuur 2.3 Dwarsdeursnitaansig van werwelingsbuis om die gebiede van die “vrye”- en “geforceerde” werwelings te illustreer [8].

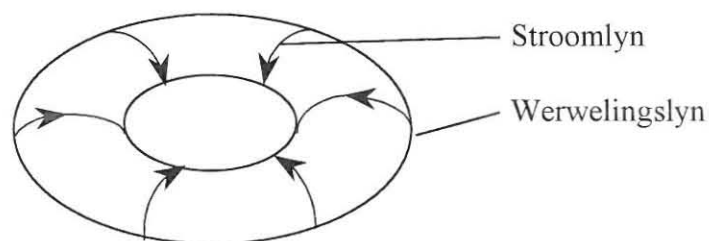
Die lugstroomsirkels naby die middelpunt is baie klein, die werwelsnelheid is dus baie klein en begin meer soos 'n punt vorm [2]. By die presiese middelpunt is die werwelsnelheid nul. Anders gestel, naby die middelpunt het elke

lugstroomsirkel 'n teenoorgestelde vloei op die teenoorgestelde kante van die sirkel, wat mekaar dan uitkanselleer. Geen termostatiesse koppelings hoef gebruik te word nie, wat dit goedkoop maak. Meganiese kontrole stel die operateur in staat om die temperatuur te beheer.

2.3 WERWELINGSLYNE EN STROOMLYNE

'n Werwelingslyn is 'n kurwe wat by elke punt op die kurwe tangensiaal is tot die rigting van die werweling by daardie punt [13]. 'n Werwelingslyn dui dus nie die vloerigting aan nie, maar die bewegingsrigting van die werweling [21]. Indien 'n koppie tee byvoorbeeld met 'n vertikale teelepel geroer word wat horisontaal beweeg, sal die stroomlyne horisontaal en die werwelingslyne vertikaal (in die vlak waarin werweling plaasvind) wees.

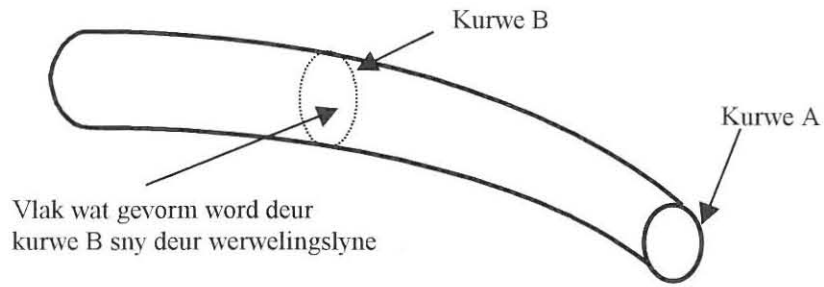
'n Ander voorbeeld is 'n rookring, soos getoon in figuur 2.4. In die beweging relatief tot die ring is die stroomlyne sirkels wat deur die ring beweeg en is die werwelingslyne sirkels wat rondom die ring beweeg [21].



Figuur 2.4 Rookring [21].

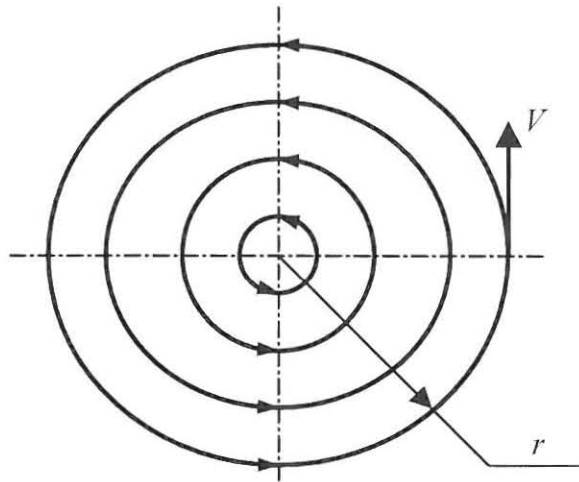
'n Werwelingsbuis word in figuur 2.5 aangetoon. 'n Werwelingsbuis is 'n buis gevorm vanaf die bondel (lokus) van werwelingslyne getrek deur elke punt van

'n geslote kurwe A, soos aangedui in figuur 2.5 [13].



Figuur 2.5 Werwelingsbuis [19].

Die stroomlyne (konsentriese sirkels) van 'n werweling word in figuur 2.6 aangetoon.



Figuur 2.6 Stroomlynmodel van 'n werweling [18].

Die tangensiale snelheid (V) van die lug word gegee deur:

$$V = \omega r, \quad (2.1)$$

Waar: ω = die hoeksnelheid.

r = radius.

By 'n vrye werweling is bevind dat die produk van die tangensiale snelheid en die radius 'n konstante is vir die hele werweling [16].

Dus:

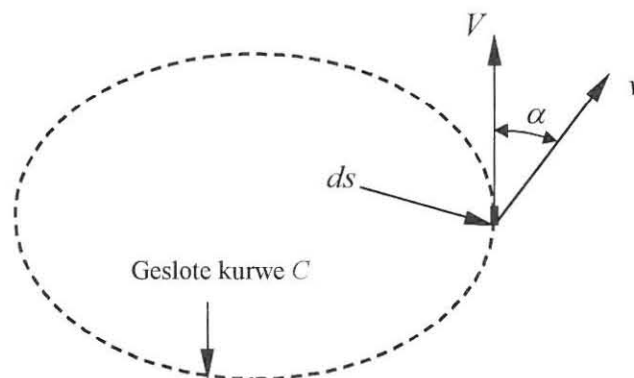
$$V r = K, \quad (2.2)$$

Waar: $K =$ 'n konstante.

By 'n geforseerde werweling is bevind dat al die vloeideeltjies van die fluïde dieselfde hoeksnelheid om 'n vaste as het [16].

2.4 SIRKULASIE

Die sirkulasie (Γ) word gedefinieer as die lynintegraal van die tangensiale komponent van die snelheid geneem rondom 'n geslote kurwe in die vloeigebied [20]. Figuur 2.7 toon die grafiese voorstelling van die lynintegraal aan.



Figuur 2.7 Grafiese voorstelling van die lynintegraal [18].

Die sirkulasie (Γ) rondom die geslote kurwe C word gegee deur:

$$\Gamma = \oint_C v \cos \alpha \cdot ds = \oint_C V \cdot ds \quad (2.3)$$

Waar: $v =$ Werklike snelheid van fluïde.

$\alpha =$ Hoek tussen tangensiale- en werklike snelheid.

$V =$ Tangensiale snelheid van fluïde.

$ds =$ Elementêre lengte.

Die sirkulasie rondom C is gelyk aan die sterkte van die werwelingsbuis wat deur C beweeg [21]. Indien geen werweling deur C beweeg nie, is daar ook geen sirkulasie rondom C nie. Die sterkte van die werwelingsbuis van die vloeiër wat in 'n tyd (t) deur C beweeg verander nie met tyd nie.

2.5 EIENSKAPPE VAN DIE WERWELINGSBUIS

'n Werwelingsbuis het die volgende eienskappe:

1. Die sirkulasie in 'n werwelingsbuis is dieselfde vir die hele lengte van die werwelingsbuis. Die sirkulasie word gedefiniër as die lynintegraal van die snelheidsvektor rondom 'n geslote pad [17].
2. Die werweling kan nie eindig in die vloeistof nie. Dit moet óf verleng word na 'n grens óf dit sluit opsigself af [17].
3. Werwelingslyne beweeg saam met die vloeistof. Die werweling van 'n vloeistof is 'n eienskap van die vloeistof self en nie die spasie wat dit beslaan nie [17].
4. Die volume van 'n werwelingsbuis is konstant en indien die werwelingsbuis korter word, sal die radius van die buis vergroot en die hoeksnelheid (ω) verminder [20].
5. 'n Werwelingsbuis moet altyd bestaan uit dieselfde

vloeistofdeeltjies, ongeag of dit beweeg of van vorm verander [20].

2.6 HELMHOLTZ SE TEOREMAS

Helmholtz se eerste teorema bepaal dat werwelingslyne definitiewe (werklike) lyne is; dus bestaan hulle permanent uit dieselfde deeltjies, m.a.w. 'n werweling bly altyd 'n werweling [25].

Helmholtz se tweede teorema bepaal dat die werweling in enige werwelingsbuis onveranderd bly gedurende of tydens die beweging of vloeiproses [25].

Wat baie belangrik is, is dat Helmholtz se teoremas geld vir egalige en onegalige vloei en vir saamdrukbare sowel as onsamedrukbare vloeiers.

2.7 DIE MOMENTUM BALANS

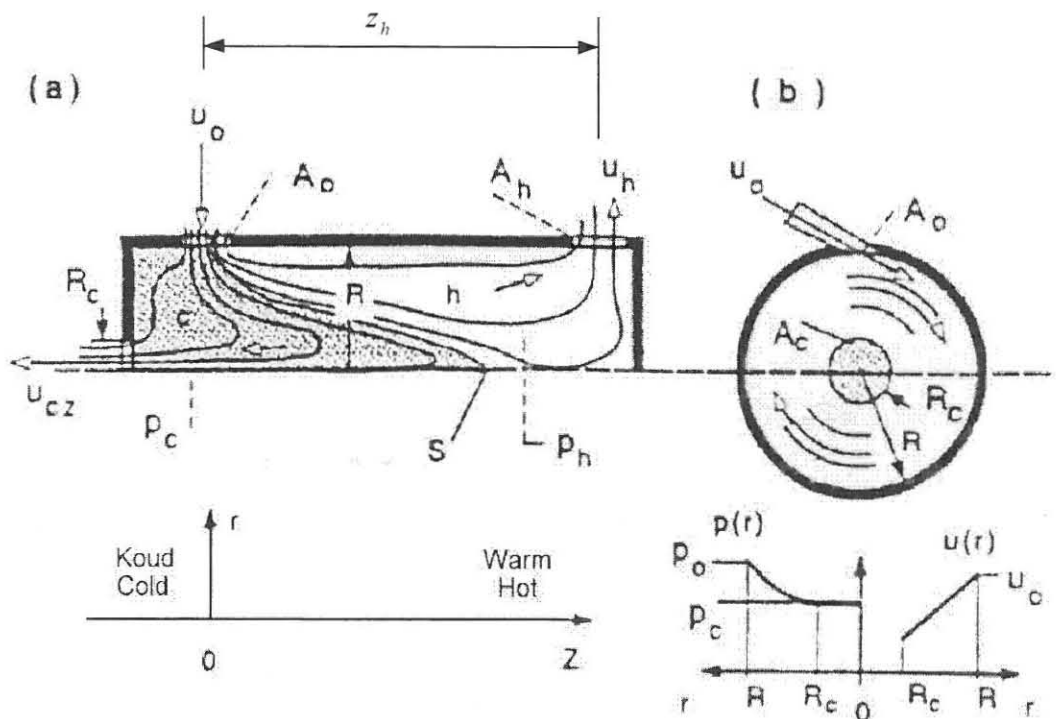
Dit is algemeen bekend dat deur werweling aan vloei te gee, die temperatuur in 'n buis verhoog as gevolg van hoë turbulensie. Hitte oordragskoeffisiënte is bepaal vir die vloei van koolstofdiksied en lug deur 'n verhitte buis vir aksiale vloei en werwelingsvloei [15]. Uit die studie is bevind dat die hitte oordragskoeffisiënte groter vir werwelingsvloei as vir aksiale vloei was met dieselfde massavloeiempo. Die energie-skeidingsproses dra die energie uitwaarts oor in die radiale rigting vanaf die koue- na die warm lugstroom, wat hitte oordragstempo beduidend verhoog.

‘n Model van die vloeiveld in die werwelingsbuis word getoon in figuur 2.8. Vir die beste temperatuurskeiding moet die mondstuk van die koue uitlaatlug baie naby aan die inlaatspuitstuk geleë wees. Die afstand van die mondstukke van die warm uitlaatlug tot by die spuitstuk word gegee deur [1]:

$$\frac{z_h}{R} \geq 10 \quad (2.4)$$

Waar: z_h = die afstand vanaf die spuitstuk tot by die warm uitlaat.

R = die radius van die buis.



Figuur 2.8 Model van vloeiveld [1].

Die model beskou essensiël silindriese vloeï. Die silindriese koördinate sisteem (r, ϕ, z) het sy oorsprong in die vlak van die spuitstuk by die inlaat na die werwelingsbuis.

Die vloeisnelhede van die lug by die inlaatspuitstuk en die uitlaatmondstukke van die warm- en koue uitlaatlug is:

$$\vec{u}_o = u_{or}\vec{i}_r + u_{o\phi}\vec{j}_\phi + u_{oz}\vec{k}_z \quad (2.5)$$

$$\vec{u}_h = u_{hr}\vec{i}_r + u_{h\phi}\vec{j}_\phi + u_{hz}\vec{k}_z \quad (2.6)$$

$$\vec{u}_c = u_{cr}\vec{i}_r + u_{c\phi}\vec{j}_\phi + u_{cz}\vec{k}_z \quad (2.7)$$

Waar: \vec{u}_o = vloeisnelheid by die inlaat spuitstuk.

\vec{u}_h = vloeisnelheid by die mondstuk van die warm uitlaatlug.

\vec{u}_c = vloeisnelheid by die mondstuk van die koue uitlaatlug.

u_{or}, u_{hr}, u_{cr} = snelheidskomponente in r -rigting.

\vec{i}_r = eenheidsvektor in r -rigting.

$u_{o\phi}, u_{h\phi}, u_{c\phi}$ = snelheidskomponente in ϕ -rigting.

\vec{j}_ϕ = eenheidsvektor in ϕ -rigting.

u_{oz}, u_{hz}, u_{cz} = snelheidskomponente in z -rigting.

\vec{k}_z = eenheidsvektor in z -rigting.

Die spuitstuk word so op die buis gemonteer sodat die as van die spuitstuk 'n hoek van 90° maak met die as van die werwelingsbuis (sien figuur 2.2).

Daarom is $u_{oz}\vec{k}_z = 0$, en vergelyking (2.5) verander na:

$$(\vec{u}_o)^2 = (u_{or}\vec{i}_r)^2 + (u_{o\phi}\vec{j}_\phi)^2 \quad (2.8)$$

Soos in die model aangedui, sluit dit nie die moontlikheid uit dat die skeidingsvlak op 'n klein skaal ook turbulent kan wees nie. Die stagnasiepunt (S) word in figuur 2.8 (a) aangetoon. Figuur 2.8 (b) toon die werwelingsvloei-komponent, die radiale drukverspreiding by $z = 0$ en die

verandering van die werwelingsnelheid u_ϕ vir radiusse groter as die radius (R_c) van die mondstuk by die koue uitlaatkant aan. Die inlaatlug kom tangensiaal binne by radius (R) en genereer 'n werweling. Die gearseerde area van radius (R_c) is 'n projeksie van die mondstuk waardeur die koue uitlaatlug vloei.

Die vloei by $z = 0$ roteer by die buitenste lae, waar $r > R_c$, soos 'n soliede liggaam volgens Rankine se snelheidverspreiding, dus die snelheid- en drukkurwes moet gladde radiale profiele wees, soos aangedui in figuur 2.8 (b). By $z = 0$ is die druk by $r = R$ gelyk aan die inlaatdruk (p_o) vanaf die spuitstuk en die druk in die gebied $0 < r < R_c$ moet ongeveer dieselfde wees as die druk van die koue uitlaatlug (p_c) aangesien die mondstuk van die koue uitlaatlug naby geleë is. Die binneste gedeelte van die vloeigebied met $r < R_c$ kan nie slegs roterend wees nie, aangesien daar 'n gedeeltelike beweging in die z -rigting moet wees om die koue lug uit te laat.

Die dinamika en die energie van die warm en koue komponente is heeltemal verskillend, sodat die een stroom verhit kan word en die ander kan afkoel. Koppeling tussen die strome vind plaas deur die drukveld sowel as deur termiese geleiding en viskositeit. Die drukveld genereer werwelingsvloei en aksiale vloei met die kinetiese energie wat bydra tot die totale energie balans. Die model aanvaar, vir die warm lugkomponent, dat die werwelsnelheid verminder word deur wrywing teen die binnewand asook interne verlies en dat die kinetiese energie van die werwelsnelheid omgeskakel is in hitte by grensgebiede. Die dwarsdeursnitarea van die warm uitlaatlug is baie groter as die van die inlaat spuitstuk, wat teweegbring dat die snelheid (u_h) van die

warm uitlaatlug altyd klein is relatief tot u_o . Omrede u_h gewoonlik baie klein is terwyl $u_o \approx 100$ m/s is, lei dit tot die volgende benadering:

$$u_h \ll u_o. \quad (2.9)$$

Die koue lug verlaat die mondstuk met snelheidskomponente u_{cz} en $u_{c\phi}$. Die komponent u_{cz} kan gemeet word en kan ook bereken of bepaal word as 'n funksie van die aksiale drukverskil ($p_h - p_c$). Daar is min data bekend oor die werwelsnelheidskomponent ($u_{c\phi}$) in die koue lugstroom [1]. Dus word die volgende benadering van die grootte van die werwelsnelheid by die koue uitlaat gemaak: deur die wet van behoud van hoekmomentum behoort die werwelsnelheid van die lug toe te neem vanaf die groter radiale posisie van die inlaatpoort van die werwelingsbuis na die kleiner radiale posisie van die uitlaatpoort van die koue uitlaatlug [1].

Skuiwkragte tussen die vloeistofmolekules probeer om die hele totale vloeistofinhoud soos 'n soliede voorwerp te roteer, wat weer tot gevolg het dat die werwelsnelheid lineêr sal verminder met die radius. Daarom kan die volgende aanname gemaak word:

$$(u_{c\phi})^2 \approx (u_o)^2 \quad (2.10)$$

2.7.1 RADIALE DINAMIKA

Die tangensiale gemonteerde inlaatspuitstukarea A_o veroorsaak 'n baie sterk werweling in die inlaatvlak. Die radiale dinamika by die aksiale posisie $z = 0$

word beskryf deur die radiale komponent van die Euler vergelyking in silindriese koördinate:

$$\rho u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + \rho u_z \frac{\partial u_r}{\partial z} - \frac{\rho u_\phi^2}{r} + \frac{\partial p}{\partial r} = 0 \quad (2.11)$$

Waar: ρ = digtheid van die vloeistof.

u_r = radiale snelheid.

u_ϕ = werwelsnelheid.

Dit word aanvaar dat die radiale snelheidskomponent u_r klein is en dat die radiale dinamika van die vloeï 'n klein variasie in die z -rigting toon. Dus deur

die terme u_r en $\frac{\partial u_r}{\partial z}$ buite rekening te laat, is:

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\rho u_\phi^2}{r} \quad (2.12)$$

Die vergelyking kan geïntegreer word indien die snelheidsprofiel bekend is.

Indien 'n Rankine snelheidsverspreiding aanvaar word, volg dit dat:

$$u_\phi(r) = \frac{u_0 r}{R} \quad (2.13)$$

Waar: $z \approx 0$ en $R_c \leq r \leq R$.

Die Rankine snelheidsprofiel lei tot 'n verlaagde druk by die middelpunt van die buis. Integrasie van die vergelyking (2.12) met die snelheidsprofiel lewer:

$$\Delta p_{oc} = p_o - p_c = \frac{1}{2} \rho' u_o^2 \quad (2.14)$$

Waar: Δp_{oc} = drukverskil tussen die inlaat en die middelpunt van die buis.

p_o = inlaatdruk by $r = R$.

p_c = druk in die middel by $r = R_c$.

ρ' = 'n area-gemiddelde digtheid.

Die area-gemiddelde digtheid kan ook bereken word deur:

$$\rho' = \frac{1}{\pi R^2} \int \rho 2\pi r dr \quad (2.15)$$

Die area-gemiddelde digtheid gee 'n groter waarde aan die digtheid by groter radiusse, sodat aangeneem kan word dat $\rho' \approx \rho_o$. Daarom volg dit dat vergelyking (2.14) herskryf kan word as:

$$\Delta p_{oc} \approx \frac{1}{2} \rho_o u_o^2 \quad (2.16)$$

Die vloeisnelheid van die inlaatlug kan uitgedruk word in terme van die Machgetal:

$$M_o = \frac{u_o}{a} \quad (2.17)$$

Waar: a = lokale spoed van klank.

u_o = vloeisnelheid van die inlaatlug.

Die spoed van klank word ook uitgedruk in terme van druk en temperatuur:

$$\alpha_o^2 = \gamma \frac{p_o}{\rho_o} = \frac{\gamma kT}{m} = \gamma RT \quad (2.18)$$

Waar: γ = adiabatiese gaskoëffisiënt

k = Boltzmann konstante.

m = massa van molekules.

T = temperatuur van lug.

R = gaskonstante van lug.

Deur vergelykings (2.17) en (2.18) te vervang in vergelyking (2.16) word die volgende vergelyking verkry:

$$\begin{aligned}
 p_o - p_c &\approx \frac{1}{2} \rho_o M_o^2 a_o^2 \\
 &\approx \frac{1}{2} \rho_o M_o^2 \frac{\gamma p_o}{\rho_o} \\
 1 - \frac{p_c}{p_o} &\approx \frac{1}{2} M_o^2 \gamma \\
 \frac{p_c}{p_o} &\approx 1 - \left(\frac{\gamma}{2}\right) M_o^2
 \end{aligned} \tag{2.19}$$

Die Machgetal is 'n funksie van die genormaliseerde drukval (X) oor die buis:

$$X = \frac{(p_o - p_c)}{p_o} \tag{2.20}$$

Deur die vergelyking (2.19) in terme van die genormaliseerde drukval te skryf word die volgende vergelyking verkry:

$$\begin{aligned}
 \frac{p_c}{p_o} &\approx 1 - \left(\frac{\gamma}{2}\right) M_o^2 \\
 \frac{\gamma M_o^2}{2} &\approx 1 - \frac{p_c}{p_o} \\
 M_o^2 &\approx \frac{2}{\gamma} X
 \end{aligned} \tag{2.21}$$

Hierdie benadering is die sleutel tot die dinamika van die werwelingsbuis. Die drukval oor die radiale vlak, $p_o - p_c$, genereer die inlaat lugsnelheid u_o of die inlaat Machgetal (M_o). Die Machgetal beïnvloed die verkoeling en verhitting

oor die werwelingsbuis. Daar moet ook daarop gelet word dat die Machgetal nie 'n funksie van die absolute druk is nie, maar 'n funksie is van die genormaliseerde drukval (X). Daarom kan 'n betekenisvolle verhitting en verkoeling oor die werwelingsbuis verkry word deur nie net slegs 'n groot inlaat druk (p_o) toe te pas nie, maar ook om 'n lae druk (p_c) by die koue kant toe te pas [1].

2.7.2 AKSIALE DINAMIKA

Die beweging van die koue lugstroom langs die as van die buis word grootliks beheer deur die drukgradiënt in die z -rigting. In kontras met die lae aksiale beweging van die warm komponent by groot radiusse het die koue lugstroom naby die middelpunt 'n hoë uitvloei aksiale snelheid. Bernoulli se vergelyking vir egalige, onsamedrukbare wrywingslose vloeï vanaf S tot by die koue uitlaat in figuur 2.8 (a), waartydens geen werk verrig word nie, kan gegee word deur [9]:

$$z + \frac{p_h}{w} + \frac{u_{hz}^2}{2g} = z + \frac{p_c}{w} + \frac{u_{cz}^2}{2g} \quad (2.22)$$

Waar: w = soortlike gewig van die lug.

Die soortlike gewig word ook gegee deur:

$$w = \rho g \quad (2.23)$$

Waar: g = swaartekragversnelling

Die snelheid u_{hz} by S is nul in die aksiale rigting na die koue uitlaat en daarom kan afgelei word dat die snelheid u_{cz} van die koue komponent beheer word

deur die drukval $p_h - p_c$ in die aksiale rigting. Vergelyking (2.22) kan in die volgende vorm geskryf word:

$$\frac{p_h}{\rho g} = \frac{p_c}{\rho g} + \frac{u_{cz}^2}{2g}$$

$$p_h - p_c - \frac{\rho u_{cz}^2}{2} = 0 \quad (2.24)$$

Die beweging word beskryf deur die z -komponent van die Euler vergelyking en word met behulp van Gauss se teorema getransformeer in 'n oppervlakte integraal oor die volume beslaan deur die koue lugvloei komponent (sien gestippelde area van figuur 2.8 (a)) [1]. Die gemiddelde druk by koue uitlaat is p_c en die gemiddelde druk by die regterkantse grens van die gestippelde area (by die stagnasiepunt S) is p_h . Dit lewer die volgende resultaat:

$$\rho_c u_{cz}^2 + p_c - p_h + \frac{(\langle p_l \rangle - \langle p_r \rangle) A_l}{A_c} = 0 \quad (2.25)$$

Waar: $A_l = \pi R^2 - A_c$

$\langle p_l \rangle$ = gemiddelde druk op die linkerkantse grens van die koue vloeivolume.

$\langle p_r \rangle$ = gemiddelde druk op die regterkantse grens van die koue vloeivolume.

Indien aangeneem word dat $\langle p_l \rangle - \langle p_r \rangle = \beta (p_c - p_h)$ met $\beta < 1$, word die volgende vergelyking verkry:

$$p_c u_{cz}^2 = (p_c - p_h) \left(1 + \frac{\beta A_l}{A_c} \right) \quad (2.26)$$

Die vergelyking lei tot:

$$\frac{p_h}{p_c} = 1 + \frac{\gamma M_{cz}^2}{\left(1 + \frac{\beta A_t}{A_c}\right)} \quad (2.27)$$

Waar: $M_{cz}^2 = \frac{u_{cz}^2}{a_c^2}$ (2.28)

Deur vergelyking (2.18) in die bostaande vergelyking in te stel word die volgende vergelyking verkry:

$$M_{cz}^2 = \left(\frac{m}{k}\right) \left(\frac{u_{cz}^2}{T_c}\right) \left(\frac{1}{\gamma}\right) \quad (2.29)$$

Deur die waardes vir lug, met $m = 4,8 \times 10^{-26} \text{ kg}$ en $k = 1,38 \times 10^{-23} \text{ J/K}$, in vergelyking (2.29) in te stel, word die volgende vergelyking verkry:

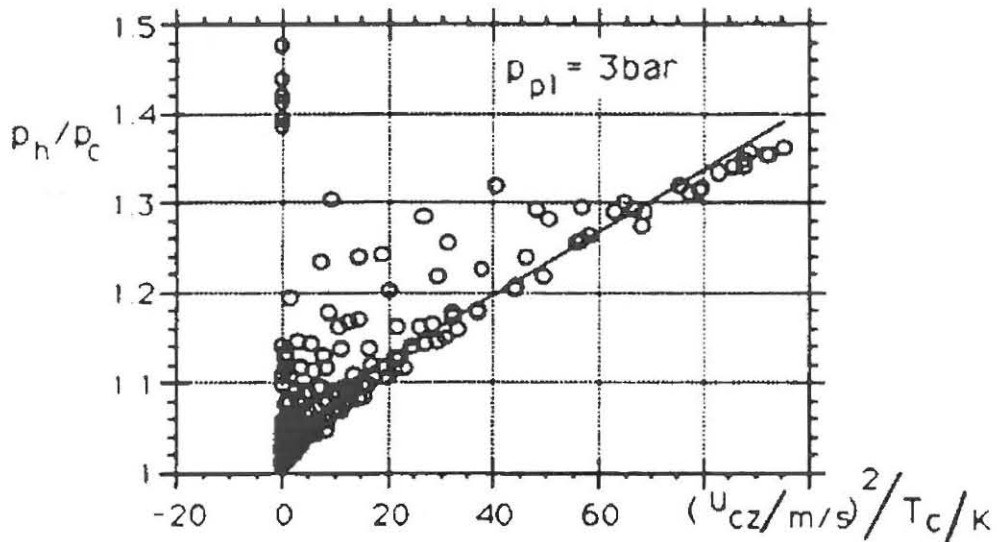
$$M_{cz}^2 = (3,5 \times 10^{-3}) \left(\frac{u_{cz}^2}{T_c}\right) \left(\frac{1}{\gamma}\right) \quad (2.30)$$

Deur vergelyking (2.30) in vergelyking (2.27) te vervang word die volgende verkry:

$$\frac{p_h}{p_c} = 1 + (3,5 \times 10^{-3}) \left(\frac{u_{cz}^2}{T_c}\right) \frac{1}{\left(1 + \frac{\beta A_t}{A_c}\right)} \quad (2.31)$$

Aangesien die faktor β onbekend is, word die eksperimentele waardes van $\frac{p_h}{p_c}$

as 'n funksie van $\frac{u_{cz}^2}{T_c}$ aangetoon in figuur 2.9.



Figuur 2.9 Grafiek van drukverhouding $\left(\frac{p_h}{p_c}\right)$ teen $\frac{u_{cz}^2}{T_c}$ [1].

Vanaf die bostaande grafiek lewer die kleinste kwadraat passing van al die eksperimentele punte die volgende vergelyking:

$$\frac{p_h}{p_c} = 1.06 + (3.5 \times 10^{-3}) \left(\frac{u_{cz}^2}{T_c} \right) \quad (2.32)$$

Hierdie empiriese resultaat impliseer $\beta \approx 0$ en dus volg dat $1 + \frac{\beta A_l}{A_c} = 1$ in vergelyking (2.31). Deur vergelyking (2.30) in die bostaande vergelyking in te stel, word Bernoulli se vergelyking gekry vir een-dimensionele samedrukbare vloei:

$$\frac{p_h}{p_c} \approx 1 + \gamma M_{cz}^2 \quad (2.33)$$

Vergelyking (2.33) wys dat die uitlaatsnelheid van die koue lugstroom afhanglik is van die aksiale drukval. Alternatiewelik uitgedruk, die druk in die

warm en koue uitlate van die werwelingsbuis is afhanklik van die uitlaatdinamika van die koue gas [1].

2.8 ENERGIEBALANS VAN DIE WERWELINGSBUIS

Die totale kinetiese- en termiese energiebalans vir egalige vloei is:

$$\operatorname{div} \left[\left(h + \frac{u^2}{2} \right) \rho u + J \right] = 0 \quad (2.34)$$

Waar: J = lokale hitte vloeddigheid.

h = entalpie van die fluide.

Deur bostaande vergelyking te integreer oor die volume beslaan deur die koue of deur die warm vloeikomponent en gebruik te maak van Gauss se teorema is:

$$h_\alpha + \frac{1}{2} u_\alpha^2 = h_0 + \frac{1}{2} u_0^2 - q_\alpha \quad (2.35)$$

Waar: α = indeks, wat vir die koue of warm komponent kan staan.

h_0 = entalpie van die lug by inlaat.

q_α = netto hitteverlies per eenheidmassa

Dit beteken ook dat:

$$q_\alpha = \frac{Q'_\alpha}{j_\alpha} \quad (2.36)$$

Waar: Q'_α = hittevloeddigheid vanuit die koue- of warm lugstroom.

j_α = massavloeddigheid van die komponent α .

Die entalpie van die lug word gegee deur:

$$h = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \left(\frac{p}{\rho} \right) = \frac{a^2}{(\gamma - 1)} \quad (2.37)$$

2.8.1 ENERGIEBALANS VAN DIE WARM KOMPONENT

Vir die warm komponent bestaan die hitteverlies (q_h) uit verliese na die atmosfeer (q_{ho}) en na die koue lug komponent (q_{hc}). In ooreenstemming met die aanname in vergelyking (2.9) is die term $\frac{1}{2} u_h^2$ baie kleiner as $\frac{1}{2} u_o^2$, dus volg dit uit die energievergelyking (2.35) vir die warm lugstroom vir 'n goed geïsoleerde werwelingsbuis dat:

$$h_h = h_o + \frac{1}{2} u_o^2 - q_h \quad (2.38)$$

Bostaande vergelyking kan ook uitgedruk word in terme van die Machgetal en die spoed van klank:

$$\frac{a_h^2}{(\gamma - 1)} = \frac{a_o^2}{(\gamma - 1)} + \frac{1}{2} M_o^2 a_o^2 - q_h \quad (2.39)$$

Daar is baie min bekend oor die hitteoordrag q_{hc} [1], maar dit is duidelik dat die hitteverlies vanuit die warm lugkomponent (q_h) slegs plaasvind na die atmosfeer (q_{ho}) en na die koue lugkomponent (q_{hc}), dus $q_h = q_{hc} + q_{ho} > 0$. Deur hierdie term weg te laat uit vergelyking (2.39) en met vergelyking (2.18) te vervang, volg 'n ongelykheid:

$$\begin{aligned} a_h^2 &= a_o^2 + \frac{\gamma - 1}{2} M_o^2 a_o^2 \\ \gamma R T_h - \gamma R T_o &= \frac{\gamma - 1}{2} M_o^2 \gamma R T_o \\ \Delta T_{ho} = T_h - T_o &\leq T_o \left(\frac{\gamma - 1}{2} \right) M_o^2 \end{aligned} \quad (2.40)$$

Hierdie bostaande vergelyking dui die belangrikheid van die Machgetal as maatstaf vir verhitting aan. Die kinetiese energie gegenereer in die inlaatvlak

van die werwelingsbuis, verskaf die energie vir die temperatuurstyging in die warm lugstroom. Die buis funksioneer dus eintlik soos 'n subsoniese spuitstuk waar die kinetiese energie omgeskakel word na termiese energie.

Vergelyking (2.40) kan gekombineer word met vergelyking (2.21) om die boonste limiet van die warm temperatuur weer te gee, as 'n funksie van die eksterne parameters p_o en p_c :

$$\frac{T_h - T_o}{T_o} \leq \frac{\gamma - 1}{\gamma} \left(\frac{p_o - p_c}{p_o} \right) = \frac{\gamma - 1}{\gamma} (X) \quad (2.41)$$

Hierdie verhouding wys die fundamentele limiete van die temperatuurstyging van die warm lug in werwelingsbuisse. Dit kan duidelik waargeneem word dat die limiet verlaag word deur die hitteverliese q_h . Aangesien slegs relatiewe drukke voorkom in vergelyking (2.41), moet verhitting plaasvind vir enige inlaatdruk p_o , en dit is sekerlik nie net beperk tot drukke bokant 100 kPa nie, wat algemeen in al die vorige studies gebruik is [1].

Die verhitting en verkoeling in 'n Ranque-Hilsch werwelingsbuis is reeds verbind aan die verlaging of verhoging van die kinetiese energie van die werksvloeistof. Die genormaliseerde drukval X by die inlaatvlak bepaal die kinetiese energie van die inlaatlug. Die warm lugstroom, wat deur groot gate op die omtrek van die werwelingsbuis uitgelaat word, word vertraag en die aanvanklike kinetiese energie word omgeskakel na hitte. Die koue lugstroom, wat in die middel by die inlaatvlak uitgelaat word, ondergaan 'n versnelling wat veroorsaak dat die kinetiese energie van die lugstroom verhoog en sodoende 'n verlaging in termiese energie tot gevolg het.

Daar is bevind dat die temperatuurstyging in die warm lugstroom en die temperatuurdaling in die koue lugstroom 'n verhoging toon met 'n groterwordende genormaliseerde drukval X , tot 'n gemete waarde van $X \leq 0,7$ vir die werking van die werwelingsbuis [1].

2.8.2 ENERGIEBALANS VAN DIE KOUE KOMPONENT

Vir die koue komponent is die energiebalans vanaf vergelyking (2.35) die volgende:

$$h_c + \frac{1}{2}(u_{c\phi}^2 + u_{cz}^2) = h_o + \frac{1}{2}u_o^2 - q_c \quad (2.42)$$

$$q_c = q_{ch} + q_{co} = \frac{(Q'_{ch} + Q'_{co})}{j_c} \quad (2.43)$$

$$Q'_{ch} = -Q'_{hc} \quad (2.44)$$

Indien daar aangeneem word dat $q_c = 0$ in vergelyking (2.42) en deur gebruik te maak van vergelykings (2.9) en (2.10) volg:

$$h_c + \frac{1}{2}(u_o^2 + u_{cz}^2) \approx h_o + \frac{1}{2}u_o^2$$

$$h_c + \frac{1}{2}u_{cz}^2 \approx h_o \quad (2.45)$$

Vanaf vergelyking (2.32) volg:

$$\gamma M_{cz}^2 \approx \frac{(p_h - p_c)}{p_c}$$

$$M_{cz}^2 \approx \frac{1}{\gamma} \frac{(p_h - p_c)}{p_c} \quad (2.46)$$

Deur vergelykings (2.18), (2.28), (2.37) en (2.46) in vergelyking (2.45) te vervang, word die volgende verkry:

$$h_o - h_c \approx \frac{1}{2} u_{cz}^2$$

$$\frac{a_o^2}{\gamma - 1} - \frac{a_c^2}{\gamma - 1} \approx \frac{1}{2} a_{cz}^2 M_{cz}^2$$

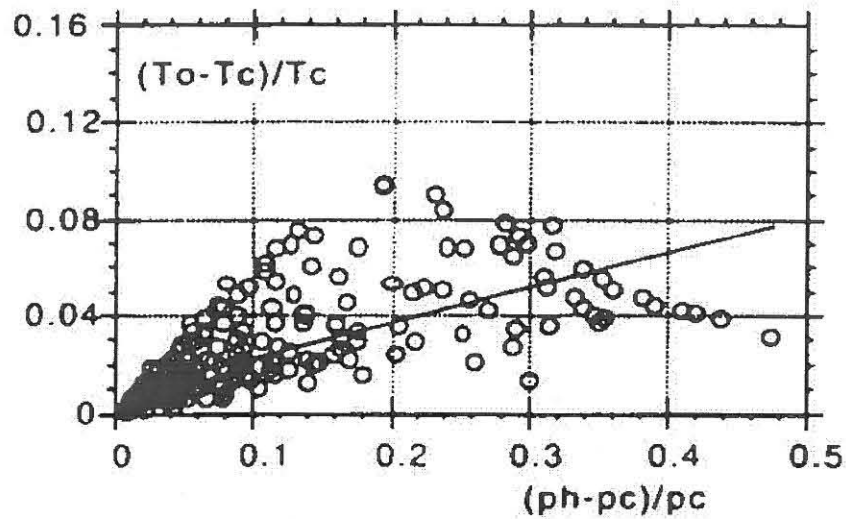
$$\frac{\gamma R T_o}{\gamma - 1} - \frac{\gamma R T_c}{\gamma - 1} \approx \frac{1}{2} \gamma R T_c M_{cz}^2$$

$$\frac{T_o}{\gamma - 1} - \frac{T_c}{\gamma - 1} \approx \frac{1}{2} T_c \frac{(p_h - p_c)}{\gamma p_c}$$

$$\frac{T_o - T_c}{T_c} \approx \frac{\gamma - 1}{2\gamma} \frac{(p_h - p_c)}{p_c} \quad (2.47)$$

Die aksiale drukval $p_h - p_c$ veroorsaak 'n versnelling van die koue lugkomponent wat 'n verhoging van die kinetiese energie veroorsaak. Die verhoging in kinetiese energie van die koue lugstroom bring 'n verlaging in die entalpie te weeg, wat verkoeling impliseer. Die aannames getoon in vergelykings (2.9), (2.10) en (2.33) noodsaak die eksperimentele ondersoek van bostaande vergelyking.

Figuur 2.10 toon 'n grafiek van $\frac{T_o - T_c}{T_c}$ teen $\frac{p_h - p_c}{p_c}$ en daar kan waargeneem word dat die genoteerde waardes nie baie verspreid is nie.



Figuur 2.10 Grafiek van $\frac{T_o - T_c}{T_c}$ teen $\frac{p_h - p_c}{p_c}$ [1].

Vanaf die bostaande grafiek lewer die kleinste kwadraat passing van al die eksperimentele punte die volgende vergelyking:

$$\frac{T_o - T_c}{T_c} = 0,0087 + 0,145 \left(\frac{(p_h - p_c)}{p_c} \right) \quad (2.48)$$

2.9 KOUE FRAKSIE

Die koue fraksie (verkoelingsvermoë van die werwelingsbuis) word gedefinieer as die verhouding tussen die massavloeiempo van die koue uitlaatlug en die massavloeiempo van die inlaatlug [7]. Die koue fraksie (μ) word gegee deur:

$$\mu = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_o} \quad (2.49)$$

Waar: \dot{m}_c = massavloeiempo van koue uitlaatlug in kg/s.

$\dot{m}_o = \dot{m}_c + \dot{m}_h =$ massavloeiempo van inlaatlug in kg/s.

$\dot{m}_h =$ massavloeiempo van warm uitlaatlug in kg/s.

Die massavloeiempo's van die warm- en koue uitlaatlug kan soos volg met behulp van die karakteristieke gasvergelyking bereken word:

$$p_c \dot{V}_c = \dot{m}_c RT_c \quad (2.50)$$

$$p_h \dot{V}_h = \dot{m}_h RT_h \quad (2.51)$$

Waar: $\dot{V}_c, \dot{V}_h =$ vloeiempo van koue en warm uitlaatlug in m^3/s .

$R =$ gaskonstante van die lug.

$T_c, T_h =$ absolute temperatuur van koue en warm uitlaatlug in Kelvin.

2.10 RENDEMENT VAN WERWELINGSBUIS

Die rendement (η) van die werwelingsbuis word gedefinieer as die verkoelingseffek gelewer per eenheid arbeid benodig om die lug saam te druk [7], en word gegee deur:

$$\eta = \mu \frac{\Delta T_c}{\Delta T_{ad}} \quad (2.52)$$

Waar: $\Delta T_c =$ temperatuuurdaling van koue lug vanaf inlaatlugtemperatuur.

$\Delta T_{ad} =$ isentropiese temperatuurverskil met betrekking tot die inlaatteratuur en die drukverhouding oor die buis.

Die politropiese gas-uitsettingskoeffisiënt (n) kan soos volg bepaal word:

$$\frac{T_o}{T_c} = \left(\frac{p_o}{p_c} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (2.53)$$

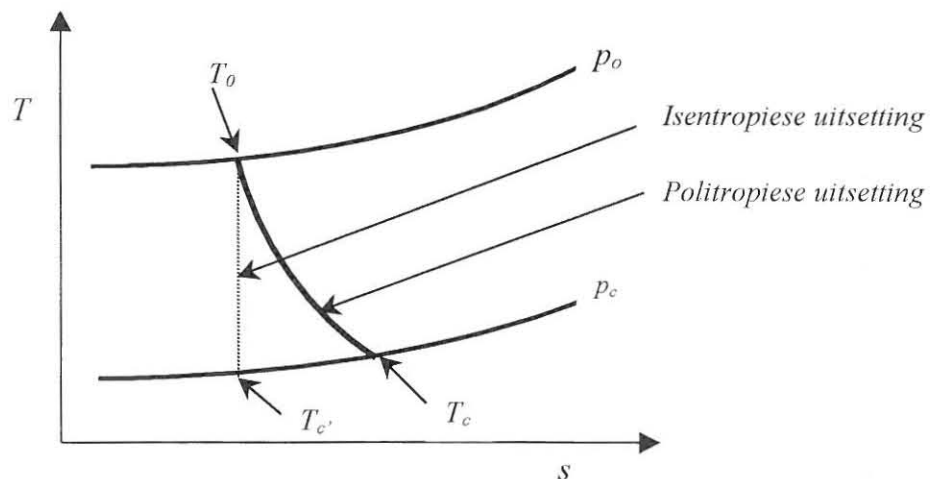
Die isentropiese temperatuurverskil (ΔT_{ad}) word soos volg bepaal:

$$\frac{T_o}{T_{c'}} = \left(\frac{p_o}{p_c} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (2.54)$$

$$\Delta T_c = T_o - T_c \quad (2.55)$$

$$\Delta T_{ad} = T_o - T_{c'} \quad (2.56)$$

Die isentropiese temperatuurverskil word grafies aangetoon in figuur 2.11 met behulp van 'n T - s diagram. Figuur 2.11 toon die politropiese uitsetting aan wat oor die werwelingsbuis plaasvind vanaf die inlaat tot die koue uitlaat. Isentropiese uitsetting vind plaas indien daar geen hitteverlies na die onmiddellike omgewing plaasvind nie.



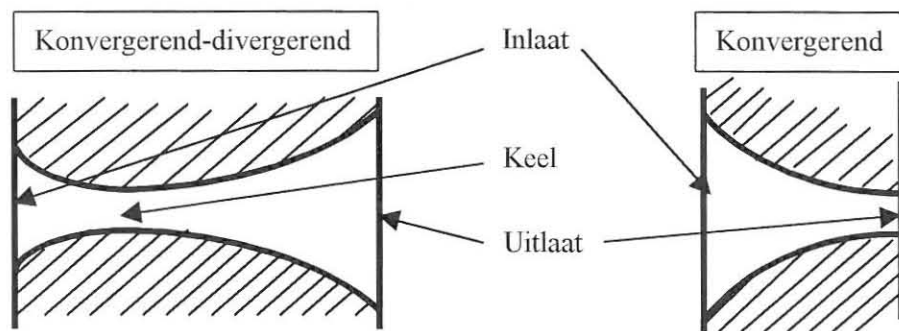
Figuur 2.11 Diagram van temperatuur teen entropie.

Hiermee word die teorie afgesluit vir die werwelingsbuis en vervolgens word die teorie van die verskillende spuitstukke in die volgende hoofstuk bestudeer.

TEORIE VAN SPUITSTUKKE

3.1 INLEIDING

'n Spuitsluk is 'n apparaat wat 'n vloeier versnel om 'n hoë snelheid te bereik deur 'n verlaging in druk van die vloeier te veroorsaak. Figuur 3.1 toon die algemene vorms van 'n spuitsluk aan. Die konvergerende spuitsluk vernou slegs vanaf 'n gegewe deursnitoppervlakte by die inlaat na 'n minimum deursnitoppervlakte by die uitlaat. Die deursnitoppervlakte by die inlaat van 'n konvergerend-divergerende spuitsluk vernou eerstens na 'n minimum deursnitoppervlakte, wat die keel genoem word, en vergroot dan tot by deursnitoppervlakte by die uitlaat [14].



Figuur 3.1 Spuitslukvorms

3.2 TEORIE VAN SPUITSTUKKE

Figuur 3.1 toon 'n spuitsluk met inlaattoestande van 'n dwarsdeursnitarea A_1 , snelheid u_1 , druk p_1 , spesifieke volume v_1 , temperatuur T_1 en spesifieke

entalpie h_1 . Die uitlaattoestande is A_2 , u_2 , p_2 , v_2 , T_2 en h_2 . Deur die verandering in potensiële energie te verontagsaam en $W = 0$ te stel, omrede geen arbeid verrig is in die spuitstuk, volg dit uit die egalige vloeienergie-vergelyking, vir eenheidsmassa-vloeitempo, dat:

$$h_1 + \frac{u_1^2}{2} + Q = h_2 + \frac{u_2^2}{2} \quad (3.1)$$

Die tyd wat dit neem vir 'n vloeier om deur die spuitstuk te beweeg is baie kort, daarom is daar baie min tyd beskikbaar vir hitteuitruiling tussen die vloeier en die omgewing, en is dit aanvaarbaar dat $Q = 0$ en dat die vloei adiabaties is. Vergelyking (3.1) word dan:

$$h_1 + \frac{u_1^2}{2} = h_2 + \frac{u_2^2}{2} \quad (3.2)$$

In die meeste gevalle is die inlaatsnelheid by die spuitstuk baie kleiner as die uitlaatsnelheid, en om die rede kan u_1 weggelaat word uit die bostaande vergelyking:

$$\begin{aligned} \frac{u_2^2}{2} &= h_1 - h_2 \\ u_2 &= \sqrt{2(h_1 - h_2)} \end{aligned} \quad (3.3)$$

Verder volg dit vir die gas:

$$h_1 - h_2 = c_p(T_1 - T_2) = \frac{\gamma R}{(\gamma - 1)}(T_1 - T_2) \quad (3.4)$$

$$pv = RT \quad (3.5)$$

Deur vergelykings (3.4) en (3.5) in vergelyking (3.3) te vervang, word verkry:

$$u_2 = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma - 1} R(T_1 - T_2)}$$

$$u_2 = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2)} \quad (3.6)$$

Vir die adiabatiese uitsetting van 'n gas volg:

$$p_1 v_1^\gamma = p_2 v_2^\gamma$$

$$\frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{\gamma}} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{-\frac{1}{\gamma}} \quad (3.7)$$

Vervang vergelyking (3.7) in vergelyking (3.6):

$$u_2 = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} p_1 v_1 \left(1 - \frac{p_2 v_2}{p_1 v_1}\right)}$$

$$u_2 = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} p_1 v_1 \left(1 - \frac{p_2}{p_1} \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{-\frac{1}{\gamma}}\right)}$$

$$u_2 = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} p_1 v_1 \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1-\frac{1}{\gamma}}\right)}$$

$$u_2 = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} p_1 v_1 \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)} \quad (3.8)$$

Volgens die kontinuïteitsvergelyking is \dot{m} konstant vir alle dele van die spuitstuk, dus:

$$\dot{m}v = Au$$

$$\frac{\dot{m}}{A} = \frac{u}{v} \quad (3.9)$$

Waar: \dot{m} = massavloeiempo in kg/s.

v = spesifieke volume in m^3/kg .

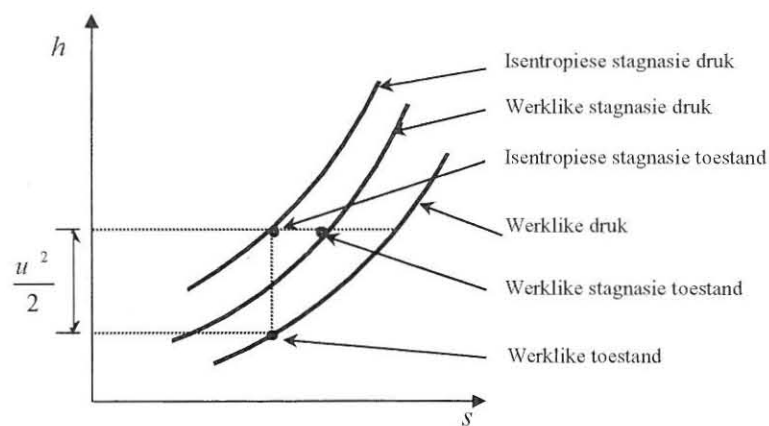
A = dwarsdeursnitarea in m^2 .

u = snelheid in m/s.

Vanaf vergelyking (3.9) kan afgelei word dat hoewel die massavloeiempo konstant bly vir al die seksies van die spuitstuk, die dwarsdeursnitarea wel verander, wat veroorsaak dat die snelheid en spesifieke volume van die gas verander deur die spuitstuk [14].

3.2.1 STAGNASIE EIENSKAPPE

Stagnasie eienskappe word gedefinieer as die eienskappe wat 'n vloeier sal besit of verkry indien dit na 'n toestand van zero snelheid en zero hoogte verander word in 'n omkeerbare proses met geen hitteoordrag en arbeid verrig nie [7]. 'n Omkeerbare adiabatiese vertragingproses vind dus plaas. Figuur 3.2 toon die werklike en isentropiese stagnasie toestande van 'n tipiese gas aan.



Figuur 3.2 Entalpie-entropie diagram [24].

Die werklike stagnasie toestand is die toestand wat bereik word na 'n werklike vertraging van die gas tot 'n nul snelheid (soos by die voorpunt van 'n liggaam wat in die vloeistroom geplaas word) en daar kan onomkeerbaarheid voorkom

met die vertragsproses. Die werklike toestand en die stagnasie-toestand het dieselfde entropie [24].

Vanuit die eerste wet vir 'n konstante toestand, konstante vloeiproses volg:

$$h_s = h + \frac{u^2}{2}$$

$$\frac{u^2}{2} = h_s - h = c_p (T_s - T) \quad (3.10)$$

Waar: h_s = stagnasie entalpie.

c_p = warmtekapasiteit van lug teen konstante druk.

Die stagnasiedruk word gegee deur:

$$\frac{p_s}{p} = \left(\frac{T_s}{T} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.11)$$

Waar: p_s = stagnasiedruk.

T_s = stagnasietemperatuur.

Die stagnasietemperatuur word vanaf vergelyking (3.10) verkry:

$$T_s = T + \frac{u^2}{2c_p} \quad (3.12)$$

Die stagnasiedigtheid word gegee deur [25]:

$$\rho_s = \frac{p_s}{RT_s} \quad (3.13)$$

Waar: ρ_s = stagnasiedigtheid.

3.2.2 KRITIEKE EIENSKAPPE

Vanaf vergelyking (3.9) word gevind dat om 'n maksimum waarde van die massavloeiempo per eenheidsarea te kry, die dwarsdeursnitarea 'n minimum moet wees omrede die massavloeiempo konstant is deur die spuitstuk. Hierdie minimum dwarsdeursnitarea (A_t) sal die keel van die spuitstuk wees. Deur gebruik te maak van vergelykings (3.8) en (3.9) kan die snelheid (u_t) van die gas in die keel van die spuitstuk soos volg uitgedruk word:

$$u_t = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} p_1 v_1 \left(1 - \left(\frac{p_t}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)}$$

$$\frac{\dot{m}}{A_t} = \frac{1}{v_t} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} p_1 v_1 \left(1 - \left(\frac{p_t}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} \quad (3.14)$$

Vervang $\frac{v_t}{v_1} = \left(\frac{p_t}{p_1} \right)^{\frac{1}{\gamma}}$ in vergelyking (3.14):

$$\frac{\dot{m}}{A_t} = \frac{1}{v_1} \left(\frac{p_t}{p_1} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} p_1 v_1 \left(1 - \left(\frac{p_t}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)}$$

$$\frac{\dot{m}}{A_t} = \frac{1}{v_1} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} p_1 v_1 \left(\left(\frac{p_t}{p_1} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_t}{p_1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right)} \quad (3.15)$$

Vir $\frac{\dot{m}}{A_t}$ om 'n maksimum te wees, moet die waarde van

$$\left(\left(\frac{p_t}{p_1} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_t}{p_1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right)$$

'n maksimum wees, want p_1 , γ en v_t is konstantes.

Indien $\frac{p_t}{p_1} = x$ volg:

$$\frac{d}{dx} \left(x^{\frac{2}{\gamma}} - x^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right) = 0$$

$$\frac{2}{\gamma} x^{\left(\frac{2}{\gamma}\right)-1} - \frac{\gamma+1}{\gamma} x^{\left(\frac{\gamma+1}{\gamma}\right)-1} = 0$$

$$x^{\left(\frac{2-\gamma}{\gamma}\right)} - \frac{\gamma+1}{2} x^{\left(\frac{1}{\gamma}\right)} = 0$$

$$x^{\left(\frac{2-\gamma}{\gamma}\right)} = \frac{\gamma+1}{2} x^{\left(\frac{1}{\gamma}\right)}$$

$$x^{\left(\frac{1}{\gamma}\right) - \left(\frac{2-\gamma}{\gamma}\right)} = \frac{2}{\gamma+1}$$

$$x = \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$\frac{p_t}{p_1} = \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.16)$$

Die bostaande verhouding $\frac{p_t}{p_1}$ staan bekend as die kritieke drukverhouding.

Deur gebruik te maak van vergelyking (3.16) kan die kritieke temperatuur T_t verkry word vanaf die kritieke temperatuurverhouding:

$$\frac{T_t}{T_1} = \left(\frac{p_t}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$\frac{T_t}{T_1} = \left[\left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$\frac{T_t}{T_1} = \left(\frac{2}{\gamma+1} \right) \tag{3.17}$$

Die kritieke snelheid (u_t) word gegee deur die volgende vergelyking:

$$u_t = \sqrt{\gamma RT_t} \tag{3.18}$$

Hierdie kritieke snelheid in die keel van die spuitstuk is ook die snelheid van klank en staan bekend as soniese snelheid. Indien $p_2 < p_t$ sal die spuitstuk konvergerend-divergerend wees. Vanaf die inlaat tot by die keel is die snelheid van die vloeier subsonies, dus 'n Machgetal kleiner as een word bereik. In die keel bereik die vloeier soniese snelheid, dus 'n Machgetal van een. Vanaf die keel tot by die uitlaat van die spuitstuk bereik die vloeier supersoniese snelheid, dus 'n Machgetal groter as een word bereik.

Indien $p_2 > p_t$ sal die spuitstuk konvergerend wees, dus die snelheid van die vloeier deur die spuitstuk sal subsonies bly. Die maksimum massavloeiempo per eenheid area vir die spuitstuk word bereik indien die vloeier soniese snelheid bereik in die keel. Indien die toestand in die spuitstuk bereik word, word gesê dat die spuitstuk gesmoor word [14].

Vanaf vergelykings (3.16) en (3.17) kan die toestande in die keel van die spuitstuk herskryf word in terme van die stagnasietoestande:

$$\frac{p_t}{p_s} = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (3.19)$$

$$\frac{T_t}{T_s} = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right) \quad (3.20)$$

Deur vergelyking (3.13) in vergelyking (3.19) te vervang kan die toestand in die keel van die spuitstuk ook in terme van stagnasiedigtheid (ρ_s) geskryf word:

$$\frac{\rho_t RT_t}{\rho_s RT_s} = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

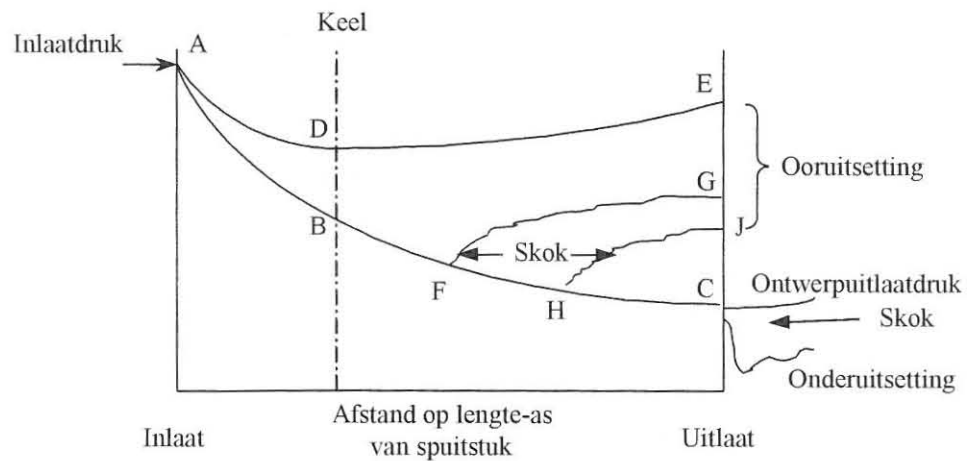
Stel vergelyking (3.20) in bostaande vergelyking:

$$\frac{\rho_t}{\rho_s} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right) = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

$$\frac{\rho_t}{\rho_s} = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{1}{\gamma - 1}} \quad (3.21)$$

3.2.3 EFFEK VAN DIE VERANDERING VAN DIE TEENDRUK

Indien die massavloeitempo deur 'n konvergerende-divergerende spuitstuk kleiner is as die maksimum isentropiese massavloeitempo, sal die vloeï regdeur die spuitstuk subsonies wees. Slegs 'n klein reeks van uitlaatdrukke is verkrygbaar met subsoniese isentropiese vloeï deur 'n konvergerende-divergerende spuitstuk [26]. Figuur 3.3 toon 'n drukverspreidingsdiagram van 'n konvergerende-divergerende spuitstuk aan.



Figuur 3.3 Drukverspreiding oor die spuitstuk. [14]

Kurwe ABC word verkry wanneer die korrekte ontwerpuitlaatdruk toegepas word. Die druk by B, die keel, is die kritieke druk. Die uitlaatdrucke by E, G en J is bokant die ontwerpuitlaatdruk en 'n toestand van ooruitsetting oor die spuitstuk vind plaas. Hierdie toestand word veroorsaak deurdat die druk binne die spuitstuk laer as die ontwerpuitlaatdruk is. Die kurwe ADE is 'n gladde kurwe wat verkry word indien die uitlaatdruk ietwat hoër is as die kritieke druk, soos byvoorbeeld in 'n venturi-meter. In teenstelling hiermee met kurwes ABFG en ABHJ, vind uitsetting plaas vanaf die kritieke druk en die supersoniese snelhede wat bereik word by F en H vertraag dan onderskeidelik tot by G en J. Dit veroorsaak 'n onstabiele skoktoestand in die divergerende gedeelte van die spuitstuk aangesien die druk verhoog het. Indien die uitlaatdruk by die spuitstuk laer is as die ontwerpuitlaatdruk, soos by K, sal die normale uitsetting ABC deur die spuitstuk plaasvind gevolg deur 'n skokverlaging in druk CK net buitekant die spuitstuk [14].

ONTWERP VAN WERWELINGSBUISE

4.1 INLEIDING

Die energieskeiding in die werwelingsbuis kan plaasvind oor 'n kort aksiale lengte, dus naby die posisie van die spuitstukklok. Daar is bevind dat hoe kleiner die lengte van die buis is, hoe kleiner is die temperatuurdaling oor die buis [7]. In kort buise (met lengte kleiner as 10 diameters) is bevind dat die grootste energieskeiding plaasvind in die eerste paar diameters van die buis. In lang buise is bevind dat min verandering in die werksverrigting van die buis plaasvind na 'n lengte van meer as 30 diameters.

Die volgende dimensies van die werwelingsbuis word aanbeveel [7] om 'n maksimum temperatuurdaling te gee in die koue uitlaatlug:

Diameter van die werwelingsbuis = 26 mm.

Diameter van spuitstukke = 6 mm.

Aantal spuitstukke = 2.

Diameter van mondstuk = 7,5 mm.

Vergelyking (2.47) kan soos volg herskryf word om die temperatuur van die koue lug te bepaal:

$$\frac{T_o - T_c}{T_c} = \frac{\gamma - 1}{2\gamma} \left(\frac{p_h - p_c}{p_c} \right)$$

$$\frac{T_o}{T_c} - 1 = \frac{\gamma - 1}{2\gamma} \left(\frac{p_h - p_c}{p_c} \right)$$

$$\frac{T_o}{T_c} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2\gamma} \left(\frac{p_h - p_c}{p_c} \right)$$

$$T_c = \frac{T_o}{1 + \frac{\gamma - 1}{2\gamma} \left(\frac{p_h - p_c}{p_c} \right)} \quad (4.1)$$

Waar: T_c = temperatuur van koue uitlaatlug in K.

T_o = temperatuur van inlaatlug na buis in K.

p_h = absolute druk van warm uitlaatlug in kPa.

p_c = absolute druk van koue uitlaatlug in kPa.

Vanaf vergelyking (2.24) volg:

$$p_h - p_c = \frac{1}{2} \rho u_{cz}^2 \quad (4.2)$$

Waar: ρ = digtheid van koue uitlaatlug in kg/m^3 .

u_{cz} = snelheid van koue uitlaatlug by mondstuk in m/s.

Die uitlaatsnelheid (u_{cz}) word ook gegee deur:

$$\dot{m}_c = \rho A_c u_{cz}$$

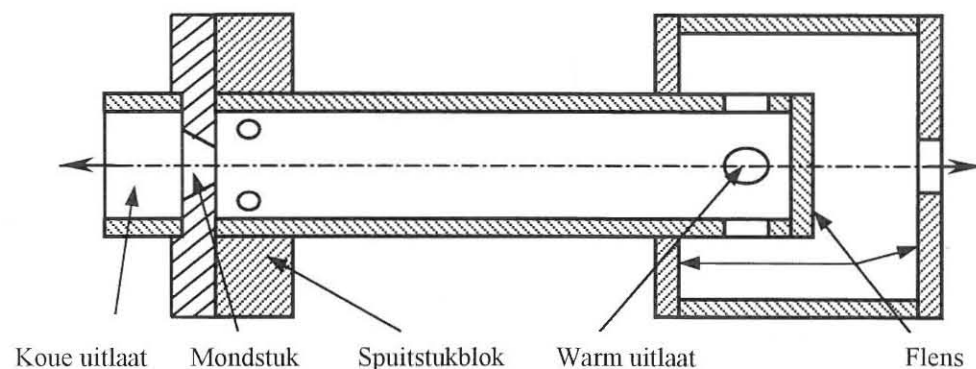
$$u_{cz} = \frac{\dot{m}_c}{\rho A_c} \quad (4.3)$$

Waar: \dot{m}_c = massavloeiempo van koue uitlaatlug in kg/s.

A_c = dwarsdeursnitarea van mondstuk in m^2 .

Vanaf vergelykings (4.1) en (4.2) kan afgelei word dat die temperatuurdaling oor die buis afhang van die drukverskil ($p_h - p_c$) oor die buis. Die drukverskil oor die buis word bepaal deur die grootte van die mondstuk in die buis by die koue uitlaatkant, soos getoon in vergelykings (4.2) en (4.3). Daarom is daar besluit om ook 'n 5,5 mm diameter mondstuk saam met die 7,5 mm diameter mondstuk te vervaardig om aan te toon dat indien die diameter van die mondstuk verklein word, die snelheid (u_{cz}) toeneem vir dieselfde massavloeiempo indien die drukverskil ($p_h - p_c$) verhoog word.

'n Deursnitaansig van die onderdele van 'n werwelingsbuis word aangetoon in figuur 4.1.



Figuur 4.1 Onderdele van 'n werwelingsbuis.

Om die uitwerking van die verandering in lengte en diameter op die werksverrigting van die werwelingsbuis te ondersoek, is daar besluit om drie werwelingsbuise met verskillende lengtes en diameters te vervaardig. Tabel 4.1 toon die afmetings van die verskillende werwelingsbuise aan.

Tabel 4.1 Dimensies van werwelingsbuis

Buis	Binnediameter (D)	Lengte (L)	L/D	Mondstukdiameter
1.	26 mm	546 mm	21	7,5 mm
2.	22 mm	587 mm	26,7	5,5 mm 7,5 mm
3.	22 mm	410 mm	18,6	5,5 mm 7,5 mm

4.2 MAKSIMUM TOELAATBARE INTERNE DRUK

Die buise is vervaardig vanuit uitgeperste perspexbuis. Perspex is baie lig, maklik hanteerbaar, masjineer maklik en 'n verdere voordeel is dat rook in die buis ingelaat kan word om die werweling binne die buis te demonstreer.

Tabel 4.2 toon die fisiese eienskappe van perspex aan.

Tabel 4.2 Eienskappe van perspex

<u>Eienskap</u>	
Digtheid van materiaal	1,18 kg/m ³
Maksimum trekspanning	70 MPa
Maksimum temperatuur	102°C

Die werwelingsbuis word slegs by die warm uitlaatkant gesmoor, maar om veiligheidsredes is die maksimum toelaatbare interne druk in elke buis ook bepaal.

'n Silinder kan as 'n dunwandige silinder beskou indien die verhouding van die binnediameter (D) tot die wanddikte (t) groter as 20 is [6]. Tabel 4.3 toon die

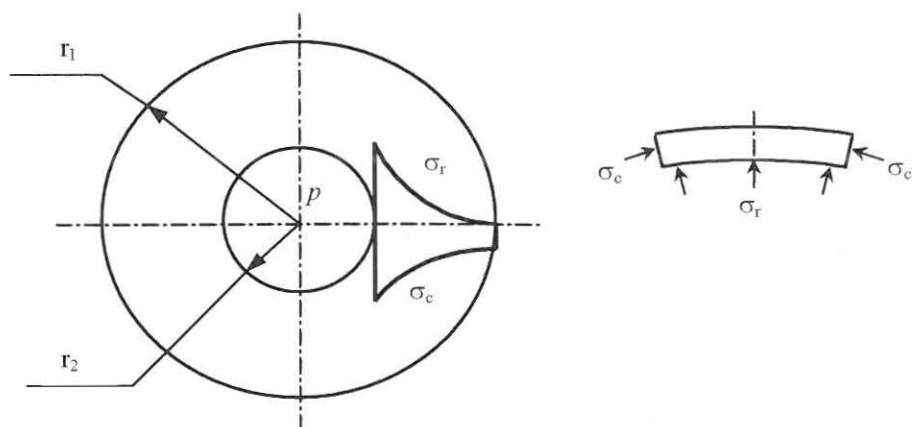
verhouding van die binnediameter tot die wanddikte van die werwelingsbuis
aan.

Tabel 4.3 Verhouding van binnediameter tot wanddikte

Buis	Binnediameter (D)	Wanddikte (t)	D/t
1.	26 mm	2 mm	13
2.	22 mm	4 mm	5,5
3.	22 mm	4 mm	5,5

Die maksimum toelaatbare interne druk in die buise word dus bepaal uit die oogpunt dat die buise beskou word as dikwandige silinders.

Wanneer 'n dikwandige silinder aan 'n interne druk p onderwerp word, word 'n omtrekspanning σ_c en 'n radiale spanning σ_r in die materiaal geïnduseer. In figuur 4.2 word die spanningsverandering oor die dikte van die silinder aangetoon wat aan 'n interne druk p onderwerp word [23].



Figuur 4.2 Verandering van spannings oor die dikte van die materiaal.

Die volgende vergelykings van Lamé kan toegepas word om die omtrekspanning en radialespanning te verkry in die materiaal by enige radius [23]:

$$\sigma_r = -p \frac{r_2^2}{r_1^2 - r_2^2} \left(1 - \frac{r_1^2}{r^2} \right) \quad (4.4)$$

$$\sigma_c = -p \frac{r_2^2}{r_1^2 - r_2^2} \left(1 + \frac{r_1^2}{r^2} \right) \quad (4.5)$$

Vanuit vergelykings (4.4) en (4.5) word gevind dat die radiale spanning gelyk is aan die interne druk by die binneward van die silinder terwyl dit nul by die buiteward van die silinder is. Die negatiewe teken toon aan dat die betrokke spanning 'n trekspanning in die materiaal veroorsaak. Die maksimum radiale en omtrekspanning in die silinder kom voor by $r = r_2$, en word gegee deur:

$$\sigma_r = p \quad (4.6)$$

$$\sigma_c = -p \frac{r_1^2 + r_2^2}{r_1^2 - r_2^2} \quad (4.7)$$

Uit vergelyking (4.7) kan die maksimum interne druk (p_{maks}) in elke buis bereken word voordat swigting plaasvind. Vir die 26 mm diameter buis volg:

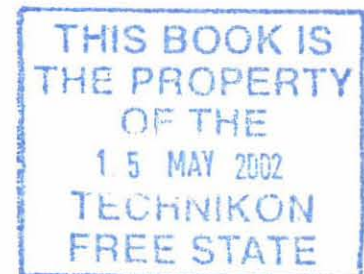
$$70 \times 10^6 = p_{maks} \frac{(0,015^2 + 0,013^2)}{(0,015^2 - 0,013^2)}$$

$$p_{maks} = 9949,239 \text{ kPa}$$

Vir die 22 mm diameter buis volg:

$$70 \times 10^6 = p_{maks} \frac{(0,015^2 + 0,011^2)}{(0,015^2 - 0,011^2)}$$

$$p_{maks} = 21040,462 \text{ kPa}$$



Uit die bostaande berekeninge kan afgelei word dat, met 'n veiligheidsfaktor van 10, die maksimum veilige toelaatbare interne druk in die buise nie 1 000 kPa moet oorskry nie.

4.3 KONSTRUKSIE VAN WERWELINGSBUISE

Vir veiligheidsdoeleindes is daar besluit om die flense op die buise tegelykertyd vas te gom en vas te bout met sokkopboute wat 3 mm in deursnee is. Die maksimum skuifspanning (τ) in die materiaal van die boute is 330 MPa en 'n veiligheidsfaktor van 5 word toegepas om te bepaal hoeveel boute (n) benodig word om elke flens vas te bout. Indien 'n maksimum interne druk van 1 000 kPa toegepas word in die buis, volg vir 'n buis met 'n binnediameter van 26 mm:

$$pA = n\tau a$$

$$1000 \times 10^3 \times \frac{\pi}{4} \times 0,026^2 = \frac{330 \times 10^6}{5} \times \frac{\pi}{4} \times 0,003^2 \times n$$

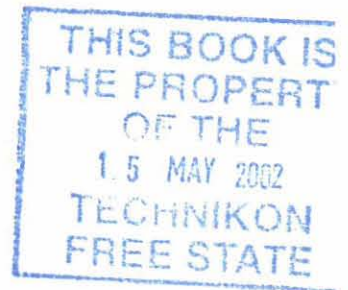
$$n = 1,138$$

Vir 'n buis met 'n binnediameter van 22 mm volg:

$$pA = n\tau a$$

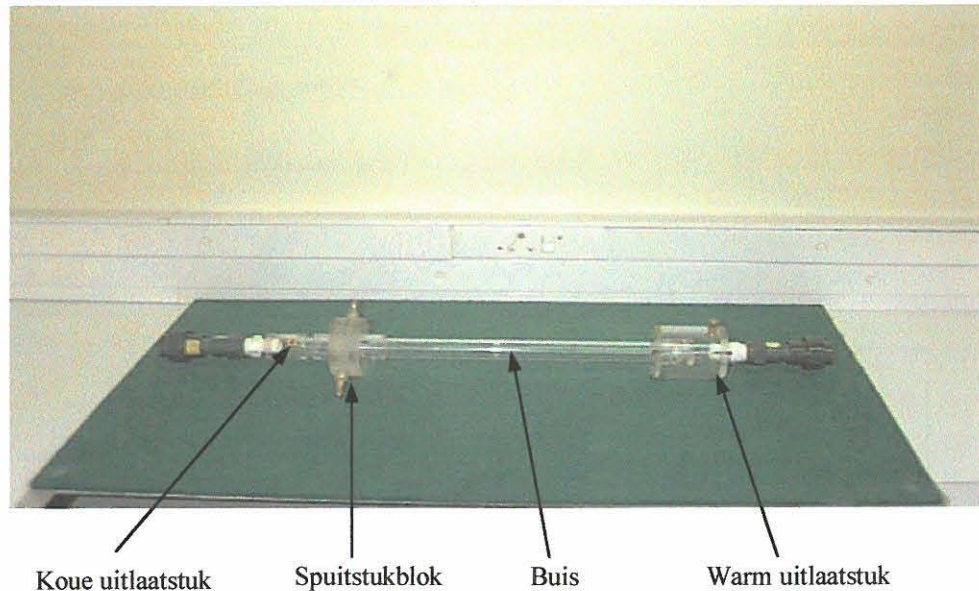
$$1000 \times 10^3 \times \frac{\pi}{4} \times 0,022^2 = \frac{330 \times 10^6}{5} \times \frac{\pi}{4} \times 0,003^2 \times n$$

$$n = 0,815$$



Vanuit die bostaande berekeninge word ten minstens twee boute benodig, maar omrede praktiese oorweging word daar gebruik gemaak van vier ϕ 3 mm

sokkopboute, 90° vanmekaar af gespasiëer, om die flense vas te bout. Figuur 4.3 toon die konstruksie van die werwelingsbuis aan.



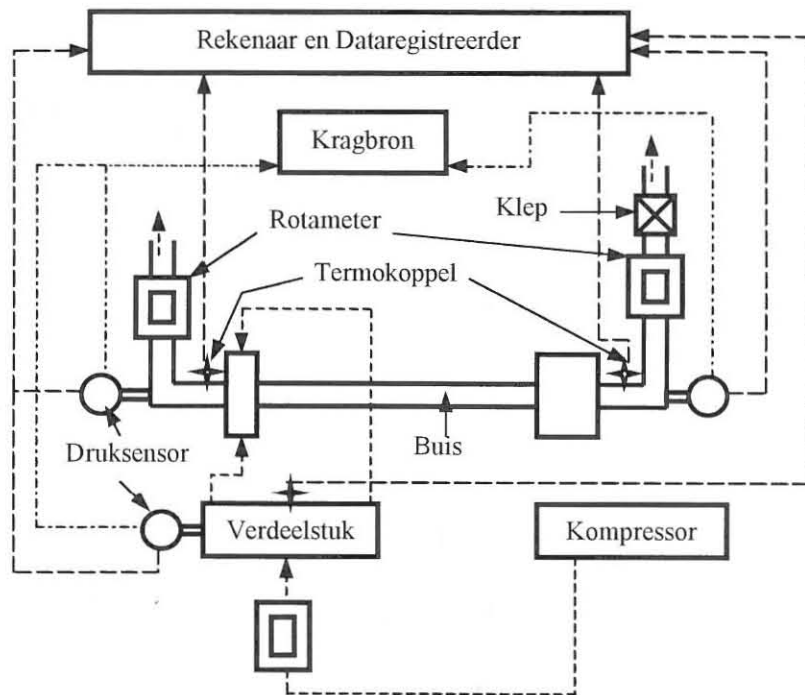
Figuur 4.3 Konstruksie van werwelingsbuis

Die spuitstukblokke en mondstukke van die twee 22 mm diameter werwelingsbuis is so vervaardig dat dit volkome uitruilbaar is tussen die twee buise. Die materiaal vir die spuitstukblokke is voorberei deur eerstens drie 8 mm dikte perspex skywe van 90 mm in deursnee teen mekaar vas te gom. Die spuitstukblok is dan gemasjineer tot op mate met die korrekte grootte en aantal spuitstukke.

4.4 EKSPERIMENTELE OPSTELLING

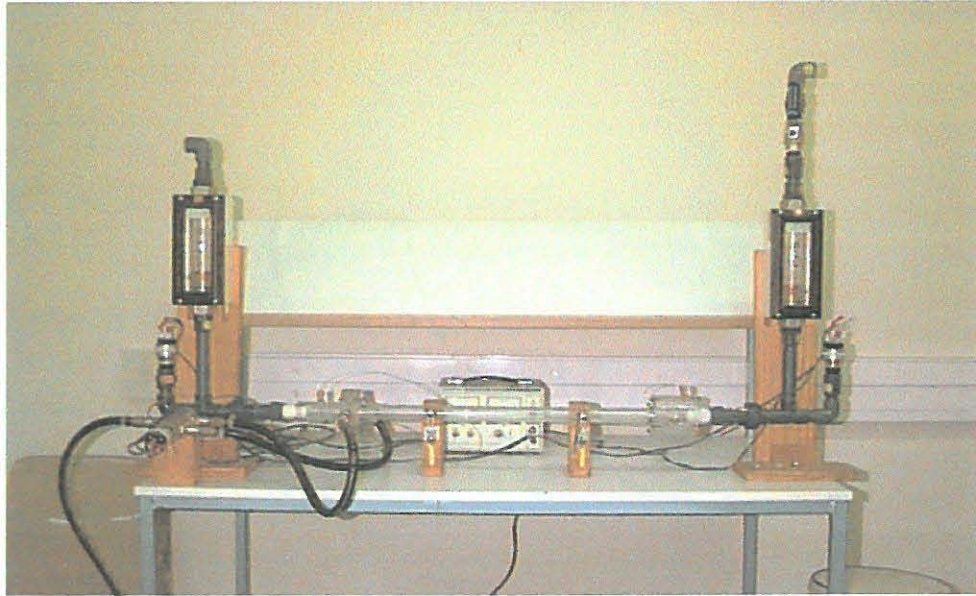
Figuur 4.4 toon 'n diagram van die eksperimentele opstelling van die werwelingsbuis. Die volgende metings moet geneem word om die werksverrigting van die werwelingsbuis te bepaal:

1. druk van die koue en warm uitlaatlug
2. temperatuur van die koue en warm uitlaatlug
3. druk en temperatuur van die inlaatlug
4. volume lug ingelaat in buis
5. volume koue en warm lug uitgelaat



Figuur 4.4 Diagram van eksperimentele opstelling

Die vloeimeters wat gebruik is, is Platon PGUB512 1" BSP rotameters met viton seëls met 'n kapasiteit van 40-440 l/min. K-tipe termokoppels is gebruik om die temperature te meet by die onderskeie punte. Die drukke by die onderskeie punte is gemeet deur P15VA2 / 10 Bar druksensors. Figuur 4.5 toon die eksperimentele opstelling aan.



Figuur 4.5 Eksperimentele opstelling

4.5 LEWERING VAN KOMPRESSOR

Vanuit vorige verwysings is waargeneem dat 'n vloeï van ten minste 800 l/min benodig word vanaf die kompressor. Voordat die studie begin kon word moes die lewering van die kompressor wat benodig word, bepaal word. Daar is besluit om 'n twee-trap Holpak Titan 75 kompressor te gebruik. Die volgende data van die kompressor is bekend:

Eerste trap

Suierdiameter = 150 mm

Slaglengte van suier = 80 mm

Tweede trap

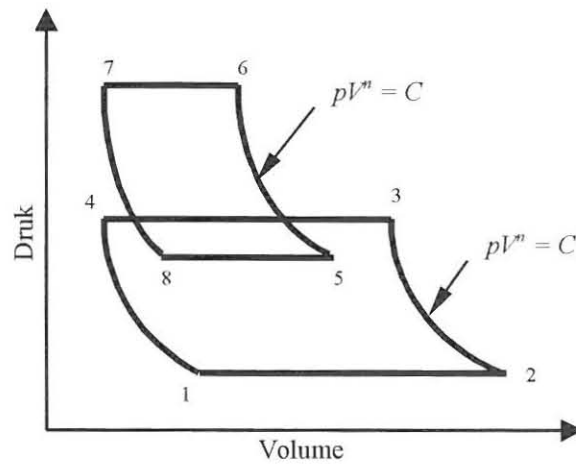
Suierdiameter = 96 mm

Slaglengte van suier = 80 mm

Die vryvolume beslaan 6% van die slagvolume in beide die trappe.

Kompressorspoed = 1250 r/min.

Figuur 4.6 toon die tipiese druk-volumediagram van 'n twee-trap kompressor aan.



Figuur 4.6 Druk-volumediagram van twee-trap kompressor [14].

Die volgende lesings is gemeet tydens 'n toets:

Barometerlesing (h_b)	-	620 mm Hg
Kamertemperatuur (t_f)	-	26°C
Druk by inlaat (p_1)	-	10 mm Hg
Temperatuur by inlaat (t_1)	-	30°C
Druk by uitlaat van eerste trap (p_4)	-	180 kPa
Temperatuur by uitlaat van eerste trap (t_4)	-	120°C
Druk by inlaat van tweede trap (p_5)	-	95 kPa
Temperatuur by inlaat van tweede trap (t_5)	-	59°C
Druk by uitlaat van tweede trap (p_7)	-	920 kPa
Temperatuur by uitlaat van tweede trap (t_7)	-	184°C

Die atmosferiese druk (p_{atm}) is:

$$p_{\text{atm}} = \rho g h_b = 13600 \times 9,81 \times 0,62 = 82,71792 \text{ kPa}$$

Die samedrukkingsindeks (n) word bereken deur:

$$p_1 = 13600 \times 9,81 \times 0,01 + 82\,717,92 = 84,052 \text{ kPa}$$

$$p_3 = p_4 = 180\,000 + 82\,717,92 = 262,718 \text{ kPa}$$

$$T_1 = 273 + 30 = 303 \text{ K}$$

$$T_4 = 273 + 120 = 393 \text{ K}$$

$$\frac{p_4}{p_1} = \left(\frac{T_4}{T_1} \right)^{\frac{n}{n-1}}$$

$$\frac{262,718 \times 10^3}{84,052 \times 10^3} = \left(\frac{393}{303} \right)^{\frac{n}{n-1}}$$

$$3,11772 = 1,29703^{\frac{n}{n-1}}$$

$$\log 3,11772 = \frac{n}{n-1} \log 1,29703$$

$$\frac{n}{n-1} = 4,372$$

$$n = 1,297$$

Die slagvolume van suier 1 (V_s) is:

$$V_s = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times L = \frac{\pi}{4} \times 0,15^2 \times 0,08 = 1,41 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Die effektiewe volume lug verplaas (V_{e1}) word bereken deur:

$$V_4 = 0,06 \times V_s = 0,06 \times 1,41 \times 10^{-3} = 0,8 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$V_2 = V_s + V_4 = 1,41 \times 10^{-3} + 0,8 \times 10^{-4} = 1,5 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$p_1 V_1^n = p_4 V_4^n$$

$$V_1 = V_4 \times \left(\frac{p_4}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} = 0,8 \times 10^{-4} \times \left(\frac{262,718 \times 10^3}{84,052 \times 10^3} \right)^{\frac{1}{1,297}}$$

$$V_1 = 2,043 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$V_{e1} = V_2 - V_1 = 1,5 \times 10^{-3} - 2,043 \times 10^{-4} = 1,294 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Die massavloeiempo (\dot{m}) gelewer is:

$$pV_{e1} = mRT_1$$

$$84,052 \times 10^3 \times 1,294 \times 10^{-3} = m \times 287 \times 303$$

$$m = 1,251 \times 10^{-3} \text{ kg}$$

$$\dot{m} = 1,251 \times 10^{-3} \times 1250 = 1,564 \text{ kg/min} = 0,02606 \text{ kg/s}$$

Die volume vrye lug gelewer (\dot{V}_f) is:

$$T_f = 273 + 26 = 299 \text{ K}$$

$$\frac{p_f V_f}{T_f} = \frac{p_1 V_{e1}}{T_1}$$

$$\frac{82,71792 \times 10^3 \times V_f}{299} = \frac{84,052 \times 10^3 \times 1,294 \times 10^{-3}}{303}$$

$$V_f = 1,298 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

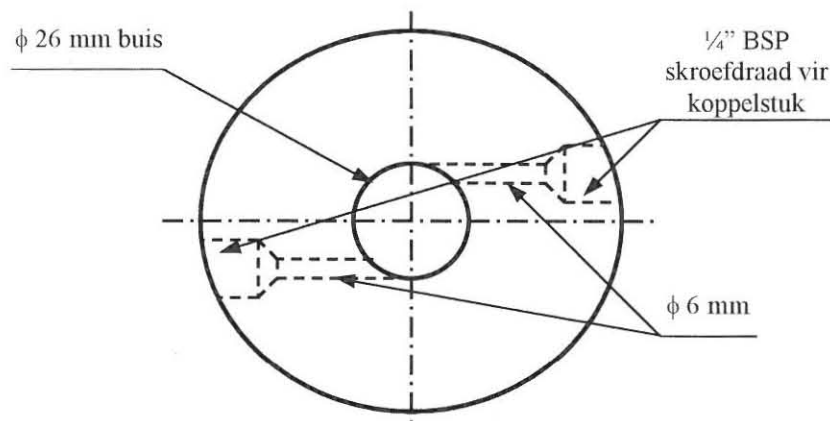
$$\dot{V}_f = 1,298 \times 10^{-3} \times 1250 = 1,622 \text{ m}^3/\text{min}$$

Op grond van die bostaande berekeninge is die lewering van die twee-trap Holpak Titan 75 kompressor, wat ongeveer 1 600 l/min lewer, voldoende om die werwelingsbuis, wat ten minste 800 l/min benodig, van lug te voorsien.

ONTWERP VAN SPUITSTUKKE

5.1 INLEIDING

Vorige studies toon slegs die gebruik van eenvoudige spuitstukke, wat lug tangensiaal in die werwelingsbuis inlaat, soos aangetoon in figuur 5.1.



Figuur 5.1 Konstruksie van 'n eenvoudige φ 6 mm (x 2) spuitstukblok

Vanaf vergelyking (2.19) word die die druk van die koue uitlaatlug bepaal:

$$\frac{p_c}{p_o} = 1 - \left(\frac{\gamma}{2}\right) M_o^2$$

$$p_c = p_o \left[1 - \left(\frac{\gamma}{2}\right) M_o^2 \right] \quad (5.1)$$

Waar: p_c = absolute druk van koue uitlaatlug in kPa.

p_o = absolute druk van inlaatlug na buis in kPa.

M_o = Machgetal van inlaatlug na buis.

γ = adiabatiese uitsettingskoëffisiënt van lug.

Deur vergelyking (2.17) in vergelyking (5.1) te stel volg:

$$p_c = p_o \left[1 - \left(\frac{\gamma}{2} \right) \left(\frac{u_o}{a_o} \right)^2 \right]$$

$$p_c = p_o \left[1 - \left(\frac{\gamma}{2} \right) \left(\frac{u_o}{\sqrt{\gamma RT_o}} \right)^2 \right] \quad (5.2)$$

Die snelheid (u_o) kan met behulp van die massavloei tempo van die inlaatlug na die buis bepaal word:

$$\dot{m}_o = \rho u_o A_o$$

$$u_o = \frac{\dot{m}_o}{\rho A_o} \quad (5.3)$$

Waar: \dot{m}_o = massavloei tempo van inlaatlug na buis in kg/s.

ρ = digtheid van die lug in kg/m³.

A_o = dwarsdeursnitarea van spuitstuk by inlaat na buis in m².

Deur vergelyking (5.3) in vergelyking (5.2) te vervang lewer:

$$p_c = p_o \left[1 - \left(\frac{\gamma}{2} \right) \left(\frac{1}{\sqrt{\gamma RT_o}} \right)^2 \left(\frac{\dot{m}_o}{\rho A_o} \right)^2 \right]$$

$$p_c = p_o \left[1 - \left(\frac{\gamma}{2} \right) \left(\frac{1}{\gamma RT_o} \right) \left(\frac{\dot{m}_o}{\rho A_o} \right)^2 \right] \quad (5.4)$$

Vanaf vergelyking (5.4) kan waargeneem word dat indien die dwarsdeursnitarea (A_o) van die spuitstuk verklein, word die druk van die koue uitlaatlug (p_c) kleiner. Dit het verder tot gevolg dat die drukverskil ($p_h - p_c$)

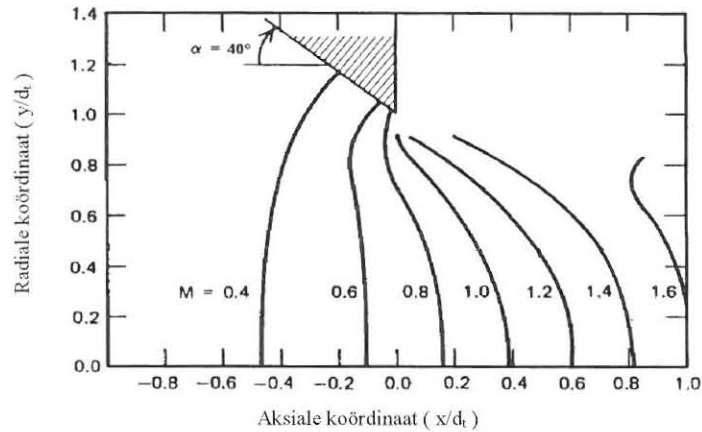
groter word en sodoende die temperatuur van die koue uitlaatlug (T_c) laat verlaag, sien vergelyking (4.1). Tabel 5.1 toon die verskillende spuitstukblokke wat vervaardig is om die invloed wat die verandering in diameter (dus die kinetiese energieverandering van die inkomende lugstroom) op die werkverrigting van die werwelingsbuis het, te ondersoek.

Tabel 5.1 Spuitstukke vervaardig vir ϕ 22 mm en ϕ 26 mm buise

ϕ 22 mm Werwelingsbuis		ϕ 26 mm Werwelingsbuis	
1.	ϕ 4 mm (x 2) tangensiaal	1.	ϕ 6 mm (x2) tangensiaal
2.	ϕ 3 mm (x4) tangensiaal	2.	ϕ 4 mm (x2) tangensiaal
3.	ϕ 3 mm (x4) met 32° inlaathoek op omtrek	3.	ϕ 4 mm (x 2) met 3° inlaathoek met die vertikaal
4.	15° Taps	4.	ϕ 3 mm (x4) met 15° inlaathoek op omtrek
5.	Konvergerend	5.	ϕ 3 mm (x4) tangensiaal
6.	Konvergerend-divergerend	6.	15° Taps
		7.	Konvergerend
		8.	Konvergerend-divergerend

5.2 15° TAPSE SPUITSTUK

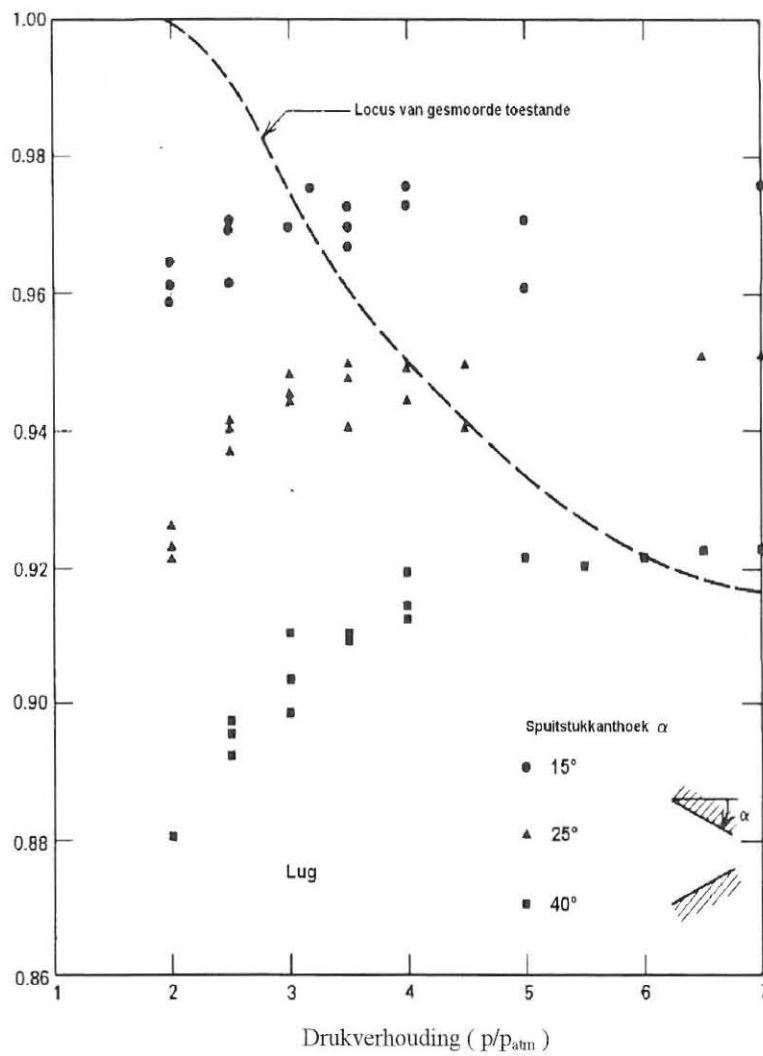
Tapse spuitstukke word algemeen gebruik in sub-soniese turbostraalenjins. Figuur 5.2 toon die variasie van die Machgetal oor die lengte van 'n 40° tapse spuitstuk wat onder 'n drukverhouding van 4 funksioneer in 'n gasturbine.



Figuur 5.2 Variasie van die Machgetal oor die lengte van die spuitstuk [26].

Die spuitstukke is eenvoudig en maklik om te vervaardig. Deur gewig te bespaar word die lengte van die spuitstukke verkort wat teweegbring dat die kanthoeke vergroot word. Dit het tot gevolg dat die vloeier deur die spuitstuk afwyk van die aanvaarde een-dimensionele vloeier, dus dat vloeier konstant of uniform bly oor elke vlak loodreg tot die gemiddelde vloeirigting. Die inwaartse radiale momentum van die vloeier veroorsaak die vorming van 'n vena contracta stroomaf vanaf die uitlaatvlak van die spuitstuk. Hierdie vena contracta word ook somtyds die aerodinamiese keel van die spuitstuk genoem.

Die area van die vena contracta is aansienlik kleiner as die uitlaatarea van die spuitstuk. Hierdie kombinasie van nie-uniforme vloeier en die vena contracta veroorsaak dat die massavloeitempo deur die spuitstuk laer is as in die geval van een-dimensionele vloeier, wat in berekening gebring word deur die leweringskoeffisiënt (C_D) [26]. Die leweringskoeffisiënte van tapse spuitstukke, met verskillende kanthoeke, word in figuur 5.3 aangetoon.



Figuur 5.3 Eksperimentele leweringskoeffisiënte [26].

Vanaf figuur 5.3 kan waargeneem word dat die 15° tapse spuitstuk die hoogste leweringskoeffisiënt het, met 'n waarde tussen 0,96 en 0,98. Omrede hierdie tapse spuitstukke so eenvoudig en maklik is om te vervaardig, is daar besluit om 'n eenvoudige 15° tapse spuitstuk te vervaardig om die werkverrigting van die werwelingsbuis verder te ondersoek.

5.3 ONTWERP VAN DIE KONVERGERENDE SPUITSTUK

Vanuit vorige toetse uitgevoer op die 26 mm diameter werwelingsbuis met die ϕ 6 mm (x2) spuitstukblok [7] is die volgende resultate verkry om die konvergerende spuitstuk te ontwerp:

$$\text{Maksimum Inlaatdruk } (p_1) = 700 \text{ kPa}$$

$$\text{Inlaatlugtemperatuur } (T_1) = 29,3^\circ\text{C} = 302,3 \text{ K}$$

$$\text{Volume lug ingelaat } (\dot{V}) = 250 \text{ l/min}$$

$$\text{Atmosferiese druk } (p_{atm}) = 634 \text{ mm Hg}$$

Die volgende data van lug word gebruik in al die berekeninge:

$$R = 287 \text{ J/kgK}$$

$$c_{po} = 1,0035 \text{ kJ/kgK}$$

$$c_{vo} = 0,7165 \text{ kJ/kgK}$$

$$\gamma = 1,4$$

5.3.1 INLAATSNELHEID

Die twee lugkoppelstukke wat die lug na die spuitstukke lei het elk 'n binnediameter van 8,5 mm. Die inlaatsnelheid na elke spuitstuk kan bereken word:

$$\begin{aligned}\dot{V} &= Au_1 \\ \frac{250 \times 10^{-3}}{60 \times 2} &= \frac{\pi}{4} \times (8,5 \times 10^{-3})^2 u_1 \\ u_1 &= 36,714 \text{ m/s}\end{aligned}$$

Vanaf vergelyking (2.18) kan die spoed van klank teen T_1 (302,3 K) bereken word:

$$a_1 = \sqrt{\gamma R T_1} = \sqrt{1,4 \times 287 \times 302,3}$$

$$a_1 = 348,517 \text{ m/s}$$

Die Machgetal by inlaat kan bereken word vanaf vergelyking (2.17):

$$M_1 = \frac{u_1}{a_1} = \frac{36,714}{348,517} = 0,105$$

5.3.2 STAGNASIETOESTANDE

Vanaf vergelyking (3.10) kan die stagnasietemperatuur bereken word:

$$\frac{u_1^2}{2} = c_{po} (T_s - T_1)$$

$$\frac{36,714^2}{2} = 1,0035 \times 10^3 (T_s - 302,3)$$

$$T_s = 302,972 \text{ K}$$

Die absolute inlaatdruk (p_1) word bereken deur:

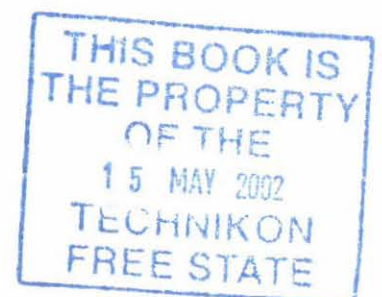
$$p_1 = 700 \times 10^3 + 13\,600 \times 9,81 \times 0,634 = 784,586 \text{ kPa}$$

Vanaf vergelyking (3.11) kan die stagnasiedruk bereken word:

$$\frac{T_s}{T_1} = \left(\frac{p_s}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$\frac{302,972}{302,3} = \left(\frac{p_s}{784,586 \times 10^3} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}$$

$$p_s = 790,704 \text{ kPa}$$



Vanaf vergelyking (3.13) kan die stagnasiedigtheid verkry word:

$$\rho_s = \frac{p_s}{RT_s} = \frac{790,704 \times 10^3}{287 \times 302,972}$$

$$\rho_s = 9,093 \text{ kg/m}^3$$

5.3.3 KEELDIAMETER

Vanaf vergelyking (3.20) kan die temperatuur in die keel bereken word:

$$T_t = T_s \times \frac{2}{\gamma + 1} = 302,972 \times \frac{2}{1,4 + 1}$$

$$T_t = 252,476 \text{ K}$$

Vanaf vergelyking (3.19) kan die druk in die keel bereken word:

$$p_t = p_s \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} = 790,704 \times 10^3 \left(\frac{2}{1,4 + 1} \right)^{\frac{1,4}{1,4 - 1}}$$

$$p_t = 417,714 \text{ kPa}$$

Vanaf vergelyking (3.21) kan die digtheid van die lug in die keel bereken word:

$$\rho_t = \rho_s \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{1}{\gamma - 1}} = 9,093 \left(\frac{2}{1,4 + 1} \right)^{\frac{1}{1,4 - 1}}$$

$$\rho_t = 5,765 \text{ kg/m}^3$$

Vanaf vergelyking (3.18) kan die snelheid van die lug in die keel bereken word:

$$u_t = \sqrt{\gamma RT_t} = \sqrt{1,4 \times 287 \times 252,476} = 318,504 \text{ m/s}$$

Die massavloeiempo ingelaat per spuitstuk kan bereken word met behulp van die karakteristieke gasvergelyking:

$$p_1 \frac{\dot{V}_1}{2} = \dot{m}RT_1$$

$$784,586 \times 10^3 \times \frac{250 \times 10^{-3}}{60 \times 2} = \dot{m} \times 287 \times 302,3$$

$$\dot{m} = 1,884 \times 10^{-2} \text{ kg/s}$$

Deur gebruik te maak van vergelykings (3.15) en (3.5) kan die area van die keel bereken word:

$$\frac{\dot{m}}{A_t} = \frac{1}{v_1} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} p_1 v_1 \left(\left(\frac{p_t}{p_1} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_t}{p_1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right)}$$

$$\frac{\dot{m}}{A_t} = \frac{p_1}{RT_1} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} RT_1 \left(\left(\frac{p_t}{p_1} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_t}{p_1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right)}$$

$$\frac{0,019}{A_t} = \frac{784,586 \times 10^3}{287 \times 302,3} \sqrt{\frac{2 \times 1,4}{1,4-1} \times 287 \times 302,3 \left(\left(\frac{417,714}{784,586} \right)^{\frac{2}{1,4}} - \left(\frac{417,714}{784,586} \right)^{\frac{2,4}{1,4}} \right)}$$

$$A_t = 1,026 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

Die diameter van die keel is dus:

$$A_t = \frac{\pi}{4} d_t^2$$

$$1,026 \times 10^{-5} = \frac{\pi}{4} d_t^2$$

$$d_t = 3,615 \times 10^{-3} \text{ m}$$

5.3.4 UITLAAT VAN KONVERGERENDE SPUITSTUK

Die optimum waarde vir die genormaliseerde drukval X moet kleiner wees as 0,7 vir die werkverrigting van die werwelingsbuis [1]. Dus volg dat:

$$\frac{P_o - P_c}{P_o} \leq 0,7$$

$$\frac{784,586 \times 10^3 - P_2}{784,586 \times 10^3} \leq 0,7$$

$$P_2 \geq (784,586 - 549,210) \times 10^3 \geq 235,376 \text{ kPa}$$

Indien die teendruk kleiner is as die kritieke druk in die spuitstuk, vind uitsetting van die lugstraal plaas net nadat dit die spuitstuk verlaat. In hierdie geval is die druk van die lugstraal wat die spuitstuk verlaat die kritieke druk, wat groter is as die teendruk en die effek word in figuur 5.4 aangetoon.



Figuur 5.4 Vorm van lugstraal [26].

Die skielike verlaging in druk veroorsaak dat die lugstraal losbarstend uitsit. Die gasdeeltjies versnel radiaal en as gevolg van hul inherente traagheid word hulle verplaas vanuit hul ewewigsposisies. Dit veroorsaak 'n drukverlaging in die kern van die lugstraal wat teweegbring dat die lugdeeltjies se rigting van beweging omgekeer word. Hierdie verskynsel is slegs periodiek en daarom dat die lugstraal by sommige posisies stroomaf dunner en dikker is. Staande golwe word dan opgemerk gepaardgaande met 'n groot geraas en 'n verlaging in die beskikbare energie van die lugstraal [26].

Om hierdie effek te neutraliseer is daar besluit om vanaf die uitlaat van die konvergerende spuitstuk 'n buislengte van 15 mm aan te las om sodoende die lugdeeltjies te rig in 'n aksiale rigting. Vanaf vergelyking (3.8) kan die teoretiese uitlaatsnelheid van die lugstraal bereken word:

$$u_2 = \sqrt{\left(\frac{2\gamma}{\gamma-1}\right)RT_1\left(1-\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)}$$

$$u_2 = \sqrt{\left(\frac{2 \times 1,4}{1,4-1}\right) \times 287 \times 302,3 \left(1-\left(\frac{235,376}{784,586}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}\right)}$$

$$u_2 = 420,440 \text{ m/s}$$

Vanaf vergelyking (3.11) kan die temperatuur van die uitlaatlug verkry word:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$\frac{235,376}{784,586} = \left(\frac{T_2}{302,3}\right)^{\frac{1,4}{1,4-1}}$$

$$T_2 = 214,311 \text{ K}$$

Deur gebruik te maak van vergelykings (3.9) en (3.5) kan die uitlaatarea bereken word:

$$\frac{\dot{m}}{A_2} = \frac{u_2}{v_2} = \frac{P_2 u_2}{RT_2}$$

$$\frac{1,884 \times 10^{-2}}{A_2} = \frac{420,440 \times 235,376}{287 \times 214,311}$$

$$A_2 = 1,171 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

Die uitlaatdiameter is dus:

$$A_2 = \frac{\pi}{4} d_2^2$$

$$1,171 \times 10^{-5} = \frac{\pi}{4} d_2^2$$

$$d_2 = 3,861 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Die wrywingsverliese oor die 15 mm lengte in die spuitstuk moet egter in berekening gebring word om die werklike uitlaattoestande van die konvergerende spuitstuk te bepaal. Die Reynoldsgetal (R_e) is daarvoor nodig [9], en word gegee deur:

$$R_e = \frac{\dot{m}D}{\mu A} \quad (5.5)$$

Waar: \dot{m} = massavloei tempo in kg/s.

D = diameter in m.

A = area in m^2 .

μ = dinamiese viskositeit in kg/ms.

Die drukval (p_f) oor die 15 mm lengte as gevolg van wrywingsverliese [9] kan soos volg bepaal word:

$$p_f = \rho g \frac{4fLV^2}{2gD} \quad (5.6)$$

Waar: p_f = drukval in Pa.

ρ = digtheid van die lug in kg/m^3 .

f = wrywingskoeffisiënt.

V = vloeisnelheid in m/s.

L = lengte in m.

Die massavloeiempo (\dot{m}) by uitlaat word ook gegee deur:

$$\dot{m} = \rho_2 A_2 u_2 \quad (5.7)$$

Waar: ρ_2 = digtheid van uitlaatlug in kg/m^3 .

A_2 = dwarsdeursnitarea by uitlaat in m^2 .

Die toestand van die lug wat in die 15 mm lengte ingelaat word is die uitlaattoestand van die lug by die keel van die konvergerende spuitstuk. Die viskositeit (μ) van die lug is $1,63 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}$ [9]. Die Reynoldsgetal kan met vergelyking (5.5) bepaal word:

$$R_e = \frac{\dot{m}D}{\mu A}$$

$$R_e = \frac{1,884 \times 10^{-2} \times 3,861 \times 10^{-3}}{1,63 \times 10^{-5} \times \frac{\pi}{4} \times (3,861 \times 10^{-3})^2}$$

$$R_e = 3,81 \times 10^5$$

Volgens die Moodydiagram word die wrywingskoeffisiënt (f) vir gladde pype gegee as 0,014 [9]. Deur gebruik te maak van vergelyking (5.6) word die drukval oor die 15 mm lengte bepaal:

$$p_f = \rho g \frac{4fLV^2}{2gD}$$

$$p_f = 5,765 \times 9,81 \times \frac{4 \times 0,014 \times 0,015 \times (318,504)^2}{2 \times 9,81 \times 3,861 \times 10^{-3}}$$

$$p_f = 63,618 \text{ kPa}$$

Die werklike uitlaatdruk (p_2) is dus:

$$p_2 = p_1 - p_f = (417,74 - 63,61) \times 10^3 = 354,096 \text{ kPa}$$

Vanaf vergelyking (3.11) kan die werklike temperatuur by die uitlaat verkry word:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$\frac{354,096}{784,586} = \left(\frac{T_2}{302,3} \right)^{1,4-1}$$

$$T_2 = 240,834 \text{ K}$$

Vanaf die karakteristieke gasvergelyking word die digtheid (ρ_2) van die uitlaatlug verkry:

$$\rho_2 = \frac{P_2}{RT_2}$$

$$\rho_2 = \frac{354,096 \times 10^3}{287 \times 240,834}$$

$$\rho_2 = 5,123 \text{ kg/m}^3$$

Die werklike uitlaatsnelheid (u_2) van die lug word bereken met behulp van vergelyking (5.7):

$$u_2 = \frac{\dot{m}}{\rho_2 A_2}$$

$$u_2 = \frac{1,884 \times 10^{-2}}{5,123 \times \frac{\pi}{4} \times (3,861 \times 10^{-3})^2}$$

$$u_2 = 314,099 \text{ m/s}$$

Hierdie is dus die snelheid waarteen die lug in die werwelingsbuis ingespuut sal word deur die konvergerende spuitstuk. Vanaf vergelyking (2.18) kan die spoed van klank teen T_2 bereken word:

$$a_2 = \sqrt{\gamma RT_2} = \sqrt{1,4 \times 287 \times 240,834}$$

$$a_2 = 311,074 \text{ m/s}$$

Die Machgetal by uitlaat kan bereken word vanaf vergelyking (2.17):

$$M_2 = \frac{u_2}{a_2} = \frac{314,099}{311,074} = 1,01$$

5.3.5 PROFIEL VAN KONVERGERENDE SPUITSTUK

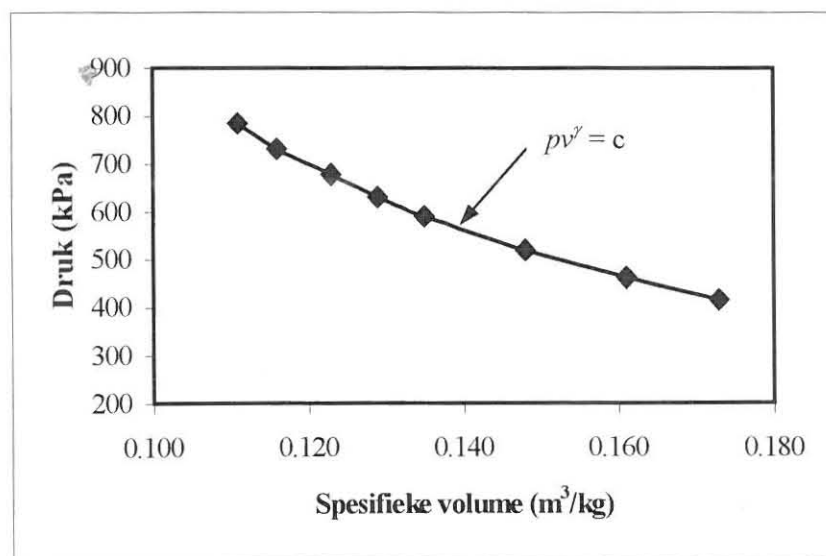
Vanaf vergelyking (3.5) kan die spesifieke volume van die lug by die inlaat, keel en uitlaat bereken word:

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{287 \times 302,3}{784,586 \times 10^3} = 0,111 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

$$v_t = \frac{RT_t}{p_t} = \frac{287 \times 252,476}{417,714 \times 10^3} = 0,173 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

$$v_2 = \frac{RT_2}{p_2} = \frac{287 \times 214,311}{235,376 \times 10^3} = 0,261 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

Die profiel van die konvergerende gedeelte is bepaal deur 'n pv -diagram te teken, soos aangetoon in figuur 5.5.



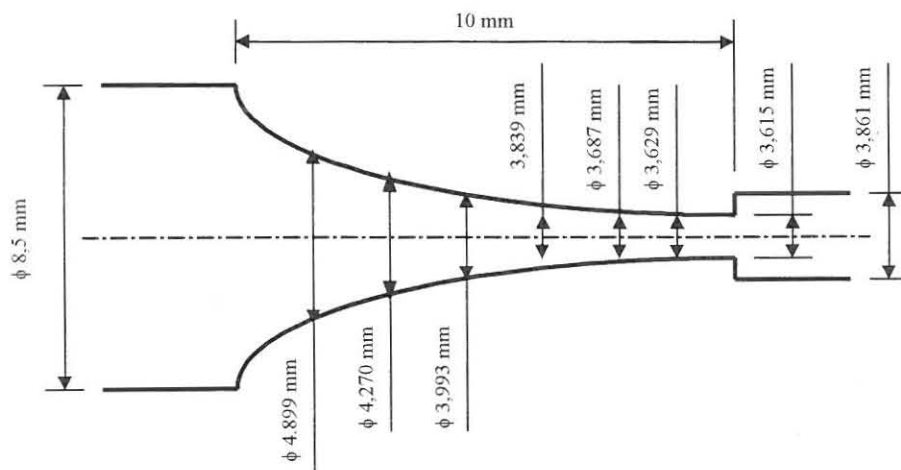
Figuur 5.5 pv -diagram van konvergerende spuitstuk

Die totale lengte van die konvergerende spuitstuk is gepas oor die drukverskil tussen inlaat en uitlaat van die spuitstuk, en met behulp van die ooreenstemmende spesifieke volume is die diameter daar bereken deur gebruik te maak van vergelykings (3.8) en (3.9). In tabel 5.2 word die deursnee oor die lengte van die konvergerende spuitstuk aangetoon.

Tabel 5.2 Deursnee oor lengte van konvergerende spuitstuk

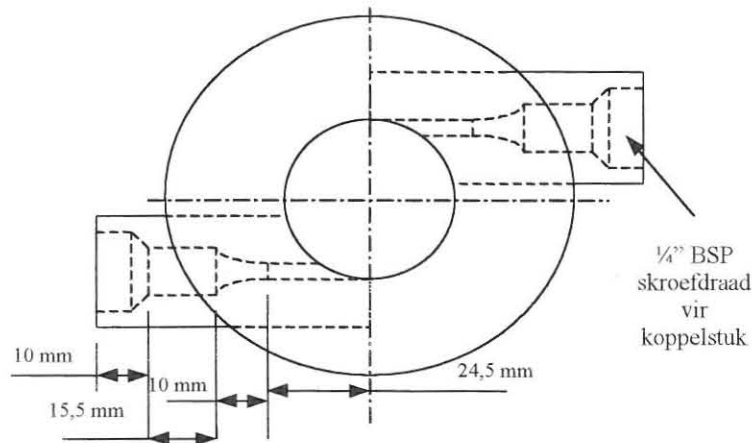
Druk (kPa)	Spesifieke volume (m ³ /kg)	Diameter (mm)	Lengte (mm)
784,586	0,111	8,500	0,0
730,938	0,116	4,899	1,0
678,520	0,123	4,270	2,0
632,231	0,129	3,993	3,0
591,104	0,135	3,839	4,0
521,364	0,148	3,687	6,0
464,630	0,161	3,629	8,0
417,714	0,173	3,615	10,0

Die konstruksie van die konvergerende spuitstuk word in figuur 5.6 getoon.



Figuur 5.6 Konstruksie van konvergerende spuitstuk

Die konstruksie van die konvergerende spuitstukblok word in figuur 5.7 aangetoon.



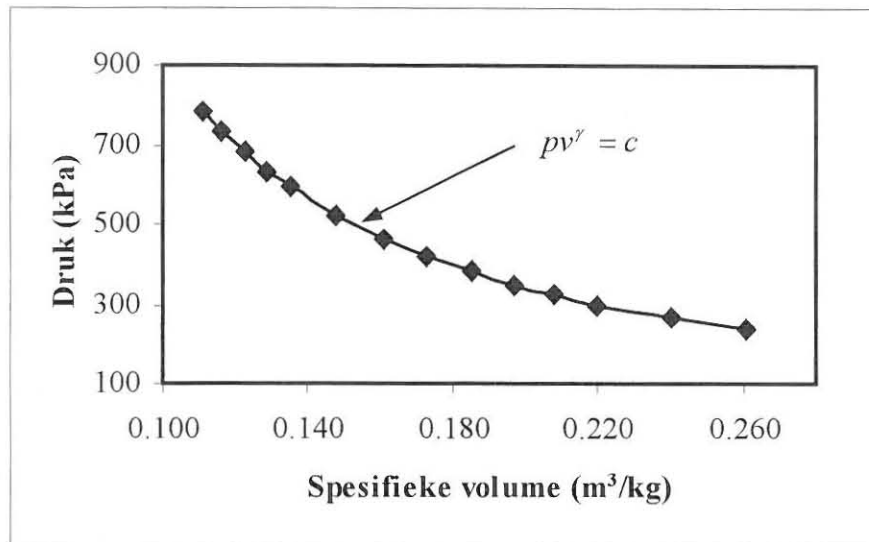
Figuur 5.7 Konstruksie van konvergerende spuitstukblok.

5.4 ONTWERP VAN DIE KONVERGEREND-DIVERGERENDE SPUITSTUK

Die ontwerp van die konvergerend-divergerende spuitstuk is presies dieselfde as vir die konvergerende spuitstuk in paragraaf 5.3. Die enigste verskil tree in met die divergerende gedeelte vanaf die keel tot by die uitlaat.

5.4.1 PROFIEL VAN KONVERGEREND-DIVERGERENDE SPUITSTUK

Die profiel van die konvergerend-divergerende spuitstuk is bepaal deur 'n p - v -diagram te teken, soos aangetoon in figuur 5.8. Die totale lengte van die konvergerend-divergerende spuitstuk is gepas oor die drukverskil tussen inlaat en uitlaat van die spuitstuk, en met behulp van die ooreenstemmende spesifieke volume is die diameter daar bereken deur gebruik te maak van vergelykings (3.8) en (3.9). In tabel 5.3 word die deursnee oor die lengte van die konvergerende spuitstuk aangetoon.

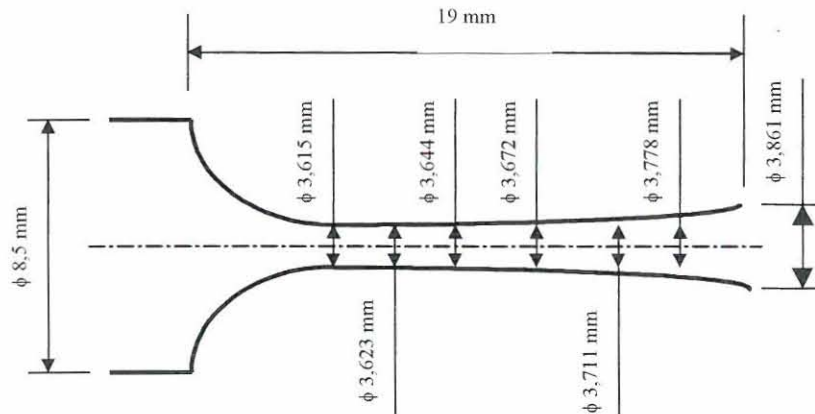


Figuur 5.8 pv -diagram van konvergerend-divergerende spuitstuk

Tabel 5.3 Deursnee oor lengte van konvergerend-divergerende spuitstuk

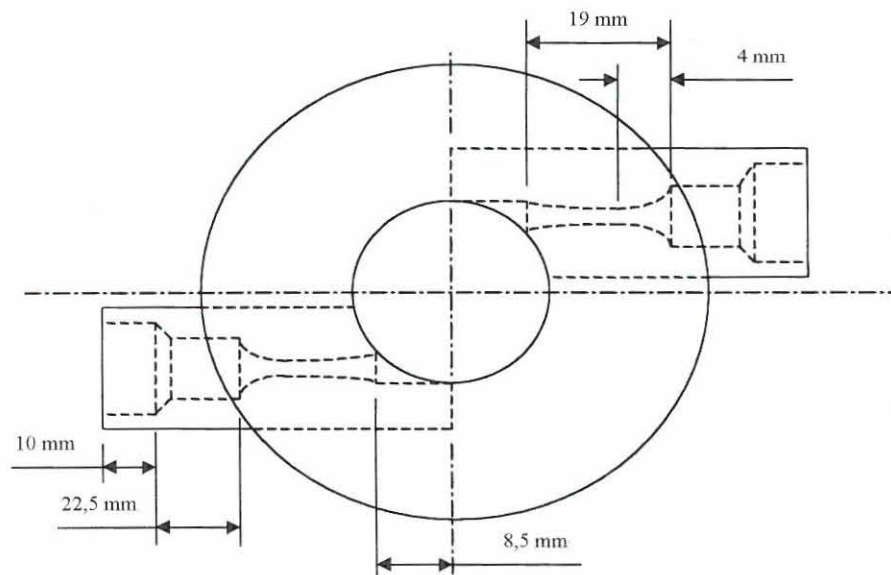
Druk (kPa)	Spesifieke volume (m³/kg)	Diameter (mm)	Lengte (mm)
784,586	0,111	8,500	0,0
730,938	0,116	4,899	0,4
678,520	0,123	4,270	0,8
632,231	0,129	3,993	1,2
591,104	0,135	3,839	1,6
521,364	0,148	3,687	2,4
464,630	0,161	3,629	3,2
417,714	0,173	3,615	4,0
381,726	0,185	3,623	6,5
349,574	0,197	3,644	9,0
323,969	0,208	3,672	11,5
298,997	0,220	3,711	14,0
264,705	0,240	3,778	16,5
235,376	0,261	3,861	19,0

Die konstruksie van die konvergerend-divergerende spuitstuk word in figuur 5.9 getoon.



Figuur 5.9 Konstruksie van konvergerend-divergerende spuitstuk

Die konstruksie van die konvergerend-divergerende spuitstukklok word in figuur 5.10 aangetoon.



Figuur 5.10 Konstruksie van konvergerend-divergerende spuitstukklok.

RESULTATE VAN WERWELINGSBUISE EN SPUITSTUKKE

6.1 INLEIDING

Elke werwelingsbuis met die verskillende spuitstukke is in die laboratorium aan die volgende evalueringsmetode onderwerp:

1. die drukreguleerder stroomop vanaf die verdeelstuk (sien figuur 4.3) is verstel na 400 kPa en die kwikbarometerlesing is geneem om die atmosferiese druk te bepaal,
2. die vloeikontroleklep is eerstens heeltemal oopgemaak en die drukke en temperature by die onderskeie punte is gemeet en gestoor deur die dataregistreerder. Die vloeitempo van die lug by inlaat en by die uitlate is geneem wanneer die temperatuurlesings gestabiliseer het,
3. die vloeikontroleklep is dan gedeeltelik toegemaak en al bogenoemde lesings is weereens geneem. Die proses is herhaal vir ten minste ses verskillende klepverstellings totdat die klep ten volle gesluit was,
4. bogenoemde toetsmetode is herhaal deur die inlaatdrukreguleerder te verstel na onderskeidelik 500 kPa en 600 kPa.

Bylaag 1 toon 'n tipiese voorbeeld van die berekening van die verwerkte data tot by die rendement van die werwelingsbuis. Bylaag 2 toon 'n voorbeeld van

die eksperimentele gemete waardes asook die verwerkte data tot by die rendement van die werwelingsbuis in tabelvorm. Die verwerkte data van al die ander spuitstukke is beskikbaar op 'n rekenaarskyfie.

6.2 ϕ 6 mm SPUITSTUKBLOK MET ϕ 26 mm WERWELINGSBUIS

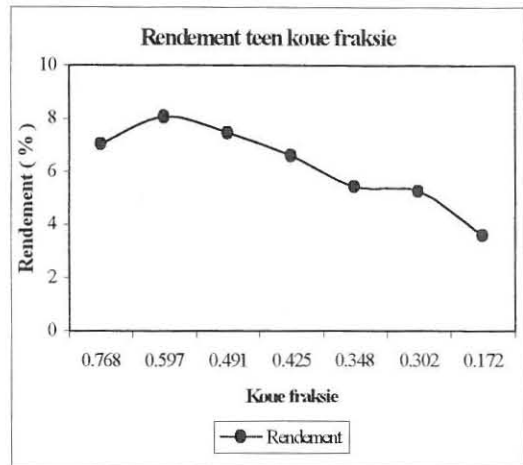
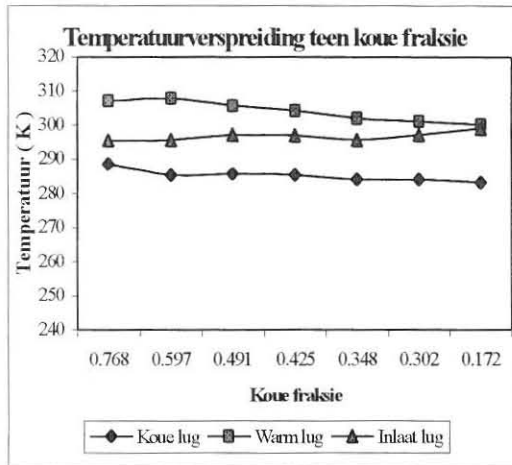
Op grond van die kennis verkry uit vorige navorsing deur Fraser [7] onder andere, is daar besluit om eerstens 'n 26 mm diameter werwelingsbuis met 'n 7,5 mm mondstuk en 'n spuitstukblok bestaande uit twee ϕ 6 mm tangensiale spuitstukke (sien figuur 5.1) te gebruik vir korrelasiedoeleindes. Hierdie werwelingsbuis is onderwerp aan bogenoemde toetsmetode om die werksverrigting van die werwelingsbuis te bepaal. Figuur 6.1 toon die grafieke van die temperatuurverspreiding van die koue-, warm- en inlaatlug en die rendement van die werwelingsbuis teenoor die koue fraksie aan teen die verskillende inlaatdrukke. Die maksimum rendement (η_{maks}) en die maksimum temperatuurdaling in die koue lug (ΔT_c) vanaf die inlaat lug met die ooreenstemmende koue fraksie (μ) word in tabel 6.1 aangetoon.

Tabel 6.1 26 mm Werwelingsbuis met twee ϕ 6 mm spuitstukke

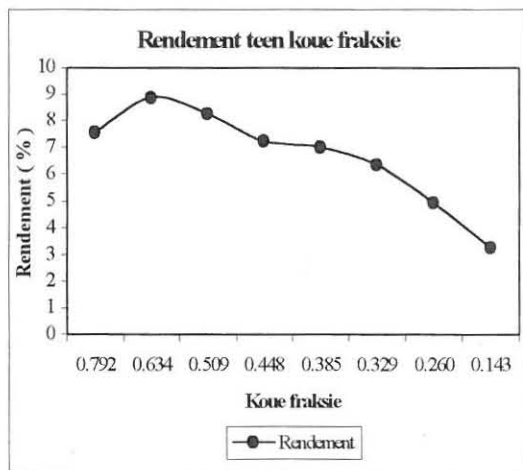
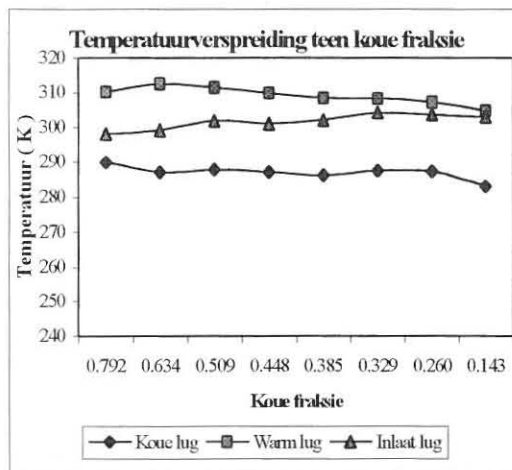
Druk (kPa)	η_{maks} (%)	μ	ΔT_c ($^{\circ}\text{C}$)	μ
400	8,07	0,597	15,7	0,172
500	8,86	0,634	19,9	0,143
600	8,94	0,572	27,0	0,121

26 mm diameter werwelingsbuis met diameter 6mm x 2 gate tangensiale spuitstuk

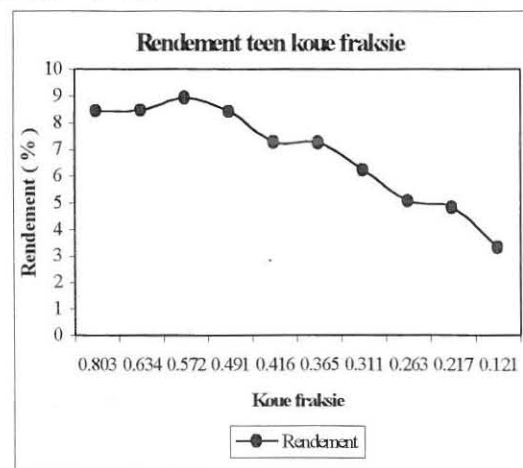
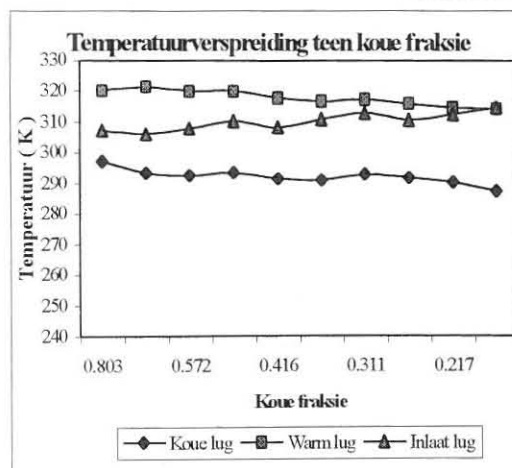
Inlaatdrukreguleerder = 400 kPa



Inlaatdrukreguleerder = 500 kPa



Inlaatdrukreguleerder = 600 kPa



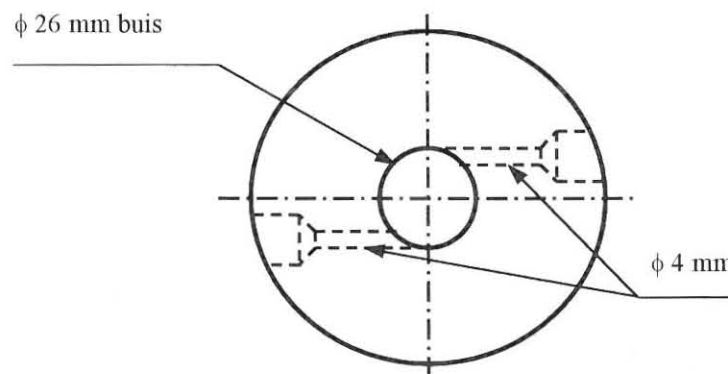
Figuur 6.1 Grafieke van 26 mm diameter buis met twee ϕ 6 mm spuitstukke

Uit die grafieke kan duidelik waargeneem word dat by die punt waar ΔT_c 'n maksimum is, die temperatuurstyging in die warm lug vanaf die inlaatlug ongeveer nul is. Die verhoging van die inlaatdruk het 'n verhoging in ΔT_c teweeggebring, maar die koue fraksie het egter gedaal.

6.3 ϕ 4 mm TANGENSIALE SPUITSTUKBLOK

6.3.1 INLEIDING

Vanaf die bogenoemde resultate is daar besluit om die diameter van die spuitstukke te verklein om die kinetiese energie van die inkomende lugstraal na die werwelingsbuis te verhoog en om sodoende die rendement van die werwelingsbuis te verbeter. Daar is besluit om twee identiese spuitstukblokke, bestaande uit twee ϕ 4 mm tangensiale spuitstukke (sien figuur 6.2) te vervaardig om op die 22 mm en 26 mm werwelingsbuisse te pas om sodoende die invloed van die verandering in diameter en lengte van die werwelingsbuis te ondersoek.



Figuur 6.2 Konstruksie van 'n eenvoudige ϕ 4 mm (x 2) spuitstukblok.

Daar is besluit om ook 'n 5,5 mm mondstuk saam met die 7,5 mm mondstuk te vervaardig om op beide die twee 22 mm werwelingsbuis te pas om sodoende die invloed van die verandering van die genormaliseerde drukval oor die werwelingsbuis te ondersoek. Tabel 6.2 toon die klassifikasie van die werwelingsbuis aan wat getoets is met die ϕ 4 mm tangensiale spuitstukblok.

Tabel 6.2 Klassifikasie van werwelingsbuis met
 ϕ 4 mm tangensiale spuitstuk

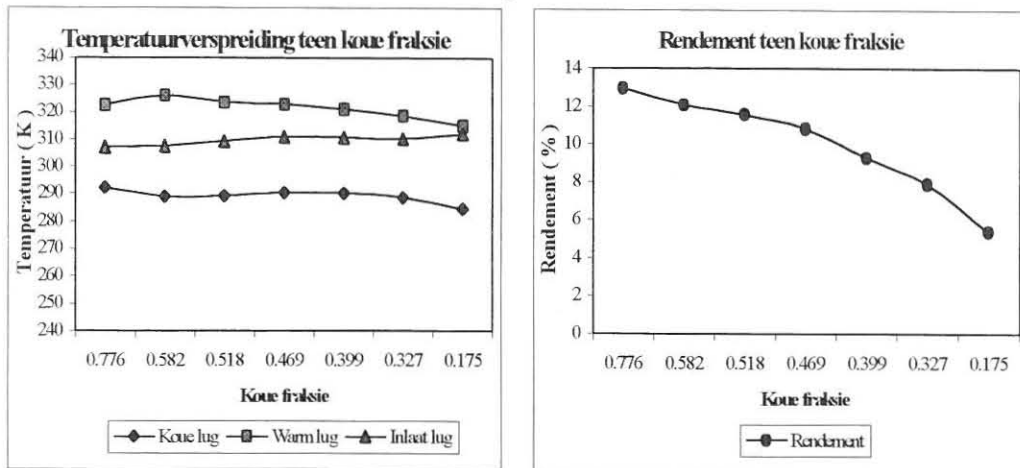
Buis	Beskrywing
1A	ϕ 26 mm Werwelingsbuis met ϕ 7,5 mm mondstuk
2A	ϕ 22 mm Kort Werwelingsbuis met ϕ 5,5 mm mondstuk
3A	ϕ 22 mm Lang Werwelingsbuis met ϕ 5,5 mm mondstuk
4A	ϕ 22 mm Kort Werwelingsbuis met ϕ 7,5 mm mondstuk
5A	ϕ 22 mm Lang Werwelingsbuis met ϕ 7,5 mm mondstuk

6.3.2 26 mm DIAMETER WERWELINGSBUIS

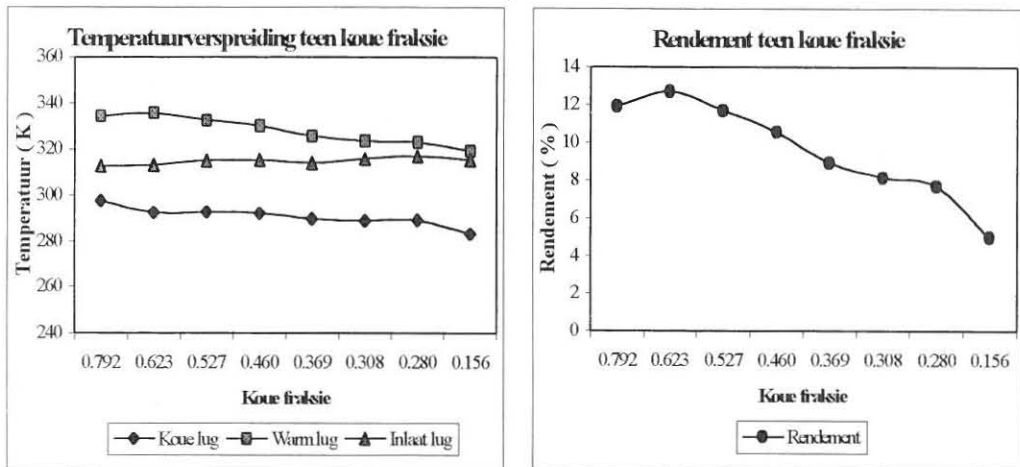
Figuur 6.3 toon die grafieke van die temperatuurverspreiding van die koue-, warm- en inlaatlug en die rendement van die werwelingsbuis teenoor die koue fraksie aan vir die ϕ 4 mm tangensiale spuitstukblok (buis 1A) teen die verskillende inlaatdrukke. Vanaf die resultate kan die verbetering van ongeveer 60 % in die rendement van die werwelingsbuis en die verhoging van ongeveer 76 % in die temperatuurdaling van die koue lug teen 'n inlaatdruk van 400 kPa duidelik waargeneem word deur die kinetiese energie van die inkomende lugstrale te verhoog. Die koue fraksie het redelik konstant gebly.

26 mm diameter Buis met diameter 4mm x 2 gate tangensiale spuitstuk

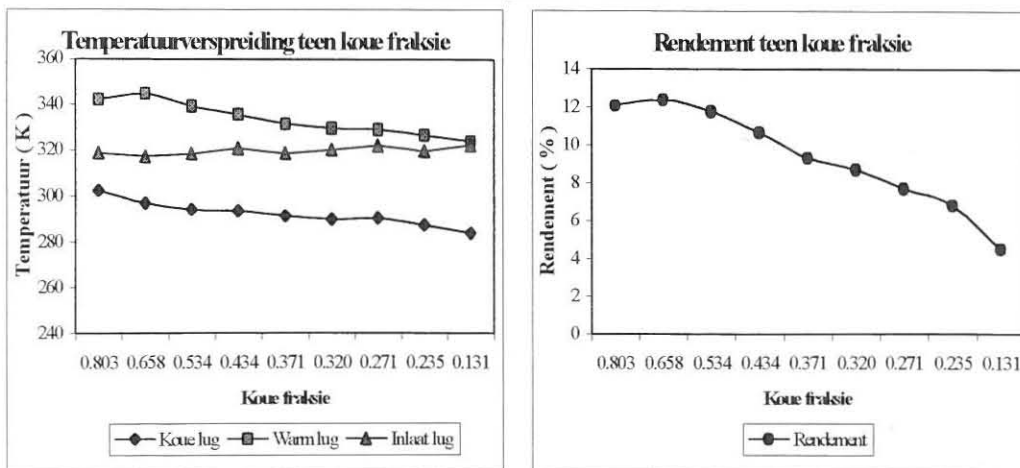
Inlaatdrukreguleerder = 400 kPa



Inlaatdrukreguleerder = 500 kPa



Inlaatdrukreguleerder = 600 kPa



Figuur 6.3 Grafieke van ϕ 26 mm buis met ϕ 4 mm tangensiale spuitstukke

6.3.3 22 mm DIAMETER WERWELINGSBUISE

Figure 6.4 tot 6.7 toon die grafieke van die temperatuurverspreiding van die koue-, warm- en inlaatlug en die rendement van die werwelingsbuis teenoor die koue fraksie aan vir buise 2A tot 5A teen die verskillende inlaatdrukke. Vanuit die onderstaande resultate kan waargeneem word dat die rendement van die werwelingsbuis met tot ongeveer 43 % verbeter het teen 'n inlaatdruk van 600 kPa deur die diameter van die buis te verklein vanaf 26 mm (buis 1A) tot 22 mm (buis 2A). 'n Verbetering van ongeveer 16 % is waargeneem in die temperatuurdaling van die koue lug (ΔT_c) teen 'n inlaatdruk van 500 kPa.

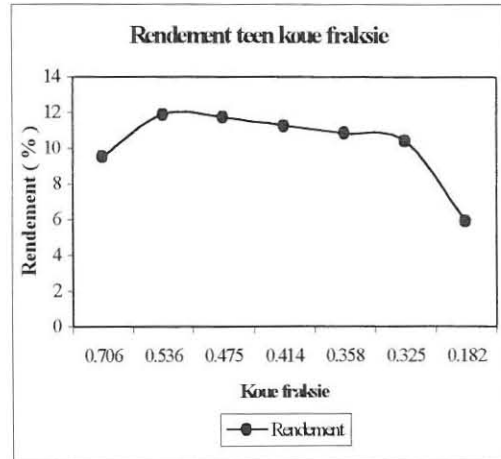
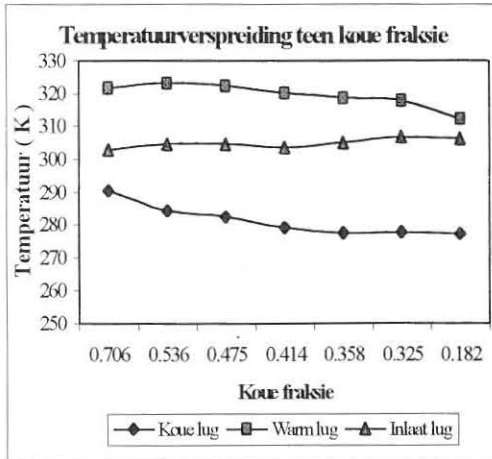
Vanuit die resultate kan waargeneem word dat die rendement van werwelingsbuis 4A en 5A baie hoër is as die van 2A en 3A deur gebruik te maak van die 7,5 mm mondstuk om sodoende die genormaliseerde drukval oor die werwelingsbuis te verhoog. 'n Verbetering in die temperatuurdaling van die koue lug (ΔT_c) en die koue fraksie word ook waargeneem.

Vanaf die bostaande resultate kan die verbetering van ongeveer 9 % in die rendement en die temperatuurdaling van die koue lug (ΔT_c) van buise 3A en 5A teenoor 2A en 4A waargeneem word deur die lengte van die buise te vergroot.

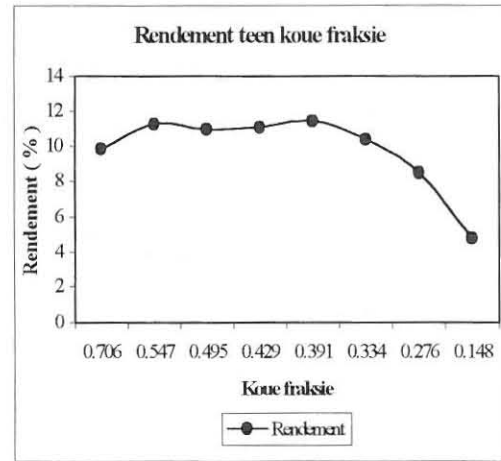
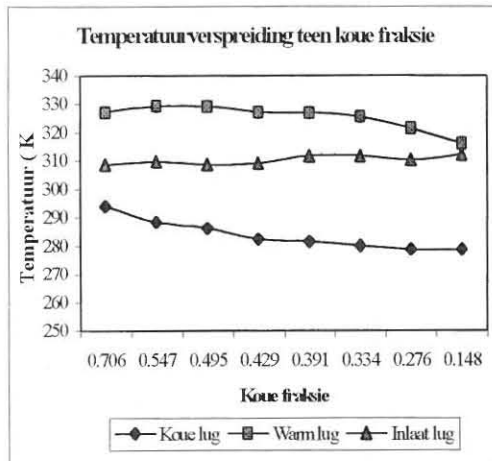
Tabel 6.3 toon 'n opsomming van die maksimum rendement (η_{maks}) en die maksimum temperatuurdaling in die koue lug (ΔT_c) vanaf die inlaat lug met die onderskeie koue fraksie (μ) vir werwelingsbuis 1A tot 5A.

22 mm diameter Kortbuis met diameter 4mm x 2 gate tangensiale spuitstuk met 5,5 mm diameter mondstuk

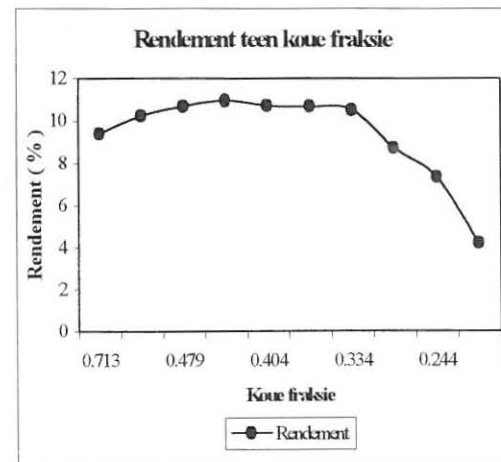
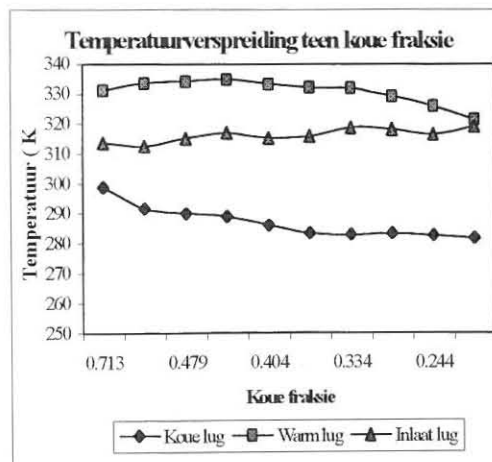
Inlaatdrukreguleerder = 400 kPa



Inlaatdrukreguleerder = 500 kPa



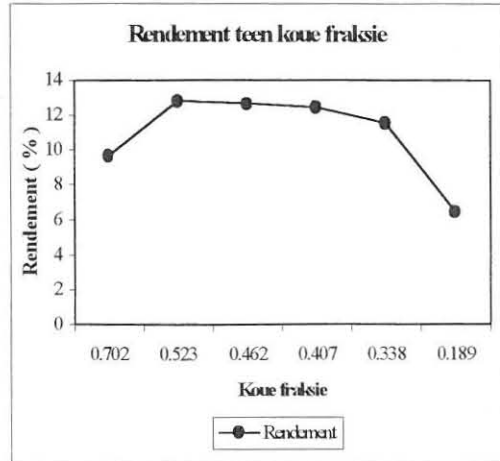
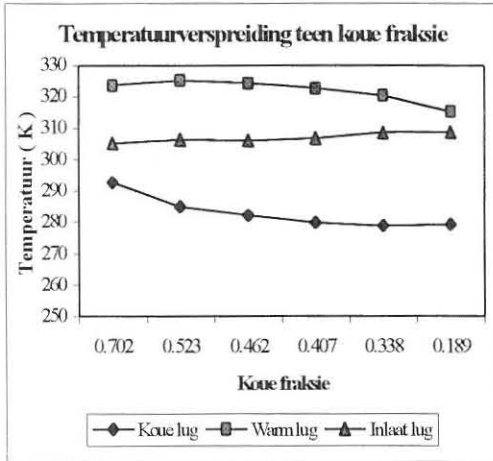
Inlaatdrukreguleerder = 600 kPa



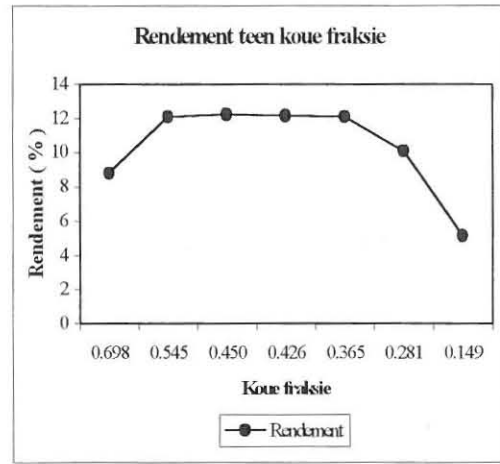
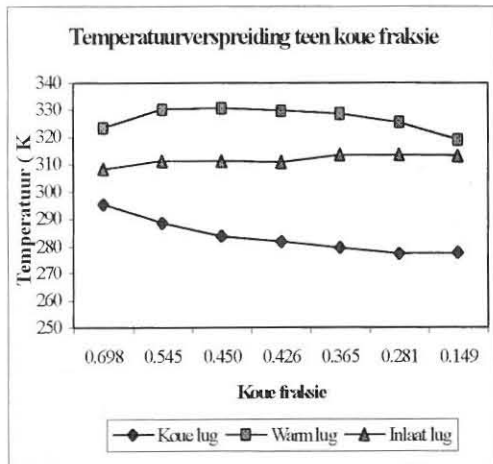
Figuur 6.4 Grafieke van 22 mm diameter kort buis met ϕ 5,5 mm mondstuk

22 mm diameter Langbuis met diameter 4mm x 2 gafe tangensiale spuitstuk met 5,5 mm diameter mondstuk

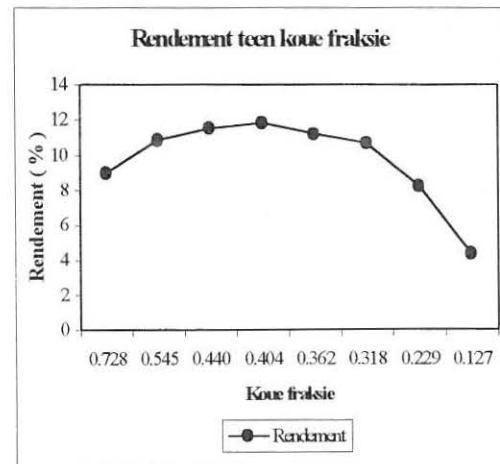
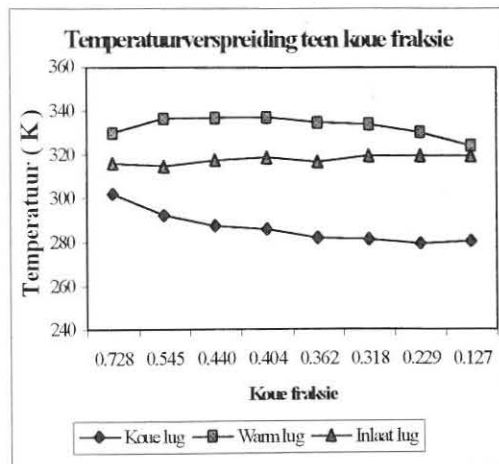
Inlaatdrukreguleerder = 400 kPa



Inlaatdrukreguleerder = 500 kPa



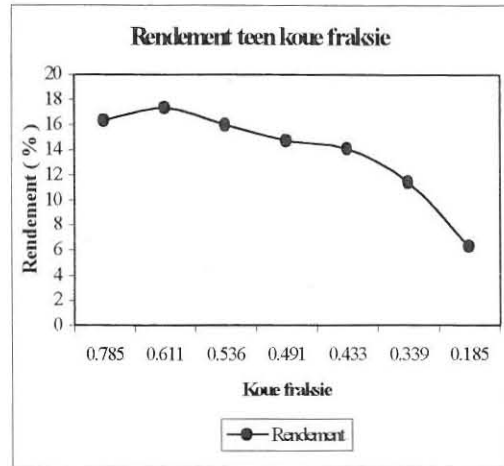
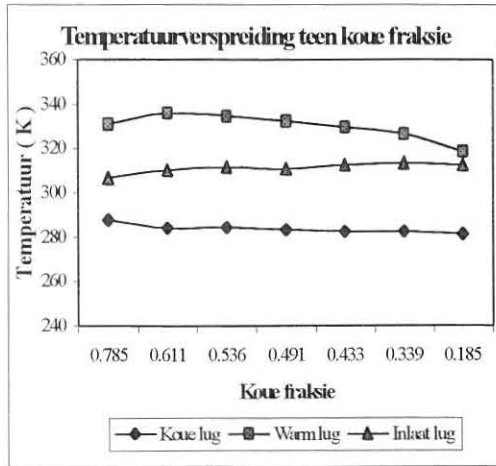
Inlaatdrukreguleerder = 600 kPa



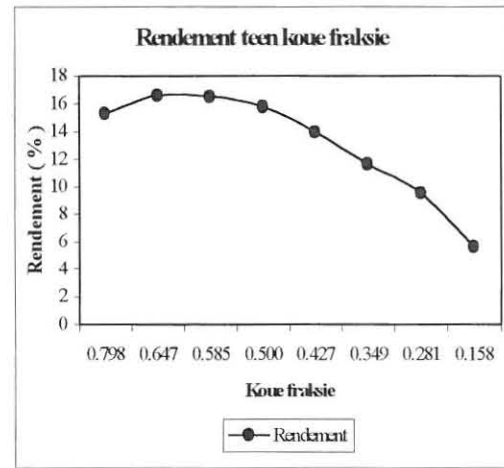
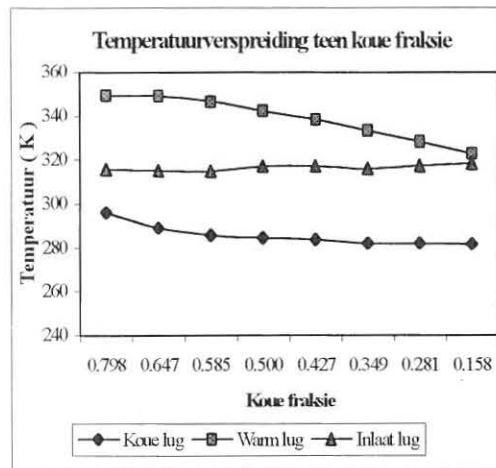
Figuur 6.5 Grafieke van 22 mm diameter lang buis met ϕ 5,5 mm mondstuk

22 mm diameter Kortbuis met diameter 4mm x 2 gate tangensiale spuitstuk met 7,5 mm diameter mondstuk

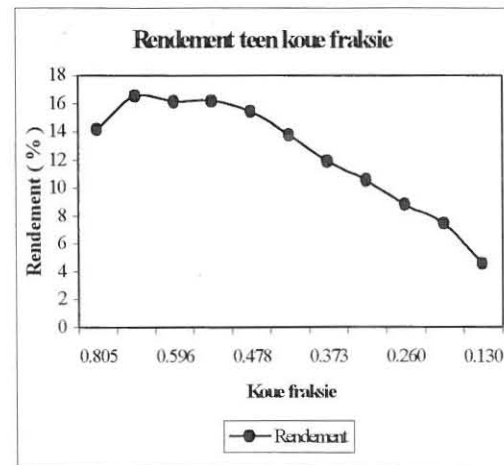
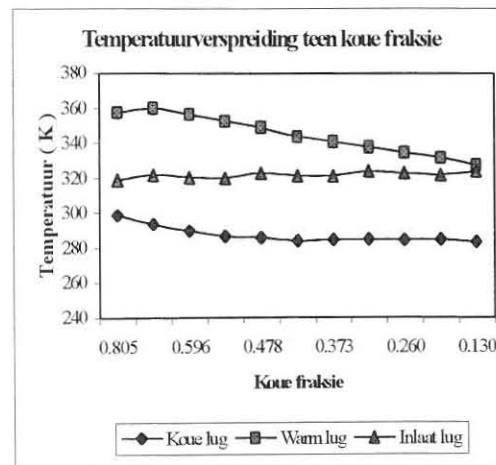
Inlaatdrukreguleerder = 400 kPa



Inlaatdrukreguleerder = 500 kPa



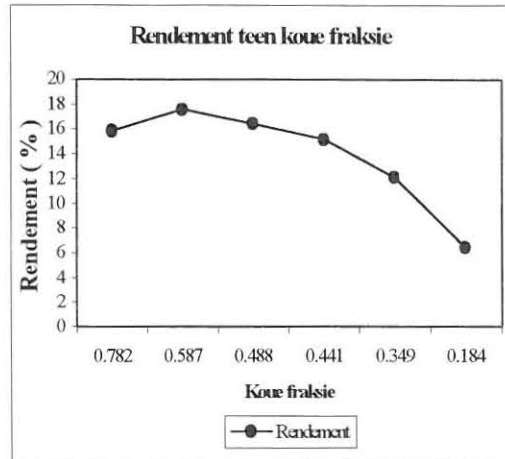
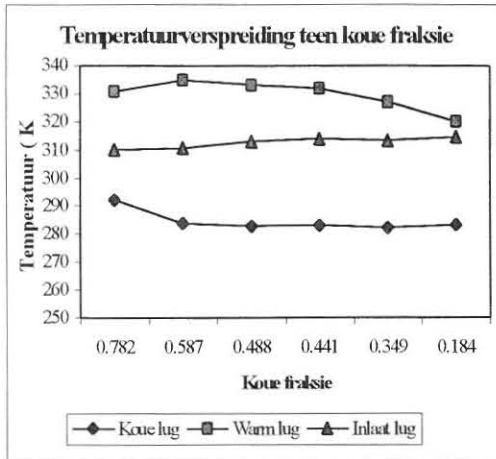
Inlaatdrukreguleerder = 600 kPa



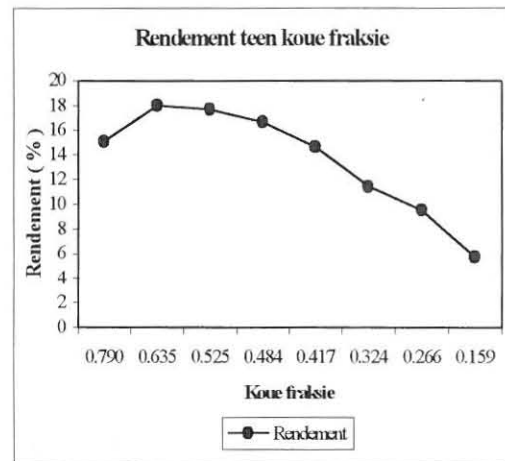
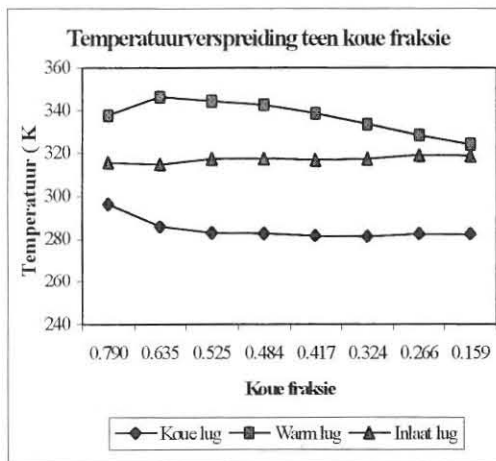
Figuur 6.6 Grafieke van 22 mm diameter kort buis met ϕ 7,5 mm mondstuk

22 mm diameter Langbuis met diameter 4mm x 2 gate tangensiale spuitstuk met 7,5 mm diameter mondstuk

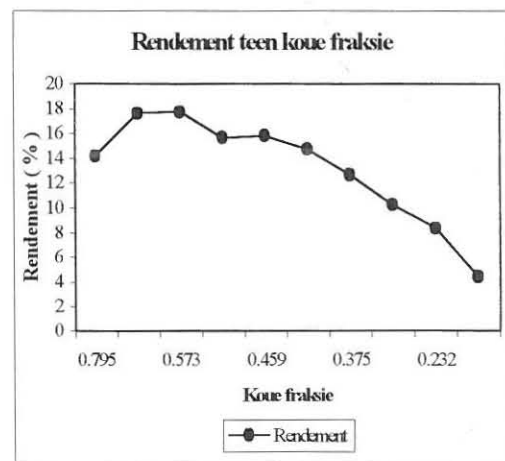
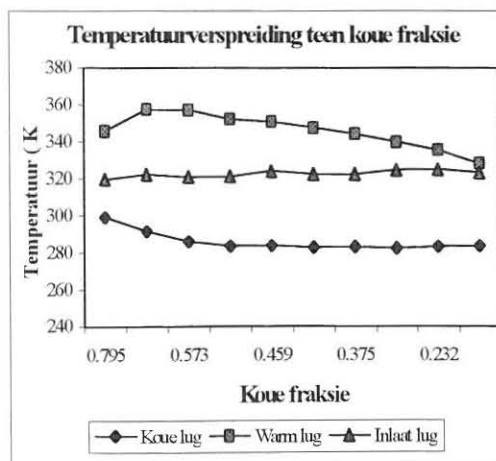
Inlaatdrukreguleerder = 400 kPa



Inlaatdrukreguleerder = 500 kPa



Inlaatdrukreguleerder = 600 kPa



Figuur 6.7 Grafieke van 22 mm diameter lang buis met ϕ 7,5 mm mondstuk

Tabel 6.3 Opsomming van resultate van ϕ 4 mm tangensiale spuitstukblok

Buis	Inlaatdruk 400 kPa		Inlaatdruk 500 kPa		Inlaatdruk 600 kPa	
	η_{maks} (%)	ΔT_c (°C)	η_{maks} (%)	ΔT_c (°C)	η_{maks} (%)	ΔT_c (°C)
	en μ	en μ	en μ	en μ	en μ	en μ
1A	12,93 0,776	27,60 0,176	12,70 0,623	31,80 0,156	12,39 0,658	38,60 0,131
2A	11,89 0,536	29,00 0,182	11,27 0,547	33,30 0,148	10,95 0,440	37,20 0,128
3A	12,78 0,523	29,70 0,338	12,22 0,450	36,20 0,281	11,82 0,404	40,10 0,229
4A	17,29 0,611	31,30 0,185	16,59 0,647	37,00 0,158	16,51 0,670	40,70 0,130
5A	17,56 0,587	31,40 0,184	18,00 0,635	36,80 0,266	17,74 0,573	42,30 0,284

6.4 ϕ 3 mm TANGENSIALE SPUITSTUKBLOK

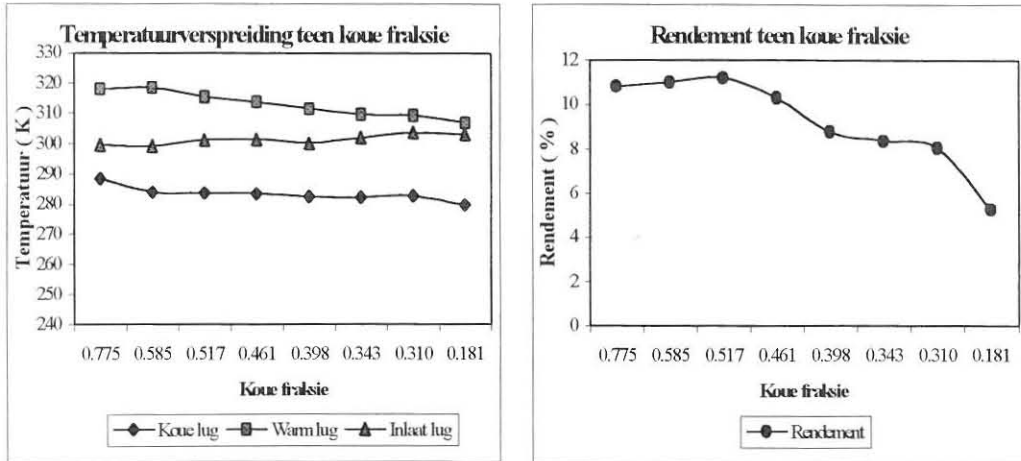
6.4.1 INLEIDING



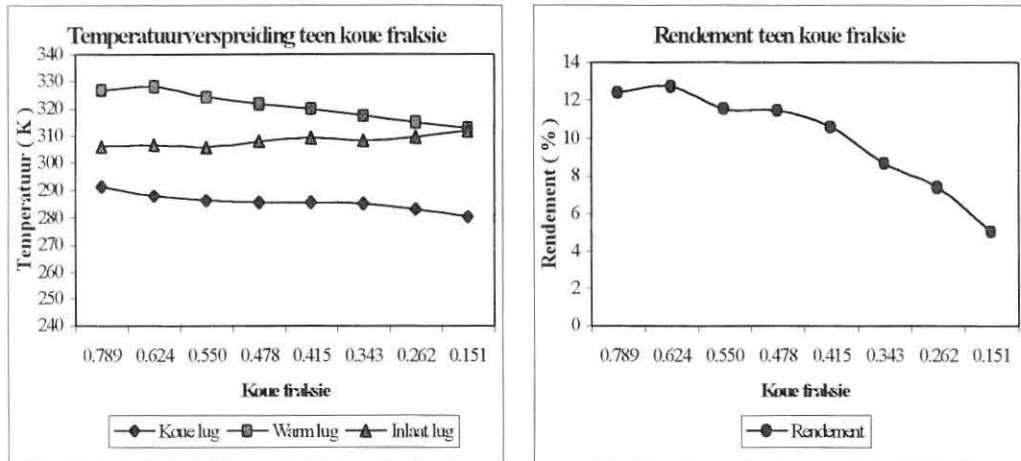
Vanaf die bogenoemde resultate is daar besluit om die diameter van die spuitstukke verder te verklein om die kinetiese energie van die inkomende lugstraal na die werwelingsbuis verder te verhoog en om sodoende die rendement van die werwelingsbuis te probeer verbeter. Daar is besluit om twee identiese spuitstukblokke, bestaande uit vier ϕ 3 mm tangensiale spuitstukke, te vervaardig om op die 22 mm en 26 mm werwelingsbuis te pas om sodoende die invloed van die verandering in die kinetiese energie van die inkomende

26 mm diameter Buis met diameter 3mm x 4 tangensiale spuitstukke

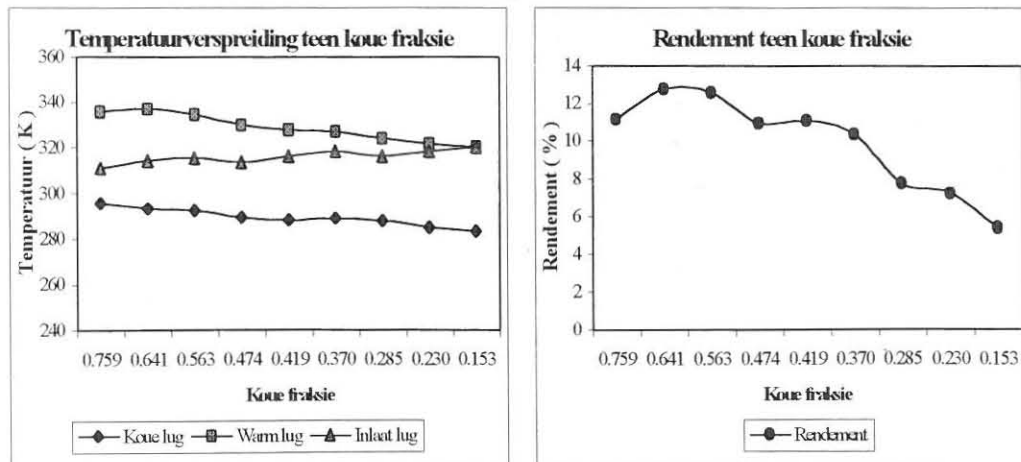
Inlaatdrukreguleerder = 400 kPa



Inlaatdrukreguleerder = 500 kPa

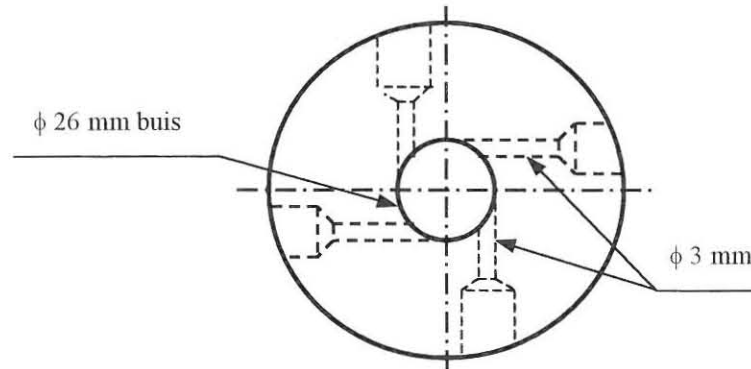


Inlaatdrukreguleerder = 600 kPa



Figuur 6.9 Grafieke van 26 mm diameter buis met ϕ 3 mm x 4 spuitstukkblok

lugstrale na die werwelingsbuis te ondersoek (sien figuur 6.8). Tabel 6.4 toon die klassifikasie van die werwelingsbuisse aan wat getoets is met die ϕ 3 mm tangensiale spuitstukblok.



Figuur 6.8 Konstruksie van die ϕ 3 mm tangensiale spuitstukblok

Tabel 6.4 Klassifikasie van werwelingsbuisse met ϕ 3 mm tangensiale spuitstuk

Buis	Beskrywing
1B	ϕ 26 mm Werwelingsbuis met ϕ 7,5 mm mondstuk
2B	ϕ 22 mm Kort Werwelingsbuis met ϕ 5,5 mm mondstuk
3B	ϕ 22 mm Lang Werwelingsbuis met ϕ 5,5 mm mondstuk
4B	ϕ 22 mm Kort Werwelingsbuis met ϕ 7,5 mm mondstuk
5B	ϕ 22 mm Lang Werwelingsbuis met ϕ 7,5 mm mondstuk

6.4.2 26 mm DIAMETER WERWELINGSBUIS

Figuur 6.9 toon die grafieke van die temperatuurverspreiding van die koue-, warm- en inlaatlug en die rendement van die werwelingsbuis teenoor die koue fraksie aan vir die ϕ 3 mm tangensiale spuitstukblok (buis 1B) teen die verskillende inlaatdrukke.

Die bostaande resultate toon dat die ϕ 3 mm x 4 spuitstukblok ongeveer dieselfde resultate gelewer het as die ϕ 4 mm x 2 spuitstukblok. 'n Geringe verbetering van 3 % in die rendement van die werwelingsbuis is genoteer teen 'n inlaatdruk van 600 kPa.

6.4.3 22 mm DIAMETER WERWELINGSBUISE

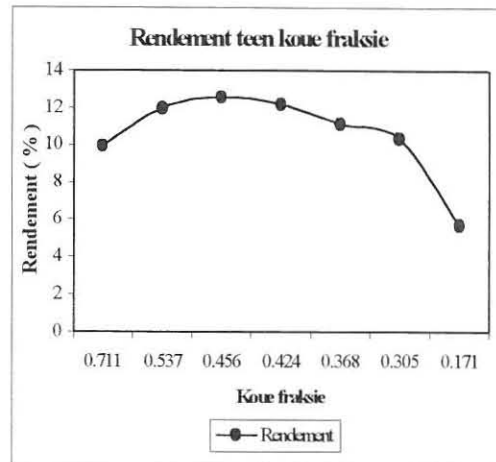
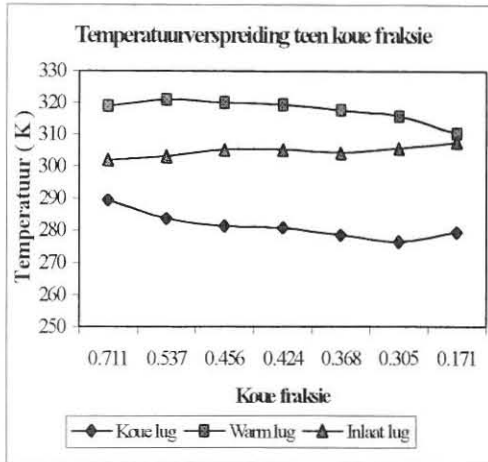
Figure 6.10 tot 6.13 toon die grafieke van die temperatuurverspreiding van die koue-, warm- en inlaatlug en die rendement van die werwelingsbuis teenoor die koue fraksie aan vir buise 2B tot 5B teen die verskillende inlaatdrukke. Vanaf onderstaande resultate kan waargeneem word dat die rendement van al die buise 2B tot 5B verbeter het met die ϕ 3 mm x 4 spuitstukblok teenoor die ϕ 4 mm x 2 spuitstukblok, met buis 4B wat 'n verbetering van ongeveer 13 % in rendement getoon het teen 'n inlaatdruk van 500 kPa. Die koue fraksie by die onderskeie inlaatdrukke het redelik konstant gebly vir elke afsonderlike buis.

Die resultate toon weer dat die rendement van buise 4B en 5B beter is as die van 2B en 3B deur die genormaliseerde drukval oor die buis te verhoog en dat die werksverrigting van die lang buise 3B en 5B beter is as die van die kort buise 2B en 4B.

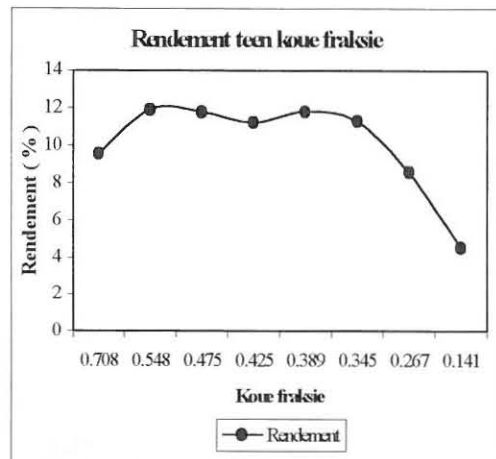
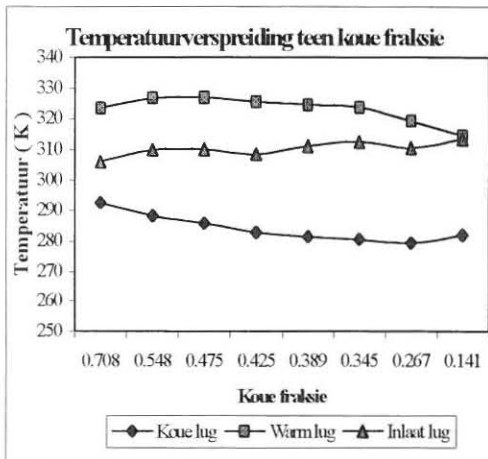
Tabel 6.5 toon 'n opsomming van die maksimum rendement (η_{maks}) en die maksimum temperatuuurdaling in die koue lug (ΔT_c) vanaf die inlaat lug met die onderskeie koue fraksie (μ) vir werwelingsbuis 1B tot 5B.

22 mm diameter Kortbuis met diameter 3mm x 4 gate tangensiale spuitstuk met 5,5 mm diameter mondstuk

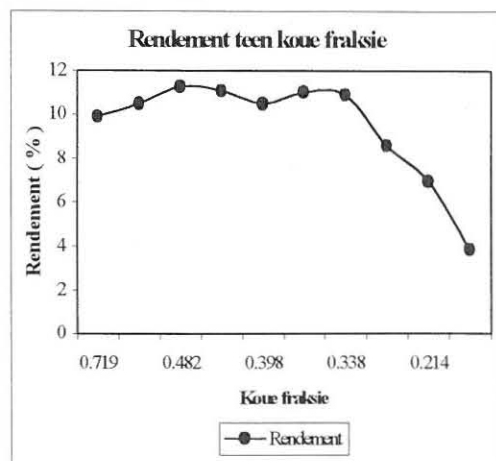
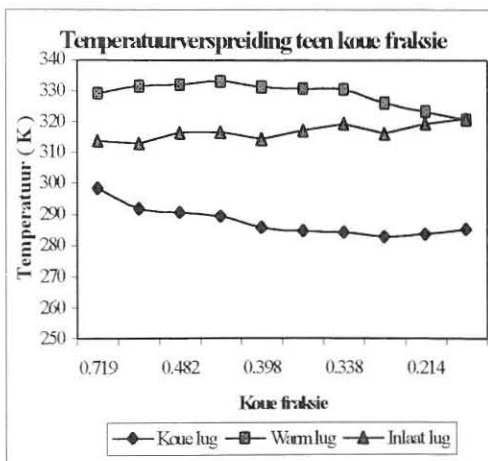
Inlaatdrukreguleerder = 400 kPa



Inlaatdrukreguleerder = 500 kPa



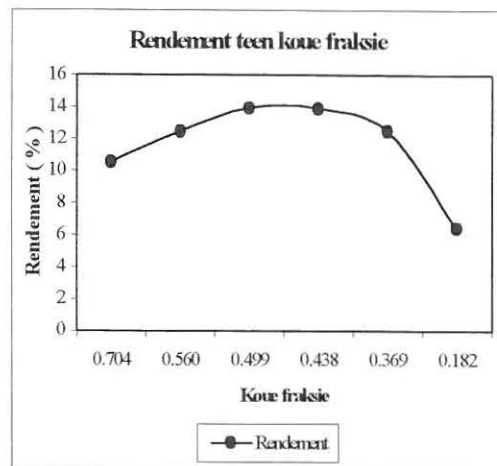
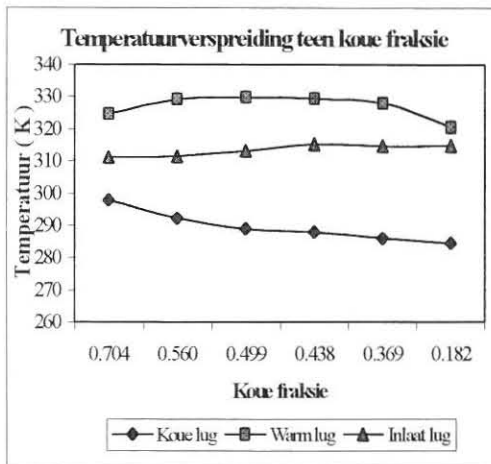
Inlaatdrukreguleerder = 600 kPa



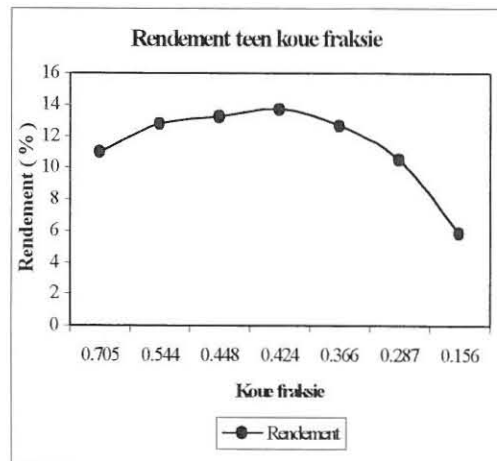
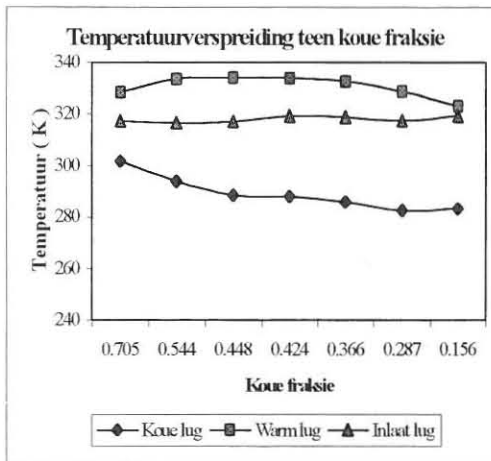
Figuur 6.10 Grafieke van 22 mm diameter kort buis met ϕ 3 mm x 4 spuitstukblok

22 mm diameter Langbuis met diameter 3mm x 4 gate tangensiale spuitstuk met 5,5 mm diameter mondstuk

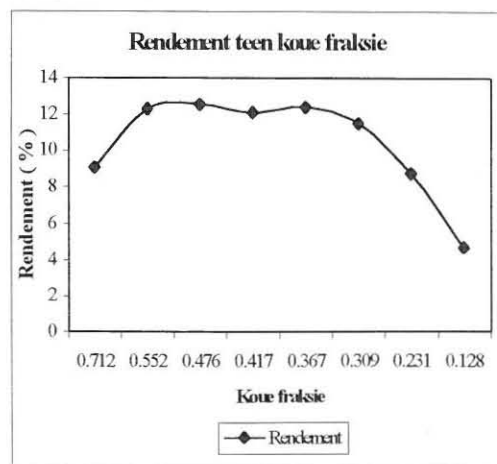
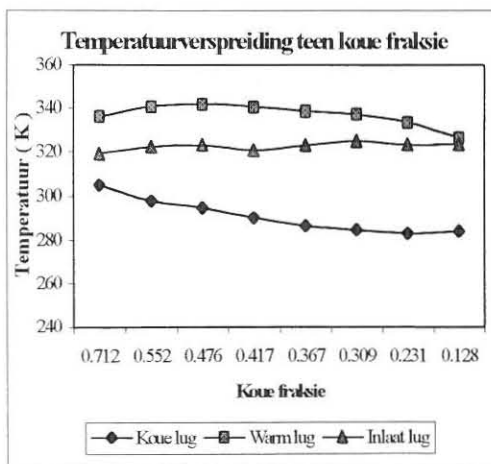
Inlaatdrukreguleerder = 400 kPa



Inlaatdrukreguleerder = 500 kPa



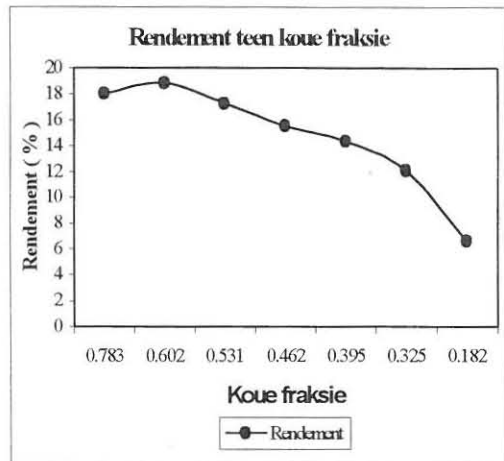
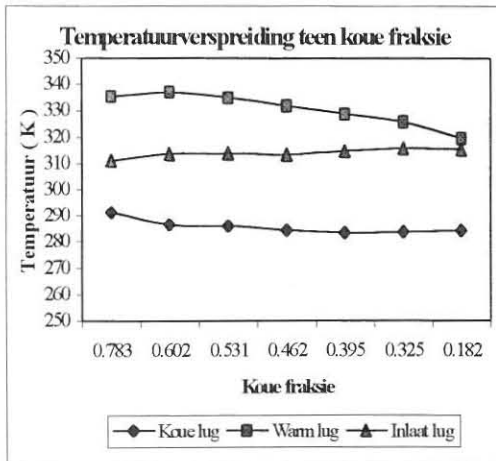
Inlaatdrukreguleerder = 600 kPa



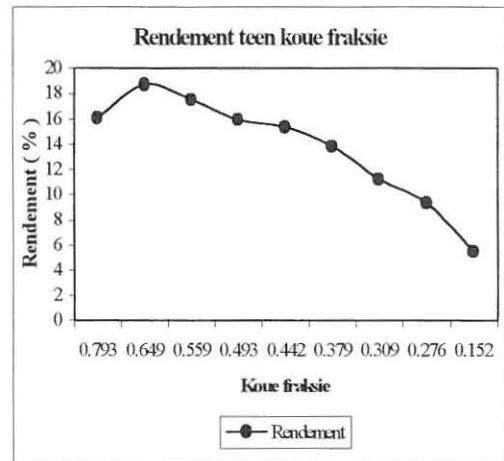
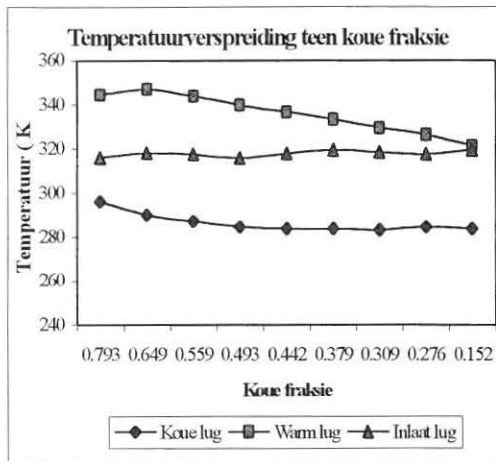
Figuur 6.11 Grafieke van 22 mm diameter lang buis met ϕ 3 mm x 4 spuitstukblok

22 mm diameter Kortbuis met diameter 3mm x 4 gate tangensiale spuitstuk met 7,5 mm diameter mondstuk

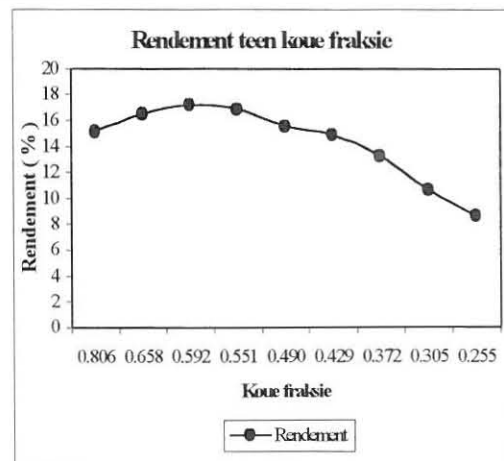
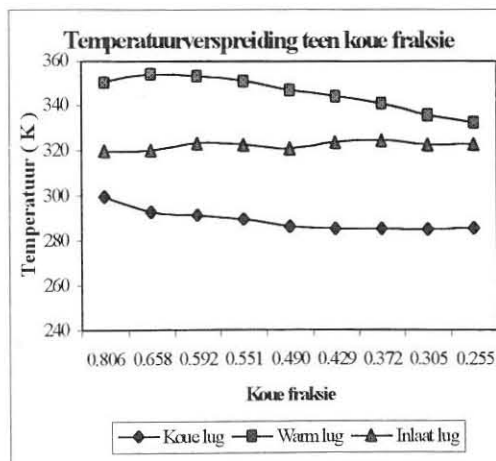
Inlaatdrukreguleerder = 400 kPa



Inlaatdrukreguleerder = 500 kPa



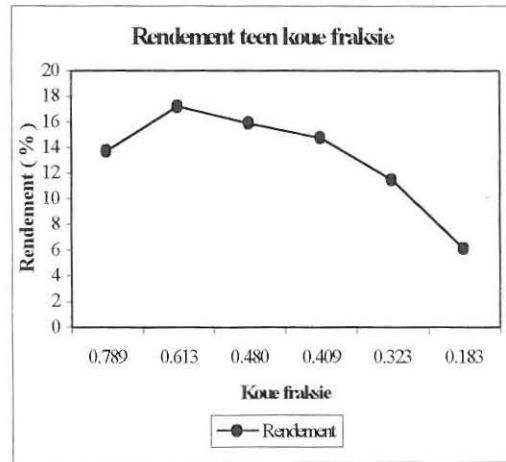
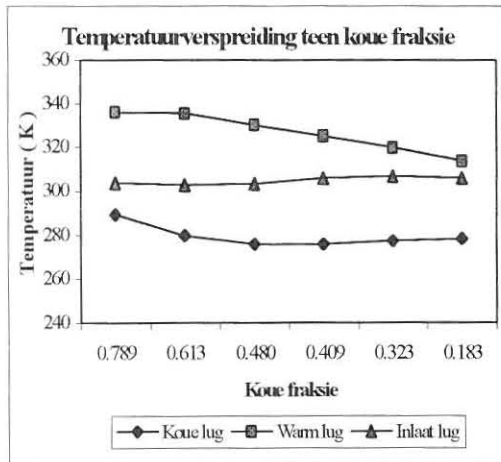
Inlaatdrukreguleerder = 600 kPa



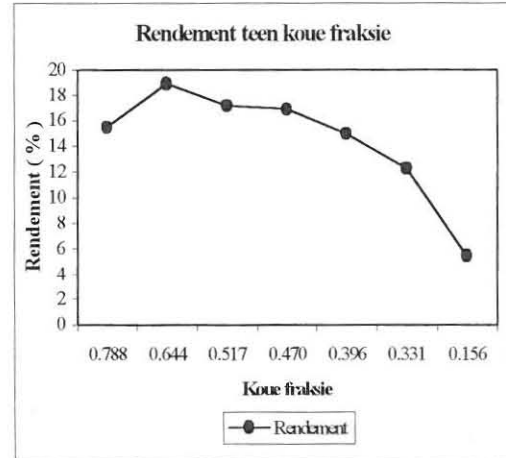
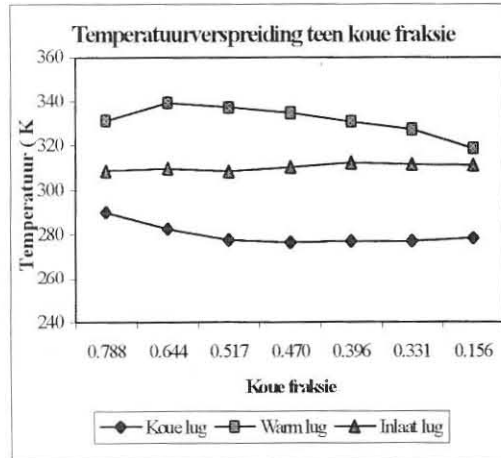
Figuur 6.12 Grafieke van 22 mm diameter kort buis met ϕ 7,5 mm mondstuk

22 mm diameter Langbuis met diameter 3mm x 4 gate tangensiale spuitstuk met 7,5 mm diameter mondstuk

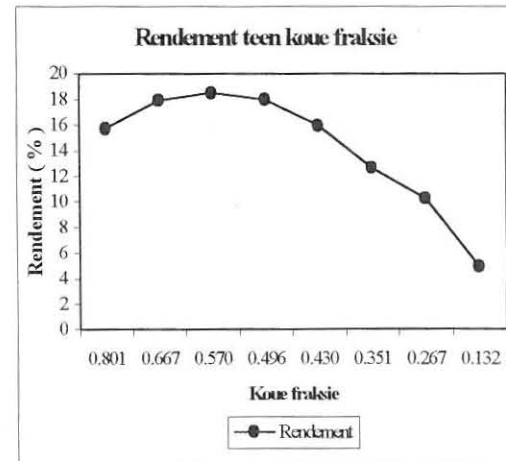
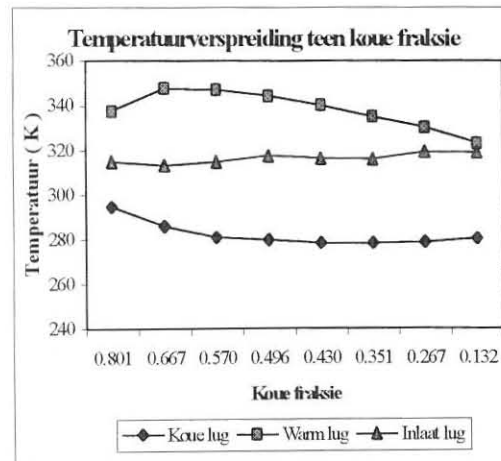
Inlaatdrukreguleerder = 400 kPa



Inlaatdrukreguleerder = 500 kPa



Inlaatdrukreguleerder = 600 kPa



Figuur 6.13 Grafieke van 22 mm diameter lang buis met ϕ 7,5 mm mondstuk

Tabel 6.5 Opsomming van resultate van ϕ 3 mm tangensiale spuitstukblok

Buis	Inlaatdruk 400 kPa		Inlaatdruk 500 kPa		Inlaatdruk 600 kPa	
	η_{maks} (%)	ΔT_c (°C)	η_{maks} (%)	ΔT_c (°C)	η_{maks} (%)	ΔT_c (°C)
	en μ	en μ	en μ	en μ	en μ	en μ
1B	11,20	23,30	12,72	31,40	12,76	37,10
	0,517	0,181	0,624	0,151	0,641	0,153
2B	12,56	29,10	11,90	31,20	11,26	35,60
	0,456	0,305	0,548	0,141	0,482	0,214
3B	13,93	30,20	13,68	36,10	12,51	40,40
	0,499	0,182	0,424	0,156	0,476	0,309
4B	18,84	32,10	18,70	35,70	17,20	39,10
	0,602	0,325	0,649	0,379	0,592	0,372
5B	17,21	30,10	18,92	35,20	18,47	40,40
	0,613	0,409	0,644	0,396	0,570	0,267

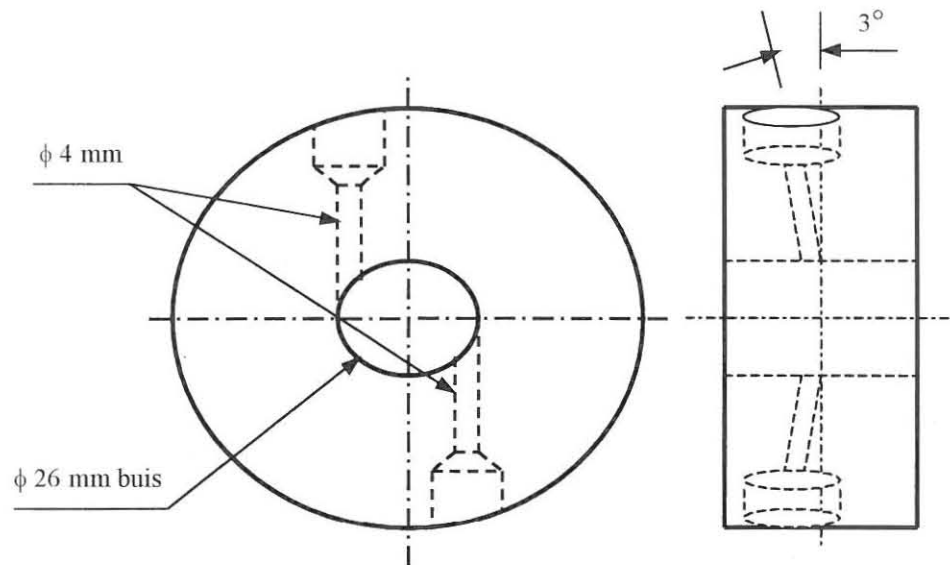
6.5 SPUITSTUKKE MET INLAATHOEKE

6.5.1 INLEIDING

Daar is besluit om die invloed wat die verandering van die inlaathoek van die spuitstukke op die werksverrigting van die werwelingsbuis het, ook te ondersoek. Die standaard ϕ 4 mm en ϕ 3 mm tangensiale spuitstukke is verander en vervaardig met 'n inlaathoek van die spuitstukke met die vertikaal (sien figuur 6.14) en met inlaathoeke op die omtrek van die werwelingsbuis (sien figuur 6.16).

6.5.2 SPUITSTUKKE MET 3° INLAATHOEK MET DIE VERTIKAAL

Figuur 6.14 toon die spuitstukblok met twee $\phi 4$ mm tangensiale spuitstukke wat 'n hoek van 3° maak met die vertikaal, dus die inlaatlug word langs die as van die werwelingsbuis ingespuut. Die spuitstukblok is getoets met die $\phi 26$ mm werwelingsbuis.



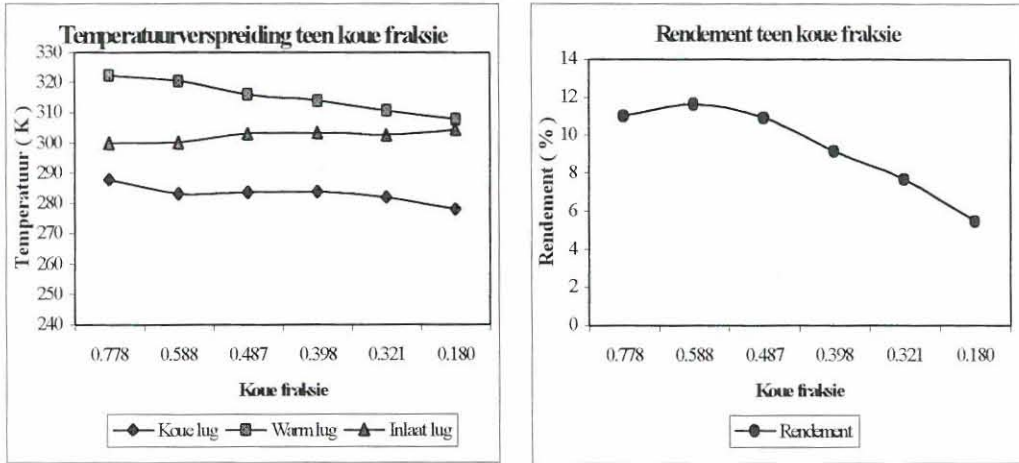
Figuur 6.14 Konstruksie van $\phi 4$ mm spuitstukke met 3° inlaathoek.

Figuur 6.15 toon die grafieke van die temperatuurverspreiding van die koue-, warm- en inlaatlug en van die rendement van die werwelingsbuis teenoor die koue fraksie aan vir die $\phi 4$ mm x 2 tangensiale spuitstukke met 'n 3° inlaathoek met die vertikaal teen die verskillende inlaatdrukke.

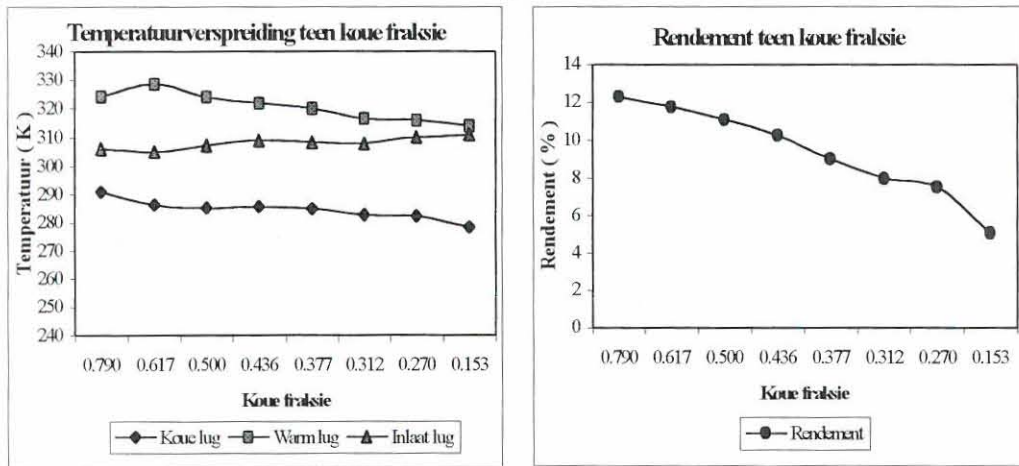
Tabel 6.6 toon die maksimum rendement (η_{maks}) en die maksimum temperatuuurdaling in die koue lug (ΔT_c) vanaf die inlaat lug met die onderskeie koue fraksie (μ) aan.

26 mm diameter Buis met diameter 4mm x 2 spuitstukke met 3° inlaathoek met die vertikaal

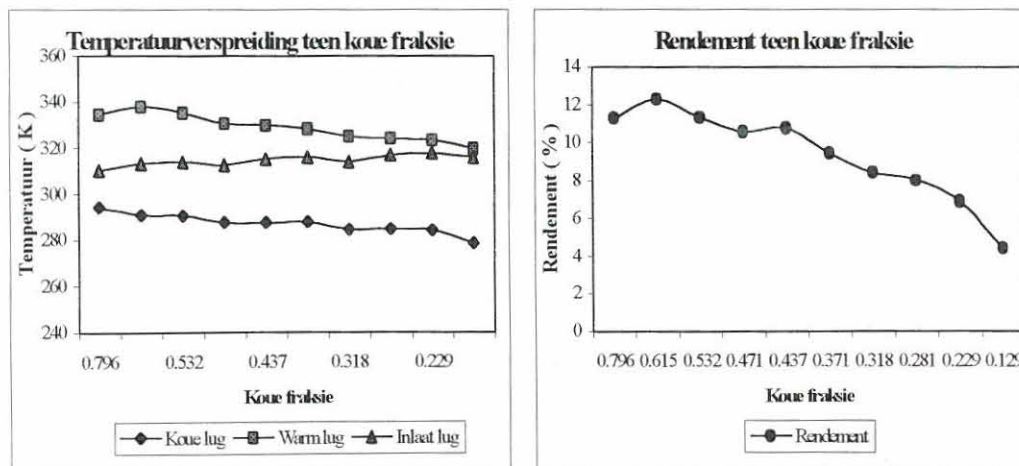
Inlaatkrukreguleerder = 400 kPa



Inlaatkrukreguleerder = 500 kPa



Inlaatkrukreguleerder = 600 kPa



Figuur 6.15 Grafieke ϕ 4 mm spuitstukblok met 3° inlaathoek met die vertikaal.

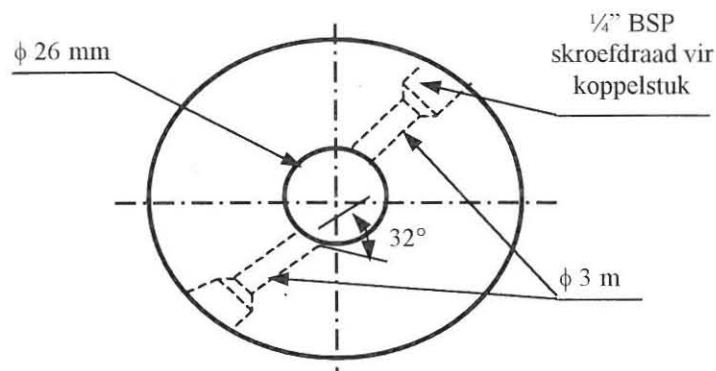
Tabel 6.6 ϕ 26 mm Werwelingsbuis met ϕ 4 mm spuitstuk met 'n 3° inlaathoek met die vertikaal

Druk (kPa)	η_{maks} (%)	μ	ΔT_c ($^\circ\text{C}$)	μ
400	11,60	0,588	26,40	0,180
500	12,26	0,790	32,50	0,153
600	12,27	0,620	37,20	0,130

Vanaf die bostaande resultate kan duidelik waargeneem word dat die verandering van die inlaathoek na 3° met die vertikaal geen verbetering in die werksverrigting van die werwelingsbuis teweeggebring het nie.

6.5.3 SPUITSTUKKE MET 32° INLAATHOEK MET DIE OMTREK

Figuur 6.16 toon die spuitstukklok met vier ϕ 3 mm spuitstukke wat 'n hoek van 32° maak met die raaklyn van die omtrek. Die spuitstukklok is getoets met die ϕ 26 mm werwelingsbuis.



Figuur 6.16 Konstruksie van ϕ 3 mm (x 4) spuitstukke met 32° inlaathoek

Figuur 6.17 toon die grafieke van die temperatuurverspreiding van die koue-, warm- en inlaatlug en die rendement van die werwelingsbuis teenoor die koue fraksie aan vir die ϕ 3 mm x 4 spuitstukke met 'n 32° inlaathoek teen die verskillende inlaatdrukke.

Tabel 6.7 toon die maksimum rendement (η_{maks}) en die maksimum temperatuuurdaling in die koue lug (ΔT_c) vanaf die inlaat lug met die onderskeie koue fraksie (μ) aan.

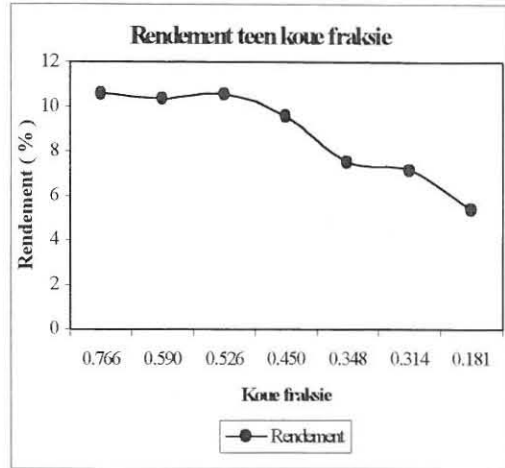
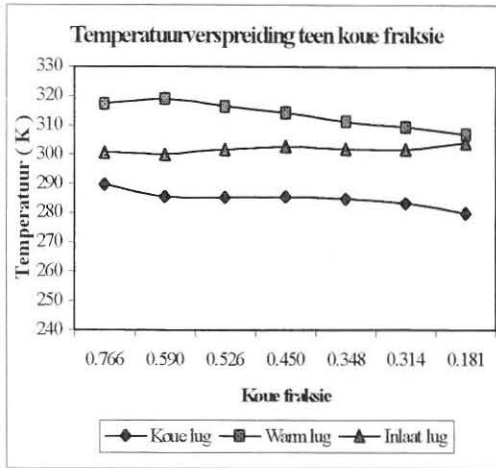
Tabel 6.7 ϕ 26 mm Werwelingsbuis met ϕ 3 mm spuitstuk met 'n 32° inlaathoek op die omtrek

Druk (kPa)	η_{maks} (%)	μ	ΔT_c ($^\circ\text{C}$)	μ
400	10,56	0,526	24,20	0,181
500	12,17	0,629	28,40	0,148
600	12,09	0,801	36,30	0,128

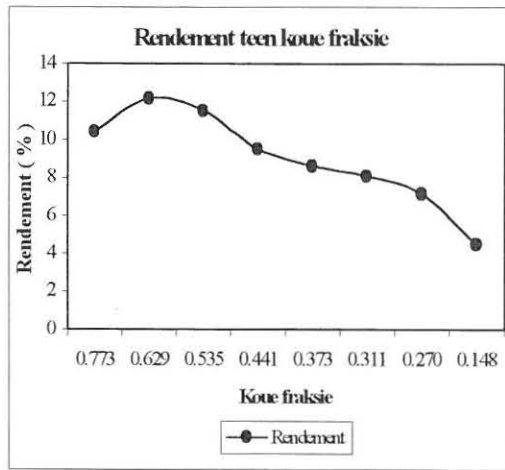
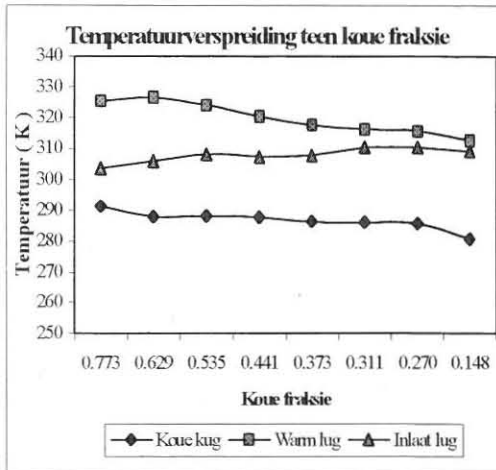
Vanaf die bostaande resultate kan duidelik waargeneem word dat die verandering van die inlaathoek na 32° met die raaklyn van die omtrek swakker resultate (ongeveer met 6 % gedaal) gelewer het teenoor die tangensiale spuitstukklok. Die rede kan toegeskryf word aan die feit dat die hoek te groot is en 'n laer tangensiale snelheid in die buis tot gevolg het, wat veroorsaak dat die aksiale drukval ($p_h - p_c$) oor die buis kleiner is en sodoende swakker resultate lewer.

26 mm diameter Buis met diameter 3mm x 4 spuitstukke met 32° inlaathoek op omtrek

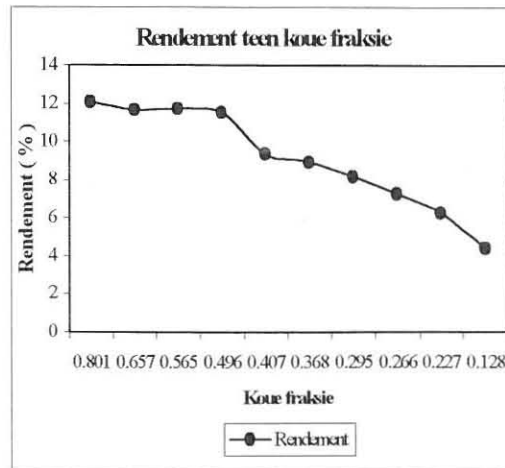
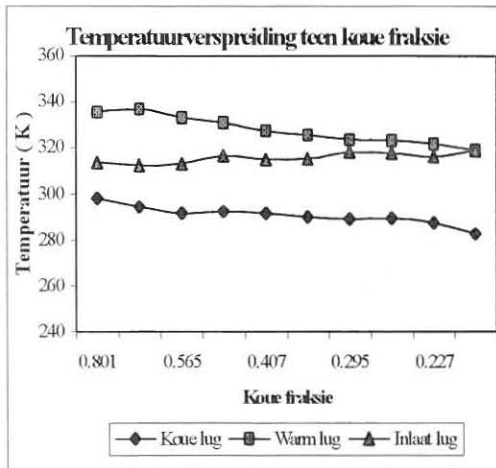
Inlaatdrukreguleerder = 400 kPa



Inlaatdrukreguleerder = 500 kPa



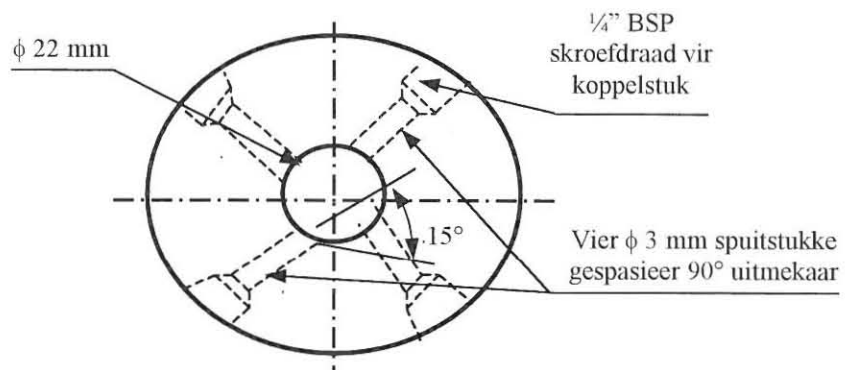
Inlaatdrukreguleerder = 600 kPa



Figuur 6.17 Grafieke ϕ 3 mm spuitstukblok met 32° inlaathoek op omtrek.

6.5.4 SPUITSTUKKE MET 15° INLAATHOEK MET DIE OMTREK

Daar is besluit om die inlaathoek te verklein vanaf 32° na 15° om die invloed van die verandering van die inlaathoek op die werksverrigting van die werwelingsbuis te ondersoek. Figuur 6.18 toon die spuitstukblok met vier ϕ 3 mm spuitstukke wat 'n hoek van 15° maak met die raaklyn van die omtrek. Die spuitstukblok is getoets met die ϕ 22 mm werwelingsbuis. Tabel 6.8 toon die klassifikasie van die werwelingsbuis aan wat getoets is met die ϕ 3 mm spuitstukblok met 15° inlaathoeke.



Figuur 6.18 Konstruksie van ϕ 3 mm (x 4) spuitstukke met 15° inlaathoek.

Tabel 6.8 Klassifikasie van werwelingsbuis met ϕ 3 mm (x4) spuitstukblok met 15° inlaathoek

Buis	Beskrywing
1C	ϕ 22 mm Kort Werwelingsbuis met ϕ 5,5 mm mondstuk
2C	ϕ 22 mm Lang Werwelingsbuis met ϕ 5,5 mm mondstuk
3C	ϕ 22 mm Kort Werwelingsbuis met ϕ 7,5 mm mondstuk
4C	ϕ 22 mm Lang Werwelingsbuis met ϕ 7,5 mm mondstuk

Figure 6.19 tot 6.22 toon die grafieke van die temperatuurverspreiding van die koue-, warm- en inlaatlug en van die rendement van die werwelingsbuis teenoor die koue fraksie aan vir buise 1C tot 4C teen die verskillende inlaatdrukke. Vanaf die bostaande resultate kan duidelik waargeneem word dat die verandering van die inlaathoek na 15° beter resultate gelewer het teenoor die 32° inlaathoek. 'n Verlaging van slegs 1,4 % in die rendement van buis 4C is genoteer teenoor die ϕ 3 mm tangensiale spuitstukblok.

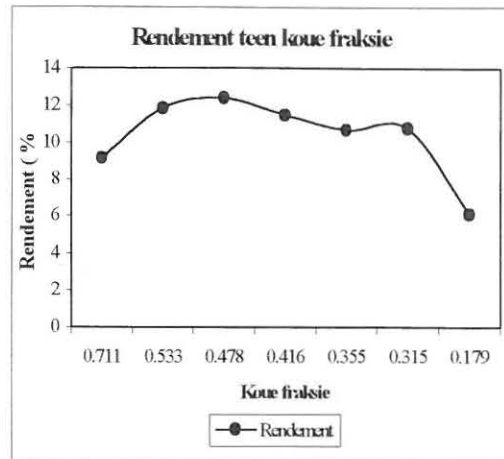
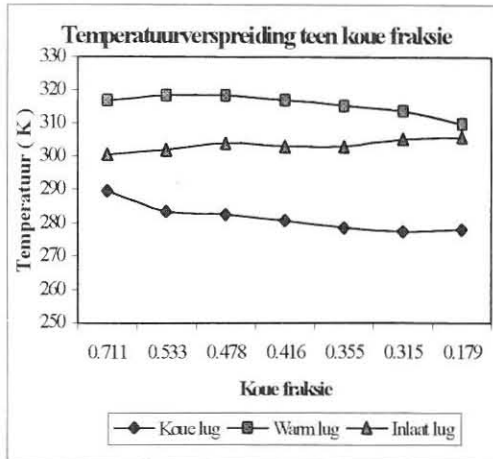
Tabel 6.9 toon 'n opsomming van die maksimum rendement (η_{maks}) en die maksimum temperatuurdaling in die koue lug (ΔT_c) vanaf die inlaat lug met die onderskeie koue fraksie (μ) vir werwelingsbuis 1C tot 4C.

Tabel 6.9 Opsomming van resultate van ϕ 3 mm (x4) spuitstukblok met 15° inlaathoek

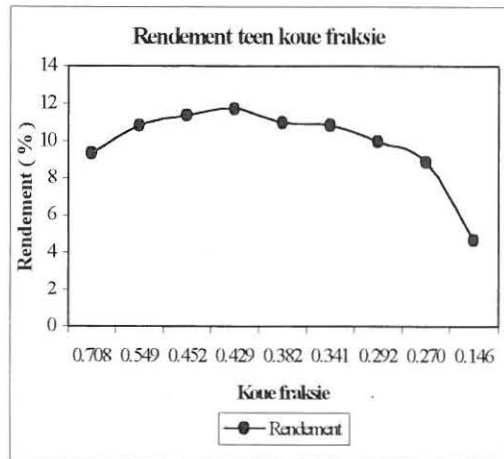
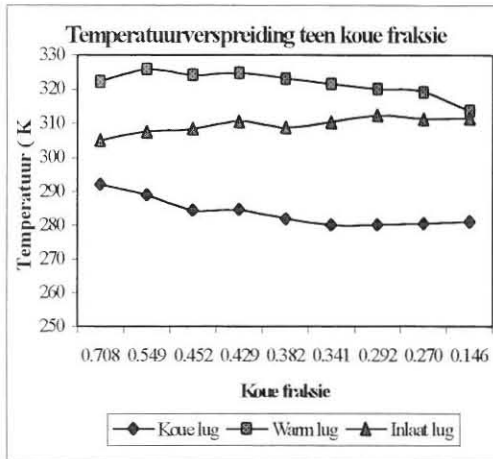
Buis	Inlaatdruk 400 kPa		Inlaatdruk 500 kPa		Inlaatdruk 600 kPa	
	η_{maks} (%)	ΔT_c (°C)	η_{maks} (%)	ΔT_c (°C)	η_{maks} (%)	ΔT_c (°C)
	en μ	en μ	en μ	en μ	en μ	en μ
1C	12,37	27,90	11,71	32,20	11,41	35,00
	0,478	0,315	0,429	0,292	0,390	0,224
2C	12,62	29,00	12,79	35,10	12,04	40,30
	0,448	0,178	0,455	0,271	0,407	0,227
3C	16,93	28,90	16,17	33,60	16,56	39,50
	0,618	0,318	0,650	0,314	0,574	0,129
4C	17,04	30,60	18,69	35,40	18,21	41,10
	0,504	0,321	0,650	0,151	0,573	0,126

**22 mm diameter kort buis met diameter 3mm x 4 spuitstukke met 15° inlaathoek
op onttrek met 5,5 mm diameter mondstuk**

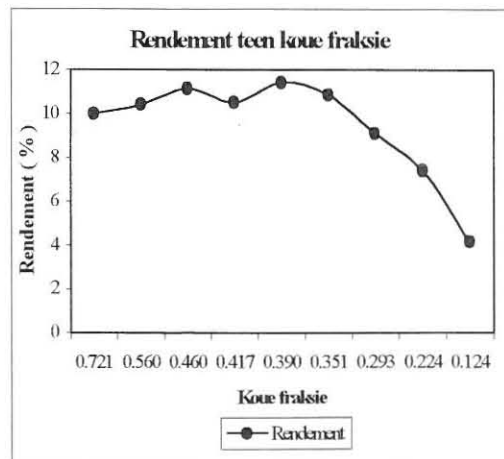
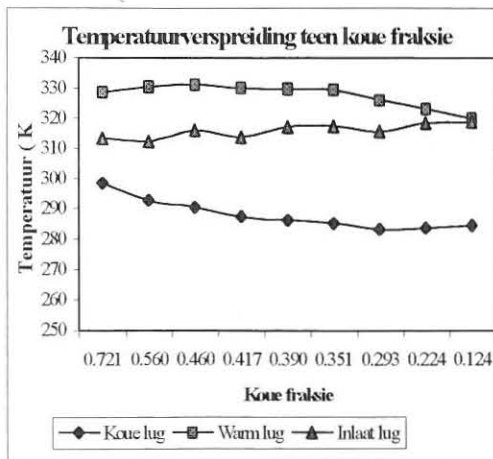
Inlaatdrukreguleerder = 400 kPa



Inlaatdrukreguleerder = 500 kPa



Inlaatdrukreguleerder = 600 kPa

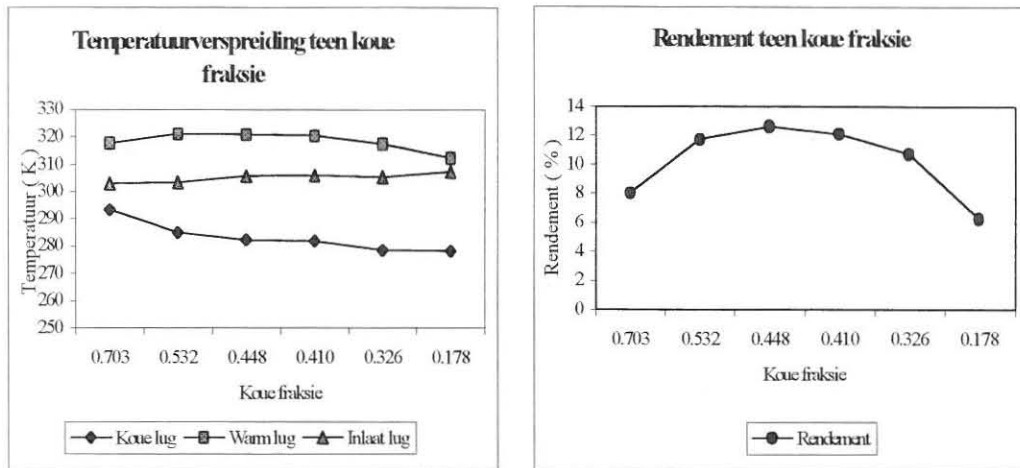


Figuur 6.19 Grafieke van ϕ 22 mm kort buis met ϕ 5,5 mm mondstuk

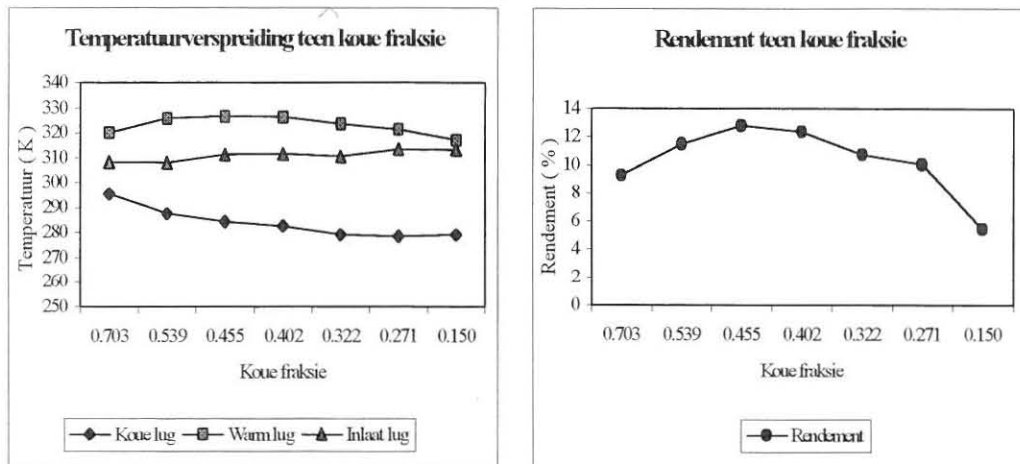
22 mm diameter langbuis met diameter 3mm x 4 spuitstukke met 15° inlaathoek

op omtrek en 5,5 mm diameter mondstuk

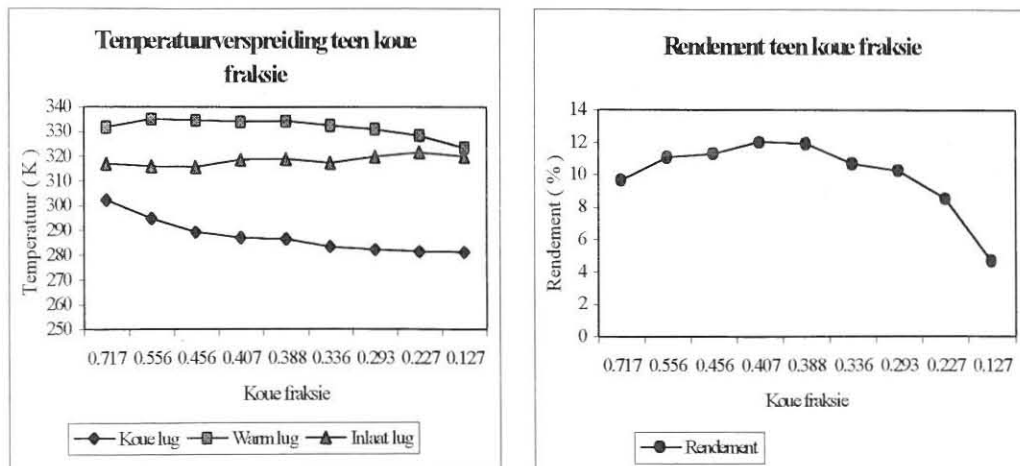
Inlaatdrukreguleerder = 400 kPa



Inlaatdrukreguleerder = 500 kPa



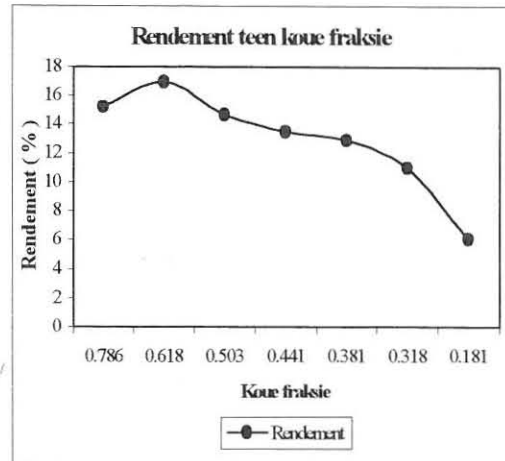
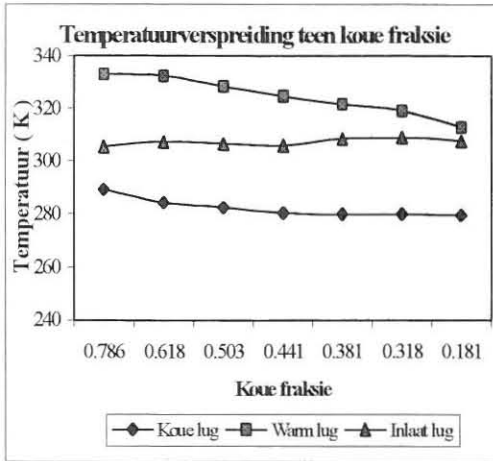
Inlaatdrukreguleerder = 600 kPa



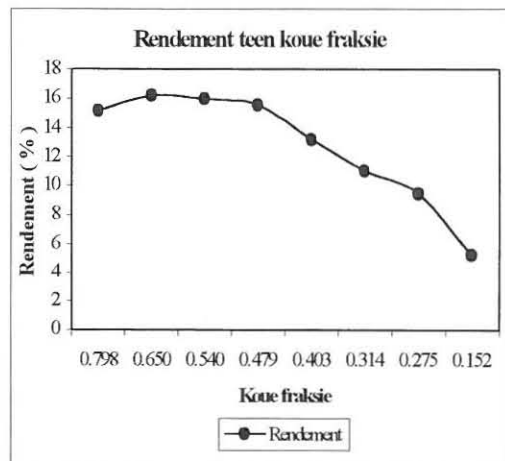
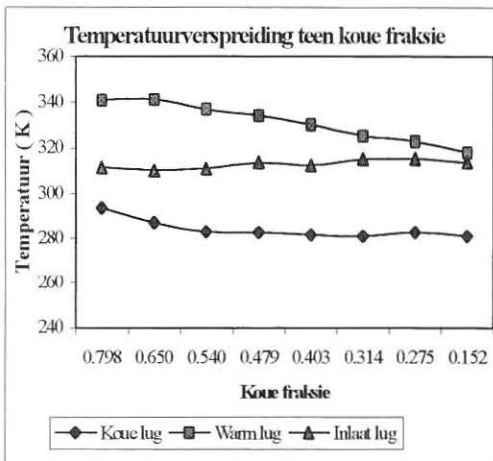
Figuur 6.20 Grafieke van ϕ 22 mm lang buis met ϕ 5,5 mm mondstuk

**22 mm diameter kortbuis met diameter 3mm x 4 spuitstukke met 15° inlaathoek
op onttrek met 7,5 mm diameter mondstuk**

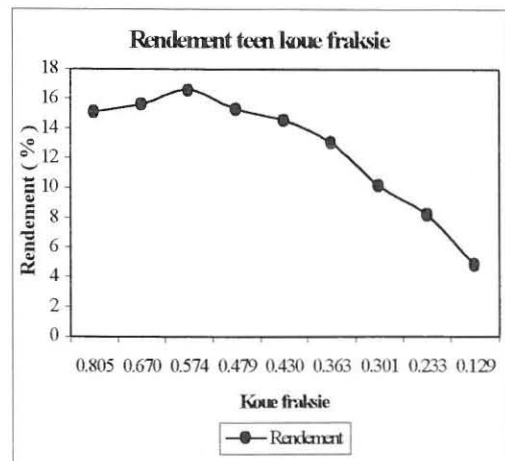
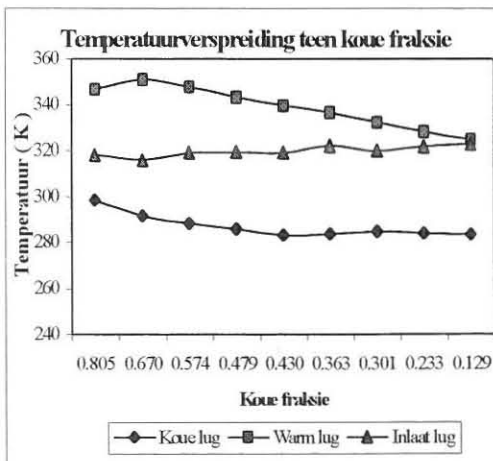
Inlaatdrukreguleerder = 400 kPa



Inlaatdrukreguleerder = 500 kPa



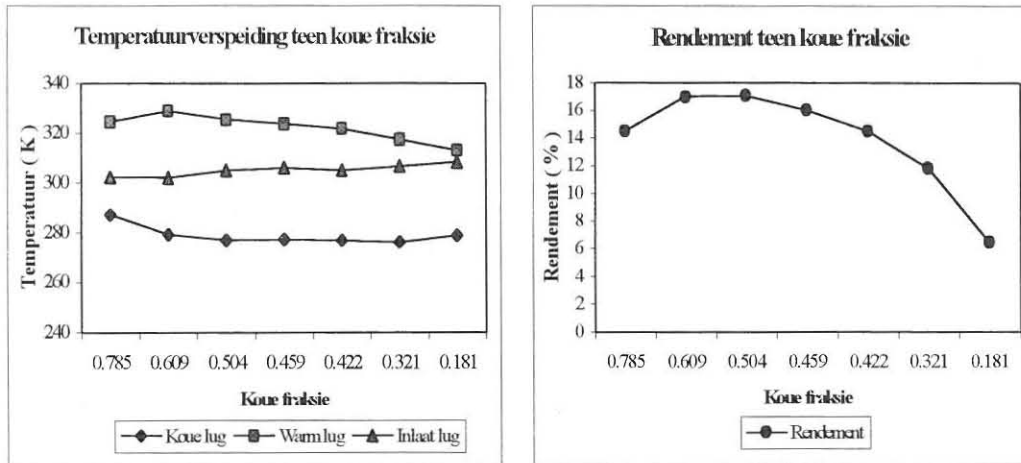
Inlaatdrukreguleerder = 600 kPa



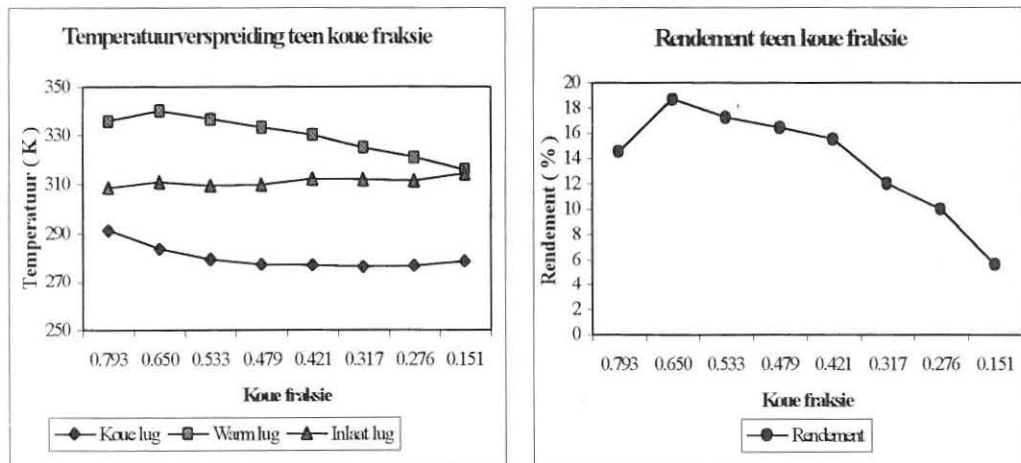
Figuur 6.21 Grafieke van ϕ 22 mm kort buis met ϕ 7,5 mm mondstuk

**22 mm diameter lang buis met diameter 3mm x 4 spuitstukke met 15° inlaathoek
op onttrek met 7,5 mm diameter mondstuk**

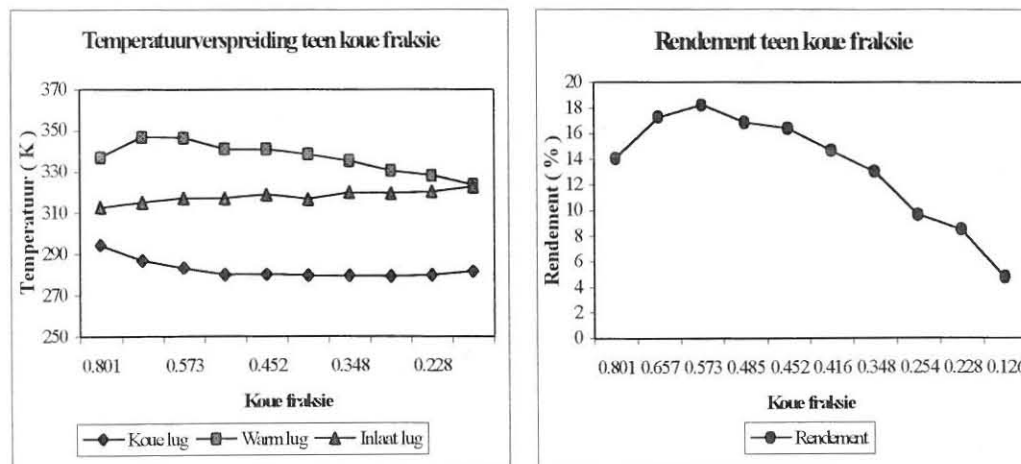
Inlaatdrukreguleerder = 400 kPa



Inlaatdrukreguleerder = 500 kPa



Inlaatdrukreguleerder = 600 kPa

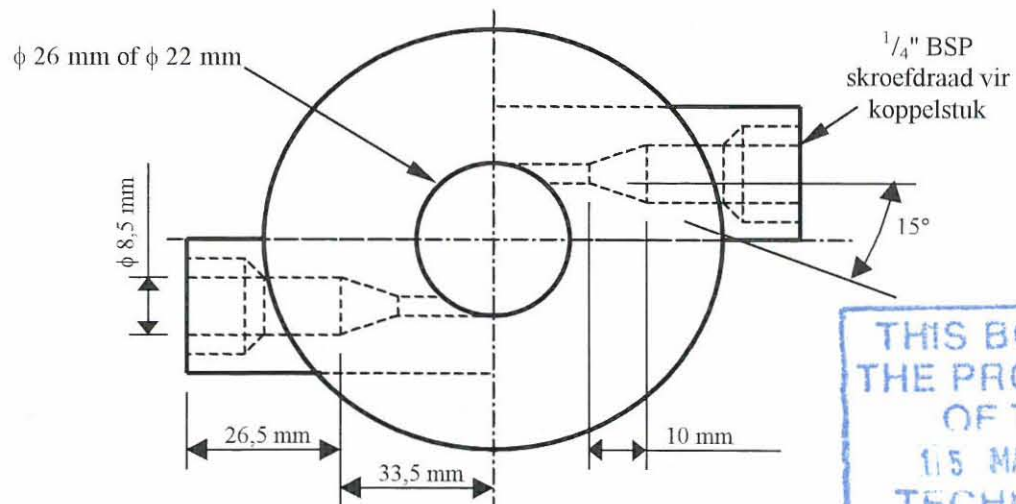


Figuur 6.22 Grafieke van ϕ 22 mm lang buis met ϕ 7,5 mm mondstuk

6.6 15° TAPSE SPUITSTUK

6.6.1 INLEIDING

Daar is besluit om meer gevorderde spuitstukke te vervaardig om die werkverrigting van die werwelingsbuis verder te verhoog. Twee 15° tapse spuitstukklokke is vervaardig om onderskeidelik op die ϕ 26 mm en ϕ 22 mm werwelingsbuis te pas. Figuur 6.23 toon die konstruksie van die twee 15° tapse spuitstukke op die spuitstukklok aan. Tabel 6.10 toon die klassifikasie van die werwelingsbuis aan wat getoets is met die 15° tapse spuitstukklok.



Figuur 6.23 Konstruksie van 15° tapse spuitstukklok.

THIS BOOK IS
THE PROPERTY
OF THE
115 MAY 2002
TECHNICAL
FREE STATE

Tabel 6.10 Klassifikasie van werwelingsbuis met 15° tapse spuitstukklok

Buis	Beskrywing
1D	ϕ 26 mm Werwelingsbuis met ϕ 7,5 mm mondstuk
2D	ϕ 22 mm Kort werwelingsbuis met ϕ 5,5 mm mondstuk
3D	ϕ 22 mm Lang werwelingsbuis met ϕ 5,5 mm mondstuk
4D	ϕ 22 mm Kort werwelingsbuis met ϕ 7,5 mm mondstuk
5D	ϕ 22 mm Lang werwelingsbuis met ϕ 7,5 mm mondstuk

6.6.2 DIE 26 mm en 22 mm DIAMETER WERWELINGSBUIS

Figure 6.24 tot 6.28 toon die grafieke van die temperatuurverspreiding van die koue-, warm- en inlaatlug en die rendement van die werwelingsbuis teenoor die koue fraksie aan vir buise 1D tot 5D teen die verskillende inlaatdrukke.

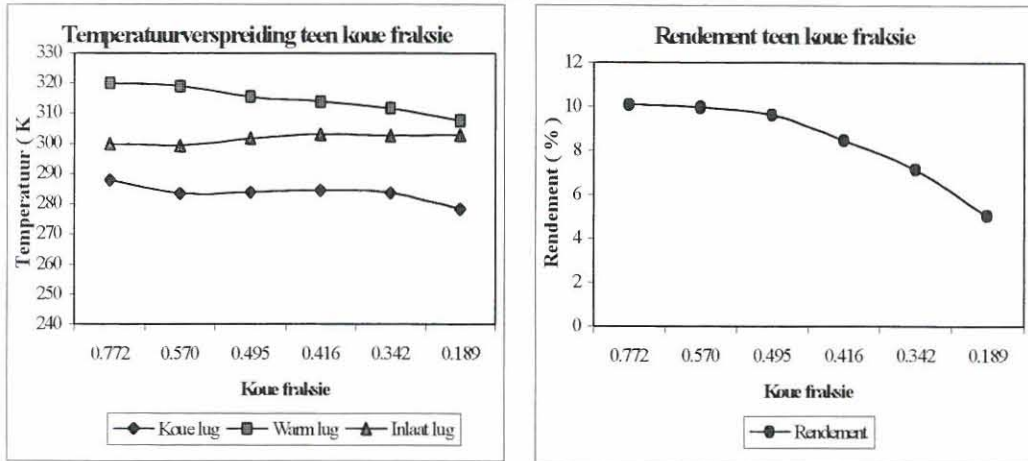
Tabel 6.11 toon 'n opsomming van die maksimum rendement (η_{maks}) en die maksimum temperatuurdaling in die koue lug (ΔT_c) vanaf die inlaatlug met die betrokke koue fraksie (μ) vir werwelingsbuis 1D tot 5D.

Uit die resultate word waargeneem dat die rendement van die werwelingsbuis met ongeveer tot 7% gedaal het teenoor die resultate van die vorige spuitstukblokke, maar die koue fraksie teen die lesings, het konstant gebly. Die lesings van die temperatuurdaling van die koue lug het redelik konstant gebly teenoor die resultate van die vorige spuitstukblokke, maar die koue fraksie teen die lesings het 'n verbetering van tot ongeveer 11% gelever.

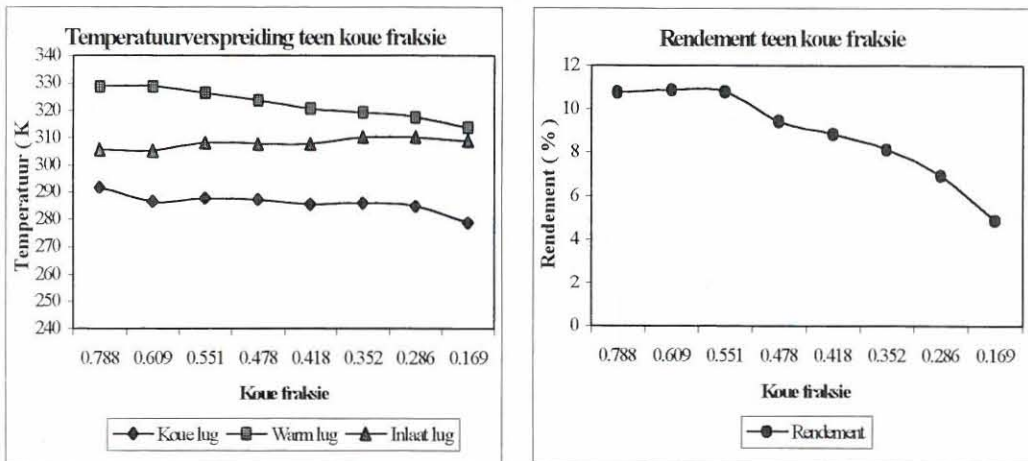
Die beste lesing van $41,8^\circ\text{C}$ in die maksimum temperatuurdaling van die koue lug, vir die ϕ 26 mm werwelingsbuis, is met die 15° tapse spuitstuk behaal. Buis 5D het die beste resultate gelever van al die buise wat getoets is met die bogenoemde spuitstuk, soos gelys in tabel 6.11.

26 mm diameter Buis met 15° Tapse spuitstuk

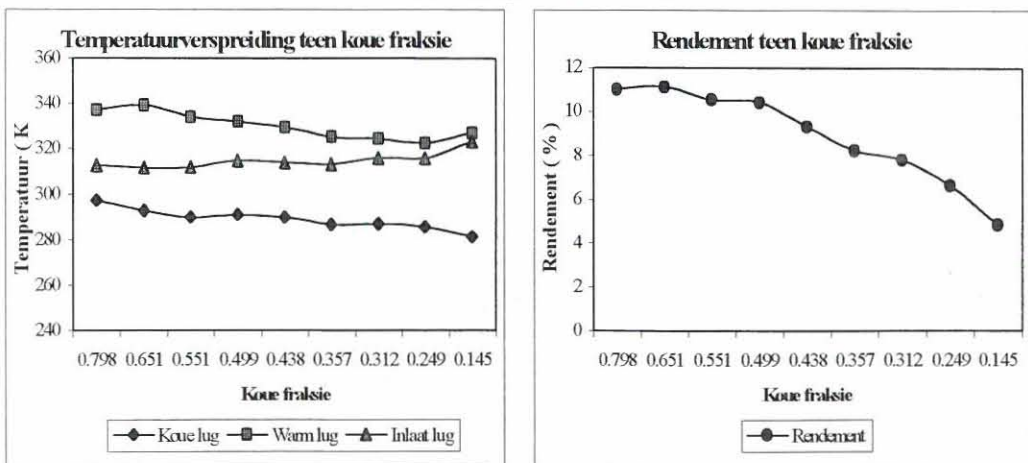
Inlaatdrukreguleerder = 400 kPa



Inlaatdrukreguleerder = 500 kPa



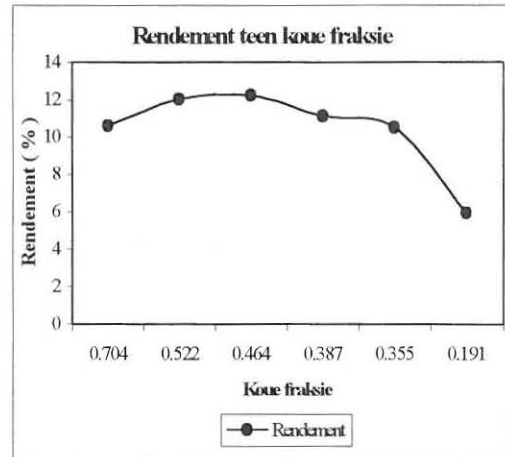
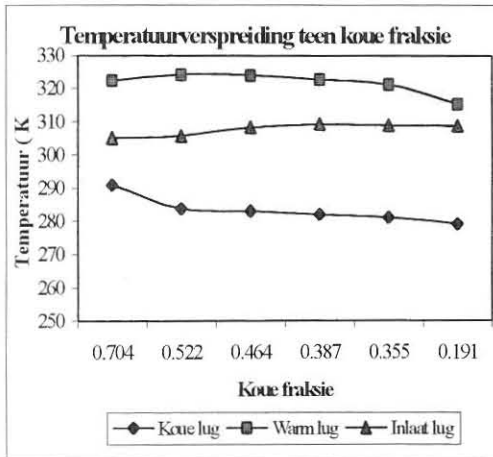
Inlaatdrukreguleerder = 600 kPa



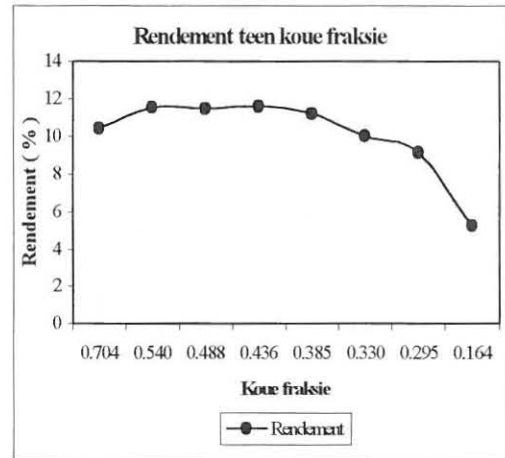
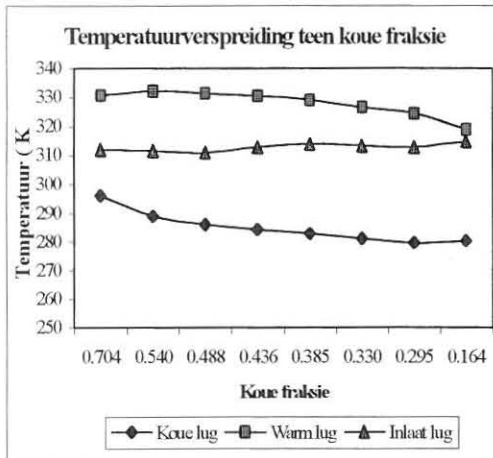
Figuur 6.24 Grafieke van die 26 mm diameter buis met die 15° tapse spuitstuk

22 mm Diameter kort buis met 15° Tapse spuitstuk met 5,5 mm diameter mondstuk

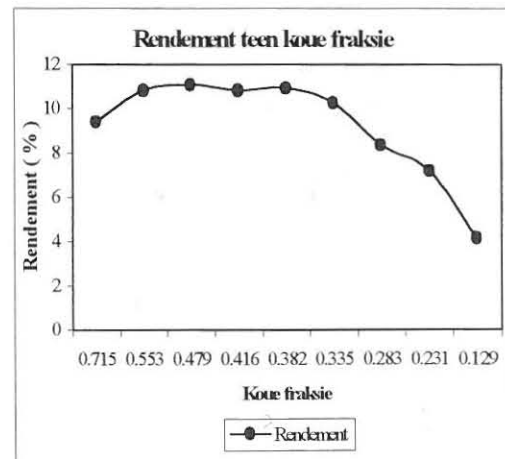
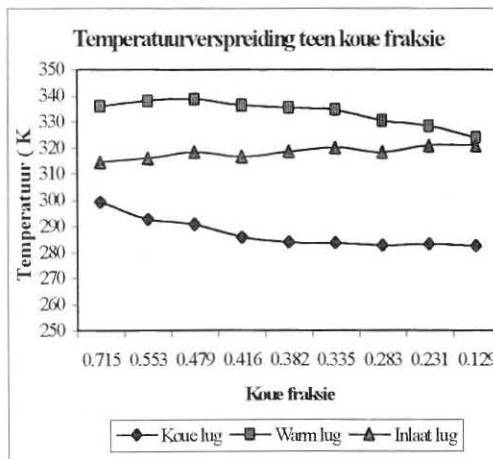
Inlaatdrukreguleerder = 400 kPa



Inlaatdrukreguleerder = 500 kPa



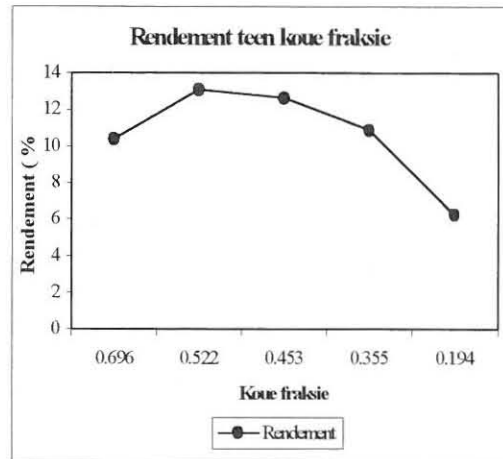
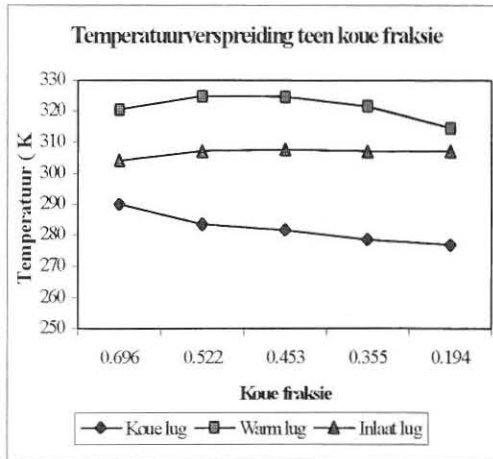
Inlaatdrukreguleerder = 600 kPa



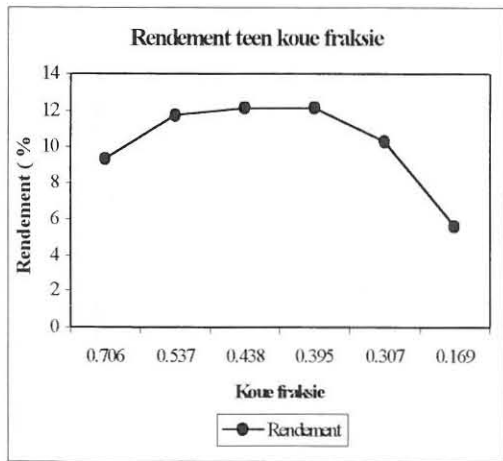
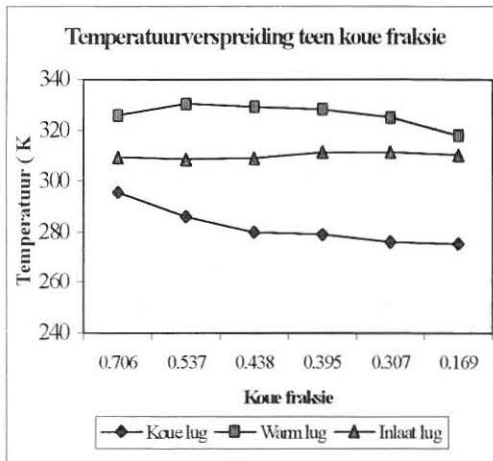
Figuur 6.25 Grafieke van die ϕ 22 mm kort buis met die ϕ 5,5 mm mondstuk

22 mm Diameter lang buis met 15° Tapse spuitstuk met 5,5 mm diameter mondstuk

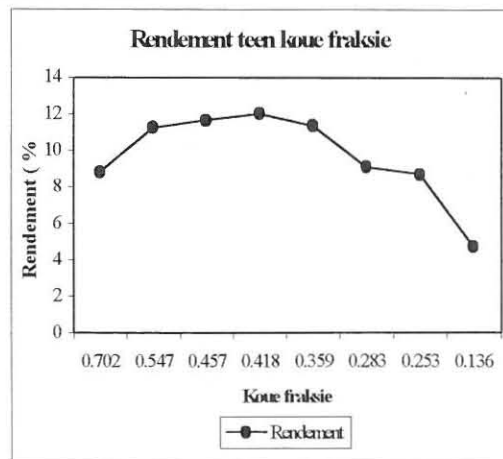
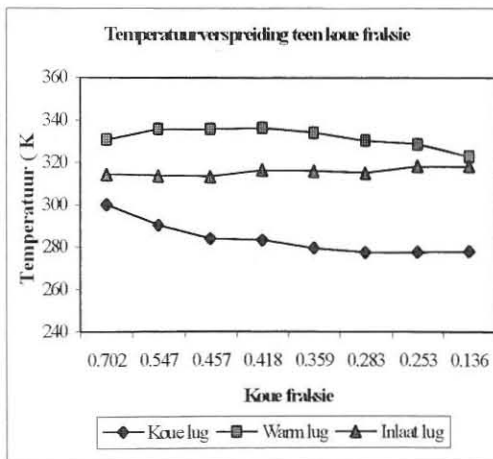
Inlaatdrukreguleerder = 400 kPa



Inlaatdrukreguleerder = 500 kPa



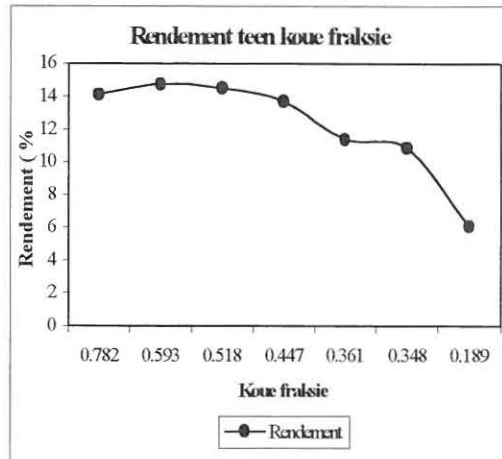
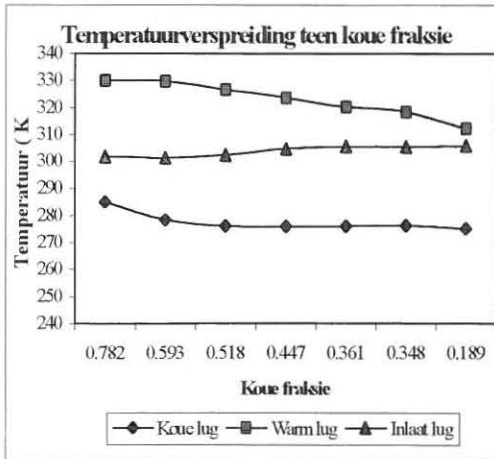
Inlaatdrukreguleerder = 600 kPa



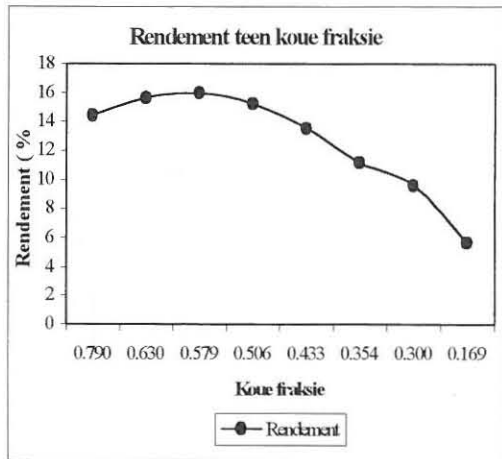
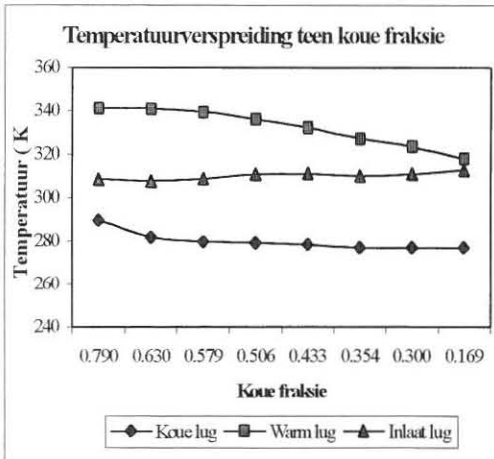
Figuur 6.26 Grafieke van die ϕ 22 mm lang buis met die ϕ 5,5 mm mondstuk

22 mm Diameter kort buis met 15° Tapse spuitstuk met 7,5 mm diameter mondstuk

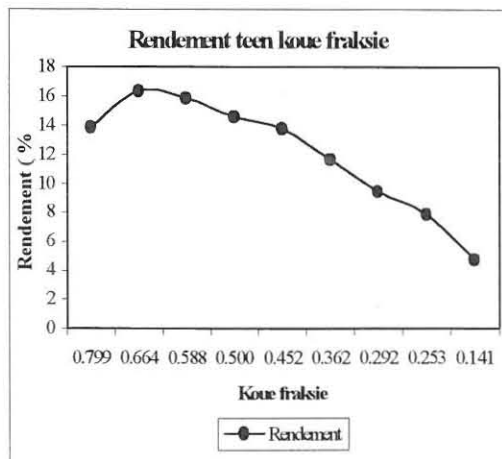
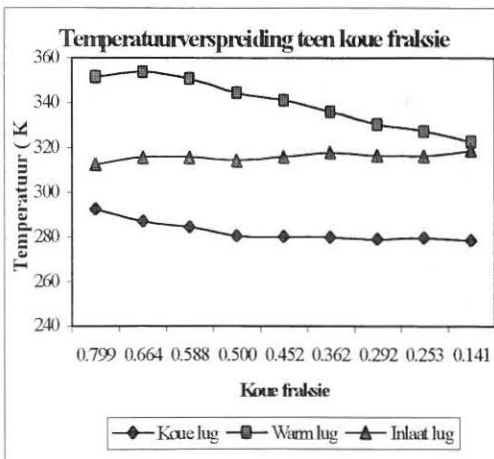
Inlaatdrukreguleerder = 400 kPa



Inlaatdrukreguleerder = 500 kPa



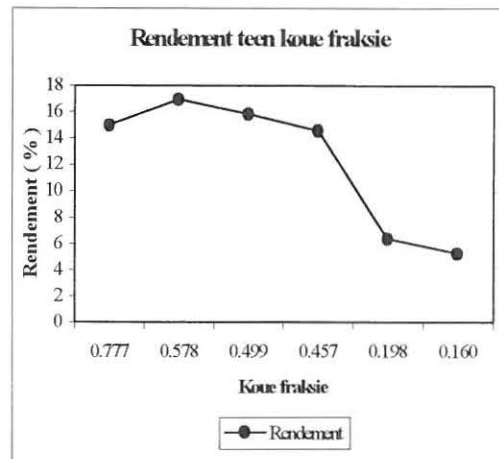
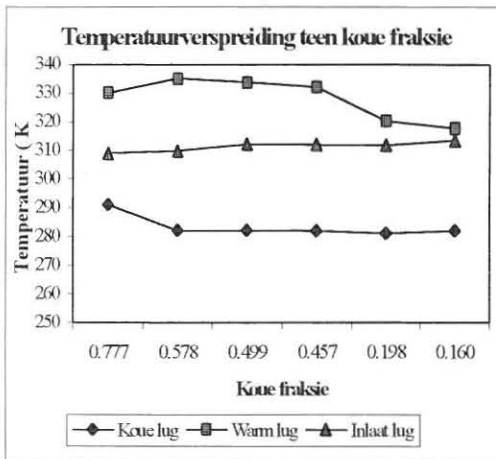
Inlaatdrukreguleerder = 600 kPa



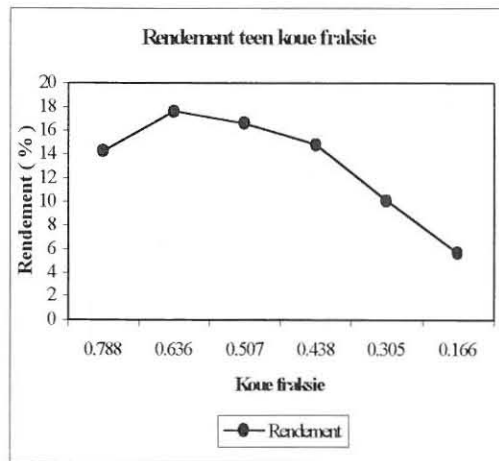
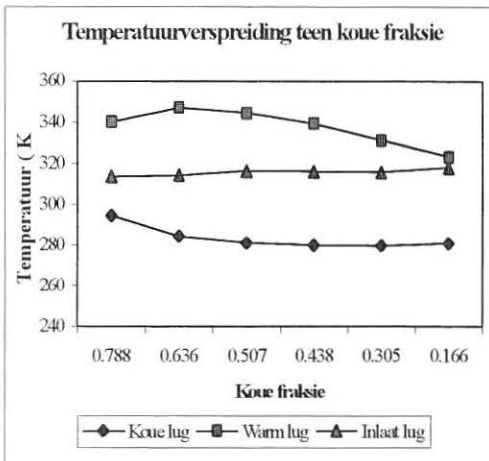
Figuur 6.27 Grafieke van die ϕ 22 mm kort buis met die ϕ 7,5 mm mondstuk

22 mm Diameter lang buis met 15° Tapse spuitstuk met 7,5 mm diameter mondstuk

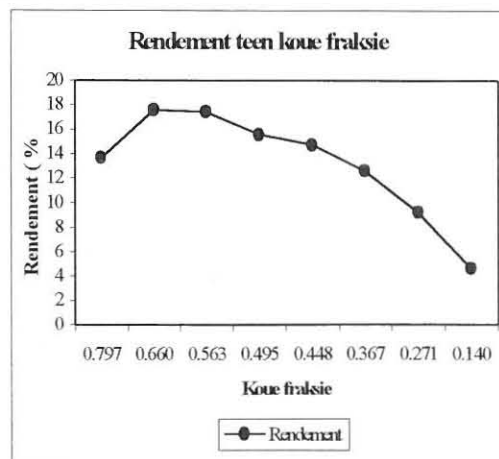
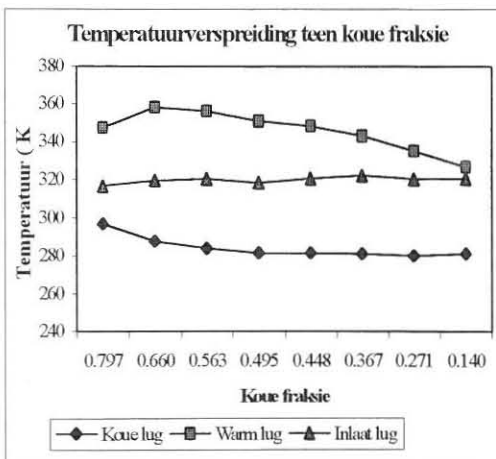
Inlaatdrukreguleerder = 400 kPa



Inlaatdrukreguleerder = 500 kPa



Inlaatdrukreguleerder = 600 kPa



Figuur 6.28 Grafieke van die ϕ 22 mm lang buis met die ϕ 7,5 mm mondstuk

Tabel 6.11 Opsomming van resultate van 15° tapse spuitstukblok

Buis	Inlaatdruk 400 kPa		Inlaatdruk 500 kPa		Inlaatdruk 600 kPa	
	η_{maks} (%)	ΔT_c (°C)	η_{maks} (%)	ΔT_c (°C)	η_{maks} (%)	ΔT_c (°C)
	en μ	en μ	en μ	en μ	en μ	en μ
1D	10,07 0,772	24,70 0,189	10,85 0,609	30,00 0,169	11,10 0,651	41,80 0,145
2D	12,22 0,464	29,70 0,191	11,61 0,436	34,40 0,164	11,05 0,479	38,40 0,129
3D	13,06 0,522	30,30 0,194	12,11 0,438	35,20 0,307	11,98 0,418	40,60 0,253
4D	14,73 0,593	30,90 0,189	15,94 0,579	35,70 0,169	16,31 0,664	40,30 0,141
5D	16,92 0,578	31,50 0,160	17,61 0,636	37,00 0,166	17,57 0,660	41,10 0,367

6.7 KONVERGERENDE SPUITSTUK

6.7.1 INLEIDING

Daar is besluit om die 15° tapse spuitstuk te vervang met 'n konvergerende spuitstukblok (sien figuur 5.7) om die werksverrigting van die werwelingsbuis verder te ondersoek. Twee konvergerende spuitstukblokke is vervaardig om onderskeidelik op die ϕ 26 mm en ϕ 22 mm werwelingsbuis te pas. Tabel 6.12 toon die klassifikasie van die werwelingsbuis aan wat getoets is met die konvergerende spuitstukblok.

Tabel 6.12 Klassifikasie van werwelingsbuis met konvergerende spuitstukblok

Buis	Beskrywing
1E	ϕ 26 mm Werwelingsbuis met ϕ 7,5 mm mondstuk
2E	ϕ 22 mm Kort werwelingsbuis met ϕ 5,5 mm mondstuk
3E	ϕ 22 mm Lang werwelingsbuis met ϕ 5,5 mm mondstuk
4E	ϕ 22 mm Kort werwelingsbuis met ϕ 7,5 mm mondstuk
5E	ϕ 22 mm Lang werwelingsbuis met ϕ 7,5 mm mondstuk

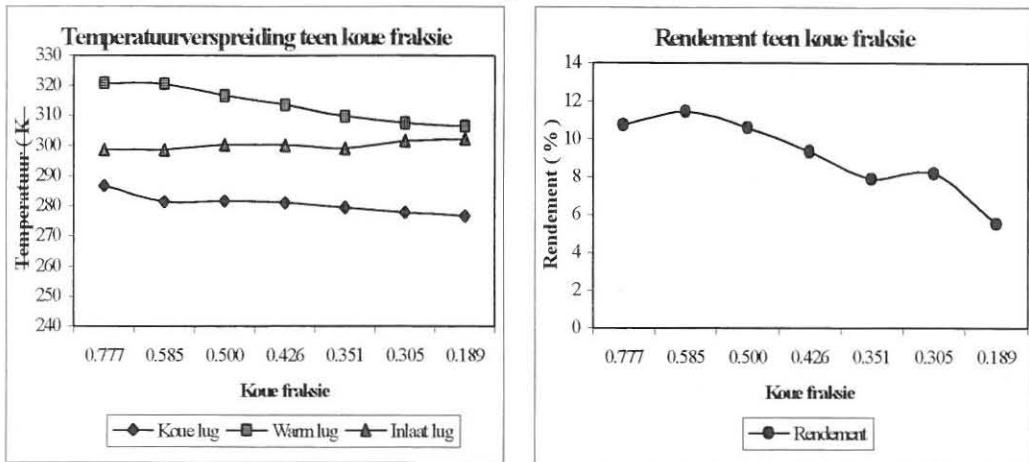
6.7.2 26 mm en 22 mm DIAMETER WERWELINGSBUIS

Figure 6.29 tot 6.33 toon die grafieke van die temperatuurverspreiding van die koue-, warm- en inlaatlug en van die rendement van die werwelingsbuis teenoor die koue fraksie aan vir buise 1E tot 5E teen die verskillende inlaatdrukke. Tabel 6.13 toon 'n opsomming van die maksimum rendement (η_{maks}) en die maksimum temperatuurdaling in die koue lug (ΔT_c) vanaf die inlaatlug met die betrokke koue fraksie (μ) vir werwelingsbuis 1E tot 5E.

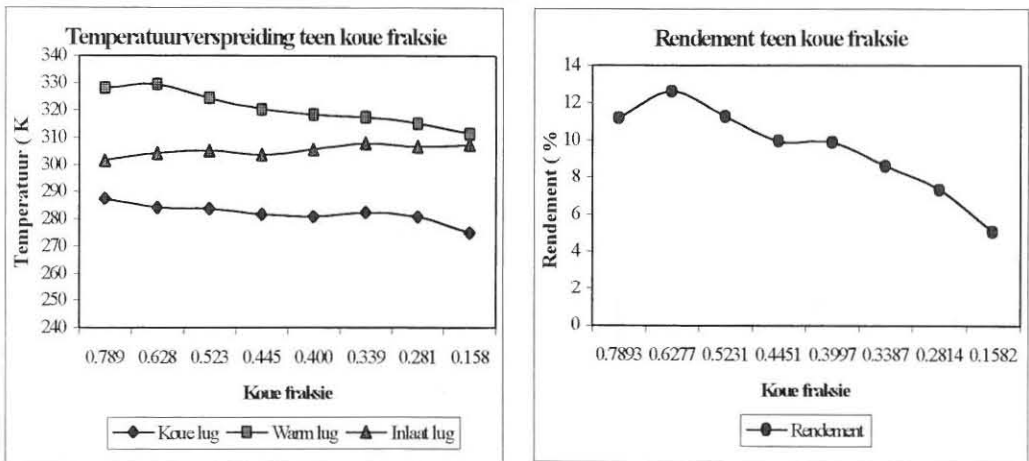
Die bostaande resultate het geen verbetering in die werkverrigting van die ϕ 26 mm werwelingsbuis getoon nie. Buis 2E het 'n verbetering van ongeveer 7 % getoon in die rendement teenoor die lesings van die vorige spuitstukblokke. Buis 2E tot 5E het almal 'n verhoging van tot ongeveer 5 % getoon in die temperatuurdaling van die koue lug teenoor resultate van die vorige spuitstukblokke. Van al die buise het buis 5E die beste gemiddelde rendement van 18,69 % gelever vanaf 'n inlaatdruk van 400 kPa tot 600 kPa.

26 mm diameter Buis met Konvergerende spuitstuk

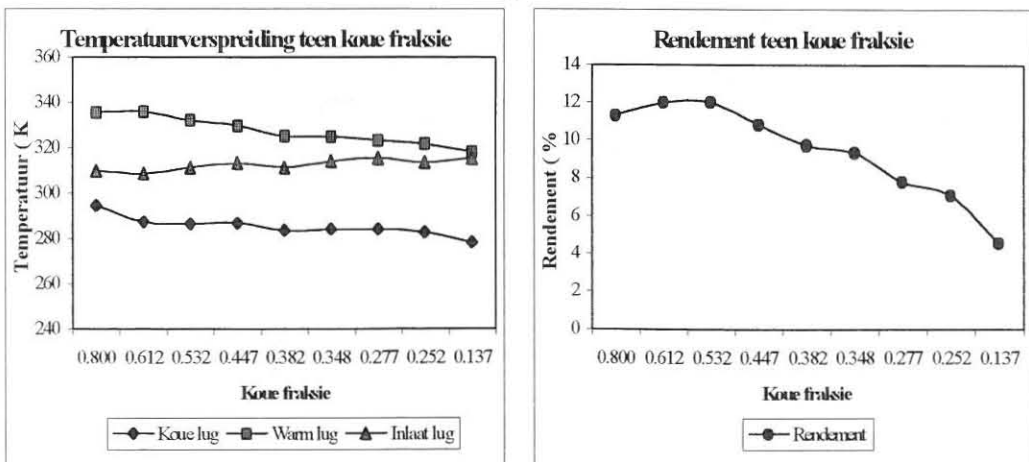
Inlaatdrukreguleerder = 400 kPa



Inlaatdrukreguleerder = 500 kPa



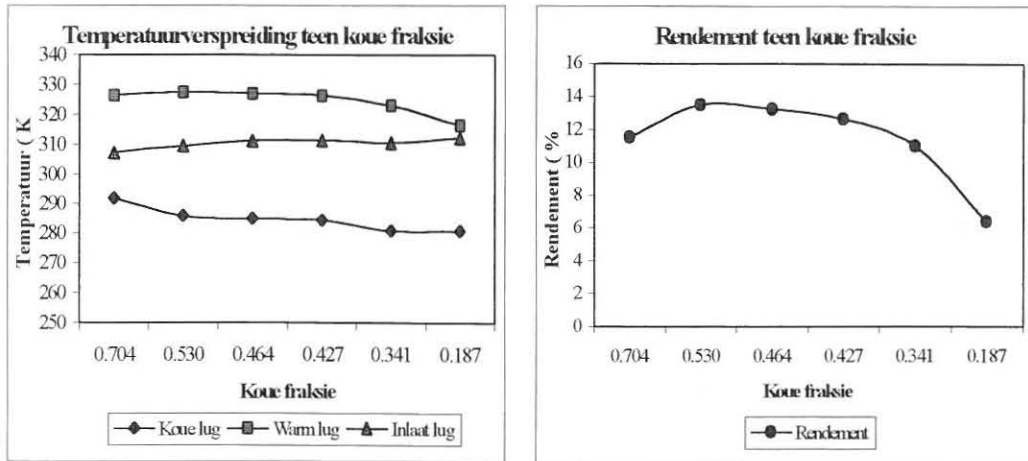
Inlaatdrukreguleerder = 600 kPa



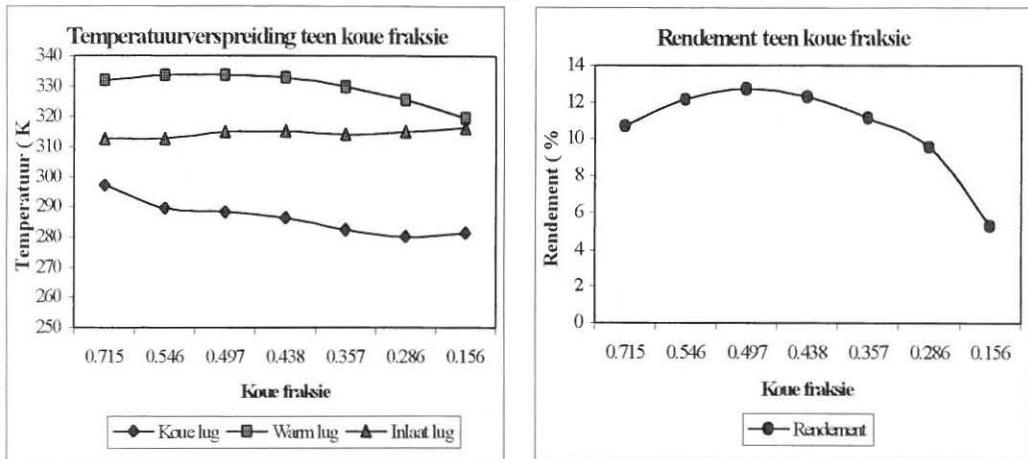
Figuur 6.29 Grafieke van die ϕ 26 mm buis met die konvergerende spuitstuk

22 mm Diameter kort buis met Konvergerende spuitstuk met 5,5 mm diameter mondstuk

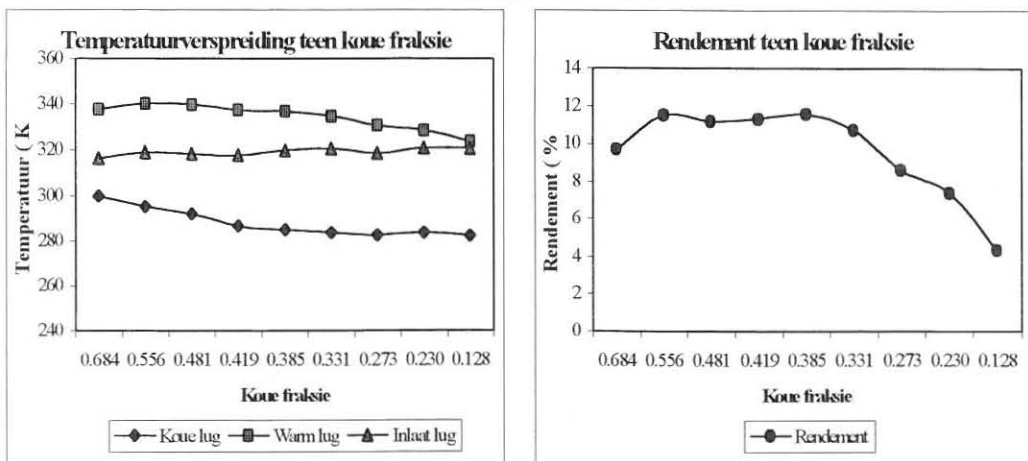
Inlaatdrukreguleerder = 400 kPa



Inlaatdrukreguleerder = 500 kPa



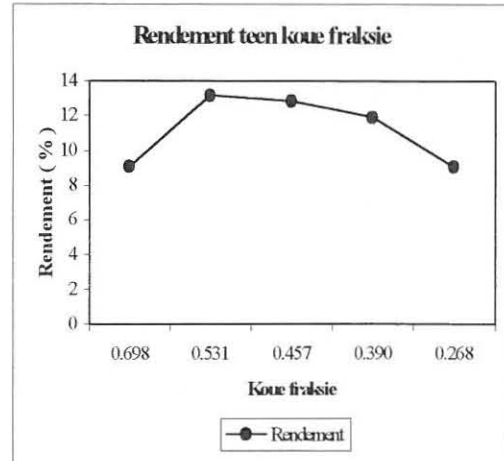
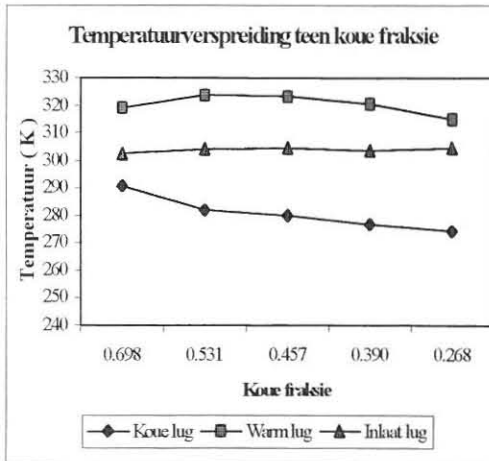
Inlaatdrukreguleerder = 600 kPa



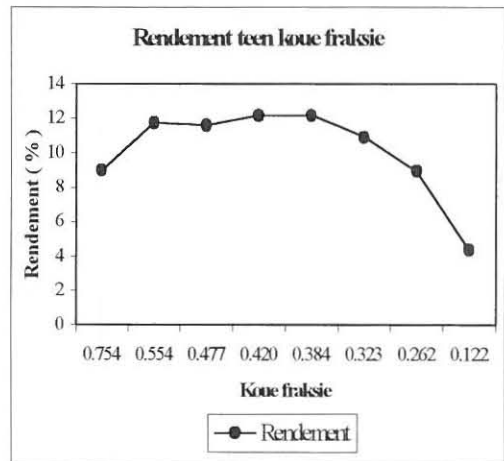
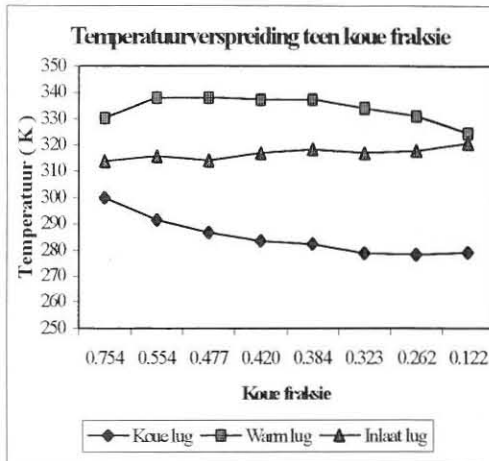
Figuur 6.30 Grafieke van die ϕ 22 mm kort buis met die ϕ 5,5 mm mondstuk

22 mm Diameter lang buis met Konvergerende spuitstuk met 5.5 mm diameter mondstuk

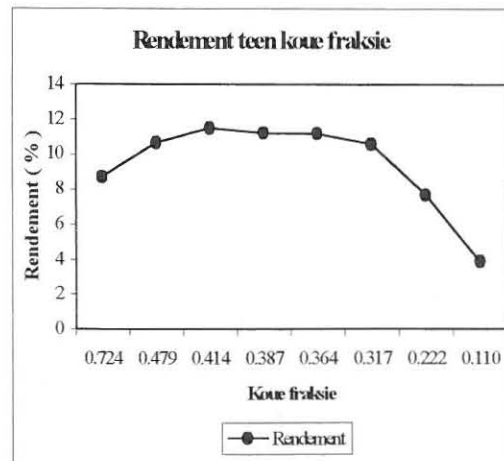
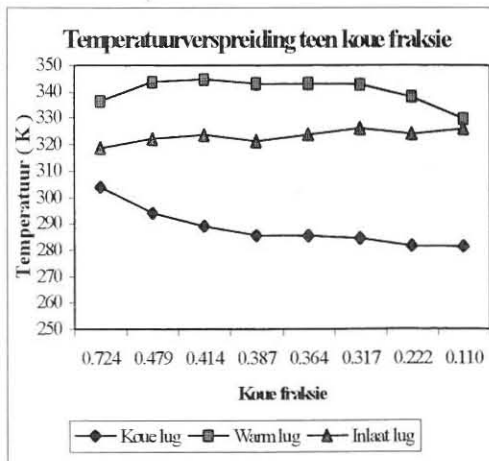
Inlaatdrukreguleerder = 400 kPa



Inlaatdrukreguleerder = 500 kPa



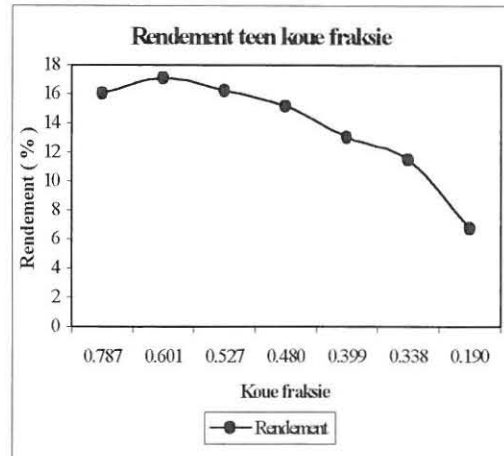
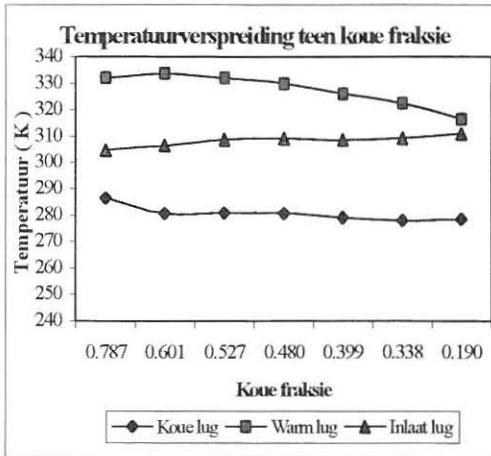
Inlaatdrukreguleerder = 600 kPa



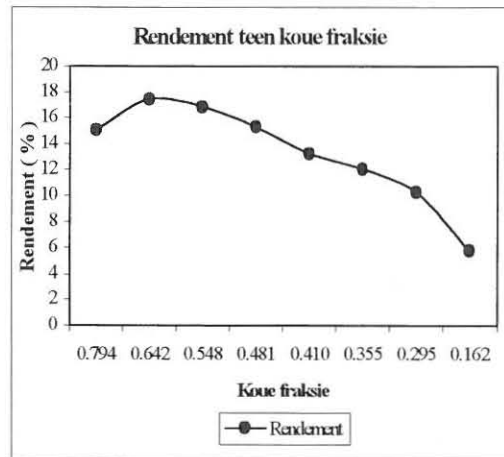
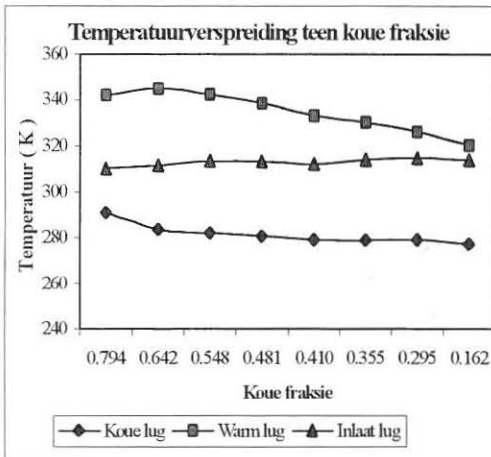
Figuur 6.31 Grafieke van die ϕ 22 mm lang buis met die ϕ 5,5 mm mondstuk

22 mm Diameter kort buis met Konvergerende spuitstuk met 7,5 mm diameter mondstuk

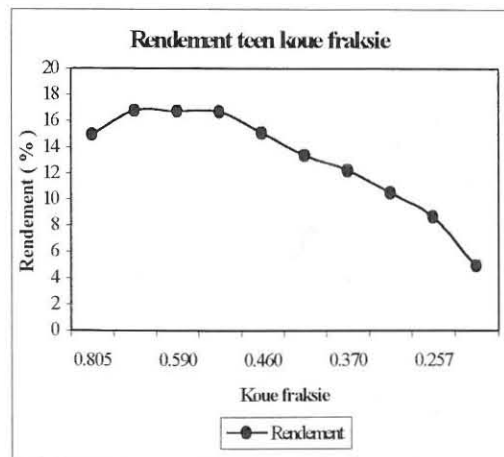
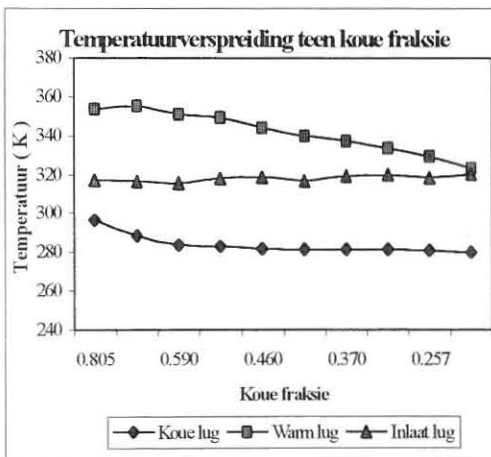
Inlaatdrukreguleerder = 400 kPa



Inlaatdrukreguleerder = 500 kPa



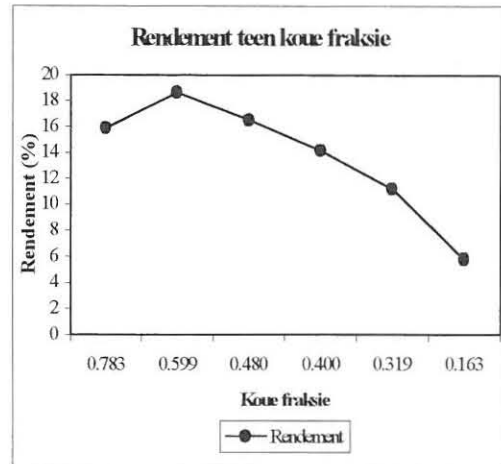
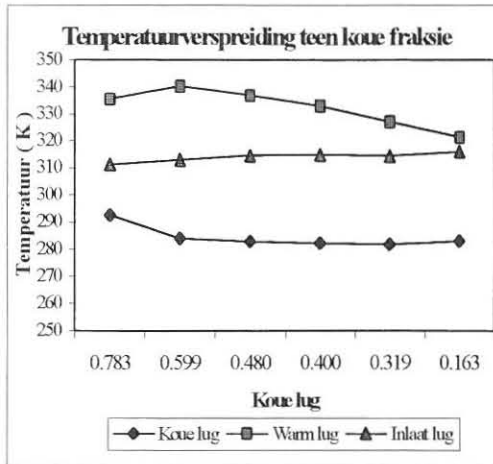
Inlaatdrukreguleerder = 600 kPa



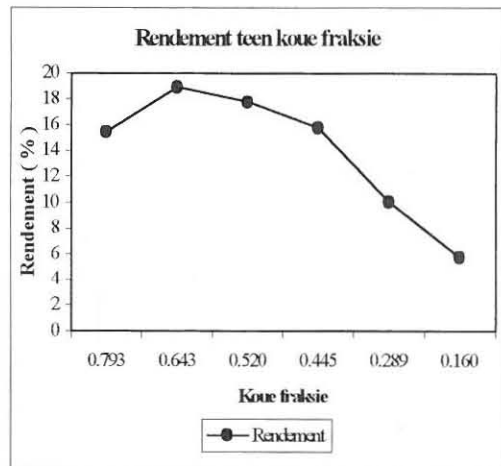
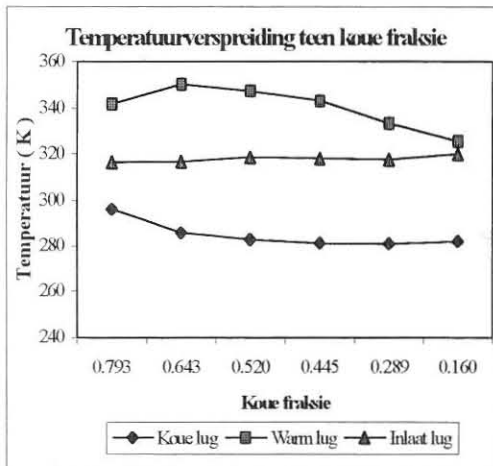
Figuur 6.32 Grafieke van die ϕ 22 mm kort buis met die ϕ 7,5 mm mondstuk

22 mm Diameter lang buis met Konvergerende spuitstuk met 7,5 mm diameter mondstuk

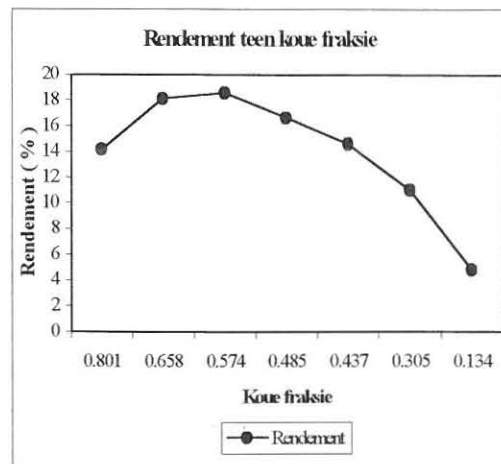
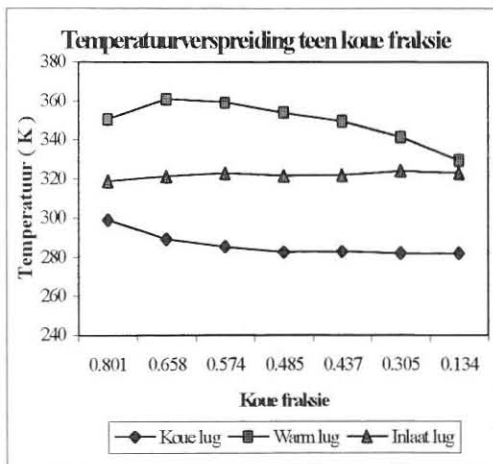
Inlaatdrukreguleerder = 400 kPa



Inlaatdrukreguleerder = 500 kPa



Inlaatdrukreguleerder = 600 kPa



Figuur 6.33 Grafieke van die ϕ 22 mm lang buis met die ϕ 7,5 mm mondstuk

Tabel 6.13 Opsomming van resultate van konvergerende spuitstukblok

Buis	Inlaatdruk 400 kPa		Inlaatdruk 500 kPa		Inlaatdruk 600 kPa	
	η_{maks} (%)	ΔT_c (°C)	η_{maks} (%)	ΔT_c (°C)	η_{maks} (%)	ΔT_c (°C)
	en μ	en μ	en μ	en μ	en μ	en μ
1E	11,43 0,585	25,70 0,189	12,60 0,628	32,20 0,158	11,98 0,532	37,10 0,137
2E	13,49 0,530	31,30 0,187	12,73 0,497	34,90 0,156	11,57 0,385	38,60 0,128
3E	13,16 0,531	30,20 0,268	12,55 0,463	36,70 0,230	12,16 0,421	41,60 0,122
4E	17,09 0,601	32,50 0,190	17,44 0,642	36,40 0,162	16,76 0,663	40,40 0,138
5E	18,63 0,599	33,10 0,163	18,88 0,643	37,50 0,160	18,55 0,574	42,10 0,305

6.8 KONVERGEREND-DIVERGERENDE SPUITSTUK

6.8.1 INLEIDING

Na aanleiding van die verkreeë resultate is daar besluit om die konvergerende spuitstuk te vervang met 'n konvergerend-divergerende spuitstuk (sien figuur 5.10) om die werksverrigting van die werwelingsbuisse verder te ondersoek. Twee konvergerende spuitstukblokke is vervaardig om onderskeidelik op die ϕ 26 mm en ϕ 22 mm werwelingsbuisse te pas. Tabel 6.14 toon die klassifikasie van die werwelingsbuisse aan wat getoets is met die konvergerende spuitstukblok.

Tabel 6.14 Klassifikasie van werwelingsbuisse met konvergerend-divergerende spuitstukblok

Buis	Beskrywing
1F	ϕ 26 mm Werwelingsbuis met ϕ 7,5 mm mondstuk
2F	ϕ 22 mm Kort werwelingsbuis met ϕ 5,5 mm mondstuk
3F	ϕ 22 mm Lang werwelingsbuis met ϕ 5,5 mm mondstuk
4F	ϕ 22 mm Kort werwelingsbuis met ϕ 7,5 mm mondstuk
5F	ϕ 22 mm Lang werwelingsbuis met ϕ 7,5 mm mondstuk

6.8.2 26 mm en 22 mm DIAMETER WERWELINGSBUIS

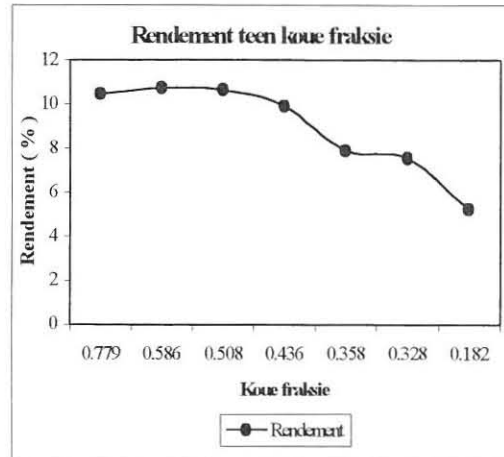
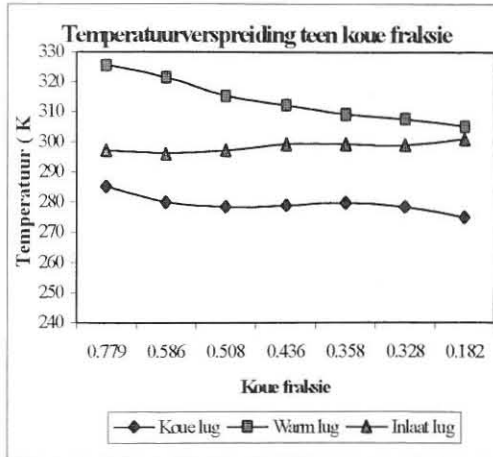


Figure 6.34 tot 6.38 toon die grafieke van die temperatuurverspreiding van die koue-, warm- en inlaatlug en van die rendement van die werwelingsbuisse teenoor die koue fraksie aan vir buise 1F tot 5F teen die verskillende inlaatdrukke. Tabel 6.15 toon 'n opsomming van die maksimum rendement (η_{maks}) en die maksimum temperatuurdaling in die koue lug (ΔT_c) vanaf die inlaatlug met die betrokke koue fraksie (μ) vir werwelingsbuisse 1F tot 5F.

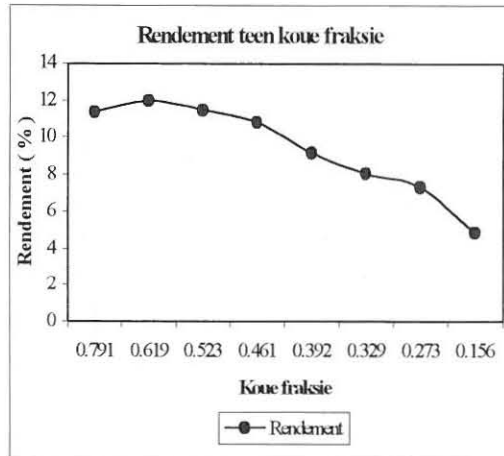
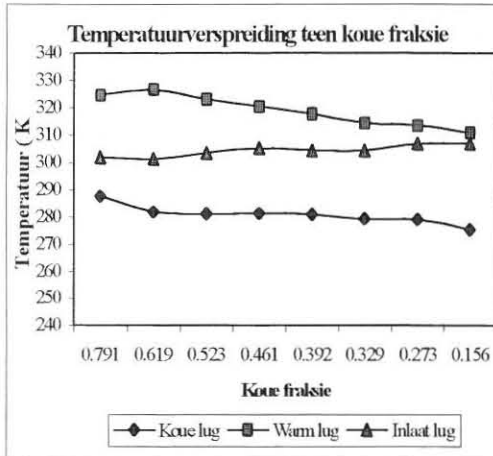
Vanuit die bostaande resultate is geen verbetering in die werkverrigting van die werwelingsbuisse waargeneem teenoor die konvergerende spuitstukblok nie. Die rendement van buise 1F tot 5F en die maksimum temperatuurdaling van die koue lug het ongeveer met 3 % gedaal teenoor die resultate van buise 1E tot 5E, wat toon dat die buise se werkverrigting nie baie afhanklik is van gevorderde spuitstukvorme nie.

26 mm Diameter buis met Konvergeer/divergerende spuitstuk

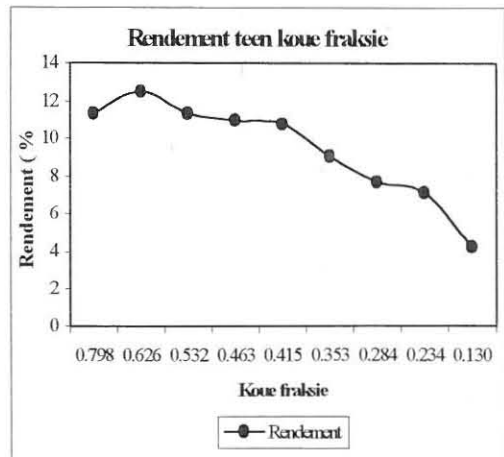
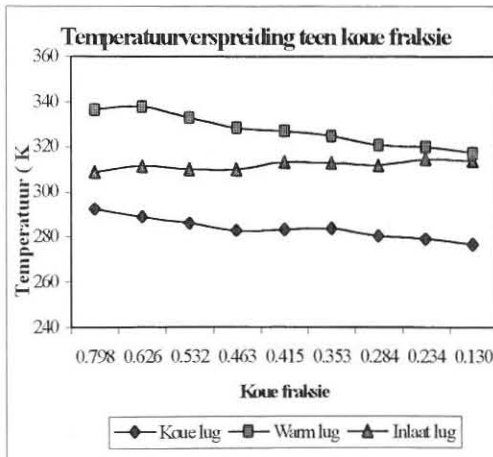
Inlaatdrukreguleerder = 400 kPa



Inlaatdrukreguleerder = 500 kPa



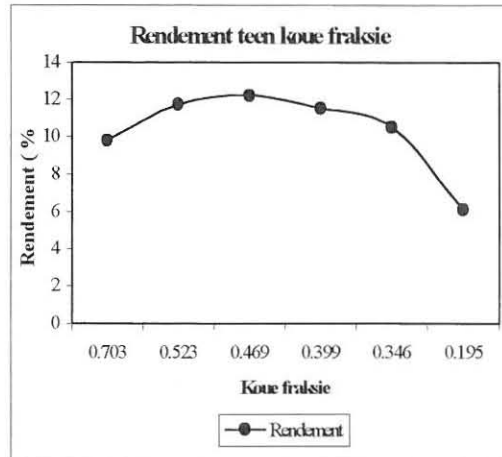
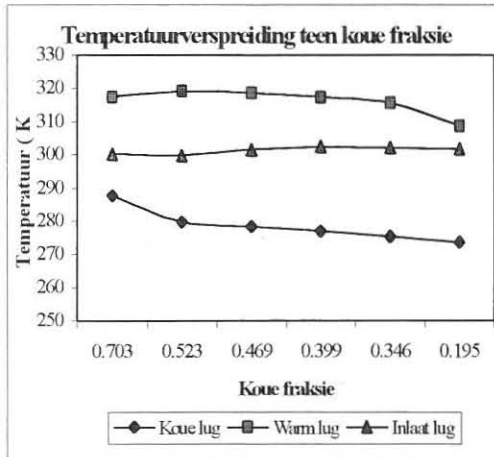
Inlaatdrukreguleerder = 600 kPa



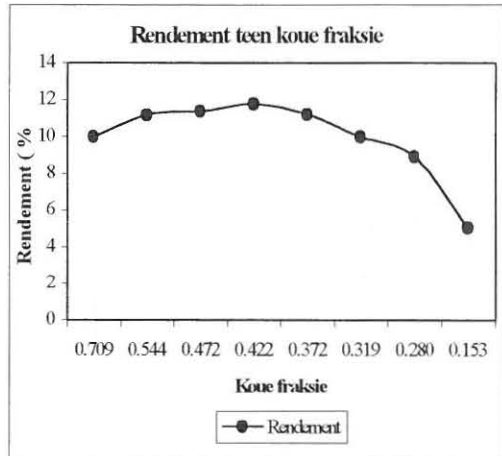
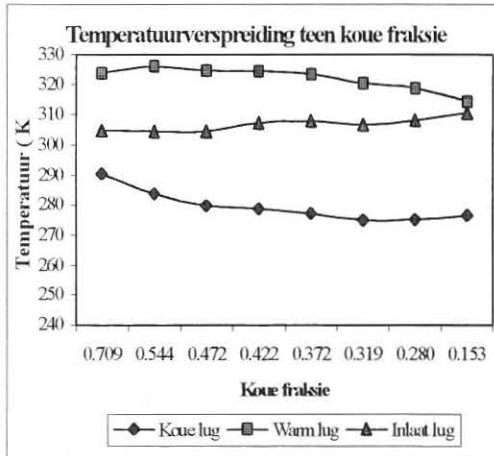
Figuur 6.34 Grafieke van ϕ 26 mm buis met konvergeerend-divergerende spuitstuk

22 mm Diameter kort buis met Konv./divergerende spuitstuk met 5,5 mm diameter mondstuk

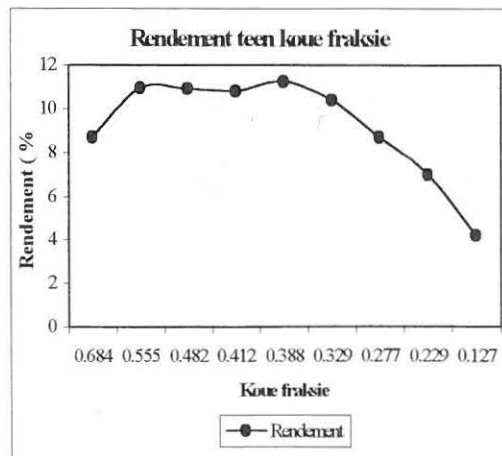
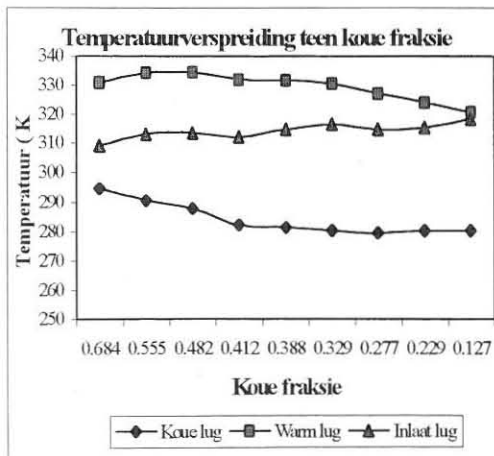
Inlaatdrukreguleerder = 400 kPa



Inlaatdrukreguleerder = 500 kPa



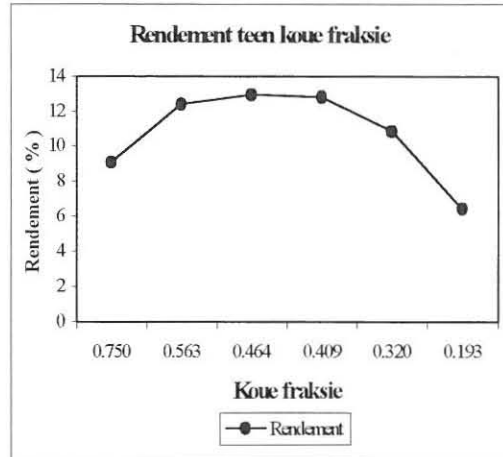
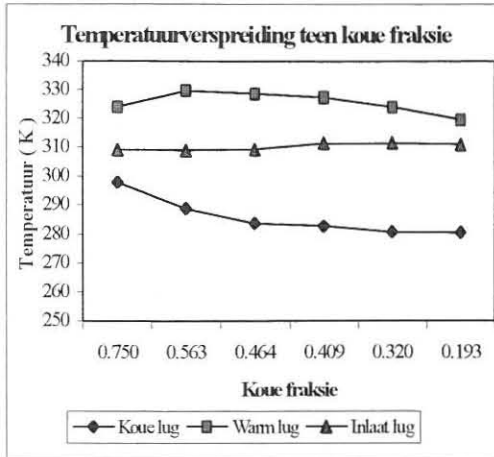
Inlaatdrukreguleerder = 600 kPa



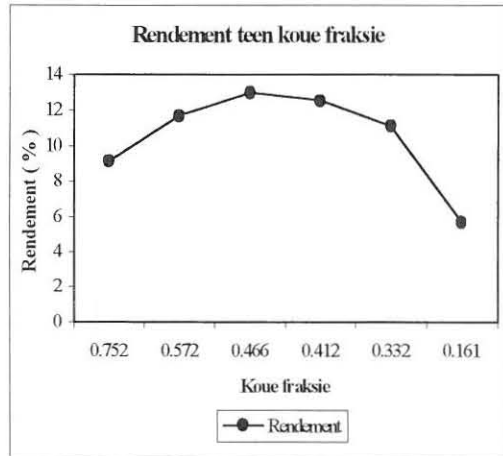
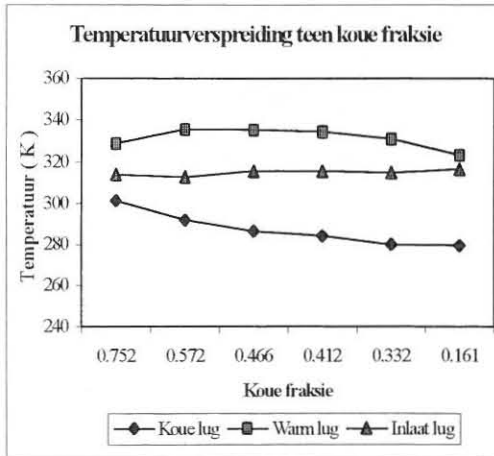
Figuur 6.35 Grafieke van die ϕ 22 mm kort buis met die ϕ 5,5 mm mondstuk

22 mm Diameter lang buis met Konv./divergerende spuitstuk met 5,5 mm diameter mondstuk

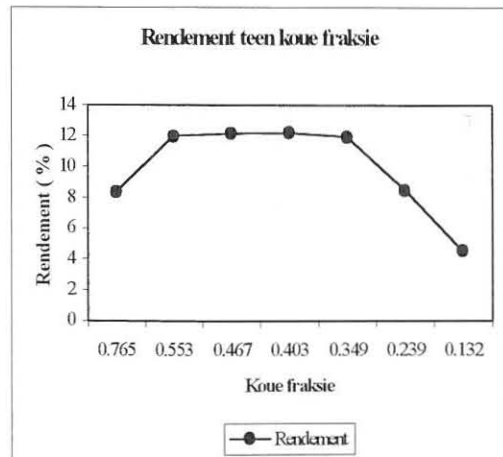
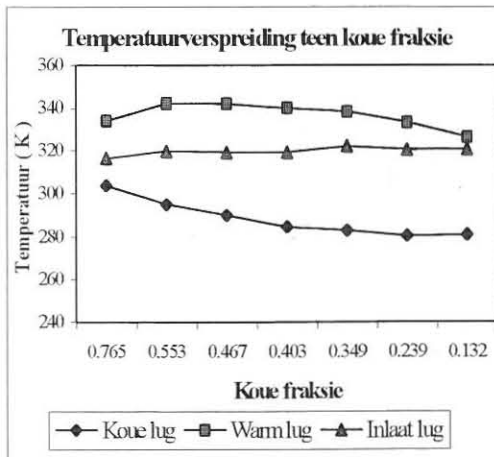
Inlaatdrukreguleerder = 400 kPa



Inlaatdrukreguleerder = 500 kPa



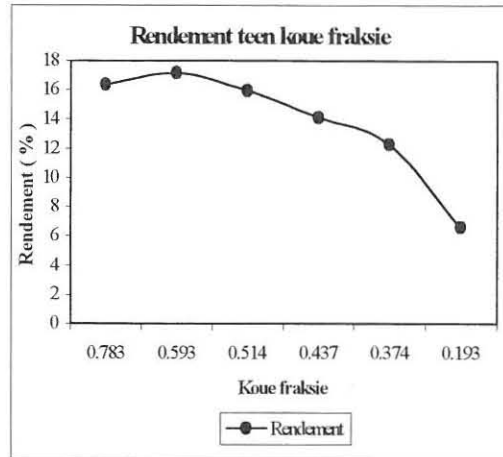
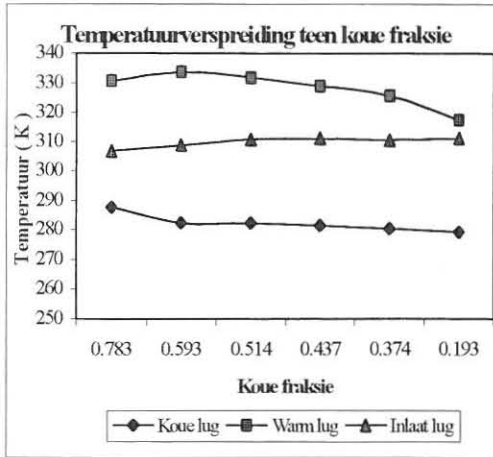
Inlaatdrukreguleerder = 600 kPa



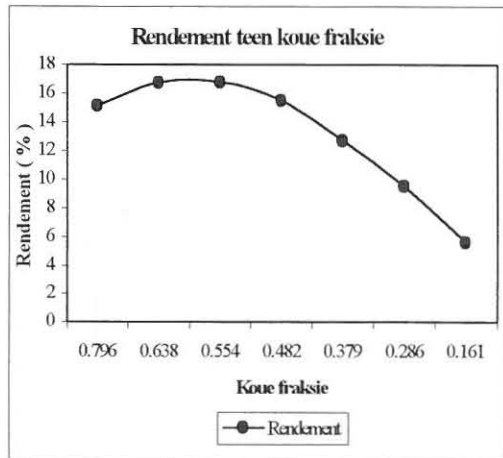
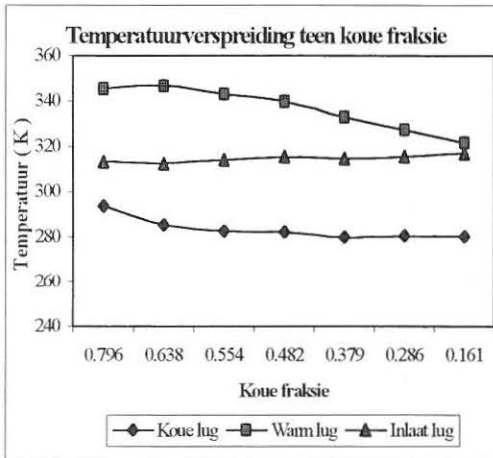
Figuur 6.36 Grafieke van die ϕ 22 mm lang buis met die ϕ 5,5 mm mondstuk

22 mm Diameter kort buis met Konv./divergerende spuitstuk met 7,5 mm diameter mondstuk

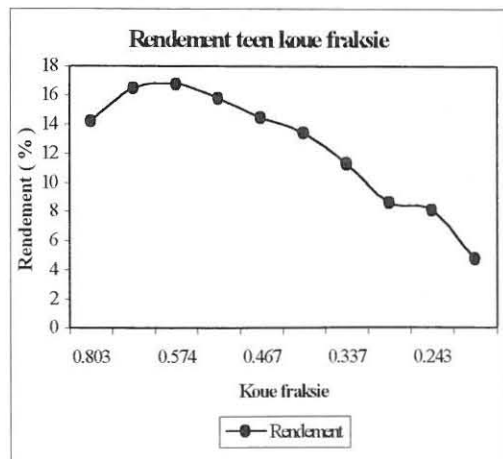
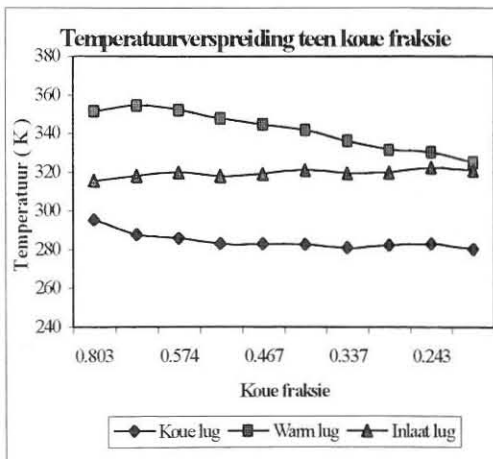
Inlaatdrukreguleerder = 400 kPa



Inlaatdrukreguleerder = 500 kPa



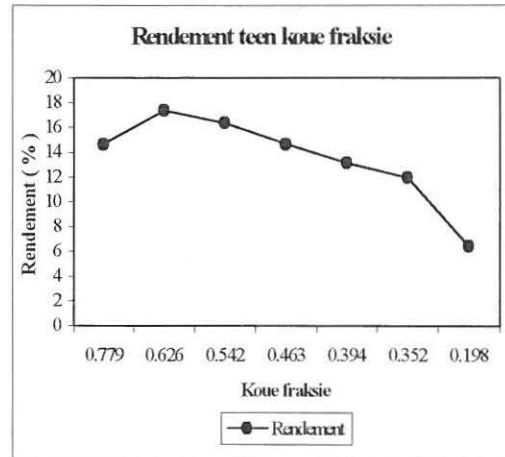
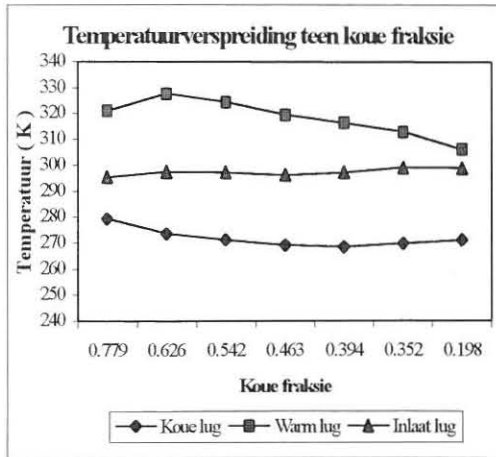
Inlaatdrukreguleerder = 600 kPa



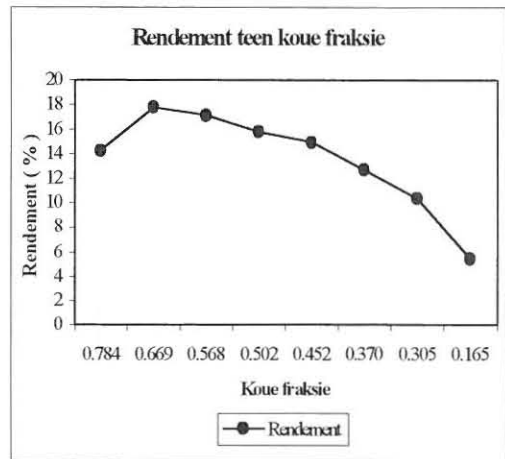
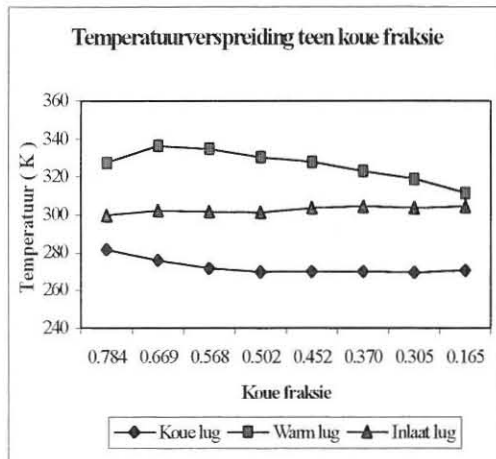
Figuur 6.37 Grafieke van die ϕ 22 mm kort buis met die ϕ 7,5 mm mondstuk

22 mm Diameter lang buis met Konv./divergerende spuitstuk met 7,5 mm diameter mondstuk

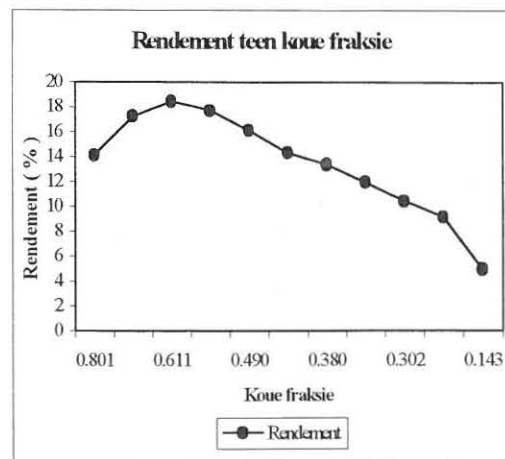
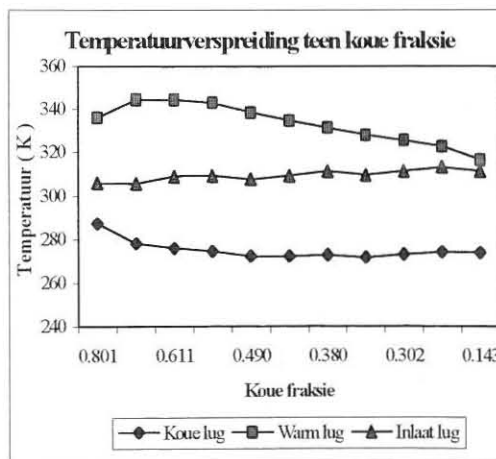
Inlaatdrukreguleerder = 400 kPa



Inlaatdrukreguleerder = 500 kPa



Inlaatdrukreguleerder = 600 kPa



Figuur 6.38 Grafieke van die ϕ 22 mm lang buis met die ϕ 7,5 mm mondstuk

Tabel 6.15 Opsomming van resultate van
konvergerend-divergerende spuitstukblok

Buis	Inlaatdruk 400 kPa		Inlaatdruk 500 kPa		Inlaatdruk 600 kPa	
	η_{maks} (%)	ΔT_c (°C)	η_{maks} (%)	ΔT_c (°C)	η_{maks} (%)	ΔT_c (°C)
	en μ	en μ	en μ	en μ	en μ	en μ
1F	10,69	26,00	11,94	31,40	12,50	36,80
	0,586	0,182	0,619	0,156	0,626	0,130
2F	12,21	28,00	11,77	33,80	10,95	38,20
	0,469	0,195	0,422	0,153	0,555	0,127
3F	12,91	31,10	12,58	36,80	12,19	40,30
	0,464	0,320	0,461	0,160	0,466	0,239
4F	17,11	31,80	16,79	36,70	16,73	40,40
	0,593	0,193	0,554	0,161	0,574	0,135
5F	17,35	29,60	17,76	33,70	18,43	39,00
	0,626	0,352	0,669	0,305	0,611	0,258

6.9 INVLOED VAN DIE INLAATDRUK

Deur die drukreguleerder by die kompressor te verstel vanaf 400 kPa tot 600 kPa het geen beduidende invloed op die werkverrigting van die werwelingsbuis gehad nie. Die rendemente van die werwelingsbuis het redelik konstant gebly met die variasie in inlaatdruk. Ter bevestiging van bogenoemde word die maksimum rendement (teen die verskillende inlaatdrukke) van die 22 mm diameter kort en lang werwelingsbuis met die ϕ 3 mm x 4 tangensiale spuitstukblok en die ϕ 7,5 mm mondstuk in tabel 6.16 weergegee.

Tabel 6.16 Variasie in maksimum rendement met inlaatdruk

Druk	φ 22 mm Buis (kort)	φ 22 mm Buis (lang)
400 kPa	18,84%	17,21%
500 kPa	18,7%	18,92%
600 kPa	17,2%	18,47%

'n Duidelike verbetering het egter plaasgevind in die temperatuurdaling van die koue lug vanaf die inlaatlugtemperatuur (ΔT_c) by al die werwelingsbuis met die verskillende spuitstukke. Ter bevestiging van die bogenoemde word die maksimum temperatuurdaling (teen die verskillende inlaatdrukke) van die 22 mm diameter kort en lang werwelingsbuis met die φ 4 mm x 2 tangensiale spuitstukklok en die φ 7,5 mm mondstuk in tabel 6.17 weergegee.

Tabel 6.17 Variasie in maksimum temperatuurdaling (ΔT_c) met inlaatdruk

Druk	φ 22 mm Buis (kort)	φ 22 mm Buis (lang)
400 kPa	31,3°C	31,4°C
500 kPa	37,0°C	36,8°C
600 kPa	40,7°C	42,3°C

6.10 INVLOED VAN DIE DIAMETER OP DIE WERWELINGSBUIS

Die twee 22 mm diameter werwelingsbuis met die φ 7,5 mm mondstuk het beter resultate opgelewer as die 26 mm diameter werwelingsbuis met die

ϕ 7,5 mm mondstuk. Die 22 mm diameter werwelingsbuis het met al die verskillende spuitstukke en die verskillende inlaatdrukke 'n verbetering in rendement en temperatuurdaling in die koue lug gelewer. Ter bevestiging van die bogenoemde word die verbetering in die maksimum rendement (η_{maks}) en maksimum temperatuurdaling in die koue lug (ΔT_c) (teen die verskillende inlaatdrukke) van die werwelingsbuis met die 3 mm x 4 tangensiale spuitstukklok en die ϕ 7,5 mm mondstuk in tabel 6.18 weergegee.

Tabel 6.18 Verbetering in maksimum rendement en temperatuurdaling (ΔT_c) met die verandering in binnediameter van die werwelingsbuis

Druk	ϕ 26 mm Buis	ϕ 22 mm Buis (kort)	ϕ 22 mm Buis (lang)
400 kPa	11,2%	18,84%	17,21%
	23,3°C	32,1°C	30,1°C
500 kPa	12,72%	18,7%	18,92%
	31,4°C	35,7°C	35,2°C
600 kPa	12,76%	17,2%	18,47%
	37,1°C	39,1°C	40,4°C

6.11 INVLOED VAN DIE LENGTE VAN DIE WERWELINGSBUIS

Oor die algemeen het die ϕ 22 mm langer werwelingsbuis beter resultate opgelewer as die ϕ 22 mm diameter korter werwelingsbuis, wat bevindinge van vorige navorsers staaf. Indien die buislengte groter is as 30 diameters, vind daar feitlik geen verandering in die werkverrigting van die buis plaas nie [8].

Ter bevestiging van die bogenoemde word die verbetering in die maksimum rendement (η_{maks}) en maksimum temperatuurdaling in die koue lug (ΔT_c) (teen die verskillende inlaatdrukke) van die 22 mm diameter kort en lang werwelingsbuis met die konvergerende spuitstukblok en die ϕ 7,5 mm mondstuk in tabel 6.19 weergegee.

Tabel 6.19 Verbetering in maksimum rendement en temperatuurdaling (ΔT_c) met die verandering in lengte van die werwelingsbuis

Druk	ϕ 22 mm Buis (kort)	ϕ 22 mm Buis (lang)
400 kPa	17,09%	18,63%
	32,5°C	33,1°C
500 kPa	17,44	18,88%
	36,4°C	37,5°C
600 kPa	16,76%	18,55%
	40,4°C	42,1°C

6.12 INVLOED VAN DIE DIAMETER VAN DIE MONDSTUK

Die invloed op die werkverrigting van die werwelingsbuis is duidelik getoon deur die gebruik van die mondstukke met verskillende diameters van 7,5 mm en 5,5 mm. Deur die mondstukdiameter te verander, word die drukverskil tussen die koue- en warm uitlaatkante van die werwelingsbuis verander, soos aangetoon in vergelyking (4.2). Hoe groter dus die mondstukdiameter, hoe kleiner sal die drukverskil tussen die koue- en warm uitlaatkante wees omrede

die snelheid (u_{cz}) ook kleiner word, soos getoon in vergelykings (4.2) en (4.3).

Vanuit vergelyking (4.1) kan waargeneem word dat 'n kleiner drukverskil

($p_h - p_c$), 'n laer waarde in die temperatuur van die koue uitlaatlug (T_c)

lewer, wat beteken 'n hoër koue fraksie (μ) en beter verkoelingsvermoë.

Die resultate het duidelik getoon dat die ϕ 7,5 mm mondstuk in al die gevalle

baie beter rendemente en temperatuurdalings in die koue lug gelewer het. Ter

bevestiging van bogenoemde word die verbetering in maksimum rendement

(η_{maks}) en maksimum temperatuurdaling in die koue lug (ΔT_c) (met die

ooreenstemmende koue fraksie in hakies agterna) van die 22 mm diameter

korter werwelingsbuis met die ϕ 3 mm x 4 tangensiale spuitstukblok in tabel

6.20 getoon teen die verskillende inlaatdrukke.

Tabel 6.20 Verbetering in maksimum rendement en temperatuurdaling (ΔT_c)
met die verandering in mondstukdiameter

Druk	ϕ 5,5 mm Mondstuk η_{maks} en (μ) ΔT_c en (μ)	ϕ 7,5 mm Mondstuk η_{maks} en (μ) ΔT_c en (μ)
400 kPa	12,56% (0,456) 29,1°C (0,305)	18,84% (0,602) 32,1°C (0,325)
500 kPa	11,9% (0,548) 31,2°C (0,141)	18,7% (0,649) 35,7°C (0,379)
600 kPa	11,26% (0,482) 35,6°C (0,214)	17,2% (0,592) 39,1°C (0,372)

6.13 INVLOED VAN DIE DIAMETER VAN DIE SPUITSTUK

Die invloed op die werkverrigting van die werwelingsbuis deur die diameter van die spuitstukke te verander is duidelik aangetoon deur die gebruik van die ϕ 6 mm x 2 tangensiale spuitstukblok, die ϕ 4 mm x 2 tangensiale spuitstukblok en die ϕ 3 mm x 4 tangensiale spuitstukblok.

Deur die diameter te verklein van 6 mm na 4 mm en na 3 mm word die kinetiese energie van die lugstraal verhoog wat in die werwelingsbuis ingespuut word vir dieselfde massavloeiempo, sien vergelyking (5.3). Dit het tot gevolg dat die werkverrigting van die werwelingsbuis verbeter het, sien vergelykings (5.4) en (4.1).

Die resultate het duidelik getoon dat die ϕ 4 mm x 2 tangensiale spuitstukblok en die ϕ 3 mm x 4 tangensiale spuitstukblok teen al die verskillende drukke baie beter rendemente en temperatuurdalings in die koue lug gelever het.

Ter bevestiging van bogenoemde word die verbetering in maksimum rendement (η_{maks}) en maksimum temperatuurdaling in die koue lug (ΔT_c) (met die ooreenstemmende koue fraksie in hakies agterna) van die 26 mm diameter werwelingsbuis met die ϕ 7,5 mm mondstuk in tabel 6.21 aangetoon teen die verskillende inlaatdrukke.

Tabel 6.21 Verbetering in maksimum rendement en temperatuurdaling (ΔT_c) met die verandering in spuitstukdiameter

Druk	ϕ 6 mm x 2 Spuitstukblok η_{maks} en (μ) ΔT_c en (μ)	ϕ 4 mm x 2 Spuitstukblok η_{maks} en (μ) ΔT_c en (μ)	ϕ 3 mm x 4 Spuitstukblok η_{maks} en (μ) ΔT_c en (μ)
400 kPa	8,07% (0,600) 15,7°C (0,170)	12,93% (0,776) 27,6°C (0,175)	11,2% (0,520) 23,3°C (0,180)
500 kPa	8,9% (0,630) 19,9°C (0,140)	12,7% (0,623) 31,8°C (0,156)	12,72% (0,624) 31,4°C (0,150)
600 kPa	8,94% (0,570) 27,0°C (0,120)	12,39% (0,658) 38,6°C (0,131)	12,76% (0,640) 37,1°C (0,153)

6.14 INVLOED VAN DIE INLAATHOEK

Die invloed op die werkverrigting van die werwelingsbuis deur die lug nie tangensiaal in te spuit nie, maar teen 'n hoek op die omtrek en teen 'n hoek met die vertikaal van die werwelingsbuis, word in die volgende punte saamgevat.

6.14.1 TANGENSIAAL VERSUS INLAATHOEK OP DIE OMTREK

Die ϕ 3 mm x 4 tangensiale spuitstukblok is getoets teenoor twee ander ϕ 3 mm x 4 spuitstukblokke met spuitstukke wat gerig is teen 'n inlaathoek met die omtrek van die werwelingsbuis. Die spuitstukblok op die ϕ 26 mm werwelingsbuis het spuitstukke wat gerig is teen 'n inlaathoek van 32° met die

omtrek. Die spuitstukblok op die twee ϕ 22 mm werwelingsbuis het spuitstukke wat gerig is teen 'n inlaathoek van 15° met die omtrek.

Tabel 6.22 toon die resultate van die maksimum rendement (η_{maks}) en maksimum temperatuurdaling in die koue lug (ΔT_c) (met die ooreenstemmende koue fraksie in hakies agterna) van die 26 mm diameter werwelingsbuis met die ϕ 7,5 mm mondstuk vir die ϕ 3 mm x 4 tangensiale spuitstukblok en die ϕ 3 mm x 4 spuitstukblok met spuitstukke wat gerig is teen 'n inlaathoek van 32° met die omtrek teen die verskillende inlaatdrukke.

Tabel 6.22 Resultate van maksimum rendement en temperatuurdaling (ΔT_c) vir tangensiale spuitstukblok versus 32° inlaathoek met omtrek

Druk	ϕ 3 mm x 4 tangensiaal η_{maks} en (μ) ΔT_c en (μ)	32° inlaathoek met omtrek η_{maks} en (μ) ΔT_c en (μ)
400 kPa	11,2% (0,520) 23,3°C (0,180)	10,56% (0,526) 24,2°C (0,180)
500 kPa	12,72% (0,624) 31,4°C (0,150)	12,17% (0,629) 28,4°C (0,148)
600 kPa	12,76% (0,640) 37,1°C (0,153)	12,09% (0,799) 36,3°C (0,128)

Tabel 6.23 toon die resultate van die maksimum rendement (η_{maks}) en maksimum temperatuurdaling in die koue lug (ΔT_c) (met die

ooreenstemmende koue fraksie in hakies agterna) van die 22 mm diameter lang werwelingsbuis met die ϕ 7,5 mm mondstuk vir die ϕ 3 mm x 4 tangensiale spuitstukblok en die ϕ 3 mm x 4 spuitstukblok met spuitstukke wat gerig is teen 'n inlaathoek van 15° met die omtrek teen die verskillende inlaatdrukke.

Tabel 6.23 Resultate van maksimum rendement en temperatuurdaling (ΔT_c) vir tangensiale spuitstukblok versus 15° inlaathoek met omtrek

Druk	ϕ 3 mm x 4 tangensiaal η_{maks} en (μ) ΔT_c en (μ)	15° inlaathoek met omtrek η_{maks} en (μ) ΔT_c en (μ)
400 kPa	17,21% (0,613) 30,1°C (0,409)	17,04% (0,504) 30,6°C (0,321)
500 kPa	18,92% (0,644) 35,2°C (0,396)	18,69% (0,650) 35,4°C (0,151)
600 kPa	18,47% (0,570) 40,4°C (0,267)	18,21% (0,573) 41,1°C (0,126)

Deur die lug teen 'n hoek van 32° en 15° in die onderskeie werwelingsbuis in te spuit, is die maksimum rendement van die werwelingsbuis nadelig beïnvloed, soos getoon in tabelle 6.22 en 6.23. Vanaf tabel 6.23 kan egter waargeneem word dat daar 'n klein verbetering in die maksimum temperatuurdaling van die koue lug (ΔT_c) plaasgevind het.

6.14.2 TANGENSIAAL VERSUS 3° INLAATHOEK MET VERTIKAAL

Die ϕ 4 mm x 2 tangensiale spuitstukblok is getoets teenoor die ϕ 4 mm x 2 spuitstukblok met spuitstukke wat gerig is teen 'n inlaathoek van 3° met die vertikaal van die 26 mm diameter werwelingsbuis, sien figuur 6.14. Tabel 6.24 toon die resultate van die maksimum rendement (η_{maks}) en maksimum temperatuurdaling in die koue lug (ΔT_c) (met die ooreenstemmende koue fraksie in hakies agterna) van die 26 mm diameter werwelingsbuis met die ϕ 7,5 mm mondstuk vir die ϕ 4 mm x 2 tangensiale spuitstukblok en die ϕ 4 mm x 2 spuitstukblok met spuitstukke wat gerig is teen 'n inlaathoek van 3° met die vertikaal teen die verskillende inlaatdrukke.

Tabel 6.24 Resultate van maksimum rendement en temperatuurdaling (ΔT_c) vir tangensiale spuitstukblok versus 3° inlaathoek met vertikaal

Druk	ϕ 4 mm x 2 tangensiaal η_{maks} en (μ) ΔT_c en (μ)	3° inlaathoek met vertikaal η_{maks} en (μ) ΔT_c en (μ)
400 kPa	12,93% (0,776) 27,6°C (0,175)	11,60% (0,590) 26,4°C (0,180)
500 kPa	12,70% (0,623) 31,8°C (0,156)	12,26% (0,790) 32,5°C (0,153)
600 kPa	12,39% (0,658) 38,6°C (0,131)	12,27% (0,620) 37,2°C (0,130)

Vanaf tabel 6.24 kan afgelei word dat deur die die lug teen 'n hoek van 3° met die vertikaal in die werwelingsbuis in te spuit het dit die werkverrigting van die werwelingsbuis nadelig beïnvloed. Die verskille is egter klein en kan dus afgelei word dat die spuitstukke die lug tangensiaal en loodreg met die lengte-as in die werwelingsbuis moet inspuite om sodoende optimum werksverrigting uit die werwelingsbuis te kry.

6.15 INVLOED VAN DIE SPUITSTUKVORM

Die invloed van verskillende spuitstukvorme op die werkverrigting van die werwelingsbuis is in die studie ondersoek deur gebruik te maak van 'n 15° tapse spuitstuk, 'n konvergerende spuitstuk en 'n konvergerend-divergerende spuitstuk. Ter bevestiging van die bogenoemde word die resultate van die maksimum rendement (η_{maks}) en maksimum temperatuurdaling in die koue lug (ΔT_c) (teen die verskillende inlaatdrukke) van die $\phi 22$ mm diameter lang werwelingsbuis met die $\phi 7,5$ mm mondstuk vir verskillende spuitstukvorme in tabel 6.25 getoon.

Die resultate het duidelik getoon dat die konvergerende spuitstuk die beste rendemente en temperatuurdalings in die koue lug opgelewer het tussen die drie spuitstukvorme en kan waargeneem word dat daar 'n klein verskil is in die werkverrigting van die werwelingsbuis vir die verskillende spuitstukvorme.

Tabel 6.25 Resultate van maksimum rendement en temperatuurdaling (ΔT_c) vir verskillende spuitstukvorms

Druk	15° Tapse Spuitstuk η_{maks} en (μ) ΔT_c en (μ)	Konvergerende Spuitstuk η_{maks} en (μ) ΔT_c en (μ)	Konvergerend- divergerende Spuitstuk η_{maks} en (μ) ΔT_c en (μ)
400 kPa	16,92% (0,578) 31,5°C (0,160)	18,63% (0,599) 33,1°C (0,163)	17,35% (0,626) 29,6°C (0,352)
500 kPa	17,61% (0,636) 37,0°C (0,166)	18,88% (0,643) 37,5°C (0,160)	17,76% (0,669) 33,7°C (0,305)
600 kPa	17,57% (0,660) 41,1°C (0,367)	18,55% (0,574) 42,1°C (0,305)	18,43% (0,611) 39,0°C (0,258)

6.16 MAKSIMUM RENDEMENT

Soos gestel in paragraaf 6.11 het die 22 mm diameter lang werwelingsbuis met die 7,5 mm diameter mondstuk die beste resultate gelever. Die maksimum rendement van 18,92% teen 'n koue fraksie van 0,644 is verkry met die ϕ 3 mm x 4 tangensiale spuitstukblok teen 'n inlaatdruk van 500 kPa. Teen dieselfde inlaatdruk het die konvergerende spuitstukblok 'n rendement van 18,88% teen 'n koue fraksie van 0,643 gelever. Teen dieselfde inlaatdruk het die ϕ 4 mm x 2 tangensiale spuitstukblok 'n rendement van 18% teen 'n koue fraksie van 0,635 gelever.

Die maksimum temperatuurdaling in die koue lug (ΔT_c) van 42,3°C, teen 'n koue fraksie van 0,284 is verkry met die bostaande werwelingsbuis met die

ϕ 4 mm x 2 tangensiale spuitstukblok teen 'n inlaatdruk van 600 kPa. Teen dieselfde inlaatdruk het die konvergerende spuitstukblok 'n temperatuurdaling van 42,1°C teen 'n koue fraksie van 0,305 gelewer. Teen dieselfde inlaatdruk het die 15° tapse spuitstukblok 'n temperatuurdaling van 41,1°C teen 'n koue fraksie van 0,367 gelewer.

GEVOLGTREKKING EN SAMEVATTING

7.1 INLEIDING

Hierdie werk behels die evaluering van die verkoelingsvermoë van verskillende groottes werwelingsbuis en mondstukke. Verskillende konfigurasies van spuitstukke is ontwerp en vervaardig om die werkverrigting van die werwelingsbuis te evalueer en te verbeter. Die studie het getoon dat die verkoelingsvermoë van die werwelingsbuis, wat gebruik maak van verskillende konfigurasies van spuitstukke, beslis beter is as die oorspronklike werwelingsbuis met 'n ϕ 6 mm x 2 tangensiale spuitstukblok. Verder is getoon dat, deur die diameter van die werwelingsbuis te verklein en die mondstukdiameter te vergroot, die rendement van die werwelingsbuis verhoog en die temperatuurdaling in die koue lug vergroot is.

'n Samevatting van die resultate behaal met die werwelingsbuis, spuitstukke en die mondstukke word vervolgens aangebied met aanbevelings vir moontlike verdere ontwikkeling. Die werkverrigting van die drie werwelingsbuis sal in die gevolgtrekking onder die volgende hoofde met mekaar vergelyk word:

1. Invloed van die inlaatdruk.
2. Invloed van die diameter op die werwelingsbuis.
3. Invloed van die lengte van die werwelingsbuis.
4. Invloed van die diameter van die mondstuk.

5. Invloed van die diameter van die spuitstuk.
6. Invloed van die inlaathoek.
7. Invloed van die spuitstukvorm.
8. Maksimum rendement.

7.2 INVLOED VAN DIE INLAATDRUK

Deur die drukreguleerder by die kompressor te verstel vanaf 400 kPa tot 600 kPa het geen beduidende invloed op die werkverrigting van die werwelingsbuis gehad nie. Die rendemente van die werwelingsbuis het redelik konstant gebly met die variasie in inlaatdruk. 'n Duidelike verbetering het egter plaasgevind in die temperatuurdaling van die koue lug vanaf die inlaatlugtemperatuur (ΔT_c) by al die werwelingsbuis met die verskillende spuitstukke.

7.3 INVLOED VAN DIE DIAMETER VAN DIE WERWELINGSBUIS

Die kleiner diameter werwelingsbuis het met al die verskillende spuitstukke en teen die verskillende inlaatdrukke 'n verbetering in rendement en temperatuurdaling in die koue lug gelever.

7.4 INVLOED VAN DIE LENGTE VAN DIE WERWELINGSBUIS

Oor die algemeen het die langer werwelingsbuis beter rendemente en groter temperatuuurdalings van die koue lug vanaf die inlaatlugtemperatuur (ΔT_c)

opgelewer as die korter werwelingsbuis. Die verskille is egter nie baie groot nie en dus kan afgelei word dat die lengte van die buis nie so 'n bepalende faktor is in die ontwerp van die werwelingsbuis nie.

7.5 INVLOED VAN DIE DIAMETER VAN DIE MONDSTUK

Die werkverrigting van die werwelingsbuis word beïnvloed deur die keuse van die mondstukdiameter. Deur die mondstukdiameter te verander, word die drukverskil tussen die koue- en warm uitlaatkante van die werwelingsbuis verander. Die resultate het duidelik getoon dat die mondstuk met die groter deursnit in al die gevalle baie beter rendemente en temperatourdalings in die koue lug gelever het. Verdere studie kan gedoen word deur die mondstukdiameter te bepaal vir optimum werkverrigting van die werwelingsbuis.

7.6 INVLOED VAN DIE DIAMETER VAN DIE SPUITSTUK

Die invloed op die werkverrigting van die werwelingsbuis deur die diameter van die spuitstukke te verander is duidelik aangetoon deur gebruik te maak van die $\phi 6 \text{ mm} \times 2$ tangensiale spuitstukklok, die $\phi 4 \text{ mm} \times 2$ tangensiale spuitstukklok en die $\phi 3 \text{ mm} \times 4$ tangensiale spuitstukklok. Deur die diameter te verklein van 6 mm na 4 mm en na 3 mm word die kinetiese energie van die lugstroom verhoog wat in die werwelingsbuis ingespuut word vir dieselfde massavloeiempo. Dit het tot gevolg dat die werkverrigting van die werwelingsbuis verbeter het. Die resultate het duidelik getoon dat die kleiner

diameter spuitstukblok teen al die verskillende drukke baie beter rendemente en temperatuurdalings in die koue lug gelewer het.

7.7 INVLOED VAN DIE INLAATHOEK

Deur die die lug teen groter hoeke as normaal in die onderskeie werwelingsbuis in te spuit, is die maksimum rendement van die werwelingsbuis nadelig beïnvloed. Daar is egter waargeneem dat daar 'n klein verbetering in die maksimum temperatuurdaling van die koue lug (ΔT_c) plaasgevind het. Die verskille is egter klein en dus kan afgelei word dat die hoek van die spuitstukke met die omtrek van die werwelingsbuis nie 'n bepaalde faktor is met die ontwerp van die werwelingsbuis nie.

7.8 INVLOED VAN DIE SPUITSTUKVORM

Die resultate het duidelik getoon dat die konvergerende spuitstuk die beste rendemente en temperatuurdalings in die koue lug opgelewer het tussen die verskillende spuitstukvorme en kan waargeneem word dat daar 'n klein verskil is in die werkverrigting van die werwelingsbuis vir die verskillende spuitstukvorme. Uit 'n oogpunt van die goedkoopste en maklikste om te vervaardig is die 15° tapse spuitstuk die beste keuse. Die werkverrigting van die werwelingsbuis is nie afhanklik van gespesialiseerde spuitstukke nie, soos in die studie getoon. Die buis funksioneer net so goed met eenvoudige tangensiale spuitstukke. Verdere studie kan ook gedoen word deur die

optimum spuitstukdiameter en hoeveelheid van die spuitstukke nodig, te bepaal vir 'n sekere diameter van die werwelingsbuis.

7.9 MAKSIMUM RENDEMENT

Die lang werwelingsbuis met die groter diameter mondstuk het die beste resultate gelever. Die maksimum rendement van 18,92% teen 'n koue fraksie van 0,644 is verkry met die ϕ 3 mm x 4 tangensiale spuitstukklok teen 'n inlaatdruk van 500 kPa. Teen dieselfde inlaatdruk het die konvergerende spuitstukklok 'n rendement van 18,88% teen 'n koue fraksie van 0,643 gelever, terwyl die ϕ 4 mm x 2 tangensiale spuitstukklok 'n rendement van 18% teen 'n koue fraksie van 0,635 gelever het.

Die maksimum temperatuurdaling in die koue lug (ΔT_c) van 42,3°C, teen 'n koue fraksie van 0,284 is verkry met die bostaande werwelingsbuis met die ϕ 4 mm x 2 tangensiale spuitstukklok teen 'n inlaatdruk van 600 kPa. Teen dieselfde inlaatdruk het die konvergerende spuitstukklok 'n temperatuurdaling van 42,1°C teen 'n koue fraksie van 0,305 gelever, terwyl die 15° tapse spuitstukklok 'n temperatuurdaling van 41,1°C teen 'n koue fraksie van 0,367 gelever het.

7.10 VERDERE TOEPASSING VAN WERWELINGSBUISE

Die werwelingsbuis is 'n unieke instrument wat geen werkende dele bevat nie en het die vermoë om tegelykertyd warm en koue lug uit te laat. Die voordeel

is dat werwelingsbuis klein is en maklik verskuif kan word indien nodig. Die werwelingsbuis het baie goeie resultate gelewer tussen die inlaatdrukke van 400 kPa tot 600 kPa.

Die rendement van die werwelingsbuis kan verder verbeter word deur die apparaat beter te isoleer vanaf die onmiddellike omgewing. Verder kan die temperatuur van die koue lug verlaag word tot sowat -40°C deur die inlaatlug vanaf die kompressor af te koel tot sowat 0°C , deur gebruik te maak van 'n hitte-uitruiler, en dan die werwelingsbuis van die koue lug te voorsien.

Vanuit dié resultate is die verkoeling van die werwelingsbuis baie goed, maar die vloeiempo van die koue lug teen die lae temperatuur is egter laag (wissel van 0,1 tot $0,2\text{ m}^3/\text{min}$). Daarom is dit wenslik om werwelingsbuis te gebruik om kleiner toerusting, soos elektriese onderdele, te verkoel waar 'n lae vloeiempo benodig word. Die werwelingsbuis behoort beperk te word in sy toepassing in die praktyk om verkoeling of verhitting te verskaf tot situasies waar 'n oormaat van saamgedrukte lug beskikbaar is, of in gevalle waar die volle kapasiteit van die kompressor nie benut word nie.

1. **Ahlborn, B., Keller, J.U., Staudt, R., Treitz, G., & Rebhan, E.** Limits of temperature separation in a vortex tube. J. Phys. D: Appl. Phys., 27, 1994. pp. 480-488.
2. **Althouse, A.D., Turnquist, C.H., & Bracciano, A.F.** Modern Refrigeration and Air Conditioning. The Goodheart-Willcox Company Inc., South Holland, Illinois. 1988. pp. 640-703.
3. **Baz, A. and Gilheany, J.** Vortex tube – assisted environmental control of hyperbaric chambers. Journal of Energy Resources Technology, 110, 1988. pp. 230-236.
4. **Bruno, T.J.** Vortex cooling for subambient temperature gas chromatography. Anal. Chem, 58, 1986. pp. 1595–1596.
5. **Deissler, R.G. and Perlmutter, M.** Analysis of the flow and energy separation in a vortex tube. Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 1, 1960. p. 173.
6. **Drotsky, J.G.** Strength of materials for technicians. Butterworths, Durban. 1984. pp. 51-53.
7. **Fraser, P.D.** The vortex tube: an experimental, numerical and applied study. Unpublished MSc (Eng) Thesis. University of Natal. 1982. pp. 4-36.

8. **Fulton, C.D.** Ranque's tube. Refrig. Eng, vol. 58, 1950. p. 473.
9. **Gerhart, P.M., Gross, R.J., & Hochstein, J.I.** Fundamentals of fluid mechanics. Second edition. Addison – Wesley Publishing Company Inc., United States of America. 1992. pp. 195-196, 617-620, 750-843.
10. **Gunter, R.C.** Refrigeration, air conditioning and cold storage. Bailey Brothers and Swinfen Ltd, Folkestone. 1973.
11. **Hartnell, J.P. and Eckert, E.R.G.** Experimental study of the velocity and temperature distribution in a high velocity vortex-type flow. Trans. ASME, vol. 79, 1957. p.751.
12. **Hilsch, R.** The use of the expansion of gases in a centrifugal field as a cooling process. Rev. of Sci. Instruments, vol. 18, no. 2, 1947. p. 108. (Unabridged translation by Estermann).
13. **Hughes, W.F. and Brighton, J.A.** Shaum's outline of theory and problems of fluid dynamics. Shaum Publishing Co., New York. 1967. pp. 106-109.
14. **Joel, R.** Basic engineering thermodynamics. Fifth edition. Addison Wesley Longman Limited, England. 1996. pp. 350-368.
15. **Lin, S., Chen, J., & Vatistas, G.H.** A heat transfer relation for swirl flow in a vortex tube. The Canadian Journal of Chemical Engineering, 68,

December 1990. pp. 944–947.

16. **Massey, B.S.** Mechanics of fluids. Sixth Edition. Chapman and Hall, London. 1992. pp. 319-324.
17. **McGraw-Hill.** Encyclopedia of science and technology. Philippines Copyright. United States of America. New York. 1982.
18. **Munson, B.R., Young, D.F., & Okushi, T.H.** Fundamentals of fluid mechanics. Second edition. John Wiley & Sons Inc., New York. 1994. pp. 341-343.
19. **Pnueli, D. and Cutfinger, C.** Fluid mechanics. Cambridge University Press, Cambridge. 1992. pp. 312-314.
20. **Raudkivi, A.J. and Callander, R.A.** Advanced fluid mechanics. Edward Arnold Publishers Ltd., London. 1975. pp. 98-102.
21. **Rodgers, R.H.** Fluid mechanics. Routledge & Kegan Paul Ltd., London. 1978. pp. 153-159.
22. **Stephan, K., Lin, S., Durst, M., Huang, F. & Seher, D.** An investigation of energy separation in a vortex tube. Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 26, no. 3, 1983. pp. 341-348.

23. **Stephens, R.C. and Bothma, H.J.** Sterkteleer: teorie en voorbeelde. Juta en Kie Bpk., Kaapstad. 1978. pp. 277-279.

24. **Van Wylen, G., Sonntag, R., & Borgnakke, C.** Fundamentals of classical thermodynamics. John Wiley & Sons Inc., New York. 1994. pp.657-681.

25. **Von Mises, R. and Friedrichs, K.O.** Fluid dynamics. Springer – Verlag New York Inc., United States of America. 1971. p. 20.

26. **Zucrow, M.J. and Hoffman, J.D.** Gas dynamics. Volume 1. John Wiley & Sons, New York. 1976. pp. 132-219.

TIPIESE VOORBEELD VAN BEREKENING VAN RENDEMENT

Hier volg 'n tipiese voorbeeld van die berekening van die rendement van die 22 mm lang werwelingsbuis met die 7,5 mm mondstuk en 'n spuitstukblok bestaande uit vier 3 mm tangensiale spuitstukke teen 'n toevoerdruk van 500 kPa.

Die atmosferiese druk (p_{atm}) is:

$$p_{atm} = \rho gh = 13\,600 \times 9,81 \times 0,648 = 86\,453,568 \text{ Pa}$$

Die druk van die koue en warm uitlaatlugstrome is:

$$p_c = 86\,453,568 + 1\,074,697 = 87\,528,265 \text{ Pa}$$

$$p_h = 86\,453,568 + 35\,444,418 = 121\,897,986 \text{ Pa}$$

Vanaf vergelykings (2.50) en (2.51) word die massavloeiempo van die koue en warm lugstrome gegee deur:

$$p_c \dot{V}_c = \dot{m}_c RT_c$$

$$87\,528,265 \times \frac{420}{60 \times 1\,000} = \dot{m}_c \times 287 \times (9,286 + 273)$$

$$\dot{m}_c = 7,563 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$p_h \dot{V}_h = \dot{m}_h RT_h$$

$$121\,897,986 \times \frac{200}{60 \times 1\,000} = \dot{m}_h \times 287 \times (66,195 + 273)$$

$$\dot{m}_h = 4,174 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

Die massavloeiempo van die lug by inlaat is:

$$\dot{m}_o = \dot{m}_c + \dot{m}_h = (7,563 + 4,174) \times 10^{-3} = 11,737 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

Van die vergelyking (2.49) word die koue fraksie (μ) bereken:

$$\mu = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_o} = \frac{7,563 \times 10^{-3}}{11,737 \times 10^{-3}} = 0,644$$

Die temperatuur van die inlaatlug (T_o) is:

$$T_o = 36,529 + 273 = 309,529 \text{ K}$$

Die druk (p_o) waarteen die lug die buis instroom is:

$$p_o = 86\,453,568 + 218\,253,218 = 304\,706,786 \text{ Pa}$$

Vanaf die vergelykings (2.54) en (2.56) kan die isentropiese temperatuurverskil (ΔT_{ad}) bereken word: (sien figuur 2.8)

$$\frac{T_o}{T_c} = \left(\frac{p_o}{p_c} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$\frac{309,529}{T_c} = \left(\frac{304\,706,786}{87\,528,265} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}$$

$$T_c = 216,731 \text{ K}$$

$$\Delta T_{ad} = T_o - T_c = 309,529 - 216,731 = 92,798 \text{ K}$$

Van die vergelyking (2.52) word die rendement (η) van die werwelingsbuis verkry:

$$\Delta T_c = T_o - T_c = 309,529 - 282,286 = 27,243 \text{ K}$$

$$\eta = \mu \frac{\Delta T_c}{\Delta T_{ad}} = 0,644 \times \frac{27,243}{92,798} \times 100$$

$$\eta = 18,92\%$$

22 mm diameter Langbuis met Konv./divergerende spuitstuk met 7,5 mm diameter mondstuk

Atmosferiese druk = 649 mm Hg ; Inlaatdrukreguleerder = 700 kPa ; Inlaatlug = 260 l/min

Warm lug l/min	Koue lug l/min	Kamer Temp (°C)	Inlaat Temp (°C)	Koue lug Temp (°C)	Warm lug Temp (°C)	Inlaat Druk (Pa)	Koue lug Druk (Pa)	Warm lug Druk (Pa)	$p_{(atm)}$ (Pa)	p_c (Pa)	T_c (K)	V_c (m ³ /s)
200	570	25.25	42.98	10.95	76.37	396789	2271	67545	86587	88858	283.95	9.50E-03
280	505	25.35	41.42	5.96	78.57	373442	1412	49316	86587	87999	278.96	8.42E-03
340	440	24.99	40.75	3.67	75.42	390003	1162	43877	86587	87749	276.67	7.33E-03
380	410	25.27	45.13	4.43	74.55	393092	1017	39976	86587	87604	277.43	6.83E-03
440	360	25.35	43.88	2.55	68.97	374472	690	31441	86587	87277	275.55	6.00E-03
525	260	25.28	42.68	1.53	63.15	393786	575	31075	86587	87162	274.53	4.33E-03
575	220	25.84	45.60	1.76	60.15	396975	492	27768	86587	87079	274.76	3.67E-03
635	180	25.97	46.51	3.23	56.52	382091	318	22652	86587	86905	276.23	3.00E-03
740	100	25.40	43.85	2.40	48.79	379578	241	15978	86587	86828	275.40	1.67E-03

m_c (kg/s)	p_h (Pa)	T_h (K)	V_h (m ³ /s)	m_h (kg/s)	m_{in} (kg/s)	μ	T_{in} (K)	p_{in} (Pa)	T_z (K)	dT_c (K)	dT_{ad} (K)	Rendement (%)
1.04E-02	154132	349.37	3.33E-03	5.12E-03	1.55E-02	0.669	315.98	483376	194.76	32.03	121.22	17.68
9.25E-03	135903	351.57	4.67E-03	6.29E-03	1.55E-02	0.595	314.42	460029	196.01	35.46	118.41	17.83
8.10E-03	130464	348.42	5.67E-03	7.39E-03	1.55E-02	0.523	313.75	476590	193.47	37.07	120.28	16.12
7.52E-03	126563	347.55	6.33E-03	8.04E-03	1.56E-02	0.483	318.13	479679	195.71	40.70	122.41	16.07
6.62E-03	118028	341.97	7.33E-03	8.82E-03	1.54E-02	0.429	316.88	461059	196.95	41.33	119.93	14.78
4.79E-03	117662	336.15	8.75E-03	1.07E-02	1.55E-02	0.310	315.68	480373	193.85	41.15	121.83	10.47
4.05E-03	114355	333.15	9.58E-03	1.15E-02	1.55E-02	0.261	318.60	483562	195.22	43.84	123.38	9.28
3.29E-03	109239	329.52	1.06E-02	1.22E-02	1.55E-02	0.212	319.51	468678	197.42	43.28	122.09	7.51
1.83E-03	102565	321.79	1.23E-02	1.37E-02	1.55E-02	0.118	316.85	466165	196.02	41.45	120.82	4.04

Die verwerkte data van al die ander spuitstukke op die verskillende werwelingsbuis is beskikbaar op 'n rekenaarskyfie.