

Invloed van injectietijdstip en -druk op de efficiëntie en uitlaatgassamenstelling van een atmosferische dieselmotor

Henri Jacqmain

Scriptie voorgedragen tot het behalen
van de graad van
Master in de Scheepswerktuigkunde
aan de Hogere Zeevaartschool

Promotor: Tim Janssens
Geert Potters

Academiejaar 2024 – 2025

Voorwoord

Vanuit de overtuiging dat men duurzaam moet omspringen met ontgonnen brandstoffen, wordt in deze scriptie onderzocht of het aanpassen van het injectietijdstip en de injectiedruk invloed heeft op de efficiëntie en uitlaatgassamenstelling van een atmosferische dieselmotor. Eerst wordt er in de literatuur gezocht naar wat de invloeden hiervan zijn, waarna praktische testen worden uitgevoerd om uiteindelijk, aan de hand van numerieke en grafische data, significante verschillen in efficiëntie en uitlaatgassamenstellingen te kunnen verklaren.

Daarnaast wordt de experimentele opstelling beschreven die gebruikt wordt voor het testen van de dieselmotor. De initiële opstelling werd aangepast: de motor werd omgebouwd naar een met een commonrail-injectiesysteem en gekoppeld aan een open, programmeerbare ECU. Naast nog verdere kleinere aanpassingen werd een gesloten koelsysteem ontworpen en gebouwd.

Ik koos vooral voor dit onderwerp om de meetopstelling om te bouwen en hiervoor de aangeleerde vaardigheden toe te passen uit de labo's scheepswerktuigkundige vaardigheidstraining. Daarnaast vraag ik me al een langere tijd af hoe de efficiëntie van een dieselmotor geoptimaliseerd wordt.

Ik bedank graag mijn collega-student Yelte Magits, mijn promotoren Tim Janssens en Geert Potters, mijn begeleider Kris Martens en zijn collega's Karsten Orlent en Jonathan Put.

Samenvatting

Deze scriptie onderzoekt hoe het injectietijdstip en de injectiedruk de efficiëntie en de uitlaatgassen van een atmosferische dieselmotor beïnvloeden. Hiervoor werd een bestaande testmotor omgebouwd naar een common rail-injectiesysteem met open ECU, waardoor injectieparameters nauwkeurig instelbaar zijn. Data werd geanalyseerd bij drie belastingspunten, waarna waargenomen werd dat de motor bij lage belasting efficiënter loopt aan een lage injectiedruk met vroege injectietiming ($\text{SOI} = 25^\circ \text{ BTDC}$, $P_{\text{inj}} = 350 \text{ bar}$). Naarmate de belasting stijgt, is het gunstiger om later te injecteren aan een hogere injectiedruk ($\text{SOI} = 10^\circ \text{ BTDC}$, $P_{\text{inj}} = 750 \text{ bar}$). Na nog een verdere analyse van de uitlaatgassamenstelling kon de conclusie geformuleerd worden dat de ideale verbranding moeilijk te bereiken is wanneer zowel efficiëntie als emissies geoptimaliseerd moeten worden.

Abstract

This thesis investigates how injection timing and pressure affect the efficiency and exhaust emissions of an atmospheric diesel engine. For this purpose, an existing test engine was converted to a common rail injection system with an open ECU, allowing injection parameters to be precisely adjustable. Data was analysed at three load points, after which it was observed that at low load, the engine runs more efficiently at low injection pressure with early injection timing ($\text{SOI} = 25^\circ \text{ BTDC}$, $P_{\text{inj}} = 350 \text{ bar}$). As the load increases, it is more efficient to inject later at a higher injection pressure ($\text{SOI} = 10^\circ \text{ BTDC}$, $P_{\text{inj}} = 750 \text{ bar}$). After further analysis on exhaust gas composition, the conclusion could be formulated that ideal combustion is difficult to achieve when both efficiency and emissions have to be optimised.

Inhoudsopgave

Lijst van figuren	vii
Lijst van tabellen	viii
Lijst van afkortingen	ix
1 Inleiding	1
2 De verbranding en de grafische weergave	3
2.1 De verbranding	3
2.2 Druk-krukgraad diagram	5
2.2.1 Rate of pressure rise	5
2.3 Druk-volume diagram	6
2.3.1 Mean effective pressure	7
2.3.2 Van BMEP naar vermogen	8
3 Efficiëntie & verbruik	9
3.1 <i>Ignition delay</i> & piekdruk	9
3.2 Injectietijdstip en -druk	10
3.3 Efficiëntiecurve	12
3.4 Tussenconclusie	13
4 Uitlaatgassen	14
4.1 MARPOL	15
4.1.1 NO _x -regelgeving	16
4.1.2 CO ₂ -regelgeving	17
4.2 Injectietijdstip en -druk	18
4.2.1 Onverbrande koolwaterstoffen (HC)	18
4.2.2 Roet (PM)	18
4.2.3 NO _x	18
4.2.4 CO & CO ₂	19

5	Methode	20
5.1	Ombouw, motor en verbruiker	20
5.2	Sensoren en actuatoren	22
5.3	Gebruikte brandstof	24
5.4	Vorbereiding van de metingen	24
5.4.1	Veiligheid van systeem en operator	24
5.4.2	Bepalen van de efficiëntie	24
5.4.3	Statistiek	26
6	Metingen	29
6.1	Observatie van het belastingsverloop	29
6.2	Lage belasting: BMEP = 0,35 bar	31
6.2.1	Injectiedruk	31
6.2.2	Injectietijdstip	33
6.3	Middenlast: BMEP = 3,45 bar	36
6.3.1	Injectiedruk	36
6.3.2	Injectietijdstip	38
6.4	Vollast: BMEP = 6,21 bar	40
6.4.1	Injectiedruk	40
6.4.2	Injectietijdstip	42
6.5	Tussenconclusie: kenmerken van efficiënte regimes	43
6.6	Uitlaatgassen	45
6.6.1	Lage belasting	45
6.6.2	Middenlast	46
6.6.3	Vollast	47
6.7	Efficiëntie en emissies	49
6.8	Literatuur vs praktijk	49
7	Conclusie	51
	Bibliografie	53
A	Berekeningen	61
A.1	Van fuel DP naar verbruik	61
A.2	Het verband tussen rendement en SFC	62

Lijst van figuren

Figuur 1	PLN-injectiesysteem	1
Figuur 2	Common-rail injectiesysteem	2
Figuur 3	Diesel-cyclus	3
Figuur 4	Pressure-angle diagram	5
Figuur 5	Rate of pressure rise	6
Figuur 6	Theoretisch pressure-volume diagram	6
Figuur 7	Realistisch pressure-volume diagram	6
Figuur 8	IMEP	8
Figuur 9	Pressure-angle: piekdruk	10
Figuur 10	Verschillende injectietijdstippen (9 mg/cyclus)	11
Figuur 11	Lagere injectiedruk (500 bar)	12
Figuur 12	Hogere injectiedruk (1000 bar)	12
Figuur 13	Efficiëntiecurve dieselgenerator	12
Figuur 14	Efficiëntiecurve ABC-scheepsmotor	12
Figuur 15	ECA Europa	16
Figuur 16	NO _x -regelgeving volgens IMO MARPOL Regulation 13 Annex VI . .	16
Figuur 17	Algemene opstelling	21
Figuur 18	Raildruk 0 vs 15 kg. Setpunt = 60 MPa	28
Figuur 19	Belastingsverloop met verschillende SOI bij 600 bar injectiedruk . .	29
Figuur 20	Belastingsverloop met verschillende SOI bij 400 bar injectiedruk . .	30
Figuur 21	Belastingsverloop met SOI 10° BTDC	30
Figuur 22	Belastingsverloop met SOI 25° BTDC	30
Figuur 23	Verbruik bij verschillende injectiedrukken bij SOI 25° BTDC	31
Figuur 24	PV: 350 bar injectiedruk	32
Figuur 25	PV: 700 bar injectiedruk	32
Figuur 26	ROPR: 350 bar injectiedruk	32

Figuur 27	ROPR: 700 bar injectiedruk	32
Figuur 28	Verbruik bij verschillende injectietijdstippen bij 350 bar injectiedruk	33
Figuur 29	PV: SOI 5° BTDC	34
Figuur 30	PV: SOI 10° BTDC	34
Figuur 31	PV: SOI 25° BTDC	34
Figuur 32	PV: SOI 35° BTDC	34
Figuur 33	ROPR: SOI 25° BTDC	35
Figuur 34	ROPR: SOI 35° BTDC	35
Figuur 35	Verbruik bij verschillende injectiedrukken bij SOI 10° BTDC	36
Figuur 36	PV: 300 bar Injectiedruk	37
Figuur 37	PV: 750 bar Injectiedruk	37
Figuur 38	ROPR: 300 bar injectiedruk	37
Figuur 39	ROPR: 750 bar injectiedruk	37
Figuur 40	Verbruik bij verschillende injectietijdstippen bij 750 bar injectiedruk	38
Figuur 41	PV: SOI 10° BTDC	39
Figuur 42	PV: SOI 25° BTDC	39
Figuur 43	ROPR: SOI 10° BTDC	39
Figuur 44	ROPR: SOI 25° BTDC	39
Figuur 45	Verbruik bij verschillende injectiedrukken bij SOI 10° BTDC	40
Figuur 46	PV: 300 bar injectiedruk	41
Figuur 47	PV: 750 bar Injectiedruk	41
Figuur 48	ROPR: 300 bar injectiedruk	41
Figuur 49	ROPR: 750 bar injectiedruk	41
Figuur 50	Verbruik bij verschillende injectietijdstippen bij 750 bar injectiedruk	42
Figuur 51	PV: SOI 10° BTDC	43
Figuur 52	PV: SOI 25° BTDC	43
Figuur 53	ROPR: SOI 10° BTDC	43
Figuur 54	ROPR: SOI 25° BTDC	43

Lijst van tabellen

Tabel 1	Motorspecificaties	20
Tabel 2	Sensoren en actuatoren	22
Tabel 3	Specificaties MAHA MET 6.3 emissietester	23
Tabel 4	Specificaties van de gebruikte diesel	24
Tabel 5	Statistisch onderzoek: nullast	27
Tabel 6	Statistisch onderzoek: 9 kg (2,57 kW)	27
Tabel 7	Statistisch onderzoek: 15 kg (4.28 kW)	27
Tabel 8	SFC bij verschillende injectiedrukken bij SOI 25° BTDC	32
Tabel 9	SFC bij verschillende injectietijdstippen bij 350 bar injectiedruk . . .	34
Tabel 10	Ignition delay bij verschillende SOI	35
Tabel 11	SFC bij verschillende injectiedrukken bij SOI 10° BTDC	37
Tabel 12	SFC bij verschillende injectietijdstippen bij 750 bar injectiedruk . . .	39
Tabel 13	SFC bij verschillende injectiedrukken bij SOI 10° BTDC	40
Tabel 14	SFC bij verschillende injectietijdstippen bij 750 bar injectiedruk . . .	42
Tabel 15	Ligging van de piekdruk bij de efficiëntste regimes	44
Tabel 16	Uitlaatgassen bij verschillende injectiedrukken bij SOI 25° BTDC . .	45
Tabel 17	Uitlaatgassen bij verschillende injectietijdstippen bij 350 bar injectiedruk	46
Tabel 18	Uitlaatgassen bij verschillende injectiedrukken bij SOI 10° BTDC . .	47
Tabel 19	Uitlaatgassen bij verschillende injectietijdstippen bij 750 bar injectiedruk	47
Tabel 20	Uitlaatgassen bij verschillende injectiedrukken bij SOI 10° BTDC . .	48
Tabel 21	Uitlaatgassen bij verschillende injectietijdstippen bij 750 bar injectiedruk	48

Lijst van afkortingen

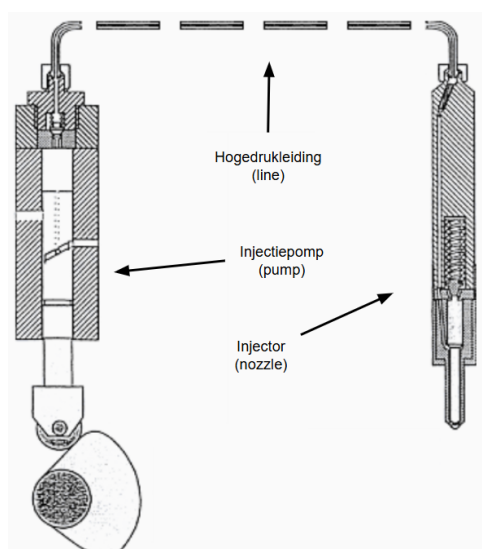
NI	National Instrument
DAQ	Data acquisitiesysteem
ECU	Engine Control Unit
CR	Common Rail
TDC	Top dead center / Bovenste dode punt
BTDC & ATDC	Before / After top dead center. Uitgedrukt in krukgraden (°)
SOI	Start of injection / Start van injectie. Uitgedrukt in krukgraden (°)
LHV	Lower heating value (J/kg)
FIP	Fuel injection pressure
ROPR	Rate of pressure rise

Hoofdstuk 1

Inleiding

In een samenleving waarin duurzaamheid steeds meer centraal staat, ligt de focus op het efficiënter inzetten van fossiele brandstoffen en het beperken van schadelijke emissies. Hoewel alternatieve brandstoffen aan opmars winnen, blijven dieselmotoren wereldwijd een essentieel onderdeel van de energievoorziening, zeker in een sector als de scheepvaart. Hierdoor groeit de nood aan technieken om hun prestaties te optimaliseren.

Technologische innovaties binnen het injectiesysteem spelen hierbij een grote rol: Oudere motoren maken gebruik van het *pump-line-nozzle* (PLN) injectiesysteem, waarbij de brandstof rechtstreeks onder hoge druk van de pomp, via de injector, de verbrandingskamer wordt ingestuurd (figuur 1).

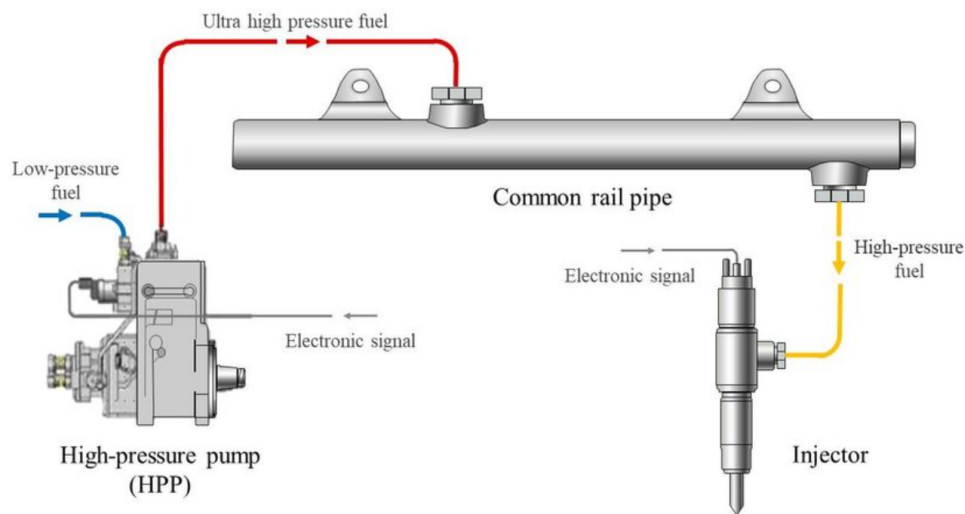


Figuur 1 PLN-injectiesysteem

Bron: Wellfar [53] (bewerkt)

PLN-injectiesystemen zijn mechanisch gestuurd en koppelen injectiedruk en injectietijdstip aan het toerental en vaste mechaniek van de motor: deze vaste verhouding is doorheen de levensjaren van de motor een constante en dit beperkt de flexibiliteit aanzienlijk.

De overstap naar common-rail injectiesystemen kan, in dit kader, gezien worden als een belangrijke technische evolutie: in de rail wordt de brandstof onder een constante regelbare druk gebracht, waarna een elektronische puls wordt gestuurd naar de injector waar de injectie geïnitieerd wordt (figuur 2). Hierdoor kunnen injectietijdstip en -druk onafhankelijk van elkaar geregeld worden. Deze regelvrijheid kan mogelijks een deur openen naar optimale verbranding, lagere emissies en een beter thermisch rendement.



Figuur 2 Common-rail injectiesysteem

Bron: Jianping e.a. [25]

Met deze technologie, waarbij injectieparameters met hoge precisie gestuurd kunnen worden, ontstaat de mogelijkheid om fundamentele eigenschappen van het verbrandingsproces te onderzoeken en te optimaliseren. Dit leidt tot de centrale vraag van deze scriptie: wat is de invloed van injectietijdstip en -druk op de efficiëntie en uitlaatgassenstelling van een atmosferische dieselmotor?

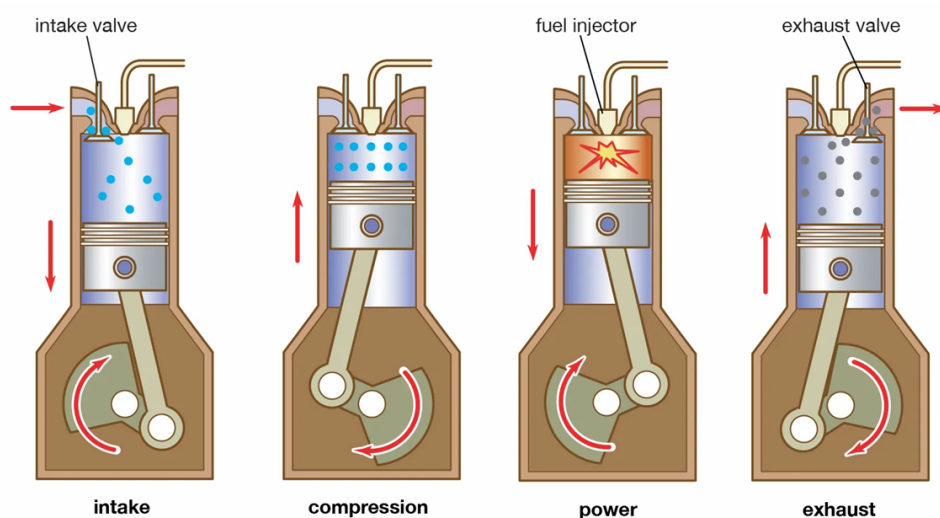
Om dit te onderzoeken werd een bestaande testmotor grondig omgebouwd. Het mechanische PLN-injectiesysteem werd vervangen door een common-rail systeem waarvan de injectieparameters nauwkeurig geprogrammeerd kunnen worden met de Engine Control Unit (ECU). Door achteraf een reeks metingen uit te voeren, werd niet alleen het effect op efficiëntie geanalyseerd, maar ook op de vorming van uitlaatgassen zoals HC, CO, CO₂, roet (PM) en NO_x, waarvan sommigen cruciale emissies vormen in het kader van internationale maritieme regelgeving: MARPOL Annex VI.

Hoofdstuk 2

De verbranding en de grafische weergave

2.1 De verbranding

De verbranding in een dieselmotor is een thermodynamisch en chemisch proces dat zich afspeelt onder extreem hoge druk en temperatuur: in tegenstelling tot een benzinemotor, waar een lucht-brandstofmengsel vooraf wordt gevormd en in de verbrandingskamer wordt ontstoken, werkt een dieselmotor op basis van zelfontsteking. De lucht wordt eerst adiabatisch gecomprimeerd, waarna de brandstof ingespoten wordt en spontaan ontbrandt (figuur 3).



Figuur 3 Diesel-cyclus

Bron: Van Horn Armstrong en Lafayette [49]

De verbranding in een dieselmotor verloopt typisch in drie fasen [44]:

Ignition delay (Vertraging van ontsteking)

Na het begin van de injectie (SOI) ontsteekt de diesel nog niet onmiddellijk: de brandstof moet eerst voldoende warmte uit de omgeving opnemen om uiteindelijk de zelfontbrandingstemperatuur te bereiken. In deze periode mengt de brandstof zich met de omringende lucht: zo wordt een brandbaar mengsel gevormd.

Premixed combustion (voorgemengde verbranding)

Vanaf dat de zelfontbrandingstemperatuur bereikt wordt, zullen de eerste dieselmoleculen plots ontbranden: dit verloopt eerder explosief en veroorzaakt dus een snelle drukstijging in de verbrandingskamer.

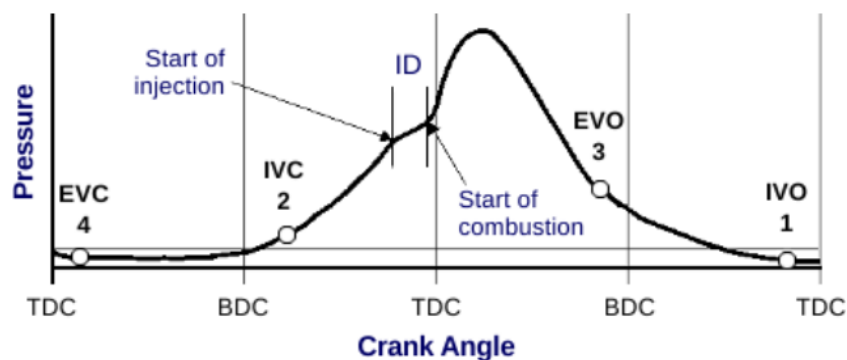
Diffusion combustion (gecontroleerde verbranding)

Naarmate het vlammenfront zich verspreidt heeft, en de rest van de ingespoten brandstof hiermee in contact komt, zal de druk verder blijven stijgen, waarna de zuiger neerwaarts begint te versnellen. Na een theoretisch isobare verbranding neemt de druk in de verbrandingskamer adiabatisch af, terwijl de expansie van de gassen arbeid uitoefent op de zuiger.

Nu is het zo dat het van groot belang is om de verbranding grafisch in kaart te kunnen brengen om het verbrandingsproces te analyseren, en dus inzichten te kunnen opleveren om de efficiëntie ervan te analyseren. Via bijvoorbeeld druk-volumule diagrammen kunnen cruciale aspecten van de verbranding worden gevisualiseerd die anders verborgen blijven in ruwe meetdata. Zo kan er bijvoorbeeld nagegaan worden hoelang de *ignition delay* duurt, of dat de verbranding eerder vroeg of laat optreedt. In de volgende secties worden verschillende visualisaties besproken (sectie 2.2 en 2.3).

2.2 Druk-krukgraad diagram

De verbranding van een dieselmotor kan op verschillende manieren grafisch weergegeven worden. Eén daarvan is het pressure-angle diagram, wat weergegeven wordt op figuur 4: de heersende druk in de verbrandingskamer is weergegeven in functie van de krukgraden. Tijdens de compressieslag zal de luchtmassa adiabatisch gecomprimeerd worden. Wanneer de diesel dan geïnjecteerd wordt, zal de *ignition delay* optreden: de brandstof neemt warmte op vanuit zijn omgeving, wat gepaard gaat met een tijdelijke vertraging van de drukopbouw in de verbrandingskamer. Eens de diesel ontbrandt, zal de *premixed combustion* optreden, gevolgd door de *diffusion combustion*: de druk in de verbrandingskamer stijgt snel tot de piekdruk bereikt wordt. Het naar onder bewegen van de zuiger gaat gepaard met een adiabatische expansie van de gassen in de verbrandingskamer.

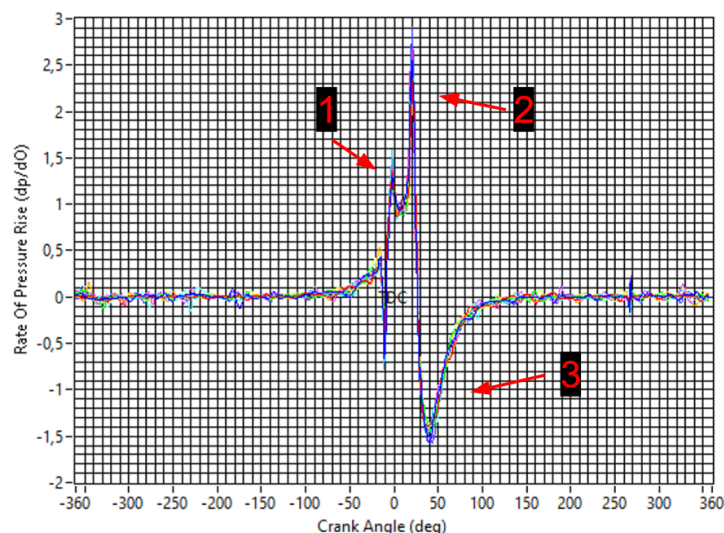


Figuur 4 Pressure-angle diagram

Bron: Neeraj [38]

2.2.1 Rate of pressure rise

De rate of pressure rise-, of drukstijgsnelheid diagram, is de eerste afgeleide van het druk-krukgraad diagram en geeft dus weer hoe snel de druk stijgt per krukgraad. Op dit diagram zijn de verschillende stadia van de verbranding goed te zien [42], weergegeven op figuur 5. Na de ignition delay geeft de eerste piek de *premixed combustion* weer (1): hier ontbranden de eerste dieselmoleculen. Naarmate dit ongecontroleerde vlammenfront zich verspreidt zal de *diffusion combustion* van start gaan (2): de resterende diesel-moleculen ontbranden, wat weergegeven wordt door de tweede piek, waarna de piekdruk snel bereikt wordt. Het grote dal is te wijten aan de expansie van de gassen tijdens de arbeidslag (3).



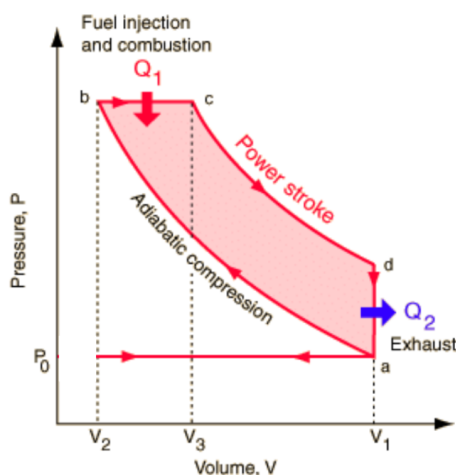
Figuur 5 Rate of pressure rise

1: *premixed combustion*, 2: *diffusion combustion*, 3: *expansie*

Bron: Eigen werk

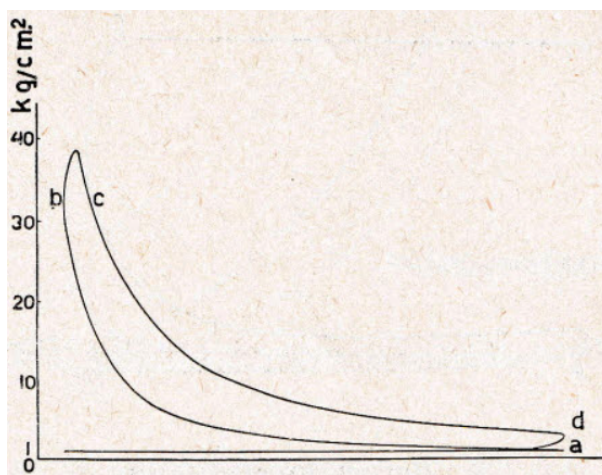
2.3 Druk-volume diagram

Een andere manier om de verbranding weer te geven, is het P-V diagram: op figuren 6 en 7 is de heersende druk weergegeven in functie van het slagvolume. Op deze figuren zijn eveneens de adiabatische compressie en expansie te zien, samen met een theoretisch isobare verbranding op figuur 6 terwijl dit zich in de praktijk eerder banaanvormig zal voordoen wat op figuur 7 zichtbaar is.



Figuur 6 Theoretisch pressure-volume diagram

Bron: Nolan [40] (bewerkt)



Figuur 7 Realistisch pressure-volume diagram

Bron: Kees [27]

Het grote voordeel van het PV-diagram is dat er thermodynamisch veel uit te leren valt: naast de grafische analyse van de verbranding, is het ook van cruciaal belang om deze gegevens kwantitatief te verwerken. Grafische inzichten geven een kwalitatief beeld van

de verbranding, maar het is pas door het uitvoeren van thermodynamische berekeningen dat men een objectieve maat krijgt voor de prestaties van de motor.

De geleverde arbeid kan namelijk bepaald worden door de oppervlakte onder de curve te berekenen:

$$W_{\text{ind}} = \int P dV$$

De arbeid die geleverd wordt door de motor is afkomstig van de expansie van de gassen, maar men moet er rekening mee houden dat de motor ook arbeid moet leveren om de lucht eerst te comprimeren. De geïnduceerde geleverde arbeid wordt dan:

$$W_{\text{ind}} = \int P dV_{\text{exp}} - \int P dV_{\text{compr}}$$

Aangezien de gehele tweede term altijd ongeveer een constante is, samen met het slagvolume dV , is de geleverde arbeid dus voornamelijk afhankelijk van de heersende druk in de verbrandingskamer tijdens de uitlaatslag, wat dus een direct gevolg is van de injectiehoeveelheid [18].

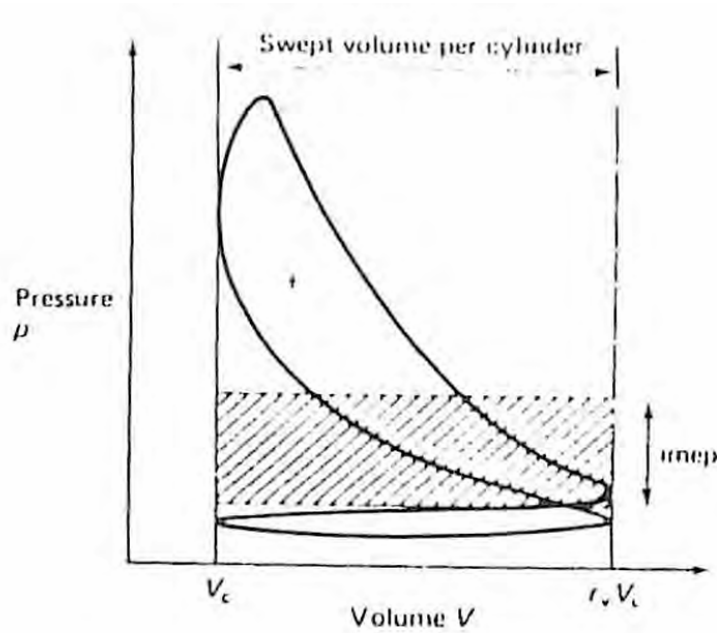
2.3.1 Mean effective pressure

Opdat men niet steeds bovenstaande formulering moet uitwerken, kan de middelwaardstelling uit de integraalrekening ons een maat bieden die in één oogopslag weergeeft hoeveel arbeid/vermogen een motor levert of maximaal kan leveren: de indicated mean effective pressure (IMEP) [44].

De oppervlakte van de rechthoek is hetzelfde als die van de verkregen figuur op het PV-diagram, weergegeven op figuur 8. Wanneer er meer diesel geïnjecteerd wordt en dus de geleverde arbeid stijgt, zal de IMEP ook stijgen.

Aangezien de IMEP een maat is voor de geleverde arbeid, kan men er niet rechtstreeks vanuit gaan dat dit een maat is voor het asvermogen dat de motor levert: Stone [44] haalt aan dat de IMEP onderverdeeld kan worden in 2 MEP's, de brake mean effective pressure (BMEP) en de frictional mean effective pressure (FMEP). De IMEP is een maat voor de geleverde arbeid in de verbrandingskamer, terwijl BMEP een maat is voor de geleverde arbeid aan de as. Het verschil daartussen, FMEP, is een maat voor de mechanische verliezen in de motor.

$$BMEP = IMEP - FMEP$$

**Figuur 8** IMEP

Bron: Stone [44]

2.3.2 Van BMEP naar vermogen

Het variërende drukverloop in de cilinder is nu omgezet naar een constante geïnduceerde druk, dus het leverende koppel van de motor kan relatief simpel berekend worden. Hier gebruikt men de BMEP voor, aangezien deze de maat is voor de arbeid geleverd op de as [18]. De geleverde arbeid is dan:

$$W_b = BMEP \cdot V_{\text{slag}}$$

Ondanks het feit dat er enkel arbeid wordt geleverd tijdens de arbeidslag, is de BMEP de gemiddelde druk die tijdens de gehele cyclus op de zuiger inwerkt [44]. De geleverde arbeid, afkomstig uit de BMEP, wordt dus om de 2 omwentelingen geleverd.

$$\text{Aantal arbeidscycli per seconde} = \frac{RP_{\text{sec}}}{2}$$

Dit wordt dan vermenigvuldigd met de geleverde arbeid per cyclus om het leverend as-vermogen te verkrijgen. Aangezien het toerental doorgaans wordt weergegeven in RPM, V_{slag} in m^3 en BMEP in bar, wordt de formule gedeeld door 60 en vermenigvuldigd met 10^5 . Men verkrijgt dan:

$$P_b = \frac{BMEP \cdot V_{\text{slag}} \cdot RPM \cdot 10^5}{120}$$

Hoofdstuk 3

Efficiëntie & verbruik

Nu er is aangetoond waar het leverend vermogen vandaan komt, moet dit proces liefst gepaard gaan met een efficiënt verbrandingsproces. De efficiëntie, meer bepaald het thermisch rendement, van de motor is de verhouding tussen de energetische output op de as en de totaal geïnjecteerde energie in de verbrandingskamer [18]. Het verbruik, ook wel *specific fuel consumption* genoemd, geeft weer hoeveel brandstof er nodig is om een bepaalde eenheid van energie uit de as te verkrijgen [18].

$$\eta_{\text{bth}} = \frac{Q_{\text{as}}}{Q_{\text{inj}}} \text{ en SFC (gr/kWh)} = \frac{m_{\text{inj}}}{Q_{\text{as}}}$$

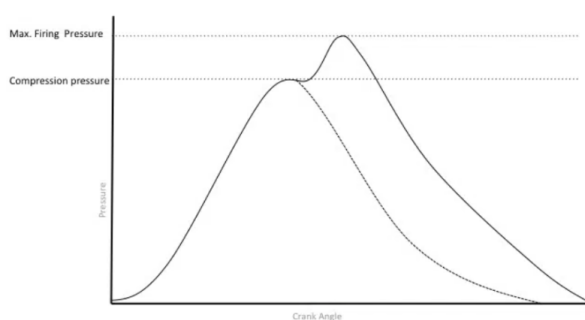
Een belangrijk inzicht is het feit dat, ondanks rendement en verbruik elk hun eigen betekenis hebben, ze eigenlijk exact hetzelfde vertellen terwijl dit in sommige publicaties, bijvoorbeeld in [37], precies behandeld wordt als 2 compleet verschillende parameters: als er meer diesel geïnjecteerd moet worden om een bepaald asvermogen te behalen, wat zich vertaalt in een hogere SFC, betekent dit automatisch ook dat het rendement daalt. In bijlage is de berekening bijgevoegd die deze ondervinding en onderstaande formule onderbouwt (sectie A.2).

$$\eta_{\text{bth}} = \frac{3600}{\text{SFC} \cdot HV}$$

3.1 *Ignition delay* & piekdruk

Ignition delay werd reeds aangehaald in de inleiding en in sectie 2.2. Deze vertraging doet zich voor net na injectie, wanneer de geïnjecteerde diesel warmte uit zijn omgeving opneemt voordat deze ontbrandt. Dit gaat gepaard met een vertraging van de drukopbouw.

Na de *ignition delay* zal de diesel ontbranden en de druk in de verbrandingskamer significant stijgen tot de piekdruk, wat te zien is op figuur 9. De positie van deze piekdruk is echter cruciaal: wanneer deze te vroeg optreedt, zoals voor TDC, zal deze hoge druk de zuiger juist afremmen, wat kan leiden tot hoge mechanische spanningen en (permanente) schade aan de motor [55]. Is de piekdruk te laat, dan is de heersende druk in de verbrandingskamer reeds te laag om nog een significante versnelling aan de zuiger te geven. Om hiertussen een optimum te vinden, ondervond Aoyagi e.a. [4] dat de piekdruk 3° na TDC gelegen moet zijn om een maximale performantie en efficiëntie te verzekeren: dan is de zuiger voorbij het bovenste dode punt, én de piekdruk treedt vroeg genoeg op om de expanderende uitlaatgassen voldoende arbeid te laten uitoefenen op de zuiger.



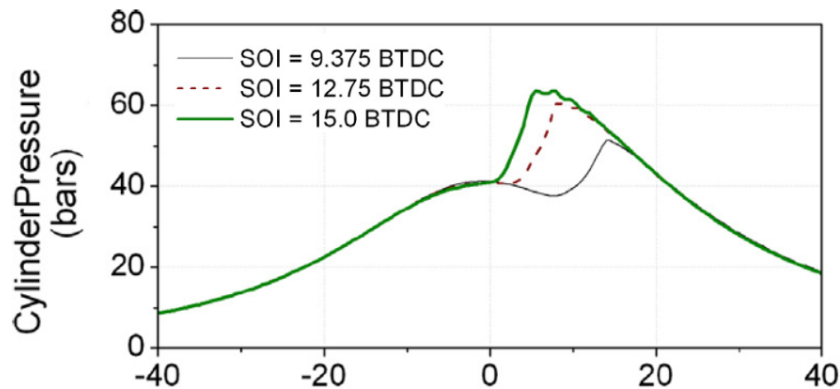
Figuur 9 Pressure-angle: piekdruk

Bron: Anish [3] (bewerkt)

3.2 Injectietijdstip en -druk

Waar het dus, ter conclusie, allemaal om draait, is de ligging van de piekdruk en er moet daarbij rekening gehouden worden met de daarvoor optredende *ignition delay*. Het is dus de kunst om de diesel zodanig op de juiste krukgraad te injecteren zodat de piekdruk zich op de gewenste positie zal voordoen, wat zal resulteren in een performante en efficiënte verbranding.

Avinash e.a. [7] toont ons in figuur 10 dat het te laat injecteren zal resulteren in een relatief laat optredende piekdruk wat, zoals net besproken, een nadelige rol speelt. Wanneer er daarentegen vroeger geïnjecteerd wordt, zal de piekdruk zich niet alleen voordoen op een gunstigere positie, maar de verdampende diesel zal zich ook beter mengen in de verbrandingskamer, wat resulteert in een brandbaarder, en dus performanter mengsel: door vroeger te injecteren komt de diesel in een relatief koudere omgeving terecht waardoor het langer duurt om de zelfontstekingstemperatuur te bereiken. Het is dus zo dat de *ignition delay* verlengt naarmate er vroeger geïnjecteerd wordt [30]. Doordat de brandstof langer heeft kunnen mengen met zijn omgeving, zal dit leiden tot een plots snelle ontbranding,



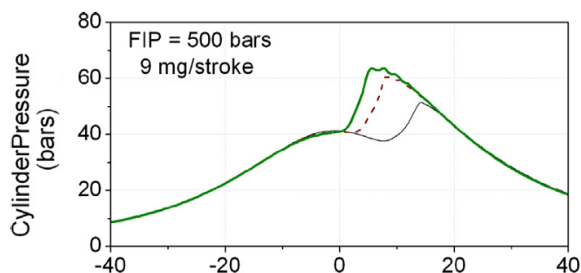
Figuur 10 Verschillende injectietijdstippen (9 mg/cyclus)
Bron: Avinash e.a. [7] (bewerkt)

dus een snellere drukstijging en een significant hogere piekdruk [7]. Om dus een performante en efficiënte verbranding te verzekeren, moet samenvattend het injectietijdstip zó gelegen zijn dat een goede menging verzekerd wordt, samen met een goede ligging van de piekdruk.

Naast het injectietijdstip speelt ook de injectiedruk een grote rol: Avinash e.a. [7] toonde aan dat een hogere injectiedruk de oorzaak is van een betere verneveling en menging: een hogere injectiedruk zorgt er enerzijds voor dat de geïnjecteerde dieselmoleculen gekraakt worden, waardoor de druppelgrootte aanzienlijk verkleind wordt. Daardoor vergroot het contactoppervlak van de moleculen met de omringende lucht. Daarbij wordt de diesel, onder hoge druk, sneller geïnjecteerd: dit resulteert in een turbulente mengstroom in de verbrandingskamer waardoor de brandstof meer homogeen verspreidt in de verbrandingskamer. Deze besproken zaken leiden tot een efficiënte verbranding. Doordat de dieselmoleculen aanzienlijk verkleind worden, samen met een turbulente mengstroom, is het zo dat een brandbaar mengsel sneller bereikt wordt: hierdoor verkort de *ignition delay* aanzienlijk [37].

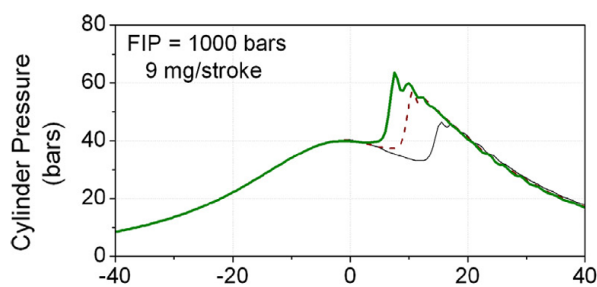
Het is echter zo dat er niet altijd een hoge injectiedruk gehanteerd moet worden om een efficiënte verbranding te verzekeren [9]. Dit kan bijvoorbeeld het geval zijn bij lage motorbelastingen: bij lage belastingen is de geïnjecteerde hoeveelheid diesel klein en is er geen nood om een zeer goede verneveling en menging te bereiken aangezien de kleine hoeveelheid brandstof toch zal ontbranden met de relatief hoge hoeveelheid lucht die aanwezig is. Daarnaast kan er niet vergeten worden dat een deel van het leverend vermogen van de motor toegewezen wordt aan het onder druk brengen van de brandstof: ondanks dit ten opzichte van het maximaal vermogen van de motor maar een klein deel is, kan dit bij lage belastingen absoluut niet verwaarloosd worden [9].

De injectiedruk kan ook te hoog zijn [7]: de geïnjecteerde dieselmoleculen worden dan zo klein, samen met een zeer turbulente mengstroom, dat de verbranding te explosief verloopt waardoor de motor zich begint te verkeren in een kloppend regime met significante drukschommelingen als gevolg. Het verschil tussen lage- en hoge injectiedruk blijkt hierbij duidelijk uit figuren 11 en 12.



Figuur 11 Lagere injectiedruk (500 bar)

Bron: Avinash e.a. [7]

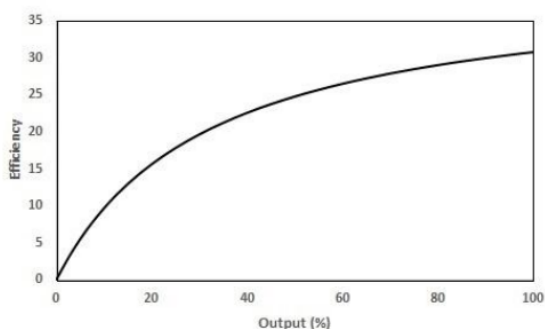


Figuur 12 Hogere injectiedruk (1000 bar)

Bron: Avinash e.a. [7]

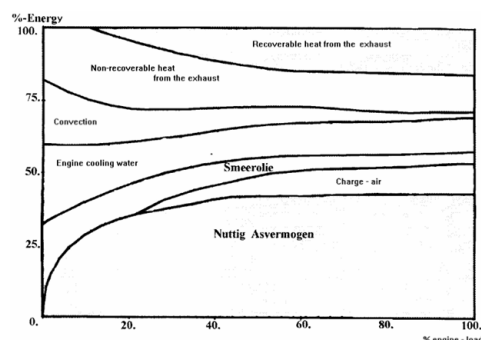
3.3 Efficiëntiecurve

Aysar [8] toont aan dat de efficiëntie eveneens afhankelijk is van de belasting van de motor (figuur 13). Volgens Taruna en Masringgit [46] zou dit voornamelijk komen doordat de stijgende belasting de menging van brandstof en zuurstof bevordert naarmate er meer diesel wordt geïnjecteerd: doordat de injectiehoeveelheid hoog is, geldt dat ook voor de injectieduur en dit forceert een turbulente mengstroom in de verbrandingskamer waardoor een efficiënt brandbaar mengsel verkregen wordt. Het is ook zo dat de hoeveelheid wrijvings- en warmteverliezen doorheen het belastingsverloop procentueel ongeveer constant blijft [2], wat te zien is in figuur 14: wanneer het asvermogen dan toeneemt, rekening houdend met de constante procentuele verliezen, vertaalt dit zich automatisch in een hogere efficiëntie.



Figuur 13 Efficiëntiecurve dieselgenerator

Bron: Aysar [8]



Figuur 14 Efficiëntiecurve ABC-scheepsmotor

Bron: Anglo Belgian Corporation [2]

3.4 Tussenconclusie

- De hoeveelheid geïnjecteerde brandstof verhoogt de IMEP. Een deel daarvan, de BMEP, heeft een rechtstreeks verband met het leverend vermogen van de motor.
- Thermisch rendement (η_{bth}) en specific fuel consumption (SFC (gr/kWh)) zijn diverse maatstaven om de motorefficiëntie weer te geven, ze tonen dus hetzelfde aan: ze zijn omgekeerd, recht evenredig afhankelijk van elkaar.
- De piekdruk zou 3° na TDC gelegen moeten zijn om een performante en efficiënte verbranding te verzekeren.
- Vroegere injectietijdstippen en hogere injectiedrukken verhogen de *ignition delay* en dus ook de menggraad in de verbrandingskamer.
- Ondanks dat een betere menging van de diesel wordt veroorzaakt door een hoge injectiedruk, is het op sommige belastingspunten gunstiger om een lagere injectiedruk te gebruiken.
- De efficiëntie stijgt bij toenemende belasting van de motor.

Hoofdstuk 4

Uitlaatgassen

De verbranding in scheepsmotoren gaat onvermijdelijk gepaard met de uitstoot van verschillende schadelijke gassen. De belangrijkste uitlaatgassen die hierbij vrijkomen zijn koolstofdioxide (CO_2), stikstofoxiden (NO_x), koolstofmonoxide (CO), onverbrande koolwaterstoffen (HC) en roet (PM). Elk van deze componenten heeft een eigen oorsprong in het verbrandingsproces en draagt op zijn manier bij aan milieuvervuiling en gezondheidsproblemen.

CO_2 is op zich geen giftig gas, maar het vormt een belangrijke drijver van de klimaatverandering: de toegenomen concentratie van CO_2 in de atmosfeer leidt tot een versterkt broeikaseffect, waardoor de gemiddelde temperatuur op aarde stijgt [6]. De scheepvaart was in 2018 verantwoordelijk voor 2 tot 3% van de wereldwijde CO_2 -uitstoot en vormt daarmee een niet te verwaarlozen factor in de klimaatproblematiek [21].

Koolstofmonoxide (CO) ontstaat bij onvolledige verbranding van brandstof. CO is een geurloos, kleurloos maar, in tegenstelling tot CO_2 , een zeer giftig gas dat zich bindt aan het hemoglobine in het bloed, waardoor de zuurstofopname in het lichaam daalt. Dit kan leiden tot duizeligheid, vermoeidheid, bewusteloosheid en in hoge concentraties tot de dood [32]. Hoewel CO zich relatief snel uit de atmosfeer verwijdt, draagt het indirect bij aan de vorming van ozon en andere luchtvervuilende stoffen [19].

Stikstofoxiden (NO_x) zijn reactieve gassen die ontstaan tijdens de verbranding, waarbij stikstof uit de lucht met zuurstof reageert. NO_x is schadelijk voor de luchtwegen en kan leiden tot chronische aandoeningen zoals astma, bronchitis en longschade [29]. In het milieu draagt NO_x bij aan de vorming van ozon op leefniveau (smog) [19] en daarnaast veroorzaakt het verzuring van bodem en water [43].

Zwaveloxiden (SO_x) ontstaan tijdens de verbranding van zwavelhoudende brandstoffen, zoals zware stookolie en vormen een belangrijk aandachtspunt binnen de scheepvaart. In de atmosfeer kan SO_x reageren met waterdamp en zuurstof tot zwavelzuur wat, net als NO_x , aanleiding geeft tot zure regen [45]. Bovendien irriteert SO_x de luchtwegen en verhoogt ze het risico op ademhalingsproblemen [10]. In deze scriptie wordt er niet veel verder ingegaan op SO_x aangezien er te werk werd gegaan met een zwavel-arme brandstof.

Onverbrande koolwaterstoffen (HC) zijn brandstofcomponenten die niet volledig zijn verbrand in de cilinder. Ze bestaan uit verschillende vluchtige organische stoffen, waarvan sommige kankerverwekkend zijn of de werking van het zenuwstelsel kunnen verstoren [47]. In combinatie met NO_x kunnen HC's reageren onder invloed van zonlicht, wat leidt tot de vorming van ozon in de onderste luchtlagen (smog) [19].

Roet of *particulate matter* (PM) is afkomstig van diesilverbranding en vormt een van de ernstigste gezondheidsrisico's. De ultrafijne deeltjes kunnen diep in de longen doordringen en zelfs via de bloedbaan in andere organen terechtkomen: dit verhoogt het risico op hart- en vaatziekten, luchtwegaandoeningen en kanker [52]. Op wereldschaal draagt roet ook bij aan klimaatverandering: zwarte koolstofdeeltjes kunnen zich afzetten op ijs- en sneeuwoppervlakken, waardoor deze minder zonlicht weerkaatsen en sneller smelten. Dit versterkt de opwarming van de aarde, vooral in poolgebieden [51].

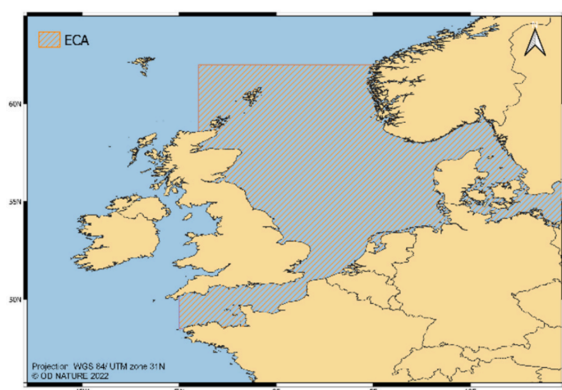
Gezien de aanzienlijke impact van deze uitlaatgassen op zowel de volksgezondheid als het milieu, is het duidelijk dat regulering van emissies in de scheepvaart noodzakelijk is. Om deze problematiek internationaal aan te pakken, heeft de *International Maritime Organization* (IMO) een reeks milieuregels opgesteld die zijn terug te vinden in MARPOL Annex VI.

4.1 MARPOL

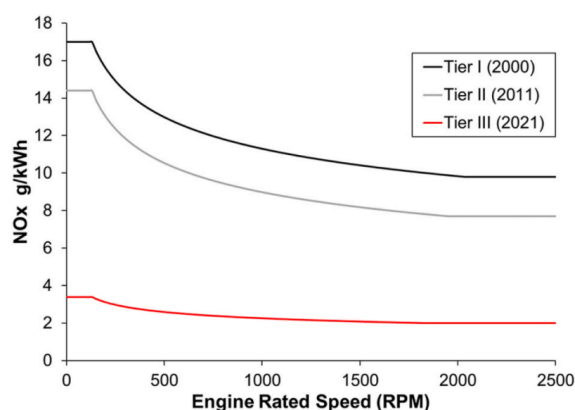
De *International Convention for the Prevention of Pollution from Ships* (MARPOL) is een conventie van de *International Maritime Organization* en werd opgericht in 1973, terwijl het eerste protocol pas formeel werd uitgevoerd in 1978 [22]. Doorheen de jaren werd de conventie verstrengd: sinds 2008 wordt er gereguleerd op emissies volgens MARPOL Regulation 13 Annex VI [33], met het laatste protocol dat werd ingevoerd in 2024, wat tot heden geldig is [24].

4.1.1 NO_x-regelgeving

MARPOL Regulation Annex VI vereist een wereldwijde graduele afname in NO_x-uitstoot doorheen de jaren, afhankelijk van het *keellaying year* van het schip [34]. Zo zijn schepen wereldwijd sinds 2011 vereist om aan Tier II-normen te voldoen en sinds 2016 zijn schepen verplicht om de Tier III-normen na te leven om toegang te krijgen tot de Emission Control Areas (figuur 16). Het was pas in 2021 dat de toen genaamde SECA (Sulphur Emission Control Area) in het Engelse Kanaal, de Noordzee en Oostzee werd opgewaardeerd tot ECA (NO_x + Sulphur Emission Control Area) (figuur 15) [36].



Figuur 15 ECA Europa
Bron: Van Roy e.a. [50]



Figuur 16 NO_x-regelgeving volgens IMO MARPOL Regulation 13 Annex VI
Bron: Van Roy e.a. [50]

Voor de reductie van SO_x-emissies worden scrubbers toegepast als uitlaatgas-nabehandeling-systeem, maar ondanks dat het relatief simpel is om te voldoen aan de SO_x-normen door simpelweg *Low Sulphur Fuel Oil* (LSFO) te gebruiken [45], vereist de reductie van NO_x-emissies technologische ingrepen, waarna de motor wordt getest volgens *test cycles* [35]: afhankelijk van het motortype wordt deze belast op 4 tot 5 belastingspunten waar de NO_x-concentratie onder bepaalde grenswaarden moet scoren om een bepaalde Tier toegeschreven te krijgen. Daarom wordt voornamelijk de SCR toegepast om de NO_x-normen na te leven, terwijl de performantie van de motor behouden blijft [1].

Van Roy e.a. [50] ondervonden dat de invoering van de Tier III-regelgeving in Europa omzeild werd door 87% van de schepen gebouwd in 2021 doordat ze op legale administratieve wijze ingeschreven werden vóór de invoer-datum, terwijl ze pas later te water werden gelaten. Dit zou volgens Zhang e.a. [54] de oorzaak kunnen zijn van wel 29.000 vroegtijdige sterfgevallen tegen 2030.

Het is daarbij zo dat, door gebruik te maken van numerieke gewichten tijdens de *test cycles*, dit opnieuw een legale achterdeur opent om hogere NO_x-concentraties uit te stoten, wat vooral blijkt voor te komen bij lage motorbelastingen [50]: ondanks dat de motor bij

lage belasting lagere NO_x -concentraties uitstoot, blijkt deze daling niet op te wegen tegen het nog sneller dalende asvermogen. Het is daarbij zo dat de SCR niet meer efficiënt opereert bij lage uitlaatgastemperaturen [1].

4.1.2 CO_2 -regelgeving

Naast NO_x en SO_x , richt de IMO zich sinds kort ook op de beperking van CO_2 -uitstoot. In dit kader heeft de IMO in 2023 de *Carbon Intensity Indicator* (CII) ingevoerd voor alle schepen boven 5000 GT en meet de operationele CO_2 -efficiëntie van het schip [23]. Deze maat wordt uitgedrukt in $\text{gCO}_2/(\text{ton} \cdot \text{nm})$ en wordt jaarlijks berekend op basis van het totale brandstofverbruik, de afgelegde afstand en het displacement. Schepen worden vervolgens ingedeeld in energielabels A tot en met E; schepen die 3 jaar op rij label D of slechter behalen moeten een correctief actieplan indienen [13].

CO_2 wordt hierbij dus niet gemeten in concentraties zoals bij NO_x , maar berekend uit het verbruik, vermenigvuldigd met een emissiefactor. Samenvattend richt de CO_2 -regelgeving zich, in tegenstelling tot NO_x , niet op momentane uitlaatgasmetingen door het uitvoeren van *test cycles*.

Hoewel MARPOL Annex VI duidelijke grenswaarden oplegt voor emissies van NO_x , SO_x en CO_2 , ontbreekt het op internationaal niveau verbazingwekkend genoeg aan bindende regelgeving voor andere schadelijke uitlaatgassen zoals koolstofmonoxide (CO), onverbrande koolwaterstoffen (HC) en roet. Deze stoffen hebben nochtans aantoonbare effecten op zowel de volksgezondheid als het milieu. Lokaal, zoals op de binnenlandse Europese waterwegen, wordt hier wel op gecontroleerd [17], maar de afwezigheid van wereldwijde limieten betekent dat schepen die buiten gereguleerde lokale regio's opereren vrijgesteld blijven van emissiebeperkingen voor deze componenten. Hierdoor blijft een aanzienlijk deel van de vloot onder de radar voor de uitstoot van deze schadelijke stoffen.

4.2 Injectietijdstip en -druk

Nu de impact van uitlaatgassen en bijbehorende regelgeving besproken is, wordt in wat volgt onderzocht hoe injectiedruk en -timing deze emissies beïnvloeden.

4.2.1 Onverbrande koolwaterstoffen (HC)

Onverbrande koolwaterstoffen zijn terug te vinden wanneer simpelweg niet alle diesel-dampen verbrand zijn door koude omstandigheden. Hogere concentraties komen dus voor bij een slechte verneveling, wat het gevolg is van een lage injectiedruk [7]. Bij het vroeger injecteren zal de ignition delay toenemen en de diesel dus meer tijd krijgen om te mengen met de omringende lucht, wat reeds werd achterhaald in sectie 3.2. Dit zal de oorzaak zijn van een hogere menggraad, een homogenere verbranding en dus een lagere HC-concentratie in de uitlaat [15].

4.2.2 Roet (PM)

Roet zijn microscopisch kleine, koolstofhoudende deeltjes en ze ontstaan in relatief zuurstofarme verbrandingen. Om de roetconcentratie te doen dalen, kan de brandstof simpelweg meer blootgesteld worden aan de omringende zuurstof, wat verwezenlijkt kan worden door de injectiedruk te verhogen: de dieselmoleculen worden namelijk gekraakt in kleinere. Er kan daarbij ook meer tijd gegeven worden aan de brandstof om te mengen en te verdampen door de injectie eerder te laten optreden. Deze theorie wordt bevestigd door Han e.a. [20].

4.2.3 NO_x

NO_x is de verzamelnaam van 2 moleculen en wordt gecreëerd na de verbinding tussen zuurstof- en stikstofgas in en na de verbrandingskamer. De ene molecule is NO , en bij verdere oxidatie, waar nog meer zuurstofgas en energie voor nodig is, zal NO_2 gevormd worden in de uitlaat.

Mondal en Mandal [37] achterhaalden dat de NO_x -productie stijgt naarmate de injectiedruk toeneemt: door de menggraad te verhogen zal de verbranding eerder explosief verlopen waardoor hogere piekdrukken, en dus ook hogere piektemperaturen worden bereikt. Dit bevordert de NO_x -uitstoot aanzienlijk. Dond en Gulhane [15] toonden overigens aan dat het injectietijdstip vervroegen ook de NO_x -productie doet stijgen. Het vroeger

injecteren zorgt er niet enkel voor een hogere menggraad wat, zoals net besproken, de NO_x -uitstoot verhoogt, maar de piekdruk treedt daarbij ook nog eens vroeger op in de cyclus, wat ook nog eens leidt tot hogere piektemperaturen [30]. Men zou kunnen spreken van een verdubbeld effect.

4.2.4 CO & CO₂

CO en CO₂ zijn directe restproducten van de verbranding. Een hoge CO-uitstoot is het gevolg van een slechte oxidatie en opnieuw zal een hogere injectiedruk hier een oplossing voor bieden [28]. Ook het vervroegen van de injectietiming zal doorgaans de uitstoot doen dalen aangezien zo opnieuw een hogere menggraad verkregen wordt [15].

CO₂ lijkt een parameter die in de literatuur minder besproken wordt in vergelijking met andere uitlaatgassen. Daarbij worden er zaken beweerd die eerder contra-intuïtief aanvoelen: ondanks dat CO₂ het gevolg is van een volwaardige oxidatie, beweren Avinash e.a. [7] en Boussouara e.a. [11] dat een hoge CO₂-uitstoot gepaard gaat met minder efficiënte regimes. Onderzoek zal dus moeten uitwijzen wat de invloed is van injectietijdstip en -druk op de CO₂-uitstoot.

Hoofdstuk 5

Methode

5.1 Ombouw, motor en verbruiker

De specificaties van de motor zijn weergegeven in tabel 1. Als prime mover wordt een atmosferische 4-takt 1-cilinder dieselmotor gebruikt met variabele compressieverhouding die loopt aan een constant toerental¹. Aangezien het aanpassen van de compressieverhouding buiten dit onderzoek valt, wordt deze permanent ingesteld op 1/18: naast het feit dat dit thermodynamisch bewezen kan worden, heeft Dhavale e.a. [14] aangetoond dat een hoge compressieverhouding doorgaans leidt tot een hogere efficiëntie. Deze motor, die initieel was uitgerust met een PLN-injectiesysteem, werd omgebouwd naar één met een commonrail-injectiesysteem.

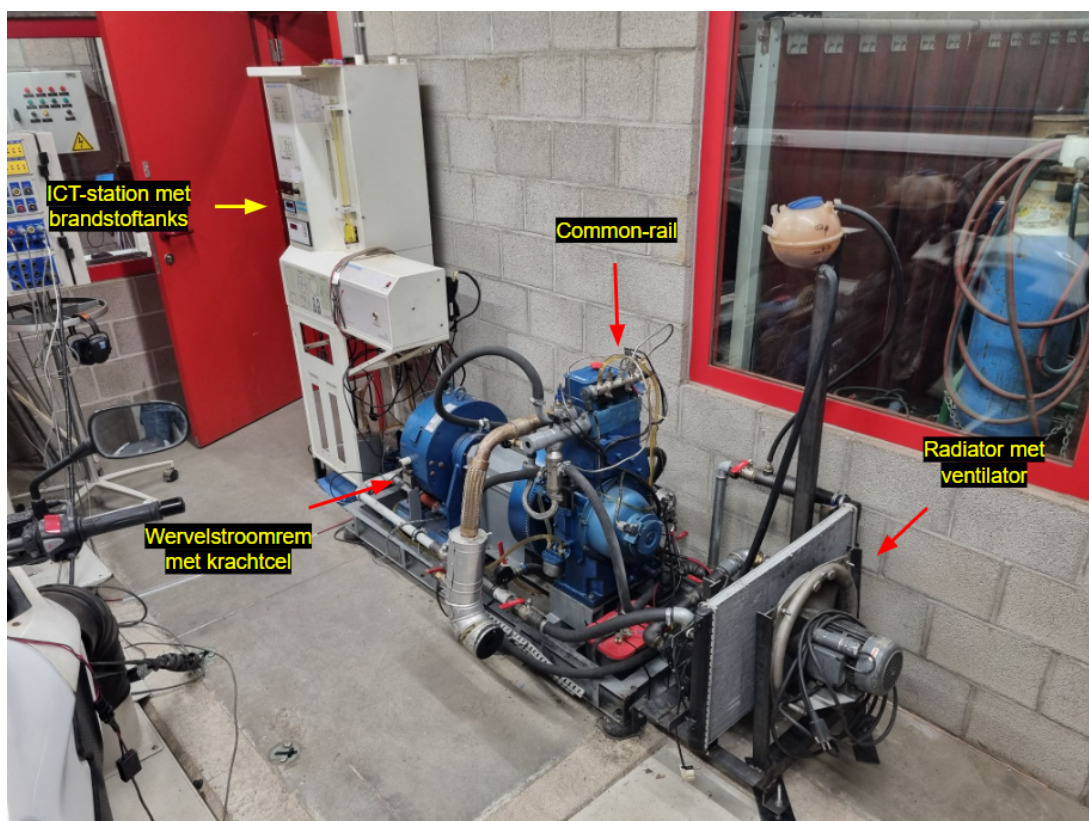
Tabel 1 Motorspecificaties
Bron: Apex Innovations [5]

Merk	Kirloskar
Koeling	Water
Brandstof	Diesel
Inj. Systeem	Common Rail
# Cilinders	1
Slag (mm)	110
Boring (mm)	87,5
Inhoud (cc)	661
Compr. verh.	1/18 (VCR)
Vermogen (kW)	5,2
Toerental (rpm)	1500 (constant)

¹De toerentalregelaar in de ECU past zijn fuel mass setpoint zodanig aan dat dit toerental behouden blijft.

De motor wordt direct op de as belast door de wervelstroomrem (figuur 17). Met de regelbare weerstand (potentiometer), die verbonden is aan de rem, is het mogelijk om de motor over de gehele belastingslijn te belasten.

Initieel werden alle te koelen componenten “aan de open kraan” gekoeld, maar om duurzaam te handelen werd een gesloten koelsysteem ontworpen en gebouwd. Dit koelsysteem bestaat uit een waterpomp, een radiator met ventilator en een verdeelstation waar het debiet naar de verschillende te koelen componenten geregeld kan worden met bolkranen. Naar de motor en de calorimeter werden er achter de bolkranen debietmeters geïnstalleerd: de calorimeter is een buis waardoor water stroomt om de uitlaatgassen te koelen met het koelwater, wat gebruikt kan worden voor verschillende doeleinden. Voor dit onderzoek is de calorimeter echter niet nodig, en dus ook niet afgebeeld in figuur 17.



Figuur 17 Algemene opstelling
Bron: Eigen werk

5.2 Sensoren en actuatoren

In de opstelling zijn sensoren en actuatoren te vinden die zijn aangesloten op 2 verschillende elektronische systemen die compleet onafhankelijk van elkaar functioneren. Eén daarvan is de NI DAQ, die het mogelijk maakt om op de daarbij horende software de verbranding zowel numeriek als grafisch te analyseren. Het andere systeem is de NIRA i7r open ECU, waarin de output van de actuatoren in de opstelling aangepast kan worden. In tabel 2 zijn alle sensoren en actuatoren die nodig zijn voor een werkende opstelling opgesomd:

Tabel 2 Sensoren en actuatoren
Bron: Apex Innovations [5] en Nira [39]

Component	Systeem
CKP-sensor	ECU
CAM-sensor	ECU
MAP-sensor	ECU
Rail press. sensor	ECU
Rail press. contr. valve	ECU
Piezo-injector	ECU
Druk-sensor	NI DAQ
CKP-sensor	NI DAQ
Krachtcel (KC)	NI DAQ
Fuel DP-sensor	NI DAQ
PT100 temp.sensoren	NI DAQ
Thermokoppel K-type temp.sensoren	NI DAQ

De *crankshaft position sensor* (CKP-sensor) van de ECU wordt gebruikt om diesel tot op de krukgraad nauwkeurig te injecteren en de *camshaft position sensor* (CAM-sensor) zorgt ervoor dat de diesel enkel geïnjecteerd wordt na de compressieslag en niet na de uitlaatslag. Beide sensoren werden met precisie afgesteld. De NI DAQ heeft ook een CKP-sensor: deze dient als positie-feedback om correcte data en grafieken weer te geven in de software.

De *manifold air pressure sensor* (MAP-sensor) meet de luchtdruk in het luchtspruitstuk die net voor de luchtinlaat te vinden is. Deze is van groot belang aangezien deze rechtstreeks de maximale injectiehoeveelheid gaat limiteren om te allen tijde een brandbaar mengsel te verkrijgen in de verbrandingskamer [16, 39].

De rail pressure sensor en control valve zorgen samen dat het opgedragen setpoint van de dieseldruk in de rail door de ECU bereikt wordt. De Piezo-injector wordt rechtstreeks aangesloten aan de rail en wordt elektronisch gestuurd door de ECU.

De druk-sensor zal de heersende druk in de verbrandingskamer meten, wat zowel numeriek als grafisch weergegeven wordt in de software.

De krachtcel (KC), met een full scale afwijking van $\pm 0.25\%$ (0.125 gr) [5], zal een maat bieden voor de belasting van de motor: deze wordt gemonteerd tussen het frame en de stator van de rem. Deze diende meerdere malen, doorheen het jaar, geherkalibreerd te worden.

Enkele temperatuursensoren zijn te vinden in de opstelling. Zo worden enkele PT100 temperatuursensoren gebruikt om de temperatuur van het koelwater te meten na de motor en in de calorimeter. Thermokoppels worden gebruikt om de temperatuur van de uitlaatgassen te bepalen, zowel voor als na de calorimeter.

Om het brandstofverbruik / rendement te bepalen, wordt een druksensor, ingelezen door de NI DAQ, gebruikt die het ogenblikkelijke massaverschil van de hydrostatische druk in een fuel pipe bepaalt. De berekening die dit verschil in functie van de tijd omzet in een brandstofverbruik, wordt toegevoegd in de bijlagen (sectie A.1).

Er moet daarbij wel meegegeven worden dat de ECU er ook toe in staat is om het verbruik te bepalen. Aangezien de ECU zelf de injectie aanstuurt, beschikt deze over directe informatie over de injectieduur en -druk, en dus over de geïnjecteerde hoeveelheid brandstof. Er is dus met andere woorden geen component die nauwkeuriger weet hoeveel brandstof daadwerkelijk is geïnjecteerd dan de ECU zelf. De berekening die de geïnjecteerde hoeveelheid omzet in een verbruik of rendement, wordt besproken in subsectie 5.4.2 op pagina 24.

Uitlaatgasmetingen worden uitgevoerd zonder aanwezigheid van een uitlaatgas-nabehandelingssysteem. Om de uitlaatgassen te onderzoeken, wordt de MAHA MET 6.3 gebruikt, waarvan de specificaties te vinden zijn in tabel 3.

Tabel 3 Specificaties MAHA MET 6.3 emissietester

Bron: MAHA [31]

Gas	Meetbereik	Resolutie
CO	0-15% Vol.	0,01
CO ₂	0-20% Vol.	0,01
HC	0-30000 ppm	1
O ₂	0-25% Vol.	0,01
Lambda	0-9,99	0,01
PM	1-1100 mg/m ³	1

5.3 Gebruikte brandstof

Als brandstof werd diesel gebruikt volgens onderstaande specificaties: wegens gebrek aan documentatie zijn nauwkeurige gegevens niet geweten, maar ondanks dit gebrek liggen de gegevens doorgaans tussen de grenswaarden die weergegeven zijn in tabel 4. Voor dit onderzoek zou men op het eerste gezicht denken dat het van belang is om de correcte *heating value* (MJ/kg) te weten om de efficiëntie te bepalen, maar in subsectie 5.4.2 wordt het tegendeel bewezen.

Tabel 4 Specificaties van de gebruikte diesel

Liquid Fuel	Density		Higher Heating Value (HHV) (Gross Calorific Value - GCV)			Lower Heating Value (LHV) (Net Calorific Value - NCV)		
	@15°C/60°F							
	(kg/l)	(kg/gal)	(kWh/kg)	(MJ/kg)	(MJ/l)	(kWh/kg)	(MJ/kg)	(MJ/l)
Diesel fuel*	846	3.202	12.67	45.6	38.6	11.83	42.6	36.0

5.4 Voorbereiding van de metingen

5.4.1 Veiligheid van systeem en operator

In de template van het ECU-programma waren enkele fuel mass limieten voorgeprogrammeerd. Om te hoge mechanische en thermische spanningen te vermijden, werden deze niet aangepast. Om daarnaast rekening te houden met dat de piekdruk niet te vroeg optreedt, zullen de testen voor het aanpassen van het injectietijdstip uitgevoerd worden van laat naar vroeg, terwijl de positie van de piekdruk permanent geobserveerd wordt: de piekdruk mag zich niet voor TDC voordoen (sectie 3.1, P.9).

Om de operator te beschermen, werd het mogelijk gemaakt om de gehele opstelling te besturen vanuit de observatiekamer. Daarbij werd er ook een noodstop geïnstalleerd.

5.4.2 Bepalen van de efficiëntie

In tegenstelling tot de uitlaatgassen, waar de verschillende te meten parameters rechtstreeks gemeten kunnen worden, is dat niet het geval voor de efficiëntie: die moet berekend worden aan de hand van parameters die wél meetbaar zijn. De ECU drukt het verbruik uit in mg/cyclus.

Om van daaruit voort te bouwen tot een uiteindelijke efficiëntie, vertrekt men vanuit enkele vaste parameters:

$$Toerental \ n = 1500rpm$$

$$HV_{diesel} \ H_u = 42000 \frac{kJ}{kg}$$

$$Afstand \ KC - as \ r = 0,185m$$

Om over te stappen naar het tijdsgebied, bepaalt men de hoeveelheid injecties per seconde:

$$\dot{N}_{inj} = \frac{n}{120} = 12,5 \frac{inj}{s}$$

Om dit uit te drukken in een massahoeveelheid per tijdseenheid, wordt deze waarde vermenigvuldigd met het verbruik, weergegeven door de ECU. Men houdt hierbij rekening met de verschillende orden van grootte van de verschillende parameters:

$$\dot{m}_{inj} = m_{ECU} \cdot \dot{N}_{inj} \cdot 10^{-6} \left[\frac{mg \cdot 10^{-6}}{inj} \cdot \frac{\#_{inj}}{s} = \frac{kg}{s} \right]$$

De geïnjecteerde energiehoeveelheid per tijdseenheid wordt dan verkregen door bovenstaande gevonden waarde te vermenigvuldigen met de *heating value*:

$$\dot{Q}_{inj} = \dot{m}_{inj} \cdot H_u \left[\frac{kg}{s} \cdot \frac{kJ}{kg} = \frac{kJ}{s} = kW \right]$$

Om de efficiëntie te bepalen dient eerst het asvermogen achterhaald te worden. Hiervoor heeft men het toerental in rad/sec, en het leverend koppel in Nm nodig:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \left[\frac{rad}{min \cdot 60} = \frac{rad}{s} \right] \text{ en } M = F_{KC} \cdot r = (m_{KC} \cdot g) \cdot r \left[kg \cdot \frac{N}{kg} \cdot m = N \cdot m = Nm \right]$$

Deze worden dan vermenigvuldigd met elkaar om het asvermogen te verkrijgen. Opnieuw houdt men rekening met de orden van grootte:

$$P_{as} = \omega \cdot M = \frac{2\pi n}{60 \cdot 10^3} \cdot m_{KC} \cdot g \cdot r \left[\frac{rad}{s} \cdot Nm \cdot 10^{-3} = \frac{1}{s} \cdot J \cdot 10^{-3} = \frac{kJ}{s} = kW \right]$$

Nu kan het rendement en de SFC bepaald worden. Ook hier worden de orden van grootte in rekening gebracht:

$$\boxed{\eta_{bth} = \frac{P_{as}}{\dot{Q}_{inj}}} \text{ en } \boxed{SFC = \frac{3600 \cdot 10^5}{\eta_{bth} \cdot H_u}}$$

Thermisch rendement (η) vs SFC (gr/kWh)

Nu het thermisch rendement en het specifieke verbruik numeriek bepaald kunnen worden, kan de vraag gesteld worden of de efficiënties in de volgende hoofdstukken uitgedrukt dienen te worden in thermisch rendement (η_{bth}) of in specifiek verbruik (SFC). Er werd reeds achterhaald in hoofdstuk 3 op pagina 9 dat ze gerelateerd zijn aan elkaar en dat dit dus op het eerste gezicht niet zou uitmaken, maar dat is wel degelijk het geval als de precieze *heating value* ontbreekt: aangezien bij elke cyclus een bepaalde hoeveelheid diesel wordt geïnjecteerd, is de SFC gebaseerd op de gemeten massa geïnjecteerde brandstof, onafhankelijk van de *heating value*. De SFC blijft dus een constante parameter, ongeacht variaties in de *heating value* van de gebruikte diesel, wat de onderstaande schematische weergave duidelijk maakt. Pas wanneer het thermisch rendement (η_{bth}) bepaald wordt, is de kennis van de *heating value* vereist aangezien het rendement gebaseerd is op de hoeveelheid geïnjecteerde chemische energie, welke wel afhankelijk is van de *heating value*: ook dit is weergegeven op de onderstaande schematische weergave. De SFC zal dus bij de meetresultaten gebruikt worden als maat voor de efficiëntie van de motor.

$$m_{\text{ECU}, n} \longrightarrow \dot{m}_{\text{inj}} \longrightarrow \text{SFC} \longleftarrow P_{\text{as}} \longleftarrow F_{\text{KC}}, n$$

$$m_{\text{ECU}, n} \longrightarrow \dot{m}_{\text{inj}} \xrightarrow{\text{HV}} \dot{Q}_{\text{inj}} \longrightarrow \eta_{\text{bth}} \longleftarrow P_{\text{as}} \longleftarrow F_{\text{KC}}, n$$

5.4.3 Statistiek

De parameters die nodig zijn om de efficiëntie te bepalen zijn bepaald: enkele van dezen zijn vaste waarden, zoals de afstand van krachtcel tot de as en de HV van de diesel. Anderen zijn daarentegen variabel, zoals het verbruik en het toerental: het toerental is in principe altijd constant, maar kleine mogelijke afwijkingen/ fluctuaties moeten in rekening worden gebracht om een constante efficiëntie te kunnen bepalen gedurende de meetsessies. Daarbij is het een vereiste dat het injectietijdstip en de -druk consequent blijven tijdens de metingen, als men de invloed van dezen op de efficiëntie wil bepalen.

Om de betrouwbaarheid van deze opgenomen variabele parameters na te gaan, worden ze op 3 constante regimes statistisch onderzocht: testdata werd dus gelogd bij 3 verschillende belastingspunten, over een interval van telkens 1 minuut. Dit komt overeen met 1529 meetpunten voor elke geregistreerde parameter per belastingspunt.

Om de spreiding rond het gemiddelde te onderzoeken en te vergelijken, wordt de variatiecoëfficiënt, ook wel relatieve standaardafwijking (RSD) genoemd, toegepast. Deze is

afhankelijk van gemiddelde $\bar{x}$ en standaardafwijking s van de 1529 meetpunten. Hoe kleiner dit dimensieloze getal, hoe kleiner de spreiding is en dus hoe dichter alle waarden bij het gemiddelde liggen [12, 41]. Daarnaast wordt ook het betrouwbaarheidsinterval (CI) bepaald volgens de t-verdeling.

Tabel 5 Statistisch onderzoek: nullast
Bron: Eigen werk

	$\bar{x}$	s	CI _{95%}	RSD (%)
Toerental (rpm)	1503,5	6,44	± 0.32	0,43
Verbruik (mg/cyclus)	10,96	0,16	± 0.01	1,5
Raildruk (MPa)	63,44	5,83	± 0.29	9,19
Injectietijdstip (°)	21,8	0	± 0	0

Tabel 6 Statistisch onderzoek: 9 kg (2,57 kW)
Bron: Eigen werk

	$\bar{x}$	s	CI _{95%}	RSD (%)
Toerental (rpm)	1507,62	6,6	± 0.33	0,44
Verbruik (mg/cyclus)	21,82	0,2	± 0.01	0,9
Raildruk (MPa)	60,45	4,75	± 0.24	7,86
Injectietijdstip (°)	21,8	0	± 0	0

Tabel 7 Statistisch onderzoek: 15 kg (4.28 kW)
Bron: Eigen werk

	$\bar{x}$	s	CI _{95%}	RSD (%)
Toerental (rpm)	1494,41	6,64	± 0.33	0,44
Verbruik (mg/cyclus)	31,98	0,42	± 0.02	1,3
Raildruk (MPa)	60,2	3,13	± 0.16	5,2
Injectietijdstip (°)	21,8	0	± 0	0

Verbruik

Ondanks het verschil al duidelijk blijkt uit bovenstaande tabellen, kan om een significant verschil van verbruik bij de verschillende belastingen aan te tonen, een statistische eenzijdige t-test uitgevoerd worden. Zo kan deze test uitgevoerd worden tussen 0 en 9kg belasting, en 0 en 15kg belasting. De bevindingen kunnen als volgt formeel geformuleerd worden:

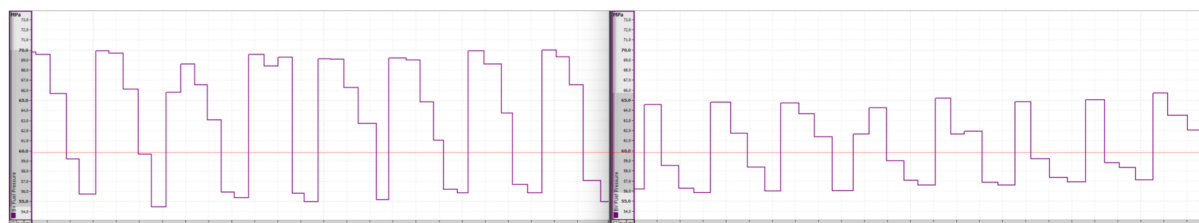
Het verschil tussen het gemiddelde verbruik bij 0kg belasting ($\bar{x}=10.96$, $s=0.16$, $n=1529$) en het gemiddelde verbruik bij 9kg belasting ($\bar{x}=21.82$, $s=0.2$, $n=1529$) is zeer significant ($t(3056)=-1657.99$, $p=0 < 0.01$).

Het verschil tussen het gemiddelde verbruik bij 0kg belasting ($\bar{x}=10.96$, $s=0.16$, $n=1529$) en het gemiddelde verbruik bij 15kg belasting ($\bar{x}=31.98$, $s=0.42$, $n=1529$) is zeer significant ($t(3056)=-1828.77$, $p=0 < 0.01$).

Raildruk

Uit tabellen 5, 6 en 7 en de daarop volgende statistische analyse op het verbruik valt te besluiten dat het grootste deel van de te registreren parameters zeer consequent en betrouwbaar is, met uitzondering van de raildruk: deze heeft een opvallend hoge variatiecoëfficiënt en een relatief breed betrouwbaarheidsinterval. Hoewel het gemiddelde best dicht bij het setpunt ligt, is de spreiding relatief hoog, terwijl deze afneemt bij stijgende belasting.

Op figuur 18 is de raildruk grafisch weergegeven bij 0 kg belasting links en 15 kg belasting rechts. De spreiding rond het gemiddelde is relatief hoog omdat periodieke pulsaties zijn waar te nemen: naast mogelijke ruis kan dit voornamelijk komen door de drukschommelingen die het gevolg zijn van de diesel-hogedrukpomp. Deze zal een significante stijging in druk veroorzaken en daarbij zal de injectie de oorzaak zijn van een drukval. Ten slotte probeert ook de drukregelklep de druk in de rail op het setpunt te houden.



Figuur 18 Raildruk 0 vs 15 kg. Setpunt = 60 MPa

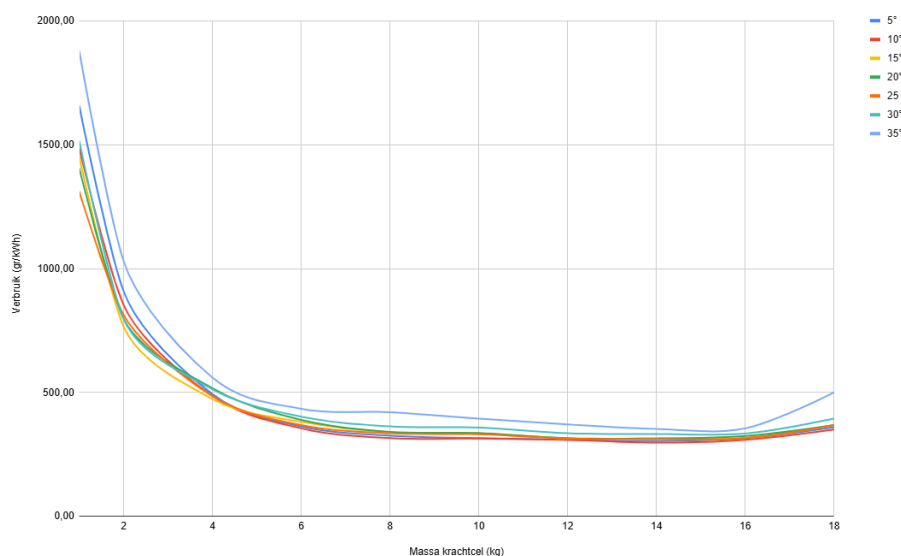
Bron: Eigen werk

De afname in de spreiding bij toenemende belasting kan wellicht worden toegeschreven aan het feit dat de injectiehoeveelheid dichterbij het toegevoerde debiet van de diesel-hogedrukpomp komt. De drukregelklep zal zo minder moeten bijregelen om de druk op het setpunt te behouden; dit kan er mogelijk voor zorgen dat de druk in de rail gelijk blijft.

Hoofdstuk 6

Metingen

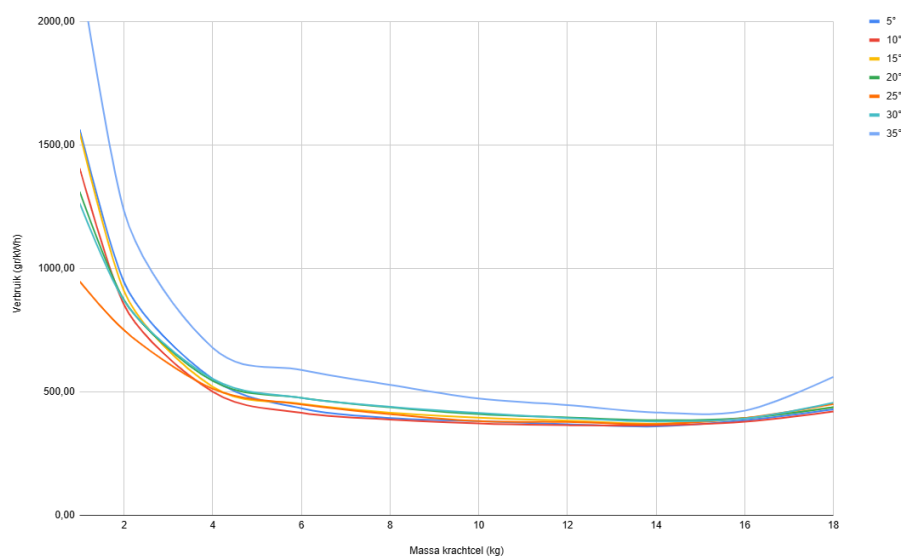
6.1 Observatie van het belastingsverloop



Figuur 19 Belastingsverloop met verschillende SOI bij 600 bar injectiedruk
Bron: Eigen werk

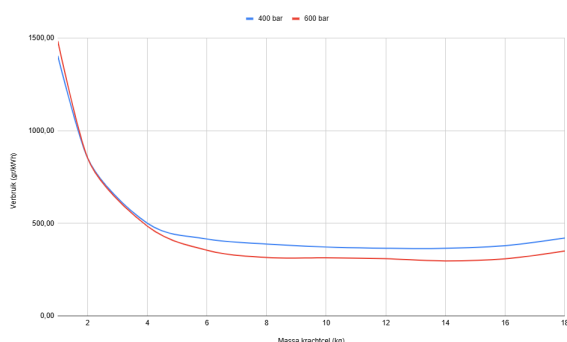
Op figuur 19 is het belastingsverloop te zien bij 600 bar injectiedruk bij verschillende injectietijdstippen. Wat meteen opvalt, is dat het verbruik geleidelijk afneemt naarmate de belasting toeneemt bij alle injectietijdstippen. Daarnaast is het ook zo dat bij lage belasting een vroeger injectietijdstip van 25° BTDC gunstiger is. Naarmate de belasting toeneemt tot en met ongeveer 5 kg, wordt het gunstiger om het injectietijdstip geleidelijk te verlaten. Voor de rest van het verloop wordt een minimum van verbruik gevonden voor een injectietijdstip van 10° BTDC.

Om te kunnen nagaan of er bij een andere injectiedruk een zekere herhaaldelijkheid waar te nemen is, wordt exact hetzelfde gedaan bij een injectiedruk van 400 bar (figuur 20).

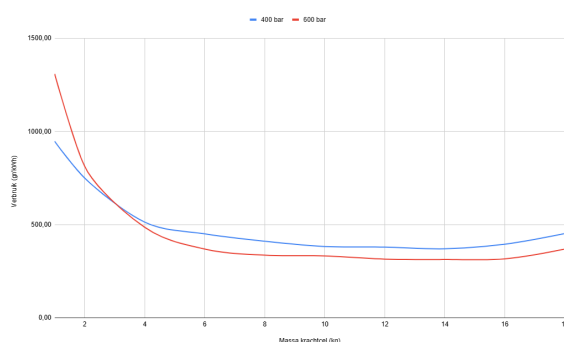


Figuur 20 Belastingsverloop met verschillende SOI bij 400 bar injectiedruk
Bron: Eigen werk

Het verloop bij 400 en 600 bar injectiedruk lijkt sterk op elkaar: opnieuw is het bij lage belasting gunstiger om vroeger te injecteren (op 25° BTDC) en nogmaals is een minimum van verbruik waar te nemen bij een SOI van 10° BTDC voor het overige deel van het verloop. Naast deze gelijkenissen zijn er ook enkele verschillen waar te nemen, zie figuren 21 en 22. Bij lage belasting loopt de motor heel wat efficiënter bij een injectiedruk van 400 bar, wat vooral significant is bij een SOI van 25° BTDC. Daarnaast loopt hij vanaf een belasting van ongeveer 4 kg efficiënter bij een injectiedruk van 600 bar.



Figuur 21 Belastingsverloop met SOI 10° BTDC
Bron: Eigen werk



Figuur 22 Belastingsverloop met SOI 25° BTDC
Bron: Eigen werk

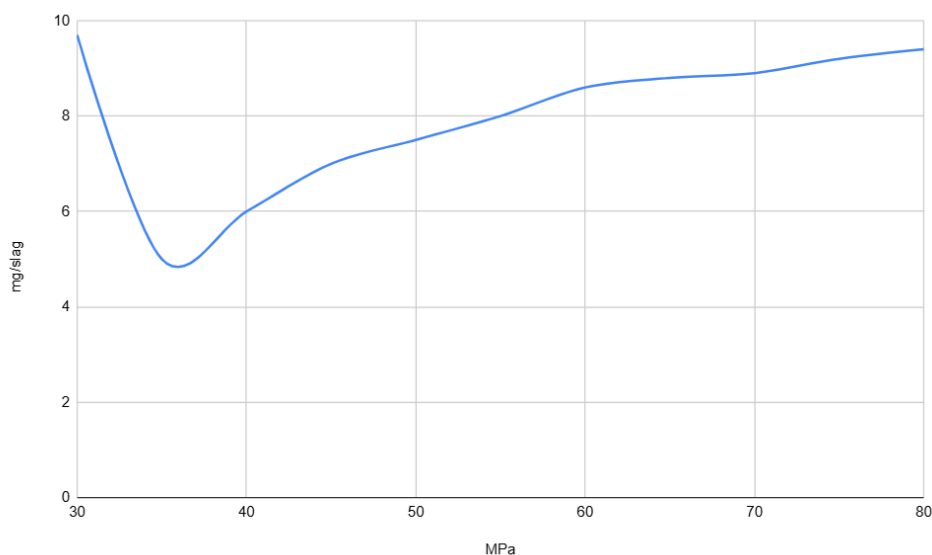
Nu er aangetoond is dat injectietijdstip en -druk wel degelijk een invloed hebben op de efficiëntie, wordt er in de volgende secties naar efficiënte werkpunten gezocht bij 3 belastingspunten.

6.2 Lage belasting: BMEP = 0,35 bar

6.2.1 Injectiedruk

Bij 1 kg belasting, met een SOI van 25° BTDC, werd een minimum in verbruik van 789.26 gr/kWh waargenomen bij een injectiedruk van 350 bar (tabel 8). Uit figuren 24 tot en met 27 blijkt dat er geen significante verschillen zijn die dit kunnen verklaren; het is dus waarschijnlijk dat het met iets anders te maken heeft, zoals de diesel-hogedrukpomp: ondanks dat deze maar een klein deel van het leverend vermogen gebruikt om de brandstof op druk te brengen, is dit vermogen bij lage belasting zeker niet te verwaarlozen. Als de injectiedruk dus hoger wordt ingesteld, moet de pomp deze hogere druk overwinnen, wat resulteert in een hoger verbruik van de motor [9].

Bovendien is er bij lage belasting geen hoge injectiedruk, noch hoge penetratie nodig: de injectiehoeveelheid is zodanig laag dat de geïnjecteerde diesel toch zal ontbranden met de relatief grote hoeveelheid lucht die beschikbaar is. Echter, wanneer de injectiedruk té laag is, wordt er geen goede verneveling verwezenlijkt: de druppelgrootte is te groot wat resulteert in een moeizame verbranding. Hierdoor stijgt het verbruik aanzienlijk, wat zichtbaar is op figuur 23 en in tabel 8.

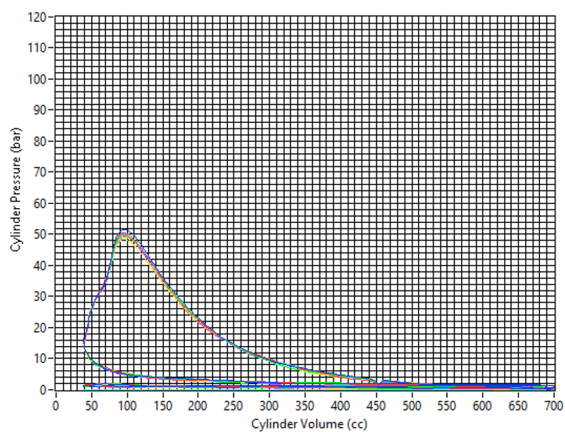
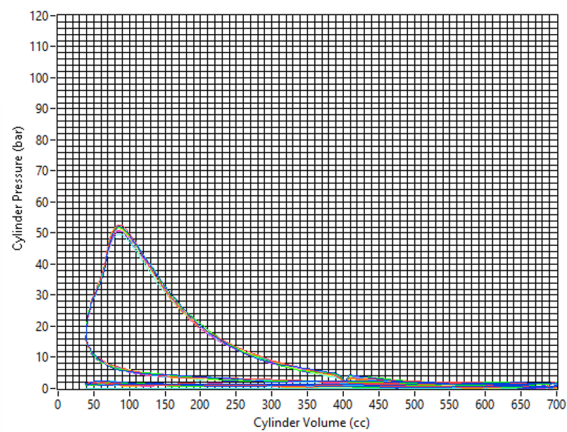
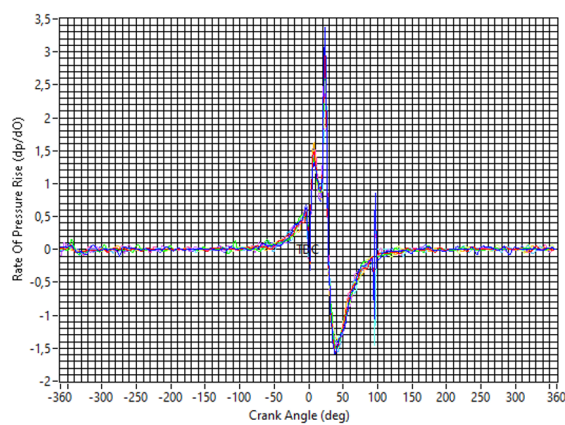
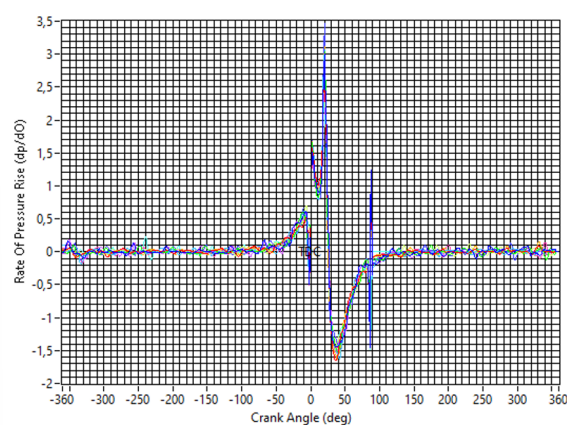


Figuur 23 Verbruik bij verschillende injectiedrukken bij SOI 25° BTDC
Bron: Eigen werk

Tabel 8 SFC bij verschillende injectiedrukken bij SOI 25° BTDC

Bron: Eigen werk

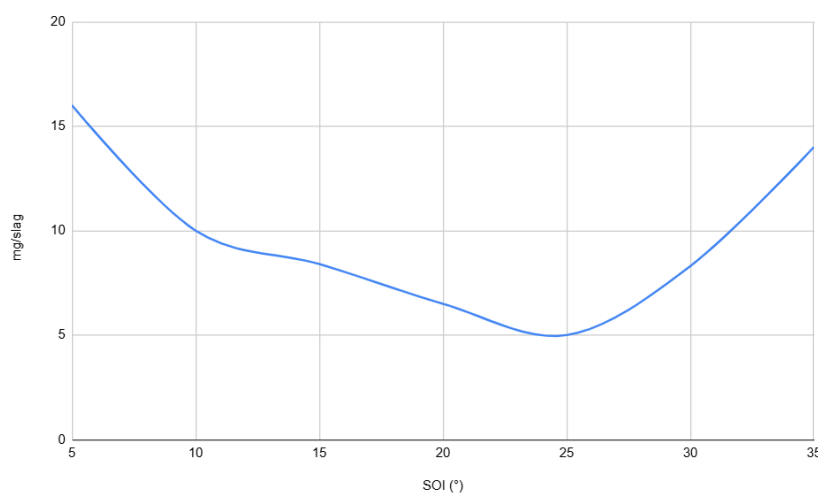
Injectiedruk (bar)	SFC (gr/kWh)
300	1531,17
350	789,26
700	1404,89

**Figuur 24** PV: 350 bar injectiedruk
Bron: Eigen werk**Figuur 25** PV: 700 bar injectiedruk
Bron: Eigen werk**Figuur 26** ROPR: 350 bar injectiedruk
Bron: Eigen werk**Figuur 27** ROPR: 700 bar injectiedruk
Bron: Eigen werk

6.2.2 Injectietijdstip

Opnieuw wordt de verbranding bij 1 kg belasting geanalyseerd voor een injectiedruk van 350 bar. Een laat injectietijdstip, namelijk 5° BTDC, geeft een enorm hoog verbruik weer (figuur 29). De injectie gebeurt dermate laat dat de piekdruk reeds optreedt voordat de diesel ontbrandt. Dit heeft een onregelmatige verbranding bij verschillende verbrandingscycli en hoorbare schelle knallen als gevolg, wat typisch is voor een *premixed*-dominante verbranding [48]: de combinatie van een korte *ignition delay* en een hoge zuigersnelheid zorgt ervoor dat de ingespoten brandstof onvoldoende tijd heeft om zich homogeen te mengen met de lucht. Hierdoor ontstaat een slecht verdeelde verbranding. Bovendien wordt een groot deel van de verbranding pas ingezet tijdens de neerwaartse beweging van de zuiger, wanneer de druk in de verbrandingskamer al sterk begint te dalen. Daardoor daalt de effectieve arbeid per cyclus aanzienlijk, wat verklaart waarom het specifieke brandstofverbruik zo hoog ligt, wat blijkt uit figuur 28 en tabel 9.

Bij vroegere injectietijdstippen schuift de ligging van de piekdruk steeds vroeger op: bij een SOI van 10° BTDC (figuur 30), treedt de lage piekdruk nog steeds te laat op. Bij een SOI van 25° BTDC echter (figuur 31), blijkt de ligging van de piekdruk gunstig te zijn voor de efficiëntste verbranding, met een minimaal verbruik van 789,26 gr/kWh (tabel 9). De piekdrukken van SOI 25° - en SOI 35° BTDC zijn ongeveer even hoog en liggen op dezelfde positie, maar de eerste piek van de drukstijgsnelheid bij een SOI van 35° BTDC (figuur 34) wijst erop dat de *premixed combustion* optreedt voor het bovenste dode punt: een deel van de vrijgekomen energie remt de zuiger af, in tegenstelling tot bij een SOI van 25° BTDC (figuur 33), waar de *premixed combustion* net na het bovenste dode punt begint en dus een efficiëntere verbranding als gevolg heeft.



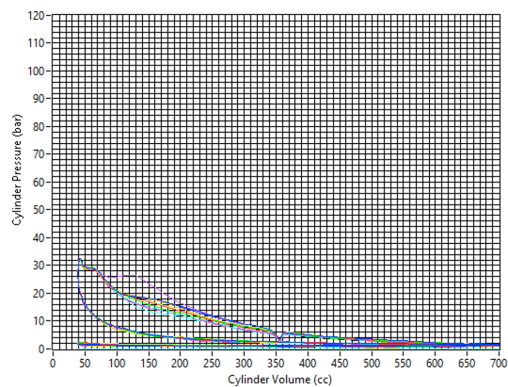
Figuur 28 Verbruik bij verschillende injectietijdstippen bij 350 bar injectiedruk

Bron: Eigen werk

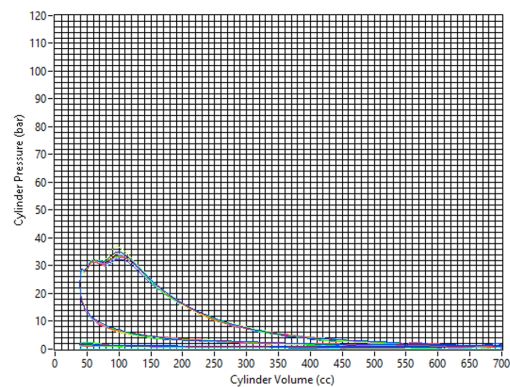
Tabel 9 SFC bij verschillende injectietijdstippen bij 350 bar injectiedruk

Bron: Eigen werk

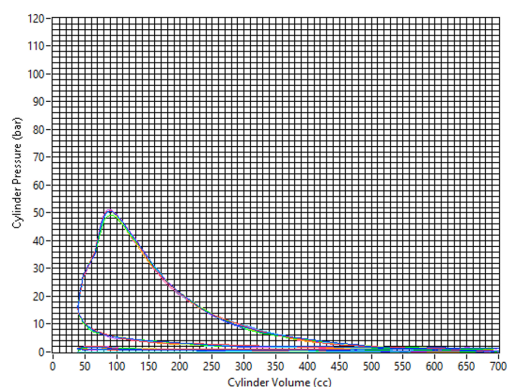
SOI (°)	SFC (gr/kWh)
5	2525,64
10	1578,53
25	789,26
35	2209,94

**Figuur 29** PV: SOI 5° BTDC

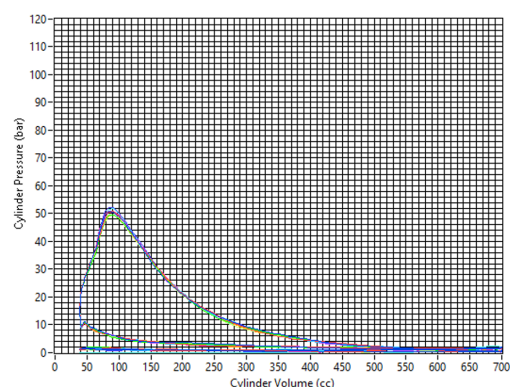
Bron: Eigen werk

**Figuur 30** PV: SOI 10° BTDC

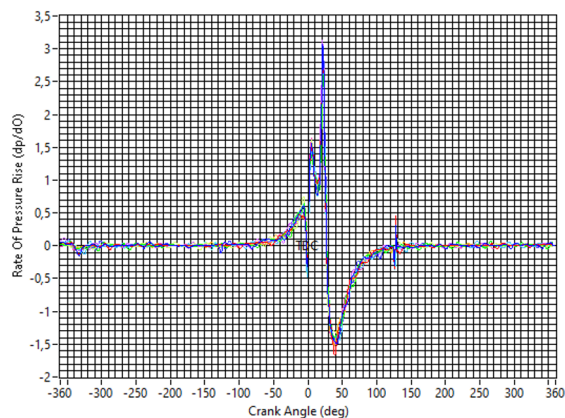
Bron: Eigen werk

**Figuur 31** PV: SOI 25° BTDC

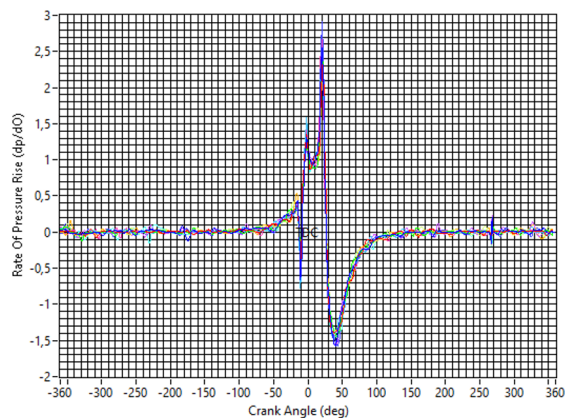
Bron: Eigen werk

**Figuur 32** PV: SOI 35° BTDC

Bron: Eigen werk

**Figuur 33** ROPR: SOI 25° BTDC

Bron: Eigen werk

**Figuur 34** ROPR: SOI 35° BTDC

Bron: Eigen werk

Opmerkelijk is dat de *ignition delay* toeneemt naarmate het injectietijdstip vervroegd wordt (tabel 10). Bij het vroeger injecteren is de verbrandingskamer nog relatief koud, waardoor de diesel langer moet verblijven in de verbrandingskamer vooraleer de zelfontstekings temperatuur bereikt wordt. Dit speelt echter een voordelige rol: gedurende deze *ignition delay* zal de brandstof mengen met de lucht en een efficiënt mengsel vormen, wat in theorie ook al werd vastgesteld in sectie 3.2 op pagina 10. Dit is een belangrijke reden voor een efficiënte verbranding bij een SOI van 25° BTDC: naast dat de piekdruk gunstig gelegen is, heeft de brandstof voldoende tijd gehad om te kunnen mengen met de lucht.

Tabel 10 Ignition delay bij verschillende SOI

Bron: Eigen werk

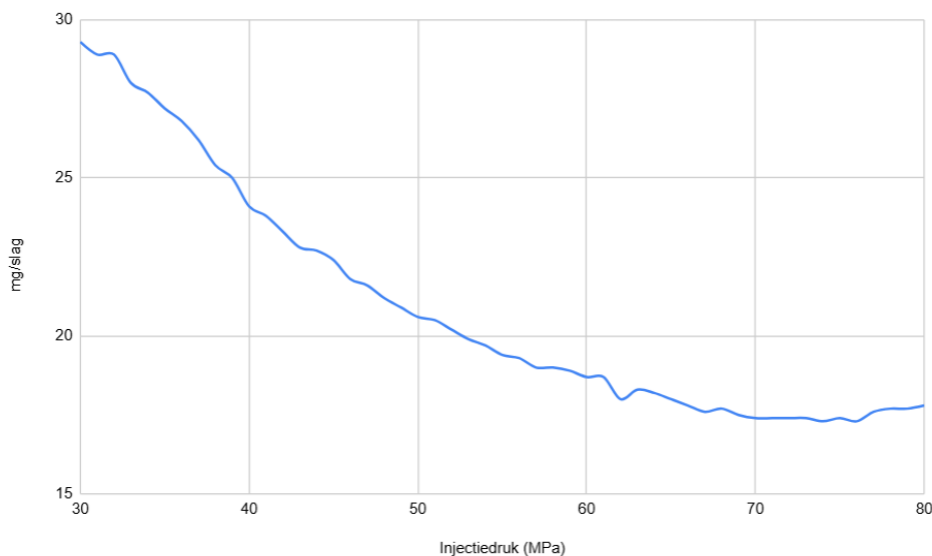
SOI (°)	ID (°)
5	14
10	18
20	21
25	24
35	25

6.3 Middenlast: BMEP = 3,45 bar

6.3.1 Injectiedruk

Verschillende scenario's worden geanalyseerd bij de motor die met 10 kg belast wordt met een SOI van 10° BTDC. Een minimum in verbruik van 273,09 gr/kWh werd gevonden bij een hogere injectiedruk van 750 bar (tabel 11). Op figuren 36 en 37 is te zien dat de piekdruk zich te laat voordoet bij een lage injectiedruk: dit is te wijten aan het feit dat bij een lage injectiedruk de druppelgrootte aanzienlijk groter is. Hierdoor duurt het langer voordat de brandstof een brandbaar mengsel heeft kunnen vormen met zijn omgeving waardoor de *ignition delay* verlengd wordt.

Figuren 38 en 39 bevestigen daarbij nogmaals dat de ignition delay bij een lage injectiedruk iets langer is: de premixed combustion start 5° vroeger bij de hogere injectiedruk. Finaal is er nog op te merken dat er in figuur 39 een snellere drukstijging waar te nemen is: door de fijne verneveling bij een hoge injectiedruk verspreidt het vlammenfront zich sneller. Deze snelle drukstijging leidt tot een hoge en vroege piekdruk en zal er ook voor zorgen dat de ontstane warmte minder tijd heeft om afgevoerd te worden door de cilinderwanden [44].



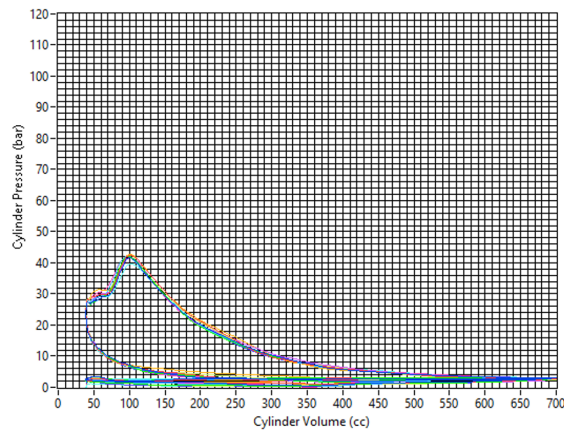
Figuur 35 Verbruik bij verschillende injectiedrukken bij SOI 10° BTDC

Bron: Eigen werk

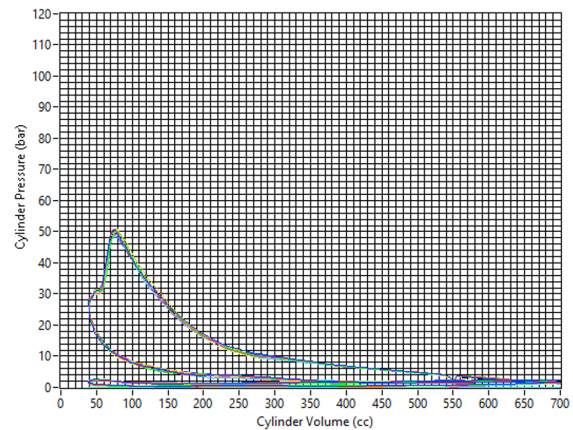
Tabel 11 SFC bij verschillende injectiedrukken bij SOI 10° BTDC

Bron: Eigen werk

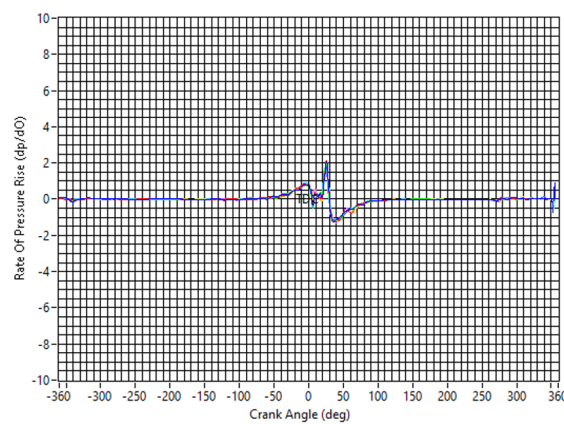
Injectiedruk (bar)	SFC (gr/kWh)
300	462,51
500	325,18
750	273,09

**Figuur 36** PV: 300 bar Injectiedruk

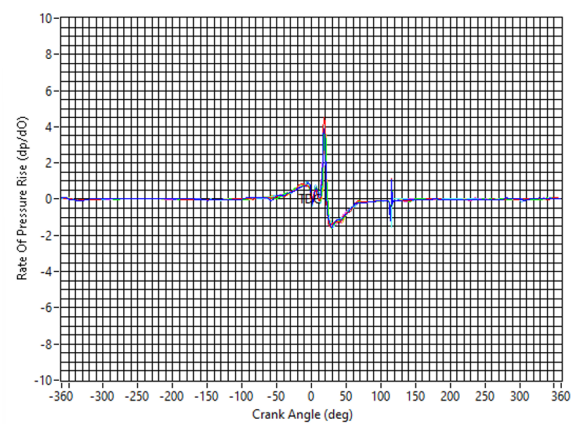
Bron: Eigen werk

**Figuur 37** PV: 750 bar Injectiedruk

Bron: Eigen werk

**Figuur 38** ROPR: 300 bar injectiedruk

Bron: Eigen werk

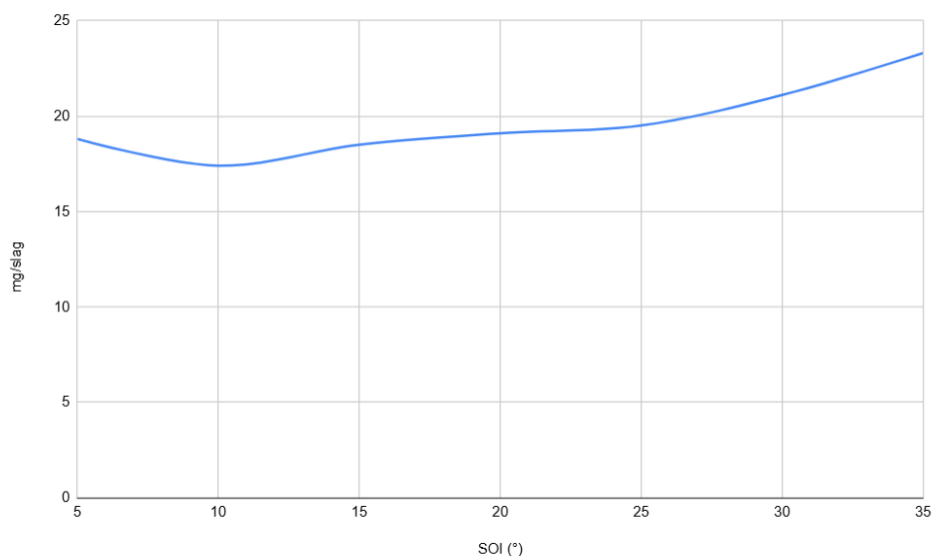
**Figuur 39** ROPR: 750 bar injectiedruk

Bron: Eigen werk

6.3.2 Injectietijdstip

Opnieuw wordt een belasting van 10 kg geanalyseerd aan een injectiedruk van 750 bar en een minimum in verbruik van 273,09 gr/kWh werd gevonden bij een SOI van 10° BTDC (tabel 12). Op figuren 41 en 42 is te zien dat de piekdrukken met een SOI van 10° en 25° BTDC ongeveer hetzelfde gelegen zijn, maar de piekdruk ligt ruim 20 bar hoger bij een vroege SOI van 25° BTDC, wat zorgt voor een onnodig hoge geïnduceerde druk: het feit dat voor hetzelfde asvermogen, en dus dezelfde BMEP, een hogere geïnduceerde druk (IMEP) plaatsvindt, wijst erop dat deze hoge druk gezien kan worden als "weggegooide" drukenergie. Het is energie dat vrijkomt, maar niet toegeschreven wordt aan de as van de motor: dit verlaagt de efficiëntie van het proces.

Op figuren 43 en 44 is er ook te zien dat een vroege SOI van 25° BTDC leidt tot een enorme snelle drukstijging: aangezien er in de vorige subsectie werd geconcludeerd dat een snelle drukstijging voordelig is, heeft in dit geval de brandstof te veel tijd gehad om te verdampen en te mengen. Hierdoor vindt er eerder een explosie plaats in plaats van een homogene verbranding, wat zorgt voor onregelmatige drukgolven (figuur 44).



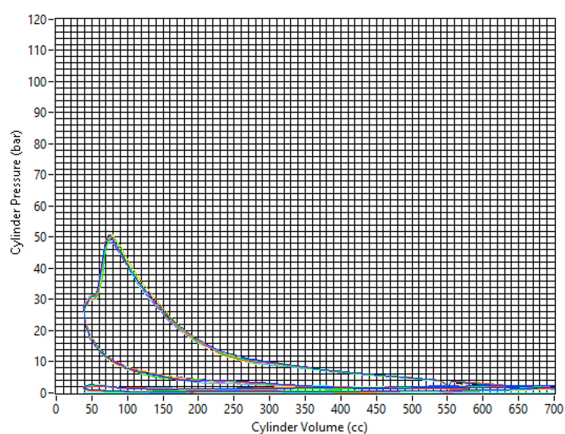
Figuur 40 Verbruik bij verschillende injectietijdstippen bij 750 bar injectiedruk

Bron: Eigen werk

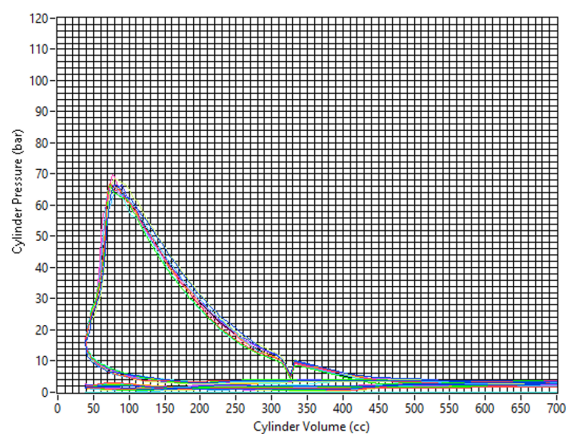
Tabel 12 SFC bij verschillende injectietijdstippen bij 750 bar injectiedruk

Bron: Eigen werk

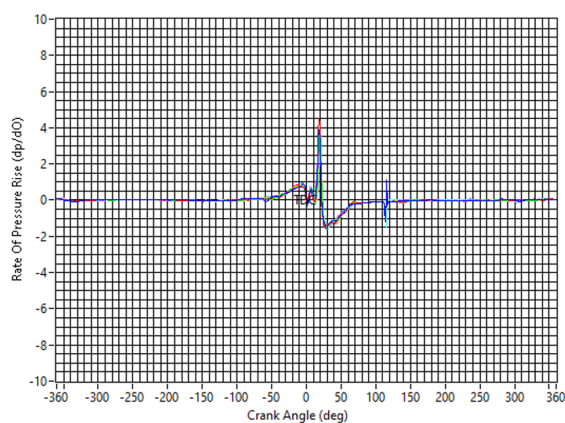
SOI (°)	SFC (gr/kWh)
5	296,76
10	273,09
20	301,50
25	307,81
35	367,80

**Figuur 41** PV: SOI 10° BTDC

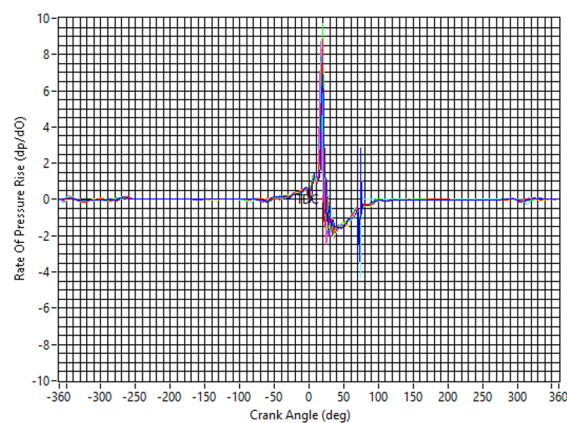
Bron: Eigen werk

**Figuur 42** PV: SOI 25° BTDC

Bron: Eigen werk

**Figuur 43** ROPR: SOI 10° BTDC

Bron: Eigen werk

**Figuur 44** ROPR: SOI 25° BTDC

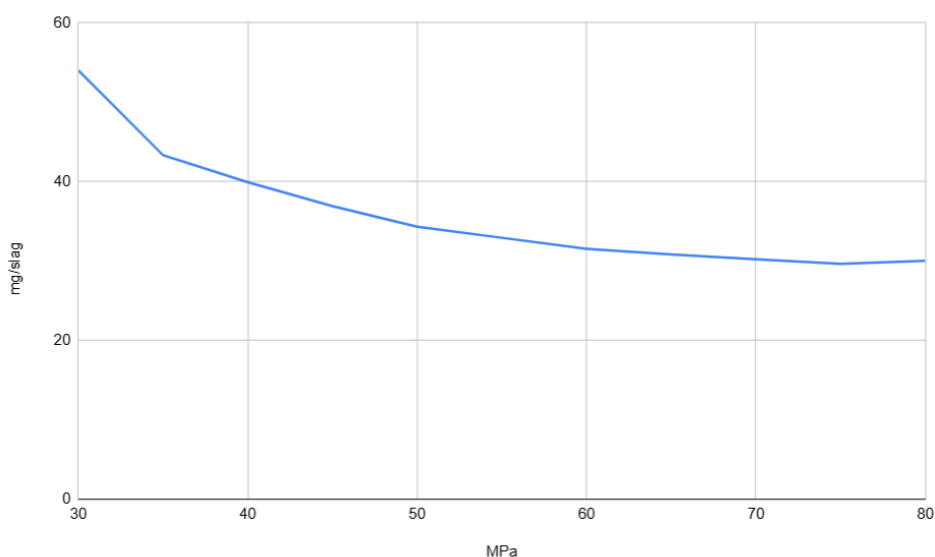
Bron: Eigen werk

6.4 Vollast: BMEP = 6,21 bar

6.4.1 Injectiedruk

De analyse wordt uitgevoerd op een belasting van 18 kg en een SOI van 10° BTDC en een minimum in verbruik van 259.58 gr/kWh werd gevonden bij een injectiedruk van 750 bar (tabel 13). Net als bij middenlast valt er op figuren 46 en 47 te zien dat een hogere injectiedruk leidt tot een kortere *ignition delay*: de dieselmoleculen worden gekraakt tot kleineren wat hun contactoppervlak met de omgeving verhoogt. Hierdoor duurt het minder lang tot een brandbaar mengsel verkregen wordt waardoor de piekdruk vroeger komt te liggen, en in dit geval zelfs op de positie die overeenstemt met de efficiëntste verbranding.

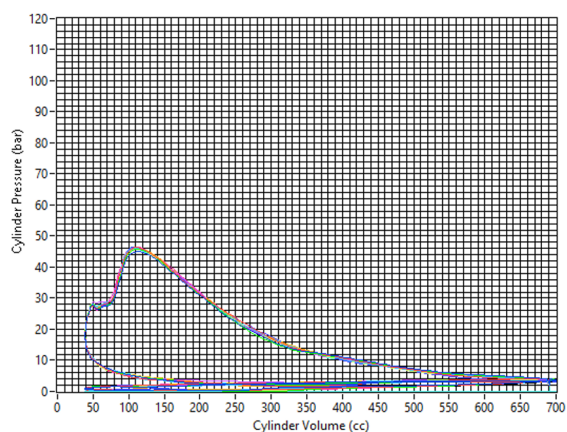
Opnieuw is er op figuren 48 en 49 ook te zien dat er een snellere drukstijging waar te nemen is bij een hogere injectiedruk: deze snelle drukstijging leidt tot een hoge en vroege piekdruk en zal er ook voor zorgen dat de ontstane warmte minder tijd heeft om afgevoerd te worden door de cilinderwanden.



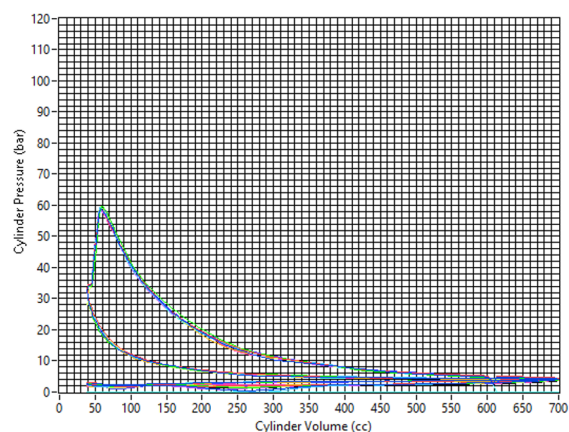
Figuur 45 Verbruik bij verschillende injectiedrukken bij SOI 10° BTDC
Bron: Eigen werk

Tabel 13 SFC bij verschillende injectiedrukken bij SOI 10° BTDC
Bron: Eigen werk

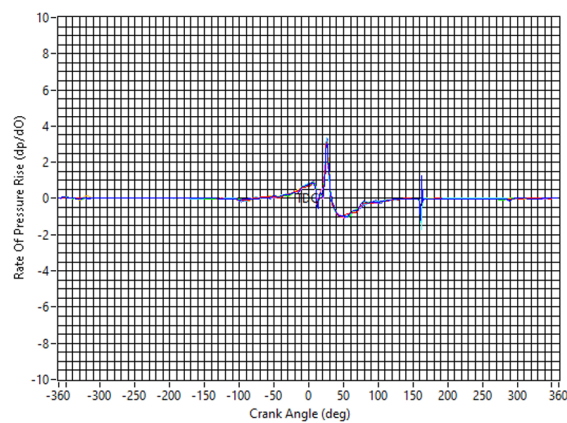
Injectiedruk (bar)	SFC (gr/kWh)
300	473,56
500	300,80
750	259,58



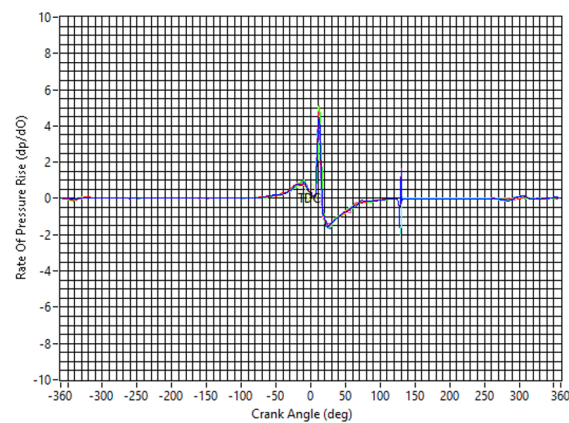
Figuur 46 PV: 300 bar injectiedruk
Bron: Eigen werk



Figuur 47 PV: 750 bar Injectiedruk
Bron: Eigen werk



Figuur 48 ROPR: 300 bar injectiedruk
Bron: Eigen werk

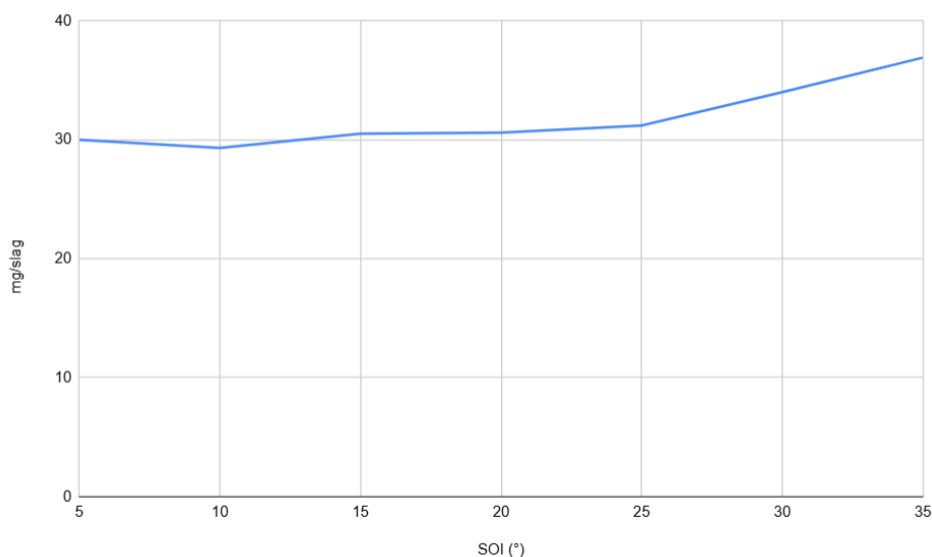


Figuur 49 ROPR: 750 bar injectiedruk
Bron: Eigen werk

6.4.2 Injectietijdstip

Nogmaals wordt een belasting van 18 kg geanalyseerd aan een injectiedruk van 750 bar en een minimum in verbruik van 259,58 gr/kWh werd gevonden bij een SOI van 10° BTDC (tabel 14). Op figuren 51 en 52 is te zien dat de piekdruk opnieuw onnodig veel hoger ligt bij een vroegere SOI van 25° BTDC, wat reeds het geval was bij middenlast waar een groot deel van de vrijgekomen drukenergie niet toegewezen werd aan de as van de motor: dit leidt tot een lagere efficiëntie.

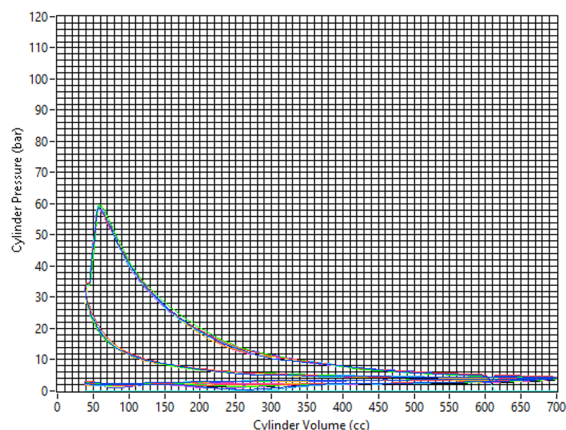
Op figuur 54 is er dan weer een te snelle drukstijging te zien. Dit is, net als bij middenlast, te wijten aan een te lange menging van de diesel: hierdoor vindt er eerder een explosie plaats in plaats van een homogene verbranding, wat zorgt voor onregelmatige drukgolven.



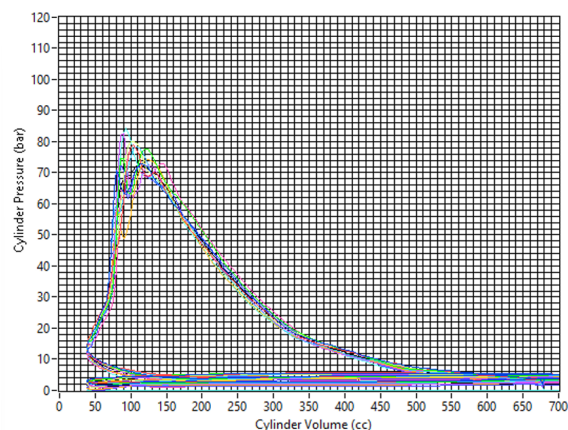
Figuur 50 Verbruik bij verschillende injectietijdstippen bij 750 bar injectiedruk
Bron: Eigen werk

Tabel 14 SFC bij verschillende injectietijdstippen bij 750 bar injectiedruk
Bron: Eigen werk

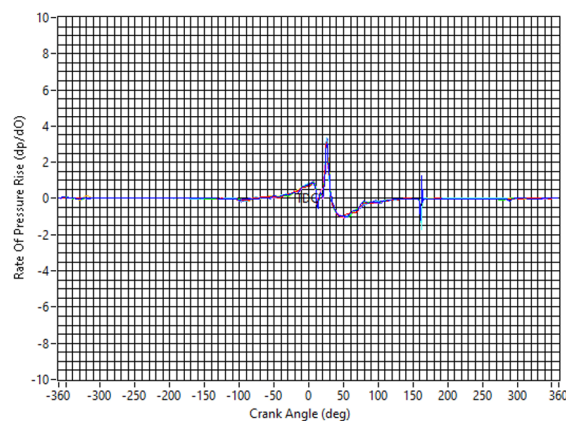
SOI (°)	SFC (gr/kWh)
5	263,09
10	259,58
20	268,35
25	273,61
35	323,60



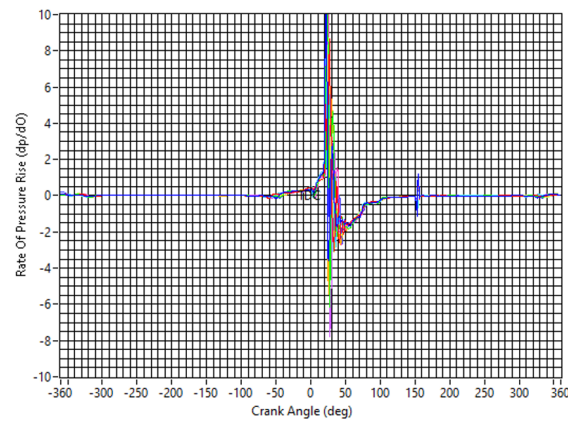
Figuur 51 PV: SOI 10° BTDC
Bron: Eigen werk



Figuur 52 PV: SOI 25° BTDC
Bron: Eigen werk



Figuur 53 ROPR: SOI 10° BTDC
Bron: Eigen werk



Figuur 54 ROPR: SOI 25° BTDC
Bron: Eigen werk

6.5 Tussenconclusie: kenmerken van efficiënte regimes

Op 3 belastingspunten zijn zeer efficiënte regimes gevonden: bij een lage belasting is het gunstiger om vroeger te injecteren aan een lagere injectiedruk, terwijl midden- en vollast efficiënter lopen bij een latere injectiehoek aan een hogere injectiedruk. Door bij deze 3 regimes de figuren naast elkaar te leggen, is het mogelijk om kenmerken te vinden die een efficiënte verbranding te allen tijde kunnen bepalen.

Een opvallend aspect is duidelijk zichtbaar op de *rate of pressure rise* diagrammen: bij elk efficiënt regime begint de verbranding quasi op het hoogste dode punt, zodat de piekdruk zo snel mogelijk kan worden bereikt, zonder de zuiger eerst af te remmen. Daarbij stijgt de druk sneller bij efficiënte regimes wat ertoe leidt dat de piekdruk sneller wordt bereikt en dat de ontstane warmte minder tijd heeft om in de cilinderwanden te ontsnappen.

Wanneer men ook naar de PV-diagrammen kijkt, blijkt dat de motor bij een lage belasting efficiënter functioneert wanneer de piekdruk iets later gelegen is, zoals in tabel 15 is weergegeven. Naarmate de belasting dan stijgt, is het gunstiger dat de piekdruk vroeger optreedt.

Tabel 15 Ligging van de piekdruk bij de efficiëntste regimes
Bron: Eigen werk

Belasting (kg)	Ligging piekdruk (°ATDC)
1	30
10	24
18	18

Bij lage belasting is de ingespoten hoeveelheid diesel klein, moet er maar een kleine hoeveelheid arbeid geleverd worden en is er dus ook geen nood om hoge geïnduceerde drukken te bereiken, wat enkel zorgt voor een hogere IMEP voor dezelfde BMEP, en dus een lagere efficiëntie. Bij hogere belasting is er daarentegen wel nood aan hogere geïnduceerde piekdrukken: deze hoge drukken zullen de nodige arbeid leveren en de piekdruk treedt het liefst zo vroeg mogelijk op. Zo kunnen de expanderende gassen zo lang mogelijk de te leveren arbeid uitoefenen; op deze manier wordt een zo laag mogelijke IMEP bereikt voor dezelfde BMEP, waardoor dit typische regime zich vertaalt in een zeer efficiënte verbranding.

6.6 Uitlaatgassen

Elke meetwaarde in deze sectie is het gemiddelde van 3 metingen.

6.6.1 Lage belasting

In het geval van CO en CO₂ bij lage belasting zijn in tabellen 16 en 17 de laagste concentraties te vinden bij het meest efficiënte regime: SOI 25° BTDC aan 350 bar injectiedruk. Naarmate er afgeweken wordt van zowel injectietijdstip als -druk, stijgen de concentraties. Dit komt doordat de injectiehoeveelheid simpelweg stijgt, de thermodynamische efficiëntie daalt en er dus meer van deze moleculen gevormd worden.

Voor de onverbrande koolwaterstoffen (HC) en roet (PM) kunnen dezelfde conclusies geformuleerd worden: de laagste waarden zijn te meten op het efficiëntste regime. Het is immers zo dat bij een laat injectietijdstip (tabel 17) de HC- en PM-uitstoot aanzienlijk stijgen: dit is het gevolg van een lage menggraad in de verbrandingskamer, waarbij de korte *ignition delay* lokaal te rijke zones zal veroorzaken. Dit leidt tot partiële oxidatie. Voor de injectiedruk werd er in sectie 6.2.1 op pagina 31 aangetoond dat het aanpassen van deze druk geen significante thermodynamische invloed had bij een lage belasting. Echter, aangezien het verbruik wél stijgt bij hogere injectiedrukken, wat wijst op een lagere thermodynamische efficiëntie, kan dit een verklaring zijn voor een hogere HC- en PM-uitstoot (tabel 16). In tegenstelling tot de reeds besproken uitlaatgassen, wordt er een maximum aan NO_x-concentratie gemeten bij het efficiëntste regime. Naarmate het injectietijdstip verder vervroegd en de injectiedruk verhoogd wordt, daalt de NO_x-concentratie. Wat opvalt, is dat het totale NO_x-aandeel enkel bestaat uit NO₂: bij lage belasting is het luchtoverschot zodanig hoog dat elke gevormde NO-molecule verder kan oxideren tot NO₂.

Tabel 16 Uitlaatgassen bij verschillende injectiedrukken bij SOI 25° BTDC

Boven: gemiddelden van metingen, onder: betrouwbaarheidsintervallen

Bron: Eigen werk

P _{inj} (bar)	CO (%)	CO ₂ (%)	HC (ppm)	NO (ppm)	NO ₂ (ppm)	NO _x (ppm)	PM (mg/m ³)
350	0,230	1,900	124,000	0	48,667	48,667	19,997
500	0,290	2,000	127,000	0	43,000	43,000	20,143
750	0,340	2,000	135,667	0	40,000	40,000	24,787
P _{inj} (bar)	CO (%)	CO ₂ (%)	HC (ppm)	NO (ppm)	NO ₂ (ppm)	NO _x (ppm)	PM (mg/m ³)
350	0,000	0,000	2,484	0,000	3,795	3,795	3,339
500	0,000	0,000	2,484	0,000	2,484	2,484	2,463
750	0,000	0,000	3,795	0,000	2,484	2,484	2,504

Tabel 17 Uitlaatgassen bij verschillende injectietijdstippen bij 350 bar injectiedruk

Boven: gemiddelden van metingen, onder: betrouwbaarheidsintervallen

Bron: Eigen werk

SOI (°)	CO (%)	CO ₂ (%)	HC (ppm)	NO (ppm)	NO ₂ (ppm)	NO _x (ppm)	PM (mg/m ³)
10	0,23	2,23	191,67	0,00	30,33	30,33	359,81
15	0,21	2,100	145,667	0	42,000	42,000	51,043
25	0,193	1,900	120,333	0	48,667	48,667	20,770
35	0,357	2,000	125,333	0	33,333	33,333	31,783
SOI (°)	CO (%)	CO ₂ (%)	HC (ppm)	NO (ppm)	NO ₂ (ppm)	NO _x (ppm)	PM (mg/m ³)
10	0,000	0,025	9,405	0,000	3,795	3,795	37,879
15	0,000	0,000	7,589	0,000	2,484	2,484	7,200
25	3,795	0,000	3,795	0,000	5,171	5,171	1,191
35	42,000	48,667	3,795	0,000	3,795	3,795	1,977

6.6.2 Middenlast

Bij middenlast deelt het injectietijdstip dat overeenstemt met het efficiëntste regime, SOI 10° BTDC, een zeer lage CO-concentratie, samen met een SOI van 20° BTDC (tabel 19). Ook bij het verhogen van de injectiedruk daalt deze concentratie tot een druk van 750 bar (tabel 18). De CO₂-concentratie geeft een lichte, maar niet significante, stijging weer bij vroegere injectietijdstippen en hogere injectiedrukken. Dit kan verklaard worden doordat de brandstof enerzijds langer wordt blootgesteld aan zijn omgeving bij vroege injectietijdstippen, en anderzijds doordat de brandstof fijner verneveld wordt, samen met een hoge injectiesnelheid: dit bevordert, zoals reeds besproken, de menggraad en dus de thermodynamische efficiëntie. Ondanks dit besproken te hebben, blijven de verschillen echter beperkt.

De HC- en PM-concentraties nemen duidelijk af bij vroegere injectietijdstippen (tabel 19): in de literatuur en in de praktijk werd aangetoond dat een vroeger injectietijdstip de *ignition delay*, en dus de mengtijd, aanzienlijk verlengt. Bij stijgende injectiedrukken blijft de HC-concentratie echter vrij constant, terwijl de PM-concentratie daalt (tabel 18): door de betere verneveling zal de brandstof meer blootgesteld worden aan de omringende lucht, met een betere oxidatie als gevolg.

Bij vroegere injectietijdstippen en hogere -drukken neemt de totale NO_x-concentratie aanzienlijk toe. Deze toename is te wijten aan hogere piekdrukken, wat leidt tot hogere piektemperaturen; dit stimuleert de totale NO_x-productie aanzienlijk.

Tabel 18 Uitlaatgassen bij verschillende injectiedrukken bij SOI 10° BTDC

Boven: gemiddelden van metingen, onder: betrouwbaarheidsintervallen

Bron: Eigen werk

P _{inj} (bar)	CO (%)	CO ₂ (%)	HC (ppm)	NO (ppm)	NO ₂ (ppm)	NO _x (ppm)	PM (mg/m ³)
350	0,167	4,300	78,667	117,333	88,333	205,667	151,820
500	0,120	4,367	79,333	186,000	99,333	285,333	78,633
750	0,100	4,400	80,667	271,000	115,333	386,333	54,987
P _{inj} (bar)	CO (%)	CO ₂ (%)	HC (ppm)	NO (ppm)	NO ₂ (ppm)	NO _x (ppm)	PM (mg/m ³)
350	0,014	0,000	1,434	5,737	1,434	5,171	15,035
500	0,000	0,143	1,434	2,484	1,434	2,868	15,207
750	0,000	0,000	1,434	4,968	1,434	6,252	9,505

Tabel 19 Uitlaatgassen bij verschillende injectietijdstippen bij 750 bar injectiedruk

Boven: gemiddelden van metingen, onder: betrouwbaarheidsintervallen

Bron: Eigen werk

SOI (°)	CO (%)	CO ₂ (%)	HC (ppm)	NO (ppm)	NO ₂ (ppm)	NO _x (ppm)	PM (mg/m ³)
5	0,20	4,50	82,54	0	86,33	86,33	93,256
10	0,100	4,400	80,667	251,667	113,000	363,333	92,480
20	0,083	4,600	60,333	553,000	140,667	693,667	84,597
35	0,110	5,067	55,333	977,667	210,333	1188,000	75,240
SOI (°)	CO (%)	CO ₂ (%)	HC (ppm)	NO (ppm)	NO ₂ (ppm)	NO _x (ppm)	PM (mg/m ³)
5	0,025	0,000	1,434	0,000	7,589	7,589	0,758
10	0,000	0,000	1,434	16,540	2,484	10,342	34,367
20	0,014	0,000	1,434	29,288	1,434	30,660	14,832
35	0,000	0,143	1,434	100,057	17,624	117,124	38,355

6.6.3 Vollast

Bij vollast zijn alle trends gelijk aan die bij middenlast. Er kunnen echter nog enkele opmerkingen worden gemaakt.

Bij een lage injectiedruk met een hoge injectiehoeveelheid wordt er zodanig veel roet gevormd, dat het meetbereik overschreden wordt (tabel 20). Deze uitzonderlijk hoge roetuitstoot was dan ook visueel waarneembaar.

Waar er bij middenlast een constante daling was van de HC-concentratie bij vervroeging van het injectietijdstip, valt er bij vollast op dat er bij een SOI van 35° BTDC terug een kleine stijging van deze concentratie is waar te nemen (tabel 21). Bij grote injectiehoeveelheden, waar de brandstof vroeg, onder een hoge druk en dus een hoge snelheid geïnjecteerd wordt, zal de brandstof de relatief koude cilinderwand bereiken en daar terug condenseren. Dit zal filmvorming bevorderen en de hoeveelheid onverbrande koolwaterstoffen doen stijgen. Dit fenomeen wordt *quenching* genoemd [26].

Een opvallend aspect is de afname en het verschil in samenstelling van de totale NO_x-concentratie bij vollast in vergelijking met middenlast: dit is te wijten aan een kleiner luchtoverschot bij vollast. Bij vollast gaat het grootste deel van het beschikbare zuurstofgas naar de oxidatie van de brandstof. Dit verklaart de stijging van CO- en CO₂-concentraties en er blijft simpelweg niet voldoende zuurstofgas meer over voor de oxidatie van stikstofgas. Dit wordt aangetoond doordat het totale NO_x-aandeel bij vollast enkel bestaat uit NO, terwijl er bij middenlast ook nog NO₂ gevormd wordt.

Tabel 20 Uitlaatgassen bij verschillende injectiedrukken bij SOI 10° BTDC

Boven: gemiddelden van metingen, onder: betrouwbaarheidsintervallen

Bron: Eigen werk

P _{inj} (bar)	CO (%)	CO ₂ (%)	HC (ppm)	NO (ppm)	NO ₂ (ppm)	NO _x (ppm)	PM (mg/m ³)
350	1,937	7,233	106,000	113,000	0,000	113,000	> meetbereik
500	1,773	8,033	91,667	173,333	0,000	173,333	1103,860
750	1,317	8,500	81,000	255,667	0,000	255,667	1074,727
P _{inj} (bar)	CO (%)	CO ₂ (%)	HC (ppm)	NO (ppm)	NO ₂ (ppm)	NO _x (ppm)	PM (mg/m ³)
350	0,094	0,143	2,484	2,484	0,000	2,484	-
500	0,029	0,143	1,434	3,795	0,000	3,795	0,000
750	0,072	0,000	2,484	7,589	0,000	7,589	125,351

Tabel 21 Uitlaatgassen bij verschillende injectietijdstippen bij 750 bar injectiedruk

Boven: gemiddelden van metingen, onder: betrouwbaarheidsintervallen

Bron: Eigen werk

SOI (°)	CO (%)	CO ₂ (%)	HC (ppm)	NO (ppm)	NO ₂ (ppm)	NO _x (ppm)	PM (mg/m ³)
5	2,193	8,57	115,762	264,333	0,000	264,333	1103,860
10	1,493	8,367	111,333	270,667	0,000	270,667	1068,760
20	1,278	8,589	91,333	431,667	0,000	431,667	744,120
35	1,350	8,700	97,667	596,333	0,000	596,333	289,277
SOI (°)	CO (%)	CO ₂ (%)	HC (ppm)	NO (ppm)	NO ₂ (ppm)	NO _x (ppm)	PM (mg/m ³)
5	0,362	0,143	1,434	1,434	0,000	1,434	0,000
10	0,251	0,143	1,434	10,342	0,000	10,342	151,023
20	0,435	0,994	1,434	40,844	0,000	40,844	175,323
35	0,410	0,000	1,434	26,562	0,000	26,562	46,658

6.7 Efficiëntie en emissies

Wanneer men efficiëntie en emissies naast elkaar legt, kan de conclusie gemaakt worden dat er nooit een ideale verbranding kan plaatsvinden: op thermodynamisch vlak zal bijvoorbeeld een te lange menging leiden tot een eerder explosieve verbranding en een hoger verbruik, terwijl er minder roet en onverbrande koolwaterstoffen gevormd worden. Daarbij kan er overwogen worden om de injectiedruk te verlagen om een lagere NO_x -uitstoot te verkrijgen, ten koste van een hoge thermodynamische efficiëntie.

Wat daarnaast bij zowel efficiëntie als bij emissies opvalt, is het feit dat de motor zich bij lage belasting volledig anders gedraagt dan bij midden- en vollast: lage belasting is het enige belastingspunt dat andere injectieparameters vereist om efficiënt te lopen, en geeft daarbij ook andere uitlaatgassamenstellingen weer, die licht durven afwijken van de literatuur. Een verklaring hiervoor kan zijn dat de verbrandingskamer relatief koud is bij lage belasting wat, samen met een absoluut mindere injectiehoeveelheid, resulteert in een lagere piekdruk. Bovendien is het luchtoverschot bij lage belasting zeer hoog. Deze afwijkende omstandigheden verklaren waarom de motor bij lage belasting een andere optimalisatie vereist, en waarom de resultaten moeilijker te vergelijken zijn met typische literatuurwaarden die vaak onder nominale belastingcondities tot stand komen, die bij midden- en vollast wél bevestigd worden.

6.8 Literatuur vs praktijk

Als men terugblijkt naar de literatuur, werd er ondervonden dat de piekdruk 3° na TDC gelegen zou moeten zijn om een efficiënte verbranding te verzekeren. In de praktijk werd dit echter niet achterhaald: bij lage belastingen is het gunstiger dat de piekdruk wat later optreedt. Aangezien de te leveren arbeid klein is, is er geen nood om vroege en hoge geïnduceerde drukken te bereiken in de verbrandingskamer, wat wel nodig is naarmate de belasting toeneemt.

Daarnaast haalde Avinash e.a. [7] aan dat een te hoge injectiedruk resulteert in te snelle drukstijgingen en drukschommelingen in de verbrandingskamer: de geïnjecteerde diesel-moleculen worden dan zo klein, samen met een zeer turbulente mengstroom, dat de verbranding te explosief verloopt. Dit precieze fenomeen werd echter niet waargenomen tijdens de metingen. Wat wél werd waargenomen, is dat dit eerder explosieve verbrandingsregime tot stand kwam bij te vroege injectietijdstippen: de brandstof heeft te veel tijd gehad om te kunnen verdampen en te mengen.

Met zowel de literatuur, als de zelf-uitgevoerde metingen en de verwerking ervan, zou men kunnen veralgemenen dat dit eerder explosieve regime zich voordoet bij een te hoge menggraad van de geïnjecteerde brandstof, wat zich zowel voordoet bij een hoge injectiedruk, waar de brandstof zeer fijn verneveld wordt onder een hoge injectiesnelheid, als bij een vroeg injectietijdstip, waar de brandstof in een relatief koude omgeving terechtkomt en dus door de lange *ignition delay* te veel tijd heeft om te mengen met zijn omgeving.

Hoofdstuk 7

Conclusie

Uit de resultaten blijkt dat zowel het injectietijdstip als de injectiedruk een significante invloed uitoefenen op het brandstofverbruik, het drukverloop in de verbrandingskamer en de emissies. Bij lage belasting leverde een vroege injectie (SOI 25° BTDC) in combinatie met een relatief lage injectiedruk (350 bar) de hoogste efficiëntie op. Bij hogere belastingen daarentegen, bleken een latere injectiehoek (SOI 10° BTDC) en hogere injectiedruk (750 bar) efficiënter omdat op deze manier hogere piekdrukken eerder optreden en beter benut worden voor het leveren van arbeid.

Bij lage belasting treedt de piekdruk wat later op bij het efficiëntste regime. Wanneer de belasting dan toeneemt, is het gunstiger om de piekdruk vroeger te doen optreden: bij lage belasting is de te leveren arbeid relatief klein en is er geen nood om hoge en vroege piekdrukken te bereiken. Onnodig hoge en vroege piekdrukken zouden de gemiddelde geïnduceerde druk doen stijgen (IMEP) voor hetzelfde asvermogen (BMEP) wat de efficiëntie doet dalen.

Er werd ondervonden dat een te vroeg injectietijdstip de oorzaak is van een te explosieve verbranding. Dit veroorzaakt drukschommelingen in de verbrandingskamer: de *ignition delay* wordt dan zodanig lang dat de brandstof te veel tijd heeft om te mengen met zijn omgeving. De literatuur haalt daarbij ook aan dat dit eerder explosieve regime het gevolg is van een te hoge injectiedruk, maar dit werd niet waargenomen: de brandstof wordt zodanig fijn verneveld, samen met een hoge injectiesnelheid, dat een te brandbaar mengsel verkregen wordt. Met zowel de literatuur als de zelf-uitgevoerde metingen, kan men veralgemenen dat dit eerder explosieve regime zich voordoet wanneer een te hoge menggraad verkregen wordt.

Om een efficiënte verbranding te allen tijde te verzekeren, werd er ondervonden dat de start van de verbranding net op het bovenste dode punt moet plaatsvinden. Op deze

manier wordt de piekdruk zo snel mogelijk bereikt, zonder de zuiger eerst af te remmen.

Aan lage belasting kennen de CO- en CO₂-concentraties een minimum naarmate het meest efficiënte regime bereikt wordt, wat voor CO ook het geval is bij midden- en vollast; voor CO₂ valt bij deze belastingpunten een lichte stijging waar te nemen naarmate het injectietijdstip en -druk vervroegd en verhoogd worden.

Onverbrande koolwaterstoffen (HC) vertonen bij lage belasting een minimum met het meest efficiënte regime. Bij middenlast neemt deze waarde licht toe bij een hogere injectiedruk en een latere injectietiming, terwijl er bij vollast een afname is te zien bij hogere injectiedrukken. Bij zeer vroege injectietijdstippen treedt quenching op, wat de uitstoot opnieuw verhoogt.

Wanneer men spreekt over NO_x, dan valt er bij elk belastingspunt op dat deze een maximum meet wanneer de injectiedruk overeenstemt met het efficiëntste regime. Het vervroegen van het injectietijdstip verhoogt doorgaans de NO_x-uitstoot, behalve bij lage belasting, waar een extreem vroeg injectietijdstip leidt tot een daling in uitstoot. De samenstelling verandert ook doorheen het belastingsverloop: bij lage belasting meet men enkel NO₂ door het hoge luchtoverschot, terwijl er bij vollast enkel NO gemeten wordt.

Voor roet (PM) wordt opnieuw bij lage belasting een minimum gemeten bij het efficiëntste regime. Bij midden- en vollast verlaagt de uitstoot bij een hoge injectiedruk en vroege injectietiming.

Wat zowel bij efficiëntie als emissies opvalt, is het feit dat de motor bij lage belasting een andere optimalisatie vereist dan bij midden- en vollast. Dit kan mogelijk verklaard worden doordat de verbrandingskamer bij lage belasting relatief koud is, samen met een mindere injectiehoeveelheid wat op zijn beurt de oorzaak is van een lagere piekdruk.

Een ideale verbranding is moeilijk te bereiken wanneer zowel efficiëntie als emissies geoptimaliseerd moeten worden. Er moet dan ook een afweging worden gemaakt of een daling in thermodynamische efficiëntie aanvaardbaar is in ruil voor een gunstigere uitlaatgassamenstelling.

In de context van steeds strengere internationale emissienormen, zoals vastgelegd in MARPOL Annex VI, wordt het optimaliseren van injectieparameters steeds belangrijker. Hoewel deze studie werd uitgevoerd op een atmosferische motor zonder uitlaatgasnabehandeling, tonen de resultaten aan dat injectietijdstip en injectiedruk krachtige parameters zijn om zowel efficiëntie als de uitlaatgassamenstelling te sturen. Dit onderstreept het belang van het aanpassen van injectieparameters bij verschillende motorbelastingen, zeker in de maritieme sector waar brandstofefficiëntie en ecologie hand in hand moeten gaan.

Bibliografie

- [1] ABS. *ABS advisory on nox tier III compliance*. 2020. URL: <https://ww2.eagle.org/content/dam/eagle/advisories-and-debriefs/ABS-Advisory-on-NOx-Tier-III-Compliance-20068.pdf>.
- [2] Anglo Belgian Corporation. *Description and applications manual for diesel engines ABC type DZ*. 30 sep 2020. 209 p.
- [3] Anish. *Understanding Indicator Diagram and Different Types of Indicator Diagram Deficiencies*. 21 jul 2021. URL: <https://www.marineinsight.com/main-engine/understanding-indicator-diagram-and-different-types-of-indicator-diagram-deficiencies/> (bezocht op 21-02-2025).
- [4] Aoyagi, Y., Yamaguchi, T., Osada, H., Shimada, K., Goto, Y. en Suzuki, H. „Improvement of thermal efficiency of a high-boosted diesel engine with focus on peak cylinder pressure”. In: *International Journal of Engine Research* 12.3 (2011), p. 227–237. DOI: 10.1177/1468087411403843.
- [5] Apex Innovations. „CRDI VCR Engine Test Setup Single Cylinder with EGR and Open ECU (Computerised), Product Code 244, Instruction manual”. In: (2018).
- [6] Asseng, S., Jamieson, P.D., Kimball, B., Pinter, P., Sayre, K., Bowden, J.W. en Howden, S.M. „Simulated wheat growth affected by rising temperature, increased water deficit and elevated atmospheric CO₂”. In: *Field Crops Research* 85.2 (2004), p. 85–102. ISSN: 0378-4290. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0378-4290\(03\)00154-0](https://doi.org/10.1016/S0378-4290(03)00154-0).
- [7] Avinash, K.A., Dhananjay, K.S., Atul, D., Rakesh, K.M., Pravesh, C.S. en Akhileendra, P.S. „Effect of fuel injection timing and pressure on combustion, emissions and performance characteristics of a single cylinder diesel engine”. In: *Fuel* 111 (2013), p. 374–383. ISSN: 0016-2361. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2013.03.016>.

- [8] Aysar, Y. „Optimum Design of a Stand-alone Hybrid Energy System for a Remote Village in Palestinian Territories”. In: *journal of engineering research and technology* 4 (jun 2017), p. 82. URL: https://www.researchgate.net/publication/318206861_Optimum_Design_of_a_Stand-alone_Hybrid_Energy_System_for_a_Remote_Village_in_Palestinian_Territories.
- [9] Bakar, R.A., Semin en Ismail, A.R. „Fuel Injection Pressure Effect on Performance of Direct Injection Diesel Engines Based on Experiment”. In: *American Journal of Applied Sciences* 5 (mrt 2008), p. 197–202. DOI: 10.3844/ajassp.2008.197.202.
- [10] Bilsback, Kelsey R, Kerry, D., Croft, B., Ford, B., Jathar, S.H., Carter, E. e.a. „Beyond SOx reductions from shipping: assessing the impact of NOx and carbonaceous-particle controls on human health and climate”. In: *Environmental Research Letters* 15.12 (dec 2020), p. 124046. DOI: 10.1088/1748-9326/abc718.
- [11] Boussouara, K., Merabet, A. en Kadja, M. „Modeling of Combustion and Carbon Oxides Formation in Direct Injection Diesel Engine”. In: *International Journal of Engineering* (jul 2012). DOI: 10.5829/idosi.ije.2012.25.03a.03.
- [12] Brouwer, M.C. De en Langen, M.C.J. *Statistiek in het laboratorium van de ziekenhuisapotheek; deel 1*. URL: <https://nvkfaz.nl/assets/files/extract/44.pdf> (bezocht op 26-03-2025).
- [13] CE Delft. *CII and EU maritime decarbonisation*. 2023. URL: https://cedelft.eu/wp-content/uploads/sites/2/2023/06/CE_Delft_220400_CII_and_EU_maritime_decarbonisation_Def.pdf.
- [14] Dhavale, A., Kolekar, A. en Jadhav, K. „An Experimental Investigation and Analysis for Engine Performance, Combustion and Emissions of Dual Fuel CI Engine”. In: 2 (jan 2015), p. 1215–1224. ISSN: 2395-1621.
- [15] Dond, D. en Gulhane, N. „Optimization of Injection System Parameter for CRDI Small Cylinder Diesel Engine by using Response Surface Method”. In: *Journal of The Institution of Engineers (India): Series C* 102 (jun 2021). DOI: 10.1007/s40032-021-00688-6.
- [16] Ecotrons. *MAP Sensor -Manifold Absolute Pressure Sensor Technical Spec*. URL: [https://ecotrons.com/files/ECOTRONS%20MAP\(1%20Bar\)%20Sensor%20technical%20spec.pdf](https://ecotrons.com/files/ECOTRONS%20MAP(1%20Bar)%20Sensor%20technical%20spec.pdf) (bezocht op 07-01-2025).

- [17] EEA. *Regulation (EU) 2016/1628 of the European parliament and of the council*. 2016. 64 p.
- [18] Gentle, R., Edwards, P. en Bolton, B. „2 - Thermodynamics”. In: *Mechanical Engineering Systems*. Red. door R. Gentle, P. Edwards en B. Bolton. IIE Core Textbooks Series. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2001, p. 7–111. ISBN: 978-0-7506-5213-1. DOI: <https://doi.org/10.1016/B978-075065213-1/50002-7>.
- [19] Gratz, L.E., Jaffe, D.A. en Hee, J.R. „Causes of increasing ozone and decreasing carbon monoxide in springtime at the Mt. Bachelor Observatory from 2004 to 2013”. In: *Atmospheric Environment* 109 (2015), p. 323–330. ISSN: 1352-2310. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.atmosenv.2014.05.076>.
- [20] Han, W., Xinyi, D., Zhicheng, S., Haiying, L., Weiren, C., Lu, Z. e.a. „Effect of injection timing on knock combustion and pollutant emission of heavy-duty diesel engines at low temperatures”. In: *Chemosphere* 305 (2022), p. 135519. ISSN: 0045-6535. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.chemosphere.2022.135519>.
- [21] IMO. *Fourth IMO GHG Study 2020 Full Report*. 2020. 524 p.
- [22] IMO. *MARPOL Convention for the Prevention of Pollution from Ships of 1978*. International Maritime Organization. 1978.
- [23] IMO. *Resolution mepc.336(76) (adopted on 17 june 2021) 2021 guidelines on operational carbon intensity indicators and the calculation methods (cii guidelines, g1)*. 2021.
- [24] IMO. *Resolution mepc.386(81) (adopted 22 march 2024) 2024 guidelines as required by regulation 13.2.2 of marpol annex vi in respect of non-identical replacement engines not required to meet the tier III limit*. 2024.
- [25] Jianping, X., Hongming, H. en Wanfeng, C. „Research on Pressure Stability Control of High-pressure Common Rail System Based on Differential Equation Optimization Model”. In: *Journal of Physics: Conference Series* 1549 (jun 2020), p. 052081. DOI: 10.1088/1742-6596/1549/5/052081.
- [26] Kashdan, J., Mendez, S. en Bruneaux, G. „An Investigation of Unburned Hydrocarbon Emissions in Wall Guided Low Temperature Diesel Combustion”. In: *Oil & Gas Science and Technology - Revue d'IFP Energies nouvelles* 63.4 (jul 2008), p. 433–459. DOI: 10.2516/ogst:2008018.

- [27] Kees. *Indicateur toestel*. 25 jun 2021. URL: <https://zienenweten.blogspot.com/2021/06/indicateur-toestel.html>.
- [28] Kim, H.Y., Ge, J.C. en Choi, N.J. „Effects of Fuel Injection Pressure on Combustion and Emission Characteristics under Low Speed Conditions in a Diesel Engine Fueled with Palm Oil Biodiesel”. In: *Energies* 12.17 (2019). ISSN: 1996-1073. DOI: 10.3390/en12173264.
- [29] Kowalska, M., Skrzypek, M., Kowalski, M. en Cyrus, J. „Effect of NO_x and NO₂ Concentration Increase in Ambient Air to Daily Bronchitis and Asthma Exacerbation, Silesian Voivodeship in Poland”. In: *International Journal of Environmental Research and Public Health* 17.3 (2020). ISSN: 1660-4601. DOI: <https://doi.org/10.3390/ijerph17030754>.
- [30] Kowalski, J. „The CFD analysis of influence the start of fuel injection (SOI) on combustion parameters and exhaust gas composition of the marine 4-stroke engine”. In: *Combustion Engines* 177.2 (2019), p. 40–45. ISSN: 2300-9896. DOI: 10.19206/CE-2019-207.
- [31] MAHA. *Emission measurement technology emission tester*. 8 mrt 2025. URL: https://www.maha.de/restriction/check-asset/support_documents/dokumente/Brosch%C3%BCren/MAHA/05_Abgasmesstechnik/MET/TD_MAHA_MET_6.3_VP135213_en.pdf.
- [32] Mattiuzzi, C. en Lippi, G. „Worldwide epidemiology of carbon monoxide poisoning”. In: *Human & Experimental Toxicology* 39.4 (2020), p. 387–392. DOI: 10.1177/0960327119891214.
- [33] MEPC. *Amendments to the Annex of the protocol of 1997 to amend the international convention for the prevention of pollution from ships, 1973, as modified by the protocol of 1978 relating thereto (revised MARPOL Annex VI)*. 2008.
- [34] MEPC. *Amendments to the Annex of the Protocol of 1997 to Amend the International Convention for the Prevention of Pollution from Ships, 1973, as Modified by the Protocol of 1978 Relating Thereto*. Marine Environment Protection Committee, International Maritime Organization. 2010.
- [35] MEPC. *Amendments to the Technical Code on Control of Emission of Nitrogen Oxides from Marine Diesel Engines. NO_x Technical Code 2008*. 2008.

- [36] MEPC. *List of special areas, emission control areas and particularly sensitive sea areas*. 2018.
- [37] Mondal, P.K. en Mandal, B.K. „Effect of fuel injection pressure on the performances of a CI engine using water-emulsified diesel (WED) as a fuel”. In: *Energy, Sustainability and Society* (23 jan 2024). ISSN: 2192-0567. DOI: <https://doi.org/10.1186/s13705-024-00442-7>.
- [38] Neeraj, D. *IC engine data analysis using python*. 12 dec 2020. URL: <https://skill-lync.com/student-projects/week-6-data-analysis-91>.
- [39] Nira. „NIRA i7r Handbook version A”. In: (okt 2012).
- [40] Nolan, E. „Engine Flow Measurement Research and Design for Test Bed for Small Marine Diesel Engines”. In: (nov 2016). DOI: 10.13140/RG.2.2.25473.25440.
- [41] Raymaekers, J. „Kanstheorie en statistiek”. In: *Faculteit wetenschappen, departement wiskunde* (2024). (Bezocht op 26-03-2025).
- [42] Sheikh, M.F. en Pan, W. „Post-injection strategies for performance improvement and emissions reduction in DI diesel engines—A review”. In: *Fuel Processing Technology* 228 (2022), p. 107145. ISSN: 0378-3820. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2021.107145>.
- [43] Sivaramanan, S. „Acid rain, causes, effect and control strategies”. In: *Central Environmental Authority, Battaramulla* 1 (2015), p. 24. DOI: 10.13140/RG.2.1.1321.4240.
- [44] Stone, R. *Introduction to Internal Combustion Engines*. 1992. ISBN: 0-333-55083-8. URL: https://ftp.idu.ac.id/wp-content/uploads/ebook/tdg/ADVANCED%20ENGINE%20TECHNOLOGY%20AND%20PERFORMANCE/Introduction_to_Internal_Combustion_Engines.pdf.
- [45] Tahir, A. „Reducing of SOx Emissions Participates in Decreasing Environmental Pollution”. In: *Journal of Kufa for Chemical Sciences* 2.3 (2017). URL: <https://iasj.rdd.edu.iq/journals/uploads/2024/12/09/f5bd902516ac0308dd6b0de0fa538e6a.pdf>.

- [46] Taruna en Masringgit, M.N.S.T. „Increasing the performance of diesel motors by increasing the temperature of the diesel”. In: *SINTEK JURNAL: Jurnal Ilmiah Teknik Mesin* (2023). DOI: 10.24853/sintek.17.1.63-70.
- [47] Thamaraiselvan, R., Peramaiyan, R., Natarajan, N., Boopathy, L., Palaniswami, R. en Ikuo, N. „Exposure to polycyclic aromatic hydrocarbons with special focus on cancer”. In: *Asian Pacific Journal of Tropical Biomedicine* 5.3 (2015), p. 182–189. ISSN: 2221-1691. DOI: [https://doi.org/10.1016/S2221-1691\(15\)30003-4](https://doi.org/10.1016/S2221-1691(15)30003-4).
- [48] Torregrosa, A.J., Broatch, A., Novella, R., Gomez-Soriano, J. en Mónico, L.F. „Impact of gasoline and Diesel blends on combustion noise and pollutant emissions in Premixed Charge Compression Ignition engines”. In: *Energy* 137 (2017), p. 58–68. ISSN: 0360-5442. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.07.010>.
- [49] Van Horn Armstrong, L. en Lafayette, C. *Diesel engine*. URL: <https://www.britannica.com/technology/diesel-engine> (bezocht op 22-05-2025).
- [50] Van Roy, W., Scheldeman, K., Van Roozendaal, B., Van Nieuwenhove, A., Schallier, R., Vigin, L. en Maes, F. „Airborne monitoring of compliance to NOx emission regulations from ocean-going vessels in the Belgian North Sea”. In: *Atmospheric Pollution Research* 13.9 (2022), p. 101518. ISSN: 1309-1042. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apr.2022.101518>.
- [51] Wang, G., Kulinski, P., Hubert, P., Deguine, A., Petitprez, D., Crumeyrolle, S. e.a. „filter-free light absorption measurement of volcanic ashes and ambient particulate matter using multi-wavelength photoacoustic spectroscopy”. In: *Progress In Electromagnetics Research* 166 (2019), p. 59–74. DOI: 10.2528/PIER19100603.
- [52] Weidong, W., Yuefei, J. en Chris, C. „Inflammatory health effects of indoor and outdoor particulate matter”. In: *Journal of Allergy and Clinical Immunology* 141.3 (2018), p. 833–844. ISSN: 0091-6749. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jaci.2017.12.981>.
- [53] Wellfar. *pump-line-nozzle*. URL: <https://www.wellfareengineparts.com/info/pump-line-nozzle-83498612.html> (bezocht op 22-05-2025).
- [54] Zhang, Y., Eastham, S.D., Lau, A.K.H., Fung, J.C.H. en Selin, N.E. „Global air quality and health impacts of domestic and international shipping”. In: *Environmental Research Letters* 16.8 (aug 2021), p. 084055. DOI: 10.1088/1748-9326/ac146b.

-
- [55] Zhang, Z., Liu, H., Yue, Z., Wu, Y., Kong, X., Zheng, Z. en Yao, M. „Effects of Multiple Injection Strategies on Heavy-Duty Diesel Energy Distributions and Emissions Under High Peak Combustion Pressures”. In: *Frontiers in Energy Research* 10 (2022). ISSN: 2296-598X. DOI: 10.3389/fenrg.2022.857077.

Lijst van bijlagen

A	Berekeningen	61
A.1	Van fuel DP naar verbruik	61
A.2	Het verband tussen rendement en SFC	62

Bijlage A

Berekeningen

A.1 Van fuel DP naar verbruik

Het ogenblikkelijke verschil in hydrostatische druk dat gemeten wordt door de sensor kan als volgt geformuleerd worden:

$$\frac{dP}{dt} = \rho \cdot g \cdot \frac{dh}{dt}$$

Het is uiteindelijk de bedoeling om het verschil in hoogte, in functie van de tijd, te vertalen naar een ogenblikkelijk massaverschil. Als we weten dat $\frac{dm}{dt} = \rho \frac{dV}{dt}$ en $\frac{dV}{dt} = A \frac{dh}{dt}$, kan er gesteld worden dat:

$$\frac{dh}{dt} = \frac{(\frac{dm}{dt})}{\rho \cdot A}$$

Bovenstaande formule kan gesubstitueerd worden in de hoofdformule, waardoor het ogenblikkelijke massaverschil bepaald kan worden:

$$\frac{dP}{dt} = \rho \cdot g \cdot \frac{(\frac{dm}{dt})}{\rho \cdot A} \Longleftrightarrow \boxed{\frac{dm}{dt} = \frac{A}{g} \cdot \frac{dP}{dt}}$$

A.2 Het verband tussen rendement en SFC

De definitie van brake thermal efficiency wordt neergeschreven:

$$\eta_{\text{bth}}(\%) = \frac{Q_{\text{as}}}{Q_{\text{inj}}}$$

Deze wordt ontleed:

$$\eta_{\text{bth}}(\%) = \frac{kWh_{\text{as}} \cdot 3600}{m_{\text{inj}} \cdot HV} = \frac{1}{SFC} \cdot \frac{3600}{HV}$$

Het verband is dus:

$$\eta_{\text{bth}}(\%) = \frac{3600}{SFC \cdot HV}$$