



TECHNISCHE UNIVERSITÄT WIEN

DIPLOMARBEIT

**Optimierung des Brennverfahrens eines Flex-Fuel Ein-Scheiben-
Wankelmotors im Kerosinbetrieb mittels CFD-
Strömungssimulation**

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines
Master of Science unter der Leitung von

Assoc. Prof. Dr. techn. Peter Hofmann

und

Dipl.-Ing. Lukas Flicker

E315

Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik

eingereicht an der Technischen Universität Wien

Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Thomas Gotthard, BSc

1425293

Dr. Koch Hof 393 /B /9

3493 Hadersdorf am Kamp

Aufgabenstellung für die Diplomarbeit

Herrn Thomas Gotthard, BSc., Matrikelnummer: 01425293 wird folgende Aufgabe gestellt:

„Optimierung des Brennverfahrens eines Flex-Fuel Ein-Scheiben-Wankelmotors im Kerosinbetrieb mittels CFD-Strömungssimulation“

Es ist eine wissenschaftliche Arbeit im Themenbereich der CFD-Simulation von Verbrennungskraftmaschinen mit Hilfe der Software CONVERGE CFD durchzuführen.

Im Einzelnen sind folgende Punkte zu bearbeiten:

- Recherche bezüglich der spezifischen Herausforderungen und zu erwartenden Probleme in Zusammenhang mit dem kerosinbefeuerten Motorbetrieb
- Erstellen eines CFD-Motormodells auf Basis existierender Konstruktionsdaten
- Variation von Anzahl und Lage der Zündkerzen, Kolbenmuldenform, Aufladegrad und Sprayparameter
- Validierung und Bewertung der Simulationsergebnisse, Konzeptempfehlung

Ein gedrucktes Exemplar und eine Version der Diplomarbeit auf Datenträger sind am Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik der Technischen Universität Wien abzugeben.

Die Ergebnisse der Arbeit sind vertraulich zu behandeln und dürfen nur mit schriftlicher Genehmigung des Institutsvorstandes weitergegeben bzw. veröffentlicht werden.

Einverstanden:


Thomas Gotthard, BSc.

Betreuer am Institut:


Dipl.-Ing. Lukas Flicker


Assoc. Prof. Dr. Peter Hofmann

Eidesstattliche Erklärung

Ich habe zur Kenntnis genommen, dass ich zur Drucklegung meiner Arbeit unter der Bezeichnung

Optimierung des Brennverfahrens eines Flex-Fuel Ein-Scheiben-Wankelmotors im Kerosinbetrieb mittels CFD-Strömungssimulation

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin. Ich erkläre weiters an Eides statt, dass ich meine Diplomarbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Arbeiten selbständig ausgeführt habe und alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur genannt habe.

Weiters erkläre ich, dass ich dieses Diplomarbeitsthema bisher weder im In- noch im Ausland (einer Beurteilerin / einem Beurteiler zur Begutachtung) in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt habe und dass diese Arbeit mit der vom Begutachter beurteilten Arbeit übereinstimmt.

Datum

Unterschrift

28.01.2020



Sperrvermerk:

Ich weise darauf hin, dass die Diplomarbeit vertrauliche Informationen und unternehmensinterne Daten beinhaltet. Daher ist eine Veröffentlichung oder Weitergabe von Inhalten an Dritte ohne die vorherige Einverständniserklärung des Institutes für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik nicht gestattet.

Kurzfassung

Der durch Felix Wankel entwickelte Wankel-Kreiskolbenmotor zählt neben dem Hubkolbenmotor zu den am meisten verbreiteten Verbrennungskraftmaschinen. Heute wird diese Motorenart vor allem in der Luftfahrtindustrie zum Antrieb von Klein- und Kleinstfluggeräten eingesetzt. Speziell mit den militärischen Entwicklungen von unbemannten Kleinflugzeugen (Drohnen) gewann der Wankelmotor dank seiner guten Eignung für diese Zwecke wieder deutlich an Bedeutung.

Im Zuge dieser Entwicklungen legen Forschungsprojekte wie dieses den Fokus auf den Betrieb von Wankelmotoren mit dem in der Luftfahrt gebräuchlichen Kraftstoff Kerosin. Die vorliegende Arbeit befasst sich demnach mit der Optimierung des Brennverfahrens eines Einscheiben-Wankelmotors, sodass ein bivalenter Betrieb mit AvGas und Kerosin unter möglichst hoher Leistungsausbeute und Betriebssicherheit ermöglicht wird. Die dafür notwendigen Berechnungen werden unter Zuhilfenahme der 3D-CFD-Simulationssoftware CONVERGE™ durchgeführt, wobei die Hardwarestruktur des VSC (Vienna Scientific Cluster) zur Verfügung steht. Das darin erstellte CFD-Motormodell ermöglicht es, die Verbrennungsprozesse innerhalb der drei Brennkammern simultan zu verfolgen und zu analysieren. Durch die implementierten Reaktionsmechanismen für Isooktan und Kerosin können die Verbrennungscharakteristika des jeweiligen Kraftstoffs im Detail abgebildet werden. Die Optimierung erfolgt dabei sowohl hinsichtlich des Kolbenmuldendesigns, der Anzahl und Position der Zündkerzen als auch des Zündzeitpunktes. Durch Integration einer Aufladung soll zudem die Leistungsausbeute maximiert werden. Hierzu werden unterschiedliche Aufladekonzepte untersucht und deren Eignung evaluiert. Als Herausforderung gilt dabei die geringere Klopfestigkeit von Kerosin, welche den limitierenden Faktor in Hinblick auf die Verbrennungsstabilität darstellt. Die Validierung des simulierten Motormodells erfolgt mithilfe von Untersuchungen am Motorprüfstand, welche zum Zeitpunkt der Erstellung dieser Arbeit bereits vorhanden waren.

Abkürzungsverzeichnis

Allgemeine Abkürzungen:

CFD	Computational Fluid Dynamics
CAD	Computer Aided Design
RKM	Rotationskolbenmotor
KKM	Kreiskolbenmotor
DKM	Drehkolbenmotor
HKM	Hubkolbenmotor
T-Side	nachlaufende (trailing) Seite
L-Side	vorlaufende (leading) Seite
TKE	turbulente kinetische Energie
UAV	Unpiloted Aerial Vehicle
STL	Standard Triangulation Language
ZZP	Zündzeitpunkt
ZKP	Zündkerzenposition
MBF	Massenbrennfortschritt
FFT	Fast-Fourier-Transformation
Inj	Injektorposition
mpl	Manifold pressure level

Chemische Abkürzungen:

NO _x	Stickstoffoxide (NO, NO ₂)
HC	unverbrannten Kohlenwasserstoffe
C	Kohlenstoff

Technische Abkürzungen:

Gew. %	[%]	massenbezogener Prozentanteil
°EW	[°]	Grad Exzenterwelle
°KW	[°]	Grad Kolbenwinkel (1°KW = 3°EW)
λ	[-]	Verbrennungsluftverhältnis
P _i	[kW]	indizierte Leistung
p _{mi}	[bar]	indizierter Mitteldruck
M _i	[Nm]	indiziertes Moment

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	I
Abkürzungsverzeichnis.....	II
1 Einleitung.....	1
2 Der Kreiskolbenmotor nach Wankel	2
2.1 Historie und Entwicklung	2
2.2 Aufbau und Funktionsweise	3
2.3 Abhängigkeit der Hauptabmessungen- Epitrochoide.....	7
2.4 Prinzipbedingte Vor- und Nachteile des Wankelmotors	10
2.5 Der Basismotor	11
3 Eigenschaften und Herausforderungen von Kerosin als Treibstoff für Kreiskolbenmotoren	13
4 Numerische Methoden der Strömungssimulation	18
4.1 CFD Simulationen mit CONVERGE™	18
4.2 Modellierung des Motormodells	20
4.3 Validierung des CFD-Modells.....	26
5 Variation der Kolbenmuldenform und Position.....	29
5.1 Ergebnisse der CFD-Simulation.....	30
6 Einfluss der Lage und Anzahl der Zündkerzen	42
6.1 Ergebnisse der CFD-Simulation.....	44
7 Optimierung der Leistungsausbeute durch Aufladung.....	60
7.1 Ergebnisse der CFD-Simulation.....	63
8 Brennverfahrensentwicklung für den Kerosinbetrieb.....	72
8.1 Modellierung eines Surrogates für den Kraftstoff Kerosin	77
8.2 Ergebnisse der CFD-Simulation.....	82
9 Zusammenfassung und Ausblick.....	111
Literaturverzeichnis	113
A Anhang.....	117

1 Einleitung

Der Wankel- Kreiskolbenmotor (folglich Wankelmotor) spielt seit seiner Entwicklung durch Felix Wankel 1933 eine eher untergeordnete Rolle im Motorenbau. Vor allem im Fahrzeugsektor konnte sich der zu den Rotationskolbenmotoren (RKM) zählende Wankelmotor gegen den Hubkolbenmotor (HKM) bis heute nicht durchsetzen. [1] Gründe hierfür sind neben wirtschaftlichen Faktoren vor allem die unterschiedlichen Entwicklungsfortschritte. Trotz dieser Rückstände besitzt der RKM grundsätzliche Vorteile gegenüber dem HKM. Im Speziellen zeichnet er sich durch seine hohen spezifischen Leistungen bei gleichzeitig kompakter Bauweise aus. Zusätzlich besticht er im Vergleich zum HKM durch seinen wesentlich einfacheren Aufbau. [2]

Gerade diese Aspekte machen den Wankelmotor als Antriebsmittel für Fluganwendungen interessant. Dabei nutzen vor allem Kleinflugzeuge (bemannt bzw. unbemannt) diese Motorenart. Für diese gelten bis heute keine gesetzlichen Vorschriften in Bezug auf den Emissionsausstoß, wodurch die diesbezüglichen Nachteile des Wankelmotors geringere Gewichtung besitzen. [3]

Als Folge jüngster Ereignisse in der Automobilbranche gewinnt der Wankelmotor auch im PKW- Sektor durch die fortschreitende Elektrifizierung wieder an Bedeutung. Dabei zeigen verschiedene Konzepte, wie [4], den Einsatz eines Wankelmotors als „Range Extender“ für elektrische Antriebe zur Erhöhung der Fahrzeugreichweite.

Aufgrund der Einsatzmöglichkeiten sowie der aktuellen Entwicklungen besteht auch weiterhin Interesse an der Weiterentwicklung dieser Motorenart. Ziel dieser Arbeit ist es dabei eine Optimierung des Brennverfahrens eines bestehenden Wankelmotors der Fa. Austro Engine GmbH durchzuführen. Dabei soll das Brennverfahren mittels CFD (Computational Fluid Dynamics) Simulationen der Software CONVERGE™ für einen bivalenten Betrieb mit AvGas und Kerosin ausgelegt werden. Als Optimierungsmöglichkeit dient neben der Lage und Anzahl der Zündkerzen auch die Variation der Kolbenmuldenform. Zusätzlich kann eine Aufladung des Motors vorgesehen werden.

2 Der Kreiskolbenmotor nach Wankel

Seit Erfindung der Hubkolbenkraftmaschine im Jahre 1876 durch Nikolaus Otto [5], stellt der Wankelmotor bis heute das einzige serienreife, alternative Konzept eines Verbrennungsmotors dar. Dabei besticht er vor allem durch den Wegfall der Bewegungsumwandlung von Oszillation zur Rotation sowie den vollständigen Verzicht eines Ventiltriebes. Diese Argumente führten dabei in den 1970er und 80er Jahren zu verstärkten Entwicklungsbeteiligungen zahlreicher Motoren- und Fahrzeughersteller. [1]

2.1 Historie und Entwicklung

Es ist interessant festzustellen, dass die Ursprünge von Rotationsmotoren bereits einige hundert Jahre zurückreichen. Bereits mit den alten Windmühlen und Wasserrädern besaß man eine Technik, die es ermöglichte, die lineare Bewegung von Wind und Wasser in eine drehende Bewegung umzuwandeln. [1]

Doch erst die von Felix Wankel im Jahre 1936 durchgeführten Abdichtungsversuche von Brennräumen ermöglichten das uns heute vertraute Motorkonzept des Wankelmotors [6]. Dabei konnte er nachweisen, dass es möglich ist, mit Hilfe von Gasdruck eine funktionierende Gasabdichtung nicht zylindrischer Körper bei geringer Reibung zu ermöglichen. [1]

Basierend auf diesen Erkenntnissen gelang Wankel im Jahre 1954 die Entwicklung eines Drehkolbenmotors, welcher nach dem 4-Takt-Verfahren arbeitete. Der, in Abbildung 2-1 dargestellte, als DKM 54 bekannte Motor funktionierte dabei gänzlich anders als heutige Wankelmotoren. [2]

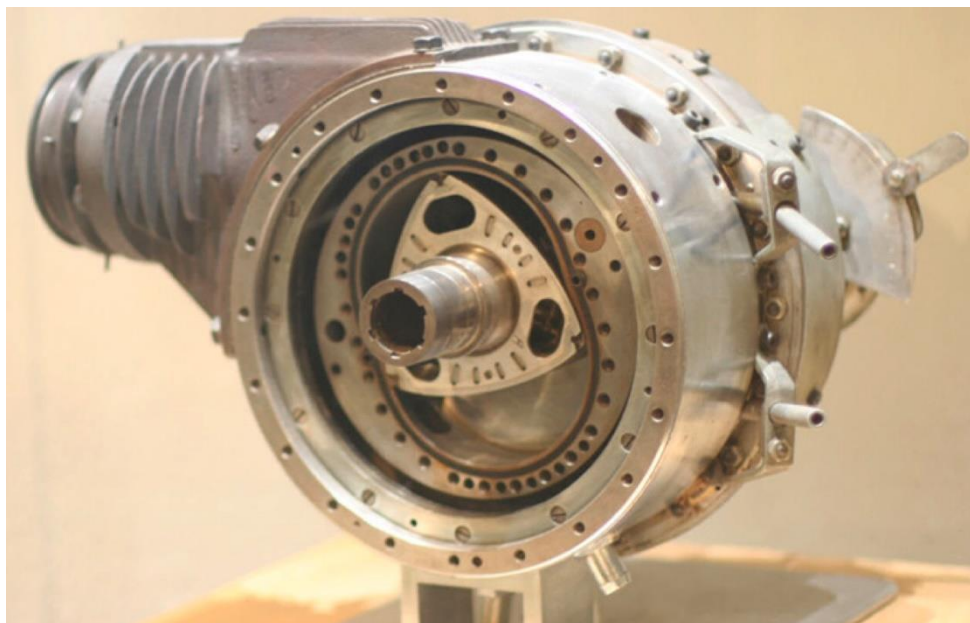


Abbildung 2-1: Drehkolbenmotor 54 (1954) nach Felix Wankel. [7]

Die Kraftabgabe erfolgte nämlich durch das drehende Gehäuse bei gleichzeitig stillstehendem Kolben, wodurch die Bezeichnung als Drehkolbenmotor herrührt. Aufgrund der komplexen Bauart durch das bewegte Gehäuse folgte Wankel fortan der kinematischen Umkehrung des Rotationsprinzips.

Unter Zusammenarbeit mit NSU Neckarsulm (heute Audi AG) gelang 1957 schließlich die Entwicklung des uns heute bekannten Konzepts eines Kreiskolbenmotors. Nach erfolgreicher Versuchsarbeit wurden mit zahlreichen Firmen (u.A. Curtiss-Wright, Mazda, Daimler-Benz, MAN, Rolls-Royce) Lizenzverträge abgeschlossen sowie mit der Serienfertigung begonnen. [2]

2.2 Aufbau und Funktionsweise

Das wesentliche Unterscheidungsmerkmal des Wankelmotors im Vergleich zu konventionellen Hubkolbenmotoren ist, dass keine Umwandlung der linearen Bewegung eines oszillierenden Kolbens unter Zuhilfenahme eines Pleuels sowie einer Kurbelwelle zu einer rotatorischen Bewegung erfolgt. Vielmehr vollführt der Kolben selbst eine rotierende Bewegung. [6]

Abbildung 2-2 zeigt den Aufbau sowie die Begriffsdefinition eines Wankelmotors.

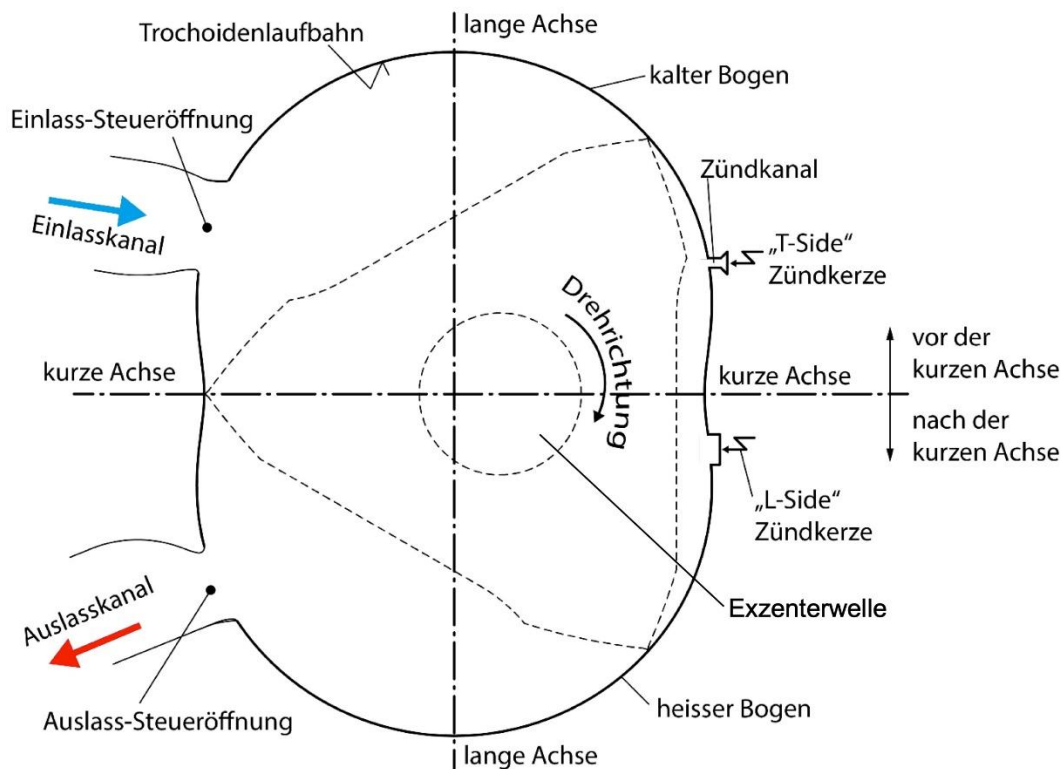


Abbildung 2-2: Begriffsdefinition und Aufbau eines Wankelmotors. [5]

Der Wankelmotor besteht dabei aus verhältnismäßig wenigen Bauteilen. Der Kolben, als einer der wenigen beweglichen Bauteile, führt seine Bewegung in einem Gehäuse aus, welches eine Trochoide als Innenkontur besitzt. Der als gleichseitiges Dreieck mit konvexen Seiten ausgeführte Kolben berührt dabei mit seinen drei Spitzen zu jedem Zeitpunkt die Trochoidenkontur, wodurch sich drei kontinuierlich ändernde Arbeitsräume ergeben. Diese sind abgetrennt voneinander jeweils um 120° KW versetzt. Für die gasdichte Abtrennung zueinander sorgt ein in [Abbildung 2-3](#) dargestelltes Dichtsystem am Kolben. [2]

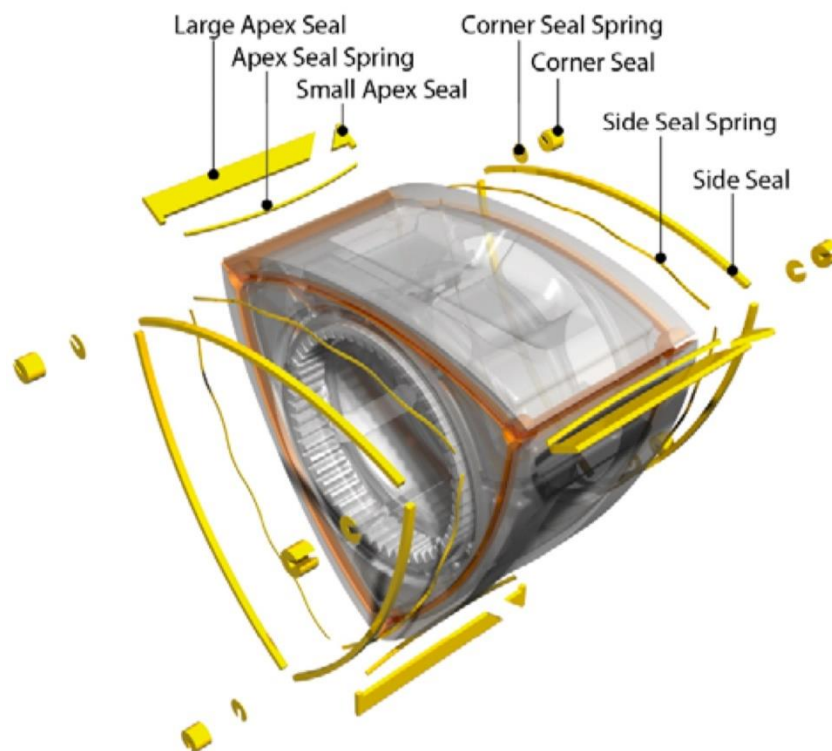


Abbildung 2-3: Dichtsystem am Kolben eines Wankelmotors. [9]

Durch seine exzentrische Lagerung führt der Kolben eine Drehbewegung um seine eigene Achse aus. Während dieser Rotation erfolgt aufgrund der Übersetzung im Verhältnis 2:3 zusätzlich eine Drehung mit der Exzenterwelle. Die Kolbendrehzahl beträgt dabei ein Drittel der Exzenterwellendrehzahl.

Die Übersetzung wird durch eine Verzahnung zwischen Kolben und Gehäuse sichergestellt, wobei sie lediglich zur Positionierung des Kolbens und nicht zur Übertragung von Antriebskräften bzw. Momenten dient. [6]

In jeder Kammer zwischen Kolben und Trochoide läuft während der Kolbendrehung ein Ottoprozess in 4 Takten ab. Dies hat zur Folge, dass bei 360 °KW Kolbendrehung drei vollständige Viertaktprozesse ablaufen. Aufgrund der bereits erwähnten Übersetzung vollführt die Exzenterwelle dabei eine Drehung um 1080 °EW. [1]

Der Ladungswechsel erfolgt über Öffnungen in der Trochoidenlaufbahn bzw. seitlichen Gehäusedeckeln, wie in Abbildung 2-4 ersichtlich.

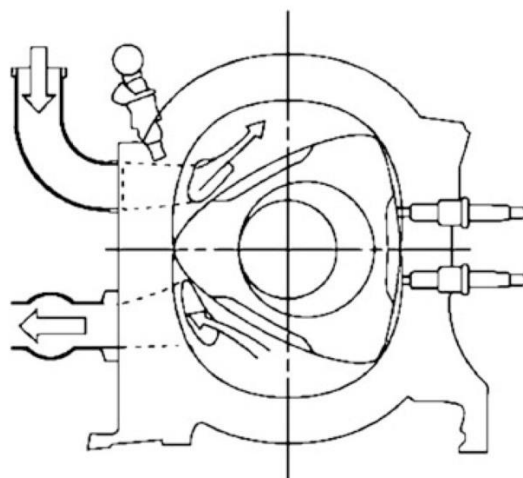


Abbildung 2-4: Einlass- und Auslassöffnungen über den seitlichen Gehäusedeckel. [10]

Dabei werden keine Steuerelemente (z. B. Ventile) benötigt, da die Freigabe der Öffnungsquerschnitte durch den Kolben selbst erfolgt. Durch das Fehlen zylindrisch öffnender Ventile wie beim HKM, wird die Strömung in den Ein- und Auslasskanälen kaum behindert. Demzufolge können wesentlich höhere Strömungsgeschwindigkeiten erreicht werden. [5]

Abbildung 2-5 zeigt den Prozessablauf der einzelnen Takte im Wankelmotor.

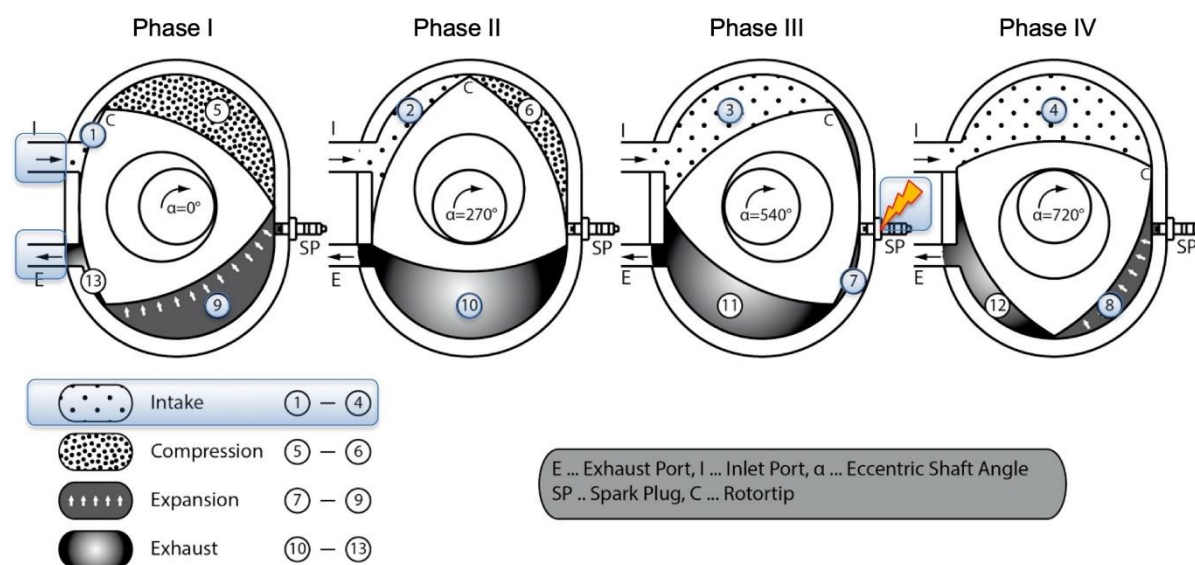


Abbildung 2-5: Kreisprozessstakte des Ottoprozesses im Wankelmotor. [11]

Im ersten Takt, dem sogenannten Ansaugen (Schritt 1-4), wird aufgrund der Arbeitsraumvergrößerung ein Unterdruck erzeugt, wodurch Frischgas über den Einlasskanal in den Arbeitsraum einströmt. Sobald der Einlass durch die Kolbenkontur geschlossen wird, erfolgt als zweiter Takt die Kompression der Ladung (Schritt 5-6).

Im Bereich des oberen Totpunktes erfolgt die Zündung des Gemisches mit anschließender Expansion (Schritt 7-9). Die Expansion bewirkt ein Weiterdrehen des Kolbens, wodurch mechanische Energie erzeugt wird. Sobald die Kolbenkante den Auslass freigibt, werden die Abgase aus dem Arbeitsraum ausgeschoben (Schritt 10-13). [1]

2.3 Abhängigkeit der Hauptabmessungen- Epitrochoide

Der Wankelmotor zeichnet sich neben seiner Rotorform auch durch seine speziell geformte Gehäusekontur (Stator) aus. Diese resultiert aus der Geometrie einer Epitrochoide, welche als Sonderform der Zykloide gilt. Lässt man, wie Abbildung 2-6 darstellt, ein innenverzahntes Rad auf einem feststehenden außenverzahnten Rad abrollen, so zeichnet ein am bewegten Rad angebrachter Zeiger P eine Epitrochoide. [1]

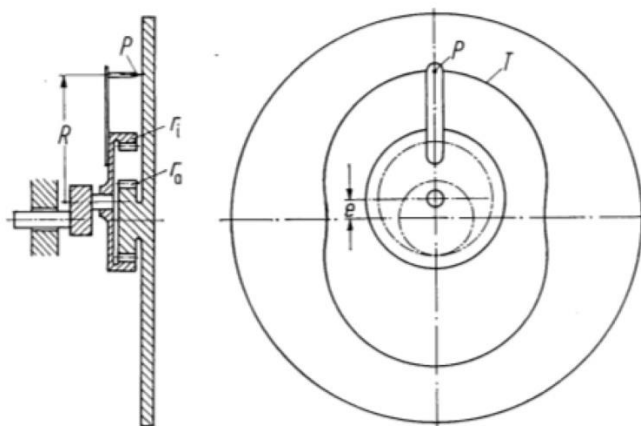


Abbildung 2-6: Konstruktion einer zweibogigen Trochoide. [1]

Besonderer Bedeutung kommt dabei dem Verhältnis der Raddurchmesser zu. Bei einem Radienverhältnis innen zu außen von 2:3 entsteht eine, wie in Abbildung 2-6 dargestellt, zweibogige Trochoide. Bei anderen Übersetzungen entstehen, wie Abbildung 2-7 zeigt, verschiedene mehrbogige Trochoiden. [1]

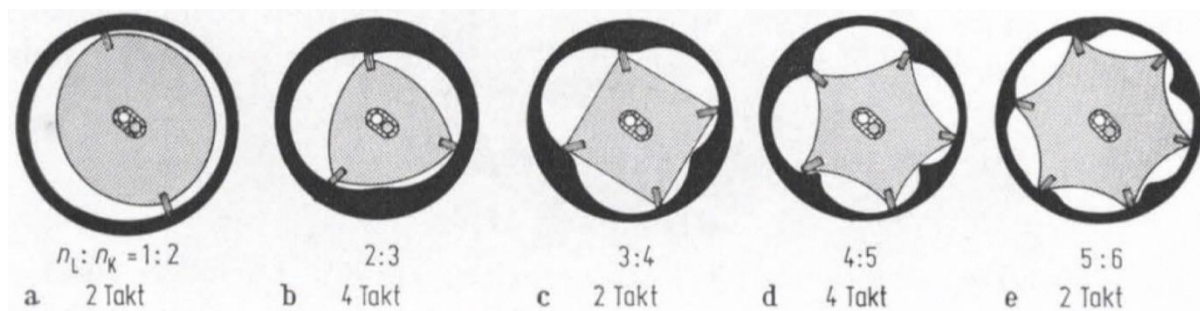


Abbildung 2-7: Trochoidenformen aufgrund unterschiedlicher Übersetzungen. [6]

Aufgrund dieser Übersetzung bewirkt eine Drehung der Kurbel mit der Exzentrizität e von 1080° EW eine Drehung des Zeigers P von 720° EW gegen die Kurbel, sodass in Summe dieser eine vollständige Umdrehung in Kurbeldrehrichtung ausgeführt und somit die gesamte Trochoide einmal durchlaufen hat. [1]

Neben der Übersetzung kann die Form der Trochoide auch durch das Verhältnis des Zeigerradius R und der Exzentrizität e beeinflusst werden. Dieses Verhältnis, bezeichnet als K in Gleichung 2.1 [1], bewirkt mit abnehmender Größe ein Zusammenschnüren der Trochoide um die kurze Achse. [2]

$$K = \frac{R}{e} \quad (2.1)$$

K Verhältnis Radius zu Exzentrizität [1]
 R Radius in [m]
 e Exzentrizität in [m]

Abbildung 2-8 zeigt den Einfluss des K -Wertes auf die Form der Trochoide.

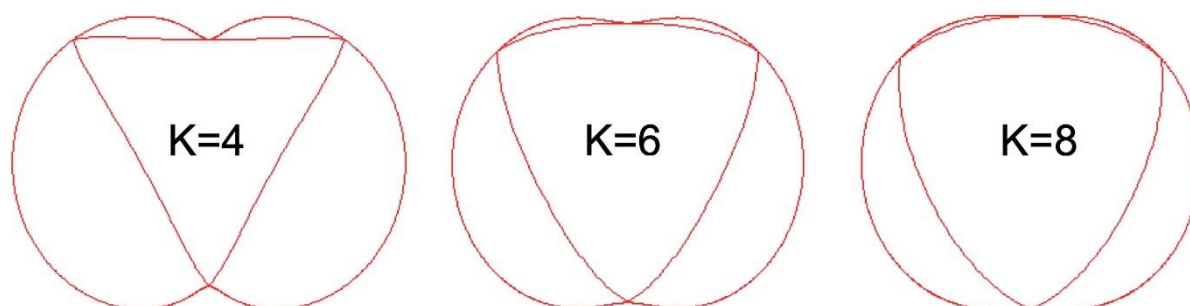


Abbildung 2-8: Trochoidenformen aufgrund unterschiedlicher K -Werte. [3]

Zusätzlich beeinflusst der K -Wert wichtige motorische Größen, wie die ideelle Verdichtung, den maximalen Schwenkwinkel sowie die Dichtleistungsgeschwindigkeit und Beschleunigung. [2]

Da in Realität die Kolbenkanten aufgrund der anzubringenden Dichtleisten nicht spitz, sondern abgerundet sein müssen, bedarf es einer Korrektur der Trochoidenlaufbahn. Dies wird durch eine parallele Verschiebung der Trochoide durch eine Äquidistante a erreicht. Dieser Abstand entspricht dabei dem Kuppenradius der Dichtleiste, sodass diese innerhalb der Kolbennut keine Bewegung ausübt. [7]

Abbildung 2-9 zeigt die Konstruktion einer Trochoide unter Berücksichtigung der Äquidistante a .

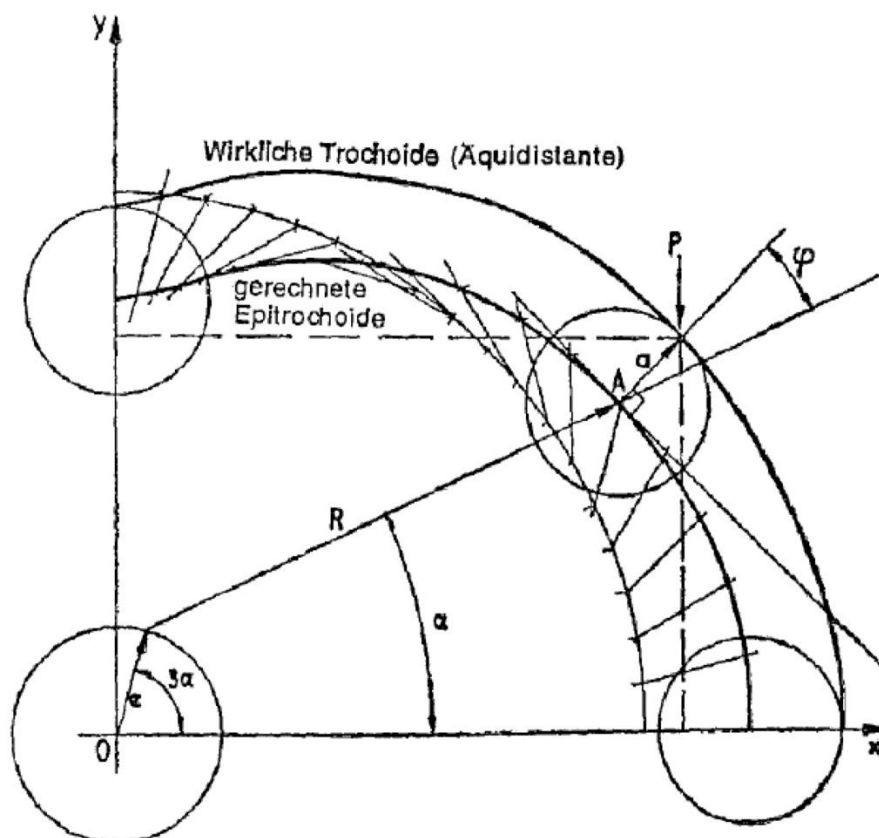


Abbildung 2-9: Konstruktion einer Trochoide unter Berücksichtigung der Äquidistanten a . [7]

Die Koordinaten des Punktes P können dementsprechend mit den Gleichungen 2.1, 2.2 und 2.3 berechnet werden:

$$x = e * \cos(3\alpha) + R * \cos(\alpha) + a * \cos(\alpha + \varphi) \quad (2.2)$$

$$y = e * \sin(3\alpha) + R * \sin(\alpha) + a * \sin(\alpha + \varphi) \quad (2.3)$$

$$\cos(\varphi) = \frac{R + 3e * \cos(2\alpha)}{\sqrt{9e^2 + R^2 + 6e * \cos(2\alpha)}} \quad (2.4)$$

- a Äquidistante [m]
- x, y Koordinaten des Punktes P [m]
- α Exzenterwellenwinkel [°]
- φ Relativwinkel [°]

2.4 Prinzipbedingte Vor- und Nachteile des Wankelmotors

Zurzeit findet der Wankelmotor unter anderem in der Luftfahrt Anwendung. Ausschlaggebend für die geringe Verbreitung, vor allem im Automobilsektor sind die teils schwerwiegenden Nachteile gegenüber dem Hubkolbenmotoren. Dennoch kann der Kreiskolbenmotor nach Wankel auch durch seine Vorteile bestechen. Im folgenden Abschnitt sind diese kurz zusammengefasst:

Vorteile gegenüber dem HKM:

- Höhere spezifische Leistungen bei gleichzeitig kompakterer Bauweise [1,3]
- Einfacherer Aufbau sowie geringere Anzahl an Bauteilen, da kein Ventiltrieb nötig [2]
- Günstiger Drehkraftverlauf aufgrund höherer Arbeitsfrequenz [5]
- Fliehkräfte des Rotors sind vollkommen ausgleichbar, dadurch hohe Laufruhe bei gleichzeitig hohen Drehzahlen [5]
- Bei Verwendung einer Direkteinspritzung sehr gut für Magerbetrieb und Ladungsschichtung geeignet, da die Form des Einlasses sowie die Trochoide selbst für eine starke Luftverwirbelung sorgt [8]
- Geringere NO_x-Emissionen, da durch die geringere Verdichtung niedrigere Verbrennungsspitzentemperaturen erreicht werden [3]
- Geringere Gefahr von Vorentflammungen aufgrund fehlender Hochtemperaturbereiche (z.B. Ventile) [5]
- Hohe geometrische Freiheiten bei der Positionierung von Injektoren und Zündkerzen [1]
- Gute Eignung für unterschiedliche Kraftstoffe aufgrund längerer Zeit zur Kraftstoffeinbringung [5]

Nachteile gegenüber dem HKM:

- Aufgrund der Kinematik und Bauform in die Länge gezogene Brennkammer, welche teilweise hinderliche Turbulenzen hervorruft – Behinderung der Flammenausbreitung [6]
- keine Möglichkeit einer variablen Ventilsteuerung wie bei HKM [5]
- da der Ladungswechsel durch die Kolbenspitzen gesteuert wird ist kein Miller- bzw. Atkinson-Zyklus realisierbar [5]
- bei Umfangseinlässen und -auslässen Überschneidung des Ein- und Auslassvorgangs wodurch Strömungsübertritte ermöglicht werden [2]

- schlechterer thermischer Wirkungsgrad aufgrund der vergleichsweise beschränkten Verdichtungsmöglichkeiten [5]
- selbstzündender Betrieb nur mit sehr hohem technischen Aufwand realisierbar [3]
- höhere Herstellungskosten aufgrund der komplexen Geometrien sowie beschränkten Stückzahlen [3]
- vergleichsweise hohe Lage der kraftabgebenden Welle – nachteilig für Automobilsektor aufgrund erhöhtem Schwerpunkt [2]
- höherer Ölverbrauch durch Frischölschmierung der Dichtleisten – Abbrennung des eingebrachten Öles führt zu Erhöhung der HC-Emissionen [6]
- erhöhter Kraftstoffverbrauch – starke Abhängigkeit von Einsatzszenario [3]

2.5 Der Basismotor

Anwendung findet der Wankelmotor heute hauptsächlich als Antriebseinheit für kompakte und gewichtsoptimierte Systeme, wie sie in der Luftfahrt zum Einsatz kommen. Vor allem als Antrieb für Segelflugzeuge sowie UAV's (Unpiloted Aerial Vehicle) eignet sich der Wankelmotor aufgrund seiner Kompaktheit und Vibrationsarmut. Auch der wachsende Markt unbemannter Flugobjekte (Drohnen usw.) sorgt für weitere Entwicklungen auf diesem Gebiet. [47]

Die Fa. Austro Engine GmbH bietet als weltweit operierender Hersteller von Rotations- und Hubkolbenmotoren Antriebe für Kleinflugzeuge an. [48]

Der Wankelmotor mit der Bezeichnung AE50R, dargestellt in Abbildung 2-10, arbeitet nach dem Otto 4 Takt-Verfahren und kann mit AVGas (100LL) sowie Benzin (ROZ 95) betrieben werden.

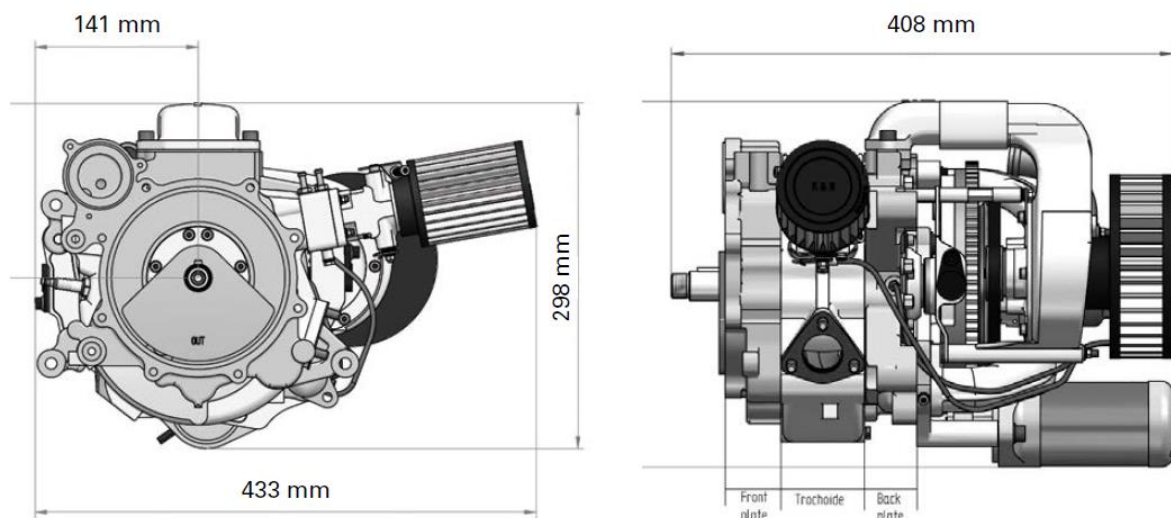


Abbildung 2-10: Aufbau und Abmessungen des AE50R Wankelmotors der Fa. Austro Engine GmbH. [23]

In der wassergekühlten Trochoide befinden sich jeweils ein Umfangsein- und Auslass über welche der Ladungswechsel erfolgt. Der öl/luft- gekühlte Kolben übernimmt dabei die Steuerung. Die Einbringung des Kraftstoffes erfolgt über eine Niederdrucksaugrohreinspritzung, welche den Kraftstoff in die Ansaugstrecke einbringt. Die Zündung des Gemisches erfolgt durch zwei parallel angeordnete „L-Side“ Zündkerzen. Zusätzlich besteht die Möglichkeit eine „T-Side“ Zündkerze zu integrieren (derzeit nicht serienmäßig integriert).

Nachfolgend werden in Tabelle 2-1 grundlegende Motordaten ausgewiesen.

Tabelle 2-1: technische Daten des Kreiskolbenmotors AE50R. [23]

Technische Daten		
Gewicht	[kg]	24,5
Kammervolumen	[cm ³]	294
Max. Drehzahl	[U/min]	7750
max. Leistung bei 7750 U/min	[kW]	41
max. Drehmoment	[Nm]	52,5

3 Eigenschaften und Herausforderungen von Kerosin als Treibstoff für Kreiskolbenmotoren

Das Konzept eines mit Kerosin betriebenen Wankelmotors beruht auf den Vorteilen vorhandener Infrastruktur. Speziell in der Luftfahrt, dem Hauptanwendungsgebiet des Wankelmotors, sind die vorhandenen Strukturen auf die Betankung mit Kerosin ausgelegt, wodurch die Unabhängigkeit von Benzin als Treibstoff erstrebenswert ist. Zu den wichtigsten heute gebräuchlichen Kerosin-Treibstoffen zählen Jet-A1, Jet-A, JP-8, JP-5 und Avtur. Hierbei handelt es sich jedoch nicht um Gemische mit definierten Zusammensetzungen, sondern um Raffinerieprodukte die durch geforderte Spezifikationen gekennzeichnet sind. Am häufigsten dient im Flugverkehr dabei Jet-A1 als Treibstoff, welcher global (ausgenommen USA und Nordregionen) eingesetzt wird. [12]

Grundlage für sämtliche heute im Einsatz befindlichen Kerosine bildet Rohöl. Dies zeichnet sich als ein Gemisch aus Kohlenwasserstoffen mit 1 bis mehr als 60 C-Atomen aus, wobei auch geringe Anteile Schwefel (bis zu 8 Gew.%) und Stickstoff (bis 1,6 Gew.%) enthalten sein können. [13]

Aus dem Rohöl kann durch fraktionierte Destillation aufgrund der unterschiedlichen Siedepunkte der einzelnen Verbindungen eine Trennung der Fraktionen mit einem jeweils engen Siedebereich erreicht werden. [13]

Abbildung 3-1 zeigt schematisch eine Rektifizieranlage zur Rohölfractionierung. Die Bezeichnungen dieser Fraktionen sind nicht einheitlich. Grundsätzlich kann unterteilt werden in Naphtha, als leichtflüchtige flüssige Komponente mit einem Siedebereich von 35-150°C, gefolgt von den Kerosinen mit einem Siedebereich von 150-300°C sowie den Diesel-Kraftstoffen mit 180-350°C. Darüber hinaus befinden sich noch weitere Fraktionen im Rohöl, welche jedoch als Kraftstoff ausscheiden. [12]

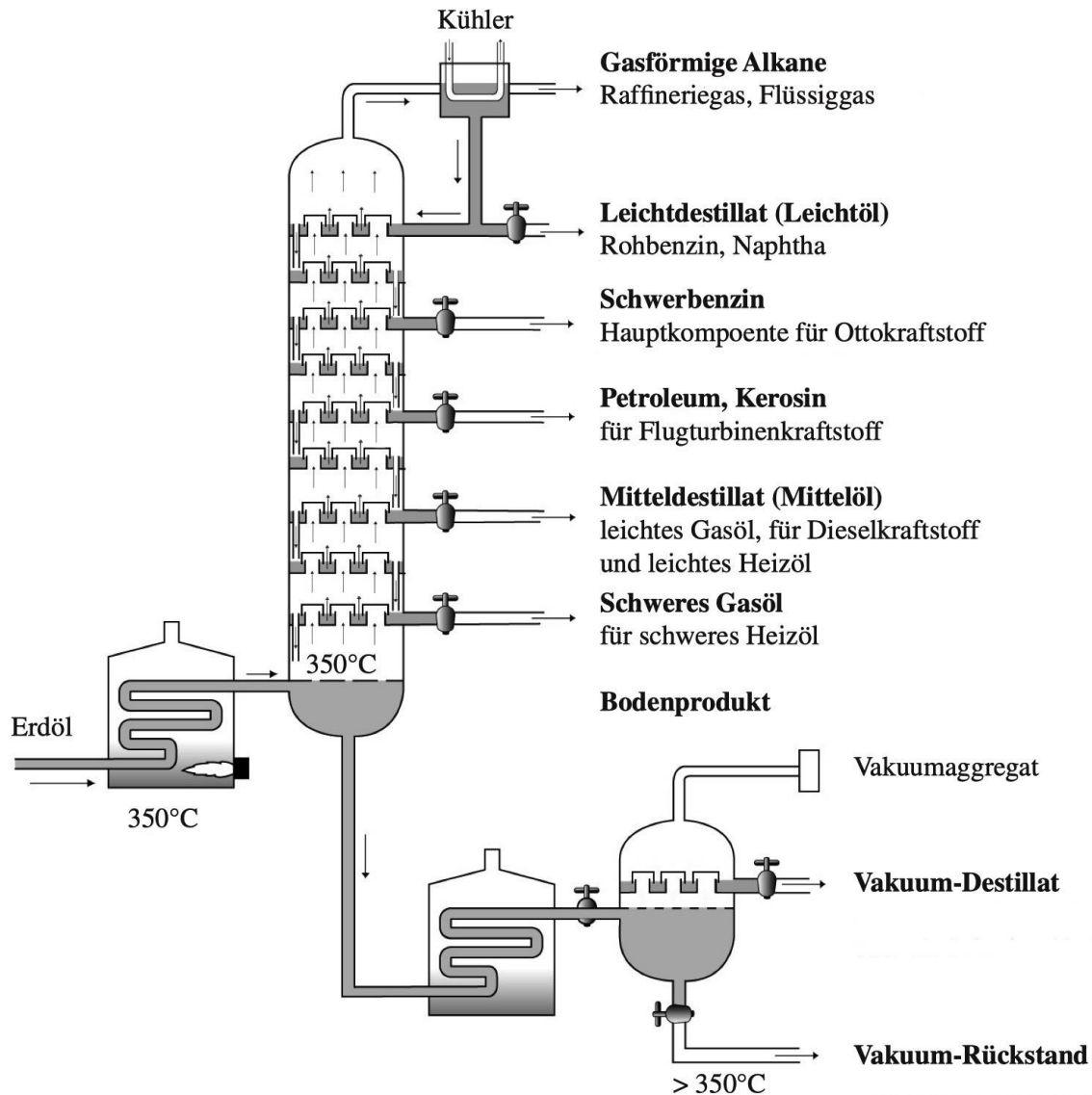


Abbildung 3-1: Schema einer Rektifiziersäule (Kolonne) zur Rohölfractionierung unter Atmosphärendruck und Vakuum, *eigene Darstellung*. [13]

Unter Kerosinen versteht man dabei farblose Mischungen relativ schwerflüchtiger Rohölkomponenten, welche eine Dichte von 800 kg/m^3 bei Umgebungstemperatur besitzen. Hinsichtlich des molekularen Aufbaus bestehen Kerosine aus Kohlenwasserstoffen mit 8-17 C-Atomen. Dabei kann zwischen Alkanen (Paraffine, geradkettig bzw. verzweigt ohne Ringstruktur), Cycloalkanen (gesättigt mit Ringstruktur) und Aromaten (ein- oder mehrere Benzolringe) unterschieden werden. Neben den drei Hauptklassen beinhalten Kerosine geringe Mengen an Olefinen (ungesättigte Kohlenwasserstoffe mit Doppelbindungen zwischen den C-Atomen). [14] Nach [14] besitzt Jet A-1 eine volumenbezogene Zusammensetzung von: 37 Vol.% Alkane, 47 Vol.% Cycloalkane, 15 Vol.% Aromaten, 1 Vol.% Olefine. Vor allem der volumetrische Anteil der Aromaten ist dabei von besonderer Bedeutung, denn diese zeigen vergleichsweise die größte Tendenz zur Rußbildung. Weiters besitzen sie eine

erhöhte Löslichkeit gegenüber Elastomeren. Aus diesem Grund ist in den geforderten Spezifikationen von Jet-A1 der Gehalt der Aromaten auf maximal 22 Vol.% begrenzt. [12]

Die Siedelinie von Kerosin liegt bei deutlich höheren Temperaturen als jene von Benzin. Dies ist den Unterschieden im molekularen Aufbau geschuldet. Während, wie bereits oben erwähnt, Kerosin langkettige Polymere mit 8-17 C-Atomen besitzt, sind diese bei Benzin wesentlich kürzer (5-10 C-Atome). Da der Aufbruch langer Kettenstrukturen weniger energieintensiv ist verfügen solche Kraftstoffe über eine höhere Zündwilligkeit bzw. eine geringere Klopfestigkeit. [13]

Abbildung 3-2 zeigt vergleichend die Siedelinien verschiedener Kraftstoffe.

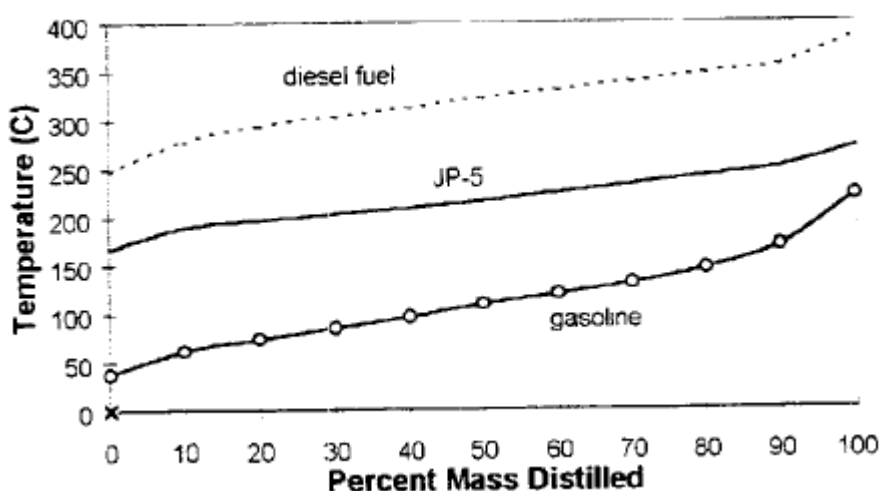


Abbildung 3-2: Siedelinien (Destillationskurven) von Benzin, Kerosin (JP-5) und Diesel. [17]

Vergleichend werden in Tabelle 3-1 die chemischen und physikalischen Eigenschaften gegenübergestellt.

Tabelle 3-1: Vergleich chemischer und physikalischer Eigenschaften von Kerosin (Jet-A1) und Benzin (ROZ 98). [5,12,15,16,17]

Eigenschaft	Einheit	Kerosin (Jet-A1)	Benzin (ROZ 98)
molare Masse	[g/mol]	110-170	80-110
Siedebereich bei 1,013bar	[°C]	150-280	35-210
Dichte bei 300K und 1,013bar	[kg/m ³]	ca. 800	780
Gefrierpunkt bei 1,013bar	[°C]	-52	-45
Gravimetrische Energiedichte	[MJ/kg]	43.26	42.9
Verdampfungsenthalpie	[kJ/kg]	320	350
dynamische Viskosität	10 ⁻³ * [kg/ms]	1.04	0.6
kinematische Viskosität	10 ⁶ * [m ² /s]	1.32	0.86
Cetanzahl / Oktanzahl	[-]	47	98
Aktivierungsenergie	[kJ/mol]	192.6	135.6
stöchiometrischer Luftbedarf	[kg/kg]	14.27	14.34
Selbstzündungstemperatur	[°C]	242	438

Die dargestellten Stoffparameter verdeutlichen die Problematik einer ottomotorischen Verbrennung von Kerosin. Aufgrund des höheren Siedebereichs verdampft Kerosin erst wesentlich später, weshalb mit einer erschwerten Entflammung zu rechnen ist. Aus den Siedelinien in Abbildung 3-2 ist ersichtlich, dass bei gleicher Temperatur Benzin bereits zu 80% verdampft ist, während Kerosin erst zu verdampfen beginnt. Diese Erkenntnis stellt vor allem für die Gemischaufbereitung unter Kaltstartbedingungen ein erhebliches Problem dar. Durch die unvollständige Verdampfung wird das Gemisch zu mager, wobei eine weitere Anreicherung mit Kerosin zu einer Benetzung der Zündkerze führt. [17]

Neben der Problematik des Kaltstartes spielt die Neigung von Kerosin zur klopfenden Verbrennung eine große Rolle. Um dies zu vermeiden muss, wie Kapitel 8 zeigen wird, der Zündzeitpunkt Richtung spät verschoben werden. Als Folge daraus kann nach [17] im Kerosinbetrieb trotz geringfügig höherem Energieinhalt nicht die gleiche Leistung wie im Benzinbetrieb generiert werden.

Der Wankelmotor mit seiner besonderen Brennraumform, dem hohen Oberflächen-zu-Volumen-Verhältnis sowie den hohen Wandwärmeverlusten trägt dazu noch erschwerend bei. Besonders bei kleinvolumigen Wankelmotoren reduziert sich der effektive Brennraum auf die Kolbenmulde. Dies bedingt sehr kurze Flammenwege und eine starke Lastpunktabhängigkeit des Gemisches. Zudem kann das Brennverfahren eines Wankelmotors wesentlich schlechter skaliert werden, als dies bei Hubkolbenmotoren möglich ist. [18]

Aus diesem Grund haben sich, abhängig von der Motorengröße unterschiedliche Gemischbildungsverfahren durchgesetzt. Bei größeren Wankelmotoren hat sich, nach [19], die direkte Kraftstoffeinbringung in den Brennraum als vorteilhaft erwiesen. Die damit mögliche Ladungsschichtung und magere Verbrennung ermöglicht hohe Wirkungsgrade bei verringerten Emissionen. [5]

Bei kleinvolumigen Motoren ist jedoch die Schichtung der Ladung aufgrund der starken Turbulenzen nur schwer realisierbar [18]. Zudem ist die Platzierung eines oder mehrerer Injektoren im Brennraum aufgrund der beschränkten Platzverhältnisse schwierig.

Aus diesen Gründen hat sich für kleinvolumige Motoren, wie auch im vorliegenden Fall, die Saugrohreinspritzung als vorteilhaft erwiesen [5]. Dabei können zwei Arten der Kraftstoffeinbringung unterschieden werden. Wie Abbildung 3-3 schematisch zeigt, wird bei der semidirekten Einspritzung der Kraftstoff unter geringem Druck, ausgehend vom Saugrohr, direkt in den Brennraum eingebracht.

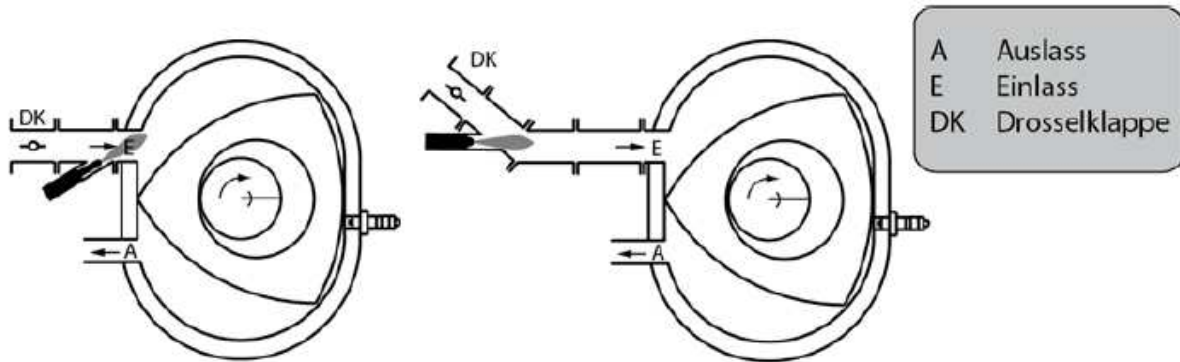


Abbildung 3-3: Schematische Darstellung der verschiedenen Saugrohreinspritzungsarten; links: semidirekte Einspritzung, rechts: konventionelle Saugrohreinspritzung. [5]

Wie [5] zeigen konnte, ist dabei jedoch mit erschwerter Entflammung aufgrund höherer Wandfilmmassen zu rechnen. Demgegenüber steht die konventionelle Saugrohreinspritzung, bei der durch die längere Gemischbildungsstrecke deutlich mehr Zeit für die Verdampfung des eingebrachten Kraftstoffs zur Verfügung steht. Dadurch kann die Effizienz der Verbrennung gesteigert werden, wodurch dieses Einspritzsystem auch in diesem Projekt eingesetzt wird.

4 Numerische Methoden der Strömungssimulation

In der heutigen Zeit sind computerunterstützte Simulationen im Forschungs- und Entwicklungsbereich nicht mehr wegzudenken. Speziell im Automobilssektor ist es durch den Einsatz von CFD Simulationen gelungen, die Laufzeiten von Prüfständen erheblich zu reduzieren. Neben den dadurch erreichten Kosteneinsparungen bietet diese Technik die Möglichkeit Einblicke in Vorgänge zu erhalten, welche sonst nicht oder nur mit erheblichem Aufwand möglichen wären. Die Überprüfung der Simulationsergebnisse erfolgt üblicherweise durch Validierung mittels Prüfstandsdaten.

4.1 CFD Simulationen mit CONVERGE™

Am Markt für CFD-Lösungen gibt es mehrere Softwarepakete mit ähnlichem Funktionsumfang. Unter all diesen differenziert sich die Software CONVERGE™ von Convergent Science Inc. durch seine Besonderheiten. Als einzige Software zum jetzigen Zeitpunkt beherrscht sie eine automatische Netzerstellung. Üblicherweise handelt es sich bei der Netzerstellung um einen gesonderten Arbeitsschritt, welcher vor der eigentlichen Strömungsberechnung durchgeführt wird. CONVERGE™ hingegen kalkuliert das Rechenetz selbstständig, parallel zur Strömungsberechnung [20]. Speziell bei bewegten Geometrien ermöglicht dies eine beachtliche Reduktion des Zeitaufwandes für die Modellerstellung, woraus auch eine Zeitersparnis resultiert. Als weiterer Vorteil kann die Flexibilität der Netzgestaltung genannt werden. Durch die ständige Neuberechnung des Netzes können ausgewählte Bereiche beliebig verfeinert bzw. vergrößert werden. Dies ermöglicht hohe Rechengenauigkeiten bei gleichzeitig geringen Rechenzeiten. Aufgrund dieser Besonderheiten eignet sich CONVERGE™ ideal zur Simulation der Verbrennungsvorgänge in einem Wankelmotor. Dabei kann die stark veränderliche Geometrie des Brennräume sowie die simultane Berechnung aller drei Kammern effizient abgebildet werden. [20]

CONVERGE™ besitzt dabei, wie Abbildung 4-1 zeigt, verschiedene Möglichkeiten die dynamische Netzgenerierung zu beeinflussen.

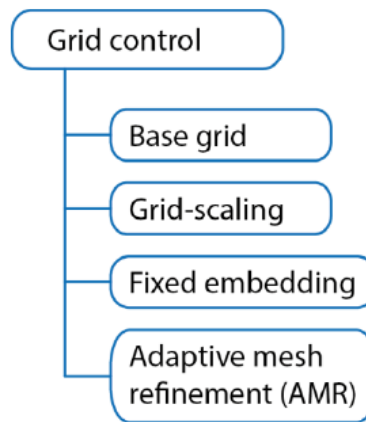


Abbildung 4-1: Möglichkeiten zur Beeinflussung der dynamischen Netzgenerierung (Grid Control) in CONVERGE™. [3]

Die Festlegung der Basisnetzgröße (Base Grid) erfolgt über die Eingabe der räumlichen Ausdehnung einer Zelle (dx , dy , dz) [20]. Neben der Basisnetzgröße besteht die Möglichkeit der Netzadaption durch das so genannte „Grid-Scaling“, wie Gleichung 4.1 [22] zeigt.

$$dx_{scaled} = \frac{dx_{base}}{2^{grid_{scale}}} \quad (4.1)$$

dx_{scaled}	skalierte Zellengröße in [m]
dx_{base}	Basis-Zellengröße in [m]
$grid_{scale}$	Skalierungsfaktor [-]

Dabei kann das Netz während der Simulation an die jeweilige Situation angepasst werden, sodass zum Beispiel in unkritischen Gebieten mit einer gröberen Netzauflösung gerechnet werden kann. Dies ermöglicht eine Reduktion des Rechenaufwandes ohne Einbußen in der Detailliertheit. Erfolgt die Aktivierung der „Grid-Scaling“ Funktion in Abhängigkeit definierter Randbedingungen, wie zum Beispiel Temperatur, Druck oder deren Gradienten, so spricht man von „Adaptive-Mesh-Refinement-AMR“ [20]. Dabei kann bei Auftreten definierter Parameter das Netz derart adaptiert werden, dass sich eine möglichst effiziente Netzstruktur bildet. Neben der Aktivierung einer Netzverfeinerung durch etwaige auftretende Parameter besteht auch die Möglichkeit einer statischen Anpassung. Bei der unter dem Begriff „Fixed-Embedding“ bekannten Funktion, kann das Netz lokal an kritischen Stellen zu definierten Zeiten ohne zusätzliche Randbedingungen verfeinert werden [20]. Als Beispiel dazu kann der Bereich um die Zündkerze genannt werden, welcher während des Zündvorgangs höher aufgelöst wird. [20]

Abbildung 4-2 zeigt beispielhaft die Funktion des „Grid-Scalings“ anhand einer Strömungssimulation eines Ventils.

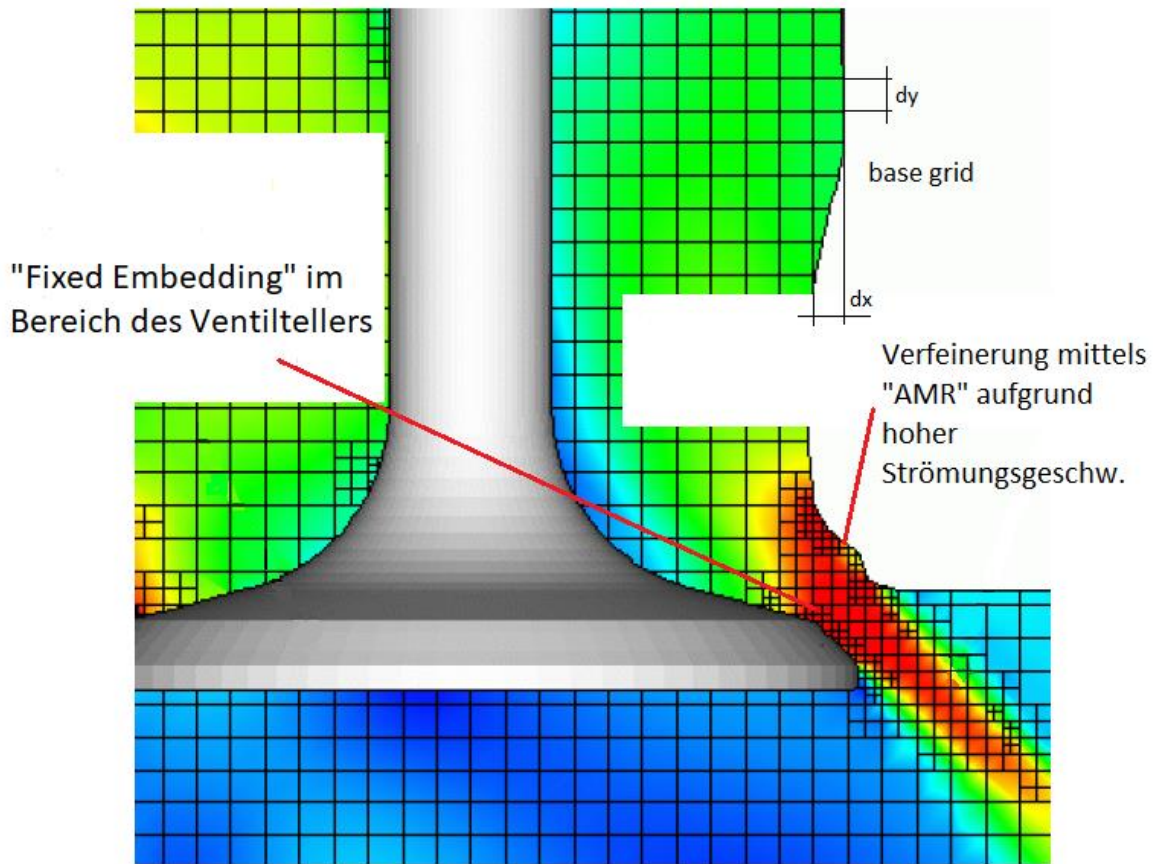


Abbildung 4-2: Adaptierung des Berechnungsnetzes anhand verschiedener Funktionen: Bereich um den Ventilteller mittels „Fixed Embedding“ beim Öffnungsvorgang verfeinert; Bereich um den Ventilsitz aufgrund hoher Strömungsgeschwindigkeiten durch „AMR“ verfeinert; eigene Darstellung. [21]

4.2 Modellierung des Motormodells

Der Prozess des Modellaufbaus ist, wie [Abbildung 4-3](#) zeigt, Teil des Preprocessing. Neben der Modellierung zählen auch die Definition von physikalischen Eigenschaften sowie die Deklaration des Rechengitters zum Preprocessing.

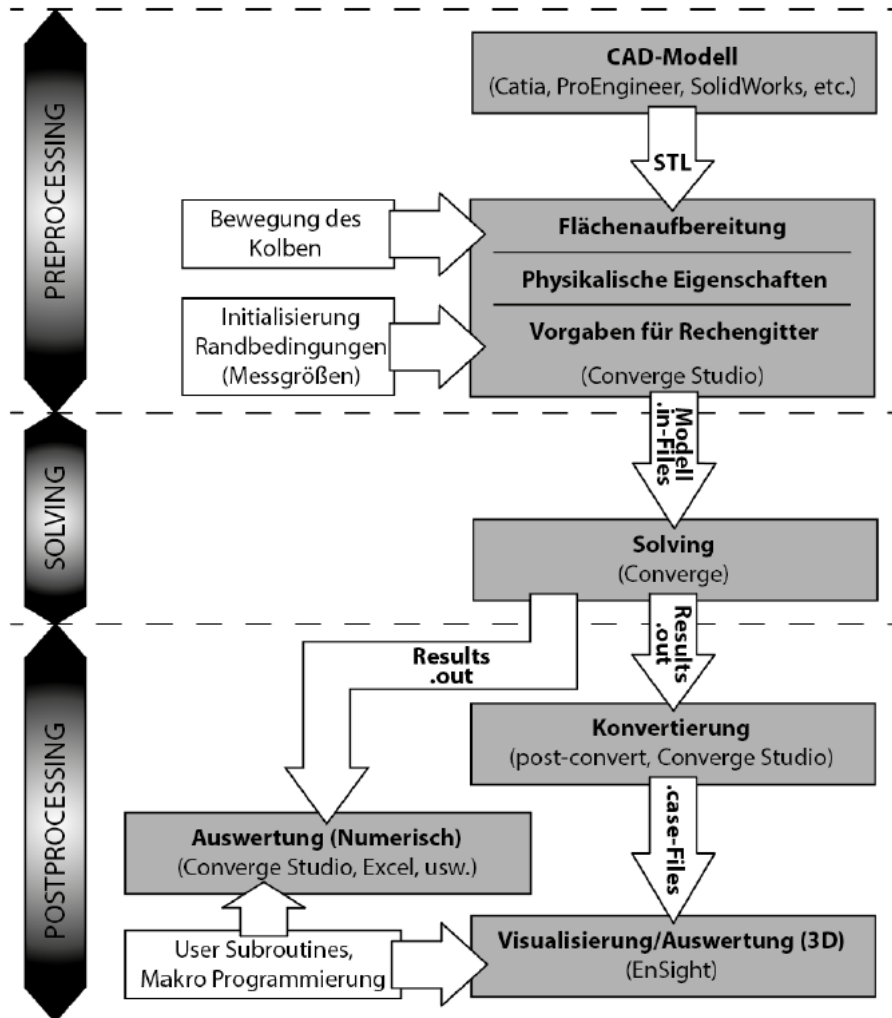


Abbildung 4-3: Ablauf einer CFD-simulation mithilfe des Programmpakets CONVERGE™. [3]

Grundlage für die Modellgestaltung bilden CAD-Daten der Geometrie. Dabei kann mittels der STL-Schnittstelle (Standard Triangulation Language) die Geometrie aus gängigen CAD-Programmen in CONVERGE™ importiert werden. Bereits während des Importvorganges wird das orthogonale Netz bestehend aus Dreiecksflächen berechnet. [20]

Abbildung 4-4 zeigt beispielhaft das generierte Gitter der importierten Geometrie im Bereich des Einlasskanals zur Trochoide.

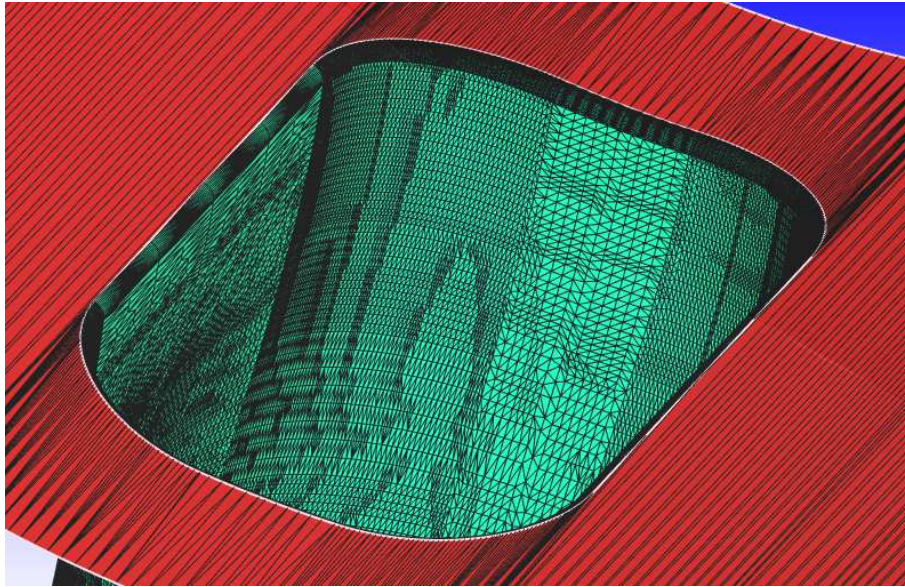


Abbildung 4-4: Netzstruktur der Einlassöffnung generiert durch CAD-Programm.

Beim Aufbau komplexer Geometrien, wie es Verbrennungsmotoren im Allgemeinen sind, besteht die Möglichkeit, Bauteile einzeln zu importieren und zusammensetzen. Für eine eindeutige Formulierung muss die Geometrie dabei gewissen Bedingungen genügen. Zum einen muss die Geometrie vollkommen geschlossen sein. Des Weiteren dürfen sich Oberflächen nicht überschneiden.

Abbildung 4-5 zeigt die importierten Geometrien des Wankelmotors AE50R.

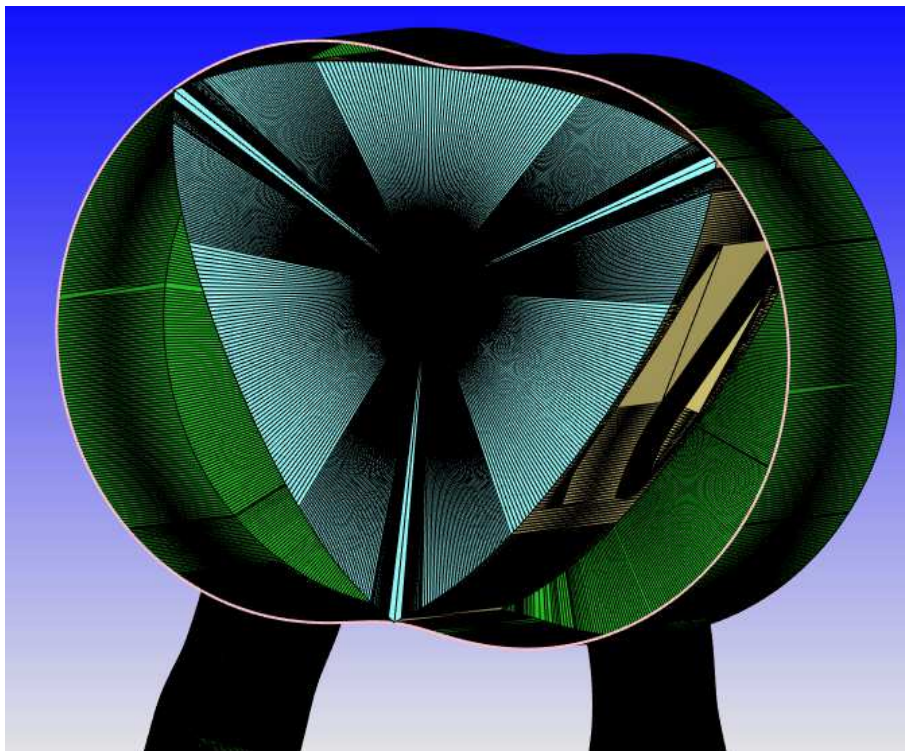


Abbildung 4-5: importierte Geometrien des Wankelmotors R1 in CONVERGE™.

Als nächster wichtiger Schritt folgt die Flächenaufbereitung. Mithilfe so genannter „Boundaries“ können im Modell einzelne Bauteile, Flächen und Abschnitte definiert werden. Diese Definition ist notwendig um beispielsweise Bewegungen und Temperaturen einzelnen Bauteilen zuordnen zu können. Im Falle des hier verwendeten Modells werden Einlasskanal, Trochoide, Gehäuseseiten, Rotorflächen, Rotorseiten sowie der Auslasskanal definiert. Für eine realitätsnahe Abbildung des Dichtsystems zwischen Kolben und Trochoide bzw. Gehäuseseiten bedarf es der „Sealing“ Funktion. Dabei können zwischen zwei Elementkanten imaginäre Dichtungen generiert werden [20]. Durch den Bewegungsmechanismus des Wankelmotors bedarf es solcher Dichtungen an den Rotorecken sowie an den Umlaufkanten, welche sich mit dem Rotor mitbewegen.

Abbildung 4-6 zeigt das „Sealing“-System des Motormodells.

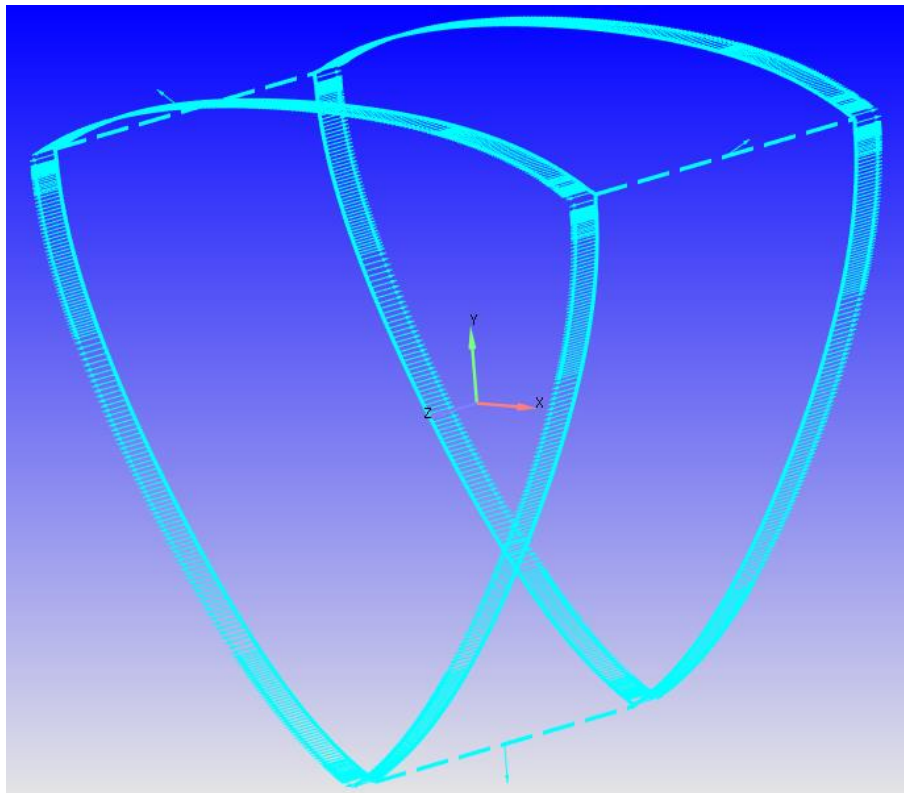


Abbildung 4-6: „Sealing“ Anordnung bestehend aus den Dichtungen an den Rotorecken (strichliert) sowie die Umlaufdichtungen an den Rotorseitenwänden.

Nachteilig an dieser Modellierung ist die vollkommene Dichtheit der Sealings, wodurch keine Verluste infolge von Undichtigkeiten in der Simulation berücksichtigt werden können.

Für den Simulationsstart bedarf es der Eingabe von Initialisierungsbedingungen, welche den Ausgangszustand des Modells definieren. Dabei wird neben der Zusammensetzung des einströmenden Gemisches sowie des Abgases auch die

Oberflächentemperaturen der Bauteile als Dirichlet-Randbedingung¹ vorgegeben. Neben der Festlegung der Basisnetzgröße erfolgt auch die Definition der Aktivierungsbedingungen für das „AMR“ sowie „Fixed Embedding“. Durch die Eingabe von Schwellwerten für Strömungsgeschwindigkeit, Temperatur sowie der Konzentrationen gewisser Spezies wird bei Überschreiten dieser innerhalb einer Zelle eine automatische Netzverfeinerung im Bereich der auftretenden Maxima durchgeführt. Zusätzlich wird eine dauerhafte Verfeinerung des Netzes an prägnanten Stellen durch das „Fixed Embedding“ eingerichtet.

Abbildung 4-7 zeigt die Änderung der Anzahl aktiver Zellen im Rechennetz über dem Exzenterwellenwinkel.

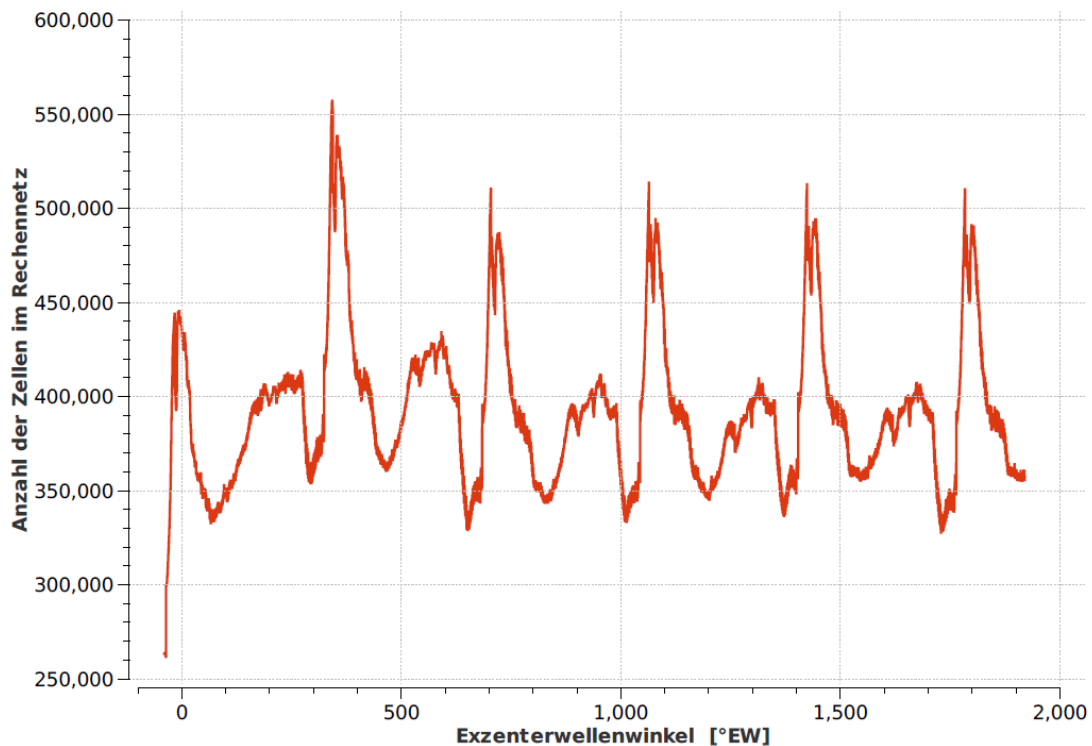


Abbildung 4-7: Anzahl aktiver Zellen im Rechennetz über dem Exzenterwellenwinkel.

Anhand der Grafik sind die Auswirkungen der dynamischen Netzverfeinerungen auf die Zellenanzahl ersichtlich. Dabei bewirkt vor allem der Verbrennungsvorgang einen starken Anstieg der Zellenzahl. Dies kann neben der Aktivierung der „Fixed Embeddings“ auch durch die Netzverfeinerung infolge des AMR erklärt werden.

Neben der Definition der Initialisierungsbedingungen bedarf es auch noch der Wahl geeigneter Berechnungsmodelle, welche verschiedene Effekte berücksichtigen. Für die Simulation des Strömungsverhaltens spielt das Turbulenz-Modell eine wichtige Rolle [3]. Im Rahmen dieser Untersuchungen wird für die Modellierung der auftretenden Strömungsturbulenzen ein Modell auf Basis der RANS (Reynolds-

¹ Vorgabe des Variablenwertes am Rand des Definitionsbereiches

Averaged Navier-Stokes) Gleichungen in Kombination mit einem k- ϵ Modell eingesetzt [22]. Die RANS Gleichungen ergeben die mittleren Strömungs- und Turbulenzgrößen, wobei die Wirkung der nicht aufgelösten Turbulenzen auf die Strömung durch das k- ϵ -Turbulenzmodell approximiert wird. Dieses berücksichtigt die Effekte kleinerer Turbulenzen auf die Strömung, wobei die Gleichungen für k (turbulente kinetische Energie) und ϵ (Dissipation) mit Hilfe der Renomierungsgruppen-Theorie entwickelt werden. Aufgrund dieser Kombination ermöglicht die Anwendung der RANS Gleichungen in Kombination mit dem k- ϵ Modell realitätsnahe Ergebnisse bei gleichzeitig praktikablen Rechenzeiten. [3]

Neben dem Turbulenz-Modell spielt das Verbrennungsmodell eine wichtige Rolle zur Simulation des Verbrennungsvorgangs. Für die Simulationen in dieser Arbeit wird ein SAGE-Modell verwendet. Dabei handelt es sich um ein allgemeines Verbrennungsmodell, bei dem die Verbrennungsschemie anhand einzelner Reaktionsgleichungen während des Verbrennungsvorgangs gelöst wird. Dieser Aspekt bietet den Vorteil, dass in jeder an der Verbrennung teilnehmenden diskreten Zelle die chemischen Reaktionsgleichungen gelöst werden. Zur Lösung der einzelnen Gleichungen nutzt CONVERGE™ den integrierten CVODES-Solver. Die möglichen chemischen Reaktionen sind als Gleichungen im CHEMKIN-Format in einer separaten Datei (mech.dat Datei) hinterlegt. Der Einsatz unterschiedlicher Kraftstoffe kann durch den Wechsel der jeweils zugeordneten Dateien einfach realisiert werden. Ein weiterer Vorteil bietet sich in der direkten Abbildung der Zündung. Dabei wird in der dort befindlichen Zelle so viel Energie eingebracht, dass es zu einer Auslösung der chemischen Reaktionen kommt.

Zusammenfassend zeigt Tabelle 4-1 die Parameter und gewählten Modelle des Preprocessings.

Tabelle 4-1: Parameter und gewählte Modelle des Preprocessings.

Eingabeparameter					
Base Grid	dx [mm]		4,5		
	dy [mm]		4,5		
	dz [mm]		4,5		
AMR	Verbrennungskammern	Bereich	Kriterium	Grid Scale	
		Geschw. [m/s]	2	3	
		Temperatur [K]	5	3	
	Species		-		
	Einlass	Geschw. [m/s]	1	2	
		Species		-	
	Auslass	Geschw. [m/s]	5	1	
		Species		-	

Fixed Embedding	Plug (spheric)	Radius [mm]	3	4
	Plug fein (spheric)	Radius [mm]	2	5
	Trochoide (Surface)			2
	Rotor (Surface)			2
	Einlass (Surface)			2
	Auslass (Surface)			1

Verbrennungsmodell	SAGE
---------------------------	------

Turbulenzmodell	RANS (RNG $k-\varepsilon$)
------------------------	-----------------------------

Zünddaten	Energie [J]	0,03
	max. Temperatur [K]	5000

4.3 Validierung des CFD-Modells

Die Validierung des CFD-Modells ermöglicht die Bewertung der Modellgüte, welche wiederum große Aussagekraft auf die Plausibilität der Simulationsergebnisse hat. Im Zuge des Validierungsprozesses erfolgt ein Abgleich der Simulationsergebnisse mit am Motorprüfstand ermittelten Daten. Durch den Einsatz von Indiziermesstechnik am Prüfmotor besteht dabei die Möglichkeit den Brennraumdruck aufzuzeichnen und in weiterer Folge daraus berechnete Heizverläufe für die Validierung heranzuziehen. Die Validierung des CFD-Modells erfolgt unter Vollast für eine Drehzahl von 7100 U/min, da dieser Betriebspunkt als Ausgangspunkt für die Simulationen in dieser Arbeit dient. Das verwendete Modell beinhaltet Idealisierungen hinsichtlich physikalischer Prozesse, welche für die Validierung berücksichtigt werden müssen. So stellen die im Motormodell eingesetzten Abdichtungen („Sealings“), welche in Kapitel 4.3 beschrieben werden, durch ihre vollkommene Dichtheit eine Idealisierung gegenüber dem realen Dichtsystem und dort auftretenden Leckagen dar. Weiters berücksichtigt das Motormodell keine Wandwärmeverluste, wodurch etwaige Verluste über den Rotor bzw. die Trochoide nicht berücksichtigt werden.

Im Zuge der Validierung erfolgte eine mehrmalige Überarbeitung des Modells, wobei aufgrund erst gegen Ende der Arbeit vorliegender verwertbarer Prüfstandsdaten eine finale Validierung spät durchgeführt werden konnte. Zudem konnte auch nur auf Prüfstandsdaten für den Treibstoff Isooktan zurückgegriffen werden, da ein Motorbetrieb mit Kerosin im betrachteten Betriebspunkt zu besagtem Zeitpunkt noch nicht möglich war.

Beim Vergleich der auftretenden Brennraumdrücke zeigen sich, wie in Abbildung 4-8 dargestellt, große Ähnlichkeiten zwischen Simulation mit Gemischaufbereitung und Messung am Prüfstand.

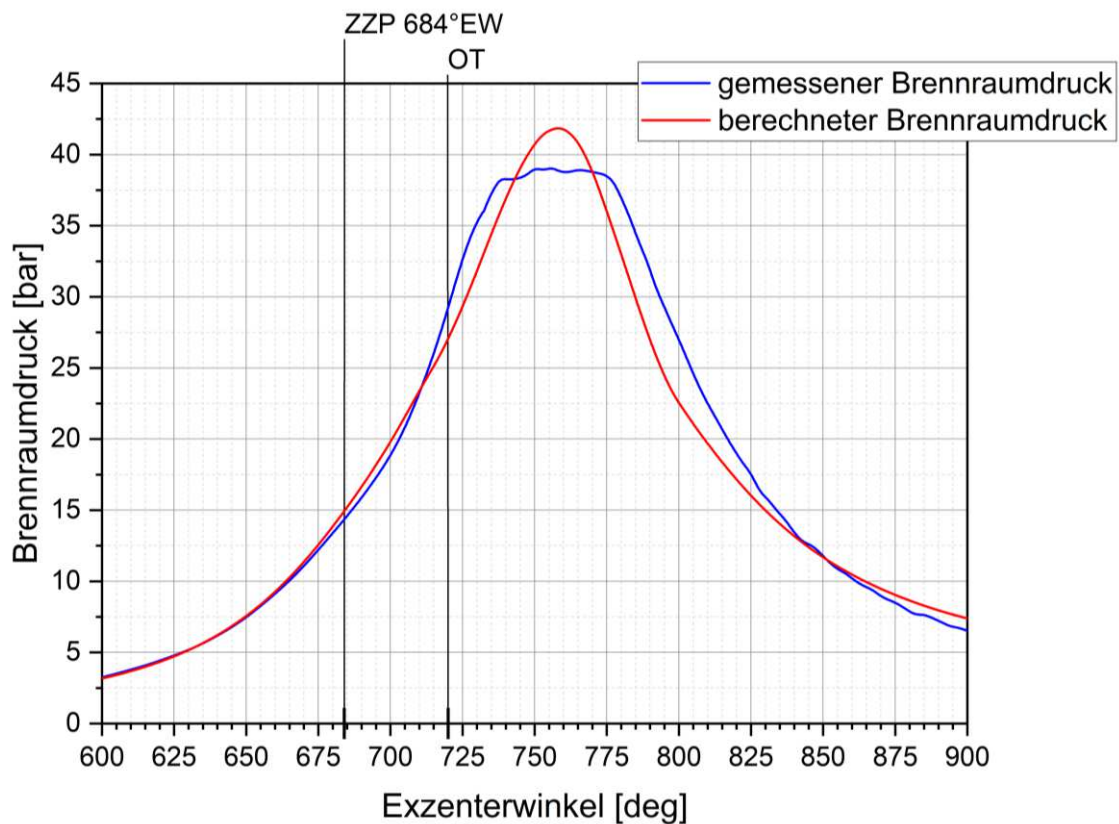


Abbildung 4-8: Vergleich der Brennraumdruckkurven für Messung und Simulation; *Treibstoff Isooktan, 3. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda=0,85$, Kolbenmulde R1A, Zündkerzenkonfiguration Std, ZZP = 36°EWvOT, Base Grid 3 mm.*

Die Druckverläufe der Simulation sowie der Prüfstandsmessung ähneln sich dabei in Hinblick auf den Druckgradienten sehr gut. Die Simulation erreicht mit 41,8 bar im Vergleich zur gemessenen Verbrennung (39,1 bar) einen geringfügig höheren Spitzendruck. Als Ursache für diese Differenz sowie das nicht ausgebildete Plateau in der Simulation kann das Verbrennungsmodell genannt werden. Die in der Simulation nicht berücksichtigten Wandwärmeverluste und Undichtheiten der Brennkammern führen in der Realität zu einer Abflachung der Kurve wodurch die Druckunterschiede erklärt werden können.

Ähnliches gilt für den Vergleich der Umsatzraten, welche in [Abbildung 4-9](#) dargestellt sind.

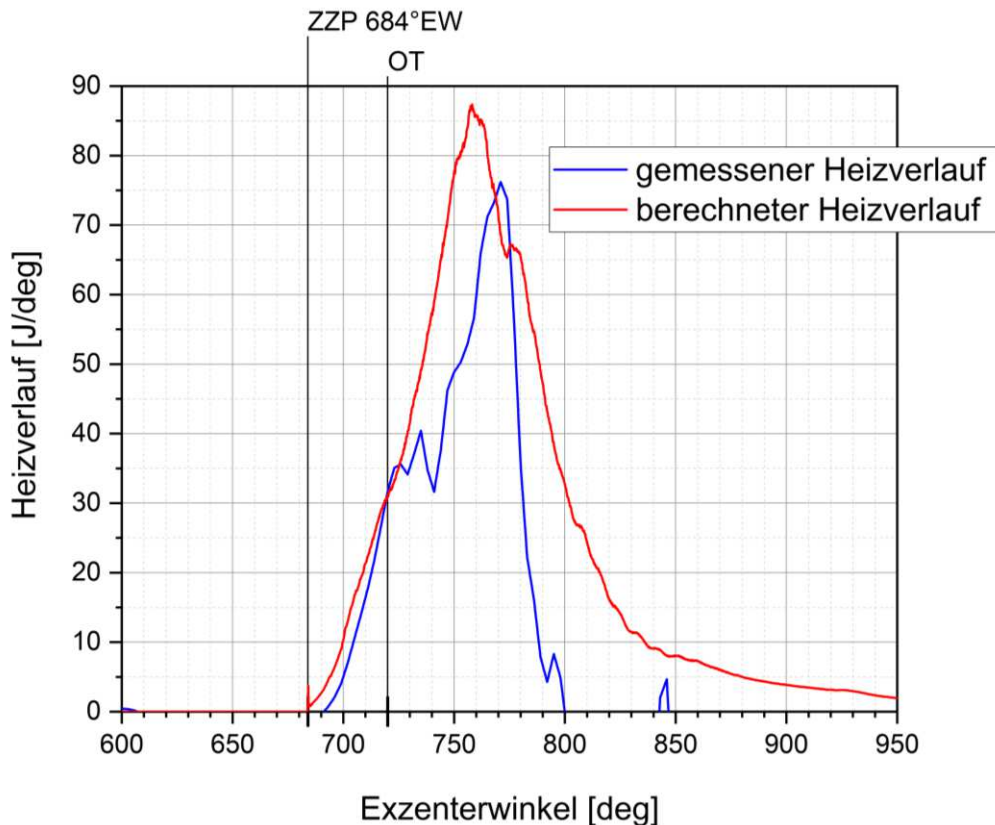


Abbildung 4-9: Vergleich der Heizverläufe für Messung und Simulation; *Treibstoff Isooktan, 3. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda=0,85$, Kolbenmulde R1A, Zündkerzenkonfiguration Std, ZZP = 36°EWvOT , Base Grid 3 mm.*

So erreicht die Simulation mit 87,35 J/deg ebenfalls eine geringfügig höhere Umsatzrate im Vergleich zur Messung (76,2 J/deg). Auch hier weisen die Heizverläufe trotz der zu Beginn der Verbrennung in der Messung auftretenden Schwankung der Umsatzrate ähnliche Gradienten auf. Anhand der Ergebnisse lässt sich schließen, dass das Motormodell für den besagten Betriebspunkt und Treibstoff gegenüber der Messung vergleichbare Ergebnisse liefert und dadurch die Validität des Modells gegeben ist. Eine Validierung des Modells im Kerosinbetrieb ist zum Zeitpunkt der Verfassung dieser Arbeit aufgrund der fehlenden Prüfstandsdaten nicht möglich. Alternativ kann jedoch auf die in [30] enthaltenen Validierungsuntersuchungen für den verwendeten Surrogate verwiesen werden.

5 Variation der Kolbenmuldenform und Position

Die Form und Position der Kolbenmulde spielt neben anderen Faktoren wie der Zündung eine entscheidende Rolle in der Brennverfahrensentwicklung von Wankelmotoren. Sie entscheidet über die Ausbreitungsrichtung und Geschwindigkeit der Flammenfront sowie über den zeitlichen Schwerpunkt der gesamten Verbrennung. Weiters hat sie aufgrund der speziellen geometrischen Gegebenheiten im Kreiskolbenmotor Einfluss auf den Verbrennungsablauf. Dadurch ist in Hinblick auf den Kerosinbetrieb eine Konfiguration der Kolbenmulde mit möglichst hoher Leistungsausbeute und Verbrennungsstabilität zu finden.

Im Rahmen dieser Untersuchungen wurden von der Fa. AustroEngine GmbH unterschiedliche Kolbenmuldenvarianten zur Verfügung gestellt. Abbildung 5-1 zeigt die verschiedenen Konfigurationen des Rotors.

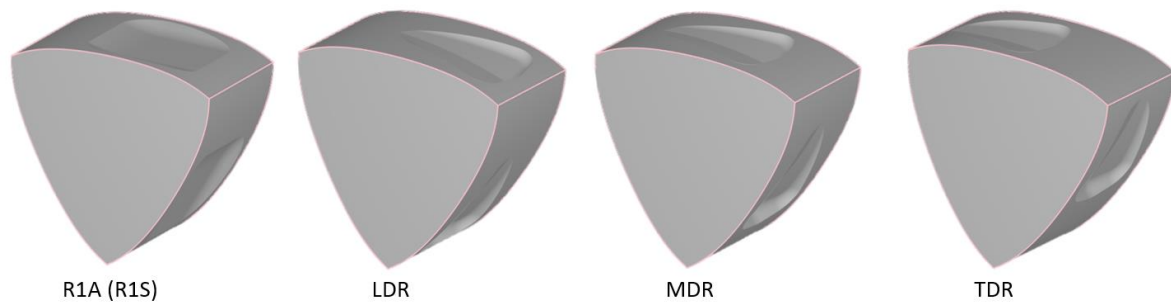


Abbildung 5-1: zur Verfügung stehende Kolbenmuldenkonfigurationen der Fa. AustroEngine GmbH.

Diese unterscheiden sich sowohl in der Form als auch in der Lage der Mulde. Die Konfiguration R1A zeigt eine rechteckige Mulde, welche eine leicht führende Position (Muldenmitte vor der Symmetrieachse des Rotors) besitzt. Ein sehr ähnliches Bild zeigt die Konfiguration R1S. Diese besitzt die gleiche Form und Lage der Mulde wie die R1A Konfiguration, jedoch ist diese weniger tief, wodurch eine höhere Verdichtung des Gemisches erreicht werden kann. Gegenüber diesen besitzen die Konfigurationen LDR, MDR, TDR eine dreieckig abgerundete Mulde, welche sich nur durch die Position am Rotor unterscheidet. Während die LDR Konfiguration (Leading deep Recess) eine weit vorne positionierte Mulde besitzt, ist diese bei der MDR- (Middle deep Recess) mittig und bei der TDR Konfiguration (Trailing deep Recess) hinten platziert.

Mit Hilfe der Ergebnisse der CFD-Simulationen wird die für den Kerosinbetrieb am besten geeignete Konfiguration bestimmt. Dabei werden, wie in Kapitel 3 bereits näher erläutert, die speziellen Eigenschaften des Kerosins als Treibstoff berücksichtigt. Vor allem die erschwerte Entflammung aufgrund der höheren Siedetemperaturen sowie die Klopfproblematik bei höheren Drehzahlen stellen dabei Herausforderungen an die Kolbenmulde dar.

5.1 Ergebnisse der CFD-Simulation

Um die Ergebnisse der unterschiedlichen Konfigurationen vergleichen zu können, werden einheitliche Randbedingungen definiert. Als Treibstoff wird ein Modellkraftstoff bestehend aus Isooktan (C_8H_{18}) gewählt, welcher bei idealer Gemischbildung einen Ersatzstoff für Benzin darstellt.

Durch den Mechanismus (mech.dat) wird eine detaillierte Abbildung des Reaktionsweges von Benzin bei verhältnismäßig geringem Rechenaufwand ermöglicht. Genauere Informationen sind Kapitel 9.1 zu entnehmen. [24]

Als Zündungskonfiguration werden zwei vorlaufende (Leading) Kerzen vorgesehen, welche in der Standard-Position (Std) platziert werden. Der Zündzeitpunkt wird für alle Varianten einheitlich ($36^\circ EWvOT$) gewählt, wodurch keine Optimierung an die jeweiligen Gegebenheiten erfolgt. Für die Positionierungsmöglichkeiten der Zündkerzen wird auf Kapitel 6 (Tab. 6-1) verwiesen.

Abbildung 5-2 zeigt die Positionierung der Zündkerzen in der Std- Position.

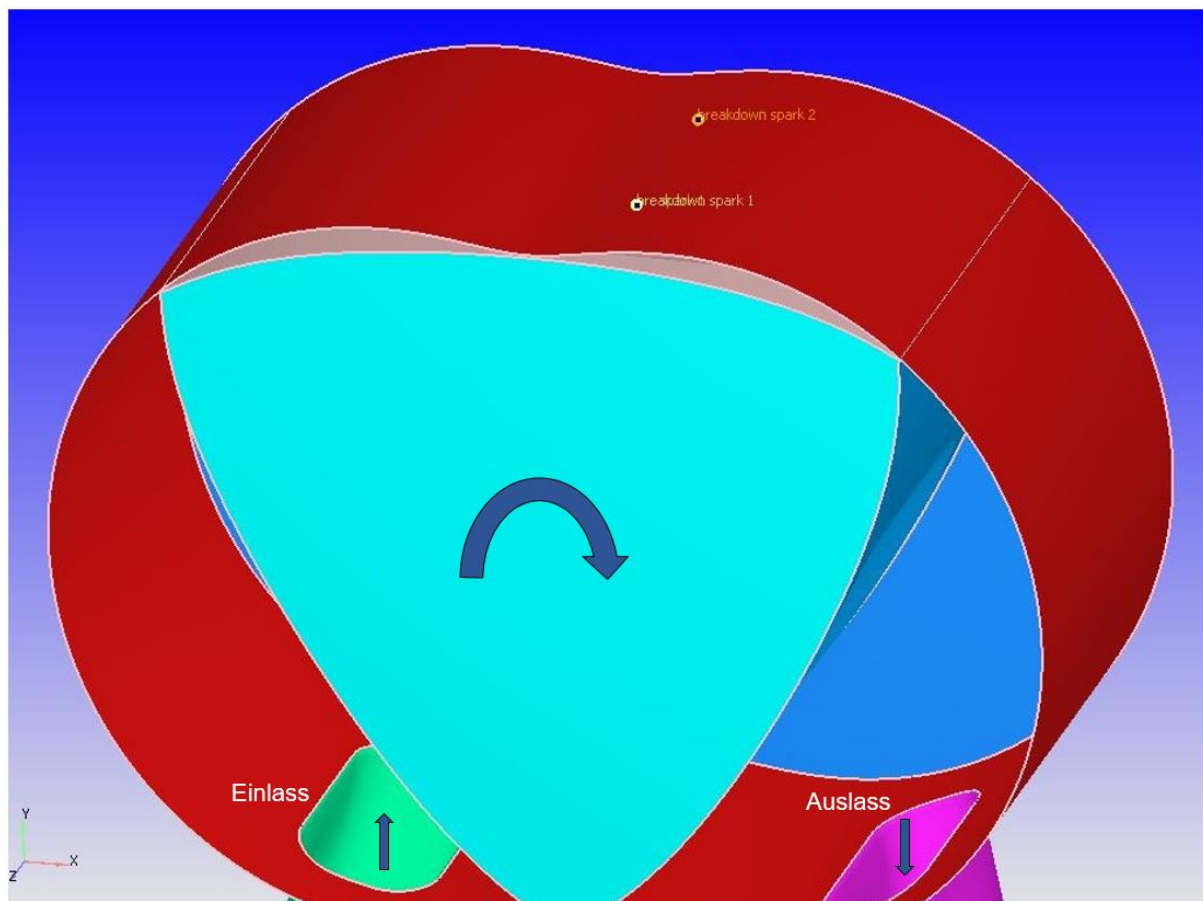


Abbildung 5-2: Positionierung der Zündkerzen in der Std- Position.

Die Simulation der einzelnen Muldenkonfigurationen läuft über mehrere Verbrennungen hinweg ($-39^\circ EW$ bis $1920^\circ EW$), mit dem Ziel stationäre

Verbrennungsverhältnisse zu erreichen. Zum Vergleich der einzelnen Fälle wird dazu jeweils die vierte Verbrennung nach Simulationsbeginn (ZZP 1404°EW) gewählt.

Abbildung 5-3 zeigt vergleichend die Heizverläufe der einzelnen Konfigurationen anhand der vierten Verbrennung.

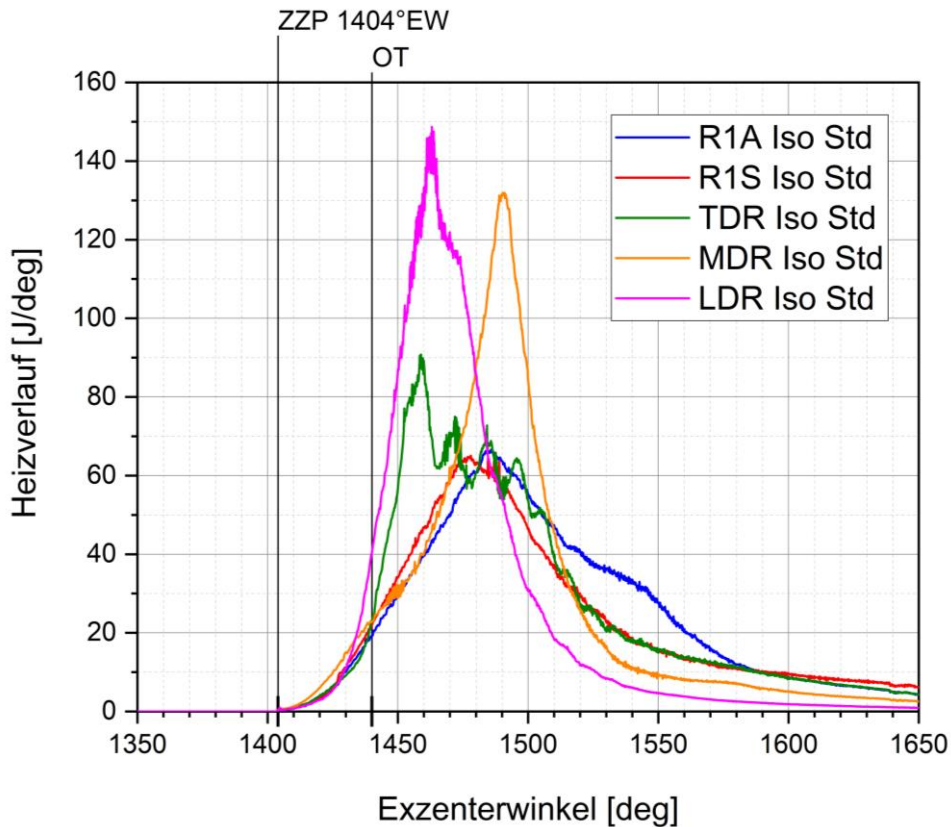


Abbildung 5-3: Vergleich der Heizverläufe für die unterschiedlichen Muldenkonfigurationen; *Treibstoff Isooktan, 4. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 1$, Zündkerzenkonfiguration Std, ZZP = 36°EWvOT.*

Anhand der Grafik ist der Einfluss der Kolbenmuldenposition und Form auf den Verbrennungsablauf ersichtlich. Dabei zeigen sich deutliche Unterschiede zwischen den Rechteckmulden (R1A, R1S) und den abgerundeten Dreieckmulden (TDR, MDR, LDR). Die Rechteckmulde R1A sowie die leicht veränderte (höhere Verdichtung) Ausführung R1S zeigen grundsätzlich ähnliche Verläufe, jedoch kommt es bei R1S infolge der höheren Verdichtung zu einem geringfügig rascheren Anstieg der Umsatzrate.

Im Vergleich dazu unterscheiden sich die Dreieckmulden deutlich stärker. Besonders die Mulde LDR zeichnet sich aufgrund ihres schnellen Anstiegs und hohen Umsatzrate aus. Begründet werden kann dies durch die weit vorne platzierte Mulde, welche bereits kurz nach dem ZZP eine rasche Ausbreitung der Flammenfront ermöglicht. Ersichtlich wird dies auch bei Betrachtung der turbulenten kinetischen Energie (TKE), welche in Abbildung 5-4 dargestellt ist.

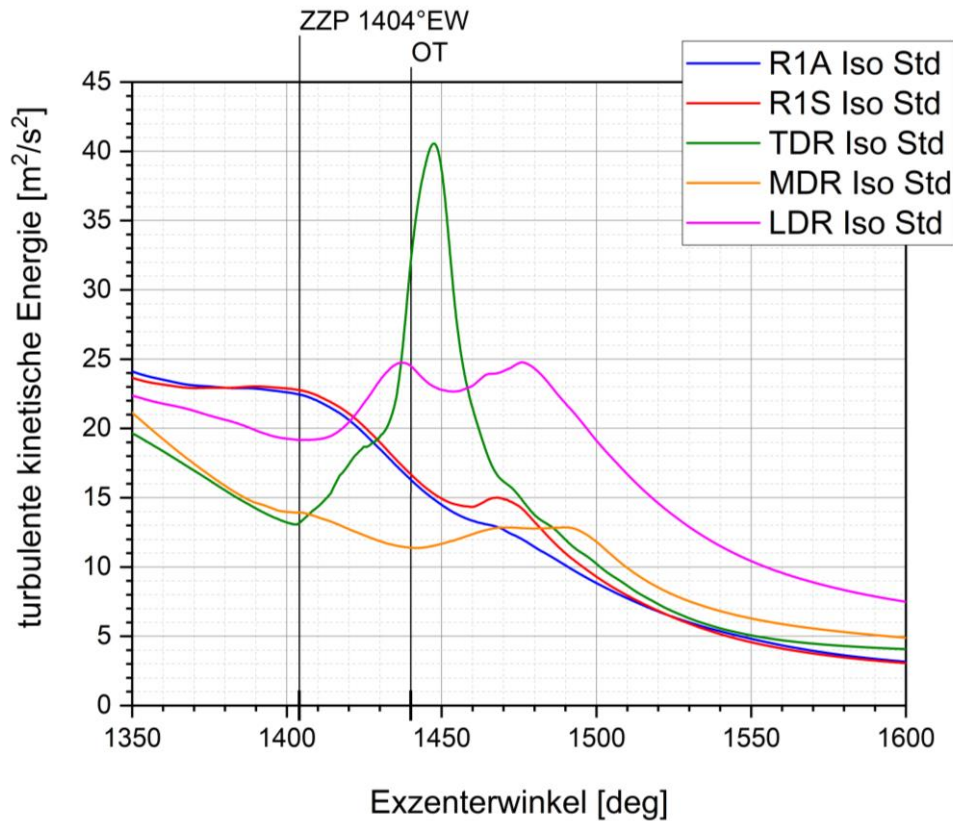


Abbildung 5-4: Vergleich der turbulenten kinetischen Energie für die unterschiedlichen Muldenkonfigurationen; Treibstoff Isooktan, 4. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 1$, Zündkerzenkonfiguration Std, ZZP = 36°EWvOT.

Die Mulde LDR besitzt dabei neben den Rechteckmulden bereits beim ZZP eine hohe TKE, welche ein rasches Anbrennen des Gemisches zur Folge hat. Durch den Anstieg der TKE auf bis zu $25 \text{ m}^2/\text{s}^2$ können Umsatzraten von bis zu $150 \text{ J}/\text{deg}$ erreicht werden. Mit Erreichen des hinteren Brennraumteils durch die Flammfront kommt es aufgrund der endenden Mulde zu einem nochmaligen Anstieg der Strömungsgeschwindigkeit und somit zu einem Anstieg der TKE.

Ähnliches gilt für die Mulde MDR, jedoch aufgrund der mittigen Platzierung der Mulde zeitverzögert und weniger ausgeprägt. Auch hier kommt es mit Erreichen der Mulde zu einem Anstieg der TKE, was in weiterer Folge einen ähnlich steilen Anstieg der Umsatzrate bewirkt. Anders als bei LDR ist hier jedoch kein erneuter Anstieg der Strömungsgeschwindigkeit bzw. TKE zu erkennen, da bereits der überwiegende Teil des Gemisches umgesetzt ist.

Ein gänzlich anderes Bild zeigt die Mulde TDR. Zum ZZP liegt eine ähnlich geringe TKE vor. Mit Voranschreiten der Verbrennung in den Bereich der Mulde steigt die TKE rasch auf Werte über $40 \text{ m}^2/\text{s}^2$ an. Die Umsatzraten hingegen erleiden nach anfänglichem Anstieg einen Einbruch mit anschließendem dynamischem Verhalten, welches, wie Kapitel 9 zeigt, auf irreguläre Verbrennungsphänomene hindeutet. Wie Untersuchungen von [6] zeigen konnten, wird dies durch die längliche, weit hinten positionierte Mulde verursacht. Zu Beginn der Verbrennung kommt es dabei aufgrund

des schmalen vorderen Brennraumes zu einem rasanten Anstieg der Umsatzrate sowie des Brennraumdruckes, welcher in Abbildung 5-5 dargestellt ist.

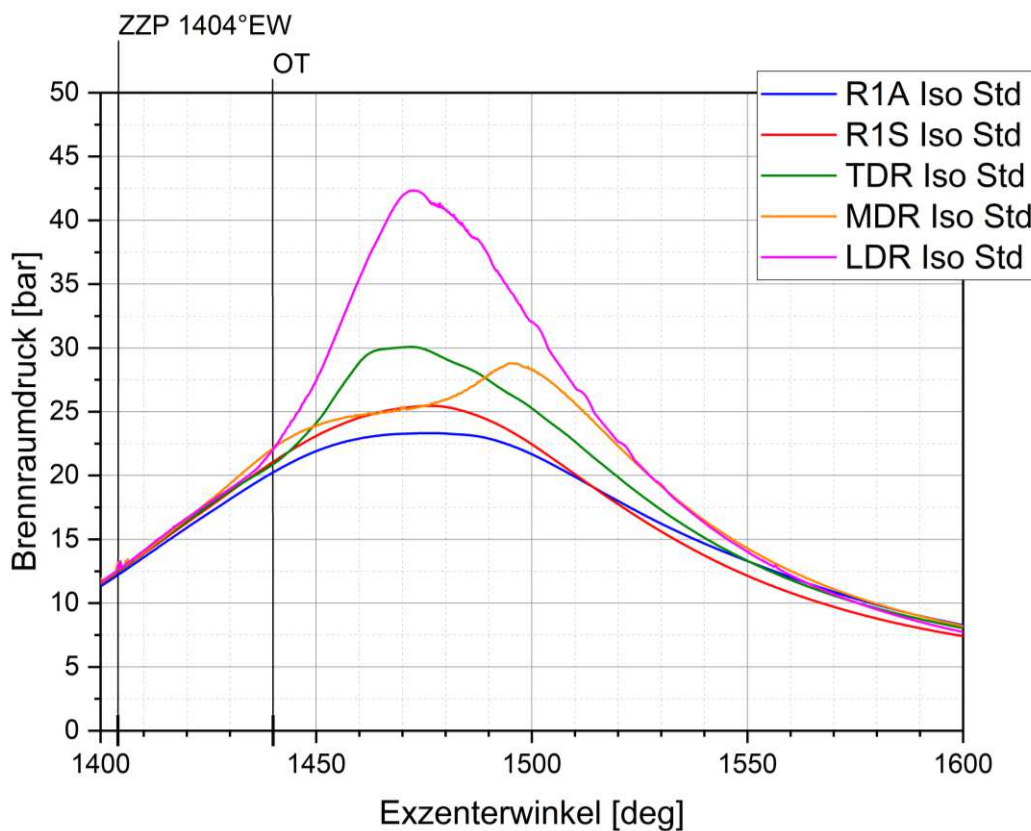


Abbildung 5-5: Vergleich der Brennraumdrücke für die unterschiedlichen Muldenkonfigurationen; Treibstoff Isooktan, 4. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 1$, Zündkerzenkonfiguration Std, ZZP = $36^\circ EW \vee OT$.

Infolge dessen kommt es zur Ausbildung einer Druckwelle Richtung hinterer Brennraum. Diese wirkt der sich einstellenden Quetschströmung entgegen, wodurch es zu einer Umkehr der Strömungsrichtung und in weiterer Folge zu einem Einbruch bzw. starken Schwanken der Umsatzrate kommt. [6]

Ähnliches tritt auch bei der LDR bzw. MDR Mulde auf. Anders als zuvor wird hier ein Großteil der Energie bereits im vorderen und mittleren Brennraumteil umgesetzt, wodurch die Auswirkungen der sich bildenden Druckwelle wenig Einfluss auf die Umsatzrate besitzen.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die Form und Position der Mulde großen Einfluss auf die Verbrennung haben. Während die leicht führend platzierten Rechteckmulden eher konservative Verbrennungen mit moderaten Umsatzraten und Brennraumdrücken hervorbringen stellen sich die Dreiecksmulden durch ihre verhältnismäßig hohen Gradienten und Drücke als progressive Alternative dar. Dies bestätigen auch Untersuchungen von [3], wonach sich länglich geformte Dreiecksmulden als charakteristisch für hohe Drücke und Umsatzraten zeigen aber auch ein höheres Risiko für unregelmäßige Verbrennungsphänomene bieten.

Unabhängig der Position und Form führen sie, wie Abbildung 5-6 zeigt, zu ähnlichen Energieumsätzen.

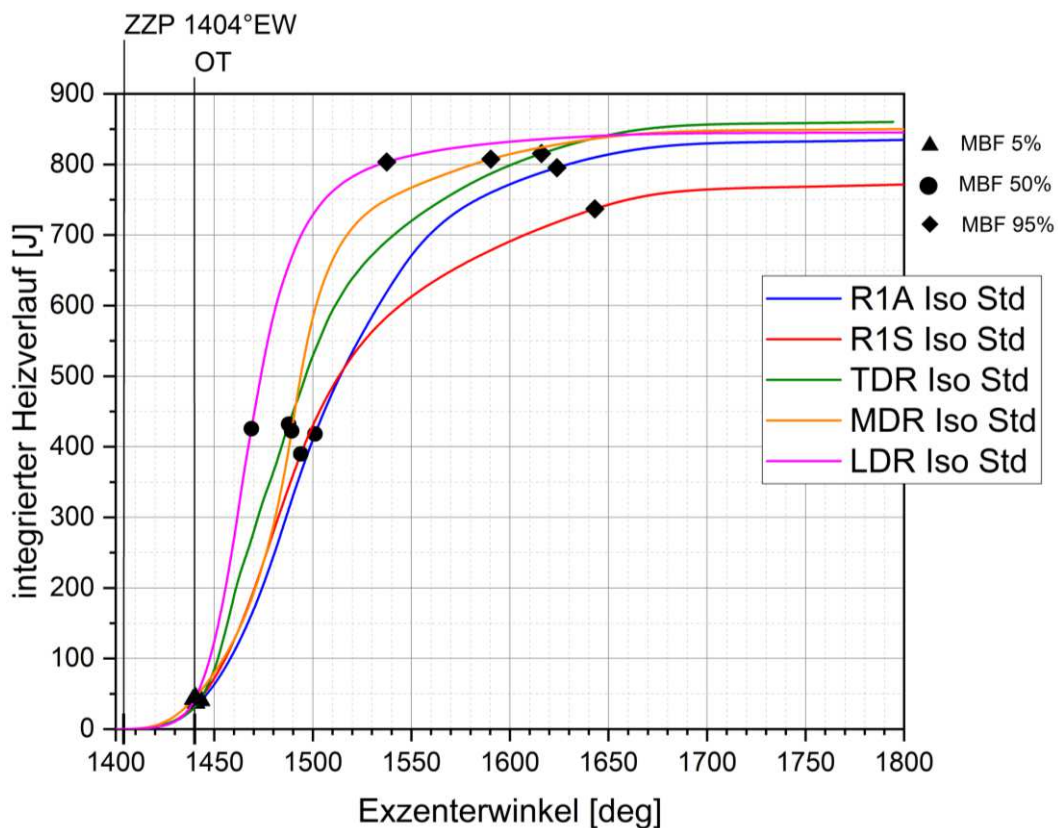


Abbildung 5-6: Vergleich der integrierten Heizverläufe für die unterschiedlichen Muldenkonfigurationen; Treibstoff Isooktan, 4. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 1$, Zündkerzenkonfiguration Std, ZKP = 36°EWvOT.

Lediglich die Mulde R1S bleibt deutlich unterhalb der anderen Konfigurationen. Die höhere Verdichtung infolge des geringeren Muldenvolumens führt wie [26] zeigen konnte, zu verstärkten Strömungseffekten, welche der Ausbreitung der Flammenfront entgegenwirken. Daher kommt es, wie auch in Abbildung 5-3 ersichtlich, ab dem Verbrennungsschwerpunkt (MBF 50 %) zu einer langsameren Verbrennung wodurch das Verbrennungsende (MBF 95 %) im Vergleich zur Mulde R1A erst später erreicht wird.

Dies führt zur Erkenntnis, dass eine Erhöhung der Verdichtung nicht unbedingt zu einer effektiveren Verbrennung führen muss. Ein ähnliches Ergebnis liefern auch die Untersuchungen von [6], welche zeigen konnten, dass hohe Brennraumdrücke und Umsatzraten nicht zwangsläufig vorteilhaft für die Verbrennungseffizienz sein müssen. Bei Betrachtung des integrierten Heizverlaufes der Mulde R1A bestätigt sich dies. Trotz der deutlich niedrigeren Umsatzraten und Brennraumdrücken erreicht sie nur geringfügig kleinere Energieumsätze im Vergleich zu den Dreiecksmulden. Diese erklären sich durch die unvollständige Verbrennung infolge der Muldenform.

In Anbetracht der Eigenschaften von Kerosin als Treibstoff, stellt sich die Frage nach der am besten geeigneten Muldenform und Position für den Kerosinbetrieb. Ein wichtiger Aspekt dabei ist die Klopfproblematik von Kerosin. Durch die geringere Klopfestigkeit (niedrigere ROZ) neigt fremdgezündetes Kerosin bei hohen Drehzahlen zu Klopfphänomenen [5]. Die ungünstige Brennraumform des Wankelmotors verstärkt diese Problematik noch zusätzlich.

Unter Berücksichtigung dieser Thematik kann sowohl die Mulde LDR als auch TDR trotz ihrer hohen Umsatzraten und Brennraumdrücke für den Einsatz zur Kerosinverbrennung ausgeschlossen werden, da die Ausbildung von Druckwellen im Brennraum die ohnehin bereits vorhandene Klopfproblematik zusätzlich verstärken würde. Auch die Mulde R1S ist im Vergleich zu R1A und MDR aufgrund ihrer schlechten Performance benachteiligt und wird daher ebenfalls nicht weiterverfolgt. Diese Erkenntnisse lassen die Schlussfolgerung zu, dass für die Verbrennung von Kerosin eine mittig platzierte Mulde vorzusehen ist. Ein ähnliches Ergebnis konnte auch [26] zeigen, wobei sich rechteckige, mittig platzierte Mulden am besten für den Kerosinbetrieb von Wankelmotoren eignen.

Beim direkten Vergleich der mittig platzierten Muldenkonfigurationen R1A und MDR anhand deren, in Abbildung 5-7 dargestellten, p-V Diagramme sind die Unterschiede deutlich erkennbar.

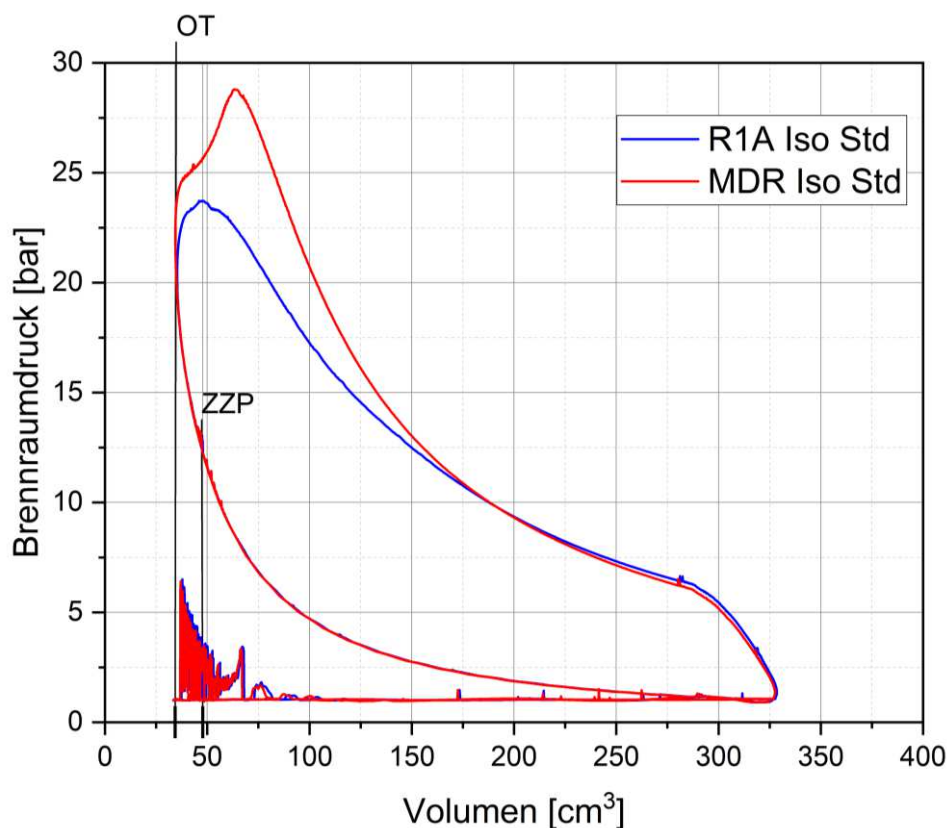


Abbildung 5-7: Vergleich der p-V Diagramme der Muldenkonfigurationen R1A und MDR; Treibstoff Isooktan, 4. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 1$, Zündkerzenkonfiguration Std, ZZP = 36° EWvOT.

Die indizierten Größen, berechnet mit den Gleichungen 5.1, 5.2, 5.3 [10], sind vergleichend in Tabelle 5-1 aufgelistet.

$$p_i = \frac{W_i}{V_H} \quad (5.1)$$

$$P_i = W_i * n \quad (5.2)$$

$$M_i = \frac{P_i}{2 * \pi * n} \quad (5.3)$$

- p_i indizierter Mitteldruck in [bar]
 W_i indizierte Arbeit (Volumenarbeit) in [J]
 V_H Hubvolumen (entspricht 3-mal Kammervolumen V_K) in [cm³]
 P_i indizierte Leistung in [W]
 n Drehzahl in [U/s]
 M_i indiziertes Moment [Nm]

Tabelle 5-1: Vergleich der indizierten Größen der R1A- und MDR Konfiguration.

		R1A	MDR
indizierte Leistung P_i	[kW]	32,07	37,64
indizierter Mitteldruck p_{mi}	[bar]	9,22	10,82
indiziertes Moment M_i	[Nm]	43,13	50,62

Infolge der zum ZZP höheren TKE (23 m²/s² zu 14 m²/s² bei MDR) kann mit Mulde R1A bereits früher die maximale Umsatzrate bzw. den maximalen Brennraumdruck erreichen. Demzufolge kann unter Berücksichtigung des Aspekts der längeren Zündverzögerung von Kerosin geschlussfolgert werden, dass die Mulde R1A einerseits aufgrund ihrer höheren TKE zum ZZP eine raschere Entzündung des Gemisches gewährleistet und andererseits aufgrund des geringeren Brennraumdrucks und Umsatzraten der Klopfproblematik aktiv entgegengewirkt werden kann.

Infolgedessen ist trotz der geringeren indizierten Leistung die R1A Mulde vorzuziehen und wird daher als Basiskonfiguration für alle weiteren Simulationen verwendet.

Abschließend zeigen Abbildungen 5-8, 5-9, 5-10, 5-11 und 5-12 anhand des Massengehalts an Isooktan die Flammenfortschritte der verschiedenen Muldenkonfigurationen.

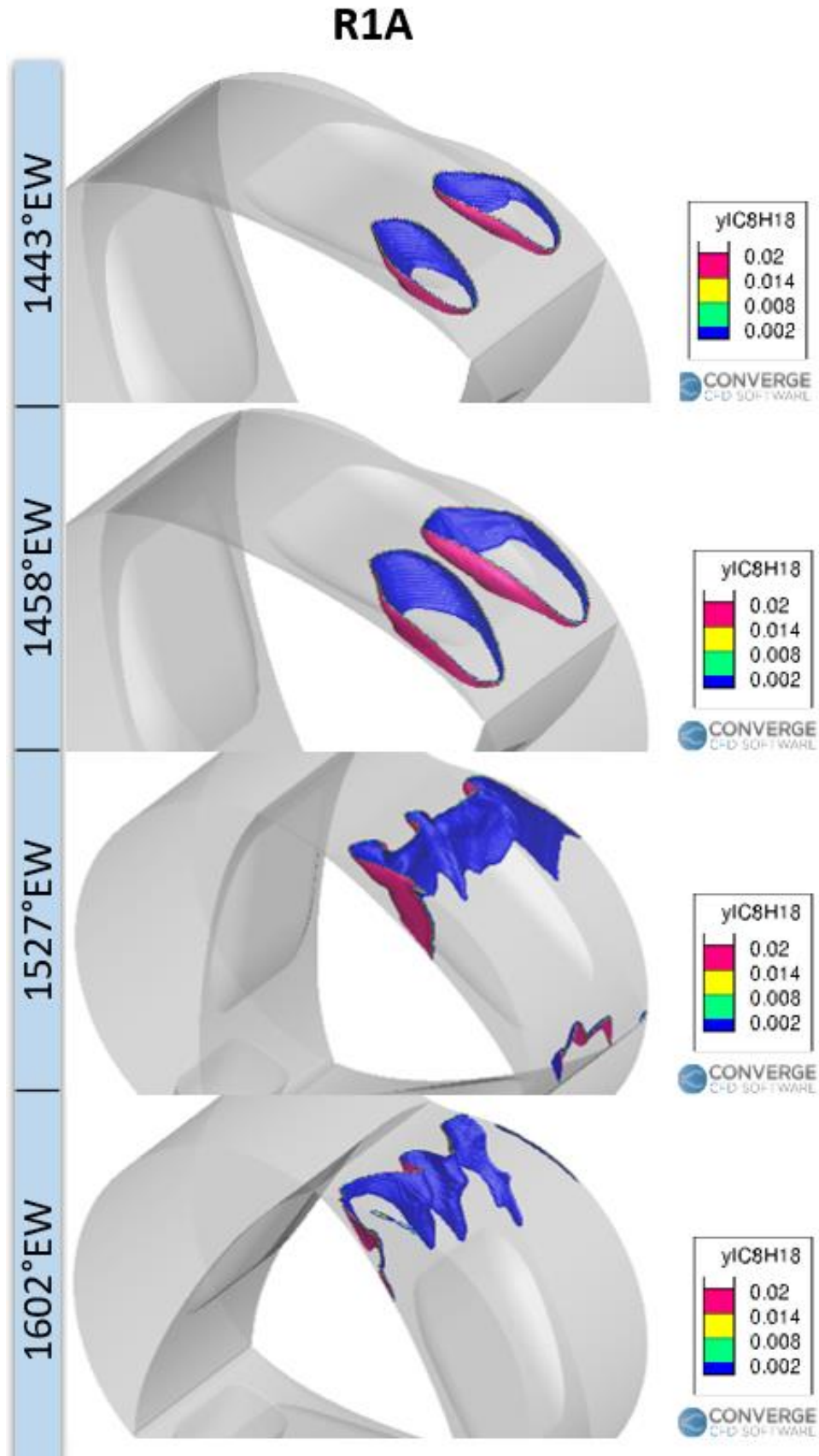


Abbildung 5-8: Darstellung der Flammenfronten für unterschiedliche Winkelpositionen der Muldenkonfiguration R1A; Treibstoff Isooktan, 4. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 1$, Zündkerzenkonfiguration Std, ZZP = 36°EWvOT.

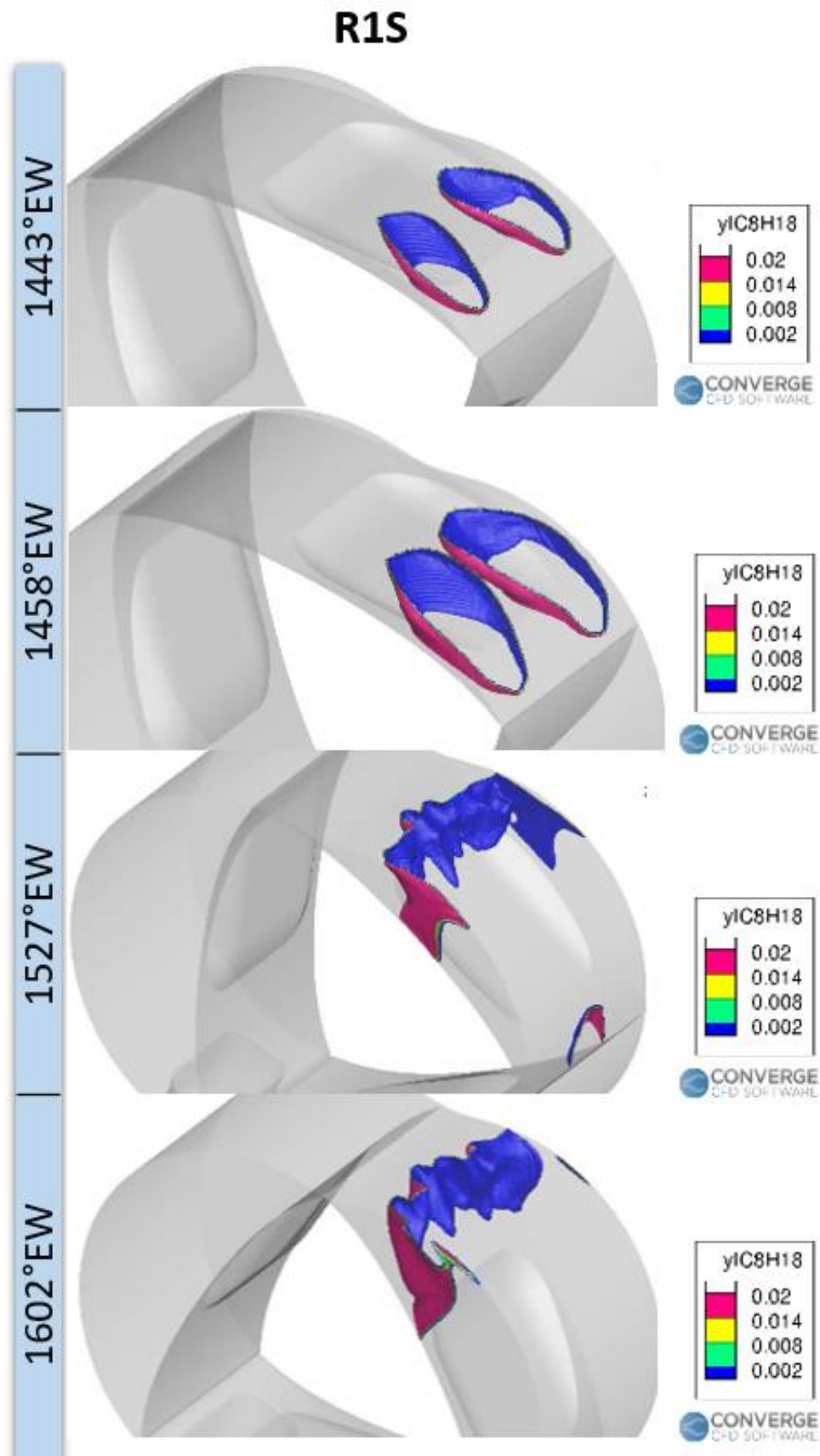


Abbildung 5-9: Darstellung der Flammenfronten für unterschiedliche Winkelpositionen der Muldenkonfiguration R1S; Treibstoff Isooktan, 4. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 1$, Zündkerzenkonfiguration Std, ZZP = 36°EWvOT.

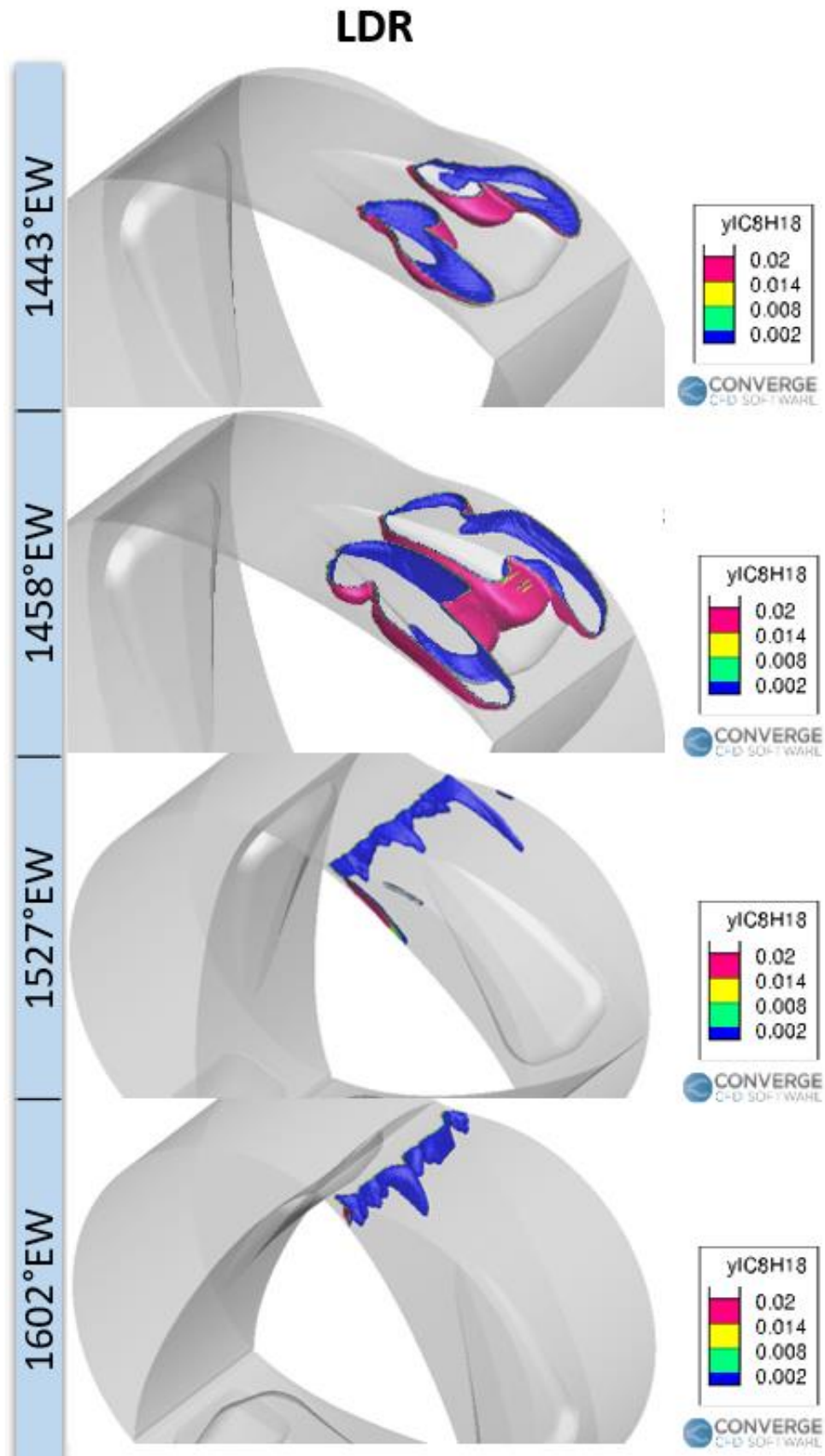


Abbildung 5-10: Darstellung der Flammenfronten für unterschiedliche Winkelpositionen der Muldenkonfiguration LDR; Treibstoff Isooktan, 4. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 1$, Zündkerzenkonfiguration Std, ZZP = 36°EWvOT.

MDR

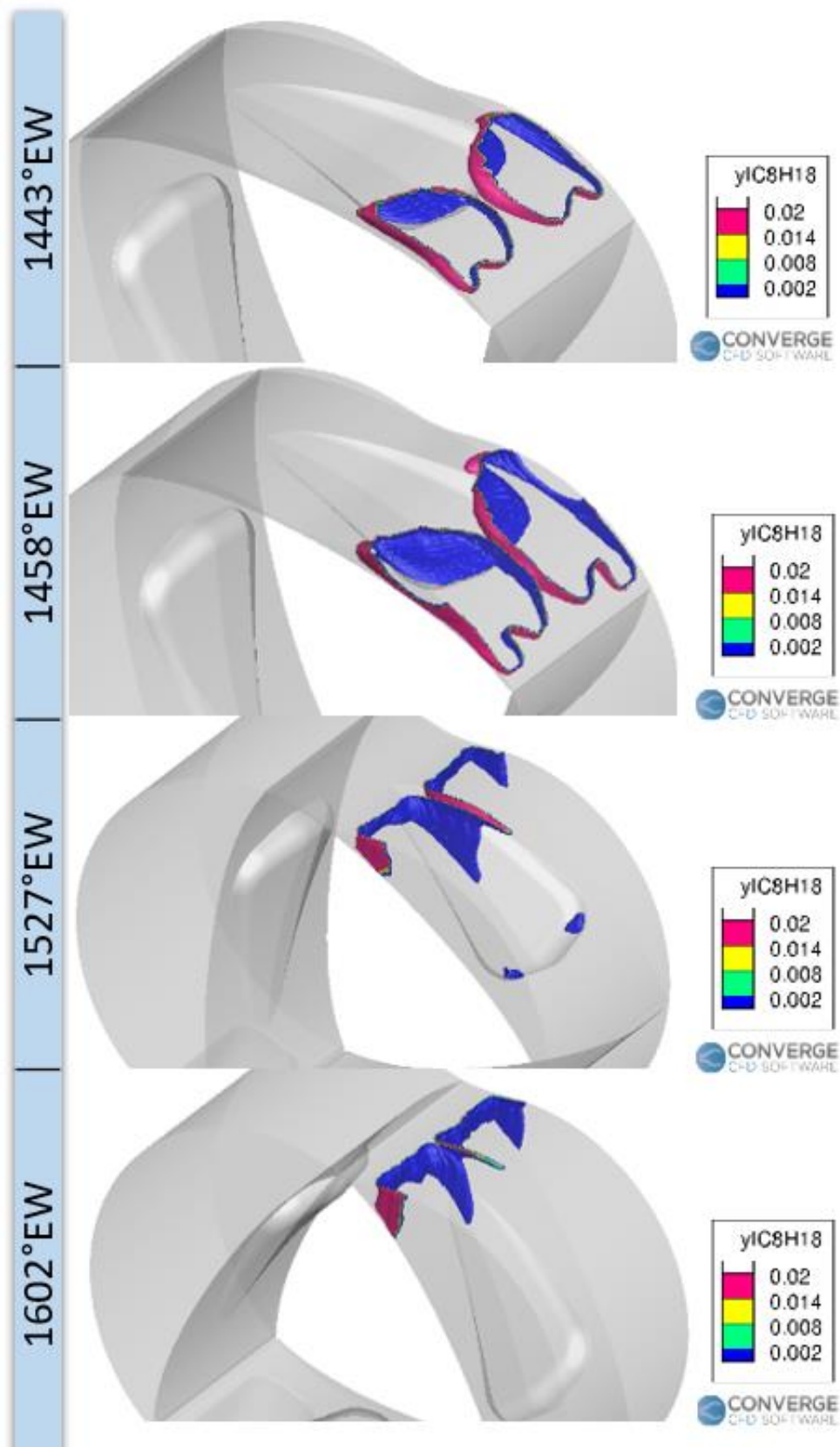


Abbildung 5-11: Darstellung der Flammenfronten für unterschiedliche Winkelpositionen der Muldenkonfiguration MDR; Treibstoff Isooktan, 4. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 1$, Zündkerzenkonfiguration Std, ZZP = 36°EWvOT.

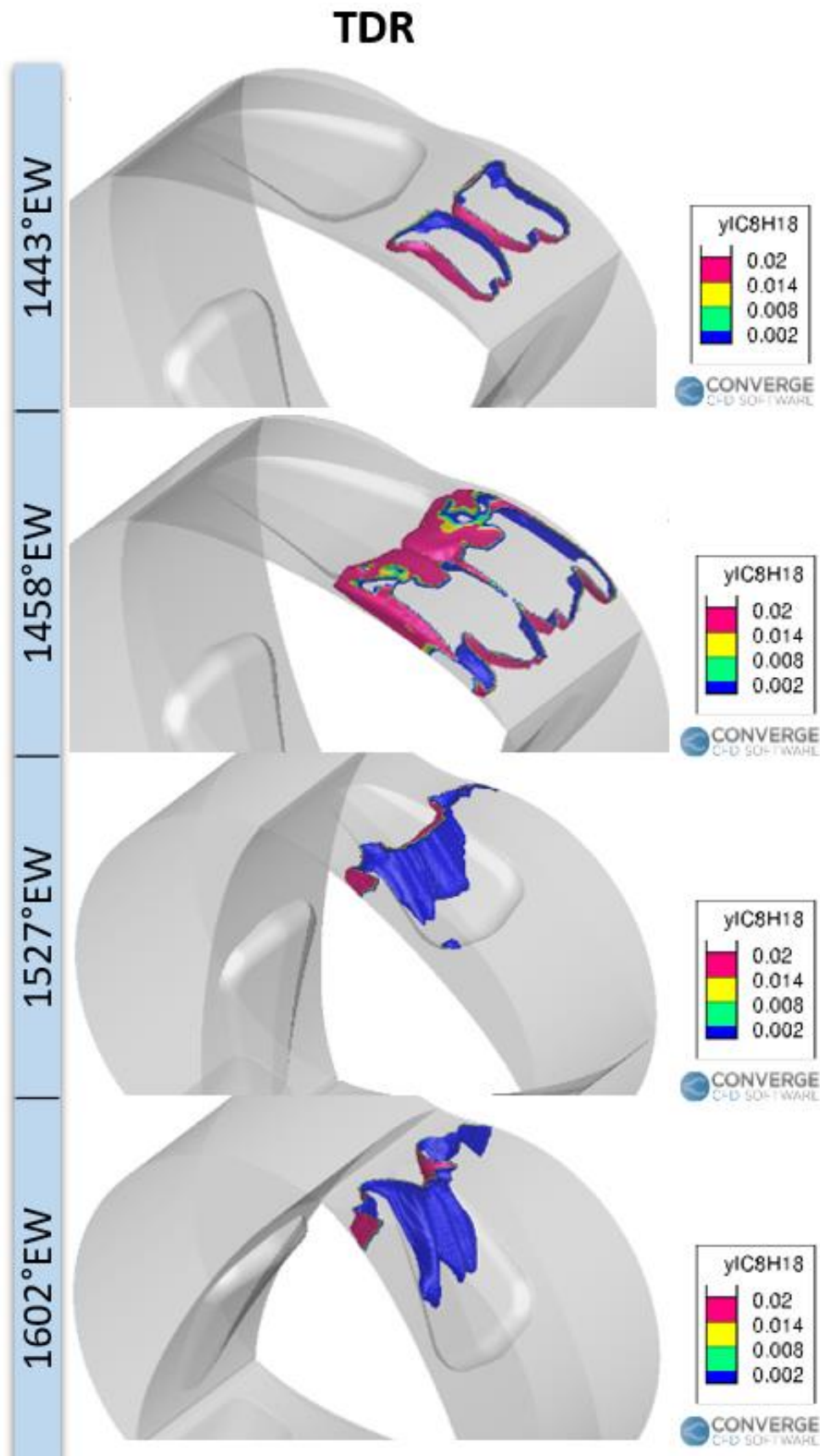


Abbildung 5-12: Darstellung der Flammenfronten für unterschiedliche Winkelpositionen der Muldenkonfiguration TDR; Treibstoff Isooktan, 4. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 1$, Zündkerzenkonfiguration Std, ZZP = 36°EWvOT.

6 Einfluss der Lage und Anzahl der Zündkerzen

Wie die Kolbenmulde spielt auch das Zündsystem eine wichtige Rolle für das Brennverfahren eines Wankelmotors. Dabei ist vor allem die Position und Anzahl der Zündkerzen entscheidend für eine effiziente Verbrennung des Gemisches.

Infolge der konstruktiven Beschränkungen innerhalb des Trochoidengehäuses ist nur eine begrenzte Anzahl realisierbarer Zündkerzenpositionen (ZKP) möglich. Damit einhergehend ist auch die Anzahl an Zündkerzen durch die lokalen Platzverhältnisse begrenzt. Durch vorangegangene konstruktive Entwicklungen wurden seitens der Fa. AustroEngine GmbH Daten möglicher Zündkerzenpositionen zur Verfügung gestellt. Demnach besteht die Möglichkeit, zwei parallele Leading-Zündkerzen (führend) und zusätzlich zwei parallele Trailing-Kerzen (nachfolgend) zu positionieren, sodass insgesamt bis zu 4 Kerzen in den Brennraum integriert werden können.

Abbildung 6-1 zeigt beispielhaft die Anordnung der Zündkerzen im Brennraum des Wankelmotors.

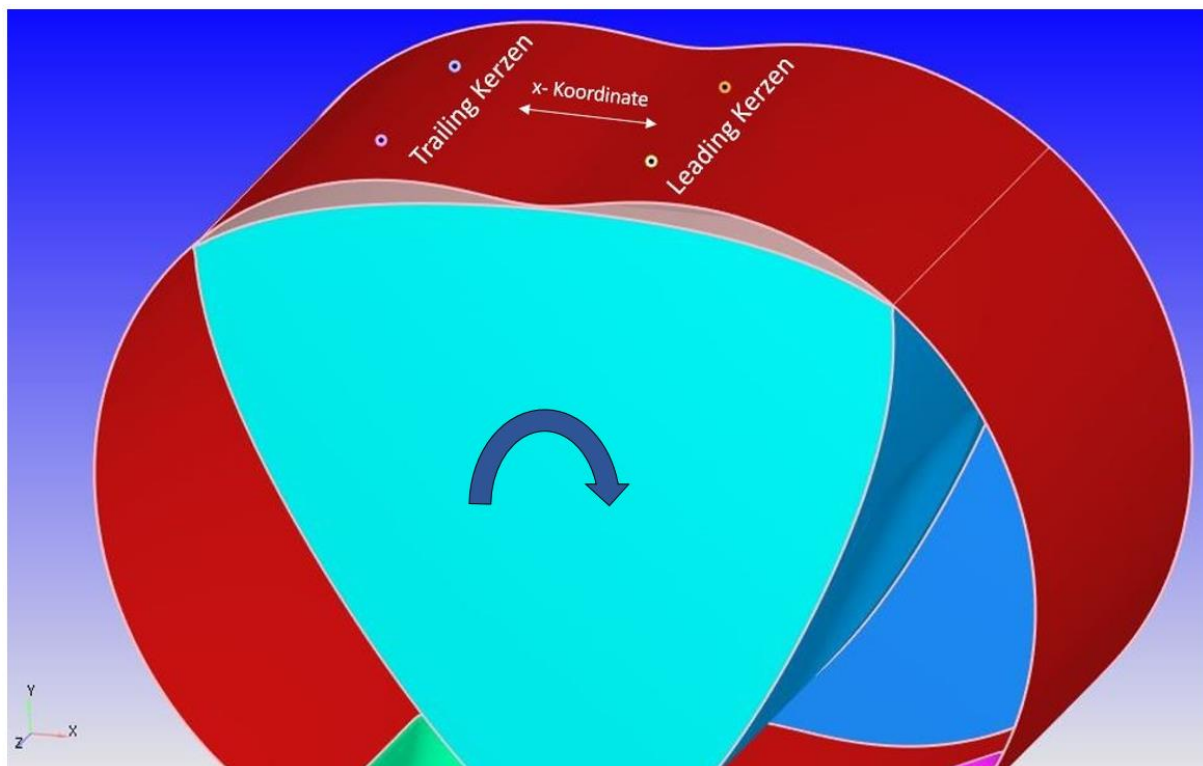


Abbildung 6-1: Anordnungsmöglichkeit der führenden und nachfolgenden Zündkerzen in der Trochoide.

Sowohl die führenden als auch die nachfolgenden Kerzen können dabei entlang der x- Koordinate verschoben werden. Dadurch können unterschiedliche Konfigurationen realisiert werden.

Die unterschiedlichen Positionsmöglichkeiten der Zündkerzen relativ zur Standardposition (Std) sind in Tabelle 6-1 dargestellt.

Tabelle 6-1: relative Koordinaten und Bezeichnung der unterschiedlichen Positionsmöglichkeiten der Leading- und Trailing-Zündkerzen.

Trailing Kerzen			
X-Koordinate	Y-Koordinate	Bezeichnung	Bemerkung
[mm]			
-4	-0,7	T1	früheste Trailing-Kerze
-2	-0,3	T2	
-	-	T3	
+2	+0,2	T4	
+4	+0,4	T5	späteste Trailing-Kerze

Leading Kerzen			
X-Koordinate	Y-Koordinate	Bezeichnung	Bemerkung
[mm]			
-18	-1,2	L1	früheste Leading-Kerze
-16	-1,4	L2	
-14	-1,5	L3	
-12	-1,5	L4	
-10	-1,4	L5	
-8	-1,2	L6	
-6	-0,9	L7	
-4	-0,6	L8	
-2	-0,3	L9	
-	-	Std	späteste Leading-Kerze

Zur besseren Zuordenbarkeit erfolgt die Benennung der Trailing-Positionen mit T1-T5, der Leading-Positionen mit L1-L9. Die führenden Kerzen können zusätzlich noch in der Standard (Std) Position platziert werden. T1 und L1 zählen jeweils zu den frühesten Positionen und Std bzw. T5 zu den spätesten.

Hinsichtlich der verschiedenen Konfigurationsmöglichkeiten erfolgt eine getrennte Betrachtung der führenden und nachfolgenden Kerzen.

6.1 Ergebnisse der CFD-Simulation

Für die Vergleichbarkeit der einzelnen Simulationsergebnisse bedarf es einheitlicher Randbedingungen. Als Treibstoff wird, wie bei der Kolbenmuldenvariation, ein Modellkraftstoff bestehend aus Isooktan (C_8H_{18}) eingesetzt. Aufgrund der verfügbaren Rechenzeit musste auf eine Variation des Zündzeitpunktes für die einzelnen Zündkerzenpositionen verzichtet werden.

Beginnend mit den Leading-Kerzen, werden diese ohne Trailing-Kerzen verglichen.

Abbildung 6-2 zeigt die Heizverläufe der unterschiedlichen Zündkerzenpositionen für die jeweils vierte Verbrennung.

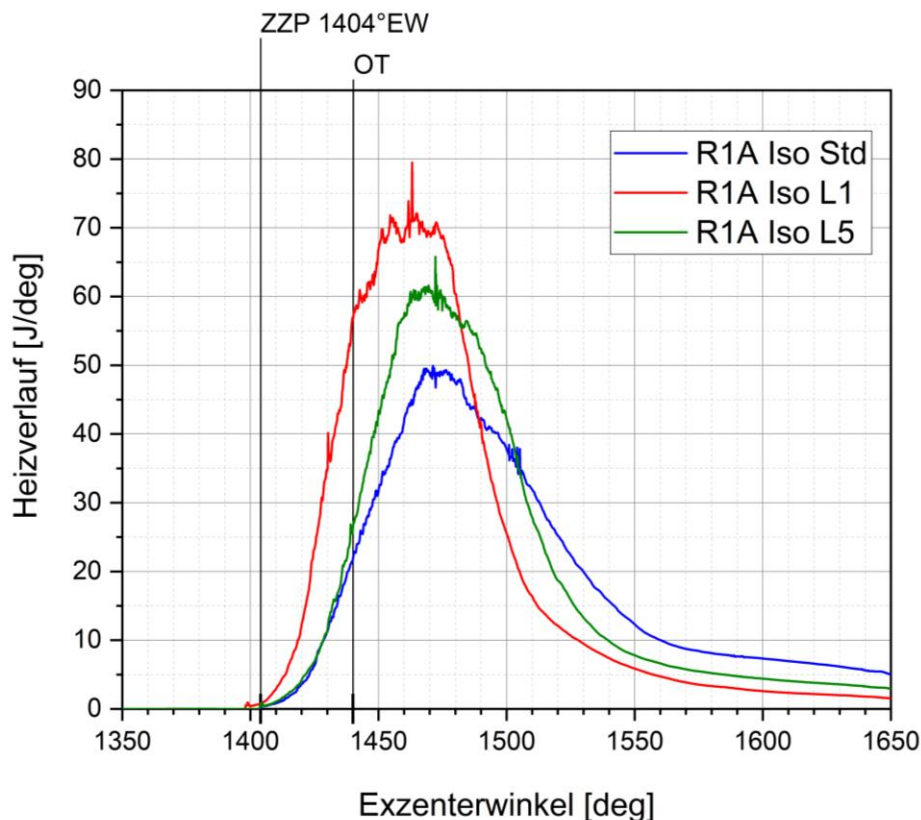


Abbildung 6-2: Vergleich der Heizverläufe der unterschiedlichen führenden Zündkerzenpositionen; Treibstoff Isooktan, 4. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 0,85$, Kolbenmulde R1A, ZQP = $36^\circ EW_{vOT}$.

Aufgrund des Rechenaufwands der Simulationen werden lediglich die frühest mögliche (L1), eine mittlere (L5) sowie die spätest mögliche Position miteinander verglichen. Dabei zeigt sich ein Anstieg der Umsatzraten in Abhängigkeit von der Zündkerzenposition. Je früher (weiter vor Std-Position) die Zündkerze positioniert wird, umso höhere Umsatzraten werden erreicht. Dieser Umstand hat, wie Abbildung 6-3 zeigt, in weiterer Folge direkten Einfluss auf den Verbrennungsbeginn.

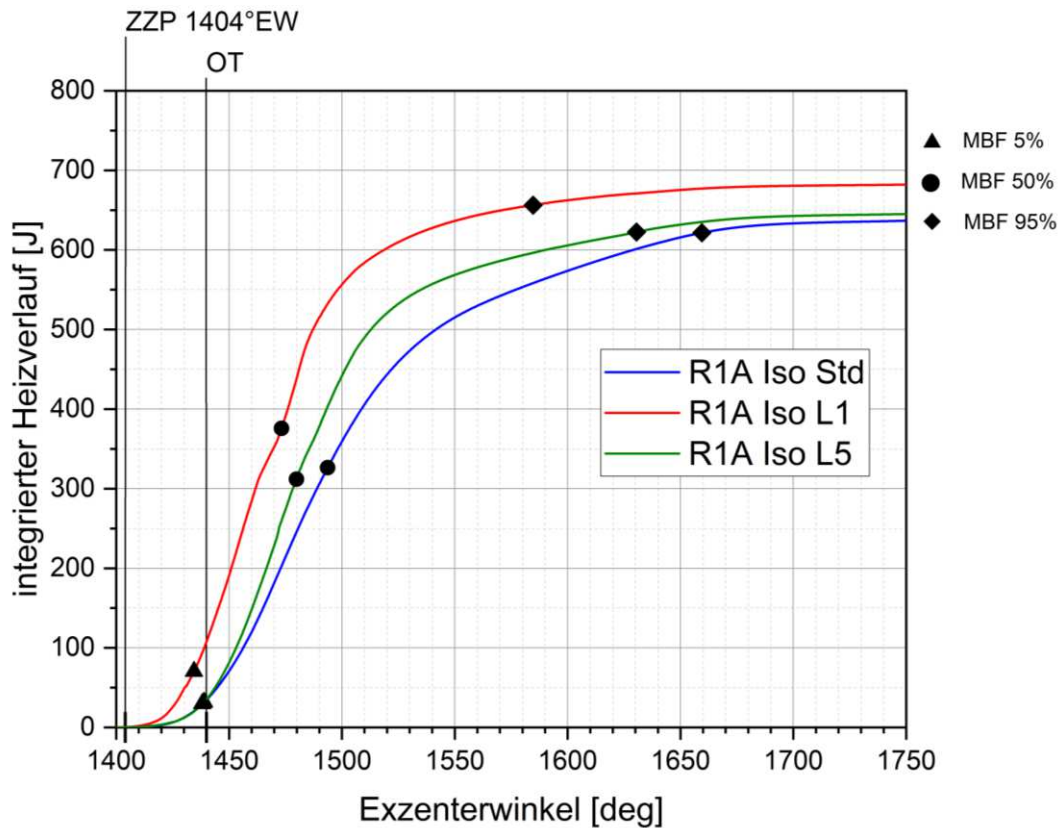


Abbildung 6-3: Vergleich der integrierten Heizverläufe der unterschiedlichen Leading-Kerzen; Treibstoff Isooktan, 4. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 0,85$, Kolbenmulde R1A, ZZP = 36°EWvOT.

Während die Std- und L5-Konfiguration mit 36°EW bzw. 37°EW nach Zündung einen ähnlichen Verbrennungsbeginn (MBF 5%) aufweisen, ist dieser bei der L1-Konfiguration mit 29°EW deutlich früher. Ein ähnliches Bild zeigt sich bei den Verbrennungsschwerpunkten (MBF 50%), wobei die L1-Position diesen am schnellsten (68°EW nach Zündung) erreicht. Neben der schnelleren Verbrennung erreicht die frühere Kerzenposition auch höhere Energieumsätze als die anderen Positionen.

Bei Betrachtung der auftretenden Brennraumdrücke in [Abbildung 6-4](#) bestätigt sich die Aussage der Heizverläufe.

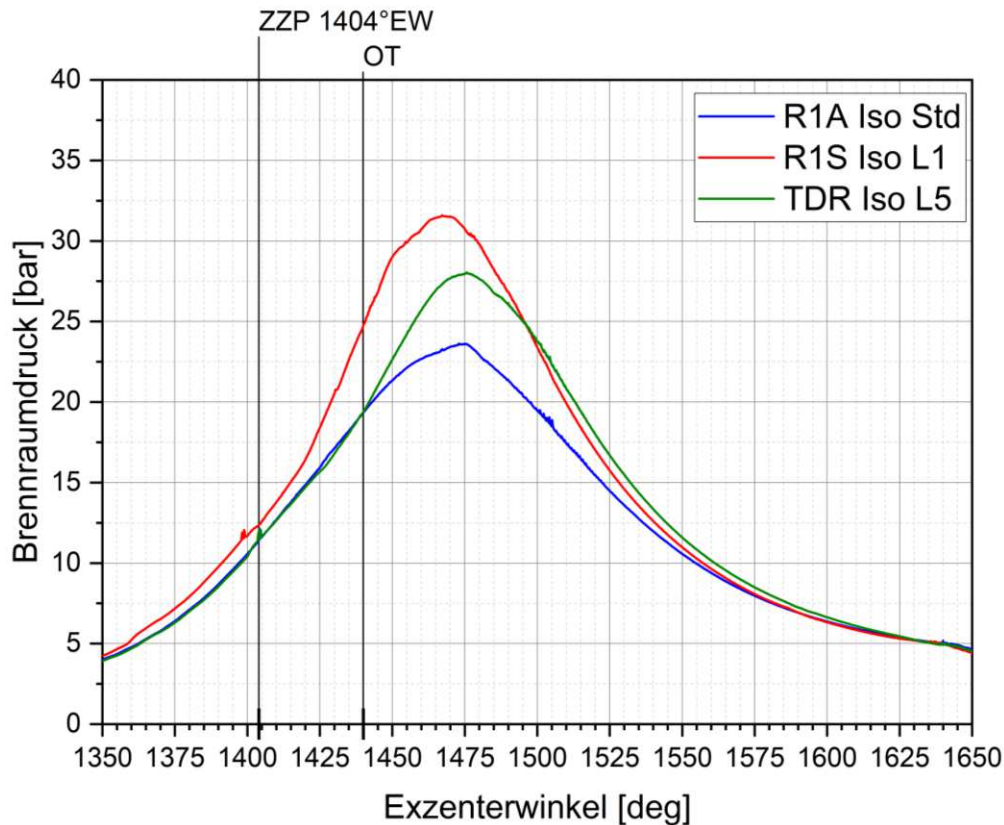


Abbildung 6-4: Vergleich der auftretenden Brennraumdrücke der unterschiedlichen führenden Zündkerzenpositionen; Treibstoff Isooktan, 4. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 0,85$, Kolbenmulde R1A, ZZP = 36°EWvOT.

Die frühere Position erreicht dabei einen maximalen Brennraumdruck von 31,5 bar, welcher wiederum höher ist, als jene der anderen Positionen.

Anhand dieser Erkenntnisse kann geschlossen werden, dass für eine optimale, möglichst große Leistungsausbeute eine frühe Positionierung der führenden Kerzen anzustreben ist. Dies bestätigt sich auch bei Betrachtung der p-V-Diagramme der einzelnen Konfigurationen in [Abbildung 6-5](#).

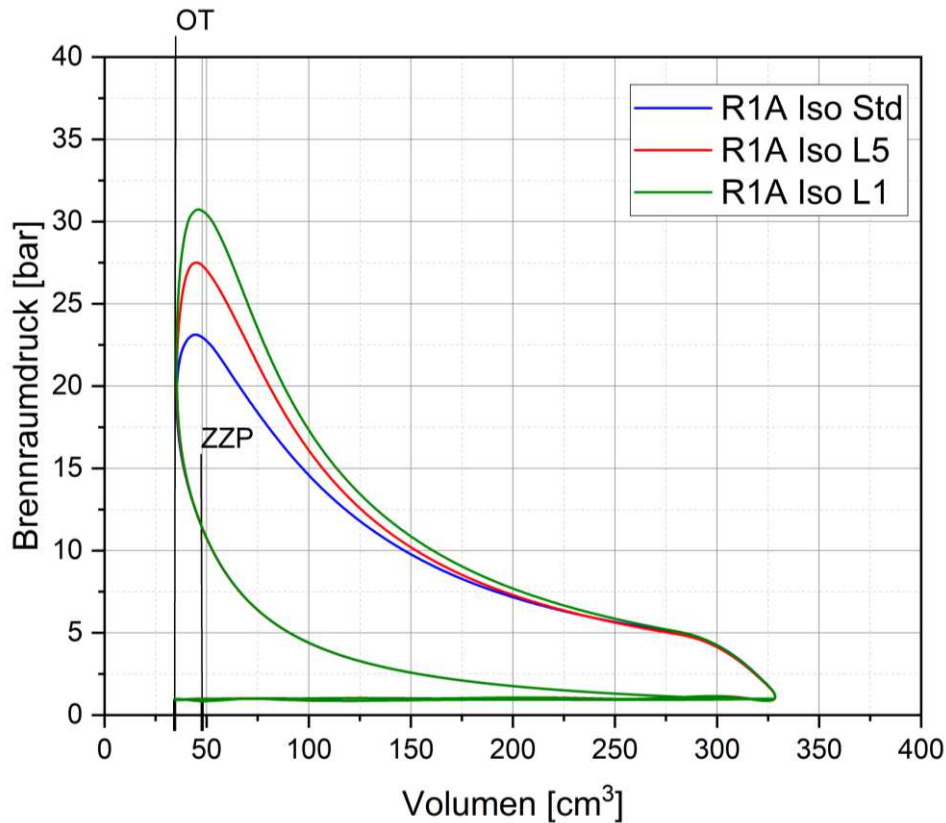


Abbildung 6-5: Vergleich der p-V Diagramme der führenden Zündkerzenpositionen Std, L5 und L1; Treibstoff Isooktan, 4. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 0,85$, Kolbenmulde R1A, ZZZP = 36°EWvOT .

Dabei erreicht, wie erwartet, die L1 Konfiguration eine deutlich höhere Leistung im Vergleich zu den anderen Konfigurationen. Tabelle 6-2 zeigt die indizierten Leistungswerte für die einzelnen Positionen.

Tabelle 6-2: Vergleich der indizierten Leistungswerte der unterschiedlichen Leading-Kerzenpositionen.

		Std	L5	L1
indizierte Leistung P_i	[kW]	30,31	32,9	36,01
indizierter Mitteldruck p_{mi}	[bar]	8,71	9,46	10,35
indiziertes Moment M_i	[Nm]	40,77	44,25	48,43

Neben den Leading-Kerzen können, wie bereits eingehend erwähnt, auch die nachfolgenden Kerzen an unterschiedlichen Positionen platziert werden. Als Folge des Rechenaufwandes werden ähnlich den Leading-Kerzen eine frühe (T1), eine mittlere (T3) sowie eine späte Position (T5) miteinander verglichen, wobei diese jeweils mit führenden Kerzen in der Std-Position kombiniert werden.

Abbildung 6-6 zeigt den Vergleich der Heizverläufe für die unterschiedlichen Positionen der nachfolgenden Kerzen.

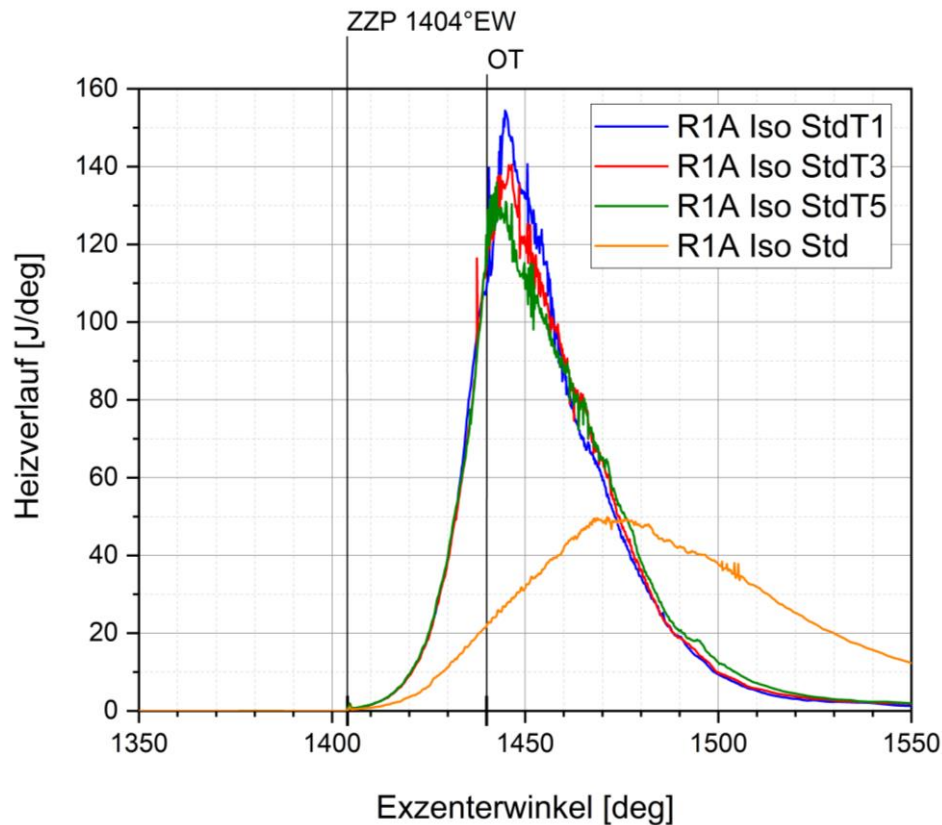


Abbildung 6-6: Vergleich der Heizverläufe der unterschiedlichen nachfolgenden Zündkerzenpositionen; *Treibstoff Isooktan, 4. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 0,85$, Kolbenmulde R1A, ZKP = 36°EWvOT.*

Die Verläufe der einzelnen Konfigurationen weisen dabei nur geringe Unterschiede hinsichtlich deren Umsatzraten auf. Auch die Verbrennungsbeginne und Schwerpunkte sind, wie die integrierten Heizverläufe in Abbildung 6-7 darlegen, mit 26°EW bzw. 50°EW nach Zündung annähernd deckungsgleich.

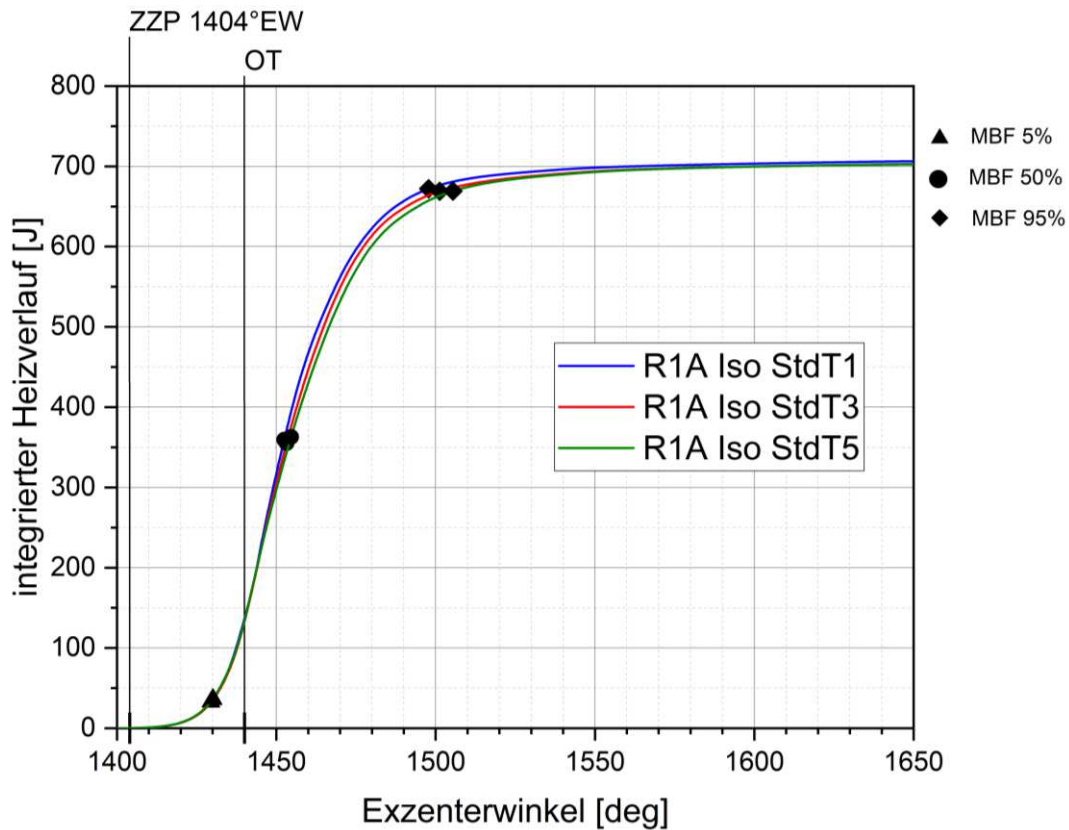


Abbildung 6-7: Vergleich der integrierten Heizverläufe der unterschiedlichen nachfolgenden Zündkerzenpositionen; Treibstoff Isooktan, 4. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 0,85$, Kolbenmulde R1A, ZYP = 36°EWvOT.

Lediglich das Verbrennungsende (MBF 95%) wird bei der frühen Konfiguration (StdT1) mit 93°EW nach Zündung früher als bei den anderen Konfigurationen (98°EW bzw. 102°EW) erreicht. Dies kann durch die frühere Platzierung der hinteren Zündkerzen erklärt werden, welche ein effizienteres Durchbrennen im trailing-Bereich des Brennraums ermöglichen. Dabei werden vor allem die hintersten Brennraumecken besser durch die Flammenfronten erreicht. Erkennbar ist dies auch an dem geringfügig höheren Energieumsatz in Abbildung 6-7.

Abbildung 6-8, 6-9, 6-10 zeigt vergleichend die Flammenfortschritte der einzelnen Konfigurationen für ausgewiesene Exzenterwinkelpositionen.

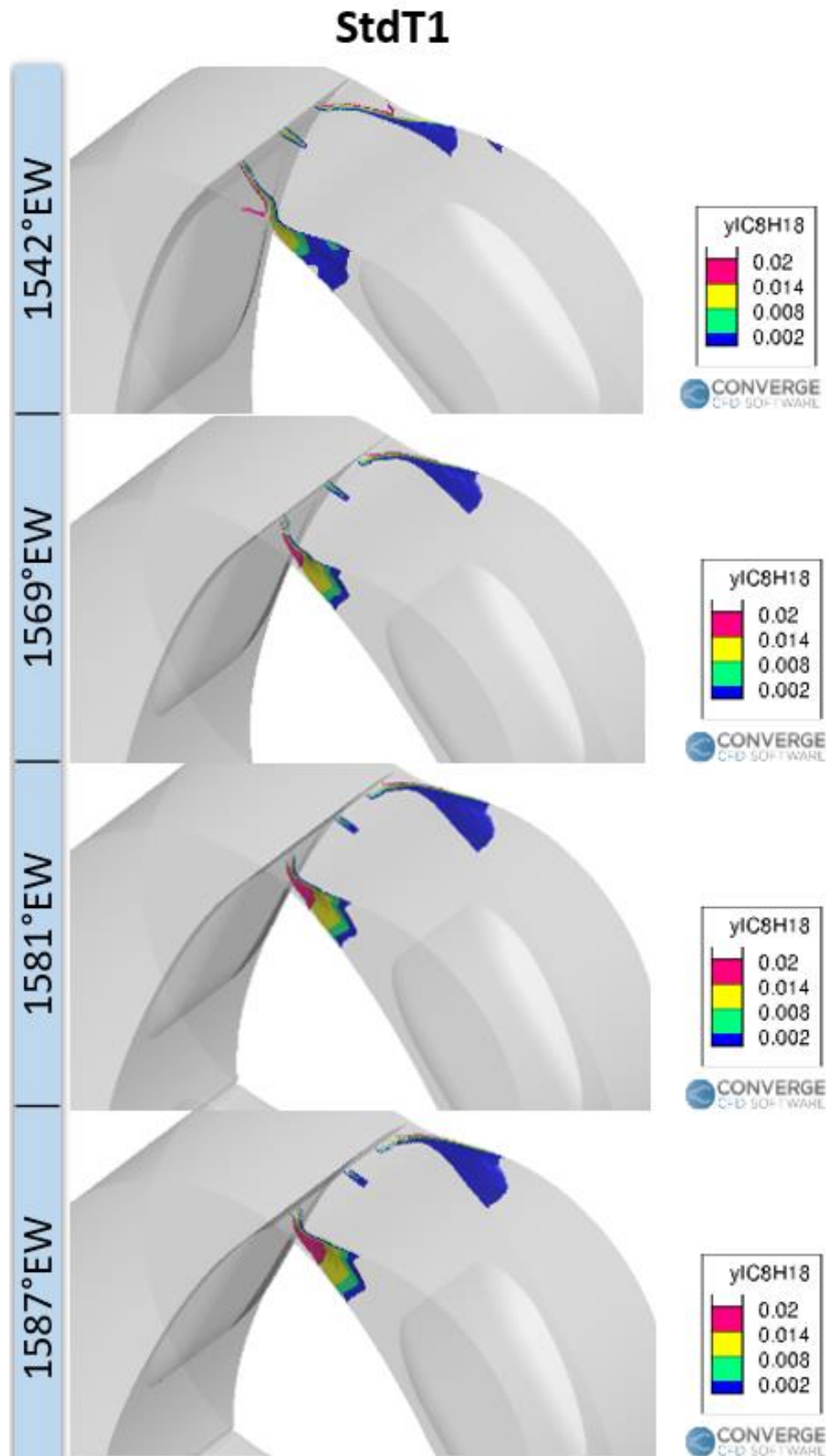


Abbildung 6-8: Darstellung der Flammenfronten für unterschiedliche Winkelpositionen der Zündkerzenposition StdT1; Treibstoff Isooktan, 4. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 0,85$, Kolbenmulde R1A, ZZP = 36°EWvOT.

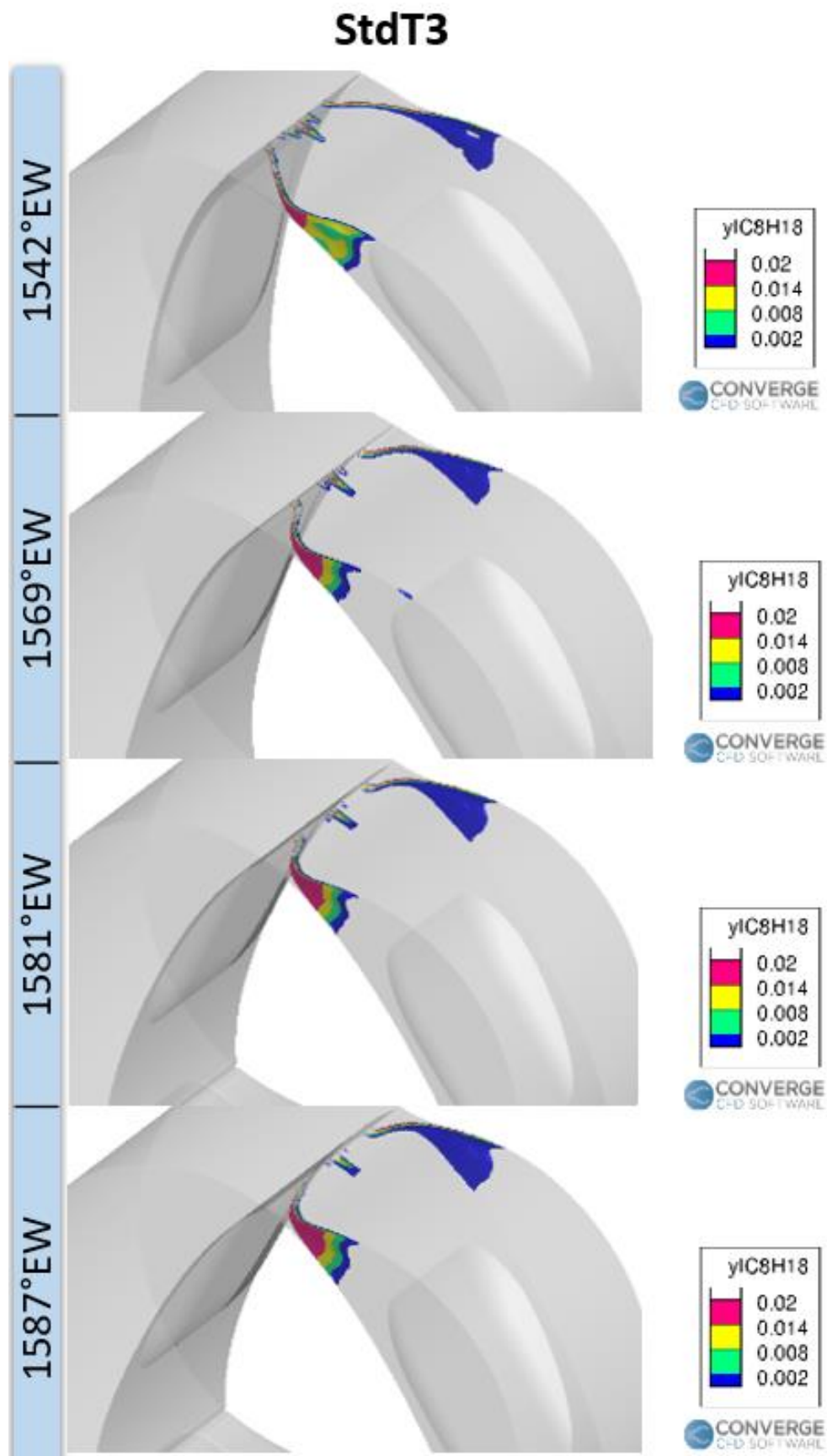


Abbildung 6-9: Darstellung der Flammenfronten für unterschiedliche Winkelpositionen der Zündkerzenposition StdT3; Treibstoff Isooktan, 4. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 0,85$, Kolbenmulde R1A, ZZP = 36°EWvOT.

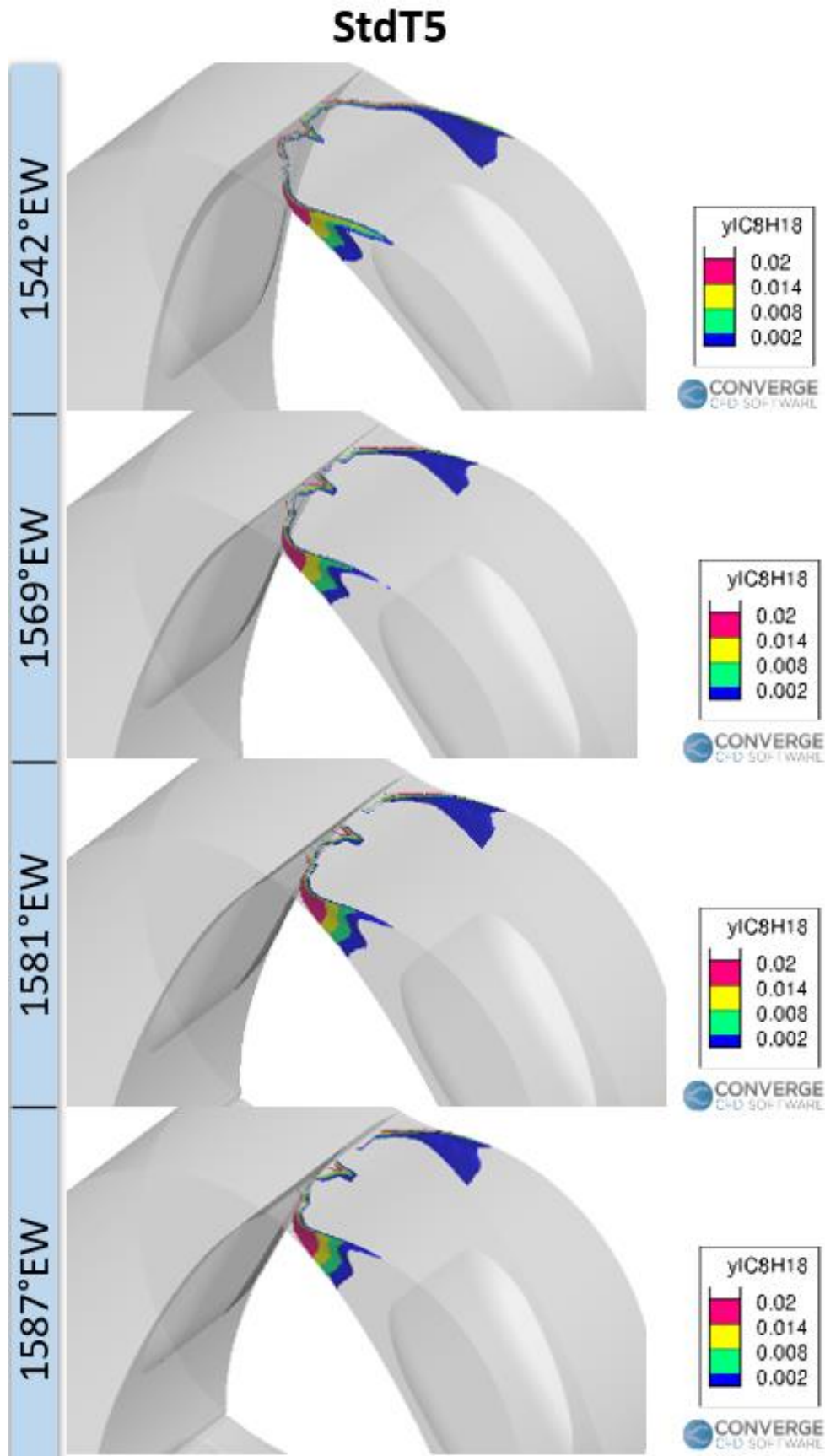


Abbildung 6-10: Darstellung der Flammenfronten für unterschiedliche Winkelpositionen der Zündkerzenposition StdT5; Treibstoff Isooktan, 4. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 0,85$, Kolbenmulde R1A, ZZP = 36°EWvOT.

Aufgrund dieser Ergebnisse kann zu dem Schluss gekommen werden, dass der Einsatz von nachfolgenden Kerzen grundsätzlich einen positiven Einfluss auf die Verbrennung hat. Die Variation der Position der nachfolgenden Kerzen hingegen bewirkt nur einen geringen Einfluss auf die Leistungsausbeute. Bei Betrachtung der p-V-Diagramme der einzelnen Konfigurationen in Abbildung 6-11 bestätigt sich diese Aussage.

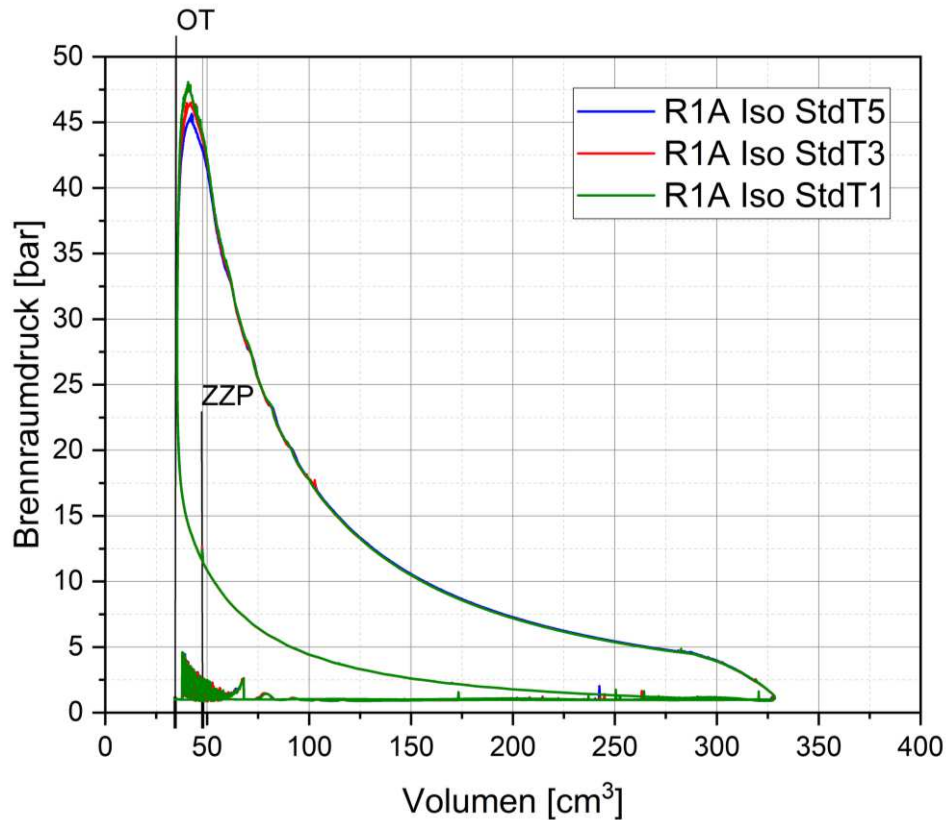


Abbildung 6-11: Vergleich der p-V Diagramme der nachfolgenden Zündkerzenpositionen T1, T3 und T5; Treibstoff Isooktan, 4. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 0,85$, Kolbenmulde R1A, ZZP = 36°EWvOT .

Die Kurven sind dabei annähernd deckungsgleich wodurch in weiterer Folge auch die durch Integration ermittelten indizierten Leistungen und Drücke sehr ähnlich sind. In Tabelle 6-3 sind die ermittelten Leistungswerte gegenübergestellt.

Tabelle 6-3: Vergleich der indizierten Leistungswerte der unterschiedlichen nachfolgenden Zündkerzenpositionen.

		StdT1	StdT3	StdT5
indizierte Leistung P_i	[kW]	36,15	36,00	35,92
indizierter Mitteldruck p_{mi}	[bar]	10,39	10,34	10,32
indiziertes Moment M_i	[Nm]	48,62	48,42	48,31

Zusammenfassend können aufgrund der gewonnenen Erkenntnisse folgende Aussagen getätigt werden. Für eine optimale Leistungsausbeute sollten die führenden Zündkerzen in einer möglichst frühen Position platziert werden. Zu einer ähnlichen Erkenntnis gelangt man auch bei Betrachtung der nachfolgenden Zündkerzenpositionen. Hierbei ist für besseres Durchbrennen im hinteren Teil des Brennraums ebenfalls eine möglichst frühe Kerzenposition zu bevorzugen. Zu ähnlichen Erkenntnissen kamen auch [2] und [3], wobei [2] die Platzierung von nachfolgenden Kerzen als unerlässlich für eine vollständige Verbrennung einstuft. Demzufolge stellt die Kombination aus leading- und trailing-Zündkerzen in der Konfiguration L1T1 theoretisch ein Optimum hinsichtlich Leistungsausbeute bei gleichzeitig effizienter Verbrennung des Gemisches dar.

Bei Betrachtung der Simulationsergebnisse wird dies auch bestätigt. Anhand der Heizverläufe in Abbildung 6-12 erfolgt eine Gegenüberstellung der L1T1 Konfigurationen zu einer Konfiguration mit ausschließlich führenden Kerzen in der Std-Position.

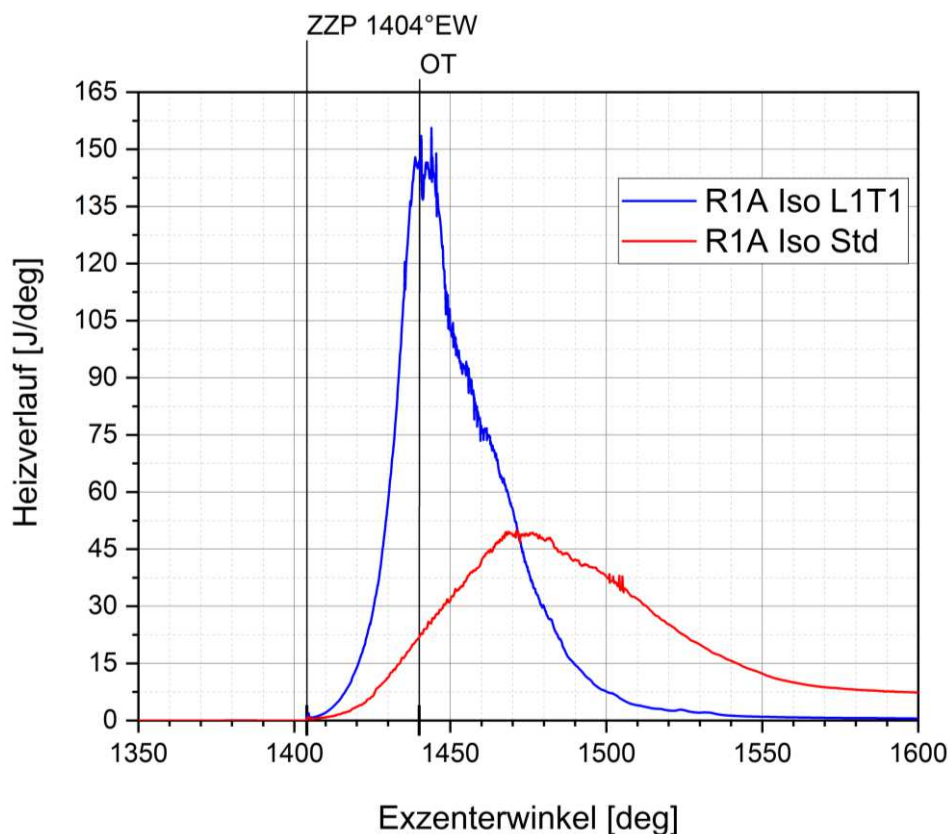


Abbildung 6-12: Vergleich der Heizverläufe der L1T1- Konfiguration mit einer Std-Konfiguration (nur Leadingkerzen); *Treibstoff Isooktan, 4. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 0,85$, Kolbenmulde R1A, ZZP = 36°EWvOT.*

Die optimierte Konfiguration weist dabei eine deutlich schnellere Verbrennung auf. Dies lässt sich anhand der höheren Umsatzrate zeigen. Mit einem Verbrennungsbeginn (MBF 5 %) von lediglich 23°EW nach der Zündung im Vergleich zu 36°EW bei der Std-Position stellt diese Kerzenposition jene mit dem geringsten

Zündverzögerung dar. Auch der Verbrennungsschwerpunkt (MBF 50 %) liegt mit 44°EW nach Zündung eklatant früher als bei der Vergleichskonfiguration (97°EW nach Zündung), wodurch in weiterer Folge das Verbrennungsende (MBF 95 %) bereits bei 90°EW nach Zündung erreicht ist. Im Vergleich dazu benötigt die Std-Position annähernd die dreifache Zeit zum Abschließen der Verbrennung (MBF 95 % 250°EW nach Zündung).

Neben der höheren Brenngeschwindigkeit ergibt sich auch, wie [Abbildung 6-13](#) zeigt, ein weiterer Vorteil hinsichtlich der umgesetzten Energie während der Verbrennung.

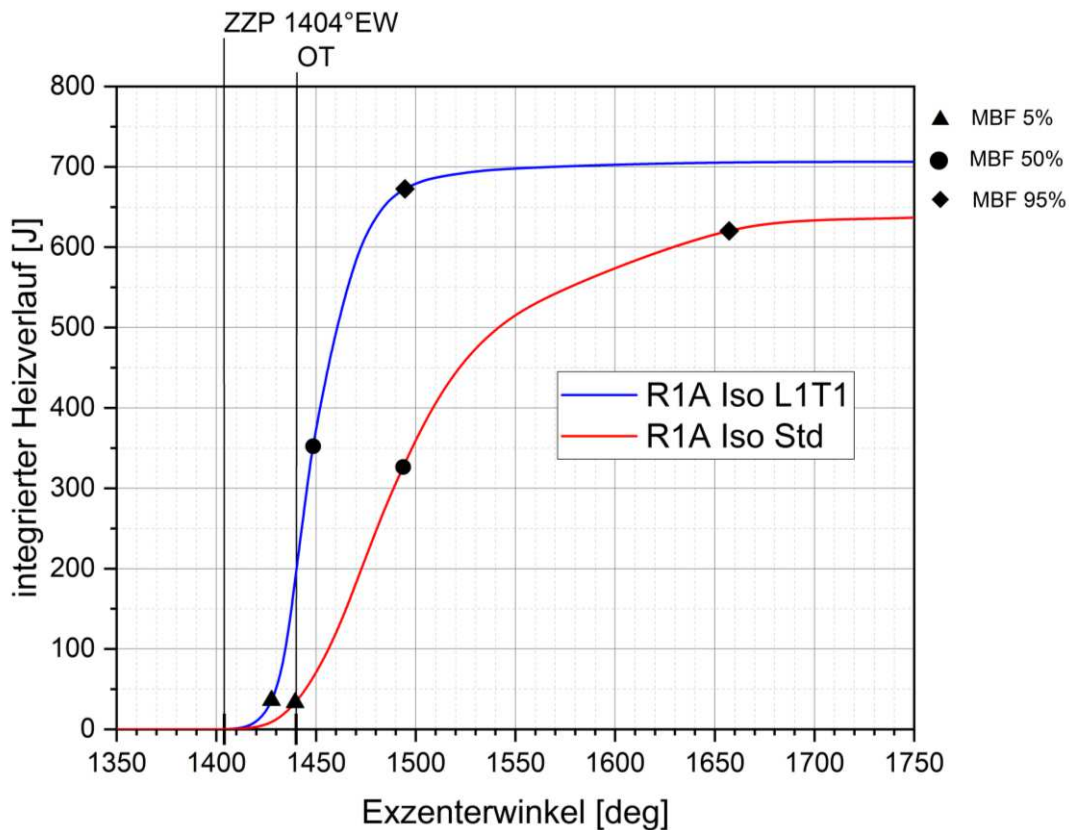


Abbildung 6-13: Vergleich der integrierten Heizverläufe der L1T1-Konfiguration mit der Std-Konfiguration (nur Leadingkerzen); Treibstoff Isooktan, 4. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 0,85$, Kolbenmulde R1A, ZZP = 36°EWvOT .

Dabei erreicht die optimierte Position mit 706 J eine deutlich höhere Umsetzungsenergie als die Std-Position (630 J). Dadurch lassen sich Rückschlüsse auf das Durchbrennvermögen im Brennraum ziehen. Die zweite Flammenfront durch die hinteren Kerzen bewirkt eine bessere Flammenausbreitung im hinteren Brennraum, wodurch in kürzerer Zeit mehr Energie freigesetzt werden kann. Bei Betrachtung der Flammenfortschritte in den [Abbildungen 6-14, 6-15](#) zeigt sich dies eindrucksvoll.

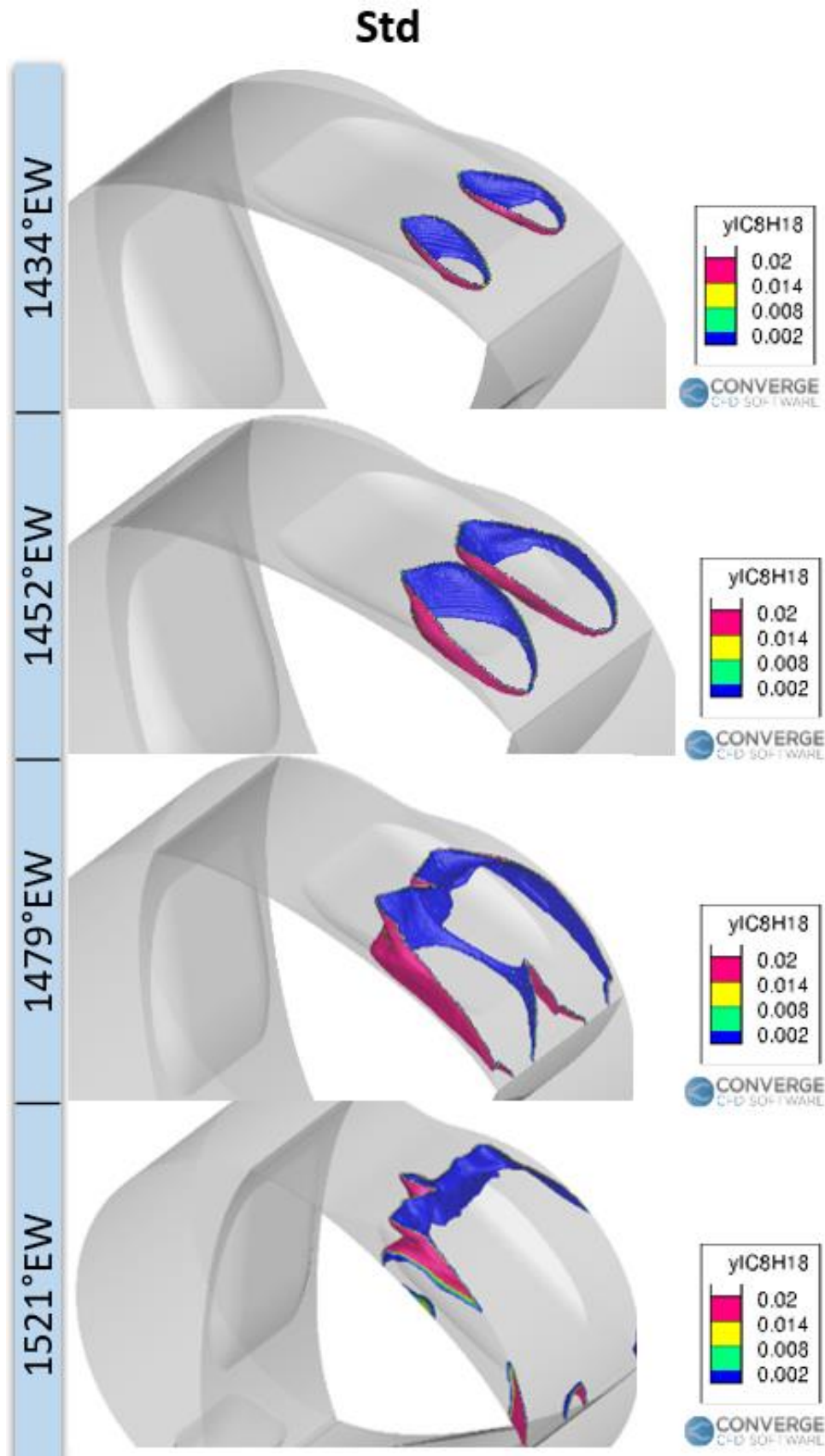


Abbildung 6-14: Darstellung der Flammenfronten der Std-Konfiguration für unterschiedliche Winkelpositionen; Treibstoff Isooktan, 4. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 0,85$, Kolbenmulde R1A, ZZP = 36°EWvOT.

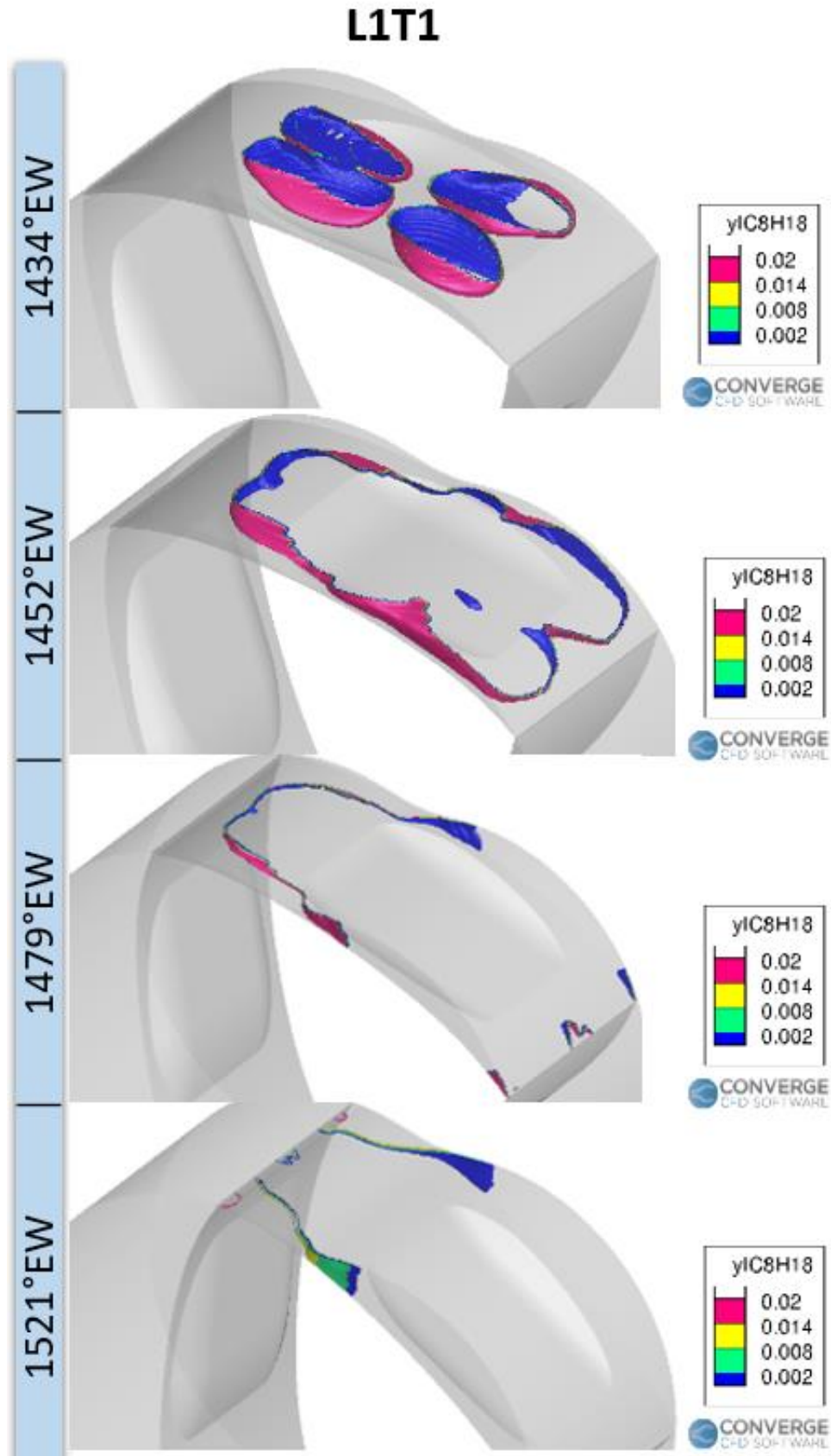


Abbildung 6-15: Darstellung der Flammenfronten der L1T1-Konfiguration für unterschiedliche Winkelpositionen; Treibstoff Isooktan, 4. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 0,85$, Kolbenmulde R1A, ZCP = 36°EWvOT.

Daraus kann geschlossen werden, dass der Einsatz von vier Zündkerzen im Brennraum erhebliche Vorteile in Hinsicht auf Verbrennungseffizienz und Durchbrennvermögen mit sich bringt. Dies wird auch bei Vergleich der p-V-Diagramme in [Abbildung 6-16](#) ersichtlich.

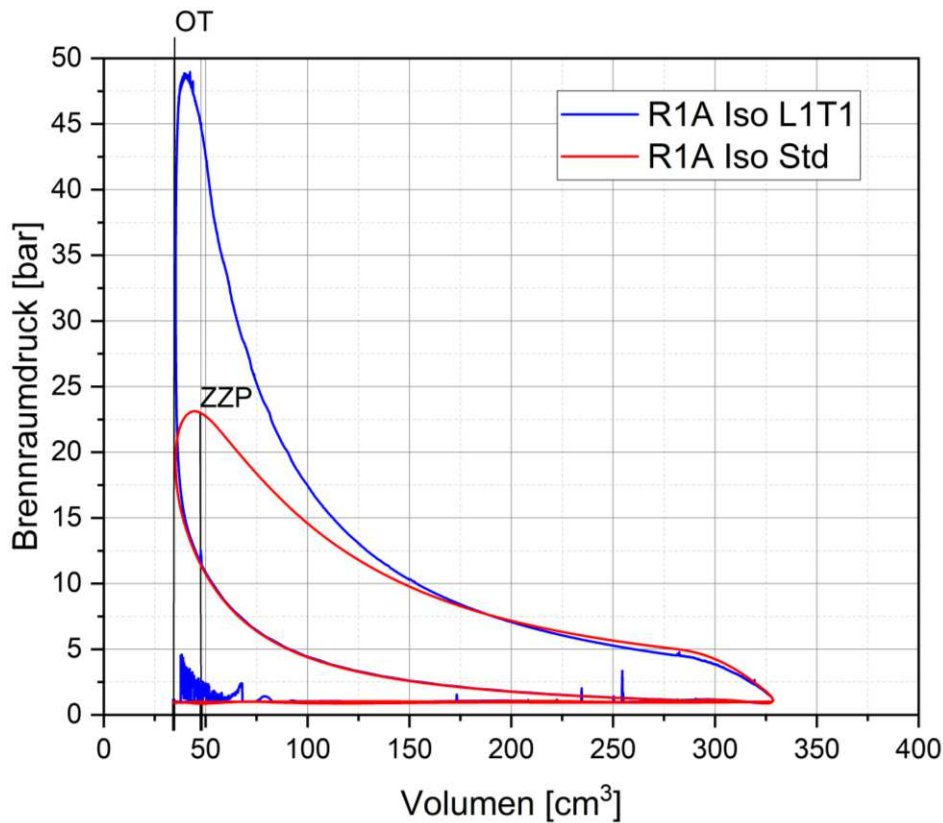


Abbildung 6-16: Vergleich der p-V Diagramme der L1T1-Konfiguration mit der Std-Konfiguration; Treibstoff Isooktan, 4. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 0,85$, Kolbenmulde R1A, ZZP = 36°EWvOT .

Die eingeschlossene Fläche, welche der indizierten Leistung proportional ist, ist dank der höheren Brennraumdrücke dabei deutlich größer als jene mit lediglich zwei Zündkerzen. Im Zusammenhang dazu zeigt [Tabelle 6-4](#) die berechneten indizierten Leistungsdaten der beiden Konfigurationen.

Tabelle 6-4: Vergleich der indizierten Leistungswerte der beiden Konfigurationen.

		Std	L1T1
indizierte Leistung P_i	[kW]	30,31	36,91
indizierter Mitteldruck p_{mi}	[bar]	8,71	10,61
indiziertes Moment M_i	[Nm]	40,77	49,64

Die L1T1-Konfiguration stellt somit die optimale Zündkonfiguration in Hinblick auf Leistungsausbeute und Verbrennungseffizienz für Benzin (Isooktan) dar. Zuletzt zeigt Tabelle 6-5 überblicksmäßig die Verbrennungsdaten der einzelnen Konfigurationen.

Tabelle 6-5: Überblick der Verbrennungsdaten der unterschiedlichen Zündkerzenkonfigurationen ($\lambda=0,85$).

		Konfiguration						
		Std	L5	L1	StdT5	StdT3	StdT1	L1T1
Verbrennungsbeginn (MBF 5%)	[°EWnZZP]	36	36	29	26	26	26	23
Verbrennungsschwerpunkt (MBF 50%)	[°EWnZZP]	89	75	68	50	50	49	44
Verbrennungsende (MBF 95%)	[°EWnZZP]	250	226	181	102	98	93	90
integrierter Heizverlauf	[J]	630	645	682	700	701	702	706
max. Brennraumdruck	[bar]	23,5	27,9	31,5	45,1	46,3	47,3	47,6
indizierte Leistung	[kW]	30,31	32,9	36,01	35,92	36,0	36,15	36,91
indizierter Mitteldruck	[bar]	8,71	9,46	10,35	10,32	10,35	10,39	10,61
indiziertes Moment	[Nm]	40,77	44,25	48,43	48,31	48,42	48,62	49,64

Anwendung findet die mechanische Aufladung heute hauptsächlich bei downgesizten Ottomotoren. Diese ermöglicht ein besseres Ansprechverhalten der Abgasreinigung, da der sonst gedrosselt betriebene Ottomotor vor allem im Teillastbereich mehr Abgasmasse zur Verfügung hat. [10]

Neben der mechanischen Aufladung besteht auch die Möglichkeit die Abgasenergie zu nutzen. Bei der unter dem Namen Abgasturboaufladung bekannten Technik besteht eine thermodynamische Kopplung zwischen dem Motor und der Ladereinheit. Die Turbine, als Teil der Einheit, wird mit dem Abgasstrom beaufschlagt und deckt damit den Leistungsbedarf des mechanisch verbundenen Verdichters. [10]

Abbildung 7-2 zeigt schematisch den Aufbau der Abgasturboaufladung.

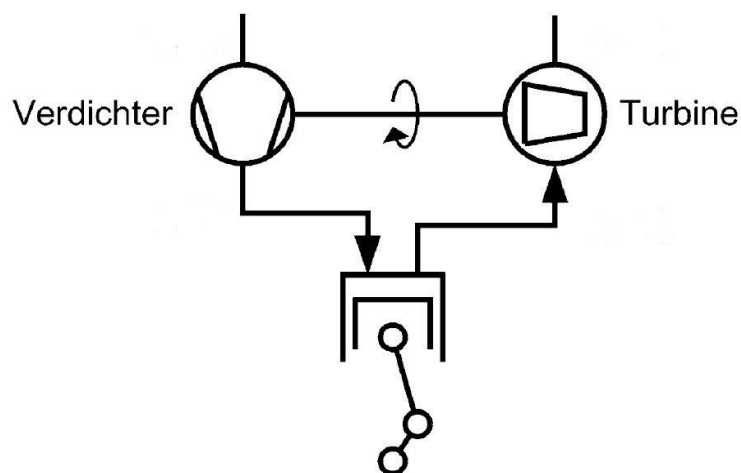


Abbildung 7-2: Schematische Darstellung des Aufbaus einer Abgasturboaufladung; *eigene Darstellung*. [10]

Die Abgasturboaufladung ist sowohl bei Otto- als auch Dieselmotoren die am häufigsten eingesetzte Aufladetechnik [1]. Durch die Nutzung des Abgasrestdrucks zur Aufladung der Ansaugluft, kann ein zusätzlicher Leistungsgewinn generiert werden, ohne dem Motor mechanische Leistung entziehen zu müssen. Zu berücksichtigen ist jedoch der sich durch die in der Abgasstrecke befindlichen Turbine einstellende Abgasgedruck, welcher den Leistungsgewinn aufgrund der erhöhten Ausschleubarbeit wiederum reduziert. [40]

Unabhängig von der Art der Aufladung kommt es infolge der Verdichtung zu einer Erwärmung der Ansaugluft. Aufgrund der mit steigender Temperatur sinkenden Dichte, kann demzufolge nur ein geringerer Füllungsgrad im Brennraum erreicht werden. Um den damit einhergehenden Leistungs- und Effizienzverlust zu vermeiden bedarf es einer Ladeluftkühlung. Dabei handelt es sich um einen Wärmetauscher, welcher zwischen dem Verdichter und dem Brennraumeinlass integriert wird. Ziel ist es dabei, die verdichtete und somit erwärmte Ansaugluft zu kühlen, um so einen höheren Füllungsgrad im Brennraum zu erreichen. [40]

In Hinblick auf die Optimierung des Brennverfahrens stellt sich die Frage, welche Aufladungsart für den Einsatz im Wankelmotor besser geeignet ist. Ziel dieses Kapitels ist es daher, durch Integration der Aufladarten in das Simulationsmodell Aufschlüsse über deren Effizienz und Einfluss auf die wankelmotorische Verbrennung zu erhalten. Des Weiteren sollen die Erkenntnisse helfen, den in Kapitel 9 untersuchten Einsatz von Kerosin durch Integration einer Aufladung weiter zu optimieren.

Zur besseren Vergleichbarkeit werden dabei für beide Aufladungsarten einheitliche Saugrohrdruckniveaus vorgegeben. Basierend auf bereits umgesetzten Aufladekonzepten verschiedener Hersteller nach [7, 19, 29, 39] konnte, wie aus Tabelle 7-1 ersichtlich, ein Bereich möglicher Ladedrücke (mpl1 –mpl4) festgelegt werden.

Tabelle 7-1: Vergleich der Aufladegrade (manifold-pressure-level; mpl) sowie dafür geeignete Schraubenverdichter und Abgasturbolader.

Aufladegrad	Saugrohrdruck abs. [mbar]	Schraubenverdichter	Abgasturbolader
mpl1	1400	-	-
mpl2	1800	Eaton TVS V180	Garrett GT1238Z
mpl3	1600	Eaton TVS V180	Garrett GT1238Z
mpl4	2000	Eaton TVS V250	Garrett GT1241

Die Erhöhung des Ladedrucks ist dabei nicht uneingeschränkt möglich. Aufgrund der gleichzeitig steigenden Brennraumdrücke, muss ab einem gewissen Ladedruckniveau zur Vermeidung von mechanischen Schäden eine Reduktion der Verdichtung vorgenommen werden. Im Zuge dieser Untersuchungen wird ausgehend von den in Kapitel 5 ausgewählten Kolbenmulden und deren Verdichtungen passende Aufladegrade ausgewählt. Mit Hilfe der im Anhang beigelegten Datenblätter konnten in Abhängigkeit des produzierten Abgas- bzw. benötigten Frischgasmassenstroms passende Verdichter bzw. Abgasturbolader gefunden werden. Die Integration der Aufladung in das Simulationsmodell erfolgt dabei durch Vorgabe der Initialisierungsbedingungen für die ein- und ausströmenden Massen. Für die mechanische Aufladung muss demnach der Druck des eintretenden Frischgasmassenstroms abhängig vom jeweiligen Aufladegrad vorgegeben werden. Zusätzlich werden die Initialisierungsbedingungen für den Einlassbereich dem neuen Druckniveau angepasst. Bei der Abgasturboaufladung muss zusätzlich der durch die Turbine hervorgerufene Abgasgedruck berücksichtigt werden. Nach Angaben von [49] erzeugt dabei die im Abgasstrang befindliche Turbine für sich einen Abgasgedruck von 250 mbar. Aufgrund nicht verfügbarer Daten wird dieser sowohl für die Serie 1238Z als auch die Serie 1241 sowie für alle Ladedrücke angenommen.

Auch die bereits angesprochene Ladeluftkühlung wird im Modell berücksichtigt. Durch Vorgabe der Temperatur des eintretenden Frischgases auf 60 °C wird unter Berücksichtigung der verringerten Außentemperatur die Kühlung simuliert.

7.1 Ergebnisse der CFD-Simulation

Im Zuge dieser Arbeit wurden, wie eingangs bereits erwähnt, Simulationen für die unterschiedlichen Aufladegrade sowohl als Konfiguration einer mechanischen als auch einer Abgasturboaufladung durchgeführt. Die Simulationsergebnisse der Abgasturboaufladung werden dabei mit der Abkürzung *pgeg* (Simulation mit erhöhtem Abgasgegendruck für Turbine) gekennzeichnet um eine einfache Unterscheidung gewährleisten zu können. Für die Gemischzusammensetzung mussten keine zusätzlichen Adaptionen getroffen werden, da aufgrund der Vorgabe der massenanteiligen Zusammensetzung bzw. der Definition des λ - Wertes (für Isooktan Simulationen $\lambda=0.85$) das entsprechende Gemisch, unabhängig vom Füllungsgrad, eingebracht wird. Aufgrund des nicht realisierbaren Aufladegrads *mpl1* (kein den Anforderungen erfüllender Turbolader verfügbar) werden in den folgenden Vergleichen nur die Aufladegrade *mpl2*, *mpl3* sowie *mpl4* angeführt.

Abbildung 7-3 vergleicht die Heizverläufe der unterschiedlichen Aufladeararten und Aufladegrade mit der nicht aufgeladenen Konfiguration.

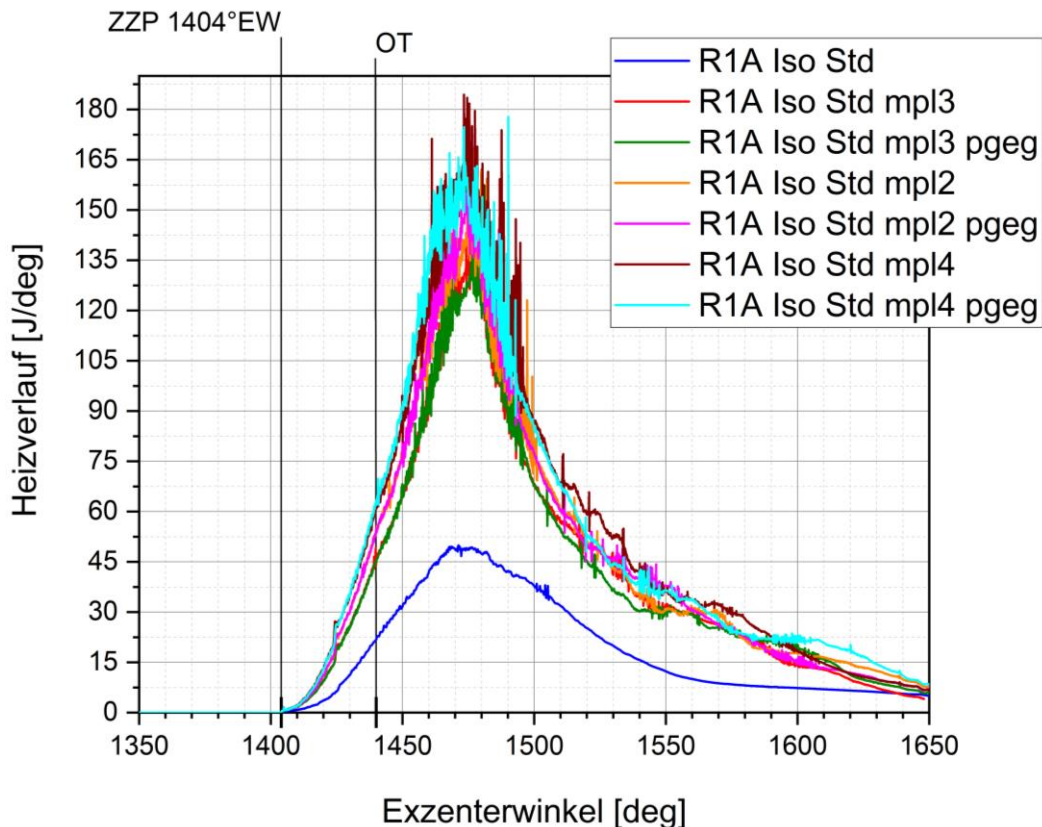


Abbildung 7-3: Vergleich der Heizverläufe der unterschiedlichen Aufladeararten für die angeführten Ladedruckkonfigurationen; Treibstoff Isooktan, 4. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda=0,85$, Kolbenmulde R1A, Zündkerzenkonfiguration Std, ZKP = 36°EWvOT .

Wie in der Abbildung dargestellt, sind die Auswirkungen einer Aufladung auf den Heizverlauf gut zu erkennen. Während die nicht aufgeladene Konfiguration eine maximale Umsatzrate von 49,5 J/deg erreicht, kann diese durch die Aufladung annähernd verdreifacht werden. Bei Vergleich der Ergebnisse kann eine leichte Abhängigkeit der maximalen Umsatzrate vom Aufladegrad ausgemacht werden. Dies lässt sich durch die mit steigenden Aufladegrad ebenfalls steigende Frischgasmenge im Brennraum erklären. Durch die größere Frischgasmenge kann bei Entzündung dieser in gleicher Zeit mehr Energie umgesetzt werden. Demzufolge steigt mit steigenden Ladedruck die Umsatzrate, wobei beim Aufladegrad mpl4 in der Spitze Werte von mehr als 160 J/deg auftreten. Dabei ist kein merkbarer Unterschied zwischen den Konfigurationen der mechanischen Aufladung sowie der Abgasturboaufladung (pgeg- Konfigurationen) erkennbar.

Die integrierten Heizverläufe, dargestellt in [Abbildung 7-4](#), verdeutlichen diese Ergebnisse nochmals deutlich.

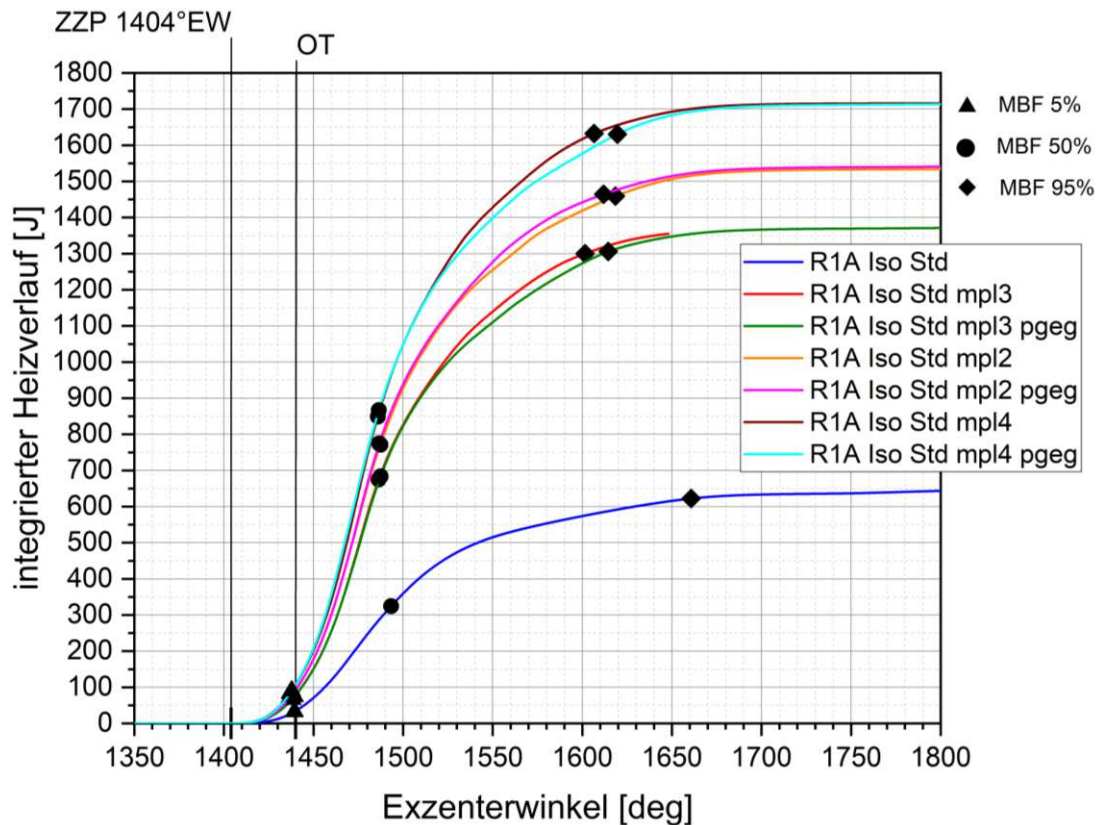


Abbildung 7-4: Vergleich der integrierten Heizverläufe der unterschiedlichen Aufladeararten für die angeführten Ladedruckkonfigurationen; *Treibstoff Isooktan, 4. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 0,85$, Kolbenmulde R1A, Zündkerzenkonfiguration Std, ZZP = 36°EWvOT.*

Auch hier ist die Abhängigkeit vom Aufladegrad gut zu erkennen. Mit steigendem Ladedruck steigt auch die während der Verbrennung umgesetzte Energie. So wird beim Aufladegrad mpl4 mit ca. 1700 J (35 % mehr Kraftstoffmenge), unabhängig von der Aufladearart, annähernd die dreifache Energie im Vergleich zur nicht aufgeladenen Konfiguration (ca. 650J) umgesetzt. Im Hinblick auf den Verbrennungsschwerpunkt weisen die unterschiedlichen Konfigurationen große Ähnlichkeiten auf. Dieser liegt mit 80-83°EWnZZP in einem sehr engen Bereich. Daraus kann geschlussfolgert werden, dass aufgrund der vom Ladedruck abhängigen Höhe des Energieumsatzes die Umsatzrate ebenfalls vom Ladedruck abhängt. Dies deckt sich mit den Erkenntnissen aus [Abbildung 7-3](#), wo wie bereits erwähnt ein Zusammenhang zwischen Aufladegrad und Änderungsrate zu erkennen ist.

In weiterer Folge führt dies auch zu einem rascheren Verbrennungsende, welches bei den aufgeladenen Konfigurationen im Schnitt um 44°EW früher erreicht wird als in der saugenden Konfiguration.

Ähnliches gilt auch für die auftretenden Brennraumdrücke, welche in Abbildung 7-5 verglichen werden.

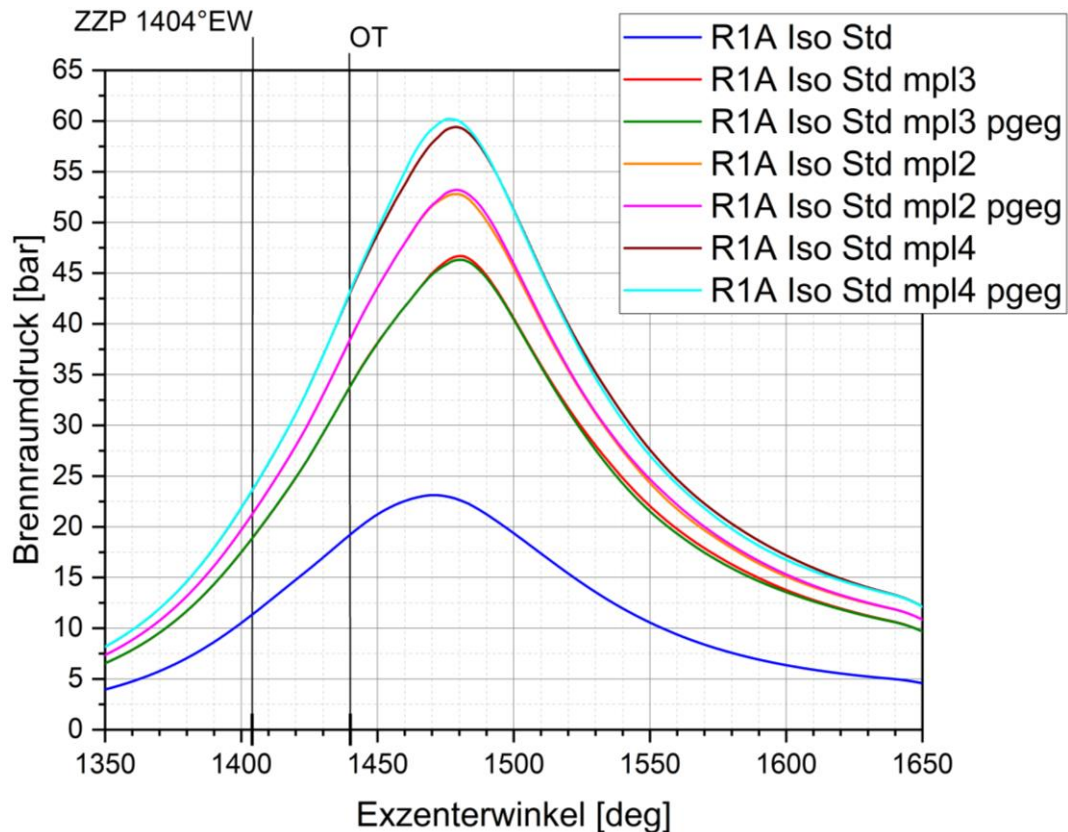


Abbildung 7-5: Vergleich der Brennraumdruckverläufe der unterschiedlichen Aufladarten für die angeführten Ladedruckkonfigurationen; *Treibstoff Isooktan, 4. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 0,85$, Kolbenmulde R1A, Zündkerzenkonfiguration Std, ZP = 36°EWvOT.*

Auch hier steigt mit zunehmenden Ladedruck der maximal auftretende Brennraumdruck, wodurch die eingangs erwähnten Aussagen zur Ladedruckbeschränkung bestätigt werden können. Vor allem im Hinblick auf die Brennverfahrensentwicklung für die Verbrennung von Kerosin stellt dies einen interessanten Aspekt dar, da mit steigendem Brennraumdruck auch die Gefahr von unerwünschten Verbrennungserscheinungen steigt. Für weiterführende Details wird auf Kapitel 8 verwiesen.

Anhand der ermittelten Brennraumdruckkennlinien zeigen sich demnach keine merkbaren Unterschiede zwischen den Aufladarten.

Dies ändert sich bei Betrachtung der daraus ergebenden p-V Diagramme, welche in Abbildung 7-6 dargestellt sind.

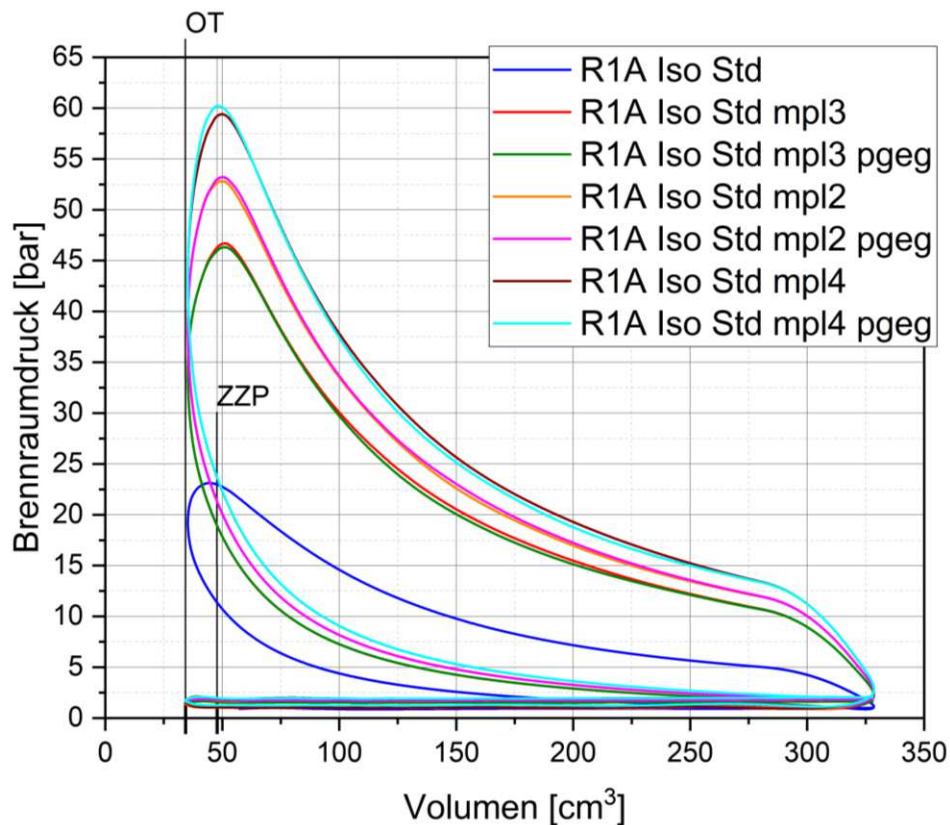


Abbildung 7-6: Darstellung der p-V Diagramme der unterschiedlichen Aufladarten für die angeführten Ladedruckkonfigurationen; Treibstoff Isooktan, 4. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda=0,85$, Kolbenmulde R1A, Zündkerzenkonfiguration Std, ZZP = 36°EWvOT.

Während die Hochdruckschleifen der mechanischen Aufladung und der Abgasurboaufladung nur geringe Unterschiede aufweisen, zeigen sich diese bei den Ladungswechselschleifen.

Demzufolge ist die zu leistende Ausschleubarbeit für die Abgasurboaufladung deutlich höher als jene der mechanischen Aufladung. Die danach folgende Ansaugarbeit, resultierend als positive Fläche gegenüber dem Umgebungsdruck, gestaltet sich dabei für beide Aufladarten als gleich groß. Dies stellt auch aus leistungstechnischer Sicht den größten Nachteil beim Einsatz eines Abgasurboladers dar. Die nicht aufgeladene Konfiguration besitzt im Vergleich dazu eine gegenüber dem Umgebungsdruck negative Fläche als Ansaugarbeit.

Infolge des durch die Abgasturbine erhöhten Abgasgedrucks stellt sich, wie Abbildung 7-7 zeigt, während des Ausschleibevorgangs ein höheres Druckniveau als bei der mechanischen Aufladung ein.

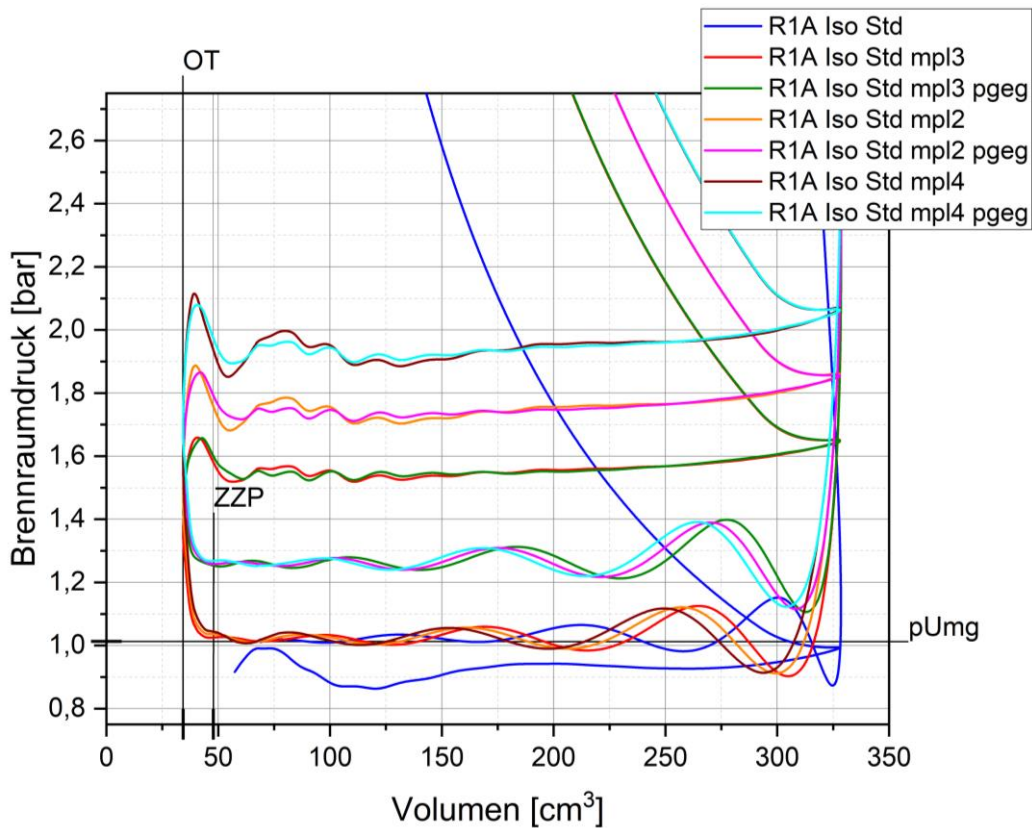


Abbildung 7-7: Betrachtung der Ladungswechselschleifen in den p-V Diagrammen der unterschiedlichen Aufladeararten für die angeführten Ladedruckkonfigurationen; *Treibstoff Isooktan, 4. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda=0,85$, Kolbenmulde R1A, Zündkerzenkonfiguration Std, ZKP = 36°EWvOT .*

Als Folge der höheren Ausschleibearbeit bleibt auch, wie Tabelle 7-2 zeigt, ein höherer Restgasgehalt (= geringere ausgeschobene Abgasmasse) im Brennraum erhalten.

Tabelle 7-2: Vergleich der ausgeschobenen und überströmenden Gemischmassen sowie die relative Reduktion durch Einsatz eines Abgasturboladers.

		mpl3	mpl3 pgeg	mpl2	mpl2 pgeg	mpl4	mpl4 pgeg
ausgeschobene Masse	[g]	0,6	0,56	0,68	0,64	0,78	0,74
überströmende Masse	[g]	0,05	0,045	0,058	0,054	0,068	0,065
relative Reduktion	[%]	-	10	-	7	-	4,5

Der verbleibende Restgasanteil ist dabei unabhängig vom Aufladegrad. Die Betrachtung des Überströmvorgangs von Frischgemisch in den Abgastrakt während des Ladungswechsels liefert weitere Erkenntnisse.

Wie zu erwarten nimmt, wie in Tabelle 7-2 dargestellt, mit steigendem Ladedruck die überströmende Frischgasmasse zu. Der bei der Abgasturboaufladung vorhandene

erhöhte Abgasgedrueck bewirkt dabei eine Reduktion des überströmenden Frischgemisches. In Abhängigkeit des Aufladegrades kann demnach der Verlust von Frischgemisch um 5-10% reduziert werden.

Dies bestätigt sich auch bei Betrachtung der Strömungsverhältnisse während des Ladungswechsels in Abbildung 7-8.

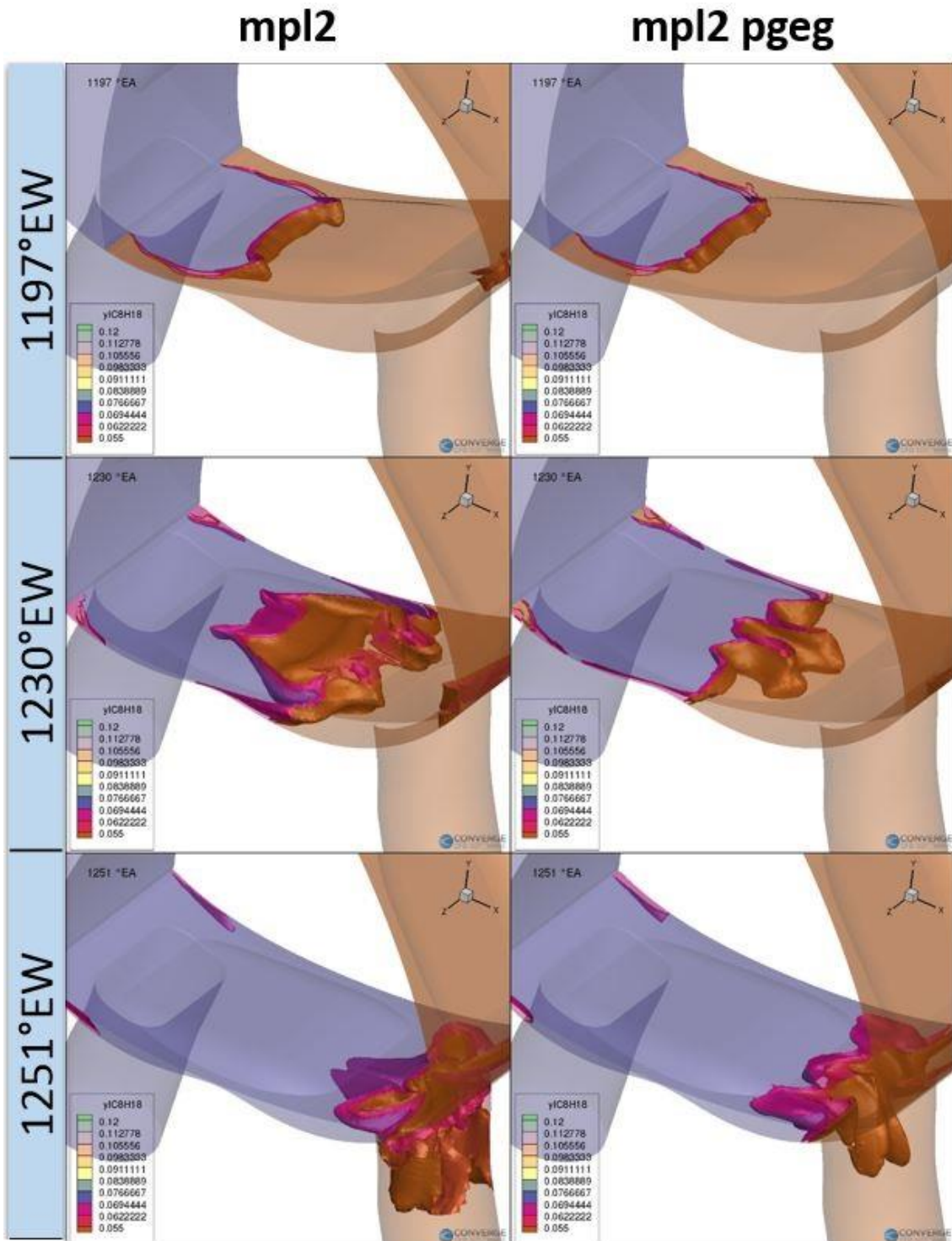


Abbildung 7-8: Darstellung des ein- und überströmenden Frischgemisches für die mechanische (links) und Abgasturboaufladung (rechts); Treibstoff Isooktan, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 0,85$, Kolbenmulde R1A, Zündkerzenkonfiguration Std, ZZP = 36°EWvOT, Ladedruck mpl2.

Wie in den Abbildungen deutlich zu erkennen, bewirkt der erhöhte Abgasgegendruck ein langsames Überströmen des Frischgemisches in Richtung Abgastrakt. Infolge der vorgegebenen Überschneidungszeit zwischen Ein- und Auslass kommt es dadurch zur Reduktion der überströmenden Frischgasmasse. Mit steigendem Ladedruck verringert sich dieser Effekt entsprechend.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass sowohl eine mechanische Aufladung als auch eine Abgasturboaufladung für den Einsatz in einem Wankelmotor geeignet sind. Vorteilhaft für die mechanische Aufladung ist der fehlende Einfluss an der Abgasseite, wodurch die Leistungsausbeute infolge erhöhter Ausschleifarbeiten nicht verringert wird. Zusätzlich ermöglicht dies ein besseres Ausspülen des Brennraumes, wodurch ein geringerer Restgasgehalt erreicht werden kann. Im Gegensatz dazu bietet die Abgasturboaufladung jedoch die Möglichkeit, die Überströmverluste und dadurch ungenutztes Frischgemisch deutlich zu reduzieren. Zusätzlich entfällt bei der Abgasturboaufladung der verhältnismäßig hohe Leistungsbedarf des Verdichters, welcher zu merkbaren Unterschieden in der Leistungsausbeute führt.

Tabelle 7-3 vergleicht die indizierten Leistungswerte der unterschiedlichen Aufladegrade und Arten.

Tabelle 7-3: Vergleich der indizierten Leistungswerte für die unterschiedlichen Aufladegrade und Arten.

		mpl3	mpl3 pgeg	mpl2	mpl2 pgeg	mpl4	mpl4 pgeg
indizierte Leistung P_i	[kW]	52,98	51,49	59,12	57,98	65,65	63,96
indizierter Mitteldruck p_{mi}	[bar]	15,23	14,80	16,99	16,67	18,87	18,38
indiziertes Moment M_i	[Nm]	71,26	69,25	79,51	77,98	88,30	86,02
indizierte Leistung P_i abzgl. Verdichterleistung	[kW]	50,48	51,49	55,62	57,98	60,15	62,69

Die mechanische Aufladung besitzt demnach ohne Berücksichtigung der Antriebsleistung des Verdichters eine geringfügig höhere indizierte Leistung unabhängig vom Ladedruckniveau. Dies lässt sich durch die geringere Ausschleifarbeit erklären. Wird die aufzuwendende Verdichterleistung einkalkuliert, so zeigt sich ein gänzlich anderes Bild. Aufgrund der Antriebsleistungen von 2,5 bis 5,5 kW, abhängig vom Aufladegrad, erreicht der Motor mit mechanischer Aufladung nicht das Leistungspotential der Abgasturboaufladung. Die mit steigendem Ladedruck zunehmende Differenz in der Leistungsausbeute, lässt sich durch den Einsatz eines größeren Verdichters (Eaton TVS V250, siehe Anhang) erklären, welcher im Vergleich zum größeren Abgasturbolader (Garrett GT1241, siehe Anhang) einen schlechteren Wirkungsgrad besitzt. Demzufolge kann zu dem Schluss gekommen werden, dass aus leistungs- und effizienztechnischer Sicht, die Abgasturboaufladung das größere Potential bietet. In Hinblick auf den für die Luftfahrt wichtigen Aspekt der

Gewichtsoptimierung bietet die Abgasturboaufladung aufgrund der geringeren Masse des Aufladeaggregats zusätzliche Vorteile [10].

8 Brennverfahrensentwicklung für den Kerosinbetrieb

Ziel dieses Kapitels ist es anhand der Erkenntnisse der vorigen Abschnitte Tendenzen für ein Kerosin-taugliches Brennverfahren herzuleiten. Dieses sollte eine möglichst hohe Leistungsausbeute bei gleichzeitig hoher Stabilität hinsichtlich irregulärer Verbrennungsphänomene gewährleisten.

Als Kolbenmulde wird für die folgenden Untersuchungen die R1A- Konfiguration eingesetzt. Diese eignet sich, wie die Ergebnisse in Kapitel 5 zeigen, aufgrund der vergleichsweise moderaten Brennraumdrücke bei gleichzeitig hohen TKE und Energieumsätzen besonders für den Kerosinbetrieb. In Verbindung dazu werden für die Positionierung der Zündkerzen die Ergebnisse von Kapitel 6 herangezogen. Demnach zeichnet sich die L1T1- Konfiguration leistungstechnisch als beste Kombination aus, wenngleich auch die vergleichsweise hohen Brennraumdrücke zu Problemen führen können.

Wie bereits in Kapitel 3 eingangs erwähnt wird das Hauptaugenmerk im Kerosinbetrieb auf den irregulären Verbrennungsphänomenen liegen. Bei einer regulären ottomotorischen Verbrennung erfolgt eine Fremdzündung des Kraftstoff-Luft-Gemisches durch eine oder mehrere Zündkerzen. Dies führt zu einer Entflammung des Gemisches, welches durch eine sich ausbreitende Flammenfront kontinuierlich umgesetzt wird. Irreguläre Verbrennungsphänomene zeichnen sich dadurch aus, dass sich das zündfähige Gemisch lokal bereits vor dem eigentlichen Zündzeitpunkt selbst entzündet. Dieser Selbstzündungszustand wird bei Überschreiten gewisser Druck- und Temperaturniveaus erreicht. Vorgänge wie diese werden als Vorentflammung bezeichnet und zählen zu den wichtigsten irregulären Phänomenen. [31]

Bei der klopfenden Verbrennung entstehen hochfrequente Schwingungen, welche sich durch charakteristisch klingelnde Geräuschemissionen äußern. Eine Beeinflussung dieser Problematik erfolgt durch mehrere Parameter. Mit zunehmender Last erhöht sich entsprechend das Druck- und Temperaturniveau während der Verbrennung. Dies erhöht wiederum die Neigung zu klopfender Verbrennung. Wird eine hohe Last bei hohen Drehzahlen abgerufen, kann ein sogenanntes Hochgeschwindigkeitsklopfen auftreten. Durch die hohen Drehzahlen kommt es zu hohen Flammengeschwindigkeiten der Primärflamme. Die schnell bewegende Flammenfront bewirkt dabei einen raschen Druckanstieg des noch unverbrannten Gemisches, wodurch infolge der Druck- und Temperaturerhöhung eine Selbstzündung induziert werden kann. Infolge der Selbstzündung können sehr hohe Drücke entstehen, welche zu starken Klopfphänomenen führen. [31]

Aufgrund des vorrangigen Betriebs im hohen Last- und Drehzahlbereich, ist der Wankelmotor für diese Art von Verbrennungsphänomenen sehr empfindlich [1,2]. Eine zusätzliche Aufladung des Motors verstärkt diese Problematik weiter. Das Hochgeschwindigkeitsklopfen weist dabei ein erhebliches Schädigungspotenzial des Motors auf und ist aufgrund des drehzahlbedingt hohen Geräuschniveaus akustisch nur schwer auszumachen. [31]

Die Detektion solcher Phänomene stellt an die Simulationstechnik besondere Anforderungen. So bedarf es einer gewissen zeitlichen Mindestauflösung der Simulation um diese sehr rasch ablaufenden Vorgänge detektieren zu können. Der Zeitschritt der Ergebnisausgabe muss dazu im Bereich von $1e^{-8}$ s liegen, was einer winkelbezogenen Auflösung von $4,26e^{-4}EW$ bei 7100 U/min entspricht [32]. Dies führt zu erheblich längeren Rechenzeiten, wodurch für diese Klopfanalysen jeweils lediglich eine Verbrennung simuliert werden kann. Neben der feineren Auflösung muss das Simulationsmodell zusätzlich mit sogenannten „Monitorpunkten“ ausgestattet werden. Dabei handelt es sich um einzelne Messpunkte innerhalb des Modells, an welchen Größen wie Druck, Temperatur, Geschwindigkeit usw. ausgegeben werden können. Zur Detektion etwaiger Klopfphänomene wird ein mitbewegtes Netz aus Monitorpunkten in den Brennraum des Wankelmotors integriert. [32]

Abbildung 8-1 zeigt das in den Brennraum integrierte Monitorpunktnetz.

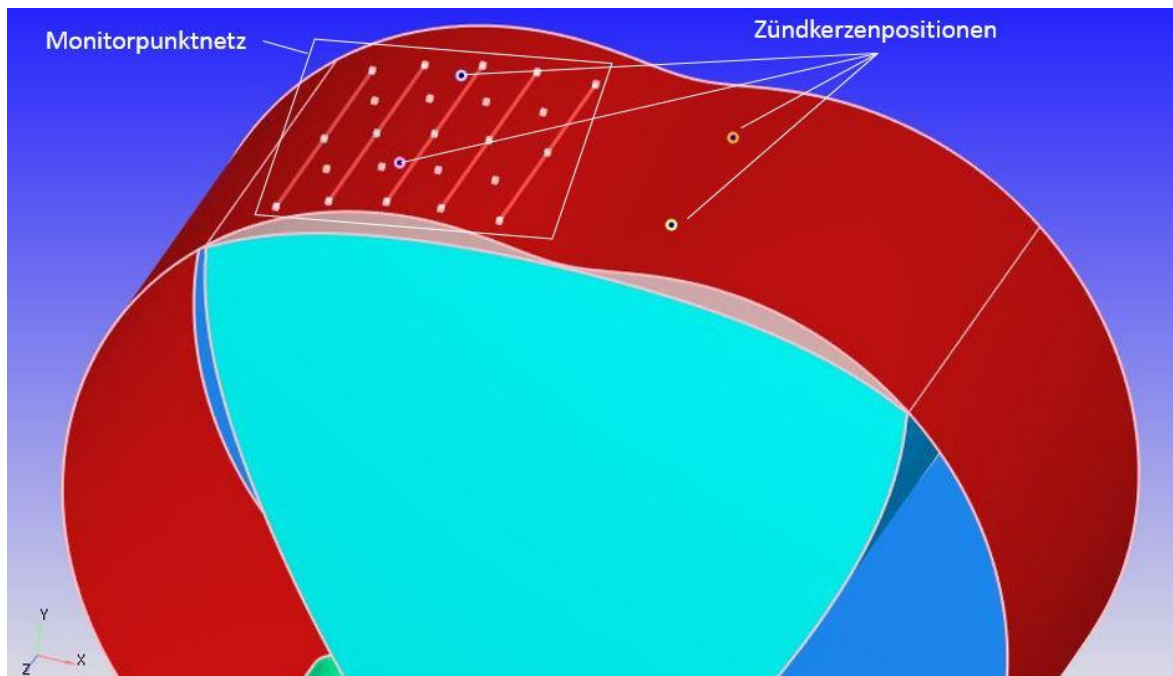


Abbildung 8-1: Netz aus Monitorpunkten zur Detektion von irregulären Verbrennungsphänomenen im hinteren Teil des Brennraums.

Die Platzierung dieses Netzes erfolgt im hinteren Brennraumbereich, da vor allem hier mit solchen Phänomenen zu rechnen ist.

Neben der Detektion spielt auch die richtige Bewertung der Simulationsergebnisse eine wichtige Rolle. Im Zuge dieser Arbeit werden zur Bewertung zwei unterschiedliche Klopfkriterien angewandt. Beide Kriterien basieren auf der Analyse des Zylinderdrucksignals jedoch auf unterschiedliche Weise.

Der „Knock-Index“ als indirekt ermittelbare Kenngröße des Zylinderdruckverlaufs stellt dabei eine der beiden Kriterien dar. Dabei wird, wie in Abbildung 8-2 ersichtlich, das Drucksignal in ein Referenzfenster und ein Klopfenster unterteilt. [33]

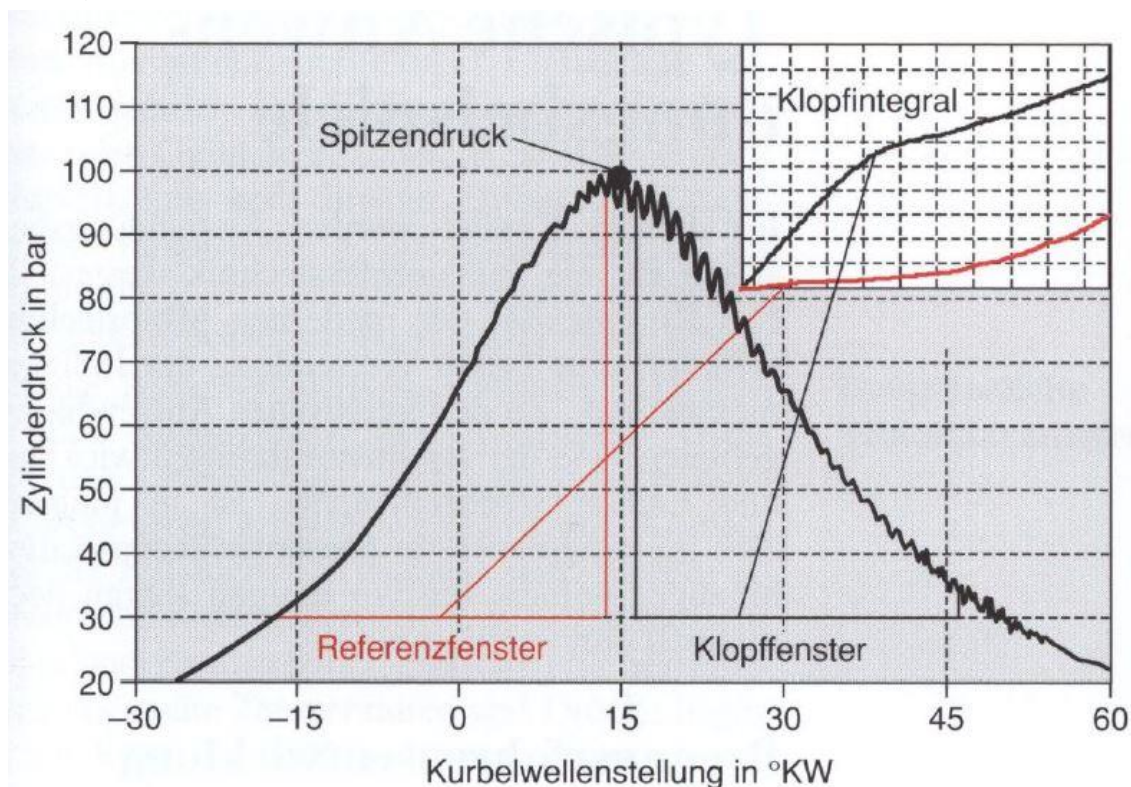


Abbildung 8-2: Einteilung des Zylinderdrucksignals in ein Referenz- und Klopfenster zur Bewertung mittels Knock-Index. [33]

Der Übergang der beiden Bereiche wird durch den maximal auftretenden Druck definiert. In ihrer horizontalen Größe müssen die Fenster gleich groß sein, wobei für eine exakte Bewertung möglichst viele Klopfartefakte enthalten sein sollten. Die Klopfentscheidung wird über das Größenverhältnis der Fensterintegrale herbeigeführt. Beträgt die Fläche des Klopfensters größer 1,5-mal der Fläche des Referenzfensters, so ist die Klopfentscheidung zu bejahen. [33]

Als zweites Kriterium wird die Spektralanalyse des Zylinderdruckverlaufs herangezogen. In Folge der klopfenden Verbrennung werden Druck- und Stoßwellen in Form von hochfrequenten Schwingungen erzeugt. Diese überlagern sich mit dem eigentlichen Zylinderdrucksignal. Zur Beurteilung der klopfenden Verbrennung bedarf es einer spektralen Filterung um die hochfrequenten Schwingungen der Druck- und Stoßwellen aus dem Signal herauszuarbeiten. [31]

Dies geschieht durch eine Bandpassfilterung, wie in Abbildung 8-3 dargestellt.

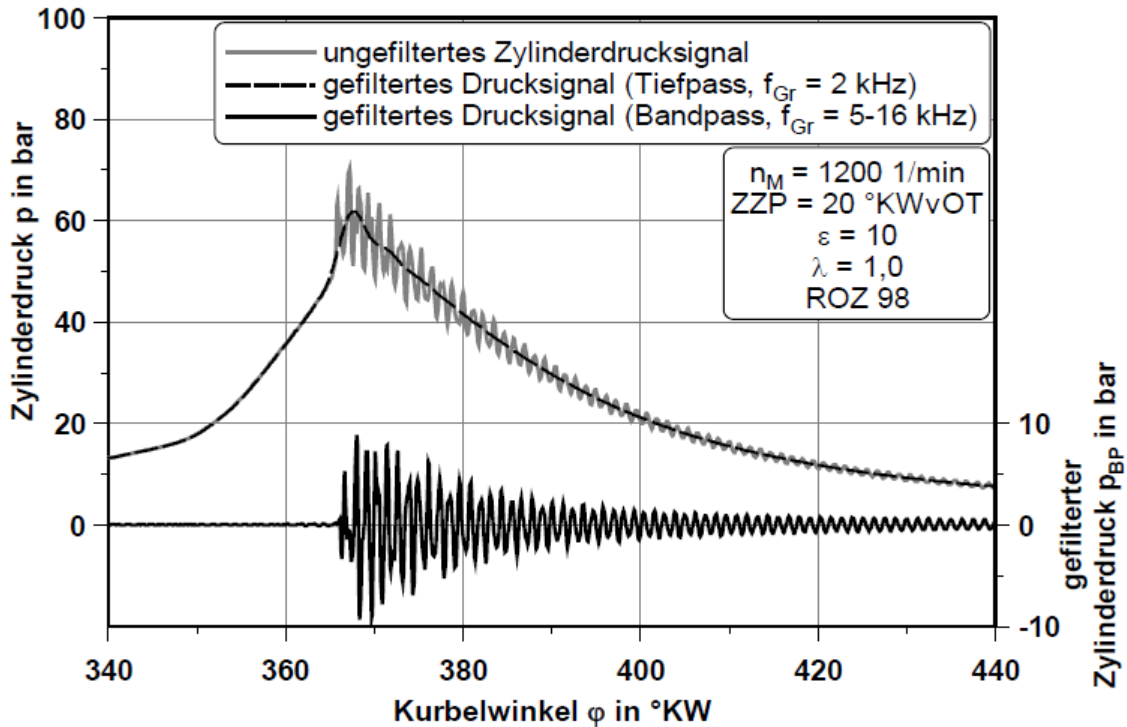


Abbildung 8-3: Zylinderdrucksignal einer stark klopfenden Verbrennung sowie das bandpassgefilterte (5-16kHz) Signal. [31]

Die Berechnung der einzelnen Frequenzen erfolgt durch eine sogenannte „Fast-Fourier-Transformation“ (FFT). Diese überführt die hochfrequenten Schwingungen in deren Frequenzbestandteile und analysiert diese in Form eines kontinuierlichen Spektrums. Für die Bandpassfilterung wird nach [31, 32, 34, 35] ein Bereich von 5-20 kHz empfohlen. [31]

Die Klopfentscheidung wird anhand der Amplitude und der Frequenz des gefilterten Signals getroffen. Hinsichtlich der Grenzwerte, welche den Übergang zur klopfenden Verbrennung darstellen, werden durch verschiedene Literaturstellen unterschiedliche Werte für Hubkolbenmotoren angegeben. Zusammenfassend kann nach [34, 35, 36] als defensiv gewählte Schwelle zur klopfenden Verbrennung ein Amplitudenwert von 5 bar sowie ein Frequenzbereich von 7-8 kHz angegeben werden.

Als Folge der Detektion und richtigen Bewertung eines irregulären Verbrennungsphänomens stellt sich die Frage nach Maßnahmen um diese zu vermeiden. Dafür stehen unterschiedliche Möglichkeiten zur Verfügung, welche auf einer grundsätzlichen Lösungsidee basieren.

Dabei ist es das Ziel, die Druckwelle durch die sich rasch ausbreitende Primärflammenfront von der durch die Quetschströmung verursachten Druckspitzen zeitlich zu trennen, um so ein Aufeinandertreffen im Bereich des oberen Totpunktes mit etwaigen Temperatur- und Druckspitzen zu vermeiden.

Aufgrund seiner speziellen Geometrie kommt es, wie [Abbildung 8-4](#) zeigt, im Brennraum des Wankelmotors zu Druckdifferenzen.

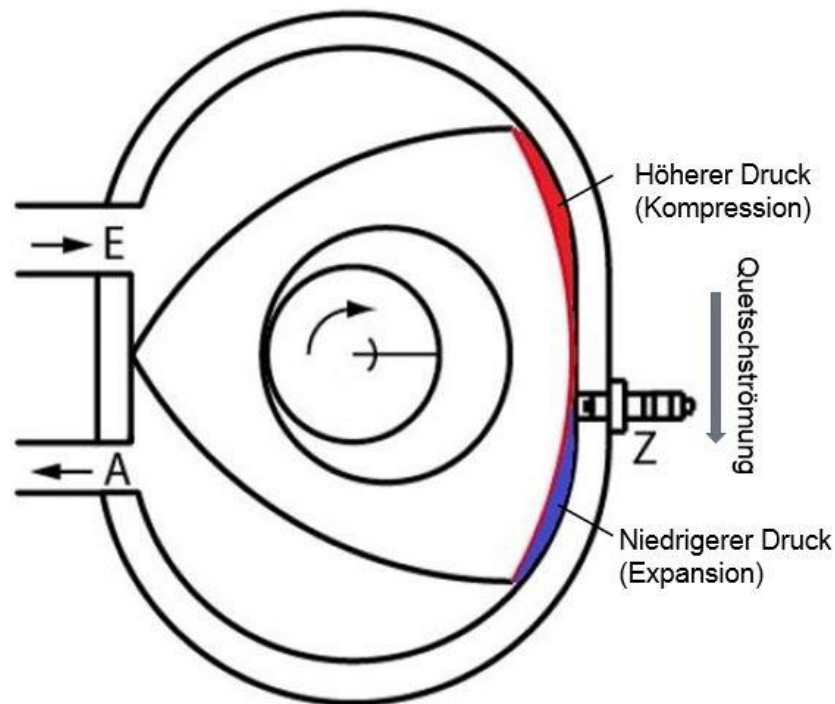


Abbildung 8-4: schematische Darstellung der geometrisch bedingten Druckdifferenz sowie die daraus resultierende Quetschströmung, eigene Darstellung. [3]

Während der hintere Teil des Brennraums noch eine Volumenreduktion erfährt, expandiert der vordere Teil bereits, wodurch es zu einer Gasströmung (Quetschströmung) in Drehrichtung kommt. Aufgrund der Brennraumverengung im Bereich der Symmetrieebene kommt es dabei zu Druckdifferenzen und hohen Strömungsgeschwindigkeiten, welche die Ausbreitung der Flammenfront maßgeblich beeinflussen. Die Druckdifferenz zwischen den Brennraumteilen kann nach [46] bis zu 5,5 bar betragen. [1, 2, 46]

Abhängig von der Position der Zündkerzen sowie der Zündzeitpunkteinstellung kann es dabei zu Druckspitzen im hinteren Brennraum kommen, welche die Selbstzündungsgrenze des noch unverbrannten Gemisches überschreiten. Mit der Positionierung der Zündkerzen kann der Ausgangspunkt der Flammenfronten beeinflusst werden. Dies lässt die Möglichkeit zu, durch weiter vorne positionierte Leadingkerzen der Primärflammenfront eine weitere Strecke bis zum hinteren Brennraumbereich zurücklegen zu lassen, wodurch die damit verbundene Druckwelle diesen erst später erreicht. Weiters kann mit dem Zündzeitpunkt der Beginn der Flammenfrontausbreitung direkt gesteuert werden. Zu berücksichtigen ist dabei jedoch der Leistungsverlust, welcher, wie [29] zeigen konnte, infolge eines späteren Zündzeitpunkts hervorgerufen wird.

8.1 Modellierung eines Surrogates für den Kraftstoff Kerosin

Ein Schwerpunkt der motorischen Simulation liegt in der realitätsnahen Abbildung der Verbrennungscharakteristik des jeweiligen Kraftstoffs. Aufgrund der hohen Komplexität sowie der großen Anzahl an Bestandteilen realer Kraftstoffe, bedarf es der Erstellung eines Modellkraftstoffs. Dieser soll eine möglichst detaillierte Darstellung der realen Eigenschaften bei gleichzeitig geringem Rechenaufwand ermöglichen.

Ein Modellkraftstoff, auch Surrogate genannt, besteht meist aus 1-3 Komponenten, wobei als Komponenten sowohl unverzweigte (leicht entzündlich), verzweigte (schwer entzündlich) als auch zyklische Kohlenwasserstoffe eingesetzt werden. Anhand des Mischungsverhältnisses der einzelnen Komponenten kann das reale Brennverhalten des Kraftstoffs angenähert werden.

Entscheidend ist dabei das reaktionskinetische Modell, welches die Entzündung sowie die Verbrennung des Kraftstoffes nachbilden soll. Die Definition dieses Modells in CONVERGE™ erfolgt im *Chemkin-Format* [20]. Unter diesem versteht man die *therm.dat* sowie die *mech.dat* Dateien, in welchen unterschiedliche Informationen hinterlegt sind. [22]

Die *therm.dat* Datei beinhaltet sämtliche thermodynamische Eigenschaften aller gasförmigen Spezies, die an den Reaktionen teilnehmen. Als Formatierungsgrundlage dient das NASA-7-Format, wie Abbildung 8-5 beispielhaft für Wasserstoff zeigt. [22]

```
thermo
  300.000  1000.000  5000.000
h          120186 h  1      g  300.00  5000.00  1000.00          1
0.02500000e+02  0.00000000e+00  0.00000000e+00  0.00000000e+00  0.00000000e+00  2
0.02547163e+06 -0.04601176e+01  0.02500000e+02  0.00000000e+00  0.00000000e+00  3
0.00000000e+00  0.00000000e+00  0.02547163e+06 -0.04601176e+01          4
.
.
end
```

Abbildung 8-5: Beispiel der Formatierung einer *therm.dat* Datei im NASA-7-Format anhand des Elements Wasserstoff. [22]

Für detailliertere Informationen zu den einzelnen Größen wird auf [22] verwiesen.

Neben der *therm.dat* wird vor allem die *mech.dat* Datei zur Berechnung der Verbrennungsprozesse benötigt. Diese beinhaltet die wichtigsten Reaktionsgleichungen, welche infolge der Verbrennung ablaufen. Basiert die Verbrennungssimulation auf einem SAGE-Modell, wie es in dieser Arbeit der Fall ist, sind noch weitere Größen, wie der Arrhenius-Faktor, der Temperaturexponent sowie die Aktivierungsenergien der Reaktionsgleichungen hinterlegt. [22]

Abbildung 8-6 zeigt beispielhaft die Formatierung der *mech.dat* Datei.

```

Elements
  h   c   o   n
end

specie
c7h16 o2  n2  co2  h2o
co    h2  ch4 c2h2 c2h4
.
.
end

reactions
c7h16 + h      = c7h15-1 + h2      5.600e+07   2.0   7667.0
c7h16 + h      = c7h15-2 + h2      4.380e+07   2.0   4750.0
.
.
End

```

Abbildung 8-6: Beispiel der Formatierung einer *mech.dat* Datei. [22]

Zu Beginn erfolgt die Deklaration der teilnehmenden Elemente und Spezies. Die Reaktionsgleichungen werden in Folge mit den zugehörigen Größen (Arrhenius-Faktor, Temperaturexponent, Aktivierungsenergie) aufgelistet. Für detaillierte Informationen wird wiederum auf [22] verwiesen. [22]

Zusammengefasst ist das reaktionskinetische Modell durch all jene chemischen Elementarreaktionen definiert, bei welchen Moleküle und Atome zusammengefasst als Spezies (Edukte) in andere Spezies (Produkte) umgewandelt werden. Diese Reaktionen können hinsichtlich ihrer Molekularität in uni-, bi- als auch trimolekulare Reaktionen eingeteilt werden. [27]

Unimolekulare Reaktionen beschreiben den Zerfall bzw. die Umlagerung eines Moleküls und besitzen ein Zeitgesetz der 1. Ordnung. Demgegenüber weisen bi- und trimolekulare Reaktionen zwei bzw. drei Edukte auf und besitzen ein Zeitgesetz 2. Bzw. 3. Ordnung. [27]

Am Beispiel des Modellkraftstoffes für Isooktan (C_8H_{18}) soll der Ablauf des reaktionskinetischen Modells schematisch in Abbildung 8-7 dargestellt werden.

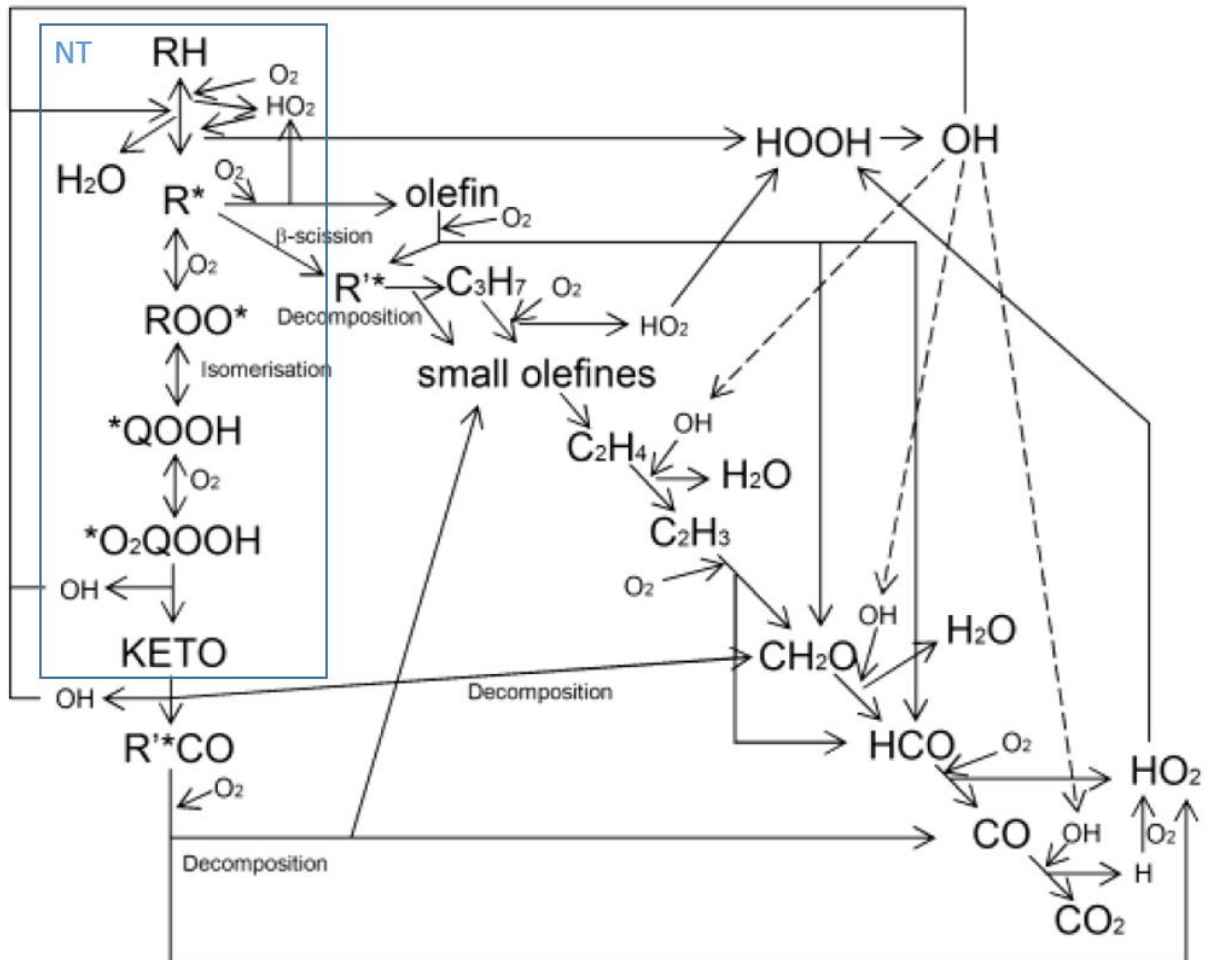


Abbildung 8-7: schematischer Ablauf des reaktionskinetischen Modells für den Kraftstoff Isooktan mit Darstellung der Niedertemperaturoxidation (NT). [24]

Zu Beginn der Verbrennung kommt es zur Niedertemperaturoxidation (NT), bei welcher anfangs durch Wasserstoffabstraktion von Kraftstoffmolekülen Hydroperoxid (ROOH) gebildet wird. Durch den Zerfall von Alkyl-Radikalen in Alkene (RCO) beginnt mit Bildung von Propyl-Radikalen (RC₃H₇) und kleinen Olefinen die Hochtemperaturoxidation. [24]

Die Erstellung eines Modellkraftstoffs für Kerosin funktioniert auf ähnliche Weise. Als Ergebnis zahlreicher wissenschaftlicher Abhandlungen zu diesem Thema steht heute eine Vielzahl verschiedener Surrogates zur Verfügung, welche die unterschiedlichen Kerosintypen (Jet-A1, Jet-A3, JP8,...) nachbilden sollen. Abhängig von der Anzahl der teilnehmenden Spezies und Reaktionsgleichungen erreichen sie dies in unterschiedlicher Detailliertheit.

Abbildung 8-8 zeigt eine Auswahl verschiedener Surrogates mit deren Zusammensetzung sowie den teilnehmenden Spezies und Reaktionsgleichungen.

kerosene type	alternative fuels	reaction mechanism
RP-3	79% <i>n</i> -decane, 13% trimethylcyclohexane, and 16% ethylbenzene	109 species, 946 steps
RP-3	<i>n</i> -decane	388 species, 2226 steps
JP-8	32.6% <i>n</i> -decane, 34.7% <i>n</i> -dodecane, 16.7% trimethylcyclohexane, and 16% butylbenzene	90 species, 573 steps
Jet A-1	79% <i>n</i> -decane, 10% <i>n</i> -propylcyclohexane, and 11% 1,2,4-trimethylbenzene	global reaction mechanism
Jet A-1	<i>n</i> -decane, <i>n</i> -propylbenzene, and <i>n</i> -propylcyclohexane	134 species, 1220 steps
Jet A-1	74% <i>n</i> -decane, 15% <i>n</i> -propylbenzene, and 11% <i>n</i> -propylcyclohexane	209 species, 1673 steps
Jet A-1	80% <i>n</i> -decane and 20% 1,2,4-trimethylbenzene	118 species, 914 steps
Jet A-1	90% <i>n</i> -decane and 10% toluene	39 species, 207 steps
JP-8	<i>n</i> -decane, <i>n</i> -dodecane, <i>n</i> -hexadecane, xylenes, decaline, and tetraline	221 species, 5032 steps
Jet A-1	89% <i>n</i> -decane and 11% toluene	84 species, 440 steps

Abbildung 8-8: Auswahl modellierter Surrogates für unterschiedliche Kerosin-Kraftstoffe. [28]

Wie bereits eingangs erwähnt, bestehen diese meist aus 1-3 Komponenten. Zu berücksichtigen ist, dass mit steigender Komponentenzahl auch die Anzahl an Spezies und Reaktionsgleichungen stark steigt. Dies führt in weiterer Folge zu einem erhöhten Rechenaufwand. [28]

Im Zuge dieser Arbeit wurden verschiedene Kerosin-Surrogates getestet, ehe eine zufriedenstellende Lösung gefunden werden konnte. Erste Versuche wurden mit einem 1-Komponenten-Surrogate nach [12] durchgeführt. Der Surrogate mit der Bezeichnung Jet-sur1 besteht aus *n*-Dodekan ($C_{12}H_{26}$) und besitzt 102 Spezies sowie 432 Reaktionsgleichungen. Im Vergleich zum Referenz-Surrogate für Isooktan (33 Spezies, 38 Reaktionsgleichungen) zeigt sich eine deutlich höhere Komplexität hinsichtlich des Rechenaufwands. Dies kann durch die längeren Kettenstrukturen der Kohlenwasserstoffe im Kerosin erklärt werden. Die längeren Ketten spalten sich während der Verbrennung in mehreren Teilschritten auf, wodurch vergleichsweise mehr Spezies beteiligt sind. Daraus lässt sich schließen, dass Kerosin-Surrogates grundsätzlich aufgrund deren Struktur bei gleicher Detailliertheit mehr Rechenaufwand benötigen als vergleichbare Benzin-Surrogates.

Bei Vergleich der Versuchsergebnisse mit Literaturen wie [5, 29] stellte sich der Modellstoff als unzureichend genau im Zündverhalten sowie der Verbrennungsscharakteristik heraus.

Als zweiter Kandidat wurde ein 2-Komponenten-Surrogate mit der Bezeichnung Jet-sur2 deklariert. Basierend auf Jet-sur1 besteht dieser aus *n*-Dodekan ($C_{12}H_{26}$) und Isooktan (C_8H_{18}) in einer Zusammensetzung von 75% zu 25%. Mit 114 Spezies und 501 Reaktionen steigt dabei der Rechenaufwand nur geringfügig an. Die Ergebnisse hingegen sind im Hinblick auf das Zündverhalten sowie der Verbrennungsgeschwindigkeit wesentlich realitätsnäher als in der vorherigen Konfiguration.

Nach mehreren Versuchen wurde eine weitere Überarbeitung der Zusammensetzung vorgenommen, welche den Surrogate mit der Bezeichnung Jet-sur3 hervorbrachte. Dabei wurde auf Basis der Erkenntnisse von [30] die Zusammensetzung auf 3 Komponenten erhöht. Bestehend aus n-Dodekan ($C_{12}H_{26}$, 42,7%), Isooktan (C_8H_{18} , 33%) sowie Toluol ($C_6H_5CH_3$, 24,3%) beschreibt dieser Modellstoff mit 363 Spezies und 2232 Reaktionsgleichungen sehr detailliert die Eigenschaften von Kerosin. Dies bestätigt sich auch durch Untersuchungen von [30] in Abbildung 8-9, die das Temperaturverhalten sowie das Oxidationsverhalten von Jet-sur3 im Vergleich zu realem Kerosin zeigen.

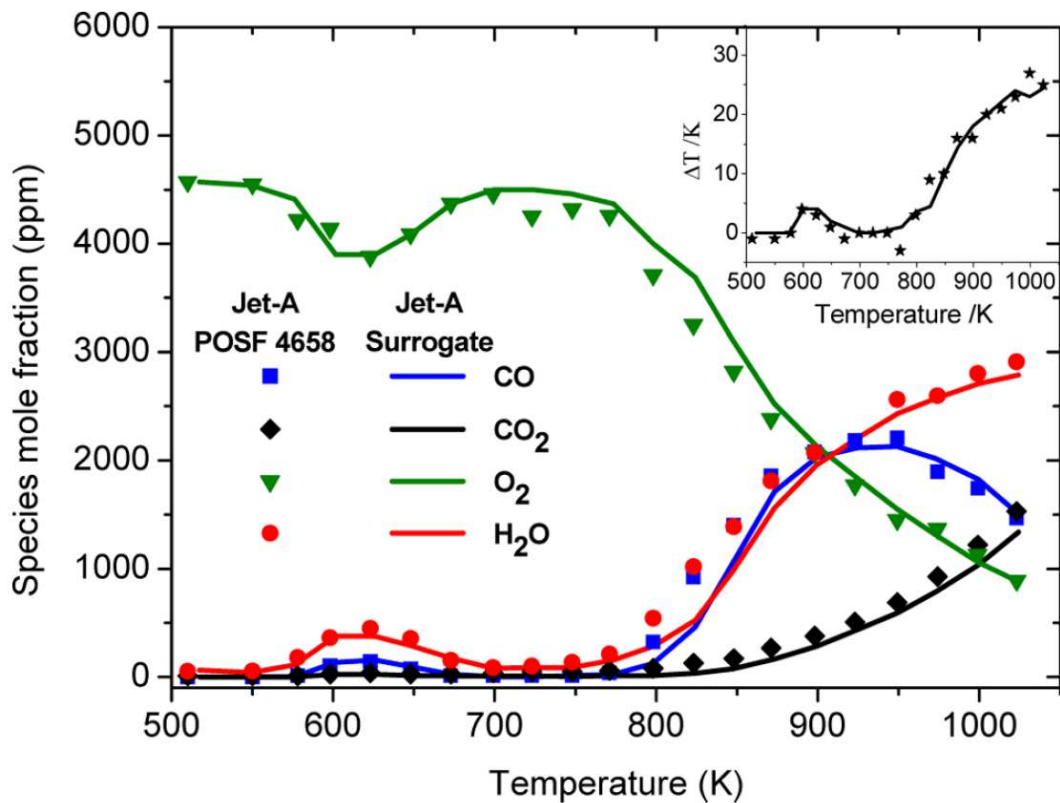


Abbildung 8-9: Vergleich des Temperatur- und Oxidationsverhaltens zwischen dem Surrogate (Linie) und konventionellen Jet-A Kerosin (POSF 4658) (Punkte); $\lambda = 1$, Druck $p = 12,66 \text{ bar}$. [30]

Demzufolge stimmt das Verhalten des Modellstoffes über einen weiten Temperaturbereich (500- >1000K) sehr gut mit dem realen Kraftstoff überein. Der damit einhergehende Anstieg des Rechenaufwands wird dabei bewusst für eine hohe Ergebnisgüte in Kauf genommen, sodass Jet-sur3 für sämtliche Kerosin-Simulationen in dieser Arbeit eingesetzt wird.

Zusammenfassend zeigt Tabelle 8-1 die Modellstoffvarianten sowie deren Eigenschaften und Zusammensetzungen.

Tabelle 8-1: Vergleich der einzelnen Surrogates für Benzin und Kerosin. [12, 24, 30]

Surrogate	Isooktan	Jet-sur1	Jet-sur2	Jet-sur3
chem. Zusammensetzung	C_8H_{18}	$C_{12}H_{26}$	75% $C_{12}H_{26}$ + 25% C_8H_{18}	42,7% $C_{12}H_{26}$ + 33% C_8H_{18} + 24,3% $C_6H_5CH_3$
Spezien	33	102	114	363
Reaktionsgleichungen	38	432	501	2232
Oktanzahl/Cetanzahl	98	59,1	50,6	47,4
H/C Verhältnis	2,25	2,16	2,2	2,01

Mit einer Cetanzahl von 47,4 bzw. einem H/C Verhältnis von 2,01 stimmt der Surrogate wie erwartet gut mit dem realen Kerosin Jet-A (Cetanzahl = 47, H/C = 1,95) überein, wobei eine Schwankungsbreite der Parameter zu berücksichtigen ist [30].

8.2 Ergebnisse der CFD-Simulation

Zu Beginn dieses Kapitels erfolgt die Erprobung der eingangs erwähnten Mechanismen zur Erkennung von irregulären Verbrennungsphänomenen. Um die auftretenden Verbrennungsvorgänge detailliert darstellen zu können wird durch Integration eines Monitorpunktnetzes (Abbildung 8-1) in den Brennraum sowie einer feineren Zeitschrittauflösung ($4,26e-04^\circ EW$) das bestehende Modell adaptiert. Als Zündkerzenkonfiguration werden Leading-Kerzen in der Position Std sowie ein Zündzeitpunkt von $36^\circ EW_{vOT}$ eingesetzt.

Abbildung 8-10 zeigt den Heizverlauf der ersten Verbrennung mit Monitorpunkten sowie feineren Auflösung ausgestatteten Konfiguration.

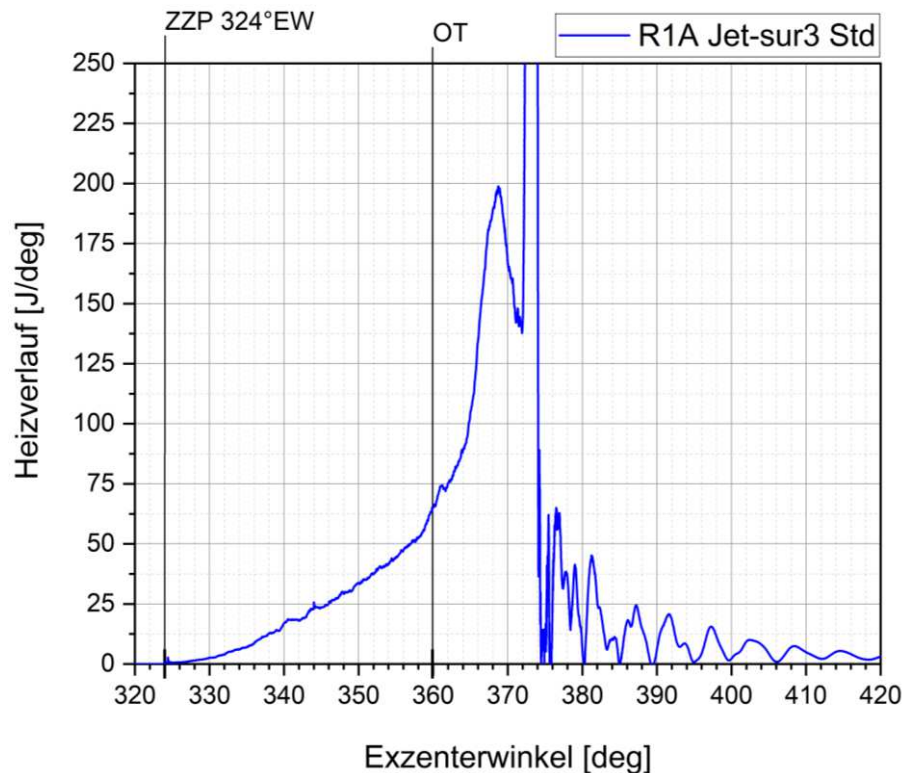


Abbildung 8-10: Heizverlauf der ersten Verbrennung für die Std- Konfiguration mit Monitorpunktnetz sowie feinerer Rechenauflösung; *Treibstoff Jet-sur3, 1. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 1$, Kolbenmulde R1A, Zündkerzenkonfiguration Std, ZZP = 36°EWvOT, Zeitschrittauflösung = 4,26e-04°EW.*

Der ermittelte Heizverlauf weist nach Erreichen des OT einen rasanten Anstieg der Umsatzrate mit lokalem Maximum auf, wodurch sich der Verdacht von auftretenden Phänomenen erhärtet. Vergleichbare Ergebnisse liefern auch der integrierte Heizverlauf sowie der Brennraumdruckverlauf, welcher in Abbildung 8-11 dargestellt ist.

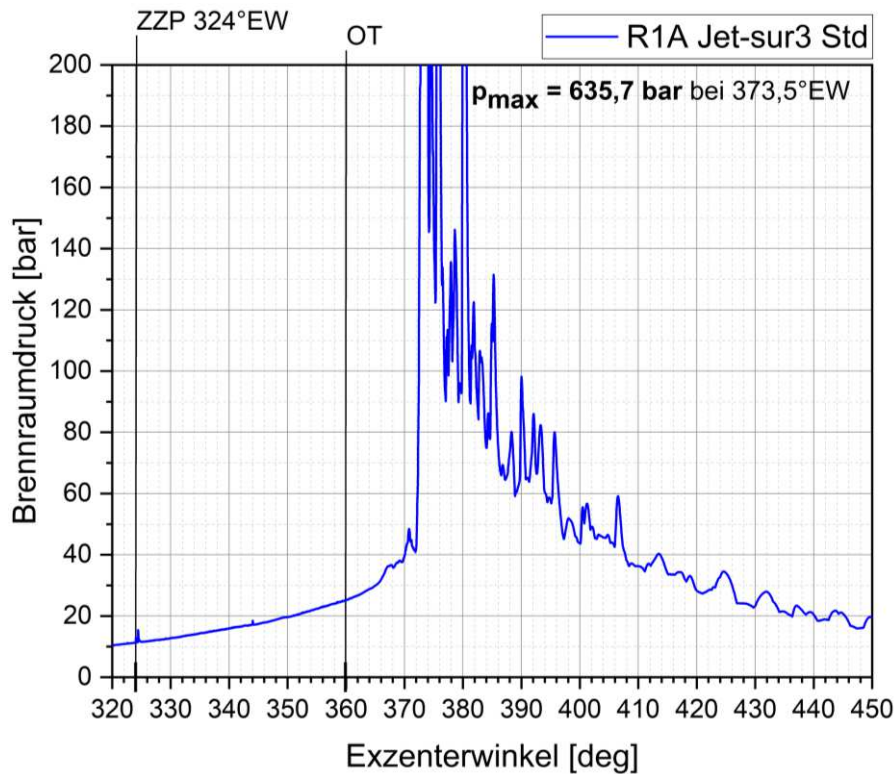


Abbildung 8-11: Brennraumdruckverlauf der Std- Konfiguration mit Monitorpunktnetz sowie feinerer Rechenauflösung; Treibstoff Jet-sur3, 1. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 1$, Kolbenmulde R1A, Zündkerzenkonfiguration Std, ZZP = 36°EWvOT, Zeitschrittauflösung = $4,26e-04$ °EW.

Dieser besitzt wiederum einen sprunghaften Druckanstieg mit anschließenden starken Druckschwankungen. Die Kennlinien der Verbrennung beinhalten jedoch keine weiteren Erkenntnisse zu den auftretenden Phänomenen. Erst durch Auswertung der 3D-Daten können die tatsächlichen Vorgänge sichtbar gemacht werden. Dank der feineren Auflösung sowie der Daten des Monitorpunktnetzes ist es möglich, die Flammenfrontausbreitung sowie die Druckverteilungen sehr detailliert darzustellen.

Abbildung 8-12 und 8-13 zeigen anhand des Massengehalts an Isooktan (Bestandteil von Jet-sur3) die Flammenfrontausbreitung während des Verbrennungsvorgangs.

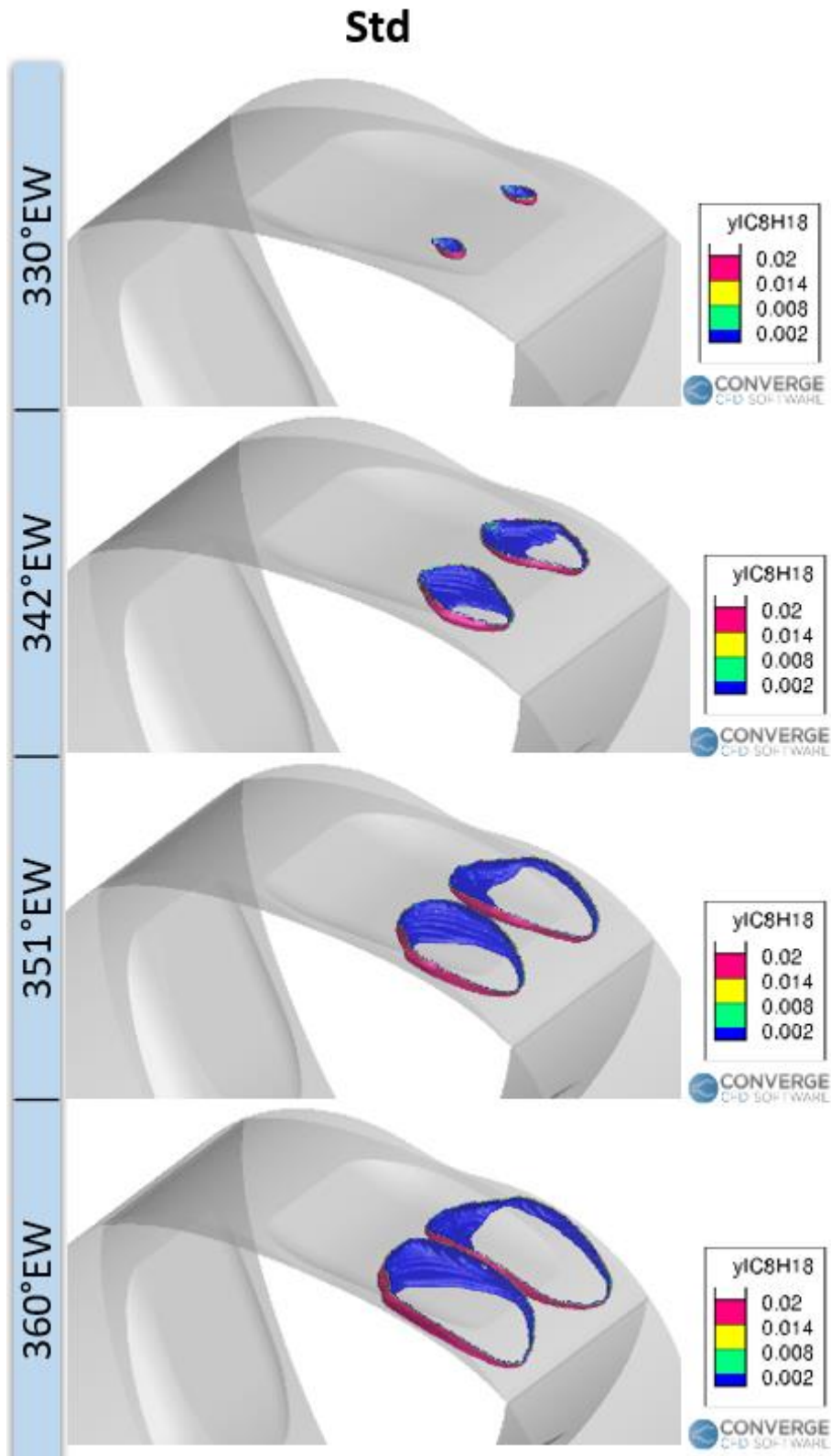


Abbildung 8-12: Darstellung der Flammenfronten der Std-Konfiguration für unterschiedliche Winkelpositionen; Treibstoff *Jet-sur3*, 1. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 1$, Kolbenmulde R1A, Zündkerzenkonfiguration Std, ZZP = 36°EWvOT, Zeitschrittauflösung = 4,26e-04°EW.

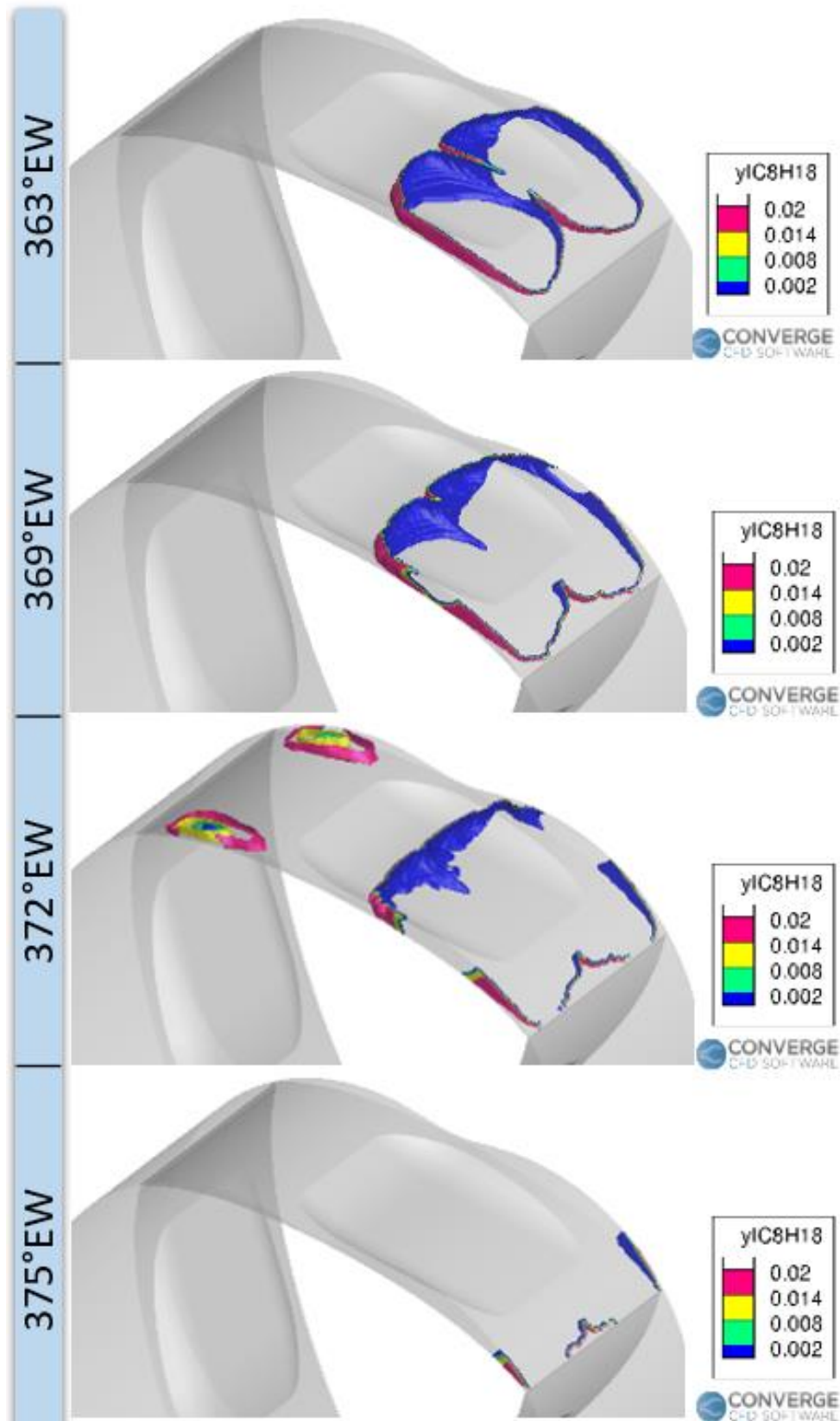


Abbildung 8-13: Darstellung der Flammenfronten der Std-Konfiguration für unterschiedliche Winkelpositionen; Treibstoff Jet-sur3, 1. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 1$, Kolbenmulde R1A, Zündkerzenkonfiguration Std, ZZP = 36°EWvOT, Zeitschrittauflösung = 4,26e-04°EW.

Auffallend ist dabei die Ausbreitung einer Sekundärflammenfront bei 372°EW im hinteren Brennraum.

Abbildung 8-14 zeigt die Flammenausbreitung bei der Winkelposition 372°EW im Detail.

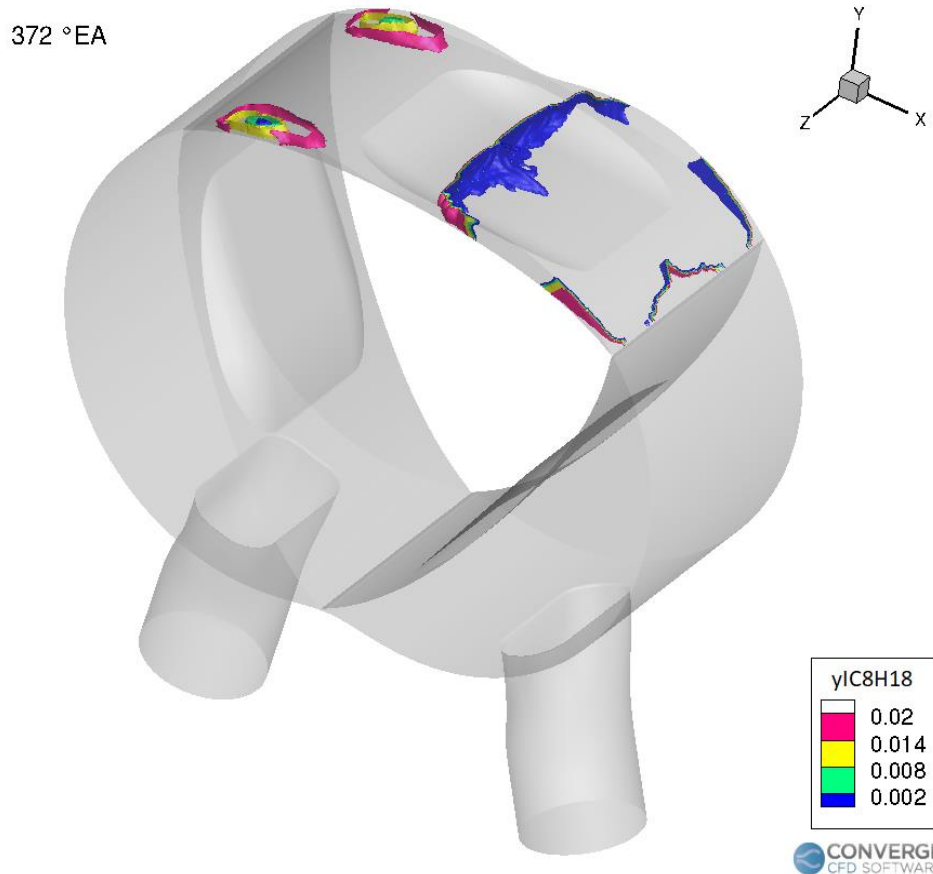


Abbildung 8-14: Flammenfrontausbreitung der Std-Konfiguration mit Monitorpunktnetz und feinerer Auflösung bei 372°EW ; Treibstoff *Jet-sur3*, 1. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 1$, Kolbenmulde R1A, Zündkerzenkonfiguration Std, ZZP = 36°EWvOT , Zeitschrittauflösung = $4,26e-04^\circ\text{EW}$.

Ausgehend von zwei Selbstzündungsherden bewegen sich die Sekundärflammenfronten in Richtung Brennraummitte. Bei Betrachtung der dabei vorliegenden Drücke in Abbildung 8-15, zeigt sich die Ursache für diese Verbrennungscharakteristik.

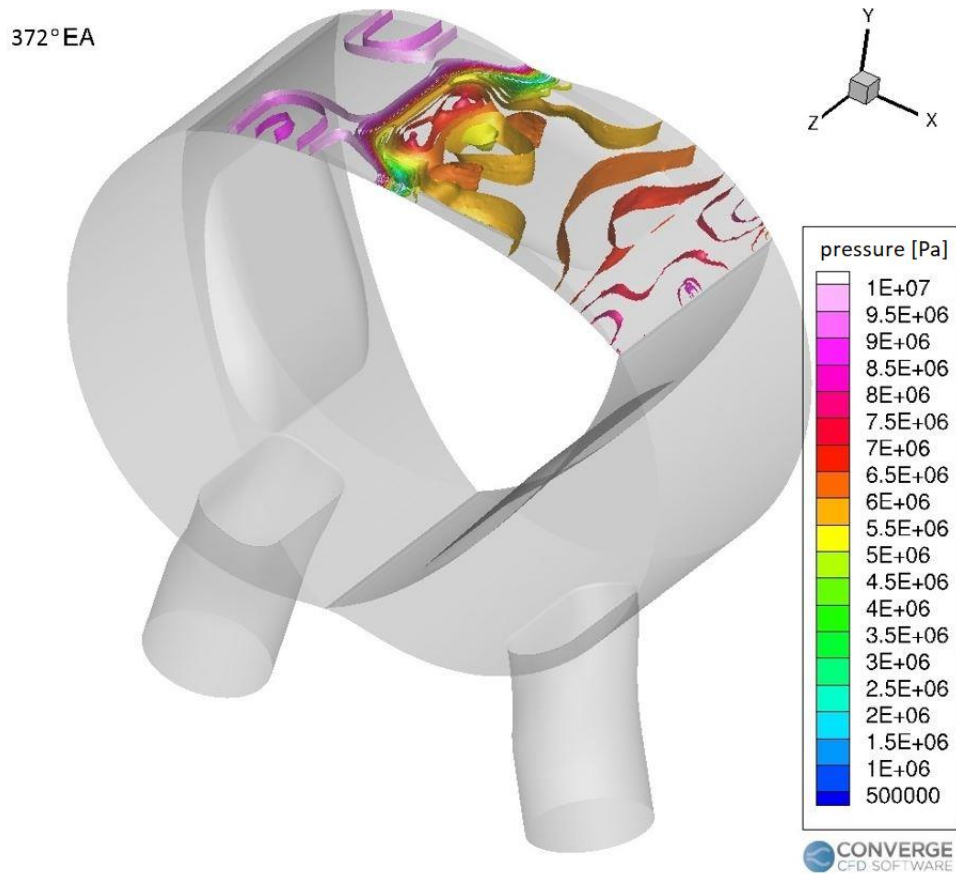


Abbildung 8-15: Brennraumdruckverteilung der Std-Konfiguration mit Monitorpunktnetz und feinerer Auflösung bei 372°EW; Treibstoff Jet-sur3, 1. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 1$, Kolbenmulde R1A, Zündkerzenkonfiguration Std, ZZP = 36°EWvOT, Zeitschrittauflösung = 4,26e-04°EW.

Wie bereits eingangs erläutert, bildet sich infolge der Druckdifferenz im Brennraum eine Quetschströmung, welche aufgrund der Querschnittsverengung in der Trochoidenachse hohe Geschwindigkeiten erreicht. Die dabei auftretenden Druckspitzen kollidieren frontal mit den Druckwellen, welche der Primärflammenfront vorausseilen, wodurch im hinteren Brennraumbereich (vorrangig an den Randbereichen) die Selbstzündungsgrenze überschritten wird. Aufgrund der durch die Druckwellenkollision bereits hohen Drücke von mehr als 95 bar verbrennt das selbstgezündete Restgas detonationsartig, sodass Spitzendrücke von über 260 bar registriert werden. Mit Hilfe der Daten aus den Monitorpunkten (siehe Abbildung 8-1) können die Druckwellen sowie deren Kollision grafisch dargestellt werden indem bei jedem Monitorpunkt der auftretende Brennraumdruck für unterschiedliche Exzenterwellenwinkel dargestellt wird.

Abbildung 8-16, 8-17, 8-18 zeigen die Abfolge der Druckzustände im hinteren Brennraum anhand der Monitorpunktdaten.

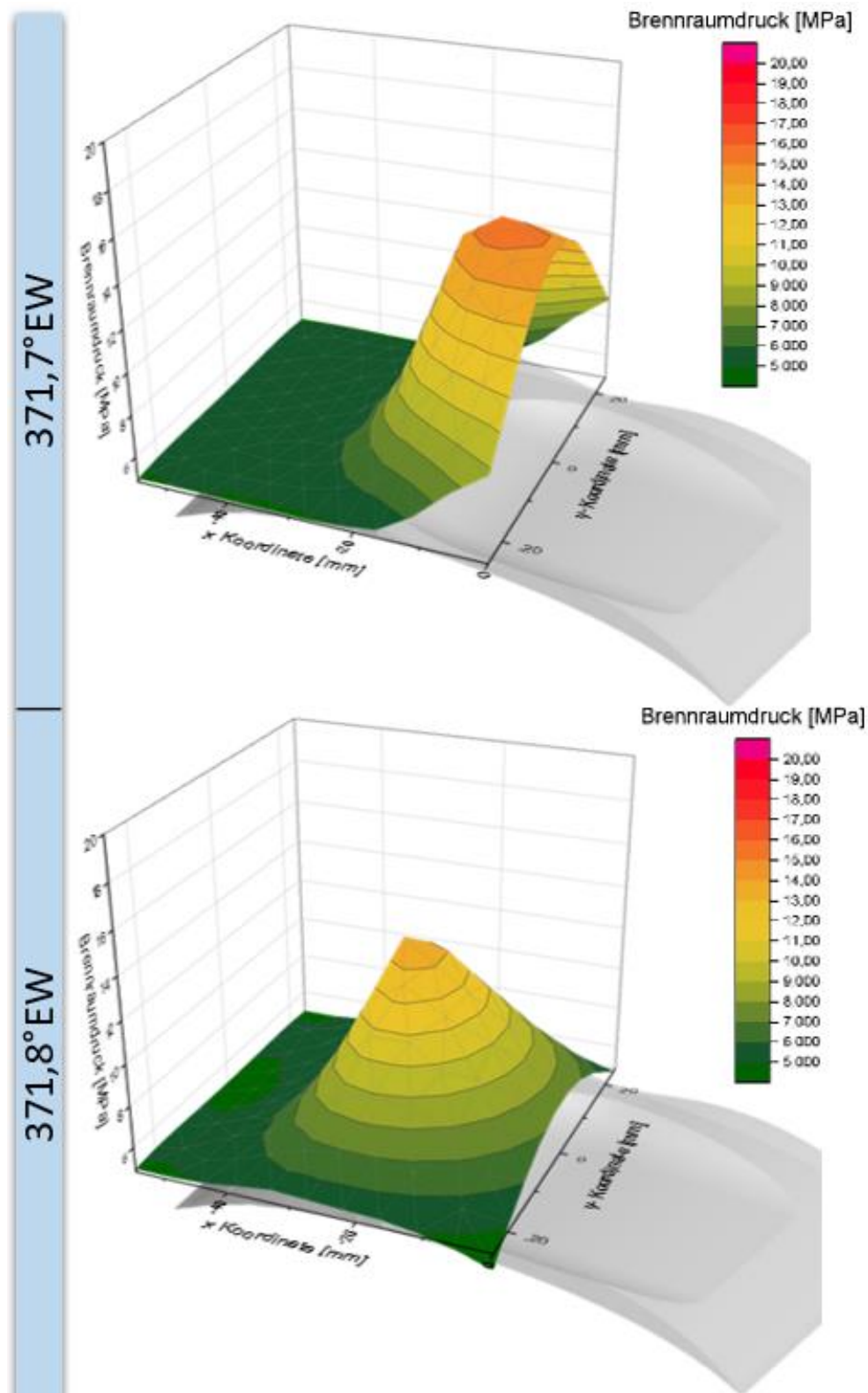


Abbildung 8-16: Abfolge der Druckzustände im hinteren Brennraum für unterschiedliche Winkelpositionen; Treibstoff Jet-sur3, 1. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 1$, Kolbenmulde R1A, Zündkerzenkonfiguration Std, ZZP = 36°EWvOT, Zeitschrittauflösung = 4,26e-04°EW.

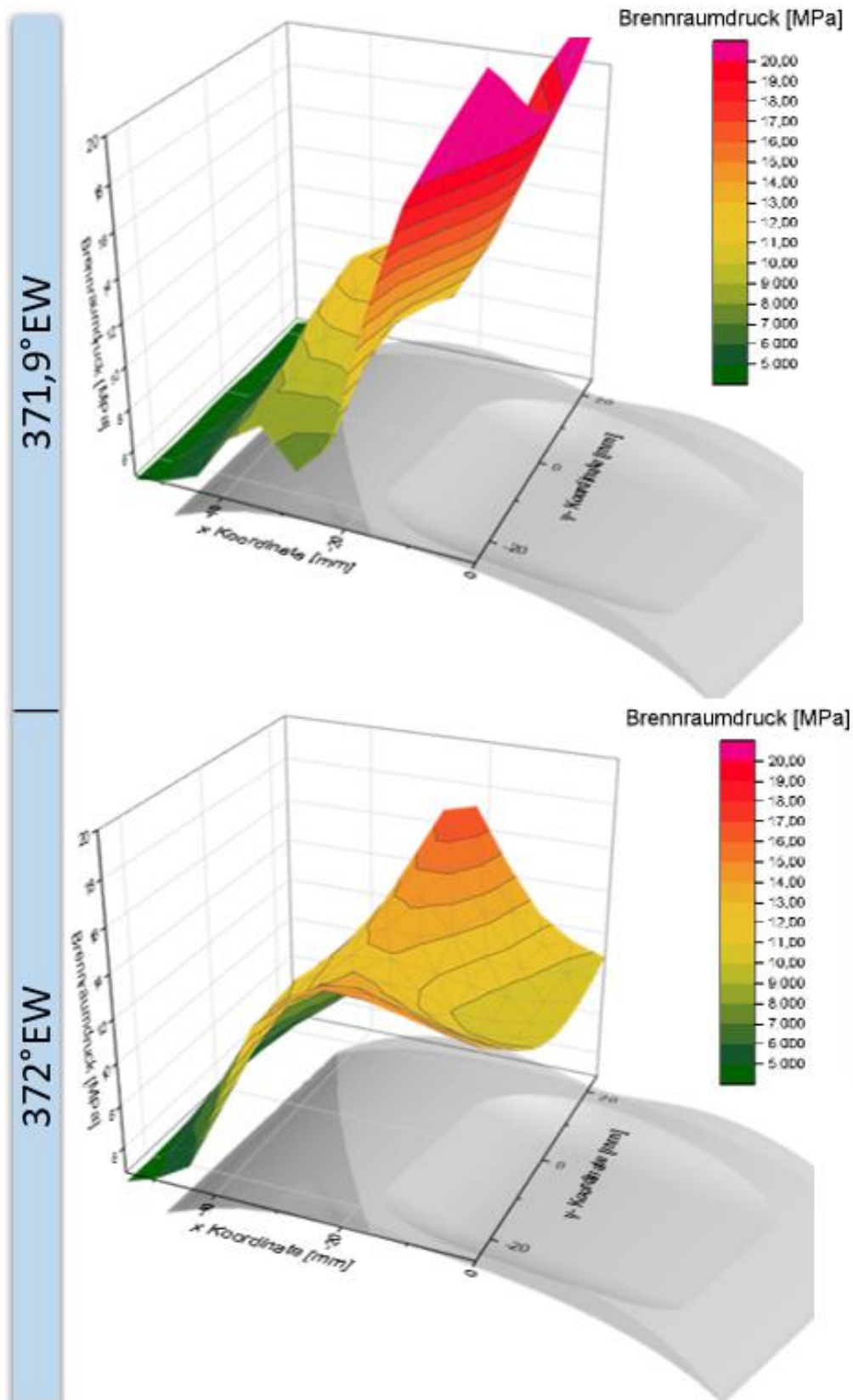


Abbildung 8-17: Abfolge der Druckzustände im hinteren Brennraum für unterschiedliche Winkelpositionen; Treibstoff Jet-sur3, 1. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 1$, Kolbenmulde R1A, Zündkerzenkonfiguration Std, ZZP = 36°EWvOT, Zeitschrittauflösung = 4,26e-04°EW.

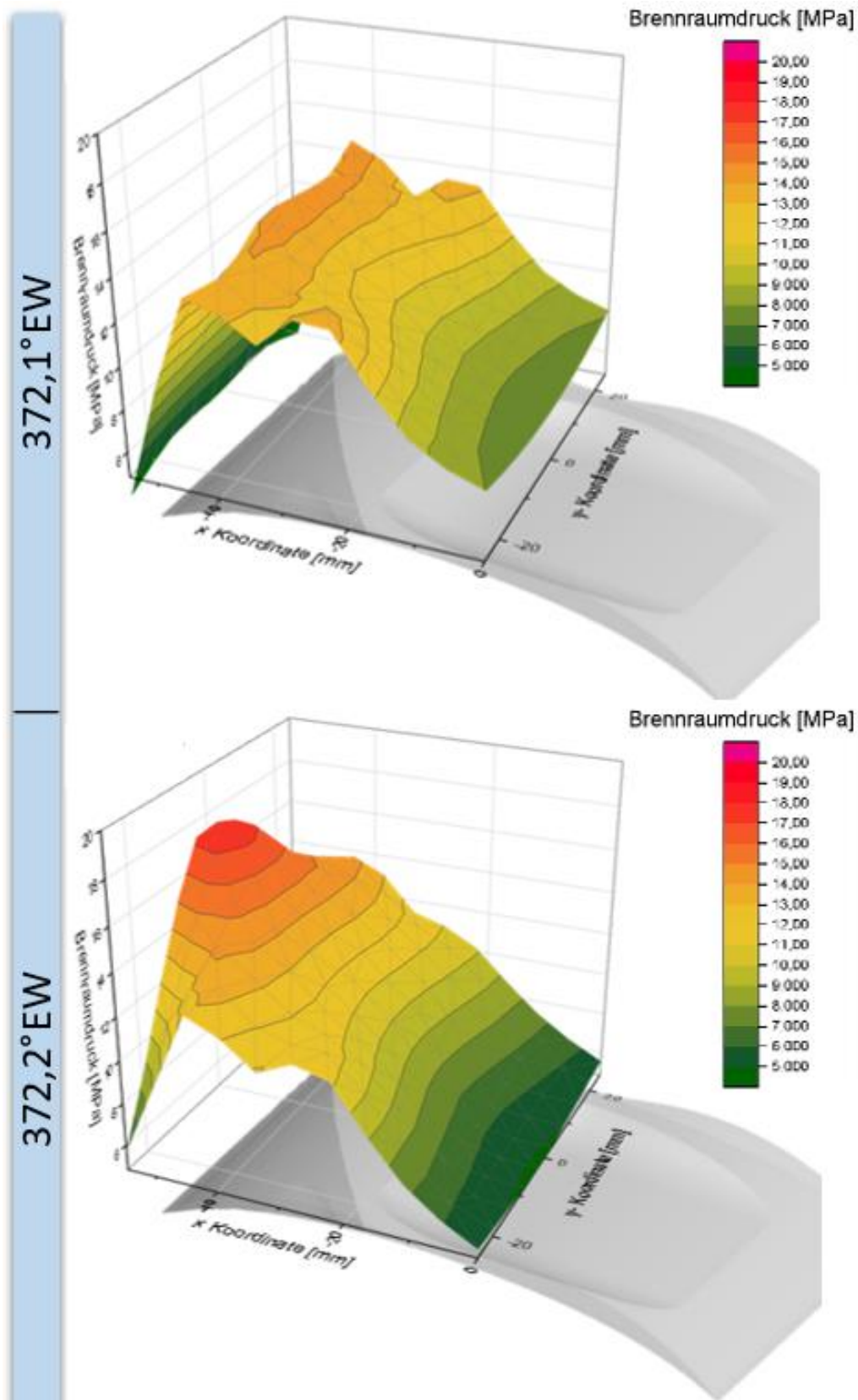


Abbildung 8-18: Abfolge der Druckzustände im hinteren Brennraum für unterschiedliche Winkelpositionen; Treibstoff Jet-sur3, 1. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 1$, Kolbenmulde R1A, Zündkerzenkonfiguration Std, ZZP = 36°EWvOT, Zeitschrittauflösung = 4,26e-04°EW.

Durch das Eintreffen der Primärflammenfront voreilenden Druckwellen in den Bereich der Quetschströmung ($371,7^\circ\text{EW}$ bzw. $371,8^\circ\text{EW}$), kommt es zur Kollision mit den strömungsbedingten Druckspitzen (skalierungsbedingt nicht sichtbar). Die Kollision selbst ist bei $371,9^\circ\text{EW}$ gut erkennbar. Als Folge der Überschreitung der Selbstzündungsgrenze kommt es, wie bei 372°EW ersichtlich, zur Ausbildung von Sekundärflammenfronten an den Rändern des hinteren Brennraums. Die damit einhergehenden Druckwellen breiten sich folglich zueinander und Richtung Brennraumende aus, ehe sie dort reflektiert werden. Die Verbrennung des Restgemisches erfolgt dabei so schnell, dass wie in Abbildung 8-13 erkennbar, bereits bei 375°EW die komplette Umsetzung erfolgt ist.

Bei Bewertung der vorliegenden Verbrennung, mittels der zu Beginn von Kapitel 8 angeführten Klopfkriterien, bestätigen diese die gewonnen Erkenntnisse.

Tabelle 8-2 beinhaltet die Kennwerte zur Beurteilung der Verbrennungscharakteristik.

Tabelle 8-2: Kennwerte der Klopfanalyse zur Beurteilung der Verbrennungscharakteristik.

		Std
Knock Index	[1]	2,01
max. Amplitude nach FFT	[bar]	60
mittlere Frequenz nach FFT	[kHz]	11,7
max. auftretender Druck	[bar]	240

Sowohl der Knock Index als auch die Ergebnisse der FFT liegen deutlich über den Grenzwerten für eine klopfreie Verbrennung.

Abbildung 8-19 zeigt grafisch die Ergebnisse der FFT Analyse, wobei anhand des gefilterten Signals deutlich die Schwingung der klopfenden Verbrennung zu erkennen ist.

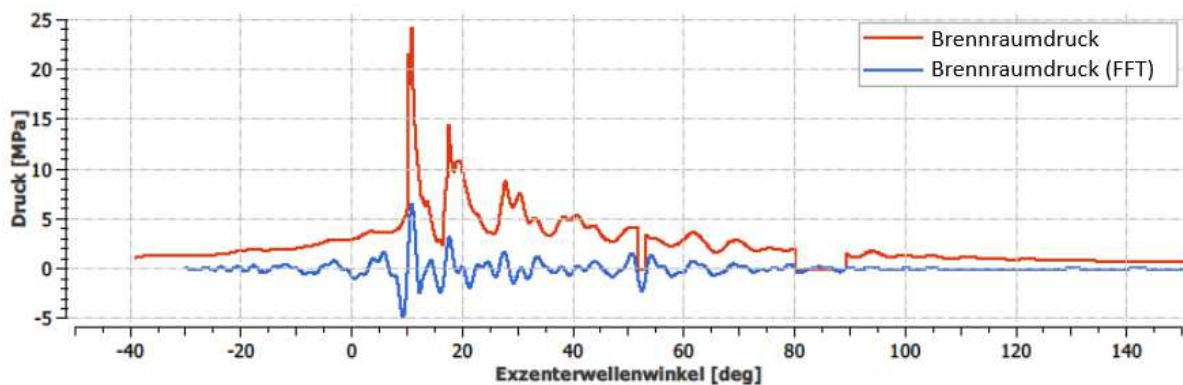


Abbildung 8-19: Gefiltertes Signal der FFT-Analyse vom Druckverlauf des Monitorpunktes 1; *Treibstoff Jet-sur3, 1. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 1$, Kolbenmulde R1A, Zündkerzenkonfiguration Std, ZZP = 36°EWvOT , Zeitschrittauflösung = $4,26e-04^\circ\text{EW}$, Bandpassfrequenz 5-20 kHz.*

Ausgehend von den Erkenntnissen der vorigen Kapitel zeichnet sich die Konfiguration mit der Zündkerzenanordnung L1T1 als Optimalfall für die Verbrennung von Isooktan aus. Bei Einsatz dieser Konfiguration für die Verbrennung von Kerosin zeigt sich jedoch unter Anwendung der zuvor erprobten Mechanismen ein gänzlich anderes Bild. Abbildung 8-20 zeigt den Heizverlauf der Optimalkonfiguration mit dem Kerosinsurrogate Jet-sur3 als Treibstoff.

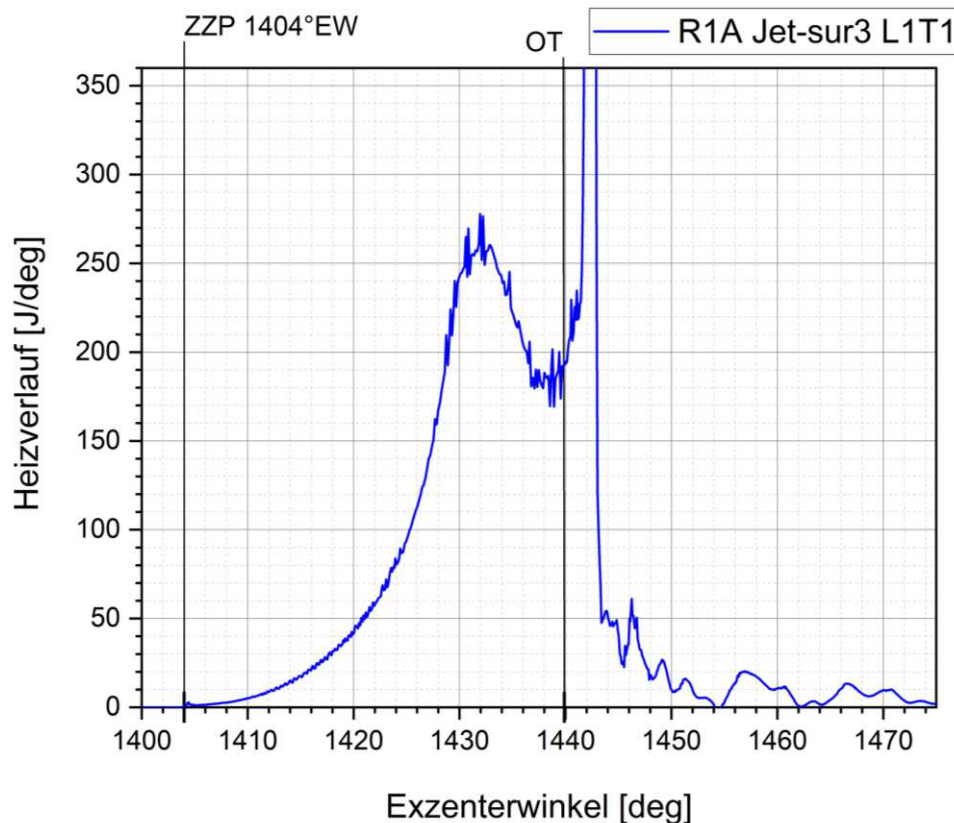


Abbildung 8-20: Heizverlauf der L1T1- Konfiguration mit dem Kerosinsurrogate Jet-sur3 als Treibstoff; Treibstoff *Jet-sur3*, 4. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 1$, Kolbenmulde R1A, Zündkerzenkonfiguration L1T1, ZYP = 36°EWvOT.

Anhand des Heizverlaufs ist, ähnlich jenem in Abbildung 8-10, nach einem lokalen Maximum ein rasanter Anstieg der Umsatzrate gegen Ende des Verbrennungsvorgangs zu erkennen. Dies deutet auf ein irreguläres Verbrennungsphänomen hin. Auch im integrierten Heizverlauf in Abbildung 8-21 ist der steile Anstieg des Energieumsatzes ab 1440°EW deutlich erkennbar.

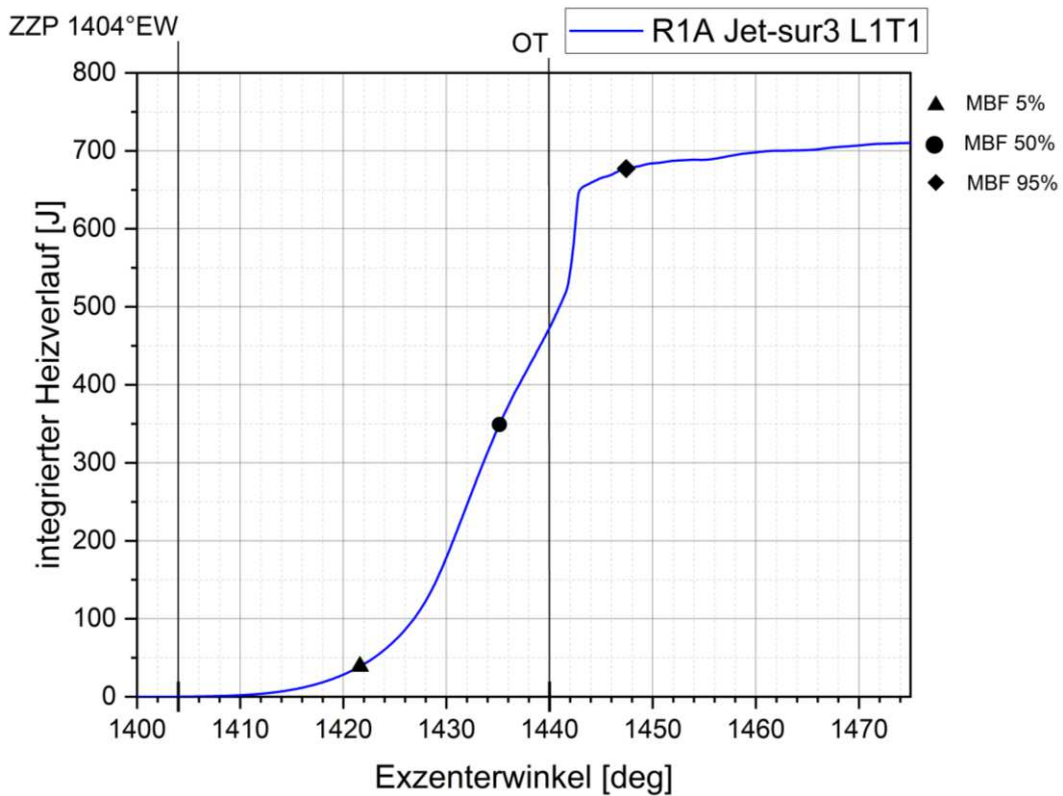


Abbildung 8-21: integrierter Heizverlauf der L1T1- Konfiguration mit dem Kerosinsurrogate Jet-sur3 als Treibstoff; Treibstoff Jet-sur3, 4. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 1$, Kolbenmulde R1A, Zündkerzenkonfiguration L1T1, ZQP = 36°EWvOT.

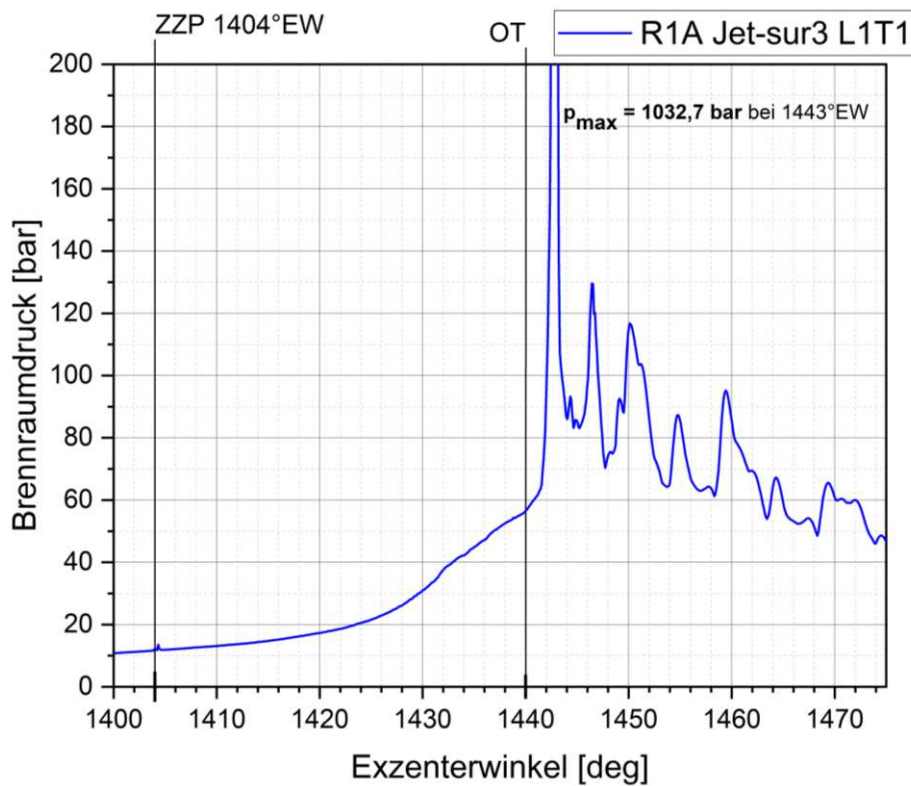


Abbildung 8-22: Brennraumdruckverlauf der L1T1- Konfiguration mit dem Kerosinsurrogate Jet-sur3 als Treibstoff; Treibstoff Jet-sur3, 4. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 1$, Kolbenmulde R1A, Zündkerzenkonfiguration L1T1, ZQP = 36°EWvOT.

Nochmals verdeutlicht wird dieses Phänomen bei Betrachtung des auftretenden Brennraumdruckverlaufs. Wie Abbildung 8-22 zeigt, schnellt dieser nach anfänglich kontinuierlichem Anstieg auf Werte von mehr als 200 bar, wobei diese Druckspitze in weiterer Folge durch starke Druckschwankungen wieder auf Normaldruck abgebaut wird. Auf Basis der Ergebnisse in Abbildung 8-13 bzw. 8-16 weisen vor allem die Druckschwankungen nach der Druckspitze auf ein ähnliches klopfendes Verbrennungsphänomen hin.

Um diese Phänomene zu verhindern, können wie zu Beginn erläutert unterschiedliche Maßnahmen getroffen werden.

Dazu zählen die Variation der Zündkerzenposition sowie eine Änderung des Zündzeitpunktes.

Durch den starken Einfluss des Zündzeitpunktes auf die Leistungsausbeute soll der Zündzeitpunkt dabei möglichst wenig in Richtung „Spät“ geändert werden.

Als Folge daraus wird zuerst versucht, durch Änderung der Zündkerzenposition bei gleichbleibendem Zündzeitpunkt die Verbrennung zu stabilisieren.

Die führenden Zündkerzen werden dazu von der Position L1 in die Std-Position versetzt. Ziel dabei ist es, das Auftreffen der Druckwellen zeitlich von der Ausbildung der Quetschströmung infolge der Druckdifferenz zu trennen.

Die nachfolgenden Kerzen werden in der Position T1 belassen, da eine Position weiter vorne tendenziell aufgrund der kürzeren Strecke zu einer Verschlechterung der Problematik führen würde. Zusätzlich reduziert sich, wie in Kapitel 6 gezeigt werden konnte, die Durchbrennrage, welche jedoch aus Effizienzgründen möglichst hochgehalten werden sollte.

Abbildung 8-23 zeigt den Heizverlauf der R1A-Konfiguration mit der Zündkerzenposition StdT1.

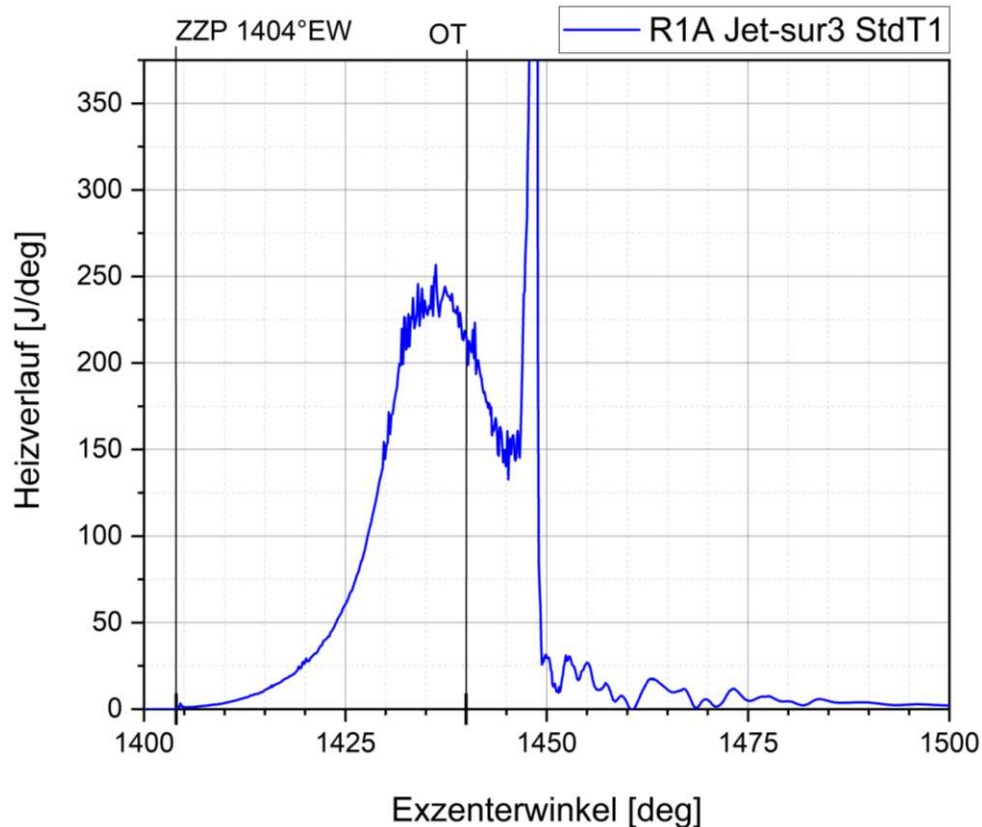


Abbildung 8-23: Heizverlauf der R1A-Konfiguration mit der Zündkerzenposition StdT1; *Treibstoff Jet-sur3, 4. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 1$, Kolbenmulde R1A, Zündkerzenkonfiguration StdT1, ZKP = 36°EWvOT.*

Es zeigt sich auch hier das Auftreten von irregulären Phänomenen während der Verbrennung. Jedoch erfolgt das Überschreiten der Selbstzündungsgrenze erst bei einer weit fortgeschrittenen Primärflammenfront, wie [Abbildung 8-24](#) anhand des Massengehalts an Dodekan (Bestandteil von Jet-sur3) zeigt.

357 °EA

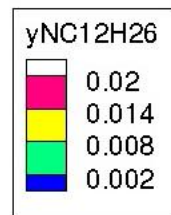
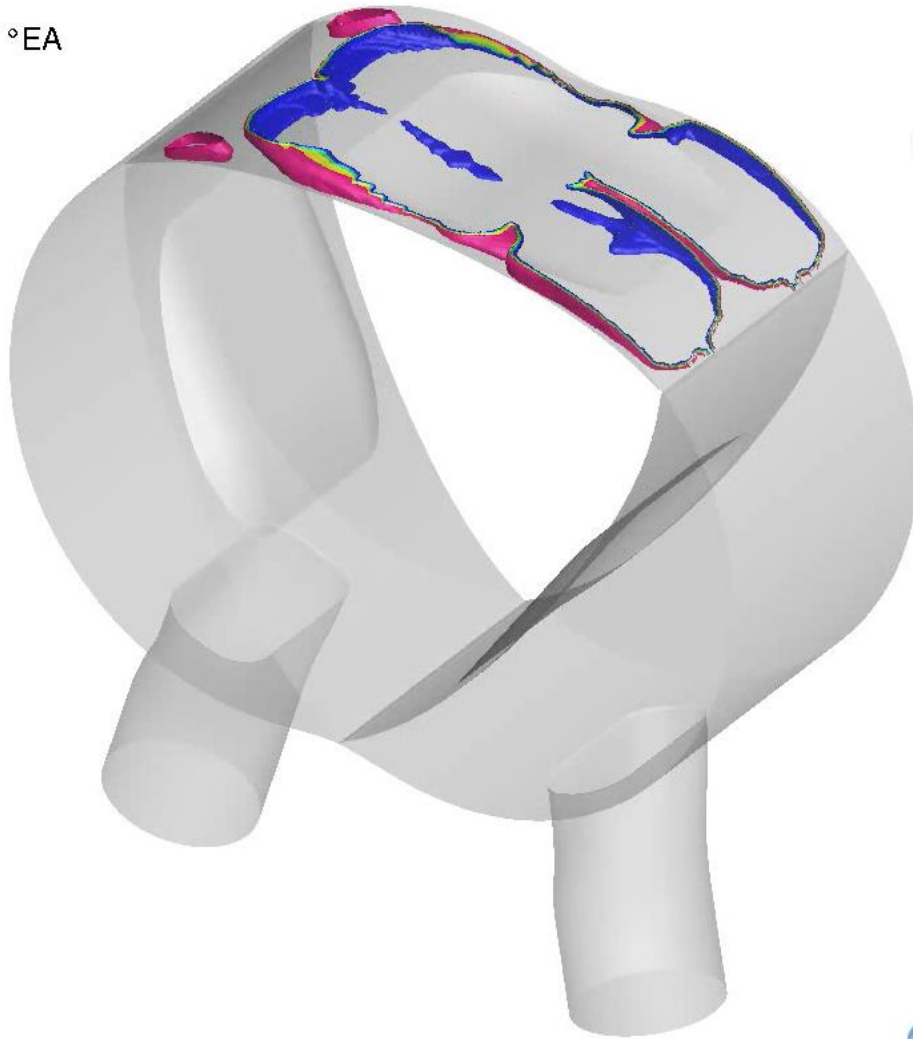
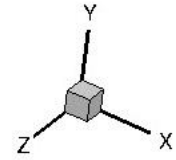


Abbildung 8-24: Flammenfrontausbreitung der StdT1-Konfiguration bei 357°EW; Treibstoff *Jet-sur3*, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 1$, Kolbenmulde R1A, Zündkerzenkonfiguration StdT1, ZZP = 36°EWvOT.

Die dabei auftretenden Drücke sind nach [Abbildung 8-25](#) im Vergleich zur L1T1-Konfiguration (Abbildung 8-22) ebenfalls geringer, was auf eine geringere Klopfintensität hindeutet.

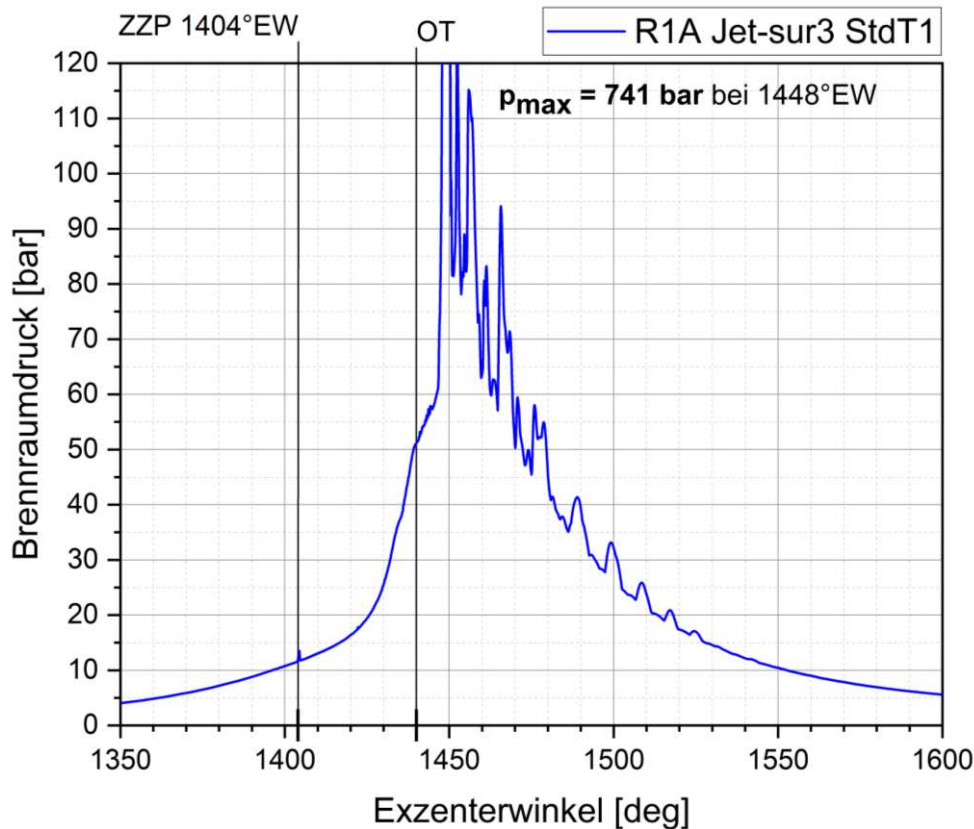


Abbildung 8-25: Brennraumdruckverlauf der R1A-Konfiguration mit der Zündkerzenposition StdT1; Treibstoff *Jet-sur3*, 4. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 1$, Kolbenmulde R1A, Zündkerzenkonfiguration StdT1, ZZP = 36°EWvOT.

Dies führt zu der Erkenntnis, dass sowohl eine Änderung der Zündkerzenposition als auch eine Änderung des Zündzeitpunktes nötig ist.

Wird bei ausschließlicher Verwendung von Leading-Kerzen in der Std-Position der Zündzeitpunkt von 36°EWvOT auf 0°EWvOT geändert, so sind, wie Abbildung 8-26 zeigt, keine irregulären Phänomene mehr zu erkennen.

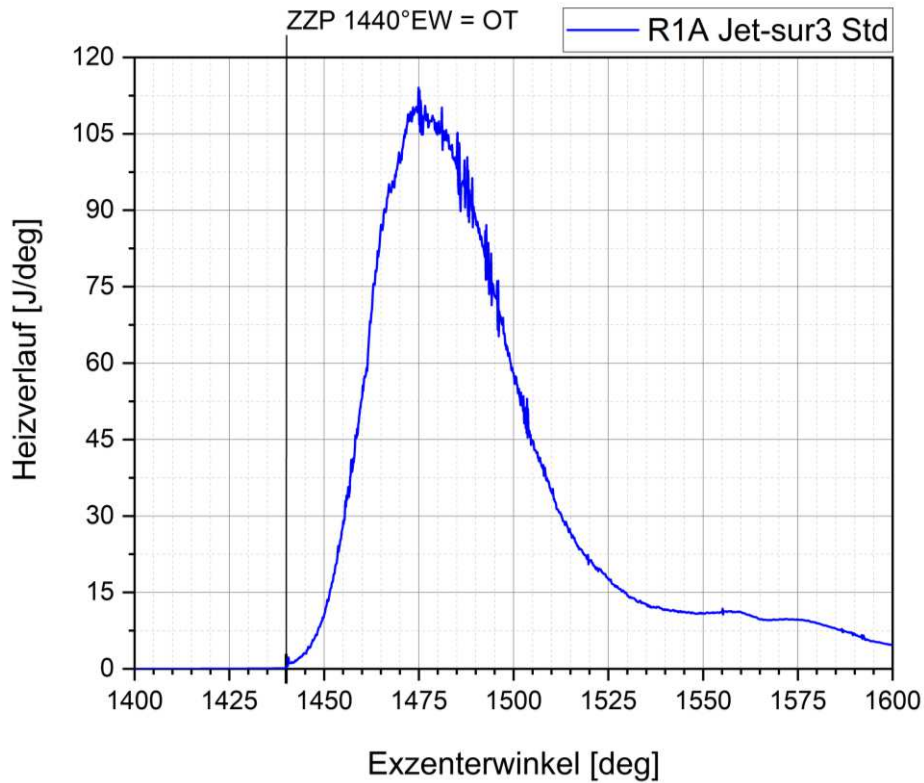


Abbildung 8-26: Heizverlauf der R1A-Konfiguration mit der Zündkerzenposition Std und geändertem Zündzeitpunkt; *Treibstoff Jet-sur3, 4. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 1$, Kolbenmulde R1A, Zündkerzenkonfiguration Std, ZKP = 0°EWvOT.*

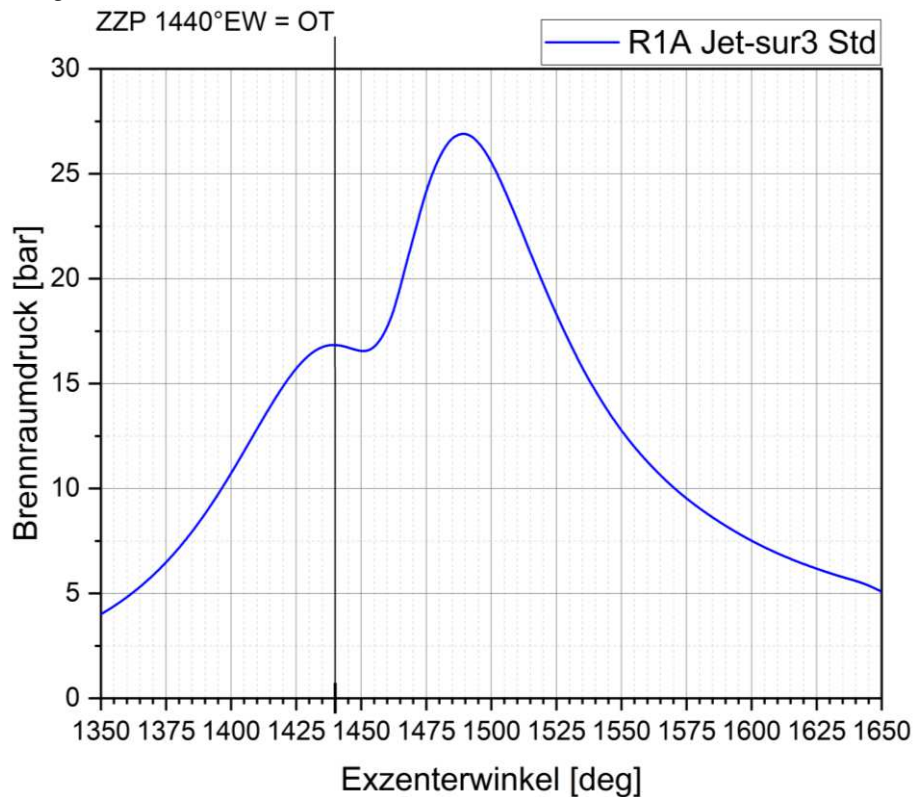


Abbildung 8-27: Brennraumdruckverlauf der R1A-Konfiguration mit der Zündkerzenposition Std und geändertem Zündzeitpunkt; *Treibstoff Jet-sur3, 4. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 1$, Kolbenmulde R1A, Zündkerzenkonfiguration Std, ZKP = 0°EWvOT.*

Bei Vergleich mit den Abbildungen 8-10 und 8-11 wird dies deutlich erkennbar. Auch der Verlauf des Brennraumdrucks in Abbildung 8-27 weist keine irregulären Phänomene mehr auf. Demzufolge bestätigt sich, dass bei entsprechend konservativer Auslegung der Zündkerzenpositionen und Zündzeitpunkte eine reguläre Verbrennung von Kerosin in einem Wankelmotor möglich ist. Ziel der folgenden Untersuchungen ist es, ein möglichst stabiles Kerosin-Brennverfahren mit maximaler Leistungsausbeute zu finden. Aus diesem Grund wird zunächst eine optimale Zündzeitpunkteinstellung gesucht, ehe das Potenzial durch Aufladung des Motors im Kerosinbetrieb untersucht wird.

Bei Betrachtung der Zündzeitpunkteinstellung stellt sich die Frage nach der Effizienz einer synchronen Zündung der vorderen und hinteren Kerzen. Die zeitliche Trennung der Zündzeitpunkte bietet neben dem Zündzeitpunkt selbst und der Zündkerzenposition eine zusätzliche Möglichkeit zur Abstimmung des Brennverfahrens. Nach [37] konnten Abraham und Bracco zeigen, dass bei klopfempfindlichen Kraftstoffen mit asynchronem Zünden der vorderen und hinteren Kerzen eine Effizienzsteigerung von 7-10% erreichbar ist. Demzufolge eignet sich das zeitlich getrennte Zünden für die Brennverfahrensentwicklung von Kerosin dahingehend, dass bei gleicher Verbrennungsstabilität eine höhere Leistungsausbeute möglich ist.

Ausgehend von dem bereits erprobten Zündzeitpunkt für die Verbrennung von Isooktan ($ZZP = 36^\circ\text{EWvOT}$ bei 7100 U/min) sowie der augenscheinlich phänomenfreien Verbrennung von Kerosin bei $ZZP = 0^\circ\text{EWvOT}$ und 7100 U/min in den Abbildungen 8-26 und 8-27 werden folglich verschiedene asynchrone Zündzeitpunktskonfigurationen simuliert. Für die Leading-Kerzen werden dabei Zündzeitpunkte im Bereich von 36°EWvOT bis 20°EWvOT untersucht. Bei den Trailing-Kerzen erfolgte eine sukzessive Verlegung des Zündzeitpunktes in Richtung „Spät“. Hinsichtlich der Zündkerzenposition wird dabei wie zuvor von der StdT1-Konfiguration ausgegangen.

Abbildung 8-28 zeigt vergleichend die Heizverläufe für ausgewählte asynchrone Zündkonfigurationen.

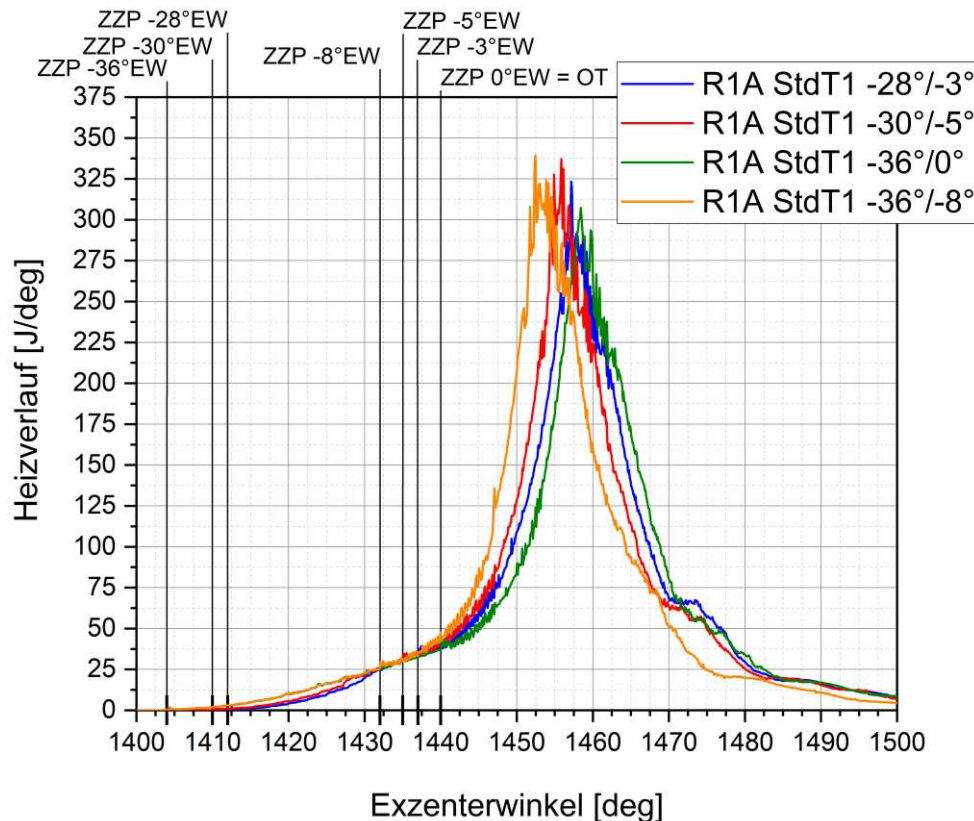


Abbildung 8-28: Vergleich der Heizverläufe für unterschiedliche asynchrone Zündkonfigurationen; Treibstoff *Jet-sur3*, 4. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 1$, Kolbenmulde R1A, Zündkerzenkonfiguration StdT1.

Der Vergleich der Heizverläufe zeigt nur geringe Unterschiede in den maximal auftretenden Umsatzraten. Deutlichere Differenzen sind demgegenüber beim Verbrennungsbeginn bzw. Verbrennungsschwerpunkt zu erkennen. Dies lässt sich durch den direkten Zusammenhang zwischen Zündzeitpunkt und Verbrennungsbeginn erklären. Wie zu erwarten zeigt dabei die früheste Zündkonfiguration ($36^\circ/8^\circ\text{EWvOT}$) die besten Ergebnisse. Prognostiziert durch die Erkenntnisse von [37] liefert der Vergleich der Konfigurationen $28^\circ/3^\circ\text{EWvOT}$, $30^\circ/5^\circ\text{EWvOT}$ und $36^\circ/0^\circ\text{EWvOT}$ interessante Erkenntnisse. Trotz des deutlich späteren Zündzeitpunktes der Leading-Kerzen liefern die Zündeneinstellungen $28^\circ/3^\circ\text{EWvOT}$ und $30^\circ/5^\circ\text{EWvOT}$ neben einer höheren Umsetzrate auch einen merkbar früheren Verbrennungsbeginn. Ähnlich verhält es sich bei den auftretenden Brennraumdrücken.

Wie in [Abbildung 8-29](#) dargestellt, besitzen die früheren Zündkonfigurationen geringfügig höhere Spitzendrücke.

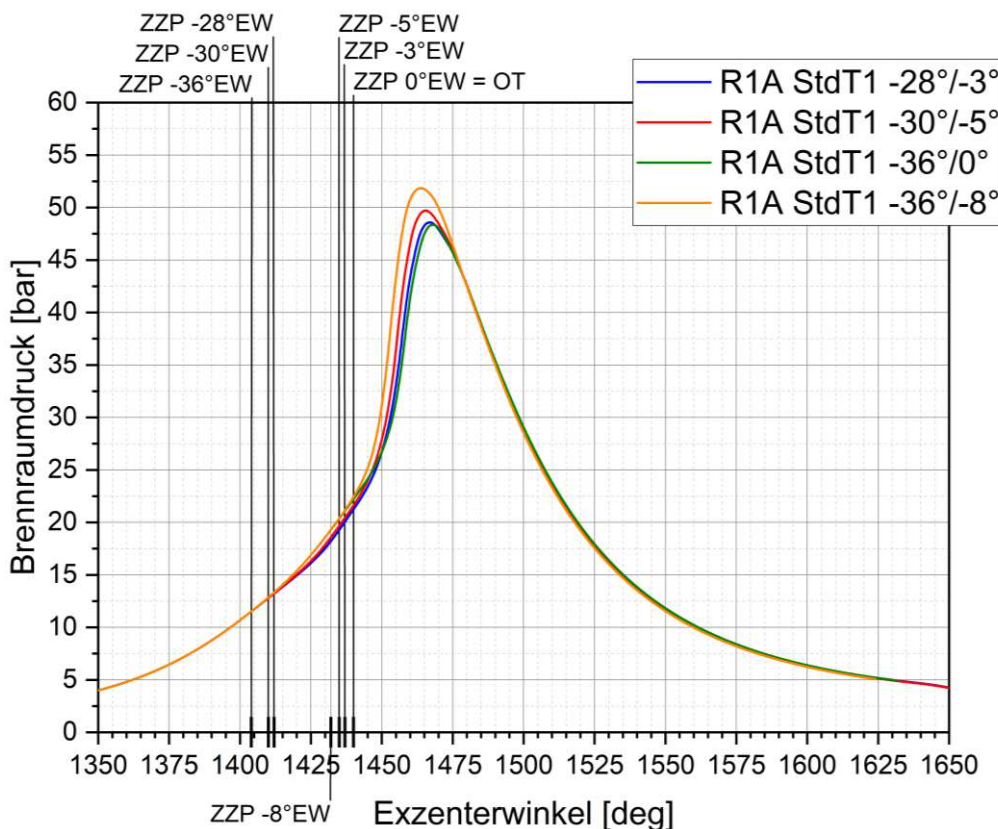


Abbildung 8-29: Vergleich der Brennraumdruckverläufe für unterschiedliche asynchrone Zündkonfigurationen; Treibstoff *Jet-sur3*, 4. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 1$, Kolbenmulde R1A, Zündkerzenkonfiguration StdT1.

Auch hier erreicht die Konfiguration 28°/3°EWvOT minimal höhere Spitzendrücke als die bereits zuvor verglichene Konfiguration 36°/0°EWvOT. Bei Betrachtung der zugehörigen indizierten Leistungswerte führt dies jedoch nur zu vernachlässigbaren Vorteilen.

Tabelle 8-3 vergleicht die indizierten Leistungswerte der unterschiedlichen Zündkonfigurationen.

Tabelle 8-3: Indizierte Leistungswerte der unterschiedlichen Zündkonfigurationen

		-28°/-3°	-30°/-5°	-36°/0°	-36°/-8°
indizierte Leistung P_i	[kW]	36,84	36,86	36,58	37,9
indizierter Mitteldruck p_{mi}	[bar]	10,59	10,61	10,51	10,89
indiziertes Moment M_i	[Nm]	49,55	49,57	49,20	50,97

Bei Vergleich der indizierten Werte der Kerosinverbrennung mit einer gleichwertigen Isooktan- Verbrennung (Tabelle 6-4) zeigt sich trotz des späteren Zündzeitpunktes der Kerosinverbrennung eine annähernd gleiche indizierte Leistung bzw. Mitteldruck. Erklärt werden kann dies durch den höheren Energieinhalt von Kerosin, wodurch die spätere Zündung kompensiert werden kann.

Erkennbar ist auch, dass alle ausgewählten Zündkonfigurationen bei normaler Simulationsauflösung frei von irregulären Verbrennungsphänomenen sind. Um tatsächlich das Auftreten von unerwünschten Phänomenen ausschließen zu können, werden die Konfigurationen zusätzlich einer Klopfanalyse unterzogen. Wie bereits zu Beginn dieses Kapitels erläutert wird dafür ein Monitorpunktnetz integriert und eine feinere Zeitschrittauflösung gewählt. Aufgrund der Ergebnisse der Simulationen werden dabei nur die Konfigurationen 28°/3°EWvOT und 36°/8°EWvOT weiterverfolgt. Die Konfiguration 36°/0°EWvOT wird aufgrund des vergleichsweise späten Verbrennungsbeginns verworfen. Ähnliches gilt für die Konfiguration 30°/5°EWvOT. Aufgrund der im Vergleich zur ZündEinstellung 28°/3°EWvOT sehr ähnlichen Ergebnisse wird diese nicht weiterverfolgt.

Abbildung 8-30 zeigt den Vergleich der gefilterten FFT-Signale für die unterschiedlichen Zünd Einstellungen.

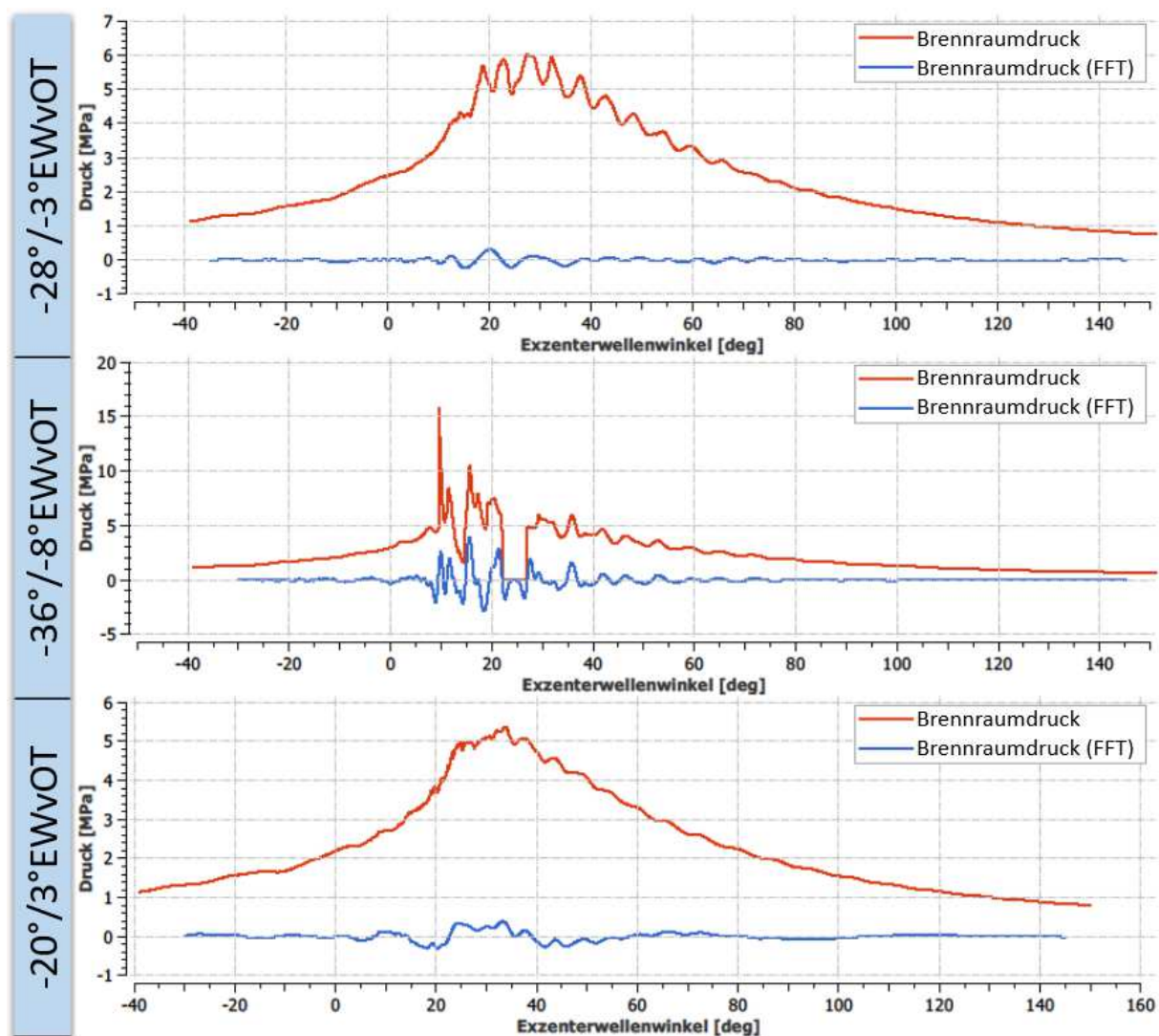


Abbildung 8-30: Vergleich der gefilterten Signale der FFT-Analyse vom Druckverlauf des Monitorpunktes 1; Treibstoff *Jet-sur3*, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 1$, Kolbenmulde R1A, Zündkerzenkonfiguration StdT1, Zeitschrittauflösung = $4,26e-04^\circ \text{EW}$, Bandpassfrequenz 5-20 kHz.

Neben den beiden ausgewählten Zündkonfigurationen wird vergleichsweise eine nach [38] von Harikrishnan, Challa und Radhakrishna als sehr konservativ eingestufte asynchrone Zündstellung ($20^\circ/3^\circ \text{EWvOT}$) angeführt.

Die Ergebnisse der Klopfanalysen in Tabelle 8-4 liefern dabei interessante Erkenntnisse.

Tabelle 8-4: Kennwerte der Klopfanalyse der unterschiedlichen Zündkonfigurationen.

		-28°/-3°	-36°/-8°	-20°/3°
Knock Index	[1]	1,16	1,94	1,15
max. Amplitude nach FFT	[bar]	3,2	34	3
mittlere Frequenz nach FFT	[kHz]	4,4	6,8	2,3
max. auftretender Druck	[bar]	60	160	53

Die Konfiguration 28°/3°EWvOT befindet sich sowohl in Hinblick auf den Knock Index als auch auf die FFT-Ergebnisse unterhalb der Grenzwerte für eine klopfende Verbrennung. Des Weiteren ist auch nur ein geringer Unterschied zur als konservativ eingestuft Zündeinstellung 20°/-3°EWvOT festzustellen. Sowohl der Knock Index als auch die maximale Amplitude bzw. der maximal auftretende Brennraumdruck liegt auf sehr ähnlichen Niveau. Lediglich die auftretende Frequenz des gefilterten Signals ist annähernd doppelt so groß. Demgegenüber weist die Einstellung 36°/8°EWvOT deutlich höhere Werte für den Knock Index bzw. die FFT-Ergebnisse auf, welche weit über den angegebenen Grenzwerten liegen. Auch der maximal auftretende Brennraumdruck von 160bar spricht deutlich für irreguläre Verbrennungsaktivitäten. Die Ergebnisse lassen die Schlussfolgerung zu, dass trotz der phänomenfreien Ergebnisse der Simulationen bei normaler Auflösung es sich um eine irreguläre Verbrennung handelt.

Aus diesem Grund zeichnet sich die Zündkonfiguration 28°/3°EWvOT aufgrund ihrer eher konservativen Auslegung als stabile und gleichzeitig leistungsfähige Einstellung aus. Zu berücksichtigen ist dabei, dass aufgrund des sehr hohen Rechenaufwandes nur lediglich eine Verbrennung simuliert wurde. Demnach müssen zusätzliche Sicherheiten aufgrund der fehlenden Erkenntnisse über die dauerhafte Stabilität des Brennverfahrens berücksichtigt werden.

Nach den Untersuchungen im Hinblick auf eine entsprechende Zündeinstellung bietet sich weiter die Möglichkeit zur Anpassung der Position der führenden Zündkerzen. Ausgehend von der Konfiguration StdT1 wird folglich eine Optimierung hin zu weiter vorne platzierten Leading-Kerzen durchgeführt.

Dabei wurden Positionen von L9 bis L1 mit der Zündkonfiguration 28°/3°EWvOT simuliert. Als Optimum stellt sich demnach die Position L5 heraus.

Abbildung 8-31 vergleicht die Heizverläufe der Zündkerzenkonfigurationen L5T1 und StdT1 mit der Zündeinstellung 28°/3°EWvOT.

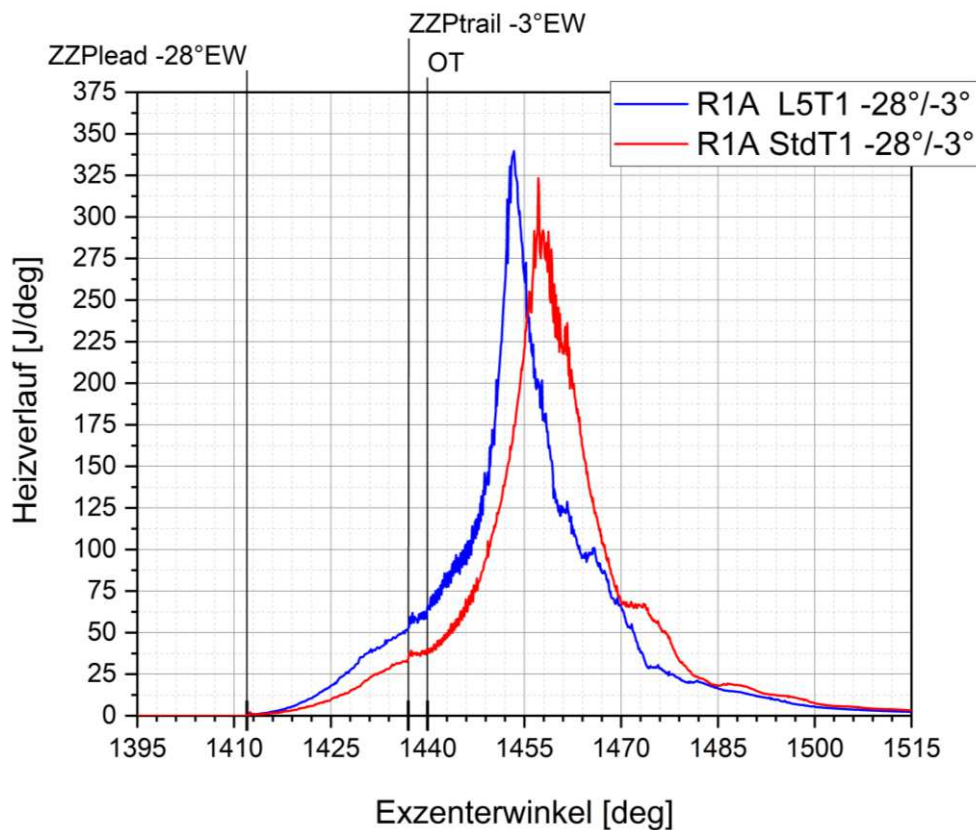


Abbildung 8-31: Vergleich der Heizverläufe der Zündkerzenkonfigurationen L5T1 und StdT1; Treibstoff *Jet-sur3*, 4. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 1$, Kolbenmulde R1A, ZZP = 28°/3°EWvOT.

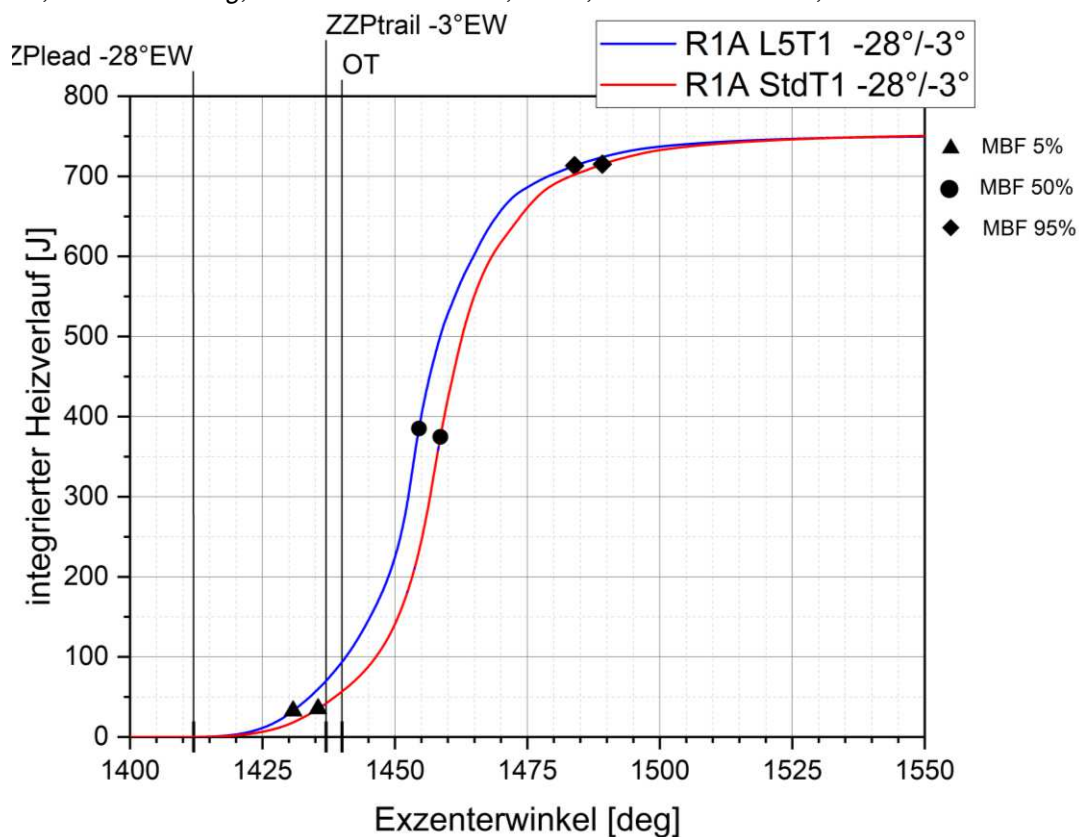


Abbildung 8-32: Vergleich der integrierten Heizverläufe der Zündkerzenkonfigurationen L5T1 und StdT1; Treibstoff *Jet-sur3*, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 1$, Kolbenmulde R1A, ZZP = 28°/3°EWvOT.

Im Vergleich zur Position Std weist die Position L5 eine erkennbar schnellere Verbrennung auf. Auch die maximale Umsatzrate ist geringfügig höher. Dies bestätigt sich auch bei Betrachtung der integrierten Heizverläufe in [Abbildung 8-32](#).

Der Verbrennungsbeginn, Schwerpunkt bzw. Verbrennungsende werden im Vergleich dazu 6°EW früher erreicht, wobei die gesamt umgesetzte Energie konstant bleibt.

Ähnlich verhält es sich bei den Brennraumdrücken, welche in [Abbildung 8-33](#) dargestellt sind.

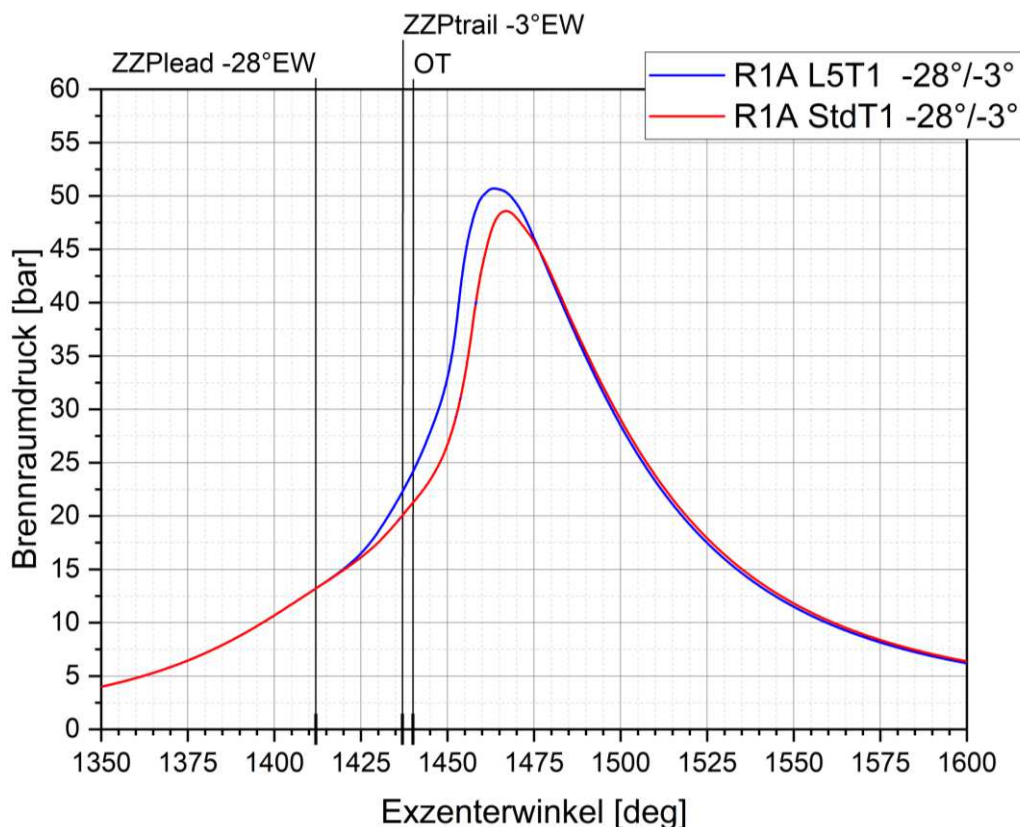


Abbildung 8-33: Vergleich der auftretenden Brennraumdrücke der Zündkerzenkonfigurationen L5T1 und StdT1; Treibstoff Jet-sur3, 4. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 1$, Kolbenmulde R1A, ZZP = 28°/3°EWvOT.

Auch hier erreicht die L5T1 Konfiguration höhere Spitzendrücke wobei diese auch früher erreicht werden. Insgesamt führt dies bei Betrachtung der indizierten Leistungswerte in [Tabelle 8-5](#) zu höheren Leistungen und Mitteldrücken.

Tabelle 8-5: Vergleich der indizierten Leistungswerte der Zündkerzenkonfiguration L5T1 und StdT1.

		L5T1	StdT1
indizierte Leistung P_i	[kW]	37,21	36,84
indizierter Mitteldruck p_{mi}	[bar]	10,70	10,59
indiziertes Moment M_i	[Nm]	50,05	49,55

Wie bereits zuvor bei den Zündzeitpunktvariationen, wird auch die Zündkerzenverschiebung hin zur Position L5T1 einer Klopfanalyse unterzogen.

Die Ergebnisse der Analyse in Form des gefilterten Signals sowie der berechneten Kennwerte sind in [Abbildung 8-34](#) und [Tabelle 8-6](#) ersichtlich.

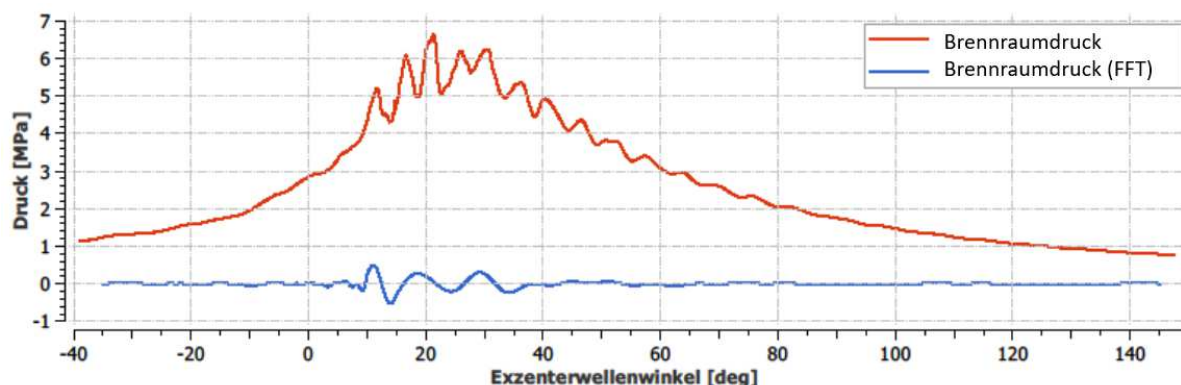


Abbildung 8-34: Gefiltertes Signal der FFT-Analyse vom Druckverlauf des Monitorpunktes 1; *Treibstoff Jet-sur3, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 1$, Kolbenmulde R1A, Zündkerzenkonfiguration L5T1, ZZP = 28°/3°EWvOT, Zeitschrittauflösung = 4,26e-04°EW, Bandpassfrequenz 5-20 kHz.*

Tabelle 8-6: Kennwerte der Klopfanalyse der Zündkerzenkonfigurationen L5T1 und StdT1.

		L5T1	StdT1
Knock Index	[1]	1,18	1,16
max. Amplitude nach FFT	[bar]	4	3,2
mittlere Frequenz nach FFT	[kHz]	4,7	4,4
max. auftretender Druck	[bar]	65	60

Die vorverlegten Leading Kerzen führen demnach zu einer geringfügigen Erhöhung des Knock Indexes sowie der FFT-Parameter. Jedoch zeichnet sich auch diese Konfiguration als ausreichend konservativ gegenüber den Grenzwerten für irreguläre Verbrennungsphänomene aus.

Als letzter Schritt dieser Brennverfahrensuntersuchungen besteht nun die Möglichkeit auf Basis der gewählten Konfiguration durch Aufladung die Leistungsausbeute weiter zu maximieren. Hinsichtlich des Aufladegrades wurden auf Basis der Ergebnisse aus Kapitel 7 unterschiedliche Ladedrücke simuliert. Dabei präsentierten sich die Ladedruckniveaus mpl2, mpl3 und mpl4 als nicht umsetzbar, da diese unmittelbar zu irregulären Verbrennungsphänomenen führen. Dementsprechend wurden neben dem Aufladegrad mpl1 (1400 mbar) auch die Ladedruckniveaus 1200 mbar sowie 1100 mbar untersucht.

Abbildung 8-35 vergleicht die integrierten Heizverläufe für die unterschiedlichen Aufladegrade.

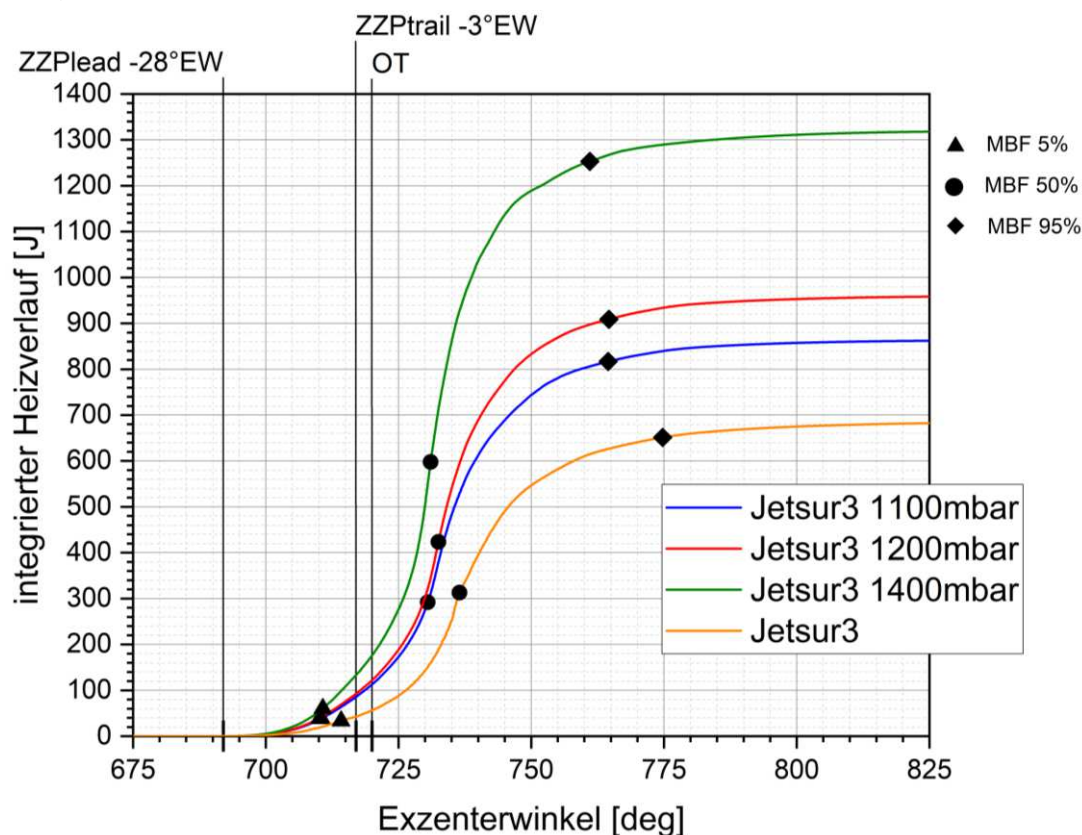


Abbildung 8-35: Vergleich der integrierten Heizverläufe für die unterschiedlichen Aufladegrade; Treibstoff Jet-sur3, 3. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 1$, Kolbenmulde R1A, Zündkerzenkonfiguration L5T1, ZZP = 28°/3°EWvOT, Base Grid 3mm

Wie zu erwarten kommt es mit Anstieg des Ladedrucks zu einer Erhöhung des Energieumsatzes. Weiters bewirkt die Anhebung des Saugrohrdruckes, ähnlich den Ergebnissen in Kapitel 7, eine Verschiebung des Brennfortschrittes Richtung Früh. Mit Steigerung des Ladedruckniveaus sinkt jedoch auch die Verbrennungsstabilität da, wie in [Abbildung 8-36](#) dargestellt, höhere Brennraumdrücke auftreten und die Gefahr einer klopfenden Verbrennung steigt.

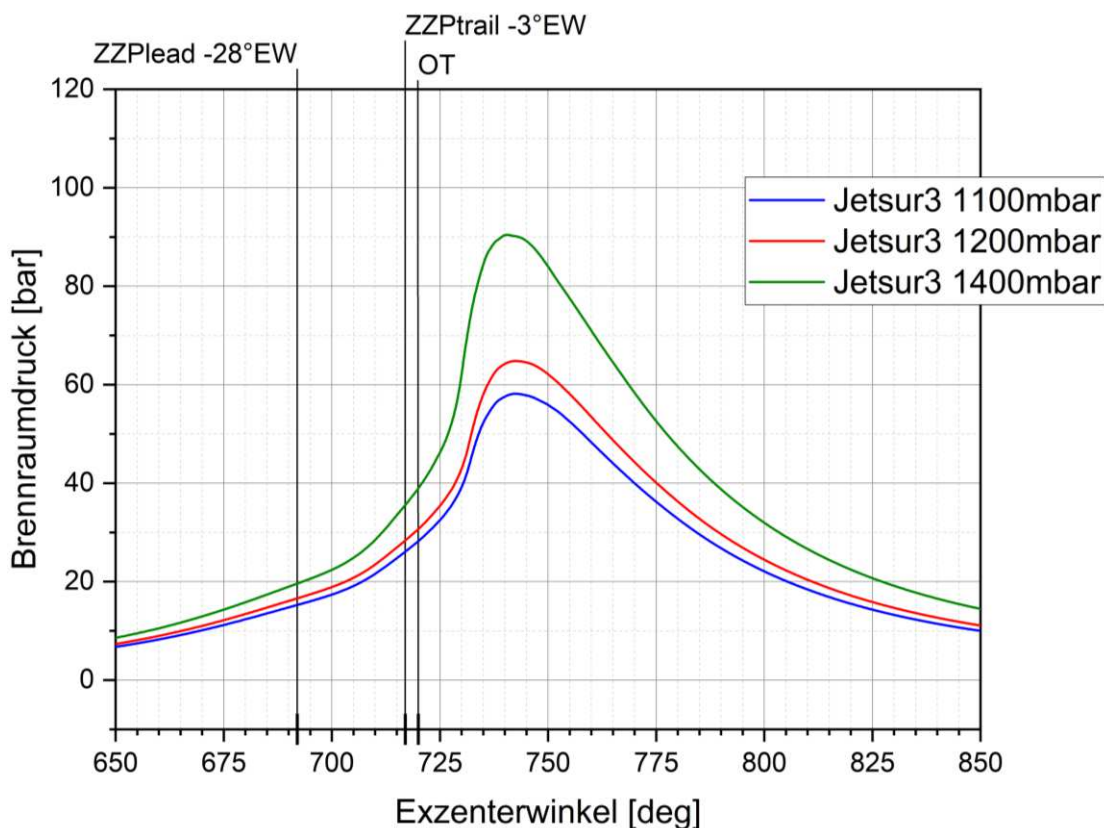


Abbildung 8-36: Vergleich der Brennraumdruckverläufe für die unterschiedlichen Aufladegrade; Treibstoff Jet-sur3, 3. Verbrennung, Drehzahl 7100 U/min, $\lambda = 1$, Kolbenmulde R1A, Zündkerzenkonfiguration L5T1, ZZP = 28°/3°EWvOT, Base Grid 3mm

Besonderes der Aufladegrad mpl1 zeigt mit Spitzendrücken von 90 bar ein deutlich erhöhtes Klopfisiko wodurch von dieser Konfiguration abzusehen ist. Demgegenüber weisen die Simulationen mit 1100 mbar bzw. 1200 mbar deutlich geringere Spitzendrücke (58 bar bzw. 64 bar) auf und sind daher zu bevorzugen.

Zusammenfassend kann aufgrund der Ergebnisse geschlussfolgert werden, dass bei der gewählten Konfiguration (L5T1, 28°/3°EWvOT) zur Erhaltung der gewünschten Verbrennungsstabilität keine bzw. nur eine sehr geringe Aufladung angewendet werden sollte. Für höhere Ladedrücke bedarf es einer erneuten Anpassung der Zündeneinstellungen. Als Teil zukünftiger Untersuchungen kann dahingehend eine Potentialanalyse für maximale Leistungsausbeute erstellt werden.

9 Zusammenfassung und Ausblick

Der Wankelmotor stellt aufgrund seiner Eigenschaften eine interessante Alternative als Antriebsmittel für Kleinflugzeuge dar. Dieser Aspekt kann in weiterer Folge auch als Beweggrund für dieses Projekt angesehen werden. In der Luftfahrt gilt Kerosin als vorwiegend eingesetzter Kraftstoff wodurch der wankelmotorische Betrieb mit diesem Treibstoff erstrebenswert ist. Im Zuge dieser Arbeit wurden dazu mittels CFD-Simulationen Untersuchungen für ein Kerosin-taugliches Brennverfahren ermittelt, welches den bivalenten Betrieb mit Kerosin und Benzin erlaubt. Das dafür eingesetzte Berechnungsmodell des Motors wurde mittels am Prüfstand gewonnener Daten validiert und angepasst.

Als wichtiger Einflussfaktor auf das Brennverfahren eines Wankelmotors präsentiert sich die Kolbenmulde. Sowohl ihre Form als auch ihre Position haben wesentlichen Einfluss auf die Verbrennungscharakteristik. So konnte mit Hilfe der Erkenntnisse aus den Simulationen gezeigt werden, dass Rechteckmulden in leicht führender Position eher zu konservativen Verbrennungen mit moderaten Umsatzzraten und Brennraumdrücken führen. Demgegenüber stellen Dreieckmulden durch verhältnismäßig hohe Gradienten und Drücke eine progressivere Alternative dar, welche in Anbetracht der Klopfestigkeit von Kerosin als problematisch zu betrachten ist. Ähnliches gilt für die Anzahl und Positionierung der Zündkerzen. Hinsichtlich der Anzahl an Zündkerzen konnte belegt werden, dass der Einsatz von Leading- (führend) und Trailing-Kerzen (nacheilend) eine deutlich frühere Verbrennungsschwerpunktlage sowie Vorteile in Bezug auf den Energieumsatz mit sich bringt. Auch bei der Positionierung dieser konnten wichtige Erkenntnisse gewonnen werden. Bei den führenden Kerzen führt demnach eine frühere Positionierung zu einer Vorverlegung der Schwerpunktlage sowie zu höheren Energieumsätzen. Demgegenüber hat die Position der hinteren Zündkerzen nur geringen Einfluss auf die Verbrennungscharakteristik. Ziel dieser Arbeit ist neben der Entwicklung eines Kerosin-tauglichen Brennverfahrens auch die Maximierung der Leistungsausbeute durch Aufladung des Motors. Dabei standen unterschiedliche Aufladekonzepte zur Auswahl, welche unterstützend durch die Erkenntnisse der Simulation auf deren Eignung und Effizienz untersucht werden konnten. Demzufolge ließen die verschiedenen Simulationen die Schlussfolgerung zu, dass sowohl aus leistungstechnischer als auch anwendungstechnischer Sicht eine Abgasurboaufladung bei Wankelmotoren in Fluggeräten zu bevorzugen ist. Speziell unter Berücksichtigung des in der Luftfahrt relevanten Gewichtsaspekts bietet die Abgasurboaufladung ein wesentlich höheres Potential im Vergleich zur mechanischen Aufladung.

Auf Basis dieser Erkenntnisse konnte ein Brennverfahren für den bivalenten Betrieb mit Benzin und Kerosin unter Berücksichtigung größtmöglicher Leistungsausbeute bei gleichzeitiger Verbrennungsstabilität entwickelt werden. Besonders das Auftreten von sogenanntem Hochgeschwindigkeitsklopfen im hinteren Brennraumteil erforderte eine Anpassung der Zündkerzenpositionierung als auch der Zündeneinstellungen. Durch die Einführung von asynchronen Zündzeitpunkten (Leadingkerzen besitzen anderen Zündzeitpunkt als die Trailingkerzen) konnte eine in Hinblick auf Verbrennungsstabilität und Leistungsausbeute ausgewogene Konfiguration gefunden werden.

Als Ausblick auf zukünftige Untersuchungen kann eine Anhebung des Aufladegrades unter Anpassung der Zündeneinstellungen in Betracht gezogen werden. Unter Berücksichtigung der Verbrennungsstabilität kann demnach das Potential zur Leistungssteigerung analysiert werden. Zusätzlich besteht mit der Absenkung der Verdichtung ein weiterer Parameter, mit welchem die Verbrennungscharakteristik beeinflusst werden kann. Gleichzeitig könnten dadurch Freiheiten in der Gestaltung der Kolbenmulde geschaffen werden. Einen zentralen Punkt und Bestandteil zukünftiger Untersuchungen stellt die Kaltstartfähigkeit im Kerosinbetrieb dar. Hierbei ist zu prüfen ob ein zuverlässiges Starten auch unter niedrigen Temperaturen möglich ist oder etwaige Vorkehrungen zu treffen sind.

Literaturverzeichnis

- [1] Bensinger, W.D.: Rotastionskolben- Verbrennungsmotoren. Springer Verlag, ISBN: 3-540-05 886-9,1. Auflage,1973
- [2] Yamamoto, K.: Rotary Engine. Sankaido Co. Ltd., Tokyo, ISBN: 978-9997341174, 6. Auflage, 1981
- [3] Spreitzer, J.: Erarbeitung einer gesamthaften numerischen Entwicklungskette für Wankelmotoren, unter besonderer Berücksichtigung der Strömungsvorgänge während des Ladungswechsels und der Flammenausbreitung während des Verbrennungsvorgangs. Dissertation Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik, Technische Universität Wien, 2014
- [4] AVL List GmbH.: Neue Energien 2020. Endbericht, österreichische Forschungsförderungsgesellschaft (FFG), 2018
- [5] Zahradnik, F.: Brennverfahrensentwicklung an einem Wankelmotor für den Einsatz von Bio- Kerosin, experimentell und mittels CFD- Simulation, Leistungsoptimierung unter der Randbedingung niedrigster Emissionen. Dissertation Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik, Technische Universität Wien, 2017
- [6] Machold, A.: Verbrennungsentwicklung am Rotationskolbenmotor. Diplomarbeit Institut für Verbrennungskraftmaschinen, Technische Universität Graz, 2011
- [7] Ansdale, R.F.: Der Wankelmotor- Konstruktion und Wirkungsweise. Motorbuch- Verlag, Stuttgart, ISBN: 3879432147, 1971
- [8] Klotz, R.; Eiermann, D.; Kolossow, S.: Untersuchung der Tauglichkeit des Wankel-Kerosin-Kreiskolbenmotors für den Einsatz in der allgemeinen Luftfahrt. Abschlussbericht Experimentalprogramm 20L9701A, Wankel Rotary GmbH, 1999
- [9] Zahradnik, F.; Spreitzer, J.: Implementation of a rotary engine (Wankel engine) in a CFD simulation tool with special emphasis on combustion and flow phenomena. Institute for Powertrains and Automotive Technology, Vienna University of Technology. 2015
- [10] van Basshuysen, R.; Schäfer, F.: Handbuch Verbrennungsmotor. Springer-Vieweg Verlag. ISBN: 978-3-658-10901-1, 8. Auflage, 2017
- [11] Zahradnik, F.: Approach of Reviving the Rotary Engine trough the Use of Bio-Kerosene with the Help of CFD and Chemical Kinetics-Reaction Simulation. Converge UGM 2017, Institute for Powertrains and automotive Technology, Vienna University of Technology, 2017

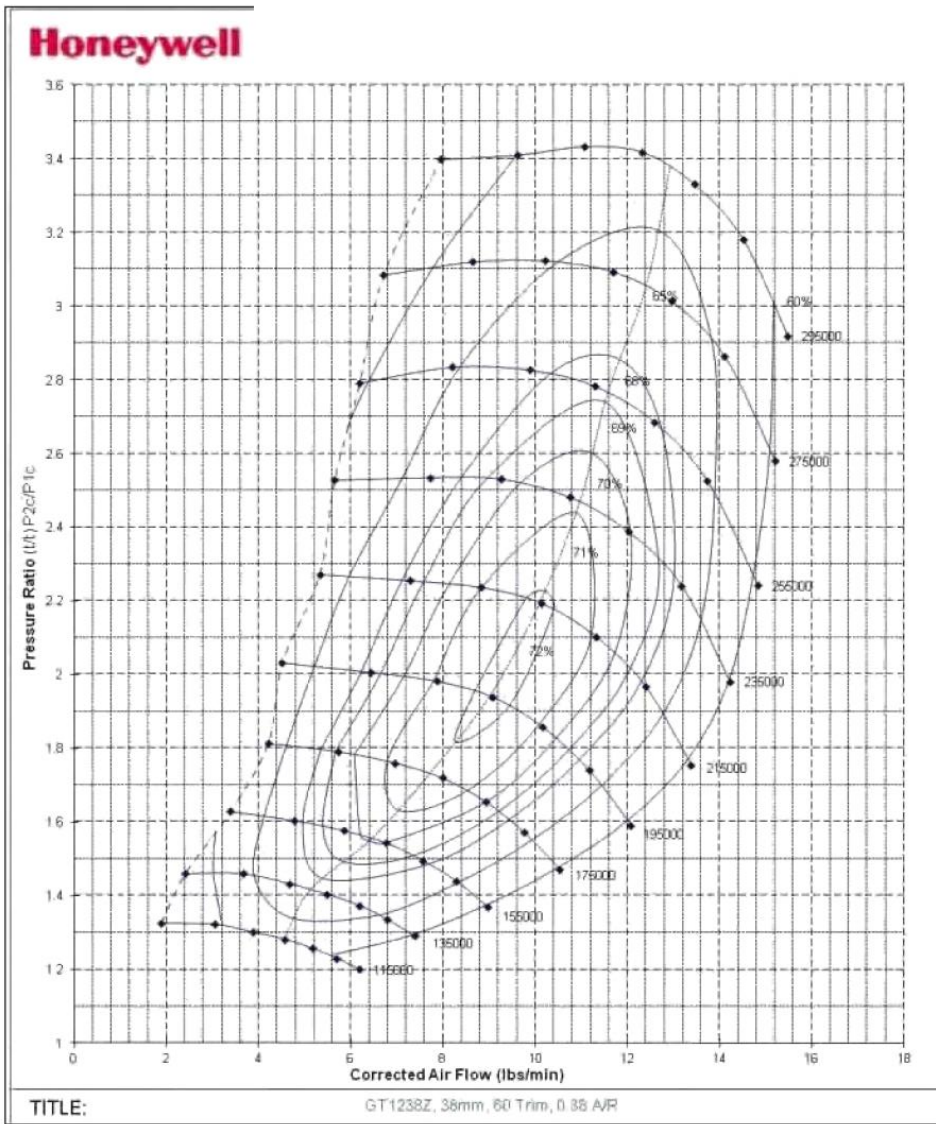
- [12] Rachner, M.: Die Stoffeigenschaften von Kerosin Jet-A1. Mitteilung, Institut für Antriebstechnik Köln, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt, 1998
- [13] Gerthsen, T.: Chemie für den Maschinenbau 2: Organische Chemie für Kraft- und Schmierstoffe, Polymerchemie für Polymerwerkstoffe. Universitätsverlag Karlsruhe, ISBN: 978-3-86644-080-7, 2008
- [14] Faith, L.E.; Ackermann, G.H.; Henderson, H.T.: Heat sink capability of Jet A fuel; heat transfer and coking studies. Paper CR-72951, NASA, 1971
- [15] Todsén, U.: Verbrennungsmotoren. Carl Hanser Fachbuchverlag, ISBN: 978-3-446-45227-5, 2. Auflage, 2017
- [16] Heeg, O.: Laseroptische Untersuchung der Selbstzündungscharakteristik von mageren Zweiphasenströmungen in Gasturbinenvormischstrecken. Forschungsbericht Institut für Thermische Strömungsmaschinen, ISBN: 978-3-8325-3371-7, 2013
- [17] Falkowski, D.; Abata, D.; Peck, C.: The Performance of a Spark-Ignited Stratified-Charge Two Stroke Engine Operating on a Kerosine Based Aviation Fuel. SAE Paper 972737
- [18] Eiermann, D.; Nuber, R.; Breuer, J.; Soimar, M.; Gheorghiu, M.: An Experimental Approach for the Development of a Small Spark Assisted diesel Fueled Rotary Engine. SAE Paper 930683
- [19] Walker, J.; Mount, R.: The Stratified Charge Rotary Engine. Paper, Rotary Engine Division, John Deere Technologies Inc., 1987
- [20] Convergent Science Inc.: CONVERGE Studio Manual v2.4. published August 2018
- [21] Convergent Science Inc.: CONVERGE CFD Training: Grid Control. published 2018
- [22] Convergent Science Inc.: CONVERGE Manual v.2.4. published Oktober 2018
- [23] AustroEngine GmbH: Website: www.austroengine.at, [Online] http://austroengine.at/uploads/pdf/mod_products2/AE50RFactSheet.pdf. Zugriff am 14.05.2019
- [24] Tsurushima; T.: A new Skeletal PRF Kinetic Model für HCCI Combustion. Nissan Motor Co. Ltd., 2009
- [25] Nagao, A.; Ohzeki, H.; Niura, Y.: Present Status and future View of Rotary Engines. Mazda Motor Corp., Hiroshima, 1987
- [26] Kamo, R.; Yamada, T.; Hamada, Y.: Starting Low Compression Ratio Rotary Wankel Diesel Engine. SAE Paper 870449, 1987

- [27] Warnatz, J.; Maas, U.; Dibble, R.: Verbrennung: Physikalische-Chemische Grundlagen, Modellierung und Simulation, Experimente. Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg, ISBN: 3-540-42128-9, 2001
- [28] Yingwen, Y.; Yunpeng, L.; Dong, D.; Chao, D.; Jinghua, L.: Simplified Chemical Reaction Mechanism for Surrogate Fuel of Aviation Kerosene and its Verification. Jiangsu Province Key Laboratory of Aerospace Power Systems, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2016
- [29] Kweon, C.: A Review of Heavy-Fueled Rotary Engine Combustion Technologies. Army Research Laboratory, ARL-TR-5546, 2011
- [30] Dryer, F.; Jahangirian, S.; Dooley, S.; Won, S.; Heyne, J.; Iyer, V.; Litzinger, T.; Santoro, R.: Emulating the Combustion Behavior of Real Jet Aviation Fuels by Surrogate Mixtures of Hydrocarbon Fluid Blends: Implications for Science and Engineering. Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Princeton University, New Jersey, 2014
- [31] Ohler, S.: Entwicklung und Vergleich von Kriterien zur Erkennung der klopfenden Verbrennung in Ottomotoren. Dissertation Fakultät für Maschinenbau, Helmut-Schmidt-Universität, Hamburg, 2014
- [32] Convergent Science Inc.: Engine Knock Analysis. Converge CFD Training, published 2018
- [33] Dolt, R.: Indizierung in der Motorenwelt: Messtechnik, Datenauswertung, Anwendung und Kombination mit optischen Messverfahren. Verlag Moderne Industrie, bibliothek der Technik, Band 287, ISBN: 3-937889-31-0, 2006
- [34] Königstein, A.; Quarg, J.: Zylinderdruckindizierung: Hilfsmittel zur Applikation der Klopfregelung bei modernen Motor-Managementsystemen. AVL Deutschland, 1. Darmstädter Indizier-Symposium, Mainz, 1994
- [35] Rothe, M.: Experimentelle und numerische Analysen zum Klopfverhalten von Ottomotoren unter Vollastbedingungen. Forschungsbericht, Institut für Kolbenmaschinen, Universität Karlsruhe, ISBN: 978-3-8325-2086-1, 2008
- [36] Kröger, H.: Optische Untersuchungen der Flammen- und Druckwellenausbreitung bei klopfender Verbrennung. Dissertation Fakultät Maschinenwesen, RWTH Aachen, 1991
- [37] Abraham, J.; Bracco, F.: 3D-Computations to Improve Combustion in a Stratified-Charge Rotary Engine- Part III. Society of Automotive Engineers International, SAE 920304, 1992, Vol.101
- [38] Harikrishnan, T.; Challa, S.; Radharishna, D.: Numerical Investigation on Effects of Flame Propagation in rotary Engine Performance with Leakage and different Shapes Using 3D-CFD. Engine Development Group, VRDE, Defence R&D Organisation, Indien, 2015

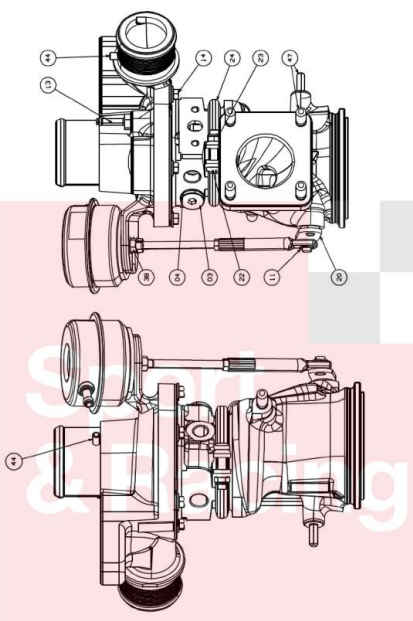
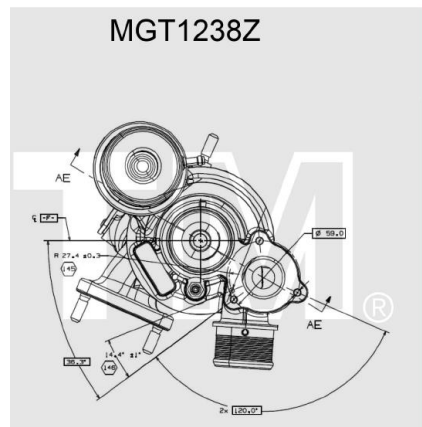
- [39] Matsuda, I.; Tadokoro, T.; Tatsuya, K.; Masami, N.: New Technology Employed for the Latest 13B-Rotary Engine. Society of Automotive Engineers International, SAE 900036, 1990
- [40] Pucher, H.; Zinner, K.: Aufladung von Verbrennungsmotoren. Springer-Vieweg Verlag, ISBN: 978-3-642-28989-7, 4. Auflage, 2012
- [41] Convergent Science Inc.: Spray Modeling. Converge CFD Training, published 2018
- [42] Senecal, P.; Pomraning, E.; Richards, K.; Som, S.: Grid- convergent Spray models for Internal combustion engine CFD Simulations. Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, Vancouver, 2012
- [43] Amsden, A.; O'Rourke, P.; Butler, T.: KIVA-II: A Computer Program for chemically Reactive Flows with Sprays. Los Alamos National Laboratory, Technical Report, LA-11560-MS, 1989
- [44] Naber, J.; Reitz, R.: Modeling Engine Spray/ Wall Impingement. Society of Automotive Engineers International, SAE 880107, 1988
- [45] Gonzalez, D.; Borman, G.; Reitz, R.: A Study of Diesel Cold Starting using both Cycle Analysis and Multidimensional Calculations. Society of Automotive Engineers International, SAE 910180, 1991
- [46] Izweik, H.: CFD Investigations of Mixture Formation, Flow and Combustion for Multi-Fuel Rotary Engine. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Elektrotechnik und Wirtschaftsingenieurwesen, Technische Universität Cottbus, 2009
- [47] Rzegotta, I.; von Ammon, C.: Analyse des deutschen Drohnenmarktes. Studienbericht, Verband unbemannter Luftfahrt VUL, Berlin, 2019
- [48] AustroEngine: Website: www.austroengine.at, [Online], Zugriff am 26.11.2019
- [49] Rössner, D.: Erstellung, Simulation und Auswertung eines Abgasturbolader-Konzepts an einem Formula-Student-Rennmotor, mit dem Simulationstool GT-Power. Studienarbeit, Studiengang Maschinenbau, Hochschule Ulm, Diplomica-Verlag, ISBN: 978-3-83663587-5, 2009
- [50] Shimizu, R.; Tadokoro, T.; Nakanishi, T.; Funamoto, J.: Mazda 4-Rotor Rotary Engine for the Le Mans 24-Hour Endurance Race. Society of Automotive Engineers International, SAE 920309, 1992
- [51] Evans, R.: Automotive Engine Alternatives. Springer Science + Business Media LLC, Vancouver, ISBN: 978-1-4757-9350-5, 1. Auflage, 1987

A Anhang

Garrett GT1238Z



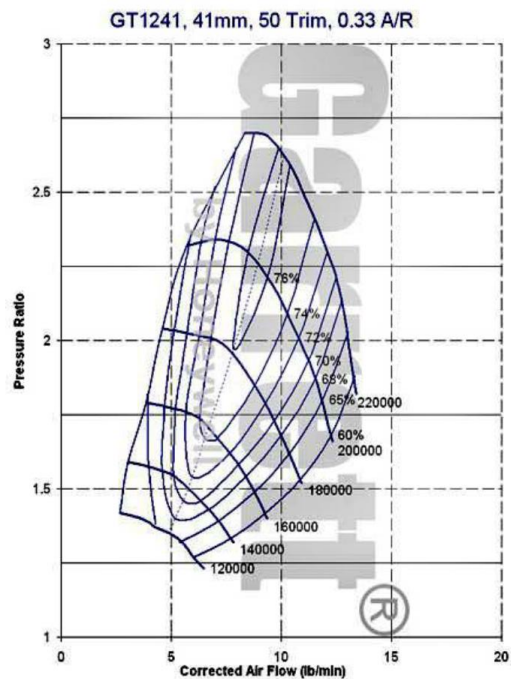
Garrett[®]
by Honeywell
PERFORMANCE



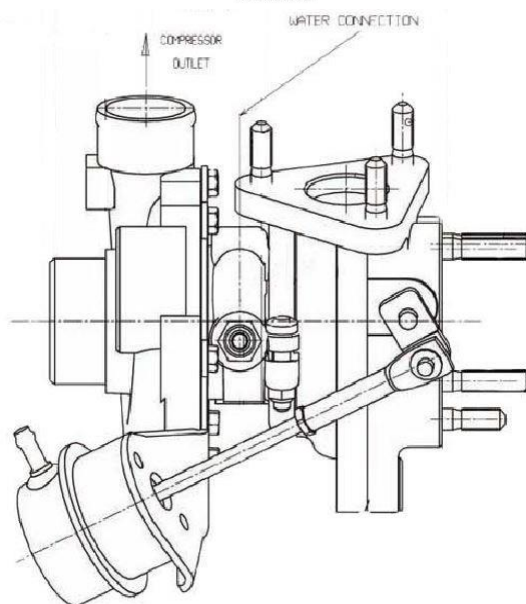
Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.



Garrett GT1241



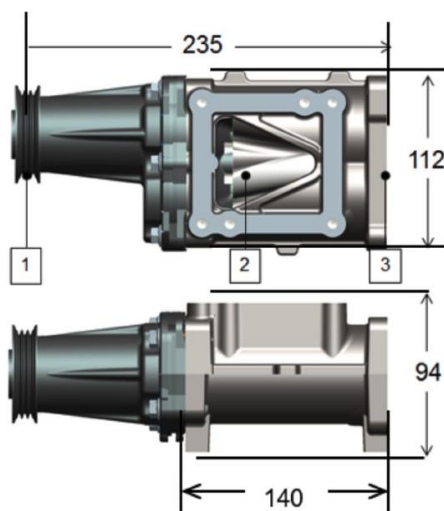
GT1241, 72 Trim, 0.43 A/R



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Eaton TVS V180

TVS V180

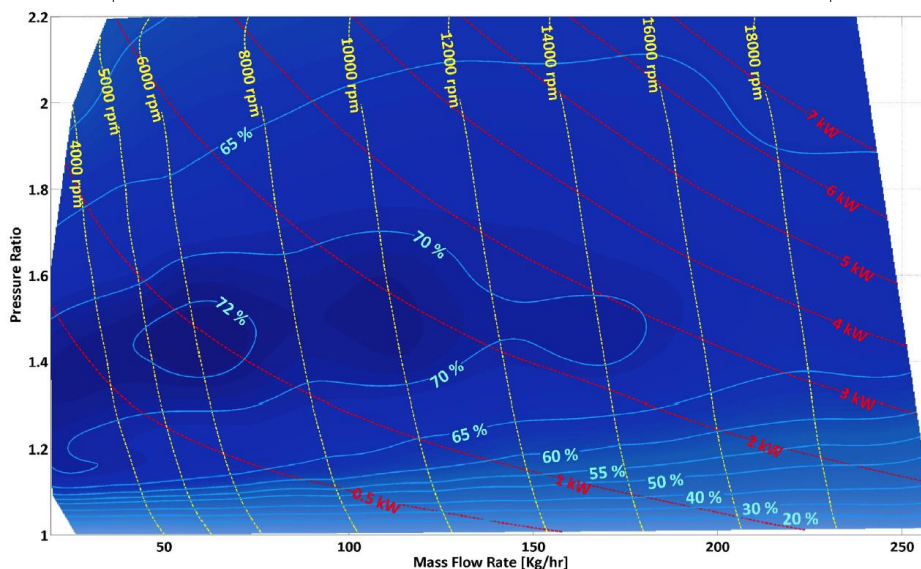


Basic Dimensions [mm]

- 1. Pulley (SAE J1459)
- 2. Outlet
- 3. Inlet



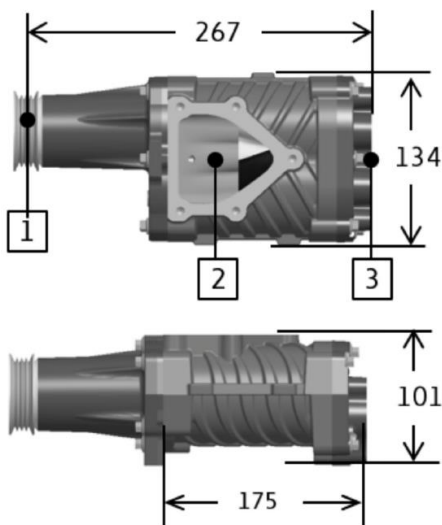
PERFORMANCE	UNIT	VALUE
Max Mass Flow Rate at PR 1.0*	kg/hr	280
Max Pressure Ratio		2.2
Max Rotor Speed	rpm	22,000
Max Input Power	kW	9.8
Max Outlet Temperature	Celsius	160
Max Outlet Pressure	Bar	2.2
Pulley-to-rotor speed ratio		1:1



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

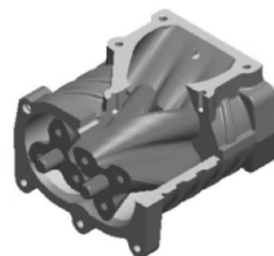
Eaton TVS V250

TVS V250

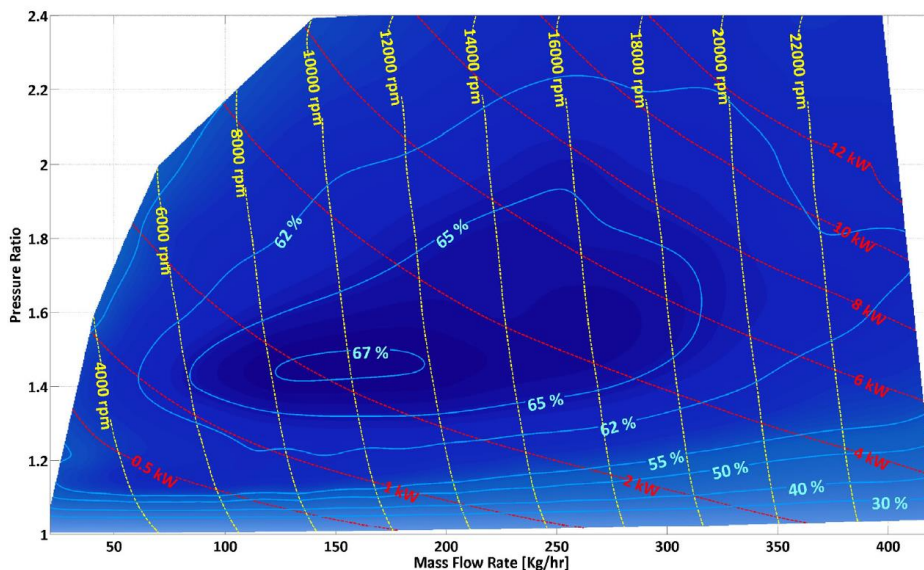


Basic Dimensions [mm]

- 1. Pulley (SAE J1459)
- 2. Outlet
- 3. Inlet



PERFORMANCE	UNIT	VALUE
Max Mass Flow Rate at PR 1.0*	kg/hr	420
Max Pressure Ratio		2.4
Max Rotor Speed	rpm	24,000
Max Input Power	kW	17
Max Outlet Temperature	Celsius	160
Max Outlet Pressure	Bar	2.4
Pulley-to-rotor speed ratio		1:1 or 2.02:1



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.