



Schweizerische Eidgenossenschaft
Confédération suisse
Confederazione Svizzera
Confederaziun svizra

Eidgenössisches Departement für
Umwelt, Verkehr, Energie und Kommunikation UVEK
Bundesamt für Energie BFE

Abschlussbericht Dezember 2011

Grundlagen der Verdampfung

Grundlagen zur Erweiterung des Leistungsbereichs und der Brennstoffflexibilität von Ölbrennern mit Vorverdampfertechnik (VVT)

Auftraggeber:

Bundesamt für Energie BFE
Forschungsprogramm Verbrennung
CH-3003 Bern
www.bfe.admin.ch

Kofinanzierung:

Forschungsfond der Erdölvereinigung (FEV)
Spitalgasse 5
CH-8001 Zürich

Auftragnehmer:

Institut für Thermo- und Fluid Engineering
Fachhochschule Nordwestschweiz
Klosterzelgstrasse 2
CH-5210 Windisch
www.fhnw.ch/technik/itfe

Autoren:

Remo Flury
Felipe Piringer
Marco Baumann
Josef Wüest
Dieter Winkler
Timothy Griffin timothy.griffin@fhnw.ch

BFE-Bereichsleiterin: Sandra Hermle

BFE-Programmleiter: Stephan Renz

BFE-Vertrags- und Projektnummer: 153671/ 102860

Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen ist ausschliesslich der Autor dieses Berichts verantwortlich.

Inhalt

1. Abstract.....	5
2. Ausgangslage.....	6
3. Systeme	7
3.1. Funktionsprinzipien.....	7
3.1.1. System ThermMix	7
3.1.2. System Catvap.....	8
3.2. Vergleich der beiden Systeme	10
4. Brennstoffe	12
4.1. Marktentwicklung Biodiesel.....	13
5. Versuchsaufbauten.....	15
5.1. Einrichtung zur Einzeltropfenverdampfung.....	15
5.1.1. Einzeltropfenerzeuger	15
5.1.2. Verdampferflächen	16
5.2. Einrichtung für Brennstoffverteilung (Catvap).....	17
5.2.1. Verdampferflächen	18
6. Charakterisierung der Verdampfung von Einzeltropfen	19
6.1. Charakterisierung der Brennstoffverteilung im ThermMix.....	19
6.1.1. Arten der Tropfenerzeugung.....	19
6.1.2. Zerfall an Scheiben	20
6.1.2.1. Abtropfen an Scheiben.....	20
6.1.2.2. Fadenzerfall	20
6.1.2.3. Lamellenzerfall.....	20
6.1.2.4. Randgeometrie	21
6.1.3. Modell Fadenzerfall.....	21
6.1.4. Untersuchung mit Malvern Spraytec.....	23
6.2. Charakterisierung der Einzeltropfen-Verdampfung:	
Einfluss der Flächenbelastung.....	24
6.2.1. Nasse und trockene Oberflächen	25
6.3. Charakterisierung der Einzeltropfen-Verdampfung:	
Einfluss der Oberflächentemperatur	27
6.4. Charakterisierung der Einzeltropfen-Verdampfung: Einfluss der FAME Gehalt ..	27
6.5. Charakterisierung der Einzeltropfen-Verdampfung: Einfluss der Tropfengrösse.	28
6.6. Tropfenzerfall.....	28
6.6.1. Weberzahl.....	28
6.6.2. Aufprall oberhalb der Leidenfrosttemperatur	29
6.6.3. Aufprall bei konstanter Weberzahl und variabler Temperatur.....	29
6.7. Schlussfolgerungen Einzeltropfenuntersuchungen	31
6.8. Adaption der Erkenntnisse auf das reale System.....	31

6.8.1.	Resultate im ThermMix	32
6.9.	Numerische Modellierung der Verdampferkammer	34
6.9.1.	Tropfendurchmesser	35
6.9.2.	Grenzwerte für maximale Flächenbelastung mit D^2 -Gesetz.....	35
6.9.3.	Wärmeübertragungsrechnungen einer Einzeltropfenverdampfung.....	36
6.9.4.	Bestimmung der Verdampferwandtemperatur	39
7.	Charakterisierung der Filmverdampfung.....	42
7.1.	Brennstoffauftrag auf die Verdampferwand	42
7.2.	Messungen	42
7.2.1.	Messplan	42
7.2.2.	Freie Parameter	43
7.2.3.	Durchführung	43
7.2.4.	Ablagerungen.....	44
7.2.5.	Temperaturen.....	45
7.2.6.	Austrocknungshöhe	47
7.3.	Berechnung der katalytischen Verdampfung.....	47
7.3.1.	Strömungseigenschaften.....	48
7.3.2.	Wärmeübertragung	49
7.3.3.	Skalierung.....	51
7.3.4.	Diffusion des verdampften Brennstoffes zum Katalysator	53
7.4.	CFD Strömungs-Untersuchungen	54
7.4.1.	Geometrie und Randbedingungen	54
7.4.2.	Netzdiskretisierung und Solver-Control-Optionen.....	56
7.4.3.	Ergebnisse.....	57
8.	Design- und Betriebskonzepte	61
8.1.	Designregeln ThermMix.....	61
8.2.	Designregeln Catvap	62
9.	Schlussfolgerung	64
9.1.	Tropfenverdampfung.....	64
9.1.1.	Ausblick	64
9.2.	Filmverdampfung.....	65
9.2.1.	Ausblick	65
10.	Referenzen.....	66
11.	Nomenklatur	68
11.1.	Symbolverzeichnis	68
11.2.	Indizes	69

1. Abstract

Der Einsatz der Vorverdampfertechnik (VVT) in der Wärmeerzeugung bringt einige Vorteile mit sich. Der wohl entscheidende Vorteil ist die Leistungsmodulation bei sehr kleinen Leistungen (<10 kW). Die VVT bringt jedoch auch Probleme mit sich, die im Besonderen beim Verdampfungsvorgang biogener Brennstoffe liegen.

Dieses Projekt befasst sich mit der rückstandsfreien Verdampfung von kommerziellem Biodiesel, bestehend hauptsächlich aus FAME. Im Rahmen dieses Projektes werden zwei verschiedene Verfahren (Catvap und ThermMix) der VVT betrachtet. Der Unterschied der beiden Verfahren liegt in der Quelle und Regelbarkeit der Verdampfungswärme und in der Art, wie der Brennstoff auf die Verdampferfläche aufgebracht wird.

Im ThermMix-System wird der Brennstoff mittels eines Rotationszerstäubers zerstäubt und auf einer heißen Wand verdampft. Das Verständnis der Vorgänge bei der Tropfenverdampfung, unter Bedingungen wie sie im ThermMix vorkommen, ist dabei von zentraler Bedeutung. Im Prüfstand konnte gezeigt werden, dass die Rückstandsbildung stark von der Art der Oberflächenbenetzung und somit von der Temperatur der Wand abhängt. In einem Temperaturbereich unterhalb der Leidenfrosttemperatur findet Blasen- Übergangssieden statt, so dass der flüssige Tropfen die Oberfläche ganz oder partiell benetzt. In diesem Bereich ist die Rückstandsbildung vorwiegend von der Flächenbelastung abhängig. Oberhalb der Leidenfrosttemperatur findet keine Benetzung mehr statt, der Tropfen prallt auf die Oberfläche, um je nach Weberzahl wieder von ihr abzupringen oder unter Sekundärtropfenbildung zu zerfallen. In diesem Bereich findet keine Rückstandsbildung mehr statt, und die Verdampfung erfolgt in der heißen Luft. In den Versuchen zeigte sich zudem, dass kleinere Tropfen schneller verdampfen und so eine höhere Flächenbelastung zulassen. So könnte Rückstandsbildung für höhere Leistungen verringert werden. Die Reduktion des FAME-Gehalts im Brennstoff ist eine weitere Möglichkeit, um der Bildung von Rückständen vorzubeugen.

Die Erkenntnisse aus den Prüfstandsversuchen wurden im realen System getestet, in dem eine rückstandsfreie Verdampfung erreicht werden konnte. Zudem konnte aus den Tropfenverdampfungsversuchen ein einfaches Rechenmodell erstellt werden, das eine Voraussage der Rückstandsbildung bei sich ändernden Leistungen und oder Auslegungen erlaubt.

Das Vorverdampfersystem Catvap basiert auf der Verdampfung eines Brennstofffilms mittels Strahlung. Dabei soll die Verdampferflächen-Temperatur unterhalb der Siedeendtemperatur bleiben. Dies soll unerwünschten Ablagerungen auf der Verdampferfläche vorbeugen. In einem speziell für die Filmverdampfung erstellten Prüfstand wurde der Einfluss der Strahlerleistung, der Brennstoffzusammensetzung und der Verdampferflächen-Beschaffenheit auf die Rückstandsbildung untersucht. Es konnte kein Zustand gefunden werden, bei dem der Film austrocknete (gesamter Brennstoff verdampft) und gleichzeitig keine Rückstände auftraten. Nur wenn mehr Brennstoff gefördert wird, als verdampft werden kann, findet keine Rückstandsbildung aber auch keine Austrocknung statt. Im realen System würde das zur diffusionsartigen Verbrennung von Tropfen und damit verbundenen erhöhten Emissionen führen. Wird anstelle einer glatten Oberfläche aus rostfreiem Stahl ein Metallvlies als Verdampferfläche eingesetzt, verlaufen die Ablagerungen einer klaren Grenze entlang, und es dauert länger, bis Rinnsale anstehen, die bis in den Brenner geraten.

Stofftransportberechnungen haben gezeigt, dass im Catvap Grunddesign die Brennstoffdiffusion nicht ausreicht, um genügend Brennstoff an den Katalysator zu transportieren. Der notwendige Stofftransport funktioniert nur durch Verwirbelungen der Luft, bedingt durch die geometrische Anordnung des Lufteintritts.

2. Ausgangslage

Die heute vom Markt geforderte Flexibilität von Heizölsystemen wird immer grösser. Diese Flexibilität betrifft sowohl den Leistungsbereich als auch die tolerierten Brennstoffeigenschaften. Der Trend geht hin zu kleineren und besser modulierbaren Systemen und zum Einsatz von alternativen Brennstoffen wie Biodiesel. Moderne Einfamilienhäuser weisen heute auf Grund der guten Wärmeisolation einen Wärmeleistungsbedarf von deutlich weniger als 12 kW auf. Wenn Heizsysteme zusätzlich zur Ölheizung noch mit Alternativenergie, zum Beispiel Sonnenkollektoren, ausgerüstet sind, so variiert die durch Verbrennung erzeugte Wärmemenge je nach Jahreszeit und Wetterverhältnissen für Heizung und Warmwasser stark. Ähnlich wie bei grösseren Anlagen wird heute auch im Kleinleistungsbereich eine gleitende Fahrweise gewünscht, um die Leistung des Brenners dem effektiv erforderlichen Wärmebedarf anzupassen.

Die Preise von Heizölprodukten sind grossen Schwankungen ausgesetzt, welche die Marktaussichten von Heizsystemen mit Ölbrennern beeinflussen. Es ist absehbar, dass die Verwendung von fossilem Heizöl durch gesetzliche Vorgaben oder durch die hohen Preise eingeschränkt wird, und es teilweise durch regenerative Brennstoffe ersetzt wird. Hier könnten auch regenerative flüssige Brennstoffe in Betracht gezogen werden, da flüssige Brennstoffe auf eine bestehende Infrastruktur zurückgreifen können und viele Vorteile wie die Versorgungsautonomie bieten. Es handelt sich hierbei um die sogenannten Biodiesel Brennstoffe FAME (AME und FMEE)¹ sowie Ethanol.

Die heute übliche Technik der Ölverbrennung basiert darauf, dass Heizöl durch Düsen mit Druck zerstäubt, verdampft, mit Verbrennungsluft vermischt und anschliessend verbrannt wird. Diese Technik hat einige Nachteile: Zum Einen kann nicht immer gewährleistet werden, dass alle Prozessschritte sequentiell und getrennt ablaufen; z.B. die Verbrennung beginnt bevor die Verdampfungs- und Vermischungsprozesse abgeschlossen sind, was zu ungleichmässigen Temperaturen in der Flammenzone beiträgt und zu höheren NO_x-Emissionen führt. Solche Brenner besitzen aufgrund der minimal einzuhaltenden Düsengrösse eine untere Leistungsgrenze von ca. 12 kW und können überdies unter 50 kW nicht modulierend betrieben werden.

Auf dem Markt sowie in der Entwicklung sind momentan zwei Systeme, die sich das Verfahren der **Verdampfer-Vormischbrenner-Technologie (VVT)** zu Nutze machen. Bei diesem Verfahren wird der flüssige Brennstoff unter fetten Bedingungen verdampft, mit Verbrennungsluft vermischt und anschliessend verbrannt. Die Systeme nutzen die gleiche Technologie, jedoch unterscheiden sie sich im Verfahren zur Verdampfung des Brennstoffes. Beim Catvap-System wird der Brennstoff als Film auf eine Fläche appliziert, und verdampft dort mit der Strahlungsenergie eines Oxidationskatalysators. Das System wird mit der freiwerdenden Enthalpie der katalytischen Oxidationsreaktionen selbsterhaltend betrieben. ThermMix sprüht den Brennstoff auf eine heisse Fläche, wo er verdampft. Die Fläche wird durch Abgas auf der Rückseite beheizt. Auch dieses System funktioniert autotherm.

Im Projekt sollen beide Verfahren genauer untersucht und vor allem hinsichtlich des Einsatzes von FAME optimiert werden.

¹ FAME = fatty acid methyl ester; AME = Altspeisemethylester; FMEE = fatty methyl ethyl ester

3. Systeme

Beim Einsatz der Vorverdampfertechnik wird der Brennstoff unter Luftmangel autotherm verdampft und anschliessend mit der restlichen Luft vor einem Flammenhalter (belochtes Flammenrohr) vermischt. So kann eine örtliche Trennung der Verdampfungs- und Mischungsschritte erreicht werden und ein stabiler Betrieb mit dem Flammenrohr realisiert werden. Brenner mit Vorverdampfungstechnologie sind einerseits Premix-Brenner und andererseits Oberflächenbrenner. Dies heisst, dass der Brennstoff und die Verbrennungsluft vor der Verbrennung (innerhalb des Flammenrohrs) gemischt werden und das Gemisch an einer festen Brenneroberfläche mit vielen tausend kleinen Flämmchen, ähnlich wie bei der Verbrennung von Erdgas, verbrannt wird.

Es existieren zwei Verfahren, die auf der Vorverdampfertechnik basieren, die in diesem Projekt näher untersucht werden: das Catvap-Verfahren und das ThermMix-Verfahren.

3.1. Funktionsprinzipien

Das Prinzip einer Verdampfer-Vormischbrenner-Technologie (VVT) beruht darauf, dass ein flüssiger Brennstoff auf einer heissen Oberfläche verdampft, mit Verbrennungsluft gemischt und anschliessend verbrannt wird. Den Vorteil, den man mit diesem Verfahren gegenüber Zerstäuberbrennern erreicht, ist eine grössere Modulierbarkeit der Leistung. Abhängig vom Typ wird die zur Verdampfung benötigte Wärme durch unterschiedliche Quellen bereitgestellt und ebenfalls durch unterschiedliche Mechanismen an den Brennstoff übertragen. Mögliche Übertragungsmechanismen sind Strahlung oder Wärmeleitung. Die VVT-Verfahren sind technische Möglichkeiten zur Verdampfung von flüssigen Brennstoffen ohne fremde Energiezufuhr. Die Hauptverwendung des erzeugten Dampfs liegt in der Nutzwärmeerzeugung durch Verbrennung.

3.1.1. System ThermMix

Im untersuchten Toby-Brenner wird die benötigte Wärme dem heissen Abgas der Verbrennung entnommen und durch Wärmeleitung durch die Verdampferkammer dem Brennstoff zugeführt. Nach der vollständigen Verdampfung wird der gasförmige Brennstoff mit Luft gemischt und dem Flammhalter zugeführt. Die Verbrennung erfolgt ähnlich einem Gasbrenner in einer laminaren Flamme, an der Oberfläche des Flammhalters. Ein Teil des Abgases wird durch den Umlenkkragen (ULK) an der Verdampferkammer vorbeigeleitet, um die Verdampfungswärme in die Verdampferkammer zu übertragen. Die Auftragung von Brennstoff auf die Verdampferfläche wird durch einen Rotationszerstäuber (Zerstäuberbecher) erreicht. Die im System vorhandenen Ströme sind in nachfolgender Grafik schematisch dargestellt.

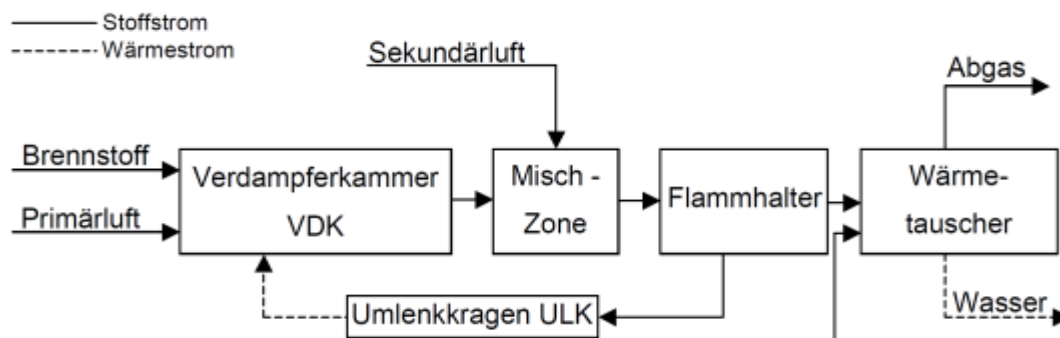


Fig. 1 Prozess-Schema der Ströme im ThermMix System

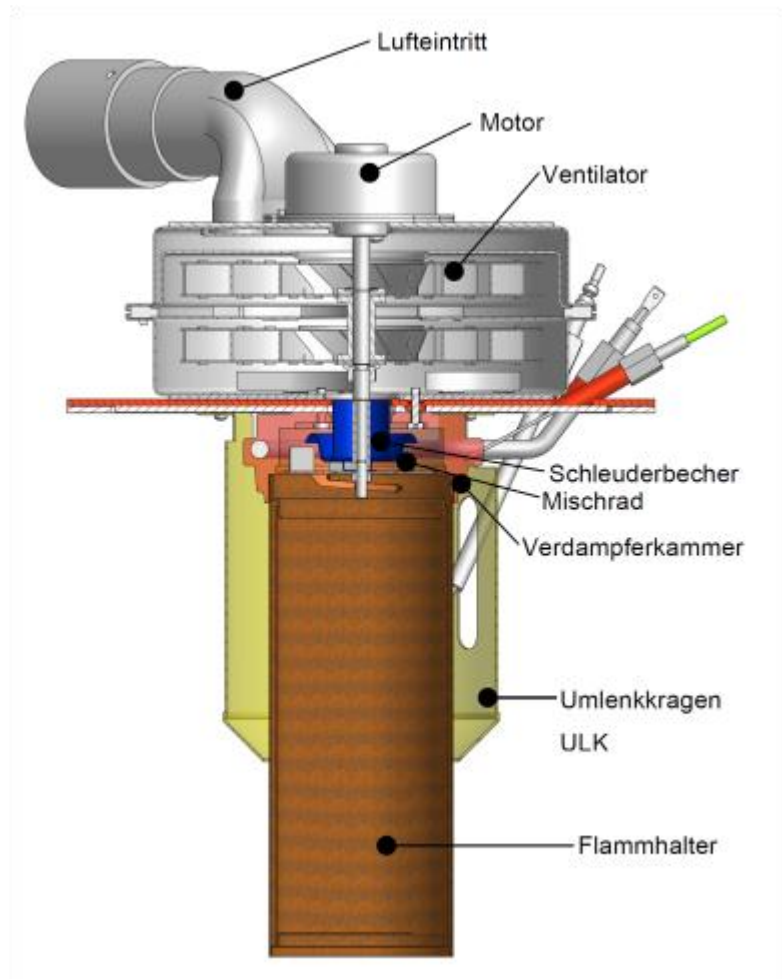


Fig. 2 Das System Toby-Brenner mit seinen Hauptkomponenten

3.1.2. System Catvap

Im Catvap-Verfahren wird die zur Verdampfung benötigte Wärme durch eine fette katalytische Oxidation bereitgestellt. Die für die Oxidation verwendeten Ausgangsstoffe sind der Sauerstoff in der Primärluft und ein Teil des Brennstoffdampfs. Im Speziellen in der Startphase ist anzunehmen, dass es sich um die leicht siedenden Anteile des Brennstoffgemisches handelt. Da der Katalysator nicht mit flüssigem Brennstoff in Berührung kommt, ist die Gefahr einer Katalysatorverschmutzung oder -Überhitzung gering. Die Katalysatortemperatur wird über die Sauerstoffkonzentration in der Verdampferkammer (gegeben durch die Luftverteilung) geregelt; die notwendige Verdampfungswärme wird durch Wärmestrahlung an die Verdampferfläche übertragen. Das Verfahren ist in seinen Grundzügen in der Patentschrift *DE 10 2006 060 669 A1* von Lothar Griesser beschrieben. Diese Art der Verdampfung weist theoretisch einen entscheidenden Vorteil auf, Diese Art der Verdampfung weist theoretisch einen entscheidenden Vorteil auf, der in seiner technischen Ausführung in unserem Labor bestätigt werden soll. Dadurch, dass (theoretisch) die Wärmestrahlung an die Oberfläche eines zusammenhängenden, verdampfenden Brennstofffilms strahlt, kann die Temperatur der Verdampferwand (solange keine trockenen Stellen vorhanden sind) nicht wärmer als die Siedetemperatur des Gemisches werden. Durch diese niedrigen Verdampferwand-Temperaturen kann die Bildung von Koks ausgeschlossen werden. Weiter bietet das Catvap-Verfahren die Möglichkeit, dass die Temperatur der Wärmequelle (Katalysator) unabhängig der Temperatur der Verbrennung geregelt werden soll. Dies ist möglich durch die Änderung des Primärluftstroms und somit einer Änderung des Luftverhältnisses am Katalysator. In allen Betriebszuständen handelt es sich um eine fette Oxidation unter Luftmangel. Der Prozess des Gesamtsystems ist in untenstehender Abbildung schematisch mit allen auftretenden Strömen dargestellt.

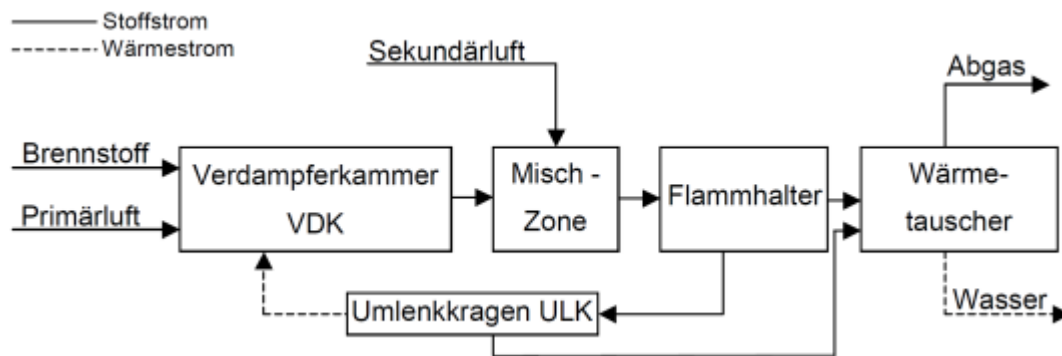


Fig. 3 Prozessschema der Ströme im Catvap System

Die technische Entwicklung dieses Verfahrens ist im Stadium der Laboranlage und es existieren keine installierten Anlagen zur Nutzwärmegewinnung. Entwicklungen und Optimierungen an diesem System für Heizöl EL wurden in einem KTI-Projekt (Nr. 6835.3, 2007, „Kleiner Heizöl-Brenner mit katalytischer Vor-Verdampfung (Catvap)“) an der FHNW durchgeführt. In weiteren internen Projekten der FHNW wurde die Brennstoffflexibilität dieses Verfahrens für den Brennstoff Ethanol untersucht. Die Resultate zeigten eine gute Adaptierbarkeit für diesen Reinstoff. Ebenfalls zeigte der gewählte Oxidations-Katalysator eine gute Aktivität für diesen Stoff ohne Ablagerungsprobleme.

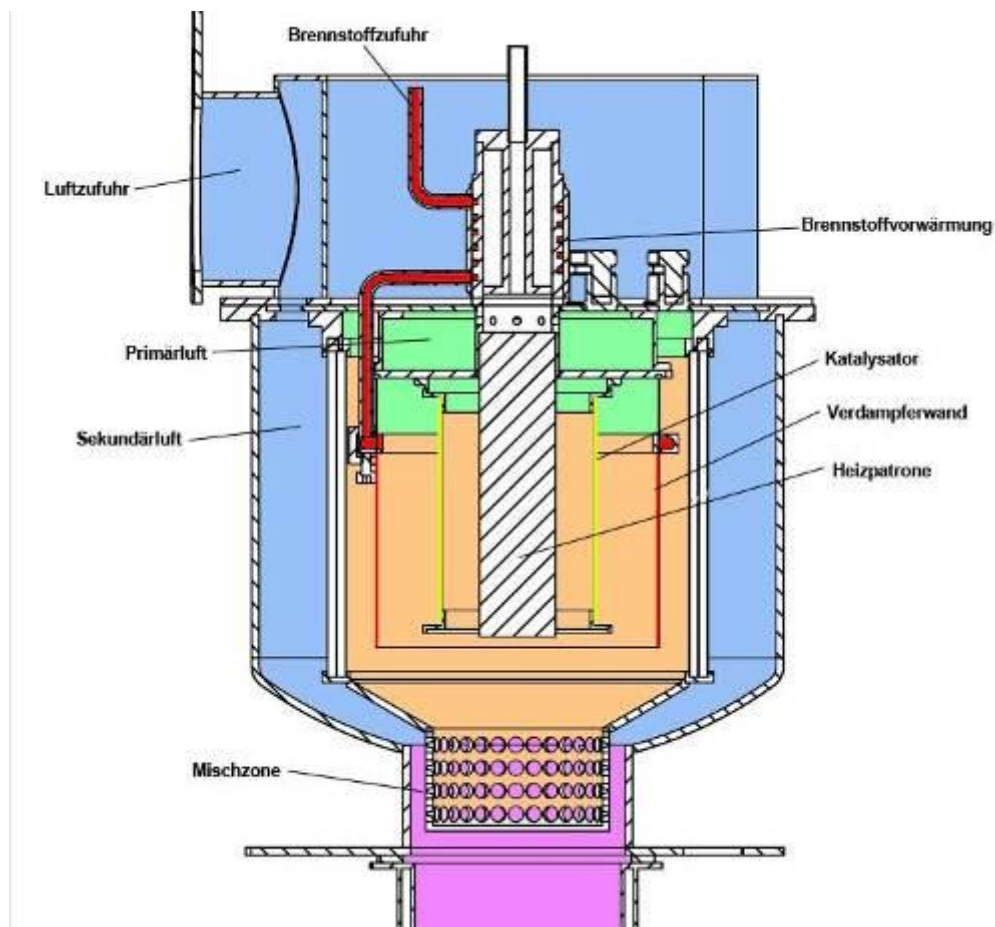


Fig. 4 Schnitt durch den Catvap-Verdampfer mit den Hauptkomponenten

3.2. Vergleich der beiden Systeme

Die beiden Systeme nutzen für die Verdampfung des Brennstoffes unterschiedliche Arten der Wärmezufuhr. Im Catvap wird der Brennstoff durch Strahlung erhitzt, die Temperatur der Wand mit dem Brennstofffilm übersteigt dadurch die Siedebereichs-Endtemperatur nicht. Im Gegensatz dazu wird die Wärme im ThermMix durch Wärmeleitung und Konvektion von der Wand an den Brennstoff übertragen. Dies bedeutet, dass die Wandtemperatur über der Siedebereichsendtemperatur liegt.

Dieser Unterschied wird in Fig. 5 abgebildet. Durch die Unterschiedlichen Bereiche der Wandtemperaturen ist der Verdampfungsmechanismus ein anderer. Im Catvap entspricht die Wandtemperatur maximal der aktuellen Siedetemperatur des Stoffgemisches (HEL oder FAME). Im Gegensatz dazu kann die Wandtemperatur im ThermMix gleich der Siedetemperatur oder höher sein.

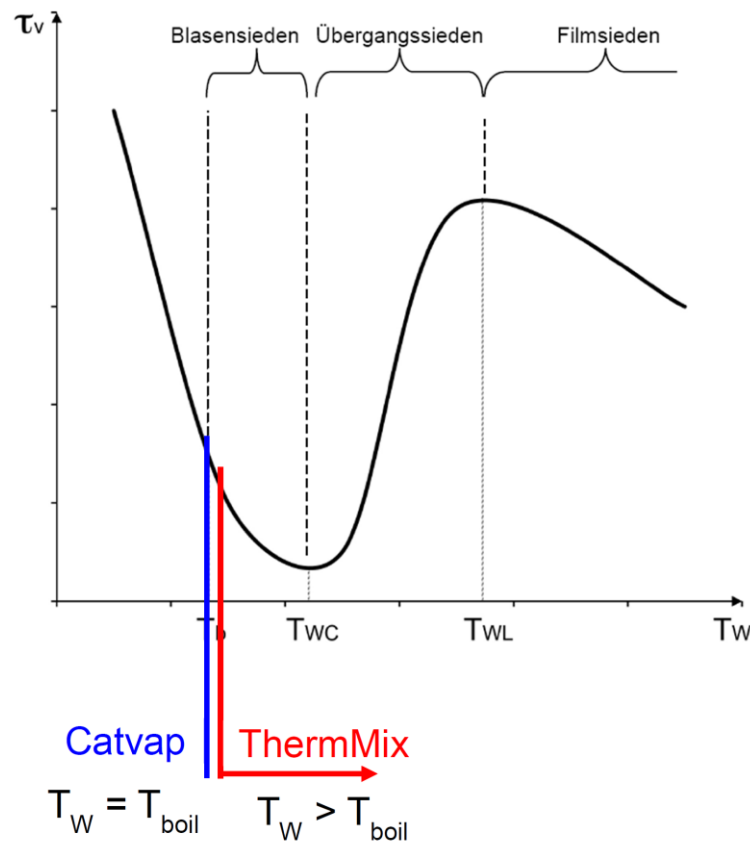


Fig. 5 Tropfenverweilzeit gegenüber Wandtemperatur, Vergleich von ThermMix und Catvap

Beide Brenner arbeiten in einem ähnlichen Leistungsbereich, trotzdem unterscheiden sie sich bei bestimmten Parametern (vgl. *Tabelle 1*) bedingt durch das jeweilige Verdampfungsprinzip deutlich. Die Verdampferwandtemperatur ist wie oben beschrieben im ThermMix höher als im Catvap. Ein weiterer wesentlicher Unterschied ist die Flächenbelastung, bei gleicher Leistung (gleichem Brennstoffmassenstrom) ist die Flächenbelastung beim Catvap ($0.017 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ bei 15 kW Heizleistung) deutlich kleiner verglichen zu ThermMix ($0.474 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ bei 15 kW Heizleistung und unter der Annahme, dass der Brennstoff auf einer Höhe² von 3 mm appliziert wird).

² Falls die Höhe einem Tropfendurchmesser entspricht, beträgt die Flächenbelastung bis zu $14 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$.

Tabelle 1 Standardbedingungen der beiden VVT-Systeme

	Einheit	ThermMix	Catvap
Brennerleistung	kW	5.2 – 15	2 - 10 ³
Brennstoffmassenstrom	g/s	0.11 – 0.35	0.24 @ 10 kW
Lambda im Verdampfer	-	0.28 – 0.34	0.2 ⁴
Reynoldszahl im Verdampfer	-	1260	619
Verdampferwandtemperatur	°C	300 - 450 ⁵	< T _s Brennstoff ⁶
Verdampferkammertemperatur	°C	450 - 500	-
Luftvolumenstrom	l/s	2.1 – 5.3	3.9 @ 10 kW
Primär-/ Sekundärvolumenstrom	%	20	15
Druck im Feuerraum	mbar	0.5 – 2.45	k. A.
Flächenbelastung	kg/(m ² s)	2.1 – 14	0.0035 – 0.2352
Becherdrehzahl	s ⁻¹	33 – 51	-
Tropfendurchmesser	µm	100 – 1000	-
Material Verdampferwand	–	Grauguss GG15	Zink (Rillenstruktur)

³ Modulationsbereich an Laboranlage ermittelt

⁴ Lambda im Verdampfer, Aussage L. Griesser (Erfinder Catvap-Verfahren)

⁵ Die effektive Wandtemperatur wird nicht gemessen, nur die Kammertemperatur wird erfasst

⁶ theoretischer Idealfall bei kompletter Benetzung der Wand

4. Brennstoffe

Die während dem Projekt eingesetzten Brennstoffe sind Heizöl Euroqualität, Heizöl Schwefelarm, FAME sowie Mischungen aus Heizöl und FAME. Diese Brennstoffe weisen verschiedene Eigenschaften, die die Zerstäubung und die Verdampfung beeinflussen können. Heizöl schwefelarm unterscheidet sich nur im maximal zulässigen Schwefelgehalt von der Euroqualität (HELS 50 ppm und HEL EL 1000 ppm), darum werden in Tabelle 2 nur die Brennstoffe Heizöl Euroqualität und FAME (FAME) miteinander verglichen. Nachfolgend die Konvention für die Benennung verschiedener FAME Sorten und Blends:

FAME ist ein Fettsäurenmethylester gemäss EN14214

- PME: Palmölmethylester
- RME: Rapsölmethylester
- AME: Altfettmethylester
- FME: Tierfettmethylester
- Blends werden angegeben als B10, wobei das 10 den prozentualen Volumen-Anteil an FAME in Heizöl angibt.

In diesem Bericht wird Biodiesel und FAME als identisch betrachtet und bezieht sich, falls nicht anders angegeben, auf RME.

Für Heizöl werden in diesem Bericht folgende Abkürzungen verwendet:

- HEL: Heizöl Extraleicht
- HELS: Heizöl Extraleicht schwefelarm

Tabelle 2 Vergleich der Eigenschaften HEL zu FAME

	HEL S	FAME
Norm	SN 181160-2	EN 14213
Dichte bei 15 °C [kg/m ³]	820 - 855	860 - 900
Kinematische Viskosität bei 40 °C [mm ² /s]	2 - 4	3.5 - 5
Koksrückstand (10 % Dest.) [Mass%]	0.05	0.3
Schwefel [ppm]	50	10
Heizwert [MJ/kg]	42.6 - 43	10 - 35

Der Vergleich der Eigenschaften zeigt, dass FAME und HEL sich in der Dichte und im Heizwert relativ ähnlich sind. Grosse Unterschiede sind vor allem im Koksrückstand auszumachen, wo FAME um den Faktor 10 mehr Masse ergibt. Der Siedebereich unterscheidet sich hauptsächlich im Verlauf der Siedekurve. Durch den geringeren Heizwert wird ein erhöhter Brennstoffverbrauch mit FAME resultieren. Weitere wichtige Eigenschaften sind die Siedeverläufe der Brennstoffe. Diese zeigen, wie viele Prozent des Brennstoffes bei einer gegebenen Temperatur verdampfen. Die Siedekurven stammen aus Analysen der Firma Intertek Caleb Brett und wurden gemäss der Norm EN ISO 3405 durchgeführt, die Siedekurven für FAME sind aus der Literatur.

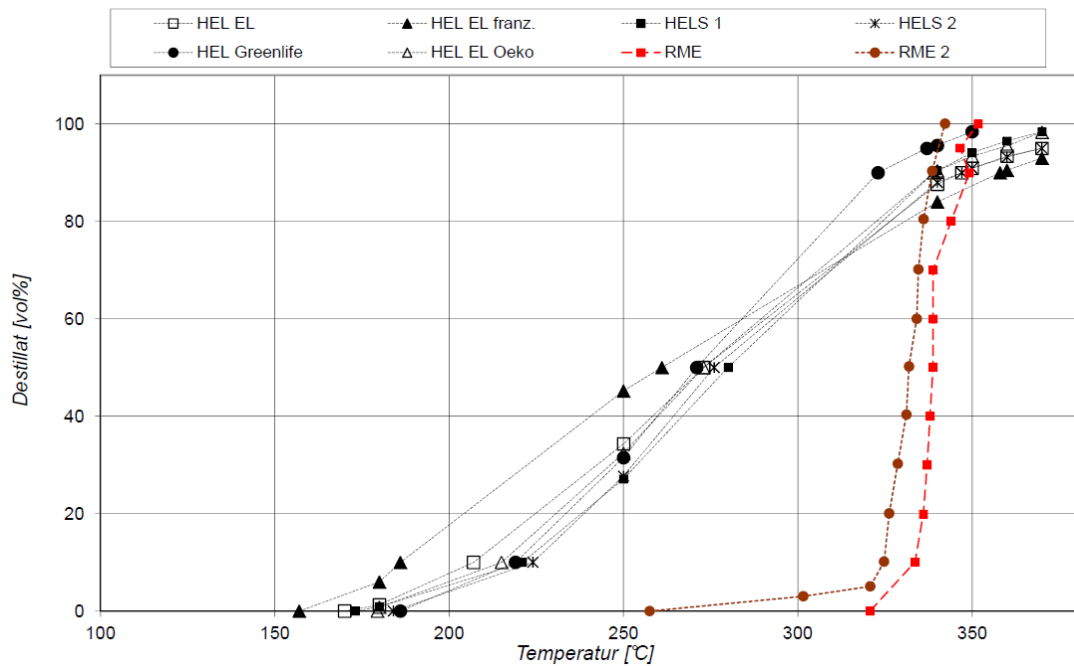


Fig. 6 Siedeverläufe Heizöl EL, Heizöl schwefelarm, Rapsdiesel [Möltner,2008]/ [Taupp,2001] ⁷

Wie in Fig. 6 dargestellt, unterschieden sich die Siedeverläufe der Brennstoffe Heizöl EL und Heizöl schwefelarm nicht signifikant, jedoch verhält sich FAME deutlich anders. FAME verhält sich ähnlich einem Reinstoff mit einer Siedetemperatur von ca. 325 °C.

Die FAME besitzen auch Eigenschaften von Lösungsmitteln. Das führt insbesondere im Zusammenhang mit Kunststoffen und Dichtungen zu Materialproblemen, auch der Einsatz von Buntmetallen kann zu Störungen führen [Lebert, 2008].

4.1. Marktentwicklung Biodiesel

Bei der Projektplanung und dem Projektbeginn in Jahr 2008 existierte eine steigende Nachfrage nach Biodiesel. Die Inlandproduktion wurde in den vorherigen Jahren immer grösser und es schien, dass der Brennstoff Biodiesel in der Schweiz Fuss fassen könnte. Die Grossverteiler Migrol und Agrola hatten Biodiesel B100 im Angebot und bei "Green BioFuel Solvay" war ein Grossprojekt zur Biodiesel-Herstellung in Planung mit einer Jahresproduktion von 135 Mio. l/Jahr.⁸ Zudem war mit Chemission eine Firma in der Projektplanung, welche aus (hauptsächlich tierischen) Abfällen Biodiesel im grossen Stil herzustellen begann.

⁷ HEL-Analysen gem. EN ISO 3405 (Intertek), RME aus Literatur wie angegeben

⁸ <http://www.biofuels-platform.ch/en/infos/ch-biodiesel.php> [Stand 19.07.2011]

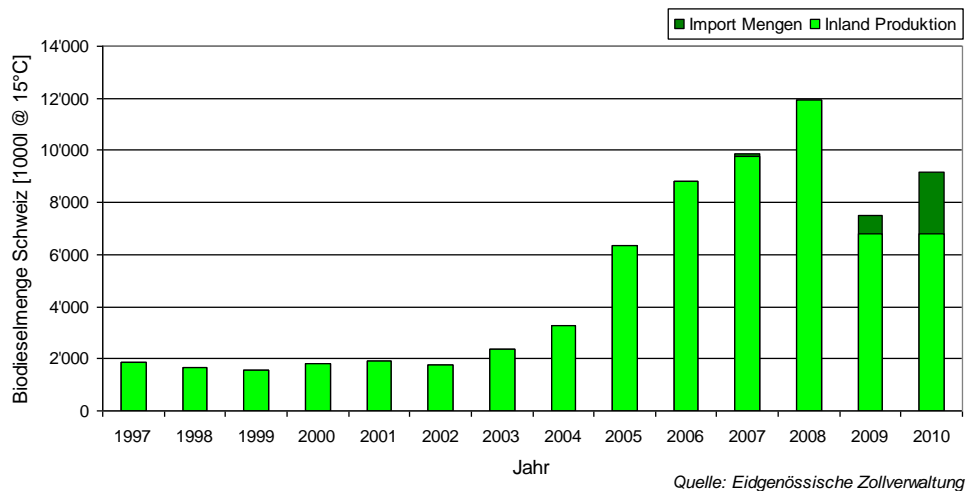


Fig. 7 Entwicklung des Biodieselimports und der Produktion in der Schweiz

Im Jahre 2009 wurde in der Schweiz deutlich weniger Biodiesel hergestellt und auch die Importe hoben die Menge nicht auf Vorjahresniveau an. Dies wurde von Agrola mit fehlender Nachfrage und Akzeptanz seitens der Bevölkerung begründet. Die Akzeptanz kollabierte förmlich durch die steigenden Lebensmittelpreise, deren Ursache die Konkurrenzsituation der Biodieselherstellung schien, denn für den Anbau von Biodiesel wird Ackerfläche benötigt, die auch für die Lebensmittelproduktion genutzt werden kann. In der Schweiz gibt es einen Steuererlass, wenn nachgewiesen werden kann, dass soziale und ökologische Kriterien⁹ erfüllt sind. Trotz dieser Förderung konnte sich kein weiterer Markt in der Schweiz etablieren. Biofuels-Schweiz sieht auch im 2011 aufgrund gesetzlicher Hürden keinen Markt in der Schweiz [Ulrich, 2011], wodurch es sich für Hersteller kaum lohnt, in diesen Bereich zu investieren.

In Deutschland ist am 01.01.2009 das "Erneuerbare-Energien-Wärmegesetz" in Kraft getreten und schreibt vor, dass bei Neubauten die Verwendung von erneuerbaren Energien Pflicht wird. Dies gilt auch für Biodiesel, so dass hier ein Markt existiert und dieser auch für die Schweizer Hersteller von Interesse sein könnte.

⁹ Eidgenössische Zollverwaltung "T.2.8.a - Herkunft der Treibstoffe aus erneuerbaren Rohstoffen 2009"

5. Versuchsaufbauten

In diesem Kapitel werden die für die Versuche verwendeten Versuchseinrichtungen beschrieben. Im Gesamten wurden zwei verschiedene Versuchseinrichtungen verwendet:

- Prüfstand zur Untersuchung der Ablagerungsbildung bei der Verdampfung von Einzeltropfen
- Prüfstand zur Betrachtung der Verdampfung mittels Wärmestrahlung (Catvap-Strahlungsprüfstand)

5.1. Einrichtung zur Einzeltropfenverdampfung

Im Prüfstand zur Einzeltropfenverdampfung wurden die grundlegenden Einflussfaktoren sowie die Mechanismen der Ablagerungsbildung untersucht. Dazu wurden einzelne Tropfen auf einer beheizten Fläche zum Verdampfen gebracht. Die verwendeten Verdampferflächen, sowie die untersuchten Parameter werden nachfolgend beschrieben.

5.1.1. Einzeltropfenerzeuger

Nachdem in der vorangegangenen Projektphase einzelne grosse Tropfen ($>1\text{ mm}$) durch Abtropfen an einer Injektionsnadel erzeugt und untersucht wurden, konnte für die Erzeugung kleinerer Einzeltropfen der PicoDot Tropfenerzeuger (Ventil 774LV-100-D1500-Z; $150\text{ }\mu\text{m}$ Düse der Firma EFD) beschafft, getestet und in den vorhandenen Prüfstand eingebaut werden. Dabei handelt es sich um ein piezogesteuertes Ventil mit einem Ventilsitz aus Keramik. Der verwendete Taktgenerator (Valvemate 7742,2 CH) und das Steuergerät (Valve Driver 774LV-100 S+) sind ebenfalls von EFD. Das verwendete Steuergerät weist gegenüber der Standardausführung eine verkürzte Flankendauer der Öffnungs- und Schliessbewegung des Ventils auf. Dies ist erforderlich, um bei den kurzen Dosierzeiten eine saubere Tropfenerzeugung zu erhalten. Die minimale Öffnungszeit des Ventils, bei der Tropfen ohne Sekundärtropfenbildung erzeugt werden können, liegt bei ca. 0.25 ms . Das Ventil wurde ausserhalb der Versuchskammer positioniert, da sonst durch die Abstrahlung der Verdampferfläche der Tropfenaustritt zu stark erwärmt worden wäre, und eine kontinuierliche saubere Dosierung nicht mehr möglich wäre. Die Tropfen werden dem Prüfstand durch eine Öffnung im Deckel zugeführt. Der Förderdruck am Ventil wurde bei allen Versuchen bei 0.2 bar gehalten. Dieser Wert wurde vom Hersteller in Versuchen als ideal ermittelt, um Diesel mit den kurzen Dosierzeiten sauber zu dosieren.

Der für die Versuche der Tropfenverdampfung verwendete Versuchsaufbau ist in Fig. 8 bzw. Fig. 9 zu sehen. Der Versuchsaufbau besteht aus den folgenden wesentlichen Komponenten: Gehäuse, Heizungsblock, austauschbare Verdampferfläche und Tropfenerzeuger. Durch die Anfälligkeit der biogenen Brennstoffe auf autooxidative Reaktionen - im Speziellen bei hohen Temperaturen - müssen diese Versuche unter Ausschluss von Sauerstoff durchgeführt werden. Dazu wird das Gehäuse kontinuierlich mit Stickstoff gespült.

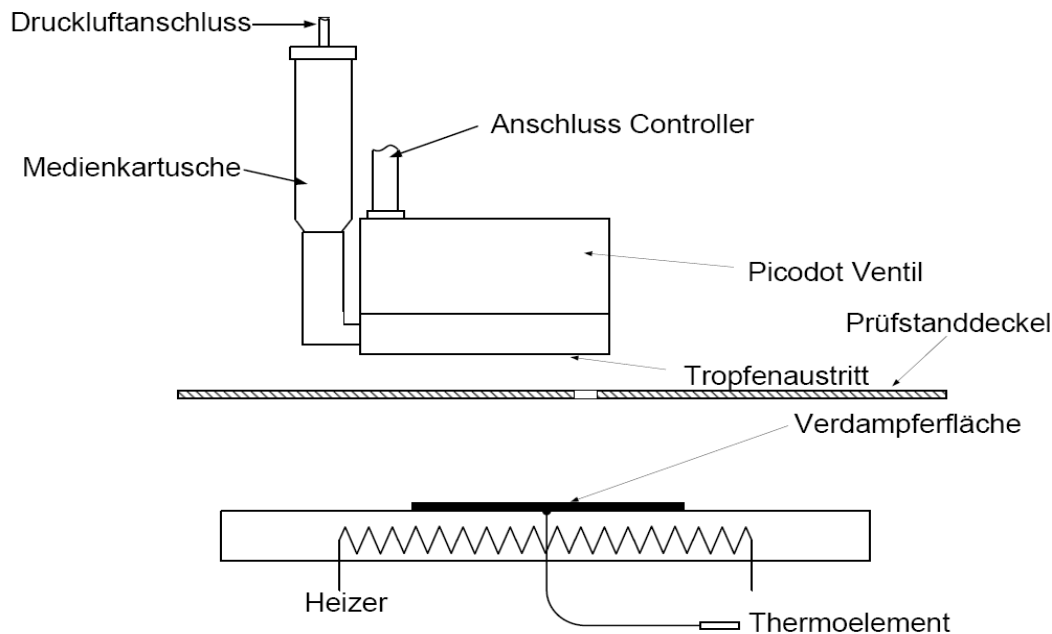


Fig. 8 Schematische Darstellung der Versuchsanordnung mit Tropfengenerator

5.1.2. Verdampferflächen

Die Regelung der Heizplattentemperatur (T_H) erlaubt die Oberfläche der Heizplatte mit einer Genauigkeit von ± 0.5 zu regeln. Die Oberflächentemperatur (T_S) der Verdampferfläche lässt sich während der Versuche mit einem Thermoelement Typ K (NiCr-Ni) bestimmen. Zur Kontrolle der Oberflächentemperatur wurde ein Infrarot Thermometer (Typ: Infratherm IN14) eingesetzt. Diese Oberflächentemperatur-Messungen wurden mit einer matt-schwarz eingefärbten Verdampferfläche (Emissionskoeffizient = 0.95) durchgeführt. Der Vergleich zwischen den Thermoelementmessungen und den IR-Temperaturmessungen ergab eine gute Übereinstimmung.

Für die Versuche wurden Verdampferflächen aus rostfreiem Stahl und Glas verwendet. Die beiden unterschiedlichen Materialien wurden eingesetzt um den Einfluss verschiedener Oberflächenstrukturen zu untersuchen. Die Rauheit der Oberflächen betragen bei Stahl $R_a = 0.3 \mu\text{m}$, bei Glas sind sie um den Faktor 10 kleiner. In realen Systemen werden Verdampferflächen aus Grauguss und Zink verwendet. Auf den Einsatz von Verdampferflächen aus Grauguss wurde verzichtet, da sich die Oberfläche im Speziellen bei der Erwärmung stark verändern würde, und dadurch die Vergleichbarkeit der einzelnen Messungen erschwert würde. Bei den zu erwartenden Veränderungen handelt es sich um Korrosion infolge Oxidation mit Luftsauerstoff. Diese Oberflächenveränderung wird zusätzlich begünstigt durch die hohen Temperaturen im Prüfstand. Der Flächenwerkstoff Zink wurde für die Prüfstandsuntersuchungen nicht verwendet.

Für die Verdampferflächen aus Glas wurden Objektträger verwendet, wie sie bei Lichtmikroskopen eingesetzt werden. Die Herstellung der Verdampferflächen aus rostfreiem Stahl gestaltete sich um einiges aufwändiger. Die ersten Versuche wurden mit gestanzten Flächen durchgeführt. Die beim Stanzvorgang in die Flächen eingebrachten Spannungen führen bei der Erwärmung zu einer starken Deformation der Flächen. Das führt dazu, dass die Flächen nicht vollständig auf der Heizplatte aufliegen und der Wärmeübergang stark reduziert wird. Die Lösung für dieses Problem konnte in der Wasserstrahltechnik gefunden werden. Dadurch, dass beim Schneidvorgang mit Wasser keine Spannungen in das Material gebracht werden, treten bei der anschließenden Erhitzung auch keine Deformationen auf.

Die Heizleistung des Prüfstandes beträgt 960 W und 96 kW/m^2 , im realen System unter Annahme einer 3 mm hohen Verdampfungszone (aus Messungen) ist die Flächenleistung 113 kW/m^2 also relativ ähnlich.

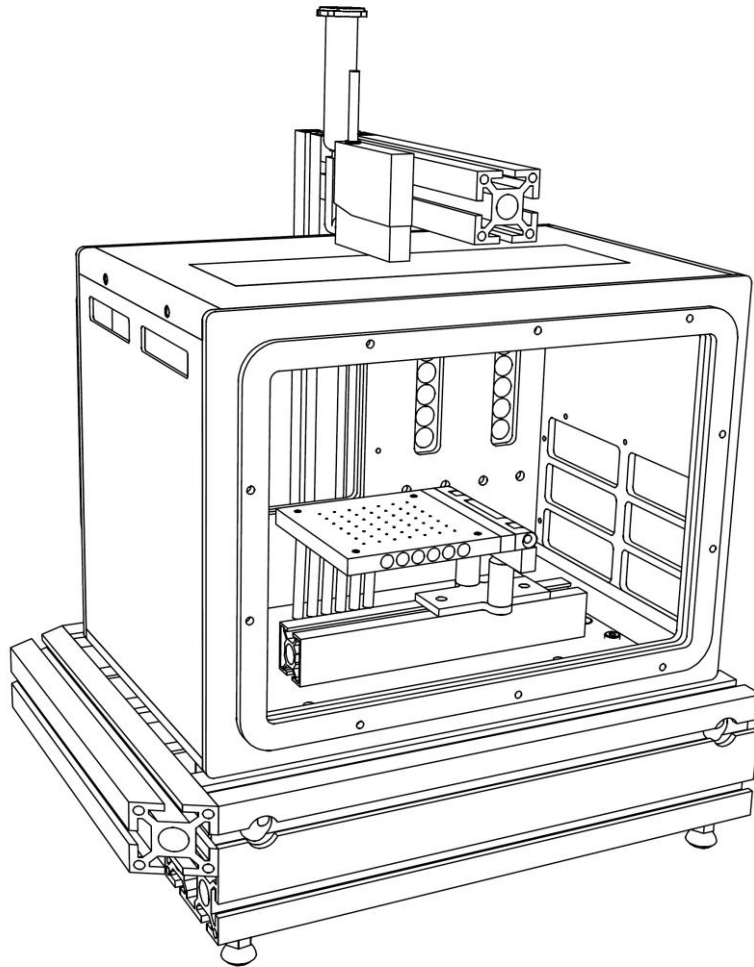


Fig. 9 Bild des Einzeltropfenprüfstandes mit ebener Heizplatte

5.2. Einrichtung für Brennstoffverteilung (Catvap)

Im Projekt wurden zwei Prüfstände für die Untersuchungen der Filmverdampfung verwendet. In vorliegendem Bericht werden nur Messungen und Ergebnisse gezeigt, welche mit dem neuen Prüfstand gemacht wurden, dies aufgrund von Problemen mit dem ersten Prüfstand. Informationen zum alten Prüfstand sind im *BFE Jahresbericht 2010*, und die Änderungen im *BFE Halbjahresbericht 2011* beschrieben. Der geänderte Versuchsaufbau wurde in das Gehäuse der Einzeltropfen-Messungen eingebaut (Fig. 10). Im neu aufgebauten und angepassten Prüfstand wird der Hauptfokus auf die Verdampfung des Öls gelegt.

Durch einen Brennstoffüberlauf am oberen Ende der Verdampferfläche gelangt das Öl in einem geschlossenen Film auf diese. Das Öl wird durch einen Infrarot-Strahler mit 500 W Leistung verdampft. Um genau sagen zu können, wie hoch die Temperatur ist, und damit auch welche Leistung der Strahler bei verschiedenen Einstellungen liefert, wurde die Strahler-Temperatur mit einem Pyrometer bestimmt. Bei einer gegebenen Strahler-Leistung wurde der Strahler an verschiedenen Punkten gemessen und daraus eine mittlere Temperatur berechnet, mit welcher Vergleiche mit zukünftigen Berechnungen möglich sind.

Für die Bestimmung der Wandtemperatur dienten Thermoelemente vom Typ K, die von hinten an die Verdampferfläche geführt wurden. Aufgezeichnet wurde ein Temperaturverlauf entlang der Wand in einem definierten.

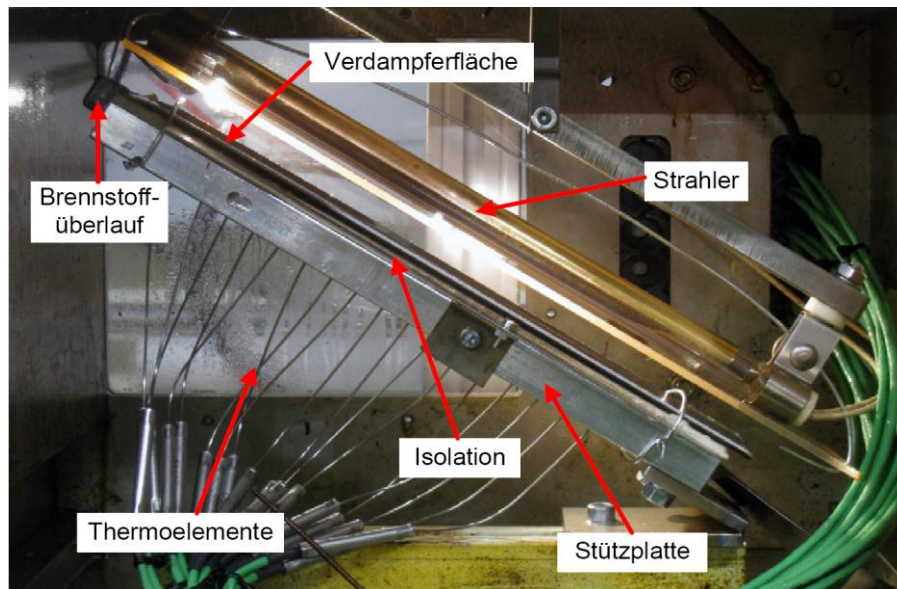


Fig. 10 Prüfstand mit Umbau für Filmverdampfung

5.2.1. Verdampferflächen

Die eingesetzten Flächen weisen einen über die ganze Länge aufgebogenen Rand auf, der eine Art Kanal für das Öl bilden soll. Dieser Kanal hat eine Breite von 20 mm und eine Länge von 220 mm. Der Grund für diese Anpassung sind Resultate aus vergangenen Versuchen, bei denen Ablagerungen eindeutig dem Rand-Einfluss zugeordnet werden konnten. Diese Ablagerungen mussten eliminiert werden, da im realen System - aufgrund der Rotationssymmetrie - keine Randzonen existieren. Ausserdem beinhalten die neuen Verdampferflächen den Überlauf des Brennstoffes. Die Messungen zeigten eine deutliche Reduktion der Randablagerungen. Um Temperaturgradienten über die Breite der Verdampferfläche zu verhindern, empfiehlt der Hersteller des Infrarotstrahlers, dass die zu bestrahlende Fläche kleiner sein muss, als die Strahlerfläche. Dies konnte mit den neuen Flächen umgesetzt werden.

Aufgrund eines Treffens mit L. Griesser (Erfinder von Catvap) vom 25.01.2011 wurde zudem entschieden, im Prüfstand auch mit einem Vlies als Verdampferfläche Tests durchzuführen. Das Vlies besteht aus zwei Lagen und ist aus *Fecralloy*[®] gefertigt. Die der Verdampferfläche zugewandte Seite ist zu vergleichen mit Stahlwolle und ca. 3 mm dick, die dem Strahler zugewandte ist ein ca. 1 mm dickes Vlies. Ziel ist es, eine bessere Brennstoffverteilung zu erreichen und eine längere Durchmischung der verschiedenen Brennstoffanteile zu ermöglichen. Es wird erwartet, dass die Rückstände mit dem Vlies abnehmen.

6. Charakterisierung der Verdampfung von Einzeltropfen

In diesem Kapitel wird vertieft auf das Thema der Tropfenverdampfung, wie sie im ThermMix vorkommt, eingegangen. behandelt werden Theorie und Einzeltropfenversuche, die Umsetzung im realen System wird erst im Kap. 6.8 behandelt.

In sämtlichen nachfolgenden Betrachtungen wird davon ausgegangen, dass die Tropfen kugelförmig sind.

6.1. Charakterisierung der Brennstoffverteilung im ThermMix

Grundlage für die Tropfenverdampfung ist deren Erzeugung und das Verständnis der Mechanismen, die zu Tropfen führen, und durch welche die Grösse und die Tropfenverteilung beeinflusst werden.

6.1.1. Arten der Tropfenerzeugung

In diesem Unterkapitel werden verschiedene technische Möglichkeiten der Zerstäubung aufgezeigt. Es wird nur auf Verfahren eingegangen, die es ermöglichen, Tropfen in der gewünschten Grössenordnung (50-200 μm) herzustellen.

- Abtropfen

Durch Abtropfen an Flächen entstehen Tropfen unterschiedlicher Durchmesser. Im Speziellen entstehen besonders kleine Tropfen durch das Mitreissen eines Flüssigkeitsteils. Die Ausbildung dieser kleinen Tropfen ist in Abb. 2.1 zu sehen. Die einfachste Möglichkeit, Tropfen einer definierten Grösse zu erzeugen, ist das Abtropfen an einer Kapillare. Aus dem Gleichgewicht von Kapillar- und Gravitationskraft kann eine feste Tropfengrösse erzeugt werden. Dadurch, dass der Abtropfvorgang als einzig treibende Kraft die Gravitation hat, ist der Tropfendurchmesser bei gegebener Kapillare fest. Eine Erhöhung des Volumenstromes führt zu einer Erhöhung der Tropfenfrequenz. Ab einem kritischen Volumenstrom entsteht ein zusammenhängender Strahl, der durch Plateau-Rayleigh-Zerfall in einzelne Tropfen zerfällt. Ein weiteres Erhöhen des Volumenstroms führt zu Strahlzerfall infolge Turbulenzen im Medium.

- Düsen

Mit einer Düse wird Flüssigkeit unter Druck zerstäubt. Für die Bedingungen, wie sie im vorhandenen System vorherrschen, würden sehr kleine Düsengeometrien resultieren. Zudem sind hohe Drücke erforderlich. Somit steht der Einsatz einer Düse im vorliegenden Fall nicht zur Diskussion.

- Mechanische Zerstäubung

Die Zerstäubung von Flüssigkeiten mittels Ultraschallschwingungen führt zu sehr feinen Sprays. Oft wird als anregendes Element ein Piezo-Quarz verwendet. Diese Technologie ist nicht geeignet für die Zerstäubung von grossen Flüssigkeitsmengen. Ebenfalls ist die Ultraschallzerstäubung sehr energieaufwändig. Zur mechanischen Erzeugung von Sprays zählt auch Zerstäubung an rotierenden Scheiben. Auf diese Art soll in den nächsten Kapiteln speziell eingegangen werden.

6.1.2. Zerfall an Scheiben

Für die Zerstäubung von Flüssigkeiten an rotierenden Scheiben können sich verschiedene Zerfallsmechanismen einstellen. Die Art des Zerfalls ist abhängig vom Medium, dessen Volumenstrom sowie Form und Drehzahl der Scheibe. Einen weiteren Einfluss hat die Geometrie des rotierenden Elements. In dieser Arbeit wird oft von Scheibe gesprochen, es sind jedoch immer auch andere Geometrien wie Becher und Körbe gemeint. Von Hinze & Milborn [Hinze, 1950] wurden drei unterschiedliche Mechanismen der Ablösung beobachtet und beschrieben. Ein Wechsel eines Mechanismus in einen anderen kann durch Erhöhung des Volumenstromes erreicht werden, dies für gegebene Scheiben und Drehzahlen. In der Einteilung durch Wozniak [Wozniak, 2002] wird der Lamellenzerfall zusätzlich in einen laminaren und einen turbulenten Bereich eingeteilt (s. Fig. 11).

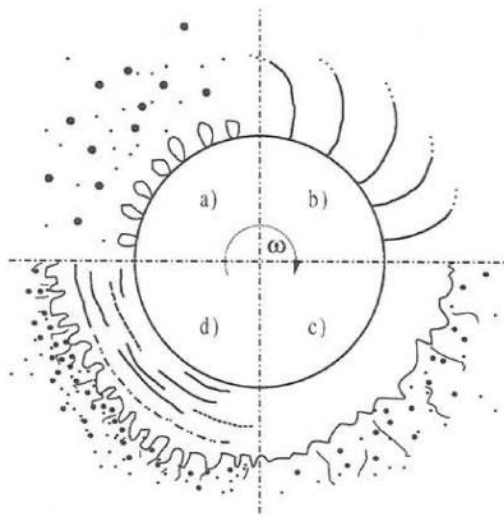


Fig. 11 Zerfallsmechanismen an rotierenden Scheiben [Wozniak, 2002]

6.1.2.1. Abtropfen an Scheiben

Kleine Volumenströme einer Flüssigkeit führen dazu, dass sich am Umfang der Scheibe einzelne Tropfen ablösen. Die Durchmesser der Tropfen haben eine sehr breite stochastische Verteilung. Aus diesem Grund ist dieser Zerfallsmechanismus für die technische Anwendung nur wenig geeignet. Durch die eher kleinen Volumenströme findet oft auch keine komplette Benetzung der Scheibe statt. In Abbildung 2.8 sind die unterschiedlich grossen Tropfen (a) sowie das Mitreissen von kleinen Tropfen (b) zu sehen.

6.1.2.2. Fadenzerfall

Mit zunehmendem Volumenstrom nimmt die Anzahl der Ablösestellen am Umfang zu, bis ein Grenzwert erreicht wird. Ab diesem Punkt ist die Anzahl an Fäden unabhängig vom Volumenstrom. Eine weitere Zunahme des Volumenstroms führt zu einem Anwachsen des Fadendurchmessers [Lefebvre, 1989]. Die Fäden zerfallen nach einer endlichen Zeit in Tropfen ähnlicher Grösse. Der Prozess wird in Kapitel 2.11 detailliert beschrieben. Der Zerfallsmechanismus wird auch Ligament-Zerfall genannt.

6.1.2.3. Lamellenzerfall

Eine erneute Steigerung des Volumenstroms führt in den laminaren und anschliessend in den turbulenten Lamellenzerfall. Beide Gebiete haben eine sehr breite statistische

Tropfenverteilung zur Folge. Somit ist der Bereich des Lamellenzerfalls in technischen Anwendungen nicht erwünscht.

6.1.2.4. Randgeometrie

Die Kante einer Scheibe ist eine endlose Linie, die keine fest definierten Stellen für die Aufteilung des Massenstroms besitzt. Sind die Bedingungen für Fadenablösung gegeben, bilden sich Fäden willkürlich aus. Aus einer ungleichmässigen Verteilung der Fäden am Umfang resultiert eine Variation der Tropfengrösse. Um eine gleichmässige Fadenablösung zu erzwingen, kann der Rand der Scheibe mit kontrollierenden Geometrien versehen werden, wo sich die Flüssigkeit sammelt. Eine Möglichkeit dafür sind Zacken oder Zähne.

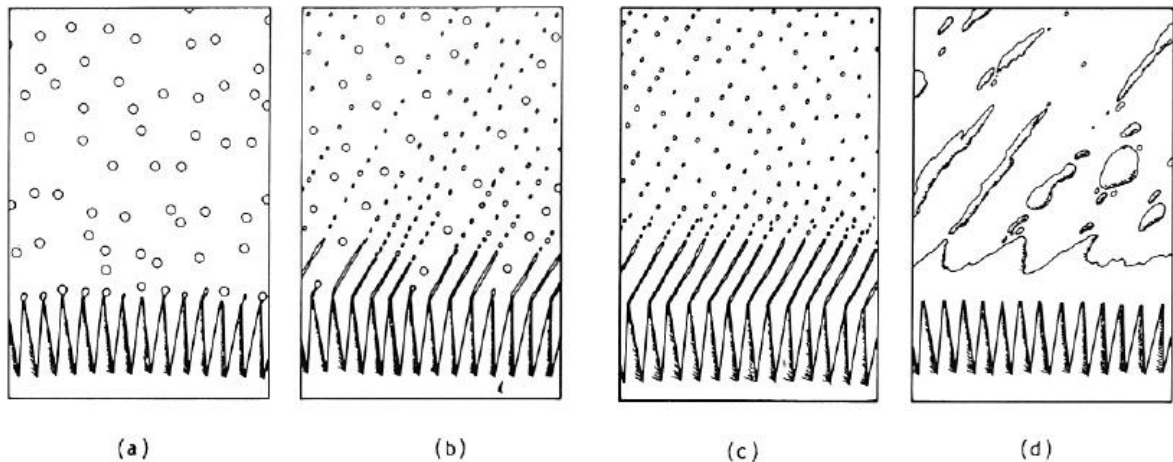


Fig. 12 Ablösemechanismen an Zacken [Christensen, 1980]

In Fig. 12 ist deutlich zu sehen, dass nur mit reiner Fadenablösung ein quasi-monodisperser Spray erzeugt werden kann [Lefebvre, 1989].

6.1.3. Modell Fadenzerfall¹⁰

Für die Auslegung eines Rotationszerstäubers mit Zacken ist es wichtig, den Volumenstrom zu kennen, bei dem der Umschlag von Tropfen- in Fadenzerfall stattfindet. Für die Berechnungen wurde die Korrelation von Matsumoto aus dem Jahre 1974 verwendet [Wozniak, 2002]:

$$\dot{V}^* = 0.001 \cdot a^* \cdot Oh \quad (1)$$

mit:

- \dot{V}^* = dimensionsloser Volumenstrom
- a^* = Beschleunigungsziffer
- Oh = Ohnesorgezahl

¹⁰ Modell aus [Baumann, 2009]

Gemäss Wozniak [Wozniak, 2002] entspricht diese Korrelation einem Mittelwert, der für viele Anwendungen verwendet werden kann. Für den Anwendungsfall mit Zacken an der Becherkante muss die Korrelation angepasst werden. Dies wurde durch M. Baumann [Baumann 2009] gemacht und wird hier nicht näher beschrieben. Der Grenzfall für Zackenbecher aus der Korrelation von Matsumoto hergeleitet ist:

$$\frac{d_{\text{Faden}}}{d_{\text{Becher}}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{1}{\text{Re}_B^2}}} \quad (2)$$

mit:

$$d_{\text{Faden}} = \frac{40}{\sqrt{1 + \frac{1}{\text{Re}_B^2}}} \quad (3)$$

und

$$d_{\text{Tropfen}} = \frac{180}{\text{Fa}} \quad (4)$$

Die Grenze ist somit vom Brennstoff (Eigenschaften), der Drehzahl sowie der Leistung (Volumenstrom) abhängig. Es lässt sich nun aufgrund genannter Parameter bestimmen, ob es zu Fadenablösung kommt, oder Tropfenablösung vorherrscht.

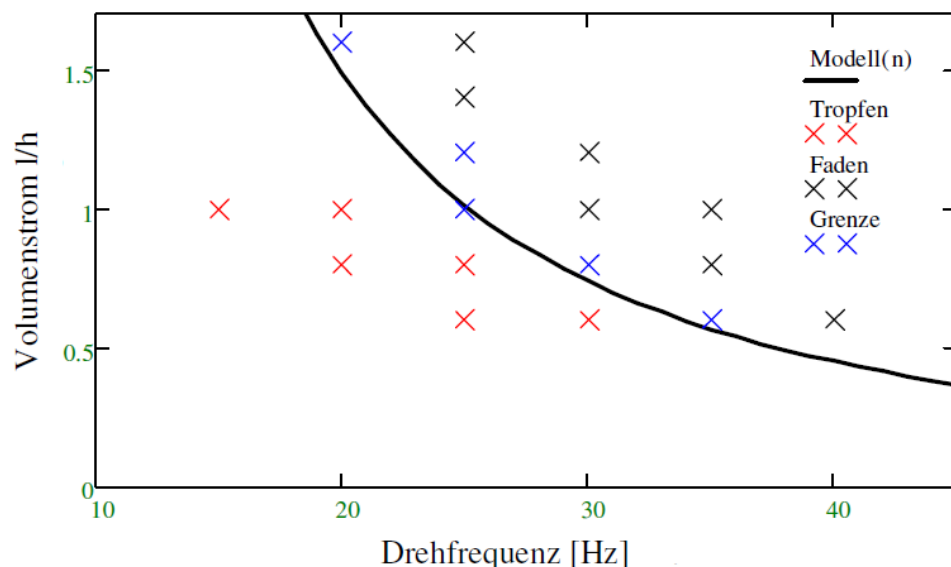


Fig. 13 Grenze für Umschlag von Tropfen-, zu Fadenablösung gem. Korrelation von Matsumoto [Baumann,2009]

Vergibt man den Messresultaten mit den Rotationszerstäuber die Attribute "Rot" für Tropfenzerfall, "Blau" für Fadenzerfall und stellt die Grenzbedingung (Gl. (2)) gemäss Matsumoto dar, so ist eine sehr gute Übereinstimmung vorhanden (vgl. Fig. 13). Auch die berechneten Werte für die Umschlagsdrehfrequenzen bei verschiedenen Leistungen stimmen sehr gut mit den Messungen überein.

6.1.4. Untersuchung mit Malvern Spraytec

Um das Tropfenmodell zu prüfen, wurden Messungen mit Malvern Spraytec¹¹ durchgeführt, bei denen ein gezackter und ein glatter Becher mit Durchmesser 51 mm (ThermMix) eingesetzt wurden. Die Drehzahl sowie der Volumenstrom wurden so gewählt, dass Zustände im ThermMix repräsentiert werden.

Tabelle 3 Parameter PIV Messungen (Parameter jeweils für 12 Zacken und ohne Zacken)

	$P_{\text{Theoretisch}}$ [kW]		
	15	10	5
Drehfrequenz [Hz]	25	40	55
Volumenstrom [ml/h]	510	991	1470

Ziel dieser Untersuchungen war, Tropfenspektren bei verschiedenen Bedingungen zu erhalten sowie den Umschlagspunkt von Tropfenablösung zu Fadenzerfall messen zu können. Mittels der Ergebnisse sollte das Fadenzerfalls-Modell validiert werden.

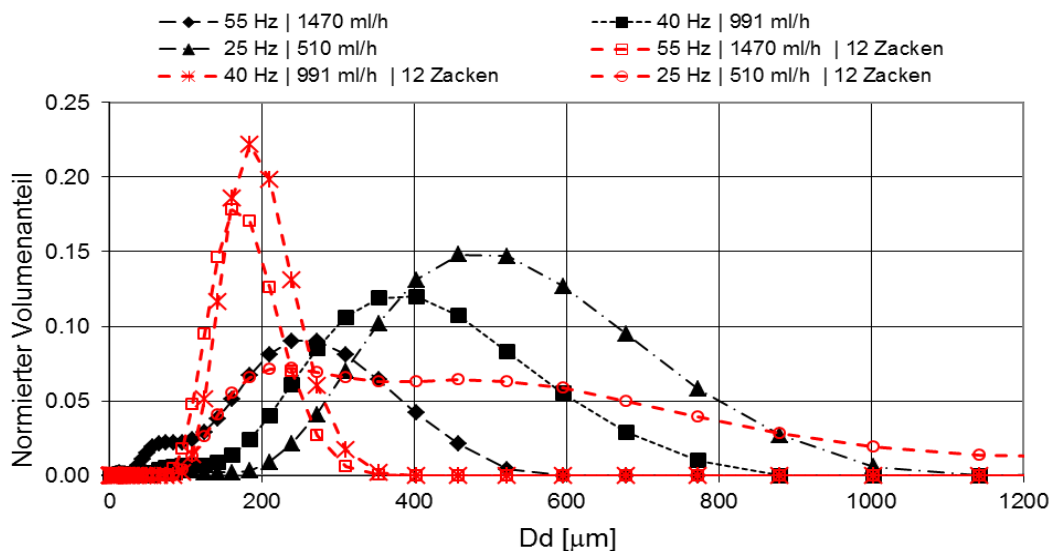


Fig. 14 Tropfenspektren bei den Frequenzen 25, 40, 55 Hz und Volumenströmen von 510 - 1470 ml/h. Dargestellt für Zerstäuber mit und ohne Zacken. Brennstoff Heizöl EL

Fig. 14 zeigt die Tropfenspektren für die verschiedenen Leistungen und Frequenzen jeweils für einen Rotationszerstäuber mit und ohne Zacken (Messwerte aus [Büchler, 2009/10]). Wie gedacht wandert der mittlere Tropfendurchmesser bei Fadenablösung hin zu kleineren Durchmessern und das Spektrum wird schmäler (hin zu monodispers). Bei einer Frequenz von 25 Hz und 510 ml/h ist kein klarer Bereich feststellbar, da die 25 Hz für den gegebenen Volumenstrom genau die Umschlagsfrequenz gemäss Modell ergeben.

¹¹ Malvern Spraytec basiert der Brechung eines HeNe-Laserstrahls an Tropfenoberflächen und dient zur Grössenerfassung von Sprays

Tabelle 4 Umschlagsfrequenzen

Brennstoffvolumenstrom	0.5 l/h	1.0 l/h	1.5 l/h
12 Zacken	25 Hz	15 Hz	12 Hz

In

Tabelle 4 sind die Frequenzen dargestellt, bei denen der Umschlag von Tropfen zu Fadenzerfall stattfindet. Die Volumenströme stehen für 5-15 kW Heizleistung, wobei die einzige kritische Drehfrequenz bei 0.5 l/h und 25 Hz liegt. Diese Bedingung entspricht genau den realen Bedingungen im ThermMix; die anderen Frequenzen sind unkritisch, da im realen System deutlich höher. Vergleicht man die Umschlagsfrequenz aus der

Tabelle 4 mit Fig. 14 so sieht man auch im Diagramm den Umschlag von Tropfen zu Faden durch das sehr breite Spektrum bei 25 Hz und 0.5 l/h.

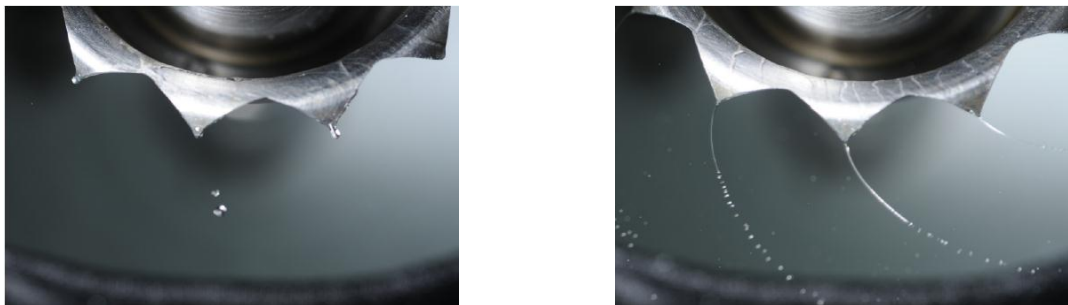


Fig. 15 Tropfen- und Fadenzerfall mit Wasser. Becher mit 12 Zacken

Fig. 15 zeigt repräsentativ die Zerfallsarten Tropfen- und Fadenzerfall. Diese Bilder wurden jedoch mit Wasser als Fluid erstellt und sollen nur die Mechanismen zeigen. Es sind auch Rinnsale auf der Oberfläche des Zerstäubers feststellbar, die so mit HEL nicht vorkommen.

6.2. Charakterisierung der Einzeltropfen-Verdampfung: Einfluss der Flächenbelastung

Eine wichtige Kenngröße für die Tropfenverdampfung ist die Flächenbelastung. Sie definiert, welcher Massenstrom an flüssigem Brennstoff pro Flächenelement auf die Verdampferfläche gebracht wird. Es gilt vereinfacht gesagt: Die Flächenbelastung muss kleiner oder gleich der spezifischen Verdampfungsrates sein, damit die Tropfen ganz verdampfen können, bevor ein nächster kommt. Im Temperaturbereich zwischen T_{Boil} und $T_{\text{Leidenfrost}}$ ist die Ablagerungsbildung massgebend von der Flächenbelastung abhängig.

Für die Prüfstandmessungen ist die projizierte Querschnittsfläche eines Tropfens die relevante Fläche für die Berechnungen. Im realen System ist dies eine Ringfläche mit der

Breite eines Tropfens addiert mit einer Grösse S, welche die Herstellungstoleranzen des Rotationszerstäubers und auch das vergrössern der Verdampfungsfläche miteinbezieht.

6.2.1. Nasse und trockene Oberflächen

Wenn die Verdampfungsrate kleiner als die Flächenbelastung ist, entsteht ein "See", an dessen Rändern Ablagerungen entstehen. Für den umgekehrten Fall (sodass die Fläche trocken bleibt und keine Ablagerungen entstehen), um in den nassen Bereich der Benetzung zu kommen, muss die Bedingung erfüllt sein, dass die Verdampfungszeit eines Tropfens länger ist, als die Zeit bis der nächste Tropfen an der gleichen Stelle auftrifft (Kehrwert der Tropfenerzeugungsfrequenz). Um die Zeit der Verdampfung zu bestimmen, wird das D²-Gesetz [T. Sattelmayer, 2003] verwendet:

$$d_{\text{Tropfen}}^2 = k \cdot t \quad (5)$$

Um die unbekannte Verdampfungskonstante bestimmen zu können, mussten für verschiedene Tropfendurchmesser und Frequenz der Übergang von trocken zu nass bestimmt werden. Aus den gemessenen Daten wurde ein Wert für die Verdampfungskonstante im D²-Gesetz bestimmt.

Das D²-Gesetz scheint eine gute Grenze für den Übergang von trockenen zu nassen Bedingungen auf der Oberfläche zu sein, obwohl dieses grundsätzlich für Tropfenverdampfung in einer heissen Atmosphäre und nicht für Oberflächenverdampfung verwendet wird. Ein Vergleich der Verdampfungskonstante von $3.09 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ (für FAME) und 10^{-5} bis $10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ für Diesel [Barba, 2001] zeigt auch, dass die Grössenordnung der Konstante durchaus vernünftig ist.

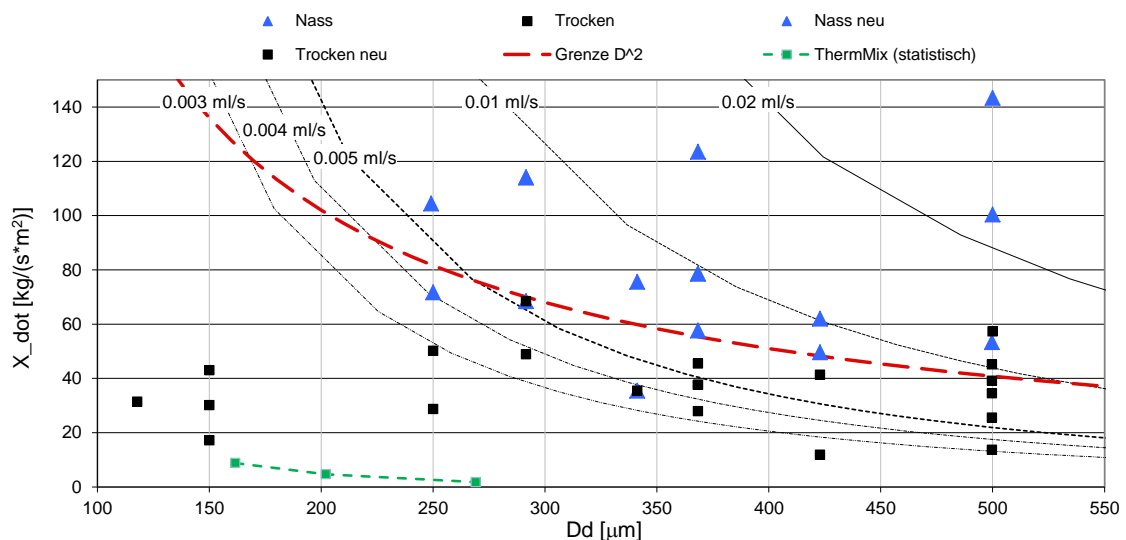


Fig. 16 Benetzungsbedingungen auf der Verdampferfläche in Abhängigkeit der Tropfengrösse und der Flächenbelastung ($T_w = 340 \text{ °C}$, 100 % FAME)

$$k = 3.09 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

ThermMix liegt in Fig. 16 in einem Bereich mit einer Flächenbelastung unter $12 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ und einem Tropfendurchmesser kleiner 500 μm . Somit herrschen im ThermMix in jedem bisherigen Betriebszustand trockene Bedingungen. Die Flächenbelastung im ThermMix wurde wie folgt berechnet:

$$\dot{X}_{VDK} = \frac{\dot{m}_{Br}}{D_{VDK} \cdot \pi \cdot D_D} \quad (6)$$

Die Fläche setzt sich also aus dem Umfang der Verdampferkammer und der Höhe eines Tropfens zusammen.

6.3. Charakterisierung der Einzeltropfen-Verdampfung: Einfluss der Oberflächentemperatur

Ein essentieller Faktor für die Tropfenverdampfung ist die Temperatur der Verdampferfläche, wie dies in Fig. 5 im Kap. 3.2 gezeigt wird. Zu Beginn herrscht Blasensieden vor (benetzte Oberfläche), mit steigender Temperatur sinkt die Verweilzeit bis zu T_{WC} . Im Bereich oberhalb T_{WC} und unterhalb $T_{Leidenfrost}$ ist der Übergangsbereich, in dem sich partiell ein Dampffilm auf der Oberfläche ausbreitet. Dieses Verhalten sowie die Verweilzeit nehmen mit steigender Temperatur zu. Bei $T_{Leidenfrost}$ hat sich ein vollständiger Dampffilm etabliert und die Verweilzeit nimmt wieder ab. Oberhalb $T_{Leidenfrost}$ berührt also der Brennstoff die Oberfläche nicht mehr. Eine solche Anhebung der Temperatur ist in Fig. 17 dargestellt. Auf den Objektträgern wurde immer dieselbe Menge Brennstoff mit dem gleichen Tropfendurchmesser verdampft, einzig die Temperatur der Verdampferfläche wurde erhöht. Gut zu erkennen ist der Rückgang der Ablagerungen mit steigender Temperatur.

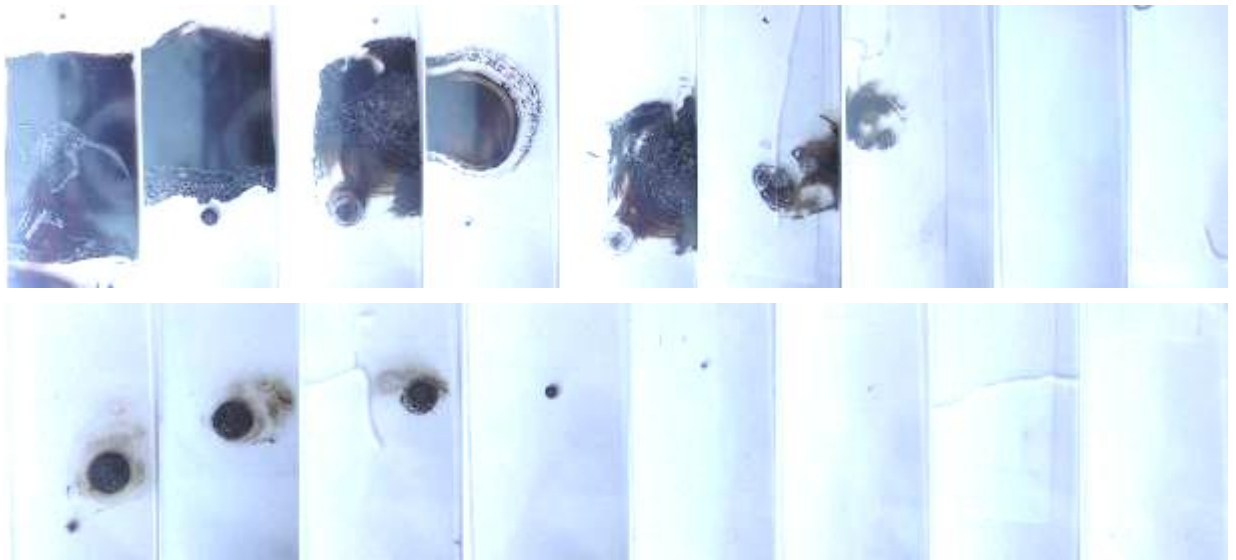


Fig. 17 Verdampferflächen mit aufbauenden Ablagerungen $T_w = 310 - 410\text{ °C}$. Obere Reihe Brennstoff: EL A Bio 50, untere Reihe reines EL A, ($V_{dot} = 0.075\text{ ml/s}$, $D_d = 500\text{ }\mu\text{m}$) [Jahresbericht 2010 BFE]

6.4. Charakterisierung der Einzeltropfen-Verdampfung: Einfluss der FAME Gehalt

Durch den höheren mittleren Siedepunkt von FAME gegenüber HEL ist davon auszugehen, dass FAME bei gleicher Temperatur grössere Ablagerungen bildet. Die Messungen bestätigen diese Erwartung (Fig. 18). So kann zum Beispiel reines HEL ab einer Verdampferflächen-Temperatur von 400 °C rückstandsfrei verdampft werden. Für Mischungen mit einem FAME-Anteil von mehr als 50 % entstehen bei dieser Temperatur immer noch stark aufbauende Ablagerungen mit einem Durchmesser von $\sim 10\text{ mm}$. Gründe für die Ablagerungsbildung bei diesen hohen Temperaturen liegen wahrscheinlich bei der Polymerisation bei hohen Temperaturen und dem höheren Aschegehalt von FAME. Beides sind nicht - oder nur unter sehr hohen Temperaturen - verdampfbare Rückstände.

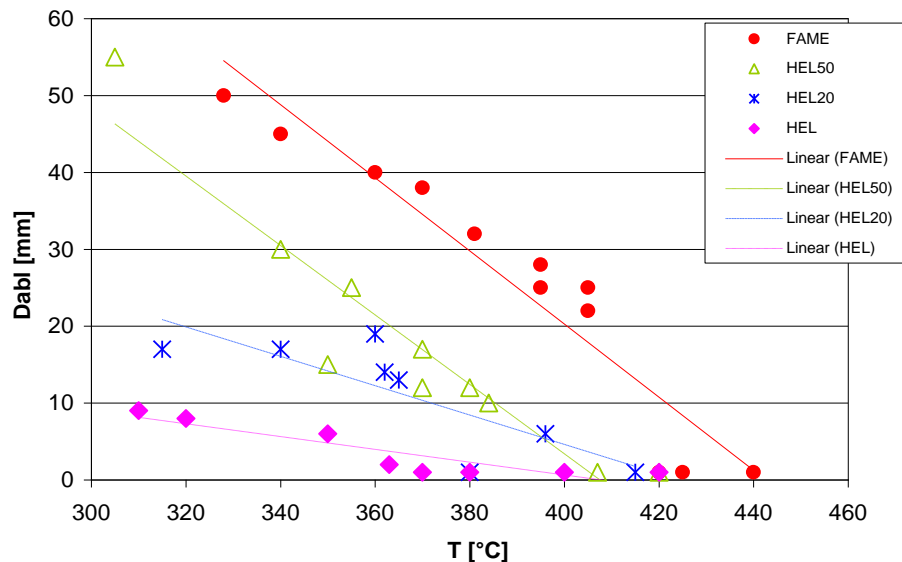


Fig. 18 Ablagerungsdurchmesser in Abhängigkeit der Wand-Temperatur und des FAME-Anteils mit linearer Regression ($V_{dot}=0.075\text{ml/s}$, $D_d=500\mu\text{m}$)

Die Messergebnisse zeigen, wie sich mit steigendem Anteil an FAME im Heizöl die Ablagerungen vergrössern. Auch zeigen sie, dass die Temperatur, bei der keine Ablagerungen mehr entstehen, für Heizöl bei ca. 400 °C und für FAME um 40 °C höher bei 440 °C liegen.

6.5. Charakterisierung der Einzeltropfen-Verdampfung: Einfluss der Tropfengrösse

Der Einfluss der Tropfengrösse bei der Oberflächenverdampfung kann am besten mit dem D^2 -Gesetz erklärt werden (vgl. Kap.6.2). Dies besagt, dass die Zeit zum Verdampfen eines Tropfens mit dem Tropfendurchmesser quadratisch zunimmt. Im Bereich unter der Leidenfrosttemperatur kann dieser Effekt dazu führen, dass die Tropfenfrequenz kleiner ist, als die Verdampfungszeit, und sich so nasse Bedingungen auf der Oberfläche bilden, die zu Ablagerungen führen.

6.6. Tropfenzerfall

Es wurden Untersuchungen mit einer Hochgeschwindigkeitskamera durchgeführt, um die Mechanismen beim Aufprall des Tropfens studieren zu können. Einerseits wurden die Parameter Aufprallgeschwindigkeit und Tropfendurchmesser konstant gehalten und dabei die Temperatur erhöht, andererseits wurde bei konstanter Temperatur die Tropfengrösse sowie die Aufprallgeschwindigkeit variiert. Eine wichtige Kennzahl für Aufprall- sowie Tropfendeformationsvorgänge ist die Weberzahl.

6.6.1. Weberzahl

Die Weberzahl ist ein Mass für die Verformung des Tropfens. Sie setzt die Trägheitskraft ins Verhältnis zur Oberflächenkraft. Die Trägheitskraft wird durch die relative Geschwindigkeit an der Oberfläche des Tropfens dominiert. Je grösser die Weberzahl ist, umso grösser ist die deformierende Wirkung der Anströmung, und umso mehr weicht die Tropfenform von einer Kugel ab.

$$We = \frac{\rho D Tr_{rel}}{\sigma} \quad (7)$$

6.6.2. Aufprall oberhalb der Leidenfrosttemperatur

Die verschiedenen Regime für den Tropfenaufprall auf einer Oberfläche oberhalb der Leidenfrosttemperatur sind wie folgt definiert [Bernadin, 1997]:

- Bei kleinen Weberzahlen $We < 30$ springt der Tropfen - von der Oberflächenspannung getrieben - weg von der Oberfläche. Dieser Vorgang wird in der Literatur mit "bouncing" beschrieben.
- Bei mittleren Weberzahlen $30 < We < 80$ springt der Tropfen ebenfalls zurück, jedoch unter Bildung von kleinen Satteliten (Sekundärtropfenbildung).
- Bei grossen Weberzahlen $We > 80$ zerfällt der Tropfen beim Auftreffen in viele kleine Fragmente. Dieses Verhalten wird "splashing" genannt.

In Fig. 19 sind die Bereiche für drei Zeitpunkte dargestellt.

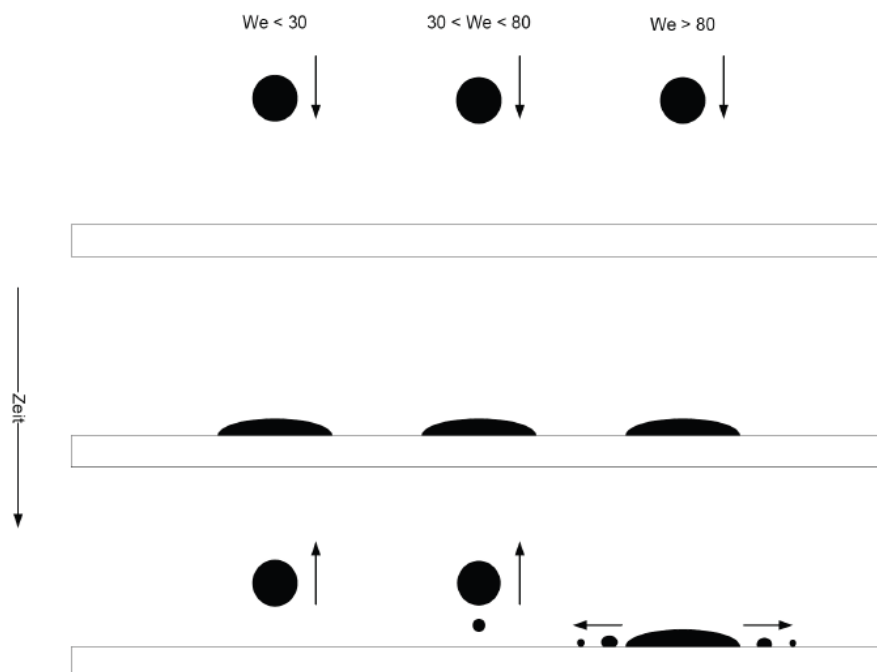


Fig. 19 Tropfenzerfallsbereiche in Abhängigkeit der Weberzahl oberhalb Temperaturen $> T_L$ [Bernadin, 1997]

6.6.3. Aufprall bei konstanter Weberzahl und variabler Temperatur

Wichtig für die Interpretation der bisherigen Messungen ist die Interaktion zwischen dem Tropfen und der Wand bei gleichbleibender Weberzahl, aber bei unterschiedlichen Oberflächentemperaturen. Die Weberzahl wurde in diesem Fall mit dem konstanten Tropfendurchmesser und konstanter Geschwindigkeit gebildet. Fig. 20 zeigt Bilder, die mit einer Hochgeschwindigkeitskamera mit 10000 Fps aufgenommen wurden. Fig. 20 zeigt sehr schön den Einfluss der Oberflächentemperatur auf die Interaktion des Tropfens mit der Oberfläche. Bis 263°C bleibt der Tropfen nach dem Aufprall auf der Fläche und verdampft, die Oberfläche bleibt benetzt. Ab 293°C beginnt der Tropfen nach dem Aufprall teilweise auseinander zu reissen und bildet dadurch Sekundärtropfen, die wegfliegen. Falls diese wieder auf die Verdampferfläche fallen, hüpfen („bouncing“) sie durch ihre langsame Geschwindigkeit (tiefe Weberzahl). Ein Teil des Tropfens verdampft weiterhin auf der Oberfläche. Steigt die Temperatur hin zum Siedeende, findet keine direkte Benetzung der Oberfläche mehr statt. Der Tropfen zerspringt in viele kleine Einzeltropfen, die wegfliegen. Dasselbe passiert bei Temperaturen über der $T_{\text{Leidenfrost}}$, jedoch haben die Sekundärtropfen einen kleineren Durchmesser.

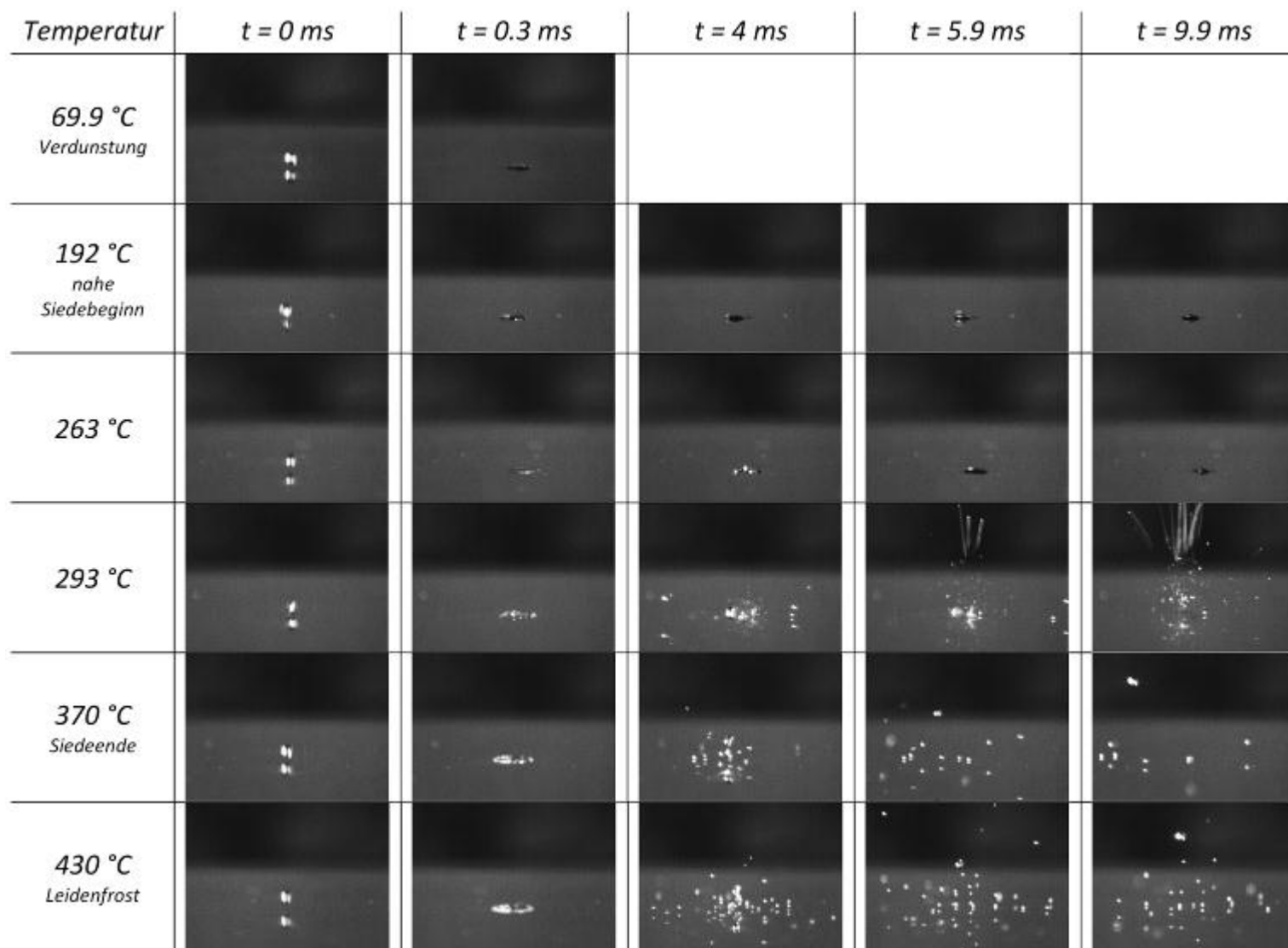


Fig. 20 Tropfenverdampfung bei konstanter Weberzahl (232), D_{Tropfen} (500 μm), c_{Tropfen} (4.4 m/s), Brennstoff: 100 % FAME und variablen Temperaturen

6.7. Schlussfolgerungen Einzeltropfenuntersuchungen

Grundsätzlich konnte gezeigt werden, dass eine rückstandsfreie Verdampfung unter Einhaltung bestimmter Rahmenbedingungen möglich ist. Es existieren zwei Temperaturbereiche, in denen verschiedene Regeln gelten, um eine rückstandsfreie Verdampfung gewährleisten zu können.

Unterhalb der Leidenfrosttemperatur des Brennstoffes kann davon ausgegangen werden, dass das angepasste D^2 -Gesetz (Kap. 6.2.1) eine gute Näherung für die Verdampfungszeit eines Tropfens liefert. Ist nun die Frequenz, mit der die Tropfen an der Oberfläche ankommen, kleiner als die Verdampfungszeit, entstehen nasse Bedingungen auf der Oberfläche und es kommt zu Ablagerungen. Ist die Situation umgekehrt, bleibt die Fläche sauber. Kleinere Tropfen können, da die Verdampfungszeit überproportional mit dem Durchmesser abnimmt, deutlich schneller verdampft werden und durch diesen Umstand kann eine höhere Tropfenfrequenz, also Flächenbelastung - gefahren werden. Befindet man sich in einer Grenzregion der Verdampfungszeit, kann es sein, dass die Temperatur lokal so stark abkühlt, dass der Tropfen nicht mehr verdampfen kann. (Diese Abkühlung konnte erst bei einem ausgebildeten "See" gemessen werden).

Ist die Temperatur oberhalb $T_{\text{Leidenfrost}}$, entstehen keine nassen Bedingungen, da die Tropfen die Oberfläche nicht benetzen. Da die Tropfen von der Oberfläche abprallen, findet der Verdampfungsvorgang in den heißen Gasen und nicht an der Oberfläche statt. Dies bedeutet, dass keine lokale Abkühlung stattfindet. Voraussetzung ist jedoch, dass der Brennstoff erst über der $T_{\text{Leidenfrost}}$ auf die Oberfläche zerstäubt werden darf, und die Gastemperatur innerhalb der Verdampferkammer über der Siedeendtemperatur des Brennstoffes liegt. Messungen am realen System haben nach Anpassungen gezeigt, dass die Temperatur der Luft innerhalb der Verdampferkammer oberhalb der Siedeendtemperatur liegt (bei Einstellung für 15 kW beträgt die Gastemperatur 422 °C).

6.8. Adaption der Erkenntnisse auf das reale System¹²

Die Erkenntnisse aus den Einzeltropfenversuchen konnten im realen System umgesetzt werden. In Fig. 21 sind die Auswirkungen der Änderungen der Parameter in Einzeltropfenversuchen dargestellt. Wie zu erkennen ist, führen kleinere Tropfen, weniger FAME-Anteil, höhere Temperaturen sowie eine kleinere Flächenbelastung zu einer Reduktion der Ablagerung¹³.

¹² Eine detailliertere Beschreibung der Testergebnisse am Originalbrenner ist im BFE Jahresbericht 2010 zu finden.

¹³ Eine Anleitung zur Auslegung von ThermMix befindet sich im Kap. 8.1

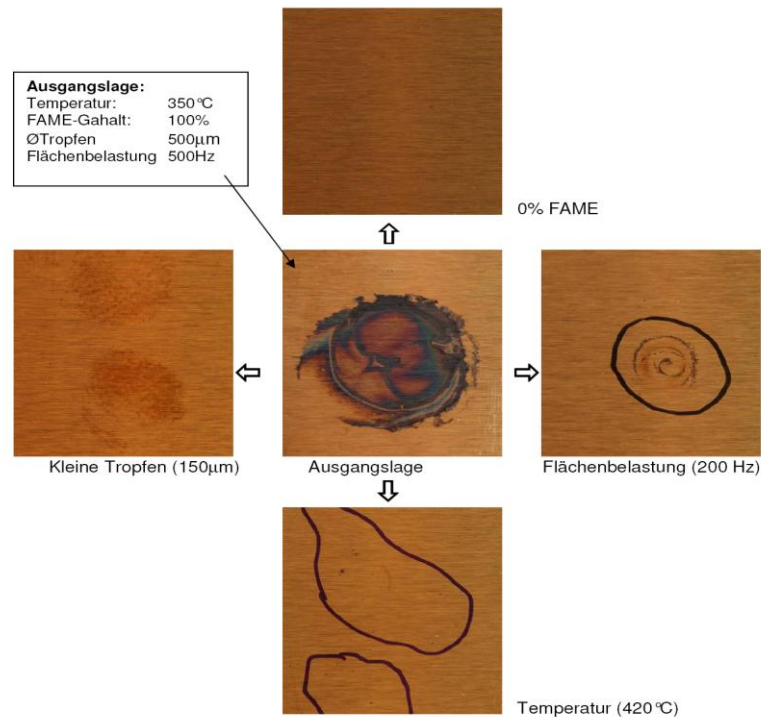


Fig. 21 Übersicht der Ablagerungsbildung bei gleicher Brennstoffmenge durch Variation der vier Betriebsparameter: FAME-Gehalt, Tropfendurchmesser, Flächenbelastung (Tropfenfrequenz) und Temperatur; Grafik aus [Baumann 2010]

Die ermittelten Optimierungsrichtungen wurden nun beim TM15 (ThermMix) umgesetzt. Alle Optimierungsmessungen dauerten jeweils 1 h und wurden mit 100 % FAME und 15 kW Leistung durchgeführt. Der Luftüberschuss wurde auf ca. 1.4 gehalten. Auf die Reduktion des FAME-Gehalts wurde vorläufig verzichtet, da ein FAME-Gehalt von 100 % gewünscht wird.

6.8.1. Resultate im ThermMix

Um die Optimierungsrichtungen im ThermMix umsetzen zu können, mussten konstruktive Änderungen am System vorgenommen werden.

- Um kleinere Tropfen erzeugen zu können, musste der Rand des Zerstäubers mit Zacken versehen werden.
- Eine kleinere Flächenbelastung wurde durch Aufspreizen der Zacken auf drei Ebenen erreicht.

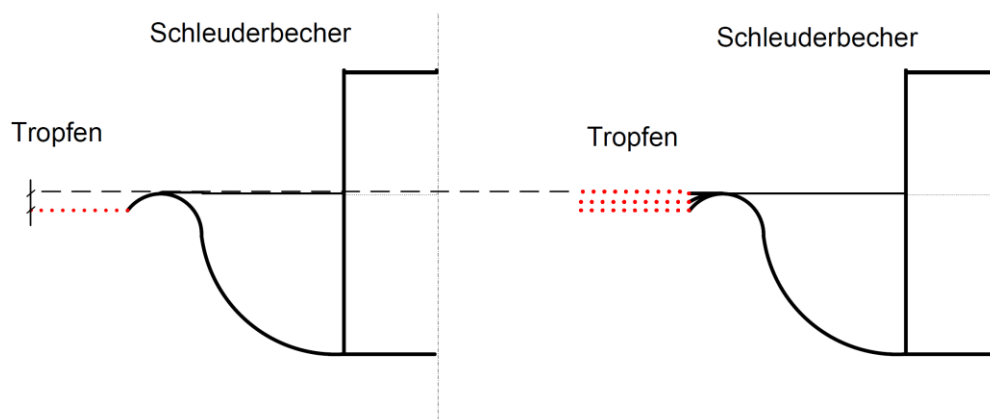


Fig. 22 Ablöseebenen am Zerstäuber-Becher, links: eine Ebene; rechts: drei Ebenen

- Die Zündtemperatur wurde von 330 °C auf 380 °C erhöht und bis 40 °C elektrisch mitgeheizt. Dies, um die Zeit, in welcher der Brenner unter $T_{\text{Leidenfrost}}$ betrieben wird, zu verkürzen.
- Die Mischeinrichtung im Brenner wurde in Strömungsrichtung um -8 mm versetzt, was die Temperatur innerhalb der Verdampferkammer um ca. 100 °C anheb.

Alle Anpassungen führten zu einer Verringerung der Rückstände, erst aber durch die deutlich erhöhte Temperatur im Inneren der Verdampferkammer konnte komplett rückstandsfrei verdampft werden (vgl. Fig. 23 und Fig. 24).

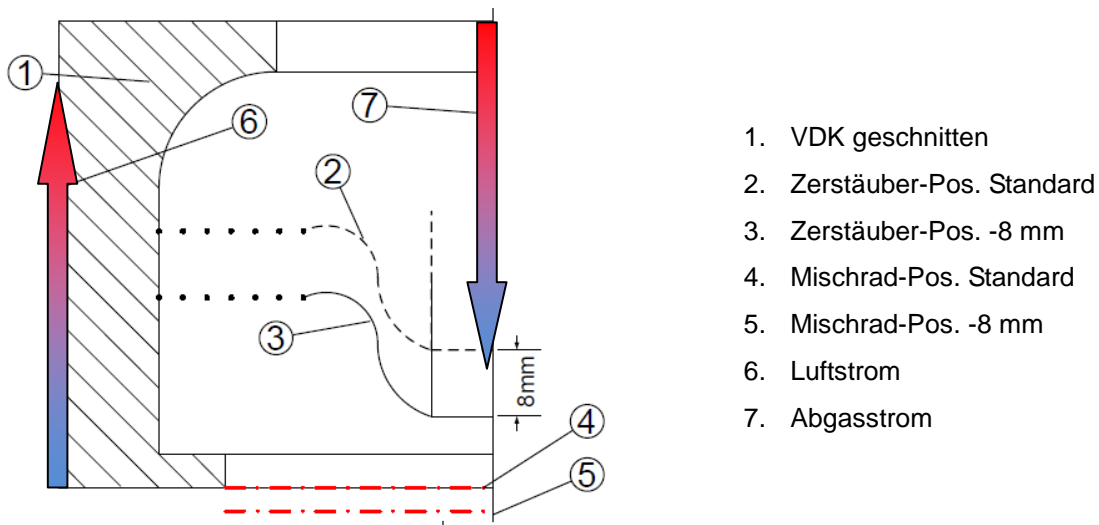


Fig. 23 Skizze der Position der Mischeinrichtung (Pfeile zeigen qualitative Temperaturverläufe), rote Linien zeigen den Offset durch die veränderte Montage.

Die Idee der „heisseren Zone“ entstand mit der Überlegung, dass einerseits die Luft "kalt" in die Verdampferkammer einströmt und erhitzt wird, und andererseits das Abgas heiss an die Kammer strömt und abgekühlt wird. Im Prinzip ist die Situation wie in einem Gegenstromwärmetauscher. Der Brennstoffdampf kondensiert am kältesten Ort und die Mischeinrichtung begünstigt dies zusätzlich.



Fig. 24 Links: Brenner mit Standardeinstellungen ohne Anpassung mit $T_{\text{Start}} = 330\text{ °C}$, $T_{\text{Nachheiz}} = 330\text{ °C}$. Rechts: Brenner mit $T_{\text{Start}} = 380\text{ °C}$, $T_{\text{Nachheiz}} = 450\text{ °C}$ und Zackenbecher mit 12 Zacken, tiefer montierte Mischeinrichtung (-8 mm)

Gemessen wurde während einer Stunde mit 15 kW Heizleistung, die ergänzenden Bedingungen sind jeweils bei den Abbildungen angegeben. Die Messung zeigt eine deutliche Verbesserung der Ablagerungsbildung, wenn die Mischeinrichtung nach unten versetzt wird. Der Brenner konnte während einer Stunde rückstandsfrei betrieben werden. Ein wesentlicher Grund für den rückstandsfreien Betrieb ist die Gastemperatur innerhalb der Verdampferkammer. Wird diese angehoben, steigt auch die Temperatur an der Wand. Je näher die Gastemperatur an der Leidenfrosttemperatur liegt, desto eher kann sichergestellt werden, dass die Wandtemperatur höher und rückstandsfreies Verdampfen dadurch möglich ist.

In Fig. 25 sind alle Ergebnisse nach den einzelnen Verbesserungen zu sehen.

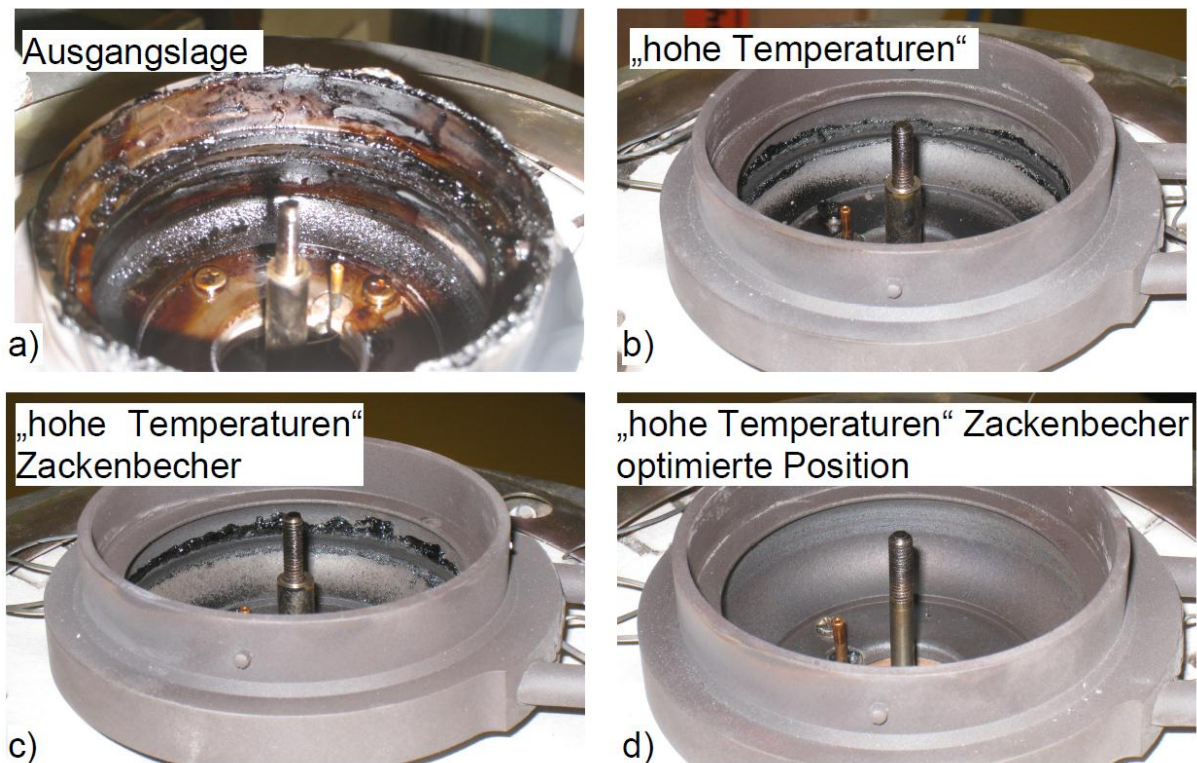


Fig. 25 Messung mit FAME: Standardkonfiguration (a); hohe Zündtemp. und Nachheizen (b); „hohe Temperaturen“ und Zackenbecher (c); „hohe Temperaturen“, Zackenbecher aufgespreizt und nach unten versetzt (d); (Messdauer 1 h, Leistung 15 kW)

Für Messungen während einer längeren Dauer wurde die optimierte Konfiguration gewählt und mit 100 % FAME während ca. 8 h gemessen. Dabei stellte sich heraus, dass dies wiederum zu starken Ablagerungen führt. Die Vermutung ist, dass eine einzelne kleine Ablagerung als Keimstelle wirkt und das Wachstum derer fördert. Aufgrund der Ergebnisse sowie den Marktanforderungen von Herstellern wurden Langzeittests mit B10 (10 % FAME) durchgeführt, welche rückstandsfrei blieben. Der Einsatz von Buntmetall ist bis zu einem FAME-Gehalt von 10 % kein Problem [Zobel, 2009] somit ist der Einsatz von B10 auch im Sinne von ThermMix.

6.9. Numerische Modellierung der Verdampferkammer

Ein Ziel dieser Arbeit ist es, die gewonnen Erkenntnisse in Form eines Berechnungstools zusammenzufassen. Dabei soll ausgehend von der Geometrie der Verdampferkammer und der gewünschten Leistung sowie des Brennstoffes eine Aussage über die Rückstandsbildung möglich sein.

Dem Modell für den Tropfenzerfall liegen folgende Annahmen zugrunde:

- Es findet eine gleichmässige Verteilung des Mediums auf den gesamten Umfang statt.

- Der Becher ist rotationssymmetrisch, somit sind die Bedingungen an allen Zacken gleich.
- Die Dicke des Flüssigkeitsfilms auf dem Becher ist im Verhältnis zum Faden dünn.
- Die Tropfen haben Kugelform.
- Der Faden ist zylindrisch.
- Der Faden zerfällt nach Plateau-Rayleigh in Tropfen.
- Die Stoffdaten von Ersatzstoff Tetradekan können anstelle des Stoffgemisches Heizöl verwendet werden.
- Im Tropfen ist kein Temperaturgradient vorhanden.
- Diffusion im Tropfen wird vernachlässigt.

6.9.1. Tropfendurchmesser

Zu Beginn wird mit der Leistung und der damit zusammenhängenden Drehzahl des Bechers (vgl. Kap. 3.1.1) die Art des Tropfenerfalls und dessen Durchmesser bestimmt. Für die Zerfallsart wird die Grenze von Matsomoto Gl. (2) verwendet.

Für den Zustand mit 15 kW Heizleistung und den davon abhängigen Bedingungen ergibt dies ein Tropfendurchmesser von 161.7 mm mit Fadenzerfall, da die Grenze von 0.104 (Gl. (2)) mit 0.78 überschritten wird.

6.9.2. Grenzwerte für maximale Flächenbelastung mit D²-Gesetz

Mit der aus den Einzeltropfenversuchen bestimmten Verdampfungskonstante k (vgl. Kap. 6.2) lässt sich mittels dem D²-Beziehungen die Verdampfungszeit bestimmen:

$$\tau_{krit} = \frac{d^2 - d_0^2}{k} \quad (8)$$

Um die maximale Flächenbelastung (ohne nasse Bedingungen) für Tropfen eines gegebenen Durchmessers zu bestimmen, muss die Frequenz des Auftreffens der Tropfen auf einer Oberflächenstelle bekannt sein.

Im Durchschnitt werden die Tropfen statistisch innerhalb eines Rings an der Verdampferwand verteilt. Jedoch um eine untere Grenze der maximalen Flächenbelastung zu bestimmen, kann ein schlechterster Fall definiert werden, wo zwei Tropfen von benachbarten Zacken während einer Drehung an der gleichen Stelle landen. Zuerst wird die Zeit für eine Umdrehung des Bechers bestimmt:

$$\tau_{Becher} = \frac{1}{f_{Bech}} \quad (9)$$

Die Zeit, die vergeht, bis der nächste Zacken die gleiche Stelle erreicht ist:

$$\tau_{Zacken} = \frac{\tau_{Bech}}{N_{Zack}} \quad (10)$$

Eine rückstandsfreie Verdampfung bezogen auf das D²-Gesetz ist nun im schlechtesten Fall gegeben, wenn die Zeit, die ein Tropfen zum Verdampfen braucht, kürzer ist, als die Zeit bis zur Ankunft des nächsten Tropfens.

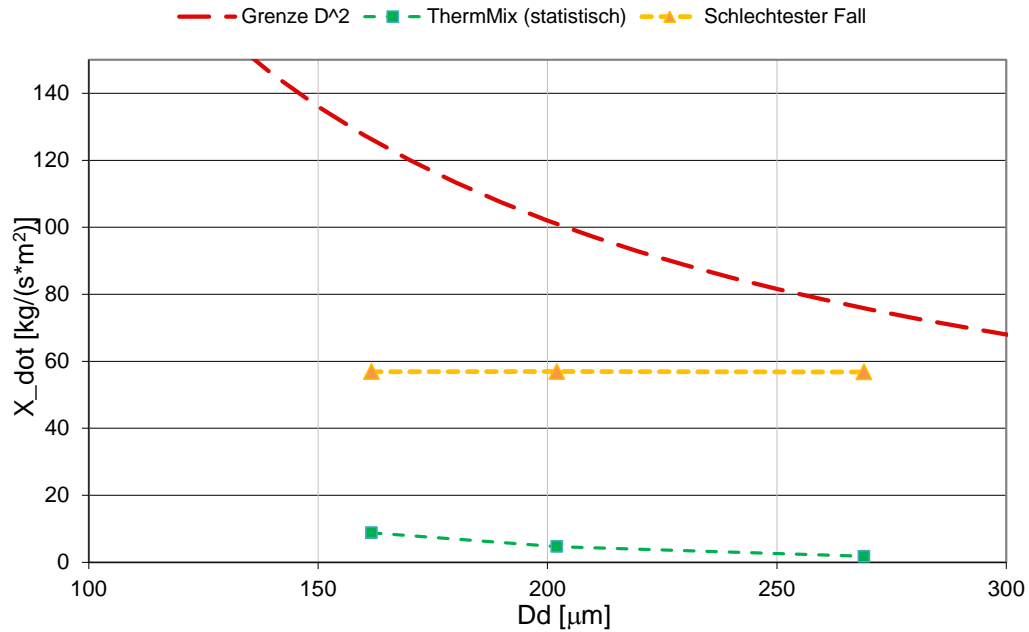


Fig. 26 D2_Grenze, Worst Case und statistischer Fall der Flächenbelastung

Fig. 26 zeigt, dass selbst im schlechtesten Fall die Flächenbelastung unterhalb der Grenze für Nass liegt.

Der statistisch verteilte Fall, bei dem die Tropfen über den gesamten Umfang gleichmässig verteilt werden, ist wie folgt definiert:

Mit der Tropfenanzahl

$$N_{\text{Tropfen}} = \frac{\overline{d_{\text{D}}^3} \cdot \overline{\rho} \cdot \overline{K}}{d_{\text{Trop}}^3} \quad (11)$$

und der Ablösefrequenz wird der Tropfenintervall zu:

$$\tau_{\text{Zacken_stat.}} = \frac{N_{\text{Tropfen}}}{f_{\text{Tropfen}}} \quad (12)$$

Auch hier ist eine rückstandsfreie Verdampfung gegeben, wenn die Verdampfungszeit eines Tropfens kleiner ist, als der Tropfenintervall.

Der reale Fall wird zwischen den beiden Modellen vermutet. Solange jedoch beim schlechteren Fall eine vollständige Verdampfung gegeben ist, bleibt die rückstandsfreie Verdampfung erhalten.

6.9.3. Wärmeübertragungsrechnungen einer Einzeltropfenverdampfung

In diesem Kapitel wird die Verdampfung eines Einzeltropfens [Gottfried, 1966,] vertieft betrachtet. Ziel ist es, für eine vorgegebene Wandtemperatur die lokale Verdampfungsrate eines Einzeltropfens zu bestimmen. So kann eine theoretische Abhängigkeit zwischen Wandtemperatur und Verdampfungsrate erstellt werden.

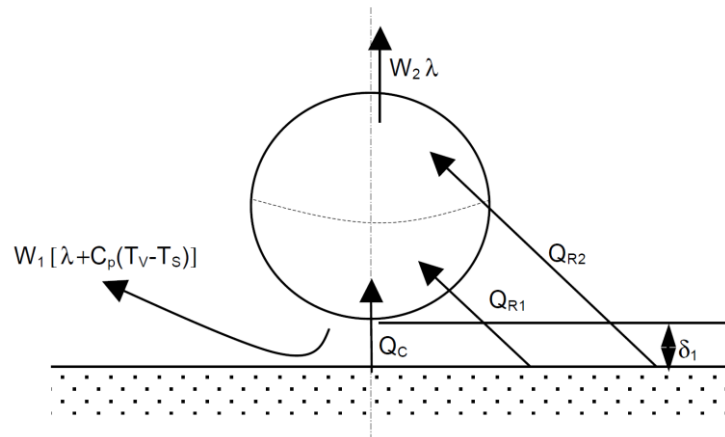


Fig. 27 Schema der Wärmeübertragung durch Strahlung Q_R und Leitung Q_C von der Verdampferfläche an einen Tropfen [Gottfried, 1966, 1171]

Es wird davon ausgegangen, dass der Tropfen auf einem Dampffilm schwebt. Durch diesen Dampffilm erfährt der Tropfen mittels Wärmeleitung einen Energiestrom, zusätzlich wird dem Tropfen über Strahlung von der Wand Energie zugeführt.

Die mittlere Dampffilmdicke ist wie folgt definiert:

$$\delta_{\text{mittel}} = \frac{\int_0^{\delta} \delta^2 d\delta}{\int_0^{\delta} d\delta} = \frac{\delta^3}{3\delta} = \frac{\delta^2}{3} \quad (13)$$

Daraus lässt sich die Wärmeleitung berechnen:

$$\dot{Q}_C = \frac{\Delta T \lambda_{\text{eff}} B^2}{\delta_{\text{mittel}}} \quad (14)$$

Die Ströme für den Wärmetransport durch Strahlung wurden durch Gottfried (1966, 1174) hergeleitet. Die Terme für Q_{R1} und Q_{R2} sehen wie folgt aus:

$$\dot{Q}_{R1} = \frac{A_c \epsilon (T_w^4 - T^4)}{(1/\epsilon) + 100} \quad (15)$$

$$\dot{Q}_{R2} = \frac{A_c \epsilon (T^4 - T_s^4)}{(1/\epsilon) + 100} \quad (16)$$

Der Wärmestrom, den der Tropfen erfährt ist somit:

$$\dot{Q}_{\text{Tropfen}} = \dot{Q}_C + \dot{Q}_{R1} - \dot{Q}_{R2} \quad (17)$$

Und mittels des gesamten Wärmestrom und der Verdampfungsenthalpie wird die Verdampfungsrate zu:

$$W_{\text{Tropfen}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Tropfen}}}{\lambda_{\text{eff}}} \quad (18)$$

Da der Tropfen mit der Zeit kleiner wird und sich dadurch auch die Wärmeströme ändern, muss eine Iteration erstellt werden, die bei jedem Durchlauf die Masse des Tropfens reduziert. Berechnet werden daraus ein mittlerer Wärmestrom zum Tropfen und eine mittlere Verdampfungsrate.

Vorgegeben wird ein Startdurchmesser des Tropfens D_d und ein Zeitschritt $\Delta t_{\text{Schritt}}$. Damit können Q_{R1} , Q_{R2} , Q_C sowie W_{Tropfen} berechnet werden. Mit

$$\Delta L = \frac{W_{\text{Tropfen}} \cdot \Delta t}{\rho} \quad (19)$$

wird die Volumenänderung aufgrund der aktuellen Verdampfungsrate bestimmt und daraus ein neuer Tropfendurchmesser. Dieser neue Tropfendurchmesser wird nun wieder als Startwert für die Iteration verwendet. Abbruchbedingung ist D_d kleiner oder gleich Null.

Der mittlere Wärmestrom wird wie folgt berechnet:

$$\bar{Q}_{\text{Tropfen}} = \frac{1}{N_{\text{Schritte}}} \sum_{i=1}^N \dot{Q}_{\text{Mit}} \quad (20)$$

und die mittlere Verdampfungsrate:

$$\bar{W}_{\text{Tropfen}} = \frac{\bar{Q}_{\text{Tropfen}}}{h_{\text{fg}} \cdot A_{\text{Tropfen}}} \quad (21)$$

Damit wird die lokale Verdampfungsrate zu:

$$\dot{X}_{\text{Lokal}} = \frac{\bar{W}_{\text{Tropfen}}}{D_d^2 \cdot \frac{\pi}{4}} \quad (22)$$

Diese beschreibt die Menge an Brennstoff, die auf der Fläche eines Tropfens verdampft werden kann. Um den Brennstoff verdampfen zu können, darf die gesamte Flächenbelastung nicht grösser werden, als die lokale. Die gesamte Flächenbelastung berechnet sich für eine statistische Verteilung wie folgt:

$$\dot{X}_{\text{generell}} = \frac{i_{Br}}{D_{Br}^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot S} \quad (23)$$

S ist dabei eine Grösse, die als Mass der Aufspreizung der Zacken und auch als Mass für die Fertigungstoleranz eingestellt werden kann.

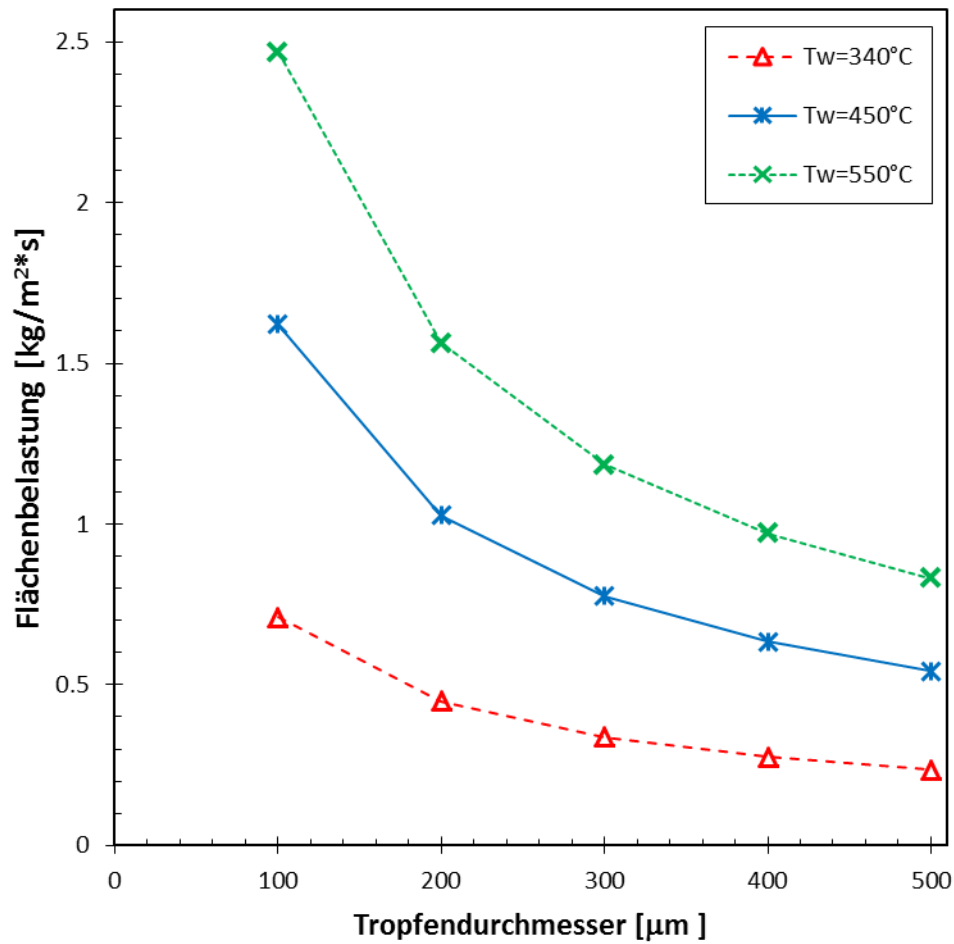


Fig. 28 Flächenbelastungen aus Modell mit Tropfenverdampfung bei variablem Tropfendurchmesser und Wandtemperatur

In Fig. 28 sind Flächenbelastungen in Abhängigkeit der Temperatur und des Tropfendurchmessers dargestellt. Mit sinkender Oberflächentemperatur und zunehmendem Durchmesser, nimmt die verdampfbare Flächenbelastung ab.

Vergleicht man die aus dem Modell berechneten Werte mit dem D^2 -Gesetz, so ergibt der Exponent nicht 2 sondern 1.688. Dies heisst, die Verdampfung des Modells folgt nicht dem D^2 -Gesetz und lässt sich nicht mit den Messungen bestätigen.

6.9.4. Bestimmung der Verdampferwandtemperatur

Jetzt wird ein Wärmeübertragungsmodell erstellt, um bei einer gegebenen Brennerleistung, Primärluft- und Abgastemperaturen die Verdampferwandtemperatur zu bestimmen. Hierfür wird folgendes Widerstandsnetzwerk erstellt:

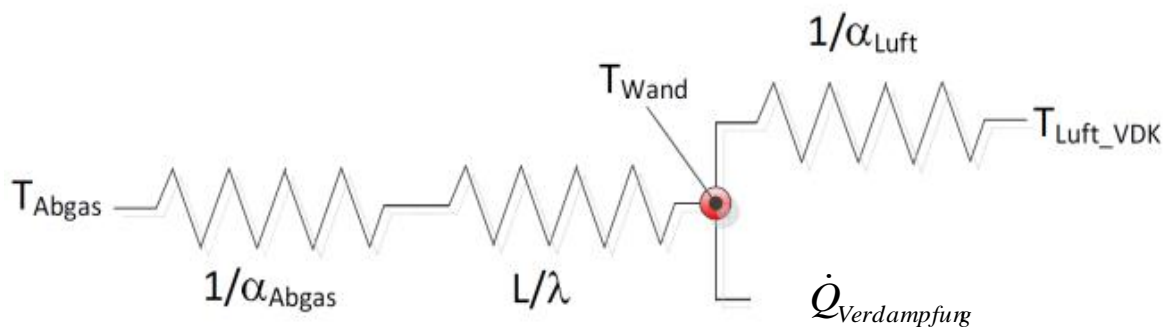


Fig. 29 Widerstandsnetzwerk Modell ThermMix

Zuerst müssen dafür die Wärmeübergangszahlen bestimmt werden. Wie in Fig. 29 dargestellt, finden Wärmeübergänge vom dem heissen Abgas an die Aussenwand der Verdampferkammer, durch die Wand sowie von der Wand an den Brennstoff und an die Luft im Innern statt.

Die Wärmeübergänge werden wie folgt berechnet:

Wärmeübergangszahl vom heissen Abgas an die Wand der Verdampferkammer:

$$\alpha_{\text{aussen}} = \frac{Nu_{\text{Abgas}} \cdot \lambda_{\text{Abgas}}}{\left(\frac{D_{\text{Ragel}} + D_{\text{VDK}}}{2} \right)} \quad (24)$$

Wärmeübergangszahl durch die Wand der Verdampferkammer (angenommen als Zylinder):

$$\alpha_{\text{VDK}} = \frac{2 \cdot \lambda_{\text{VDK}}}{D_{\text{VDK}} \cdot \left(\frac{D_{\text{VDK}} + D_{\text{VDK}}}{2} \right)} \quad (25)$$

Wärmeübergangszahl von der Wand der Verdampferkammer an die Luft innen:

$$\alpha_{\text{innen}} = \frac{Nu_{\text{Luft}} \cdot \lambda_{\text{Luft}}}{\left(\frac{D_{\text{VDK}} + D_{\text{Becl}}}{2} \right)} \quad (26)$$

Gemäss Fig. 29 ist die gesuchte Grösse die Temperatur der Wand innen an der Verdampferkammer. Diese lässt sich durch ein Gleichungssystem und Energiebilanzen bestimmen.

Mit der Bilanz:

$$\dot{Q}_{\text{VDK_Luft}} + \dot{Q}_{\text{Abgas_VDK}} + \dot{Q}_{\text{Verdampfung}} = 0 \quad (27)$$

$\dot{Q}_{\text{VDK_Luft}}$: Konvektion von der VDK-Wand an die Luft innen.

$\dot{Q}_{\text{Abgas_VDK}}$: Konvektion vom Abgas an die Wand und Leitung durch die Wand

$\dot{Q}_{\text{Verdampfung}}$: Wärmeentzug durch die Verdampfung

und den Wärmeströmen:

$$\dot{Q}_{\text{VDK_Luft}} = \alpha_{\text{innen}} \cdot D_{\text{VDK}} \cdot \pi \cdot h_{\text{VDK}} \cdot (T_{\text{Wand}} - T_{\text{Luft}}) \quad (28)$$

$$\dot{Q}_{\text{Abgas_VDK}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{VDK}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{aussen}}}} \cdot A_{\text{VDK}} \cdot (T_{\text{Gas}} - T_{\text{Wand}}) \quad (29)$$

$$\dot{Q}_{\text{Verdampfung}} = \dot{m}_{\text{Br}} \cdot \Delta h_v \quad (30)$$

lässt sich T_{Wand} bestimmen. Wird in der Bilanz der Verdampfungsterm weggelassen, kann die Temperatur auch für den Fall ohne Verdampfung berechnet werden. In der Berechnung ist

diese Temperatur die mittlere Temperatur der Wand. In der Realität wird der Ort, an dem die Tropfen verdampfen, kälter sein und dort, wo die Verdampfung nicht stattfindet, wird es wärmer sein. Der Grund, dass es kälter wird ist, dass die Verdampfung fast 80 % des gesamten Wärmestroms benötigt.

Die Berechnete Wandtemperatur bei 15 kW Heizleistung und einem Lambda von 1.47 liegt bei 505.86 °C. Vergleicht man die berechnete Temperatur mit der Gemessenen von 487°C scheint in einem guten Bereich zu liegen. Weiter Ergebnisse sind in Kap. 8.1 aufgeführt.

7. Charakterisierung der Filmverdampfung

Im Kapitel Filmverdampfung wird auf die Prüfstands-Untersuchungen, Berechnungen zum Stofftransport, sowie zu CFD-Untersuchungen eingegangen. Versuche am realen System wurden nicht durchgeführt.

7.1. Brennstoffauftrag auf die Verdampferwand

Im ersten Prüfstand wurde die Brennstoffverteilung durch einen Rotationszerstäuber realisiert, der den Brennstoff auf die Verdampferfläche schleuderte. Die Ablagerungen sowie die Strömung auf der Verdampferfläche zeigten eine ungenügende Verteilung, die auf eine horizontale Geschwindigkeitskomponente des Films, bedingt durch die Rotation des Zerstäubers, schliessen liess. In Fig. 30 ist das Problem der horizontalen Ablenkung abgebildet. Das Öl verlässt den Rotationszerstäuber tangential und trifft dadurch nicht senkrecht, sondern unter einem Winkel auf die Verdampferfläche. Dies führt dazu, dass sich der entstehende Ölfilm nicht homogen ausbreitet. In den Zonen mit weniger Öl trocknet der Film anschliessend schneller aus und beeinflusst somit das Resultat deutlich.

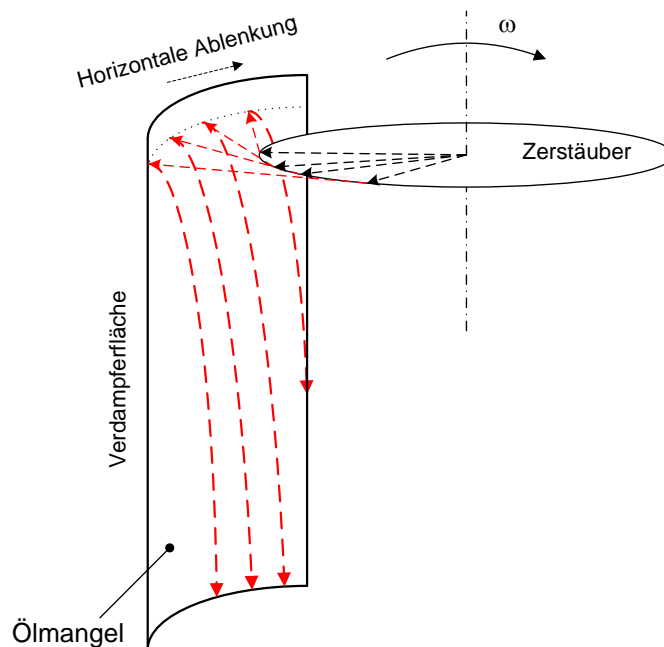


Fig. 30 Ölverteilung mit Rotationszerstäuber

Dieses Problem wurde durch einen Brennstoffüberlauf auf die Verdampferfläche gelöst. Der Brennstoff wird mit einer Kanüle in einen kleinen Behälter (oben offen) geführt. Wenn der Behälter voll ist, beginnt der Brennstoff auf die Verdampferfläche überzulaufen und führt zu einem homogenen Film.

7.2. Messungen

7.2.1. Messplan

Der Messplan umfasst eine Brennstoff-Leistungsvariation, eine Oberflächenänderung und eine Strahlungsleistungsänderung. Bis zum Zeitpunkt des Berichtes, wurden die Messungen nur für Heizöl EL durchgeführt, da Catvap als Mindestanforderung mit diesem Brennstoff funktionieren muss. Das bedeutet, dass nur der linke Ast in Fig. 31 gemessen wurde. Die

Messungen bei 7 kW wurden auch weggelassen, da die Messungen bei den Randbedingungen (3 und 10 kW) die wesentlichen Einflüsse zeigen.

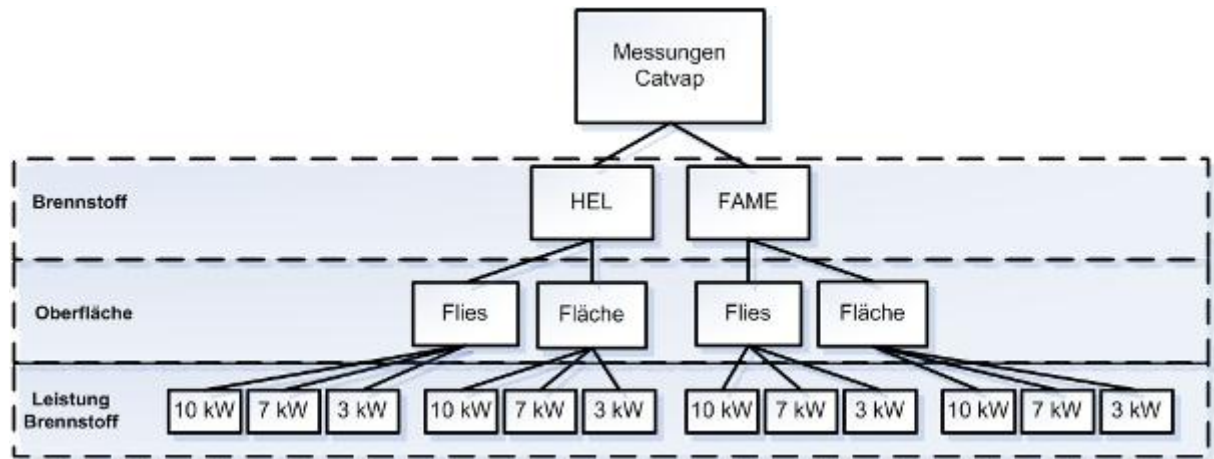


Fig. 31 Messplan Catvap Versuche

7.2.2. Freie Parameter

Um den Zusammenhang eines Zustandes im Prüfstand mit dem im Catvap verknüpfen zu können, werden die Zustände im Prüfstand immer durch den Catvap Vergleichszustand, also dessen Heizleistung, angegeben.

Damit die Brennstoffmenge auf die Dimensionen des Prüfstandes angepasst werden kann, wird angenommen, dass die Flächenbelastung ($\text{g/m}^2\text{s}$) gleich bleibt.

Tabelle 5 Vergleich der Zustände Catvap und Prüfstand

	Catvap	Prüfstand
Fläche	0.0199 m ²	0.005 m ²
Brennstoffmassenstrom @10kW _{theoretisch}	0.235 g/s	0.059 g/s
Brennstoffmassenstrom @3kW _{theoretisch}	0.071 g/s	0.018 g/s

Tabelle 5 zeigt dass es einfacher ist, vom Zustand bei z.B. 10 kW zu sprechen, als jeweils den Massenstrom anzugeben. Weiter wird auch nicht die Strahlerleistung, sondern die Strahlertemperatur als Zustand definiert. Das bedeutet, dass 900 °C Strahlertemperatur für Vollast stehen und 700 °C für Teillast (repräsentiert die Katalysatortemperatur). So kann ein Zustand durch die Angabe der Strahlertemperatur, der theoretischen Heizleistung, der Oberfläche und des Brennstoffes definiert werden.

7.2.3. Durchführung

Um mit dem Versuch zu beginnen, muss der Prüfstand nach Einbau der Verdampferflächen verschlossen werden. Anschliessend wird die Stickstoffspülung eingeschaltet (ca. 20 l/min) und der Kaminunterdruck der Abgasabsaugung auf 30 Pa gestellt. Die Brennstoffpumpe wird vor dem Strahler eingeschaltet. Es wird solange aufgezeichnet, bis alle Temperaturen stationär sind ($\Delta T > 0.5^\circ\text{C}/\text{min}$).

Die Auswertung beinhaltet eine Darstellung der Temperaturen für jeden Zustand, eine Identifizierung der Haupteinflüsse und das Fotografieren der Verdampferflächen nach dem Versuch.

7.2.4. Ablagerungen

In Fig. 32 sind die Ergebnisse der Messungen bezüglich der Ablagerungsbildung zu sehen. Die Messbedingungen sind wie unter Kapitel 7.2.3 angegeben. Der verwendete Brennstoff war Heizöl EL schwefelarm. Die massgebende Länge der Verdampferfläche beträgt ca. 220 mm. Der Nullpunkt ist bei der Brennstoffaufgabe (volle Breite der Fläche).

Glatte Oberfläche:



Fig. 32 Verdampferflächen: Stahl gewalzt blank, ohne Vlies
Brennstoff Heizöl EL schwefelarm | 20 l/min N_2 | 30 Pa Kaminunterdruck
a). 10 kW (P_{th}), 700 °C
b). 3 kW (P_{th}), 700 °C
c). 3 kW (P_{th}), 900 °C
d). 10 kW (P_{th}), 900 °C

Auf der glatten Oberfläche verteilt sich der Ölfilm mit dem Überlaufprinzip homogen. Ein wichtiger Faktor für die Beurteilung der Messung ist das Flächen-Ende, da an dieser Stelle kein Brennstoff abtropfen darf, was bedeuten würde, dass die Strahlerleistung nicht ausreicht. Im realen System würde dies bedeuten, dass unverdampfter Brennstoff in den Brennraum gelangen würde. Die Folge wäre Russbildung und hohe CO-Emissionen. Beim Vergleich der Platten erkennt man zwei Tendenzen. Bei höherem Brennstoffmassenstrom und gleicher Strahlungsleistung beginnen die Ablagerungen später, bei gleichem Massenstrom und höherer Strahlungsleistung beginnen die Ablagerungen früher. Der Zustand a) in Fig. 32 Verdampferflächen: Stahl gewalzt blank scheint ablagerungsfrei zu sein, in Wirklichkeit konnte der Brennstoff aber nicht verdampft werden und die Fläche war während des ganzen Versuchs benetzt. Weiter kann gesagt werden, dass die Ablagerungen oft an einem Punkt entstehen und sich anschliessend ausgehend von diesem Punkt ausbreiten. Ein weiteres Phänomen ist, dass die Ablagerung zu Beginn der Messung am unteren Ende der Fläche entstehen und mit der Zeit, wenn das System heisser wird, der Brennstofffilm früher austrocknet und somit auch die Ablagerungen weiter oben entstehen.

Vlies-Oberfläche:

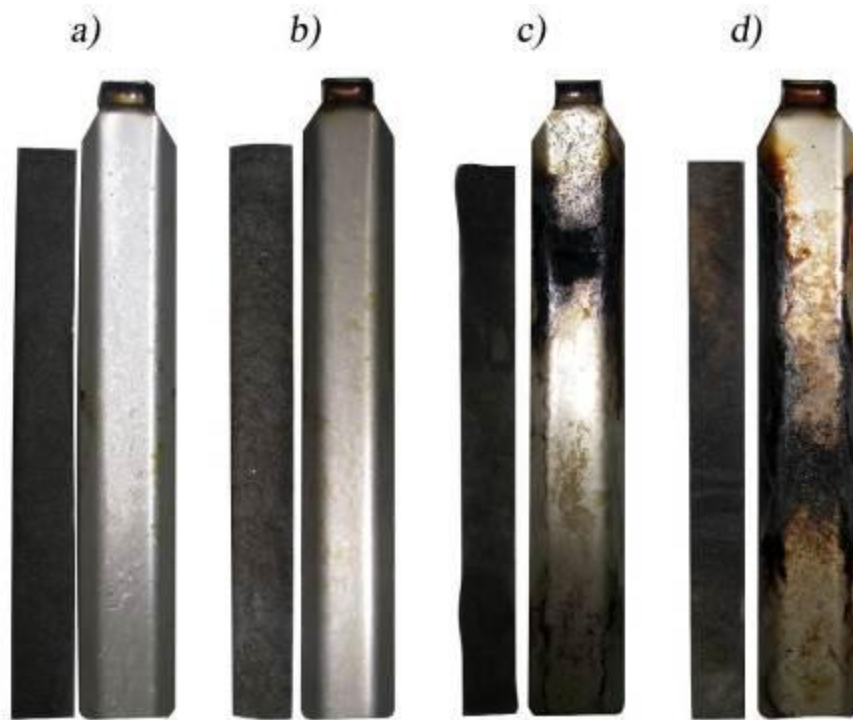


Fig. 33 Verdampferflächen: Vlies

Brennstoff Heizöl EL schwefelarm | 20 l/min N₂ | 30 Pa Kaminunterdruck

a). 10 kW (P_{th}), 700 °C

b). 3 kW (P_{th}), 700 °C

c). 3 kW (P_{th}), 900 °C

d). 10 kW (P_{th}), 900 °C

In *Fig. 33* sind die Verdampferflächen mit danebenliegendem Vlies abgebildet. Zu sehen ist die Vliesunterseite - also die der Verdampferfläche zugewandte Seite. Grundsätzlich ergeben die Messungen mit Vlies ein ähnliches Resultat wie die vorherigen Messungen mit glatter Fläche. Bei Zustand a) in *Fig. 33* ist auch ein Abtropfen des Brennstoffes am Ende der Verdampferfläche feststellbar. Einzig Zustand b) weicht stark von diesen Tendenzen ab, da keine Ablagerungen feststellbar sind und verglichen mit Zustand b) aus *Fig. 32* eine deutliche Verbesserung feststellbar ist. Es sind jedoch flüssige, gelblich gefärbte Rückstände vorhanden, höhersiedende Anteile des Heizöls, die bei einer längeren Messdauer vermutlich zu festen Rückständen eingetrocknet wären. Bei allen anderen Zuständen kann, verglichen mit den Messungen ohne Vlies, festgestellt werden, dass der Brennstoff später verdampft und eine klare zeitliche Grenze vorhanden ist, ab der die Ablagerungen beginnen.

7.2.5. Temperaturen

Das Temperaturprofil gibt eine gute qualitative Aussage über die wichtigsten Vorgänge bei den Messungen, jedoch können keine Aussagen über den Ort der Austrocknung aufgrund von Temperaturänderungen gemacht werden. Dies kann unter anderem damit begründet werden, dass die Thermoelemente zu tiefe Temperaturen anzeigten, da sie nur an der Verdampferfläche anliegen, und nicht mit der Oberfläche verschweisst sind.

Glatte Wand:

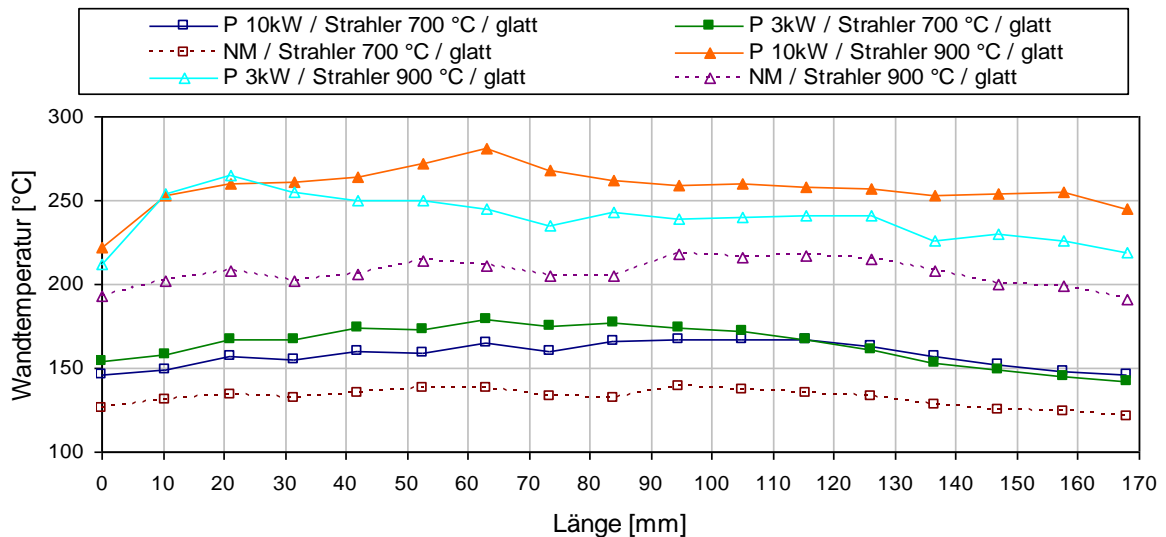


Fig. 34 Temperaturprofile der Verdampferfläche bei glatter Oberfläche mit HEL (NM = Nullmessung)

Die Temperaturprofile der glatten Wand zeigen eine starke Abhängigkeit von der Strahlerleistung und nur eine vergleichsweise kleine Abhängigkeit vom Brennstoffmassenstrom. Um zu erkennen, ob das Öl einen signifikanten Einfluss auf die Temperatur hat, wurden die Messungen ohne Öl durchgeführt, es wurde also geschaut, wie heiss die Flächen nur mit Strahlung werden. Die Flächen ohne Öl waren im Durchschnitt ca. 30 – 40° kälter. Es kann somit angenommen werden, dass der Emissionskoeffizient bei blanker Oberfläche durch den Ölfilm erhöht wird. Aus dem VDI Wärmeatlas ergeben sich für „Stahl poliert“ ε Werte von ca. 0.144 (bei 700 K) bis 0.377 (bei 1300 K). Vergleicht man diese mit Öl 0.46 – 0.72¹⁴ (je nach Filmdicke) ergibt sich eine Bestätigung des Effekts. Grundsätzlich sind alle gemessenen Temperaturen unter der Siedeendtemperatur des Öls (370 °C) geblieben).

Vliesoberfläche:

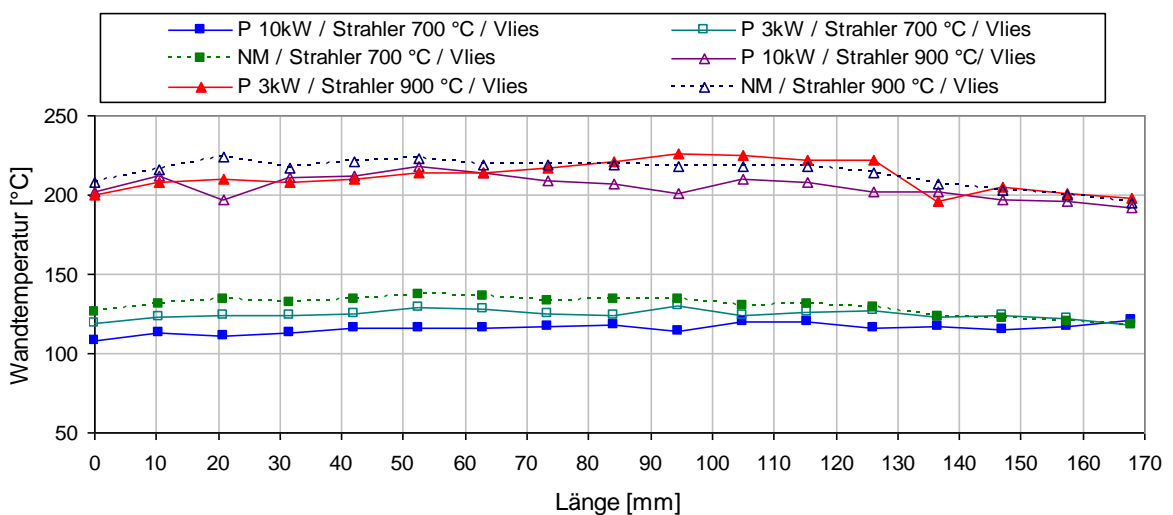


Fig. 35 Temperaturprofile der Verdampferfläche mit Vlies-Oberfläche und HEL (NM = Nullmessung)

Auch bei der Vliesoberfläche ist der massgebende Einfluss auf die Verdampferwandtemperatur die Strahlerleistung, während der Einfluss des Brennstoffmassenstroms vernachlässigbar ist. Im Gegensatz zur glatten Oberfläche scheint

¹⁴ <http://www.infrared-thermography.com/material-1.htm>

der Ölfilm hier keinen Einfluss auf die Temperatur zu haben. Die Temperaturen sind mit und ohne Ölfilm gleich hoch. Das Vlies scheint einen dominanten Einfluss auf die Emission zu haben. Im Vergleich zur glatten Oberfläche kann das Öl beim Vlies keinen geschlossenen Film ausbilden, sondern bleibt immer im Vlies verteilt. Wie bei der glatten Oberfläche sind die Temperaturen auch mit Vlies unter der Siedeendtemperatur von 370 °C geblieben.

7.2.6. Austrocknungshöhe

Um die Höhe der Austrocknung bestimmen zu können wurde gewartet, bis der stationäre Zustand erreicht wurde. Die Höhe von oben bis zur ersten Ablagerung wurde gemessen. In Fällen ohne klare Grenze wurde der Mittelwert zwischen maximaler und minimaler Höhe genommen. Ein Wert von 200 mm bedeutet, dass keine Austrocknung stattfand.

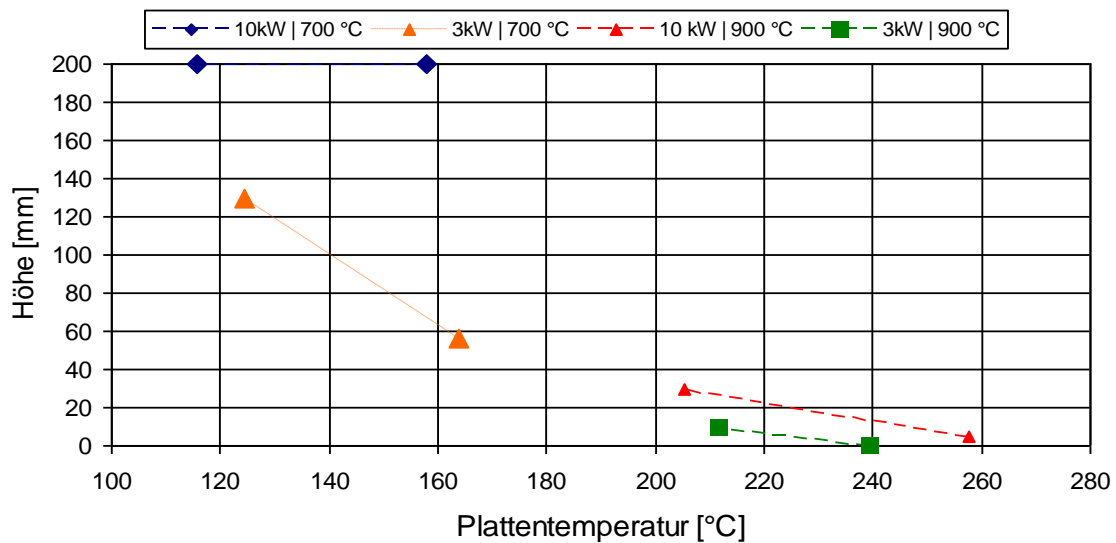


Fig. 36 Austrocknungshöhe in Funktion der Plattentemperatur, immer die kältere Temperatur des Paares ist mit Vlies gemessen

In Fig. 36 sind alle Austrocknungshöhen in Abhängigkeit von der Temperatur dargestellt. Jeweils die Messungen bei gleichen Bedingungen aber unterschiedlichen Oberflächen sind als Paar zusammengefasst, wobei immer die kältere Temperatur die Messung mit Vlies repräsentiert. Keine Oberfläche vermag bei 700 °C den für 10 kW benötigten Massenstrom zu verdampfen. Wie erwartet, kann gesagt werden: je heisser die Fläche, desto früher verdampft der Brennstoff. Um eine bessere Aussage zu erhalten, wären in Bezug auf die Austrocknungshöhe weitere Messungen wichtig.

Trends zur Austrocknungshöhe:

- mit Vlies spätere Austrocknung (unerwartet)
- mit Vlies Austrocknung auf definierter Höhe (unerwartet)
- mit hoher Strahlertemperatur frühere Austrocknung (erwartet)
- mit wenig Brennstoffmassenstrom frühere Austrocknung (erwartet)

7.3. Berechnung der katalytischen Verdampfung

Im Catvap-System soll das gesamte einströmende Heizöl durch die vom Katalysator abgegebene Strahlung verdampft werden. Um eine ausreichende Strahlungsleistung zu erreichen muss die Temperaturdifferenz zwischen den beiden Oberflächen Verdampfer und

Katalysator (siehe Fig. 37) möglichst gross sein. Auf der Verdampferfläche bildet sich ein Ölfilm, welcher von der Strahlung erwärmt und verdampft wird. Ein Teil des Brennstoffes wird anschliessend im Katalysator umgesetzt, um dessen Oberfläche zu erwärmen. Luft strömt durch Bohrungen in der oberen Platte in das System ein, es wird ein understöchiometrisches Gemisch gebildet ($\lambda < 1$). Ein Verbrennungsluftverhältnis von $\lambda_1 = 0.2$ wird angenommen. Für die Berechnungen wie auch für die CFD-Simulationen wird das Catvap System durch das in Fig. 37 abgebildete Schema vereinfacht. Der sekundäre Luftstrom wird ganz vernachlässigt, da er vom primären Luftkanal durch eine isolierte Wand getrennt wird. Es wird eine Eintrittstemperatur von 20 °C und ein Verbrennungsluftverhältnis von 0.2 angenommen. Es werden Leistungen (vom gesamten Brenner) im Bereich von 3 bis 10 kW untersucht.

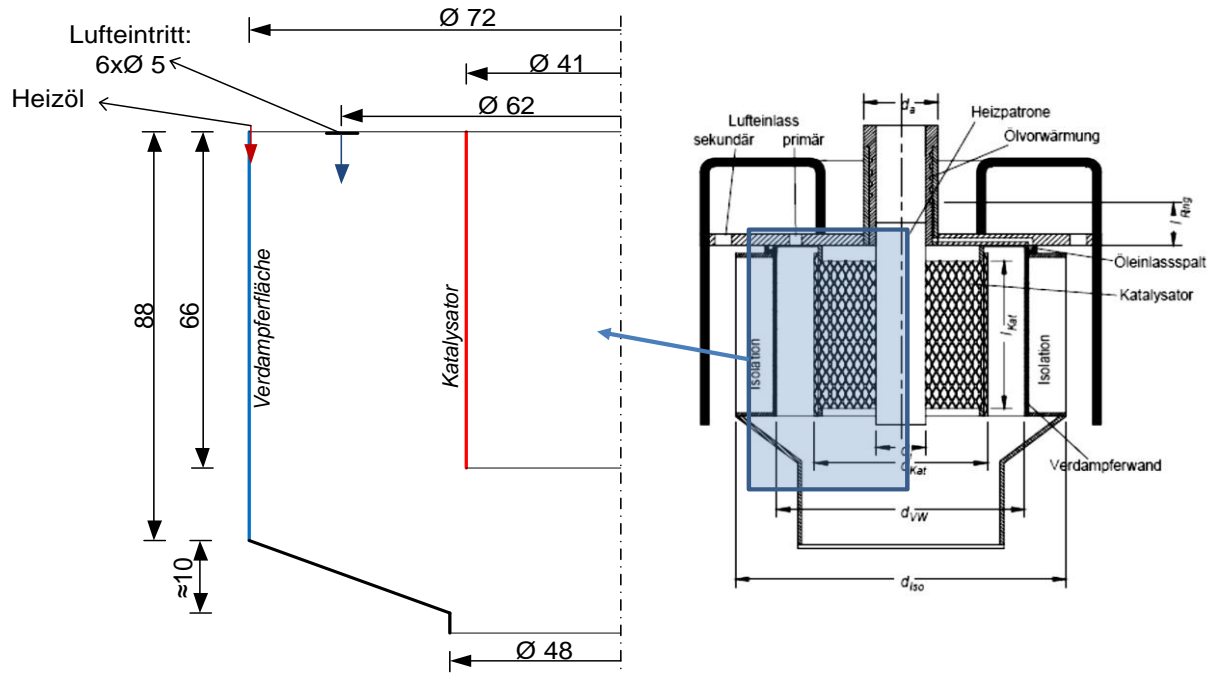


Fig. 37 Vereinfachtes Schema vom berechneten System

7.3.1. Strömungseigenschaften

Zu Beginn wird mit der Leistung des Brenners und mit dem Verbrennungsluftverhältnis der Massenstrom von Brennstoff m_{Br} und von Luft m_L am Eintritt bestimmt:

$$m_{Br} = \frac{P_{tot}}{hu_{Oil}} \quad (31)$$

$$m_L = l_{min} \cdot \lambda \cdot m_{Br} \quad (32)$$

Mit:

P_{tot} : Gesamte Leistung vom Brenner [kW]

hu_{oil} : Heizwert vom Heizöl, 42.5 MJ/kg

l_{min} : Mindestluftmenge, bei Heizöl 14.43

λ_1 : Verbrennungsluftverhältnis, 0.2

Dies entspricht einem Brennstoffmassenstrom von 0.24 g/s und einem Luftmassenstrom von 0.68 g/s im primären Kanal bei einer Brennerleistung von 10 kW. Diese Leistung bezieht sich nicht auf die Leistung vom katalytischen Verdampfer, sondern auf die Leistung vom anschliessenden Brenner. Für die Berechnung dient es nur zur Bestimmung des

Brennstoffmassenstromes. Als nächstes wird die mittlere Strömungsgeschwindigkeit im Kanal berechnet. Hierfür wird das Volumen vom flüssigen Brennstoff vernachlässigt. Gasförmiges Öl wird als ideales Gas vereinfacht, somit ist die Geschwindigkeit von der Menge an verdampften Brennstoff abhängig. Dies kann zu einer Abweichung von bis zu 10 % führen und darf nicht vernachlässigt werden. Die Menge an verdampftem Öl wird mit der Variable $0 \leq u \leq 1$ beschrieben. Um einen Mittelwert zu bekommen, muss die Gleichung integriert werden:

$$\bar{w} = \frac{\int_0^1 u \cdot w \cdot A(u) \cdot du}{\int_0^1 A(u) \cdot du} \quad (33)$$

$$\bar{w} = \frac{\int_0^1 u \cdot w \cdot A(u) \cdot du}{\int_0^1 A(u) \cdot du} \quad (34)$$

Mit:

A: Querschnittsfläche vom Kanal [m²]

Die Dichte des Fluids ist von der Temperatur und von der Menge an verdampftem Öl abhängig. Bei den Berechnungen mit 10 kW Leistung wird eine Temperatur von 70 °C angenommen, dieser Wert wird durch die anschliessenden Berechnungen begründet¹⁵. Somit hat das Gemisch eine mittlere Strömungsgeschwindigkeit von 0.26 m/s. Dies ergibt eine Reynoldszahl von Re=438, die Strömung ist somit laminar.

$$Re = \frac{\bar{w} \cdot \rho \cdot d_h}{\eta} \quad (35)$$

Mit:

η_L : dynamische Viskosität von Luft, $2.1 \cdot 10^{-5}$ Pa*s

d_h : hydraulischer Durchmesser, $d_{\text{Verdampfer}} - d_{\text{Katalysator}}$ [m]

7.3.2. Wärmeübertragung

Zu Beginn wird die minimal nötige Energiemenge berechnet, um das gesamte Öl zu verdampfen. Zur Erwärmung des Heizöls von 20 auf 300 °C und seiner Verdampfung wird folgender Wärmestrom benötigt:

$$P_{\text{erf}} = \dot{m} \cdot [c_p \cdot (T_m - T_{\text{Öl}}) + h_{\text{ver}}] \quad (36)$$

Mit:

c_p : Wärmekapazität von Tetradekan (gasförmig), 2.68 kJ/kg* K

T_m : mittlere Temperatur vom Öl, $(300 \text{ °C} + 20 \text{ °C})/2 = 160 \text{ °C}$

ΔT : Temperaturdifferenz vom Öl, $300 \text{ °C} - 20 \text{ °C} = 280 \text{ °C}$

h_{ver} : Verdampfungsenthalpie von Tetradekan bei 20 °C, 357.3 kJ/kg

In Formel (36) wird die Verdampfungsenthalpie und die Wärmekapazität von Tetradekan verwendet. Zusätzlich wird angenommen, dass das Heizöl eine mittlere Siedetemperatur von 300 °C hat, der Siedetemperaturbereich von Heizöl liegt zwischen 160 und 390 °C. Somit werden 260 W Heizleistung benötigt, um 0.24 g/s Öl zu verdampfen. Da bei diesen

¹⁵ Da alle anschliessenden Berechnungen von der mittleren Temperatur von Luft abhängig sind, werden die Berechnungen iterativ gelöst. Die Temperatur wird angepasst bis die Werte konvergieren.

Berechnungen eine Gesamtleistung von 10 kW angenommen wurde, werden nur 2.6 % der maximalen Brennstoffleistung für dessen Verdampfung benötigt.

Bei der Berechnung der Wärmeübertragung wird angenommen, dass das System adiabatisch nach aussen ist. Der Wärmetausch zwischen der Verdampferfläche bzw. Ölfilm und der strömenden Luft wird vernachlässigt. Somit wird nur die freie Konvektion zwischen Luft und Katalysator sowie die Strahlung zwischen Katalysator und Verdampferfläche berücksichtigt. Als erstes muss die Nusseltzahl der strömenden Luft im Catvap-Kanal bestimmt werden. Für die Berechnung der Nusseltzahl in einer laminaren Strömung wird eine Formel aus dem VDI Wärmeatlas [VDI, 2006] Kapitel Gb verwendet, sie ist von der Reynoldszahl, Prandtlzahl und Temperatur abhängig $Nu = f(Re, Pr, T)$. Die Prandtlzahl wird auch aus dem VDI Wärmeatlas übernommen und beträgt $Pr = 0.7$. Eine Reynoldszahl von $Re = 438$ und eine mittlere Lufttemperatur von 70 °C ergeben eine Nusseltzahl von $Nu = 12.2$.

Aus der Nusseltzahl wird die Wärmeübergangszahl α zwischen Katalysatorwand und Luftströmung bestimmt. Mit diesem Wert kann der entsprechende Wärmeübertragungs-Widerstand R berechnet werden.

$$\alpha = \frac{Nu \lambda_L}{d_h} \quad (37)$$

$$R = \frac{1}{\alpha \pi d_1 \cdot l_1} \quad (38)$$

Mit:

- λ_L : Wärmeleitfähigkeit von Luft, $0.029\text{ W/m}\cdot\text{K}$
- d_h : hydraulischer-Durchmesser vom Luftkanal, 31 mm
- d_1 : Durchmesser vom Katalysator, 41 mm
- l_1 : Länge vom Katalysator, 66 mm

Aus dem Widerstand R lässt sich die Berechnung der erzwungenen Konvektion auf folgende Beziehung vereinfachen:

$$Q_{\text{conv}} = \frac{T_{\text{kat}} - T_L}{R} \quad (39)$$

Mit:

- T_L : mittlere Lufttemperatur, 70 °C
- T_{kat} : Temperatur der Katalysatoroberfläche [$^{\circ}\text{C}$]

Die Katalysatortemperatur ist eine Unbekannte, welche aus der Berechnung der Strahlungsleistung hergeleitet werden kann. Um die Strahlung zu berechnen, müssen vorher die Emissionskoeffizienten bestimmt werden. Der Emissionskoeffizient des Katalysators wurde in [Baumann, 2007] untersucht, Experimente ergaben einen Emissionskoeffizient von $\epsilon_{\text{kat}} = 0.95$. Dieser Wert wird auch für die folgenden Berechnungen verwendet. Die Bestimmung des Emissionskoeffizienten vom Ölfilm ist schwieriger, er variiert je nach Filmdicke zwischen 0.4 und 0.8. Für die weiteren Berechnungen wird $\epsilon_{\text{oil}} = 0.7$ angenommen, die Ergebnisse werden aber auch für andere Werte untersucht.

Als nächstes muss die Einstrahlzahl berechnet werden. Diese wird aus Diagrammen¹⁶ abgelesen. Für die gegebene Geometrie ist die Einstrahlzahl $F = 0.79$. Nun kann die Strahlung im System berechnet werden. Hierfür wird angenommen, dass über die gesamte

¹⁶ Quelle: http://people.msosoe.edu/~kumpaty/courses/me354/Week9_10.pdf (Stand: 08.07.2011)

Verdampferfläche ein 300 °C warmer Ölfilm gebildet wird. Beide Flächen haben konstante Temperaturen und werden als graue Körper vereinfacht.

$$Q_{rad} = \frac{\sigma A_1 (T_{kat}^4 - T_{oil}^4)}{\frac{1}{\epsilon_{kat}} + \frac{(1 - \epsilon_{oil}) d}{\epsilon_{oil} d_2}} \quad (40)$$

Mit:

T_{oil} : Ölfilmtemperatur, 300 °C

T_{kat} : Temperatur der Katalysatoroberfläche [°C]

σ : Stefan-Boltzmann-Konstante, $5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$

A_1 : Katalysatoroberfläche [m^2]

Um die benötigte Katalysatortemperatur zu bestimmen, welche erreicht werden muss, um den gesamten Brennstoff zu verdampfen, wird $Q_{rad} = P_{ver}$ („Strahlungsleistung“ = „benötigte Leistung für vollständige Verdampfung vom Brennstoff“) gesetzt. Somit ist die Katalysatortemperatur die einzige Unbekannte in Gleichung (40). In Fig. 38 wird die berechnete Katalysatortemperatur und die mittlere Lufttemperatur bei drei verschiedenen Leistungen ($P_{tot} = 3, 7$ und 10 kW) und bei drei verschiedenen Emissionskoeffizienten für den Ölfilm ($\epsilon_{oil} = 0.7, 0.55$ und 0.4) gezeigt.

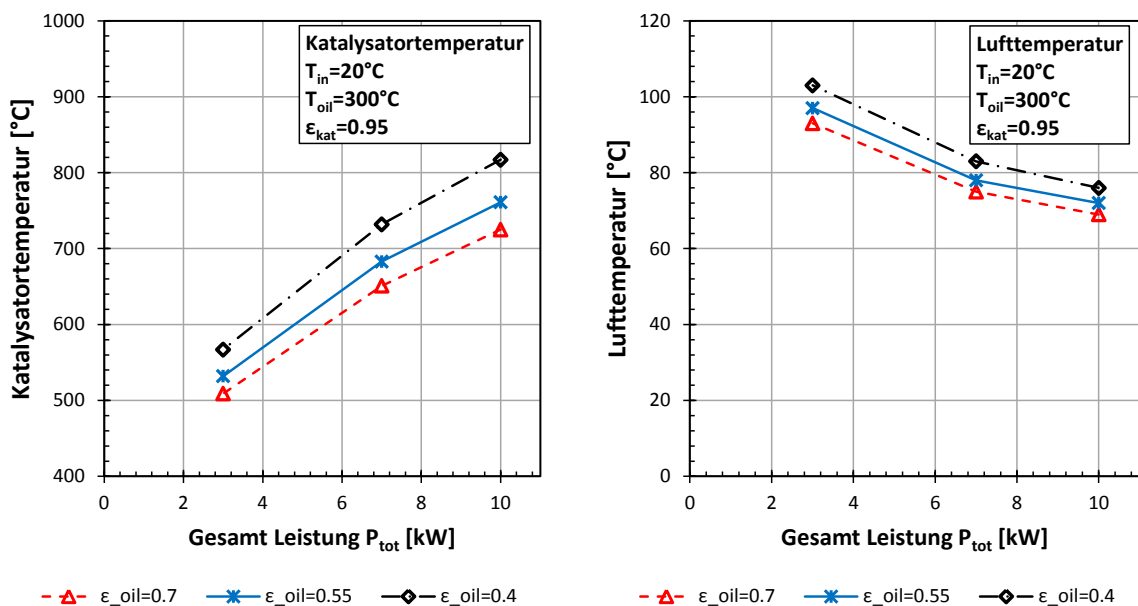


Fig. 38 Berechnete Luft- und Katalysatorwand-Temperaturen

In Fig. 38 ist ersichtlich, dass bei höherer Brennstoffmenge für die vollständige Verdampfung mehr Leistung benötigt wird und somit eine höhere Katalysatortemperatur notwendig ist. Da im Gegensatz zum Betrieb bei konstantem Lambda, bei höherer Leistung mehr Luft im System fließt, sinkt die Lufttemperatur.

7.3.3. Skalierung

Nun stellt sich die Frage, wie lang der Katalysator und der Verdampfer bei höheren Leistungen sein müssen. In diesem Abschnitt wird eine Skalierung des Catvap-Systems auf bis zu 100 kW untersucht. Anhand von den Berechnungen soll eine Skalierung aller Systemdimensionen möglich sein. Für diesen Zweck wird angenommen, dass die Katalysatorwand nicht über 800 °C steigen darf. Die weiteren Annahmen und Bedingungen des vorherigen Kapitels gelten weiterhin. Die Annahme einer Katalysatortemperatur ermöglicht eine Mindestlänge zu berechnen, welche der Katalysator haben sollte, um

genügend Leistung zu liefern und den gesamten Brennstoff zu verdampfen. Für die jetzigen Dimensionen wird diese Grenze bei 13.8 kW Leistung erreicht.

Es werden vor allem drei Grössen betrachtet, die Länge und der Durchmesser vom Katalysator und der Durchmesser vom Verdampfer. Um diese Grössen zu bestimmen, und um diese konsequent zu skalieren, werden zwei dimensionslose Zahlen definiert, welche konstant sein müssen. Es werden nur diese drei Grössen betrachtet, da sie wegen der Fläche und der Einstrahlzahl massgebenden Einfluss auf die Strahlung haben:

$$\frac{d_1}{d_2} = 0.57 \text{ wie bei den jetzigen Dimensionen} \qquad \frac{2 \cdot l_1}{d_2} = \text{const} \qquad (41)$$

Mit:

d_2 : Durchmesser vom Verdampfer [mm]

d_1 : Durchmesser vom Katalysator [mm]

l_1 : Länge vom Katalysator [mm]

Eine weitere Grösse, welche konstant gehalten wird, ist die mittlere Einströmgeschwindigkeit der Luft. Bei den bisherigen Dimensionen und einer Leistung von 13.8 kW ist diese Geschwindigkeit $w_{in} = 0.288$ m/s. Bei der Skalierung soll dieser Wert eingehalten werden. In einem ersten Ansatz wurde versucht anstelle der Geschwindigkeit die Reynoldszahl am Eintritt konstant zu halten. Es stellte sich jedoch heraus, dass bei konstanter Reynoldszahl (angenommen die Änderung der Einstrahlzahl wird vernachlässigt) sich die Länge vom System nicht verändert. Nur die Durchmesser verändern sich. Somit konnte die zweite Bedingung in (41) nicht eingehalten werden.

Mit einer konstanten Eintrittsgeschwindigkeit und mit den dimensionslosen Zahlen können nun die Durchmesser und Längen der Struktur berechnet werden. In Fig. 39 wird die benötigte Länge und der Durchmesser vom Katalysator bei Brennerleistungen bis zu 100 kW gezeigt. Da das Verhältnis von Länge und Durchmesser konstant ist, nehmen beide Grössen proportional zueinander zu. Bei einer Brennerleistung von 100 kW hätte der Katalysator eine siebenmal grössere Fläche als bei der jetzigen Struktur. Die Reynoldszahl nimmt bei höheren Brennerleistungen zu. Da die Strömungsgeschwindigkeit konstant bleibt und die Länge zunimmt, steigt auch die Verweilzeit des Gemisches.

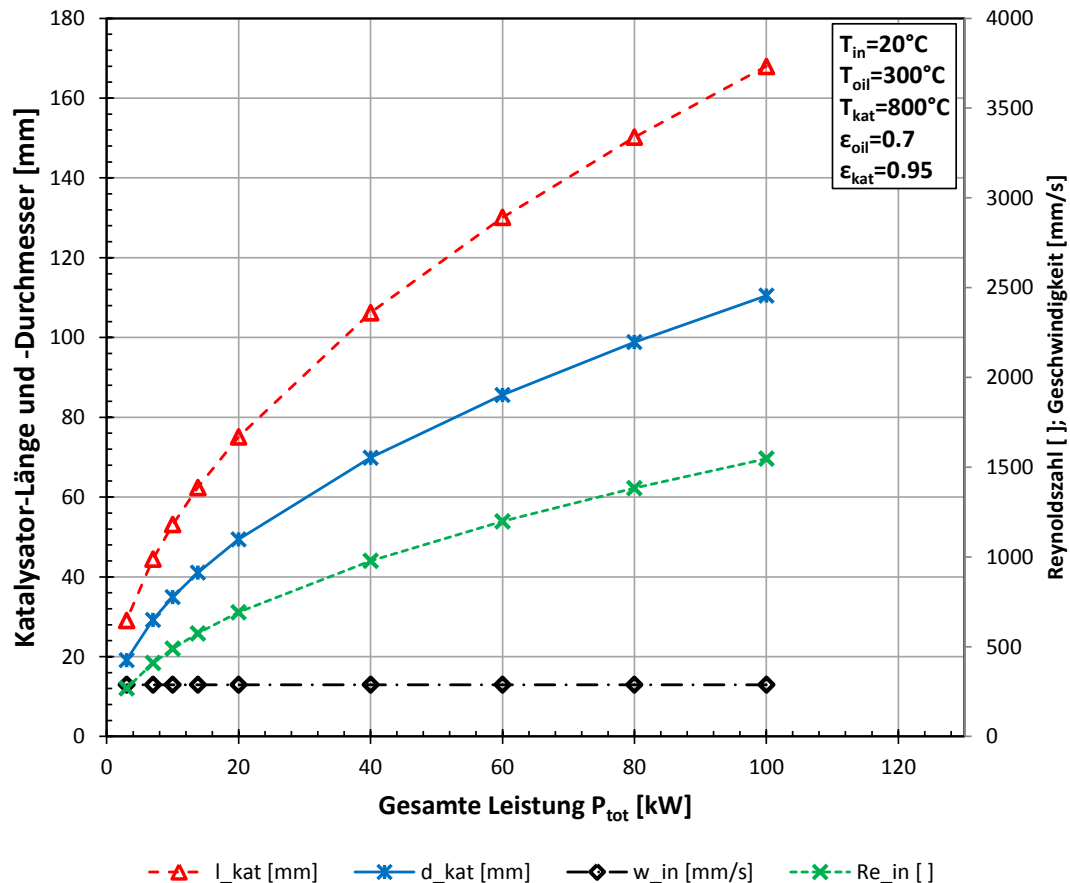


Fig. 39 Länge und Durchmesser vom Katalysator bei einer Skalierung des Brenners. Zusätzlich noch die Reynoldszahl und die Geschwindigkeit am Eintritt vom System.

Bei der Berechnung der Skalierung wurden ausschliesslich auf die Wärmeübertragung und die Strömungseigenschaften geachtet. Stoffübertragung, z.B. Diffusion, wurde nicht berücksichtigt. Dies wird genauer im anschliessenden Kapitel untersucht.

7.3.4. Diffusion des verdampften Brennstoffes zum Katalysator

Als nächstes wird die Menge an Sauerstoff und Brennstoff welche am Katalysator umgesetzt werden muss, um die gewünschten Temperaturen zu erreichen, berechnet.

Sauerstoff:
$$u_{\min} = \frac{Q_{\text{conv}} + Q_{\text{ra}}}{\lambda_1 P_{\text{tot}}} \quad (42)$$

Brennstoff:
$$u_{\min} = \frac{Q_{\text{conv}} + Q_{\text{ra}}}{H_{\text{oil}} \lambda_1 P_{\text{tot}}} \quad (43)$$

Mit:

H_{oil} : Heizwert vom Heizöl, 42.5 MJ/kg

λ_1 : Verbrennungsluftverhältnis, 0.2

P_{tot} : Gesamte Leistung vom Brenner [kW]

Für $\varepsilon_{\text{oil}} = 0.7$ und gesamt Leistungen von 3, 7 und 10 kW ergibt dies:

Tabelle 6: Berechnete Mengen an Sauerstoff und Brennstoff, die am Katalysator umgesetzt werden

Leistung	Sauerstoff μ_{min}	Brennstoff u_{min}
3 kW	18 %	3.6 %
7 kW	16.8 %	3.4 %
10 kW	16.4 %	3.3 %

Es ist somit notwendig, dass diese berechnete Menge an Brennstoff zur Katalysatoroberfläche transportiert wird. Für die Berechnungen wird eine Aufteilung des eintretenden Luftstromes über die ganze Eintrittsfläche angenommen. In Realität strömt die Luft durch sechs Bohrungen verteilt über den Ringspaltquerschnitt, dies soll später in CFD-Simulationen untersucht werden. In diesen Abschnitt soll lediglich überprüft werden, ob die Diffusionsgeschwindigkeit ausreichend ist, um den verdampften Brennstoff vom Verdampfer zum Katalysator zu transportieren.

Da die Reynoldszahl viel kleiner als 2000 ist, wird eine laminare Strömung angenommen. Ausgehend davon, dass das Gas zwischen dem Katalysator und der Verdampferwand hauptsächlich aus Luft besteht, kann mit den Stoffwerten von Luft gerechnet werden. Die Stoffübergangszahl (m/s) wird mit guter Näherung durch folgende Beziehung bestimmt:

$$\beta_{it} = \frac{\alpha}{c_p R L_{eff}} \quad (44)$$

Mit:

α : Wärmeübergangszahl, 13.7 W/m²*K

λ_L : Dichte von Luft bei 70 °C, 1.01 kg/m³

c_p : Wärmekapazität von Luft bei 70 °C, 1.009 kJ/kg*K

Die dimensionslose Lewiszahl Le_{oil} ist ein Verhältnis zwischen Wärmeleitung und Diffusion. Es wurden keine Werte für die Diffusion von Öl in Luft gefunden, als Annäherung werden die Daten von Benzol in Luft verwendet. Dies ergibt eine Le von 2.4¹⁷. Aus Beziehung (44) ist dann die berechnete Stoffübergangszahl (=Diffusionsgeschwindigkeit) $\beta = 6.7$ mm/s. Eine mittlere Strömungsgeschwindigkeit von 0.26 m/s und eine Katalysatorlänge von 66 mm ergeben eine Verweilzeit von 0.26 s im Katalysatorspalt. Der Vergleich zwischen dieser Verweilzeit und der zuvor berechneten Diffusionsgeschwindigkeit zeigt, dass der verdampfte Brennstoff in dieser Zeit nur 10 % der Distanz bis zum Katalysator überwindet. Die Diffusion in dieser laminaren Strömung ist viel zu langsam, um den verdampften Brennstoff zum Katalysator zu transportieren.

Diffusion ist gemäss Berechnungen ein zu langsamer Transportmechanismus. Es wird jedoch vermutet, dass Turbulenzen infolge der Eindüsung bei hohen lokalen Geschwindigkeiten den Transport von verdampftem Brennstoff beschleunigen können. Diese Strömungseffekte werden als nächstes anhand von CFD-Simulationen untersucht. Es wird erwartet, dass Wirbel und Ablösungen im System den Brennstoff zur katalytischen Wand transportieren.

7.4. CFD Strömungs-Untersuchungen

7.4.1. Geometrie und Randbedingungen

Die CFD-Simulationen sollen den Transport vom verdampften Brennstoff im Catvap-System untersuchen. Es wird vermutet, dass die Luft-Eintrittslöcher einen wichtigen Einfluss auf die

¹⁷ Quelle: H. D. Baehr, K. Stephan (2008): Wärme- und Stoffübertragung, Springer-Verlag.

Turbulenz und somit auch auf den Transport haben. Mit den Simulationen werden die Erkenntnisse aus den Berechnungen, dass Diffusion kein ausreichender Transportmechanismus ist, nachgewiesen.

Zwei Geometrien wurden für die Simulationen verwendet. Bei der ersten ist der Lufteintritt über die ganze obere Fläche, dies entspricht annähernd den Bedingungen in den Berechnungen. Die zweite Geometrie soll die reale Struktur abbilden: Für den Lufteintritt werden sechs Löcher verwendet. Die weiteren Dimensionen sind dieselben wie in Fig. 37.

Table 1: Domain für die CFD-Simulation

Domain	Type	Option/Wert
Fluid	Fluid	1. Material
		Luft und Diesel (gas) als ideales Gas
		Dynamische Viskosität konstant $1.7 \cdot 10^{-5} \text{ kg/}$
		4. Turbulence Modell
		4.1. SST (Shear Stress Transport)
		4.2. Keine wall functions, boundary layer aufgelöst
		5. Heat Transfer
		5.1. Thermische Konduktivität konstant
		0.0242W/m*K, Wärmekapazität konstant
		1.006KJ/kg*K

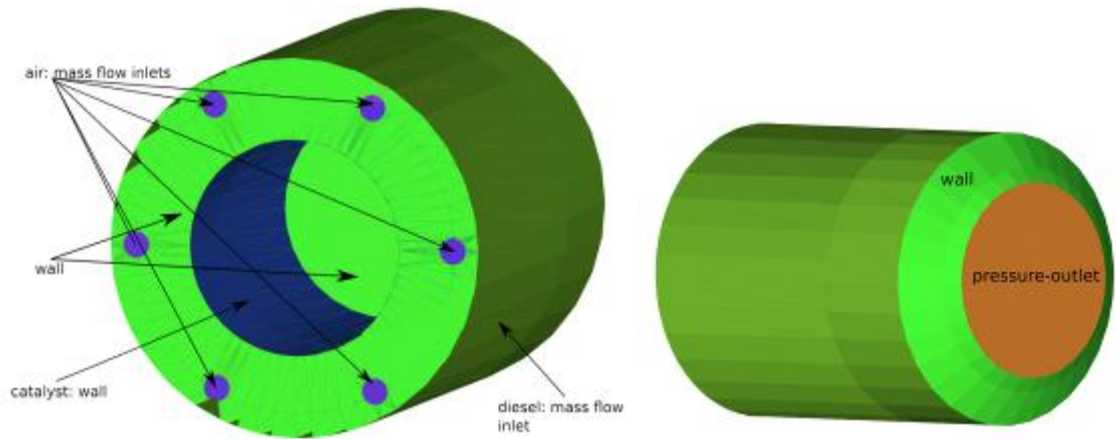


Fig. 40: Modell von Catvap mit Boundaries. Variante 2 mit sechs Lufteintrittslöchern.

Die Temperaturen der Katalysator- (700 °C) und Verdampferwand (300 °C) werden als konstant angenommen. Die Emissionskoeffizienten sind dieselben wie in Abschnitt 7.3.2. Um die Verdampfung des Öles zu vereinfachen und eine zweiphasige Strömung zu verhindern, wird die Verdampferwand als Eintrittsfläche für verdampften Brennstoff verwendet. Das dampfförmige Öl wird gleichmässig über diese Fläche aufgeteilt. Diese Vereinfachung reduziert den Rechenaufwand erheblich.

Table 2: Randbedingungen der numerischen Simulationen

Boundary Name	Type	Option	Wert
Luft-Inlet	Mass Flow Inlet	Total Pressure	1bar
		Total Temperature	20°C
		Mass flow	0.68g/s
		Einströmungsrichtung orthogonal zur Eintrittsfläche	
Brennstoff-Inlet / Verdampfer	Wall1	No Slip	
		Adiabat	
		Temperature	300°C
	Inlet	Total Pressure	1bar
		Total Temperature	300°C
		Mass flow	0.235g/s
		Einströmungsrichtung orthogonal zur Eintrittsfläche	
Outlet	Outlet	Pressure	1bar
Katalysator	Wall	No Slip	
		Adiabat	
		Temperature	700°C

7.4.2. Netzdiskretisierung und Solver-Control-Optionen

Variante 1, ohne Lufteintrittslöcher, ist eine vereinfachte Geometrie und wurde mit Hexaedern vernetzt. Bei Variante 2 wird eine Tetraeder Vernetzung verwendet, um eine bessere Auflösung in der Nähe der Löcher zu erreichen.

Table 3: Qualitätseigenschaften: Vernetzung zur Simulation

		Fluid	
Bezeichnung		Variante 1	Variante 2
Elementtyp		Hexaeder	Tetraeder
Anzahl Nodes		---	212'598
max. Wand y^+		---	0.35
Max. Aspect Ratio ¹⁸		---	0.9
Min Quality		---	0.36

¹⁸ Dieser Wert bezieht sich auf die Wandnahen Zonen. Aspect Ratio im Strömungsfeld < 10.

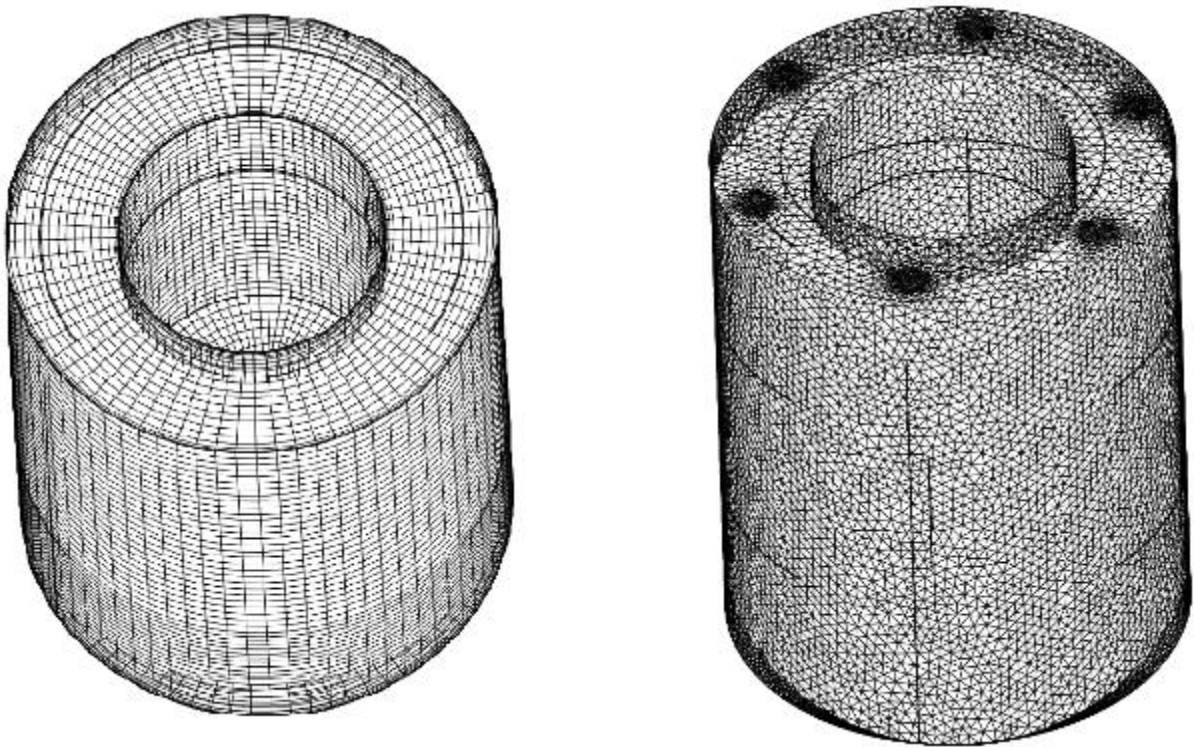


Fig. 41: Vergleich der Netze von Variante 1 (links) und Variante 2. In der zweiten Variante ist der Luft-Eintritt durch sechs Bohrungen, in Variante 1 über die ganze obere Fläche.

Table 4: Einstellungen der numerischen Simulationen (Solver Control)

Einstellung	Option
Simulationstyp	Steady state
Max. Residuen	min. 10^{-4}
Rms. Residuen	min. 10^{-6}
Double Precision	On

7.4.3. Ergebnisse

Als erstes wurde Variante 1 simuliert. Ergebnisse bestätigten eindeutig die Erkenntnisse aus den vorherigen Berechnungen. In der laminaren Spaltströmung ist Diffusion nicht annähernd ein ausreichendes Transportmechanismus. Wie in Fig. 42 ersichtlich, bleibt der gesamte gasförmige Brennstoff in der Nähe der Verdampferwand. Nur bis zu 20 % der Strecke wird überwunden um am Katalysator anzukommen.

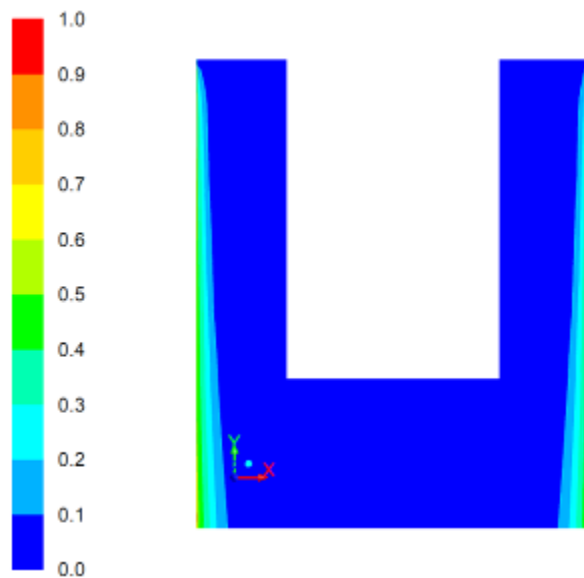


Fig. 42: Variante 1 ohne Lufteintrittslöcher - Massenanteil an Brennstoff im Fluid mit Schnittansicht. Kein Brennstoff gelangt zum Katalysator.

Bei der Variante mit den Austrittslöchern strömt die Luft mit 5 m/s ein und expandiert im Raum, wo die mittlere Geschwindigkeit nur 0.26 m/s beträgt. Die Strömungslinien in Fig. 43 zeigen, dass dieser Querschnittsprung zu Verwirbelung und einer starken Rezirkulation führt. Im Vektorprofil in Fig. 44 ist diese Rezirkulationszone zwischen zwei benachbarten Löchern ersichtlich.

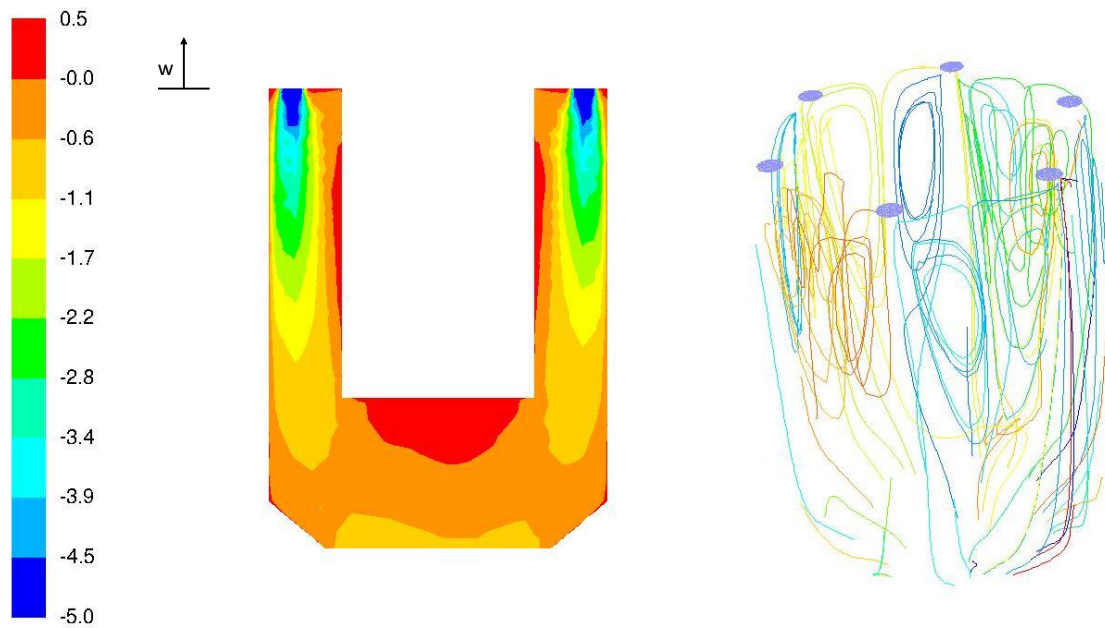


Fig. 43 : Variante 2 mit Lufteintrittslöcher - axiale Geschwindigkeit im System mit Schnittansicht in m/s und (rechts) die Strömungslinien.

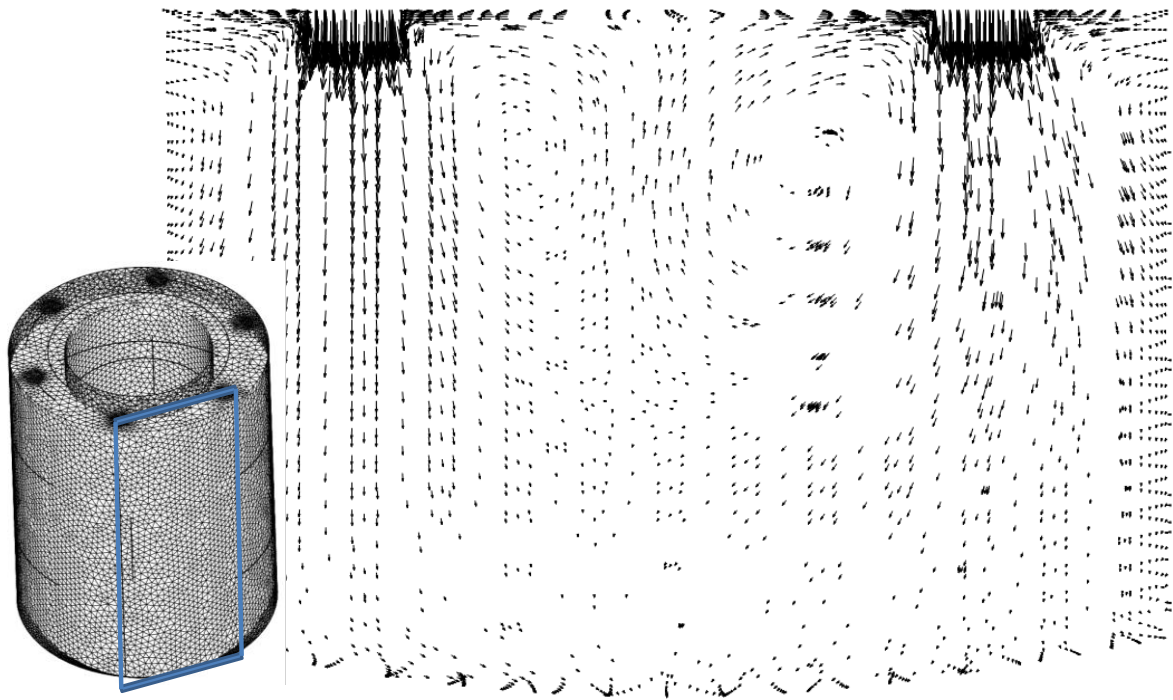


Fig. 44: Variante 2 - Vektoren im Strömungsfeld zwischen zwei benachbarten Bohrungen für den Lufteintritt

Es stellt sich nun die Frage, ob diese Turbulenz auch verdampften Brennstoff zum Katalysator transportiert.

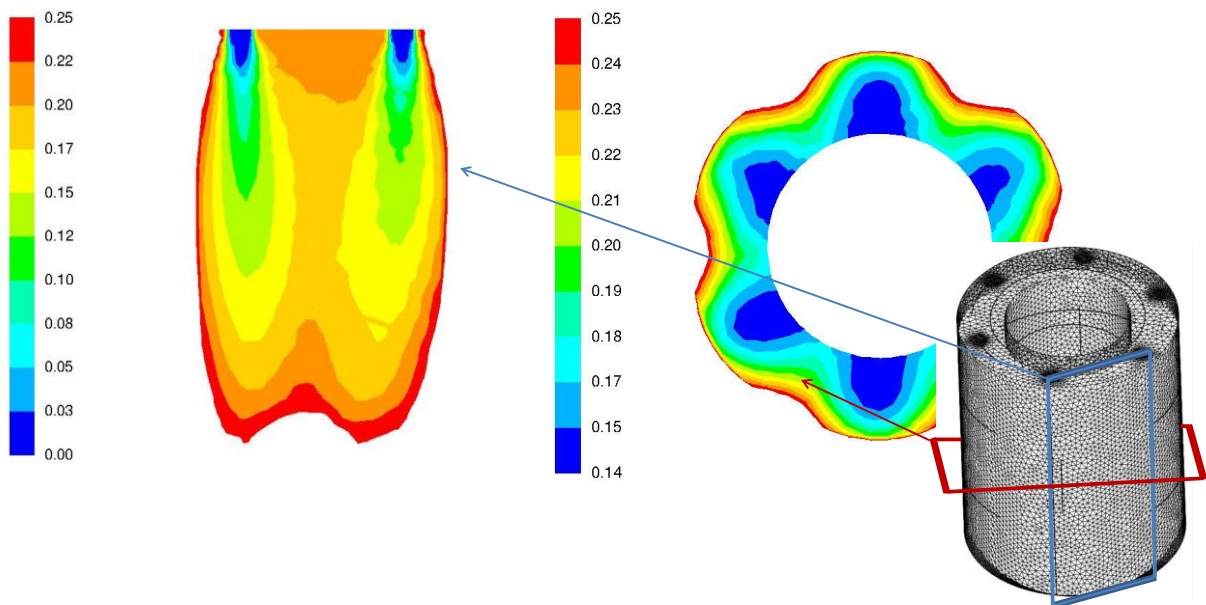


Fig. 45: Variante 2 - Massenanteil an Brennstoff zwischen zwei benachbarten Bohrungen und (rechts) bei einem Querschnitt mit 22 mm Höhe.

Wie in Fig. 45 ersichtlich, kommt ein grosser Anteil an Brennstoff zur Katalysatorwand (Innenseite des Spaltes). Diffusionseffekte können vernachlässigt werden wegen des turbulenten Stofftransports. Der Brennstoff Massenanteil in Katalysatornähe variiert zwischen 0.14 und 2.1. In der Nähe der Lufteintrittslöcher ist die Konzentration tiefer, in der Mitte der Rezirkulationszone am höchsten (Fig. 46). Im oberen Teil des Raumes ist die Konzentration von Brennstoff an der Katalysatorwand am höchsten, in dem Bereich ist die Strömung am langsamsten. Auf halber Höhe sinkt der Brennstoffanteil, weil dort die Luftstrahlen auf die Wand auftreffen. Insgesamt ist die Menge an Brennstoff in Katalysatornähe ausreichend, um die gewünschte Wärme und Strahlung zu erreichen. Zur Erinnerung: im idealen Fall muss nur 3 bis 4 % des Brennstoffes umgesetzt werden.

Bei den CFD-Simulationen werden keine katalytischen Reaktionen simuliert. In Realität ist die Brennstoffmenge in der Nähe der Katalysatorwand viel kleiner (gegen Null), da der Brennstoff dort umgesetzt wird. Dieser Brennstoffumsatz erzeugt einen steileren Konzentrationsgradienten und beschleunigt den Transport von Brennstoff zur Wand.

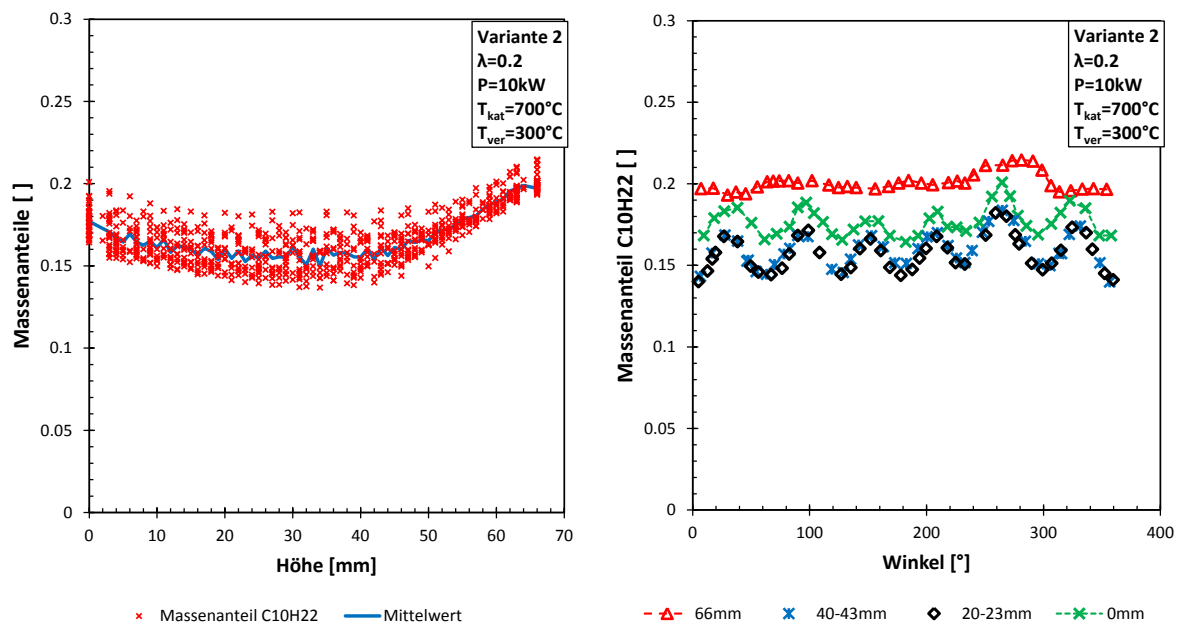


Fig. 46: Variante 2 - Massenanteile an Brennstoff in Katalysatorwandnähe in Abhängigkeit zu der Höhe (der Lufteintritt ist bei 66 mm und der Austritt bei 0 mm) und zu der radialen Position (Winkel)

Die Simulationen haben gezeigt, dass Konvektion im Catvap-System für den Transport vom verdampften Brennstoff zum Katalysator entscheidend ist. In weiteren Arbeiten soll die Auslegung der Lufteindüsung für den Betrieb optimiert werden.

8. Design- und Betriebskonzepte

Aufgrund der Messungen und Berechnungen, konnten für beide Systeme Modelle erstellt werden, die eine ungefähre Voraussage über das Betriebsverhalten ergeben. Weiter können klare Grenzen des Betriebs formuliert werden, innerhalb derer die ausgelegten Systeme Brennstoffe rückstandsfrei verdampfen sollten. Die Modelle sind keine detaillierten Auslegungs-Werkzeuge, Sie geben nur eine Richtung vor, in welche die Konstruktion gelenkt werden soll. Die Validierung des Modells für ThermMix konnte nur in wenigen Betriebspunkten durchgeführt werden, jedoch scheinen die vorhergesagten Trends vernünftig.

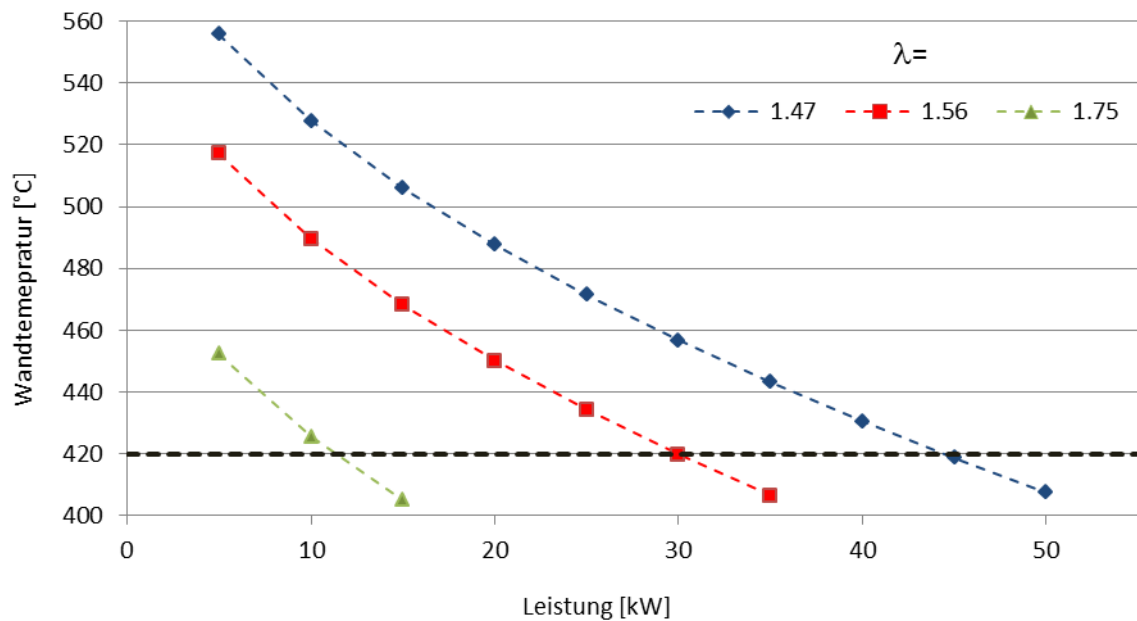
8.1. Designregeln ThermMix

Grundsätzlich ist beim ThermMix-System die Temperatur der Wand, an der die Verdampfung stattfindet, das massgebende Kriterium für eine rückstandsfreie Verdampfung. Das gültige Auslegungstool ist dabei abhängig vom Temperaturbereich der Wand während des Betriebs. Es können zwei Fälle unterschieden werden:

1. Für $T_{\text{Siede}} < T_{\text{Wand}} < T_{\text{Leidenfrost}}$, können die Resultate der Einzeltropfenverdampfung dieses Projekts verwendet werden. Das D^2 Gesetz mit der experimentell bestimmten Verdampfungskonstante gibt eine gute Näherung.
2. Für $T_{\text{Wand}} > T_{\text{Leidenfrost}}$, erzeugt die heisse Verdampfungsoberfläche eine weitere Zerstäubung der Brennstofftropfen und diese verkleinerten Tropfen verdampfen hauptsächlich in der Luftströmung. Diese Verdampfung könnte auch mit dem D^2 -Gesetz beschrieben werden, jedoch müsste die k -Konstante und der Anfangstropfendurchmesser für die vorhandene Verdampferkammer (mit Betrachtung der Luftströmung) experimentell bestimmt werden. In diesem Fall findet keine Benetzung mit der Wand statt.

Um die Temperatur der Wand bestimmen zu können, kann das Wärmeübertragungsmodell aus Kap. 6.9.4 verwendet werden. Mittels diesem ist es möglich die Wandtemperatur in Abhängigkeit der Verdampfung (unabhängig davon, ob Benetzung stattfindet oder nicht), der Temperaturen und der Geometrie zu bestimmen. Es ist jedoch zu sagen, dass die Temperaturen stark von der Geometrie des Brenners abhängen und es somit unumgänglich ist, das System mit einer jeweils definierten Geometrie zu kalibrieren. Auf diesem Wege kann die Wandtemperatur abgeschätzt werden.

Um die Grenzen für das aktuelle System (TM15) voraussagen zu können, wurden Messungen der Abgastemperaturen und des Luftüberschusses herbeigezogen. Anschliessend wurden die Luftüberschüsse in der Berechnung konstant gehalten und die Heizleistung erhöht, bis die Wandtemperatur unter die Leidenfrosttemperatur fiel.



		Leistung kW											
		5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
Frequenz Hz		25	40	55	70	85	100	115	130	145	160	175	190
Lambda	1.5	555.9	527.7	505.9	487.6	471.4	456.7	443.2	430.6	418.7	407.5	396.8	386.5
	1.6	517.1	489.5	468.2	450.1	434.2	419.8	406.5	394.2	382.5			
	1.8	452.4	425.7	405.1	387.4	372.3	358.4						

Fig. 47 Wandtemperaturen bei variablen Leistungen (und Frequenzen), bei drei Luftüberschüssen; grün ist dabei der Zustand aus den Messungen, rot die Grenze, wo $T_{Wand} < T_{Leidenfrost}$

In Fig. 47 ist eine Variation der Leistung bei jeweils einem konstanten Luftüberschuss abgebildet. Bei steigender Leistung wird jeweils auch die Frequenz des Zerstäubers erhöht, wie das im realen System der Fall ist. Das Diagramm sagt aus, dass z.B. die Leistung bei einem Luftüberschuss von 1.5 bis auf 45 kW erhöht werden kann, bevor der Wärmestrom des Abgases nicht mehr ausreicht, um die Wandtemperatur aufrecht zu erhalten. Im Diagramm ist der Schnittpunkt der Graphen für einen konstanten Luftüberschuss mit der Temperatur von 420 °C massgebend. Dieser Schnittpunkt gibt die jeweils maximale Leistung vor, die bei gegebenem Luftüberschuss fahrbar ist.

Zusammenfassend sind die wichtigsten Parameter für die rückstandsfreie Verdampfung: die Wandtemperatur, die Flächenbelastung und die Geometrie. Dazu ist zu sagen, dass der Trend der Temperatur mit Modellen dargestellt werden kann, jedoch für die Geometrie und die resultierenden Strömungen eine CFD-Analyse unumgänglich ist. Insbesondere, für den bevorzugten Bereich mit Verdampferflächentemperatur oberhalb der Leidenfrosttemperatur ist die Tropfenverdampfung stark von den nicht vollständig bekannten Eigenschaften der Primärluftströmung abhängig.

8.2. Designregeln Catvap

Im System Catvap ist die Haupt-Einflussgrösse die Strahlung vom Katalysator an die Verdampferwand. Um eine Skalierung durchzuführen, muss immer darauf geachtet werden, dass ausreichend Strahlungsleistung an den Verdampfungsfilm ankommt.

Die Skalierung des Catvaps hin zu höheren Leistungen ist ausführlich in Kap. 7.3.2 beschrieben. Die Auslegung ergibt, dass der jetzige Catvap 13.8 kW Heizöl verdampfen kann

und bei einer Skalierung auf 100 kW ein um den Faktor sieben grössere Katalysatorfläche benötigt.

Es ist jedoch wichtig zu beachten, dass die Auslegung nur die Wärmeübertragung beinhaltet, andere Mechanismen wie Stofftransport oder Verwirbelungen werden vernachlässigt. Berechnungen zur Diffusionsgeschwindigkeit haben ergeben, dass die Verweilzeit des Brennstoffes im Catvap deutlich kürzer ist, als die Zeit die der Brennstoffdampf benötigt, von der Verdampfer- zur Katalysatorwand zu diffundieren. CFD-Analysen zeigen deutlich, dass der Stofftransport aufgrund der Verwirbelungen der Luft durch die Eintrittsbohrung stattfindet. Es ist also nicht möglich das Catvap-Design zu skalieren, ohne dabei die Luftströmungen in der Verdampferkammer zu betrachten, z.B. mit validierten CFD Modellen.

9. Schlussfolgerung

9.1. Tropfenverdampfung

Aufgrund der experimentellen Untersuchungen und begleitenden Berechnungen konnte gezeigt werden, dass es möglich ist, FAME in der ThermMix Konfiguration rückstandsfrei zu verdampfen. Wesentliche Parameter konnten identifiziert werden. Als wichtigste Grösse für die Verdampfung konnte die Verdampferwandtemperatur identifiziert werden, die im besten Fall oberhalb der Leidenfrosttemperatur liegt. Nachfolgend sind die Parameter aufgelistet:

1. Verdampferwandtemperatur:
 - a. Wenn die Wandtemperatur in einem Bereich zwischen der Siedeend- und Leidenfrosttemperatur liegt, findet Benetzung mit der Oberfläche statt, Rückstände können nicht ausgeschlossen werden.
 - b. Oberhalb der Leidenfrosttemperatur findet keine direkte Benetzung mehr statt und Rückstände können nahezu ausgeschlossen werden, solange die Primärluftströmung, die Temperatur der Verdampferkammer konstant und homogen über der Leidenfrosttemperatur hält.
2. Die Flächenbelastung:
 - a. ThermMix liegt diesbezüglich in einem unkritischen Bereich.
 - b. Bei gegebenem Luftüberschuss könnte ThermMix in der Version TM15 bis 60 kW betrieben werden, ohne dass die Flächenbelastung zu gross wird.
3. Die Tropfengrösse:
 - a. Die Tropfengrösse gibt die Verdampfungszeit vor, die benötigt wird. Mit ihr können Aussagen über die Oberflächenbenetzung gemacht werden.
 - b. Mit einem gezackten Zerstäuberbecher konnte feine Tropfen mit einem engen Grössenspektrum erzeugt werden.
4. Der FAME-Gehalt:
 - a. Mit sinkendem FAME-Gehalt, wird es einfacher, die Leidenfrosttemperatur zu erreichen.
 - b. Die Rückstandsneigung kann stark verkleinert werden durch den Einsatz von Heizöl-FAME Blends. Für die am deutschen Markt übliche Mischung aus 10% FAME und 90% Heizöl könnte in einem ThermMix Brenner über 100 h rückstandsfrei verdampft werden.

Während des Projektes konnten die relevanten Parameter zur Erzeugung von kleinen Tropfen erkannt und messtechnisch erfasst werden. Die Optimierungen konnten im realen System umgesetzt werden und zeigten die erwarteten Verbesserungen. Weiter sind Modelle vorhanden, mit denen sich eine verlässliche Berechnung der Tropfengrösse und der zu erwarteten Umschlagpunkte durchführen lassen. Die Modelle zur Wärmeübertragung funktionieren und konnten, wo Messungen vorhanden waren, validiert werden.

9.1.1. Ausblick

Wesentlich ist vor allem das reale Verständnis der Verdampfung von Tropfensprays an horizontal gerichteten, senkrechten Wänden. In diesem Projekt konnte dies in der Theorie und in Einzeltropfenversuchen gezeigt und verstanden werden, weiter wären jedoch Versuche interessant, in denen mit einer Hochgeschwindigkeitskamera Filme von einem

Rotationszerstäuber gemacht werden, der die Tropfen an eine senkrechte, beheizte Platte spritzt.

Das Thema zur lokalen Abkühlung der Verdampferfläche sollte weiter untersucht werden. Messungen haben das Vorhandensein einer Abkühlung bei nassen Oberflächenbedingungen gezeigt [Piringer, Flury, 2011]. Es soll in Zukunft vertieft darauf eingegangen werden. Möglichkeiten sind hochauflösende Messungen mit einem in der Oberfläche versenkten Thermoelement oder IR-Aufnahmen mit Zoom-Objektiv.

Es wurden keine Regenerationskonzepte experimentell untersucht, da die rückstandsfreie Verdampfung möglich ist und eine Regeneration überflüssig macht.

9.2. Filmverdampfung

Der Betrieb im Prüfstand konnte ausser in einem Fall nicht rückstandsfrei betrieben werden. In dem Fall wo keine Rückstände feststellbar waren, konnte der Brennstoff nicht vollständig verdampft werden, so dass keine Austrocknungsgrenze entstand, an der Rückstände entstehen konnten. Die Messungen haben weiter ergeben, dass der Einsatz von Vlies nicht zu einer rückstandsfreien Verdampfung führt, jedoch die Bildung von Rinnsalen verhindert und die Grenze der Austrocknung klar ersichtlich macht.

Wird kein Vlies eingesetzt, verändert sich die Oberflächentemperatur je nachdem, ob Öl fliesst, oder ob sie trocken ist. Beim Einsatz eines Vlieses, verändert sich diese Temperatur nicht. Ein Einsatz eines Vlieses ist daher nützlich, da andernfalls die Temperatur der Wand höher als die Siedeendtemperatur werden könnte.

Berechnungen haben ergeben, dass die Diffusion nicht ausreicht, um Brennstoffdampf von der Wand zum Katalysator zu transportieren. Dies, aufgrund der zu langsamen Diffusionsgeschwindigkeit im Vergleich zur Verweilzeit. Massgebend für den Stofftransport sind gemäss CFD-Analysen die Verwirbelungen, die aufgrund der Eindüsung der Luft entstehen.

9.2.1. Ausblick

Aufgrund von Daten aus Vorgängerprojekten und den Erkenntnissen aus diesem Projekt ist das Konzept von Catvap als Vorverdampfer für einen Brenner nicht umsetzbar und funktionstüchtig. Daher wird geraten, diesen Projektteil nicht fortzuführen.

10. Referenzen

- [Baumann, 2007], Baumann M. (2007), Diplomarbeit Energietechnik: Prüfstand für katalytische Verdampfung von Heizöl für Haushaltsheizungen, Fachhochschule Nordwestschweiz.
- [Baumann, 2009], Baumann M. (2009), Grundlagen der Verdampfung Zerfallsmechanismen an einem rotierenden Becher, Projektarbeit, ITFE, FHNW.
- [Baumann, 2010a], Baumann M. (2010), Grundlagen der Verdampfung Ablagerungsbildung bei der Einzeltropfenverdampfung, Projektarbeit, ITFE, FHNW.
- [Baumann, 2010b], Baumann M. (2010), Grundlagen der Verdampfung Charakterisierung der Verdampfung von Einzeltropfen, Masterarbeit, ITFE, FHNW.
- [Baumann, Flury, 2010], Baumann M., Flury R. (2010), Jahresbericht BFE, Grundlagen der Verdampfung, Ablagerungsbildung bei der Verdampfung von Heizöl-FAME Mischungen, FHNW ITFE, Windisch.
- [Barba, 2001], Barba C. (2001), Erarbeitung von Verbrennungskennwerten aus Indizierdaten zur verbesserten Prognose und rechnerischen Simulation des Verbrennungsablaufes bei PKW-DE-Dieselmotoren mit Common-Rail-Einspritzung, Diss: ETH Nr. 14276.
- [Bernardin, 1997], Bernardin J. D. (1997), Mapping of Impact and Heat Transfer Regimes of Water Drops Impinging on a Polished Surface, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 40: 247 - 267.
- [Büchler, 2009/2010], Büchler M. (2010), Projektarbeit P5 ThermMix-Brenner, FHNW ITFE, Windisch.
- [Frost, 1981] Frost A.R. (1981), Rotary Atomization in the Ligament Formation Mode, Journal of Agricultural Engineering Research, Volume 26, Issue 1, Pages 63-78.
- [Gottfried, 1966] Gottfried B.S. et al. (1966), The Leidenfrost Phenomenon: Film Boiling of Liquid Droplets on a Flat Plate, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 9: 1167 - 1187.
- [Hinze, 1950] Hinze J.O. & Milborn H. (1950), Atomization of Liquids by Means of Rotating Cups, Journal of Applied Mechanics Transaction of the ASME, Volume 17, Issue 2, Pages 145-153.
- [Lebert, 2008], Lebert, N. (2008), Biodiesel als Brennstoff für den ThermMix TM15, Bachelor Thesis, ITFE, FHNW.
- [Lefebvre, 1989] Lefebvre A. H. (1989), Atomization and Sprays, USA, Taylor & Francis Inc.
- [Möltner, 2008], Möltner, L. (2008), Einsatz und Potential von biogenen Designerkraftstoffen – BTL (Biomass to liquid) im Motoreneinsatz, Forschungsprojekt, Wien, Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrzeugbau der TU-Wien.
- [Sattelmayer, 2003] „Grundlagen der Verbrennung in stationären Gasturbinen“, in Stationäre Gasturbinen, C. Lechner und J. Seume (Hrsg.), Springer Verlag.
- [Taupp, 2001], Taupp M. (2001), Biodiesel, Seminararbeit, Bayerische Julius-Maximilians-Universität Würzburg Institut für Pharmazie und Lebensmittelchemie Lehrstuhl für Lebensmittelchemie.
- [Ulrich, 2011], Peter Ulrich, Webseite „Biofuels Schweiz“, www.biofuels-schweiz.ch
- [VDI, 2006], Verein Deutscher Ingenieure (2006), VDI Wärmeatlas 3.0, Springer Verlag.

[Wozniak, 2002] Wozniak, G. (2002), Zerstäubungstechnik Prinzipien, Verfahren, Geräte. Berlin: Springer-Verlag GmbH.

[Zobl, 2009], "Langzeit Feldtest mit unterschiedlichen Heizöl extra leicht Qualitäten und FAME als Biokomponente", 6. Aachener Ölwärme-Kolloquium, S.32.

11. Nomenklatur

11.1. Symbolverzeichnis

Symbol	Benennung	Einheit
\dot{V}	Volumenstrom	m^3/s
a^*	Beschleunigungsziffer	-
\dot{V}^*	Dimensionsloser Volumenstrom	-
Oh	Ohnesorgezahl	-
ρ	Dichte	kg/m^3
d	Durchmesser	m
n	Anzahl	-
D	Durchmesser	
ω	Winkelgeschwindigkeit	rad/s
η	Dynamische Viskosität	Ns/m^2
σ	Oberflächenspannung/ Stefan-Boltzman-Konstante	N/m
ϕ	Frequenz	Hz
k	Verdampfungskonstante	m^2/s
t	Zeit	s
\dot{X}	Flächenbelastung	$kg/(m^2s)$
\dot{m}	Massenstrom	kg/s
We	Weberzahl	-
ν	Kinematische Viskosität	m^2/s
ζ	Anpassungsfaktor	-
s	Dicke	m
τ	Intervall	s
N	Anzahl	-
δ	Filmdicke	m
r	Radius	m
λ	Wärmeleitfähigkeit	$W/(mK)$
ΔT	Temperaturdifferenz	K
\dot{Q}	Wärmestrom	W
A	Fläche	m^2
T	Temperatur	$^{\circ}C$
ε	Emissionskoeffizient	-
\dot{W}	Verdampfungsrate	$kg/(m^2s)$

Symbol	Benennung	Einheit
Δh_v	Verdampfungsenthalpie	kJ/kg
ΔV	Volumenänderung	m^3
S	Störgrösse	m
Nu	Nusseltzahl	-
α	Wärmeübergangszahl	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$
P	Leistung	W
I_{\min}	Mindestluftzahl	-
λ	Luftüberschusszahl	-
l	M	m
W	Geschwindigkeit	m/s
u	Menge an verdampftem Öl	-
Re	Reynoldszahl	-
C_p	Spezifische Wärmekapazität	J/kgK
R	Wärmeübertragungswiderstand	$\text{K m}^2/W$
μ	Sauerstoffanteil	%
Le	Lewiszahl	-
β	Stoffübergangszahl	m/s

11.2. Indizes

Indizes	Benennung
<i>Faden</i>	<i>Fadenablösung</i>
<i>Becher</i>	<i>Rotationszerstäuber</i>
<i>Tropfen</i>	<i>Tropfenablösung</i>
<i>0</i>	<i>Startwert</i>
<i>VDK</i>	<i>Verdampferkammer</i>
<i>Br</i>	<i>Brennstoff</i>
<i>D</i>	<i>Tropfen (Droplet)</i>
<i>Blech</i>	<i>Blech von Rotationsverünner</i>
<i>Krit</i>	<i>Kritisch</i>
<i>Zacken</i>	<i>Zacken am Becher</i>
<i>Stat.</i>	<i>statistisch</i>
<i>Mittel</i>	<i>mittlere</i>
<i>1n</i>	<i>Laufindexe</i>
<i>Tet</i>	<i>Tetradekan</i>

Indizes	Benennung
<i>C</i>	<i>Konvektion</i>
<i>R</i>	<i>Strahlung</i>
<i>W</i>	<i>Wand</i>
<i>b</i>	<i>Siede</i>
<i>L</i>	<i>Luft</i>
<i>Step</i>	<i>Schritt</i>
<i>Lokal</i>	<i>pro Tropfen</i>
<i>Generell</i>	<i>bezogen auf Umfang VDK</i>
<i>Aussen</i>	<i>zwischen Gas und VDK</i>
<i>Innen</i>	<i>zwischen VDK und Luft</i>
<i>Kragen</i>	<i>Umlenkkragen</i>
<i>Abgas</i>	<i>Abgas</i>
<i>Oil</i>	<i>Brennstoff</i>
<i>Min</i>	<i>Minimum</i>
<i>Tot</i>	<i>Total</i>
<i>h</i>	<i>Höhe</i>
<i>m</i>	<i>mittlere</i>
<i>ver</i>	<i>verdampft</i>
<i>kat</i>	<i>Katalysator</i>
<i>min</i>	<i>Kleinster Wert im Intervall</i>