

Michael Winkler, BSc

# Simulation und Validierung von Getriebeölströmung

## MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

**Technischen Universität Graz**

Betreuer:

Dipl.-Ing. Stefan Diebald

AVL qpunkt GmbH

Beurteiler:

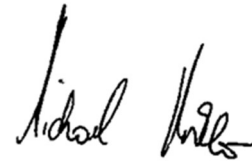
Assoc.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Michael Bader

Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik

## Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt und die den benutzten Quellen, wörtlich und inhaltlich, entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

Graz, am 23.04.2019

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Michael Winkler'.

(Michael Winkler, BSc.)

---

## Kurzfassung

Um die Simulationsgüte eines CFD-Programms mit dem Namen *PreonLab*<sup>®</sup>, welches nach der SPH-Methode (Smoothed Particle Hydrodynamics) arbeitet, für Öl zu verbessern, wurde eine Parameterstudie zur Validierung der Fluid-Wand-Beziehung durchgeführt. Dafür erfolgte eine Anfertigung eines geeigneten Prüfaufbaus, in welchem eine rotierende Scheibe in ein Ölbad eintaucht. Das dadurch, über den Umfang der Scheibe, mitgeschleppte Öl konnte von einer schwenkbaren Vorrichtung abgestreift und in einen Behälter abgeleitet werden. Die experimentellen Versuche fanden mit zwei verschiedenen Ölen bei unterschiedlichen Drehzahlen, Füllständen, Prüfscheiben und Öltemperaturen statt, wobei alle Versuche mit einer Hochgeschwindigkeitskamera aufgezeichnet wurden. Um eine ausreichende Genauigkeit der einphasigen Simulationen zu gewährleisten, erfolgten zusätzliche Messungen, welche den volumetrischen Luftgehalt im Ölsumpf bestimmten. Anschließend wurden alle Versuche simulativ nachgebildet, um für die Parameter *Adhäsion*, *Kohäsion*, *Rauheit* und dynamische Viskosität, welche im Simulationsprogramm definiert werden können, für jeden Betriebspunkt entsprechende Werte zu ermitteln. Es folgte eine Bewertung der Simulationen mit den dazugehörigen Versuchen, einerseits hinsichtlich qualitativer Kriterien, welche mit den Aufnahmen der Hochgeschwindigkeitskamera bewertet wurden und andererseits hinsichtlich des über den Umfang, der rotierenden Scheibe, entstehenden Volumenstroms und der Befüllung des Behälters.

Es wird der Einfluss der verschiedenen Prüfkörper auf das Strömungsverhalten und die Veränderung der zu ermittelnden Parameter, in Abhängigkeit von Drehzahl und Temperatur des Öls beschrieben. Des Weiteren werden Abweichungen zwischen den Simulationen und Versuchen aufgezeigt und deren Ursache erläutert.

## Abstract

In order to enhance the quality of a CFD-program called *PreonLab*<sup>®</sup>, which uses the SPH-method (Smoothed Particle Hydrodynamics), for oil, a parameter study was done to validate the fluid-wall-relationship. To do that an appropriate test setup was built, in which a rotating disc plunges in an oil bath. The oil which was dragged over the circumference of the disc was stripped off and guided in a reservoir. The executed tests were carried out with two different oils at different speeds, oil levels, test discs and oil temperatures and all test were recorded with a high-speed camera. In order to reach a sufficient accuracy of the single-phase simulations, additional tests were done in which the volumetric air content was measured in the oil sump. Afterwards all tests were simulated in order to determine appropriate values for the parameters adhesion, cohesion, roughness and dynamic viscosity, which can be defined in the simulation program, for each operating point. This was followed by an evaluation of the simulations with the corresponding tests regarding qualitative criteria, which were assessed with the recordings of the high-speed camera, on one hand and regarding the volumetric flow over the circumference of the rotating disc and the filling of the reservoir on the other hand.

The influence of the various test disc on the flow behavior of the oil and the change of the determined parameters depending on speed and temperature of the oil are described. Furthermore, deviations between the simulations and tests are shown and their reason explained.

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b> .....	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>Grundlagen der Strömungslehre</b> .....	<b>3</b>
2.1	Grenzflächeneffekte .....	3
2.1.1	Kohäsion .....	4
2.1.2	Adhäsion .....	5
2.1.3	Viskosität .....	6
2.2	Grenzschichttheorie .....	8
2.2.1	Laminare Grenzschichten .....	8
2.2.2	Turbulente Grenzschichten .....	10
2.2.3	Grenzschichtströmungen bei Beschleunigung und Verzögerung .....	11
<b>3</b>	<b>Numerische Strömungsberechnung</b> .....	<b>14</b>
3.1	Grundgleichungen .....	15
3.1.1	Bezugssysteme .....	15
3.1.2	Kontinuitätsgleichung .....	17
3.1.3	Impulserhaltung .....	19
3.2	Diskretisierung des Berechnungsgebiets .....	20
3.2.1	Diskretisierung mittels Gitter .....	20
3.2.2	Diskretisierung mittels Partikel .....	21
3.3	Simulationsprogramm <i>PreonLab</i> <sup>®</sup> .....	23
3.3.1	Grundlagen .....	23
3.3.2	Fluid-Fluid Wechselwirkungen .....	25
3.3.3	Fluid-Festkörper Wechselwirkung .....	25
<b>4</b>	<b>Versuchsaufbau</b> .....	<b>27</b>
4.1	Versuchsprinzip .....	27
4.2	Prüfvorrichtung .....	28
4.2.1	Prüfkasten .....	28
4.2.2	Prüfkörper .....	29
4.2.3	Abstreifvorrichtung .....	31
4.3	Prüfstands Aufbau .....	32
4.4	Verwendete Messtechnik .....	36
4.4.1	Hochgeschwindigkeitskamera .....	36
4.4.2	Temperaturmessstellen .....	36

---

4.4.3	Flow Meter with Media Detection (FMwMD) .....	39
4.5	Durchgeführte Messungen .....	40
4.5.1	Versuchsvorbereitung.....	42
4.5.2	Versuchsreihe .....	42
4.5.3	Messung des Lufteintrags .....	43
<b>5</b>	<b>Simulation .....</b>	<b>45</b>
5.1	Aufbau und grundlegende Funktionen in PreonLab® .....	45
5.2	Simulationsumgebung.....	46
5.3	Solver-Einstellungen.....	49
5.3.1	Fluid.....	49
5.3.2	Festkörper .....	50
5.3.3	Festkörper-Fluid Wechselwirkung .....	50
<b>6</b>	<b>Ergebnisse und Auswertung.....</b>	<b>51</b>
6.1	Verzerrung der Flüssigkeitsoberfläche.....	51
6.1.1	Drehzahl: 50 U/min, Ölstand: 85 mm .....	51
6.1.2	Drehzahl: 350 U/min, Ölstand: 85 mm .....	57
6.1.3	Drehzahl: 700 U/min, Ölstand: 85 mm .....	63
6.2	Ablösung des Öls von der Oberfläche .....	68
6.2.1	Drehzahl: 350 U/min, Ölstand: 85 mm .....	68
6.2.2	Drehzahl: 700 U/min, Ölstand: 85 mm .....	74
6.3	Verteilung des Öls im Raum .....	80
6.3.1	Drehzahl: 350 U/min, Ölstand: 85 mm .....	80
6.3.2	Drehzahl: 700 U/min, Ölstand: 85 mm .....	85
6.4	Befüllung und Volumenstrom .....	91
6.5	Übersicht der ermittelten Parameter .....	102
6.6	Auswertung des Lufteintrags .....	103
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	<b>105</b>
<b>8</b>	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>106</b>
<b>9</b>	<b>Abbildungsverzeichnis .....</b>	<b>108</b>
<b>10</b>	<b>Tabellenverzeichnis .....</b>	<b>112</b>

## Bezeichnungen

### Größen

$a$	$\text{m/s}^2$	Beschleunigung
$A$	$\text{m}^2$	Fläche
$F$	N	Kraft
$F_C$	N	Kohäsionskraft
$F_p$	N	Druckkraft
$F_\eta$	N	Zähigkeitskraft
$g$	$\text{m/s}^2$	Fallbeschleunigung
$h$	m	Plattenabstand
$h$	m	Partikeldurchmesser, smoothing length
$k$	$\text{N/m}^3$	Volumenkraft
$l$	m	Plattenlänge
$m$	kg	Masse
$p$	$\text{N/m}^2$	Druck
$Re$	-	Reynolds-Zahl
$t$	m	Teilchenabstand
$t$	s	Zeit
$T$	K	Temperatur
$u$	m/s	Geschwindigkeitskomponente in x-Richtung
$U, U_\infty$	m/s	Geschwindigkeit am Grenzschichtrand, in der Außenströmung
$v$	m/s	Geschwindigkeitskomponente in y-Richtung
$\vec{v}$	m/s	resultierender Geschwindigkeitsvektor
$V$	$\text{m}^3$	Volumen
$w$	m/s	Geschwindigkeitskomponente in z-Richtung
$W$	Nm	Arbeit
$x, y, z$	m	kartesische Koordinaten
$\beta$	1/K	volumetrischer Ausdehnungskoeffizient
$\delta, \delta_{99}$	m	Grenzschichtdicke
$\eta$	$\text{Ns/m}^2$	dynamische Viskosität
$\nu$	$\text{m}^2/\text{s}$	kinematische Viskosität
$\rho$	$\text{kg/m}^3$	Dichte
$\sigma$	$\text{N/m}^2$	Oberflächenspannung
$\tau$	$\text{N/m}^2$	Tangentialspannung

### Tiefgestellte Zeichen

$0$	Grundzustand
$99$	99% eines Wertes
$\infty$	unendlich, ungestört vom Körper
$e$	Ende
$i, j, k$	Richtungsindizes

---

<i>krit</i>	kritisch
<i>ref</i>	Referenz
<i>w</i>	Wand
<i>WP</i>	Wendepunkt
<i>x, y, z</i>	kartesische Koordinaten

## Hochgestellte Zeichen

$\rightarrow$	Vektor
<i>adv</i>	advection
<i>p</i>	Druck
<i>T</i>	transponiert

## Operatoren und Bezeichnungen

<i>d</i>	vollständiges Differential
$\partial$	partiell Differential
$\nabla$	Nabla Operator
$\Delta$	Laplace Operator, Delta

## Abkürzungen

<i>CFD</i>	Computational Fluid Dynamics
<i>FMwMD</i>	Flow Meter with Media Detection
<i>FVM</i>	Finite-Volumen-Methode
<i>IISPH</i>	Implicit Incompressible Smoothed Particle Hydrodynamics
<i>OSD</i>	On-Screen-Display
<i>PPE</i>	pressure Poisson equation
<i>SPH</i>	Smoothed Particle Hydrodynamics



# 1 Einleitung

Ähnlich zu Verbrennungsmotoren, bei denen das Öl durch eine Ölpumpe unter Druck durch Kanäle und Bohrungen zu den Lagerstellen, den Ventiltrieb und den Zylinderflächen gefördert wird, werden auch in Getrieben mit nassen Kupplungen, d.h. bei konventionellen Automatikgetrieben oder Doppelkupplungsgetrieben mit Nasskupplungen, die Schmierung und Kühlung durch eine Ölpumpe gewährleistet. Dadurch lässt sich eine Einspritzschmierung realisieren, bei der geringe Mengen an Öl gezielt in die Zahnradpaarungen und Lagerstellen eingebracht werden können, wodurch Schmierungsverluste und damit die dissipierte Leistung minimiert werden können.

Im Gegensatz dazu werden bei Handschaltgetrieben, automatisierten Handschaltgetrieben und trockenen Doppelkupplungsgetrieben aber auch in elektrischen Achsgetrieben sämtliche Lagerstellen, Zahnräder samt Synchronisationseinheiten und dynamische Dichtungen meist nur durch, von rotierenden Bauteilen, vor allem den Zahnrädern, abgeschleudertes Öl geschmiert. Bei dieser Form der Schmierung handelt es sich um passive Schmierung und wird Tauch- oder Planschschmierung genannt, weil die Zahnräder zum Teil in den Ölsumpf eintauchen, durch die Rotation das Öl mittransportieren und abschleudern. Durch die große Menge an abgeschleuderten Öl, das ständige Eintauchen der Zahnradflanken in den Ölsumpf und die Verdrängung von größeren Mengen an Öl von den Zahnflanken während dem Zahneingriff, sind auch die Verluste durch Schmierung und damit die dissipierte Leistung, höher als bei der Einspritzschmierung. Die Vorteile der passiven Schmierung hingegen, liegen in der einfacheren und kompakteren Bauweise und den damit verbundenen geringeren Kosten, denn es ist keine Ölpumpe, sowie Ölleitungen und Einspritzdüsen an den zu schmierenden Stellen notwendig.

Ein besonders hohes Augenmerk wird in der Getriebeentwicklung vor allem auf die Sicherstellung der Schmierung bei allen fahrdynamischen Zuständen, sowie Fahrbahnneigungen und unterschiedlichen Temperaturen des Getriebeöls gelegt. Solche Untersuchungen und Optimierungen erfolgen hauptsächlich durch Versuche am Prüfstand, wobei vor allem Aspekte wie benötigte Ölmengen, das Gehäusedesign und Ölführungen untersucht und entwickelt werden. In bestimmten, für die korrekte Funktion mitunter essentiellen Bereichen, wie z.B. Ölführungen durch Hohlwellen, ist die messtechnische Zugänglichkeit nicht gegeben und somit besitzen Versuche oft nur eine bedingte Aussagekraft, da die Beurteilung meist nur optisch, mittels Schaugläser oder transparenter Schläuche, welche an den zu untersuchenden Stellen angebracht werden, vorgenommen wird. Außerdem sind Untersuchungen am Prüfstand durch die Herstellung von Prototypen und den hohen Prüfstandskosten aufwendig und teurer und können erst in einem relativ späten Entwicklungsstadium durchgeführt werden.

Bei Plansch- oder Tauchschmierung ist also die dynamische Ölverteilung innerhalb des Getriebes von großer Bedeutung, einerseits, um die Sicherstellung der Schmierung zu gewährleisten und andererseits, um an die zu schmierenden Stellen, unter allen Betriebszuständen, nur so wenig Öl wie nötig zu befördern, um die Leistungsverluste so gering wie möglich zu halten. Dieser Aspekt wird mit steigender Drehzahl immer wichtiger und ist somit vor allem bei elektrischen Achsgetrieben nicht außer Acht zu lassen. Um bereits in der Designphase des Getriebes eine möglichst genaue Beurteilung über die dynamische Ölverteilung während des Betriebs vornehmen zu können, werden

CFD-Berechnungen durchgeführt. Bei netzbasierten Berechnungsmethoden lässt sich die komplexe Dynamik der betrachteten Mehrphasenströmung nur eingeschränkt abbilden, was jedoch gerade für diesen Anwendungsfall entscheidend ist. Eine vielversprechende, alternative Möglichkeit bietet das CFD-Programm *PreonLab*<sup>®</sup> der Firma *FIFTY2 Technology GmbH*, das auf der sogenannten SPH-Methode (smoothed particle hydrodynamics) basiert.

Bei der SPH-Berechnungsmethode wird, im Gegensatz zu netzbasierten Simulationen, nicht der durchströmte Raum, sondern das Fluid selbst durch Partikel diskretisiert. Somit basiert die SPH-Methode auf einem Lagrange-Ansatz im Gegensatz zum Euler-Ansatz der netzbasierten Simulation. Die einzelnen Partikel besitzen physikalische Eigenschaften, wie z.B. Masse, Dichte und Geschwindigkeit und sind im Raum frei beweglich. Durch Berechnung der Geschwindigkeitsänderung der einzelnen Partikel und damit ihrer Bewegung im Raum, ist es somit möglich, dynamische Vorgänge über mehrere Sekunden abzubilden.

Zur Berechnung der oben genannten physikalischen Größen der einzelnen Partikel ist es in *PreonLab*<sup>®</sup> möglich, Stoffeigenschaften wie z.B. Adhäsion, Kohäsion und Oberflächenrauheit vorzugeben, die das Ergebnis der Simulation mehr oder weniger stark beeinflussen. Diese Größen wurden bei der Entwicklung der Software für Wasser validiert und entsprechen den Default-Werten.

Ziel dieser Arbeit, welche in Kooperation mit der Firma *AVL qpunkt GmbH* durchgeführt wurde, ist es, einen Parametersatz der oben genannten Größen für ein Getriebeöl bei unterschiedlichen Fluidtemperaturen und Oberflächenrauheiten zu generieren, um die Berechnungsgüte für die genannten Gegebenheiten zu verbessern. Um dies zu erreichen wurde mit einem geeigneten Prüfaufbau eine Versuchsreihe durchgeführt, wobei anschließend alle Einzelversuche in *PreonLab*<sup>®</sup> simuliert und durch die experimentellen Untersuchungen validiert wurden.

Zum jetzigen Zeitpunkt ist es mit dieser Software noch nicht möglich zweiphasige Strömungen, d.h. ein Gemisch aus Öl und Luft, abzubilden. Daher wurden bei allen Versuchen nur Zustände betrachtet, bei denen der Einfluss der, in das Öl, eingebrachten Luft auf die flüssige Fluidströmung, sowie auf die lastunabhängigen Verluste (Plansch- und Ventilationsverluste) mit guter Näherung vernachlässigt werden konnte. Zu diesem Zweck wurden zusätzliche Versuche durchgeführt, bei denen der Lufteintrag in den Ölsumpf gemessen wurde. In dieser Arbeit werden die Simulationen mit den, durch die experimentellen Messungen, erzeugten Messdaten abgeglichen und ein entsprechender Parametersatz der Größen Adhäsion, Kohäsion und Rauheit abgeleitet.

## 2 Grundlagen der Strömungslehre

In der Strömungsmechanik wird zwischen idealen und realen Fluiden unterschieden, die sich dadurch unterscheiden, dass bei Strömungen mit idealen Fluiden die Viskosität und Kompressibilität außer Acht gelassen werden. Dies hat laut Schlichting und Gersten [21] zur Folge, dass zwischen angrenzenden Schichten im Inneren der Strömung und an einer festen Wand keine Tangentialkräfte (Schubspannungen), sondern nur Normalkräfte (Druckkräfte) übertragen werden. Das bedeutet aber auch, dass es bei Strömungen entlang einer festen Wand, durch das Fehlen von Tangentialkräften, zum Gleiten des Fluids an der Oberfläche kommt. Bei realen Strömungen haftet aber das Fluid, aufgrund der Haftbedingung, an der Wand. Es werden also Tangential- oder Reibungskräfte übertragen, die in Zusammenhang mit der Viskosität des Fluids stehen.

Durch die Theorie der idealen Fluide lassen sich die Bewegungsgleichungen stark vereinfachen, wodurch die Berechnung von Strömungen wesentlich erleichtert wird. Weil bei Fluiden mit niedriger Viskosität, wie z.B. Luft oder Wasser die Tangentialkräfte klein sind, stimmen laut Schlichting und Gersten [21] reale Strömungen in vielen Fällen gut mit idealen Strömungen überein. Zur Berechnung des Strömungswiderstands und bei Fluiden mit hoher Zähigkeit, wie z.B. Öl, ist diese Theorie allerdings gänzlich ungeeignet, da sie, wie vorher bereits erwähnt, die Tangentialkräfte vollständig vernachlässigt.

### 2.1 Grenzflächeneffekte

Die Ursache für die Entstehung von Tangentialkräften innerhalb einer Flüssigkeit und an Grenzflächen zu einem anderen Stoff, z.B. einer festen Wand, geht von intermolekularen Anziehungskräften aus. Es ist zwischen Anziehungskräften gleichartiger Moleküle (innerhalb eines Stoffes) und verschiedenartiger Moleküle (zwischen unterschiedlichen Stoffen) zu unterscheiden.

Die intermolekularen Anziehungskräfte nehmen mit zunehmenden Abstand von einem Molekül stark ab, etwa mit der siebten bis achten Potenz des Abstandes (Sigloch [22]). Der Verlauf der resultierenden Kraft zwischen zwei Teilchen, in Abhängigkeit ihres Abstandes  $t$ , ist in Abbildung 2.1 ersichtlich.

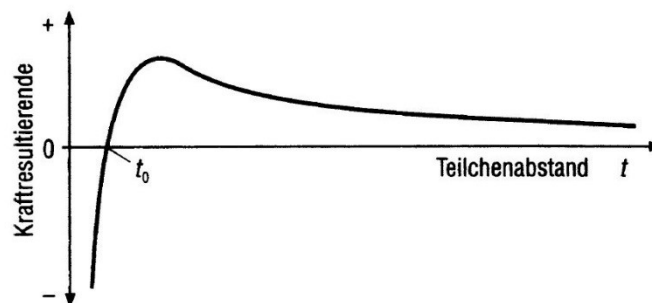


Abbildung 2.1: Resultierende Kraft zwischen den Teilchen (Atome, Moleküle), (Sigloch [22])

Der negative Bereich steht für abstoßende und der positive Bereich für anziehende Molekularkräfte, wobei der Abstand  $t_0$  jenen Teilchenabstand definiert, bei dem sich abstoßende und anziehende Kräfte im Gleichgewicht befinden.

Bei sehr geringem Abstand ( $t < t_0$ ) ist die resultierende Kraft negativ, die beiden Teilchen stoßen sich gegenseitig ab. Nimmt die Distanz zu, verringert sich die abstoßende Kraft stark, bis es bei einem bestimmten Abstand  $t_0$  zu einem Gleichgewichtszustand kommt, bei dem sich die abstoßende und anziehende Molekularkraft gegenseitig aufhebt. Nimmt der Abstand weiter zu ( $t > t_0$ ) wird die resultierende Kraft positiv und steigt zunächst stark an, wobei sich die Teilchen jetzt gegenseitig anziehen. Bei weiterer Abstandsvergrößerung nimmt die Anziehungskraft wieder ab und geht gegen null. Laut Sigloch [22] liegt der stabile Teilchenabstand etwa in einer Größenordnung von  $10^{-10}$ – $10^{-8}$  m.

### 2.1.1 Kohäsion

Dabei handelt es sich um Kräfte, die zwischen Molekülen gleicher Art, also innerhalb eines Stoffes, wirken. Solche Kräfte werden auch intermolekulare Wechselwirkungskräfte oder Zusammenhangskräfte genannt. Diese entstehen nach Hering et al. [11] durch die *van-der-Waals'schen Kräfte* und sind elektrischen Ursprungs. Auf eine detaillierte Beschreibung über die Entstehung dieser Kräfte wird in dieser Arbeit nicht näher eingegangen.

Kohäsionskräfte sind bei Festkörpern am größten, da diese eine stabile Gitterstruktur bilden und ihre Form beibehalten. Bei Flüssigkeiten sind diese Kräfte kleiner, sodass sie ihre räumliche Gestalt nicht mehr halten können und sie an die Umgebung anpassen, z.B. an eine Gefäßform. Daher ist auch die notwendige Kraft, um Flüssigkeiten zu verformen, wesentlich geringer als bei Festkörpern.

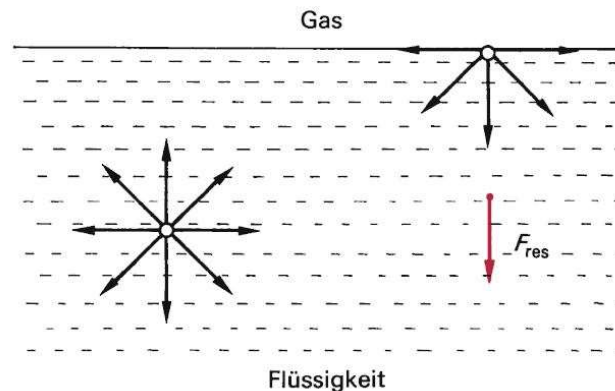


Abbildung 2.2: Kohäsionskräfte in Flüssigkeiten, (Hering et al. [11])

Die Kohäsionskräfte im Inneren einer Flüssigkeit heben sich gegenseitig auf, da sie von allen Seiten gleichmäßig auf die Moleküle wirken (Abbildung 2.2). An der Oberfläche der Flüssigkeit sind die Kohäsionskräfte nach innen gerichtet, wodurch eine resultierende Kraft in das Innere entsteht. Um Moleküle gegen diese Kraft an die Oberfläche zu transportieren, muss Arbeit  $W$  verrichtet werden. Wird diese Arbeit  $W$  auf die Oberflächenänderung  $dA$  bezogen, ergibt sich daraus die Oberflächenspannung  $\sigma$  zu

$$\sigma = \frac{dW}{dA}. \quad (2.1)$$

### 2.1.2 Adhäsion

Adhäsionskräfte bezeichnen Anziehungskräfte, die zwischen Molekülen verschiedener Stoffe wirken und werden auch Grenzflächenkräfte genannt. Diese wirken am Übergang zwischen festen Körpern, sowie zwischen Flüssigkeiten und festen Körpern. Unter den Begriff Grenzflächenkräfte fallen auch Adsorptionskräfte, die zwischen Gasen und festen Körpern wirken. Adsorption beschreibt die Anlagerung von Gasen an der Oberfläche von Festkörpern. Im Gegensatz zu Absorption, die die Aufnahme bzw. Einlagerung von Gasen in Festkörpern oder Flüssigkeiten beschreibt.

Wie bereits erwähnt, treten diese Anziehungskräfte in der Grenzfläche unterschiedlicher Stoffe auf. Sie besitzen laut Sigloch [22] einen kugelförmigen Wirkungsbereich mit einem Radius kleiner  $\sim 10^{-6} \text{ cm}$ .

Legt sich ein Tropfen einer Flüssigkeit auf einer festen Wand oder in Sonderfällen auf einer anderen Flüssigkeit an, kann nach Hering et al. [11] zwischen folgenden zwei Extremfällen unterschieden werden:

- *Vollkommene Benetzung*: Die Kohäsionskräfte sind wesentlich kleiner als die Adhäsionskräfte, weshalb sich die Flüssigkeit auf der Oberfläche ausbreitet.
- *Unvollkommene Benetzung*: Die Kohäsionskräfte sind größer als die Adhäsionskräfte. Dadurch zieht sich die Flüssigkeit auf der Oberfläche kugelförmig zusammen.

Benetzungsform	Benetzung	keine Benetzung
Ursache	Adhäsionskräfte $\gg$ Kohäsionskräfte	Adhäsionskräfte $\ll$ Kohäsionskräfte
Wirkung	Ausbreitung der Flüssigkeit auf der Oberfläche des festen Körpers	Flüssigkeit zieht sich tropfenförmig zusammen
Skizze (Die Pfeile symbolisieren die aufgrund der Grenzflächenspannungen auftretenden Kräfte)		
Gleichung	$\sigma_{12} \cos \alpha = \sigma_{13} - \sigma_{23}$	
Randwinkel	$0 \leq \alpha \leq \frac{\pi}{2}$	$\frac{\pi}{2} < \alpha \leq \pi$

Abbildung 2.3: Benetzungsarten von Flüssigkeiten auf Festkörpern, (Hering et al. [11])

Abbildung 2.3 zeigt die Benetzung einer Flüssigkeit auf einem festen Körper. Die linke Seite zeigt eine vollkommene Benetzung, mit den wirkenden Grenzflächenspannungen  $\sigma$  an den verschiedenen Stoffgrenzen. Hier variiert der Randwinkel  $\alpha$ , welcher den Winkel zwischen dem flüssigen und dem festen Stoff beschreibt, zwischen  $0^\circ$  und  $90^\circ$ .

In Abbildung 2.3 rechts ist eine unvollkommene Benetzung ersichtlich, deren Randwinkel zwischen  $90^\circ$  und  $180^\circ$  liegen kann. Dies lässt sich an der kugelförmigen Gestalt des Tropfens erkennen.

### 2.1.3 Viskosität

Wird auf eine Flüssigkeit eine Kraft oder Spannung ausgeübt, beginnt sich diese zu verformen. D.h. im Inneren des Fluids wird eine Spannung aufgenommen, die von der Verformungsgeschwindigkeit abhängig ist. Die Viskosität beschreibt den Widerstand, den die Flüssigkeit der Verformung durch innere Reibung entgegensetzt. Sie stellt somit eine Größe dar, wie leicht sich die Fluidteilchen gegeneinander verschieben lassen.

Dies kann anhand der Couette-Strömung einfach verdeutlicht werden (Abbildung 2.4). Die Flüssigkeit befindet sich zwischen einer festen Wand, die sich in Ruhe befindet, und einer ebenen Platte auf der Oberseite, die mit der Geschwindigkeit  $U$  verschoben wird.

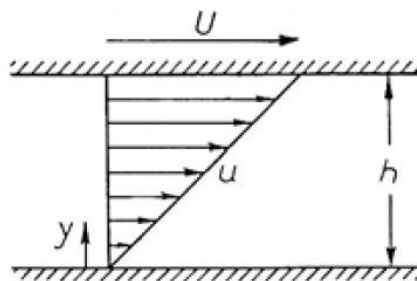


Abbildung 2.4: Geschwindigkeitsverteilung eines viskosen Fluids zwischen zwei parallelen ebenen Wänden (Couette-Strömung), (Schlichting und Gersten [21])

Durch die Haftbedingung, die in Kapitel 2.2 näher behandelt wird, haftet das Fluid an den Wänden. Demnach ist die Geschwindigkeit an der unteren Platte null, hingegen an der oberen Platte  $U$ . Durch diese Gegebenheit ergibt sich folgende Geschwindigkeitsverteilung:

$$u(y) = \frac{y}{h} U \quad (2.2)$$

Bei kleinen Schichtdicken verläuft das Geschwindigkeitsgefälle noch linear, hingegen bei größeren Wandabständen ergibt sich fast immer ein nichtlinearer Verlauf. (Sigloch [22]). Je größer das Geschwindigkeitsgefälle zwischen den Platten ist, desto größer ist die innere Reibung im Fluid.

Die für die Bewegung der Platte notwendige Kraft ist proportional zur Fläche  $A$  der Platten und dem Verhältnis  $U/h$ , wobei diese Bedingung im allgemeinen Fall, also bei einem nichtlinearen Geschwindigkeitsgefälle, mit  $du/dh$  angegeben wird. Aus diesen Folgerungen ergibt sich

$$F = \eta A \frac{du}{dy} \quad (2.3)$$

Aus dem Verhältnis der Kraft  $F$  zur Fläche  $A$  resultiert die Tangentialspannung, die durch die innere Reibung hervorgerufen wird und es ergibt sich das Newtonsche Fluidreibungs-Gesetz:

$$\tau = \eta \frac{du}{dy} \quad (2.4)$$

Der Proportionalitätsfaktor  $\eta$  wird als dynamische Viskosität bezeichnet und ist ein Stoffwert des Fluids.

Alle Fluide, die einen linearen Zusammenhang zwischen der Schubspannung  $\tau$  und dem Geschwindigkeitsgefälle  $du/dy$  besitzen, werden Newtonsche Fluide genannt, d.h. die Viskosität ändert sich bei veränderlichem Geschwindigkeitsgefälle ( $du/dy \neq konst.$ ), jedoch konstanter Temperatur ( $T = konst.$ ) nicht. Viele technische Fluide, wie z.B. Wasser, Luft, Öle, usw. sind Newtonsche Fluide. Ändert sich hingegen die Viskosität  $\eta$  mit dem Geschwindigkeitsgefälle  $du/dy$ , d.h. es besteht ein nichtlinearer Zusammenhang, handelt es sich um nicht-Newtonsche Fluide (z.B. Zahnpasta, flüssiger Teer, Blut).

Durch Division der dynamischen Viskosität  $\eta$  mit der Dichte  $\rho$  ergibt sich die kinematische Viskosität  $\nu$

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (2.5)$$

Sowohl die dynamische als auch kinematische Viskosität sind druck- und temperaturabhängig. Die Abhängigkeit vom Druck ist bei Flüssigkeiten, im Gegensatz zu Gasen, jedoch klein. In Abbildung 2.5 sind die Verläufe der kinematischen Viskosität über der Temperatur von Flüssigkeiten und Gasen bei konstantem Druck dargestellt.

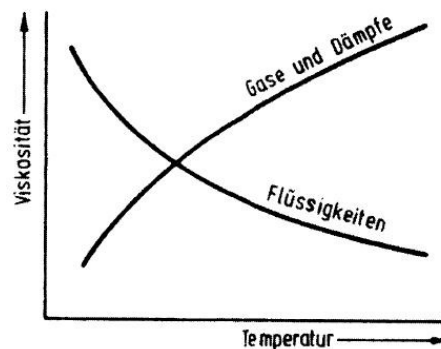


Abbildung 2.5: Schematisches Viskositätsverhalten über der Temperatur bei konstantem Druck, (Sigloch [22])

Es ist ersichtlich, dass die beiden Fluide ein gegensätzliches Verhalten zeigen. Die Viskosität von Flüssigkeiten nimmt mit steigender Temperatur ab, hingegen nimmt sie bei Gasen zu. Dieses Verhalten

lässt sich dadurch erklären, dass die Moleküle in Flüssigkeiten mit steigender Temperatur durch die abnehmenden Kohäsionskräfte, bedingt durch die Ausdehnung, weniger stark aneinander gebunden sind und sich somit weniger stark behindern. Bei Gasen kommt es aufgrund der mit steigender Temperatur erhöhten Beweglichkeit der Gasmoleküle zu häufigeren und stärkeren Zusammenstößen, die somit den Strömungswiderstand erhöhen. Es kommt also mit steigender Temperatur zu größeren Behinderungen zwischen den Gasmolekülen.

Um einen groben Überblick über die Größenordnungen der Viskosität verschiedener Stoffe zu erhalten, sind in Abbildung 2.6 beispielhaft die dynamische Viskosität einiger Medien aufgetragen.

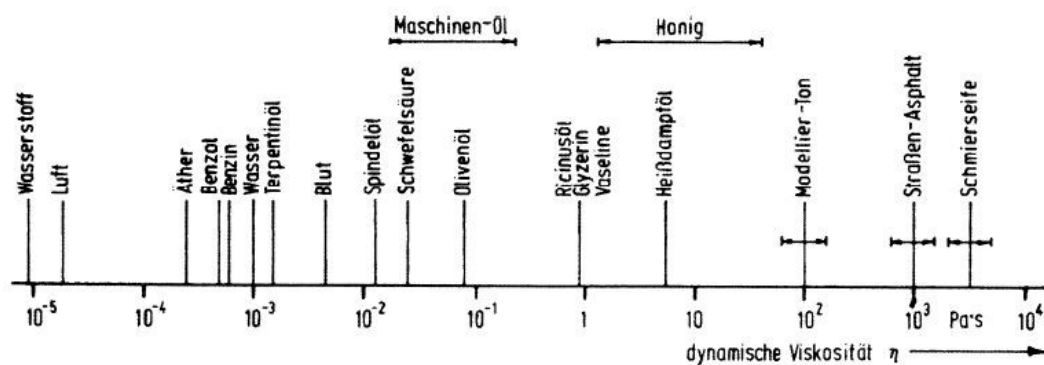


Abbildung 2.6: Dynamische Viskosität einiger Stoffe bei 20°C und 1 bar, (Sigloch [22])

## 2.2 Grenzschichttheorie

Bei idealen Fluiden werden unter anderem die Viskosität und damit die innere Fluidreibung vernachlässigt. Dies hat zur Folge, dass bei Strömungen entlang einer festen Wand die angrenzenden Teilchen nicht die Geschwindigkeit der Wand annehmen. Das heißt es kommt zu einer Gleitbewegung zwischen der Wand und den Fluidteilchen. Diese vereinfachte Betrachtungsweise kann auf Fluide mit geringer Viskosität, wie z.B. Luft, aufgrund ihrer kleinen inneren Reibung näherungsweise angewendet werden, da die Tangentialkräfte im Wesentlichen klein sind.

Bei höher viskosen Flüssigkeiten, wie z.B. Öl, kann diese Vereinfachung nicht mehr getroffen werden, da ihre innere Reibung und damit die auftretenden Tangentialkräfte höher sind und somit nicht mehr vernachlässigt werden können. Die an die Wand angrenzenden Teilchen haften durch Adhäsionskräfte an der Oberfläche und erfüllen damit die Haftbedingung. Es gibt daher einen Bereich, in dem die Teilchen von der endlichen Geschwindigkeit  $U_\infty$  in einem bestimmten Abstand von der Wand auf die Geschwindigkeit Null an der Oberfläche abgebremst werden. Dieser Bereich wird nach Prandtl [20] als Grenzschicht bezeichnet.

### 2.2.1 Laminare Grenzschichten

Wie bei einer allgemeinen laminaren Strömung kommt es auch in der laminaren Grenzschicht zu keinen turbulent fluktuierenden Querbewegungen normal zur Strömungsrichtung.

In Abbildung 2.7 ist eine laminare Strömung an einer ebenen Wand ohne Druckgefälle,  $\partial p / \partial x = 0$ , mit dem dazugehörigen Geschwindigkeitsprofil dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Grenzschichtdicke  $\delta(x)$  mit fortlaufender Strömung entlang der Wand zunimmt, weil immer mehr



Teilchen durch Reibung an der Wand abgebremst werden. Außerhalb der Grenzschicht befindet sich die reibungsfreie Außenströmung mit der Geschwindigkeit  $U_\infty$ , welcher sich die Geschwindigkeit  $u(x)$  am oberen Grenzschichttrand asymptotisch annähert. Durch diesen Umstand, der Ähnlichkeit der Geschwindigkeitsprofile in der Grenzschicht und die mit dem Abstand  $x$  wachsende Grenzschichtdicke muss der Geschwindigkeitsgradient  $(\partial u / \partial y)_{y=0}$  immer geringer werden.

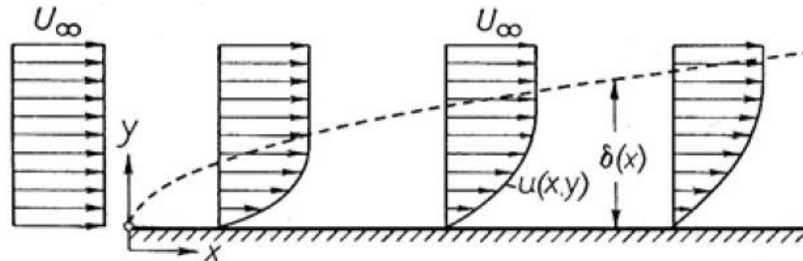


Abbildung 2.7: Grenzschicht an einer längsangeströmten ebenen Platte (schematisch), (Schlichting und Gersten [21])

Nach Schlichting und Gersten [21] stellt sich in der Grenzschicht ein Gleichgewicht zwischen der Trägheitskraft des Fluids und der Reibungskraft ein, was als Bedingung zur Abschätzung der Grenzschichtdicke gesehen werden kann. Die Trägheitskraft je Volumeneinheit beträgt  $\rho u \partial u / \partial x$  und die Reibungskraft pro Volumeneinheit ist  $\partial \tau / \partial y$ . Wird in  $\tau$  der Ausdruck (2.4) eingesetzt, ergibt sich die Reibungskraft zu

$$\eta \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}. \quad (2.6)$$

Werden diese Kräfte ins Verhältnis gesetzt, ergibt sich die Bedingung für das Gleichgewicht in der Grenzschicht:

$$\frac{\text{Trägheitskraft}}{\text{Reibungskraft}} = \frac{\rho u \partial u / \partial x}{\eta \partial^2 u / \partial y^2} = \text{const.} \quad (2.7)$$

$\partial u / \partial x$  ist laut Schlichting und Gersten [21] für eine Platte mit der Länge  $x$  proportional zu  $U_\infty / x$ , mit der Geschwindigkeit  $U_\infty$  der Außenströmung. Dadurch ergibt sich die Trägheitskraft in der Form  $\rho U_\infty^2 / x$ . Des Weiteren ist der Geschwindigkeitsgradient  $\partial u / \partial y$  proportional zu  $U_\infty / \delta$ , wodurch sich die Reibungskraft zu  $\eta U_\infty / \delta^2$  ergibt. Werden die resultierenden Terme der Trägheits- und Reibungskraft gleichgesetzt, ergibt sich

$$\eta \frac{U_\infty}{\delta^2} \sim \frac{\rho U_\infty^2}{x} \quad (2.8)$$

und weiter nach der Grenzschichtdicke  $\delta$  aufgelöst

$$\delta \sim \sqrt{\frac{\eta x}{\rho U_\infty}} = \sqrt{\frac{\nu x}{U_\infty}} \quad (2.9)$$

In seiner Publikation liefert Blasius [4] die exakte Lösung dieser Gleichung, die in dieser Arbeit nicht eigens hergeleitet wird, zu

$$\delta_{99}(x) = 5 \sqrt{\frac{\nu x}{U_\infty}} \quad (2.10)$$

und ist für die laminare Grenzschicht der längsangeströmten Platte gültig. Da sich die Geschwindigkeit in der Grenzschicht asymptotisch der Geschwindigkeit der Außenströmung annähert und somit theoretisch erst im Unendlichen gleich groß ist, definiert  $\delta_{99}$  die praktische Grenzschichtdicke bei der  $u/U_\infty = 0,99$  ist, d.h. wenn sich  $U_\infty$  und  $u$  nur mehr um 1% unterscheiden. Wird der Ausdruck (2.10) auf die Plattenlänge  $l$  bezogen, ergibt sich eine dimensionslose Grenzschichtdicke:

$$\frac{\delta_{99}(x)}{l} = \frac{5}{\sqrt{Re}} \sqrt{\frac{x}{l}} \quad (2.11)$$

$Re$  bezeichnet die Reynolds-Zahl, die hier ebenfalls auf die Plattenlänge  $l$  bezogen ist, mit

$$Re = \frac{U_\infty l}{\nu} \quad (2.12)$$

Aus Ausdruck (2.12) ist ersichtlich, dass bei Fluiden mit sehr niedriger Viskosität die Reynolds-Zahl sehr groß wird, wodurch sich in Gleichung (2.11) eine geringe Grenzschichtdicke  $\delta_{99}$  ergibt. Damit ist bewiesen, dass die Näherung der idealen Fluide bei niedriger Viskosität zulässig ist.

## 2.2.2 Turbulente Grenzschichten

Übersteigt eine zunächst noch laminare Strömung längs einer ebenen Wand die kritische Reynolds-Zahl, die je nach Störung der Außenströmung

$$Re_{krit} = \left( U_\infty \cdot \frac{x}{\nu} \right)_{krit} = 5 \cdot 10^5 \text{ bis } 10^6 \quad (2.13)$$

beträgt, kommt es stromab vom Abstand  $x = x_{krit}$  zu einem Umschlag in eine turbulente Strömung. Dieser Vorgang läuft allerdings nicht abrupt ab, sondern erstreckt sich vielmehr über einen bestimmten Bereich über der Wand (siehe Abbildung 2.12). Durch einen erhöhten Impulsaustausch der Fluidteilchen in der Grenzschicht mit der Außenströmung, werden den wandnahen Fluidteilchen axiale Impulse zugeführt, sodass der Geschwindigkeitsgradient  $(\partial u / \partial y)_{y=0}$  größer ist als bei der laminaren Strömung (Abbildung 2.8). Dadurch ist aus Gleichung (2.4) ersichtlich, dass durch den

größeren Geschwindigkeitsgradienten an der Wand auch die Wandschubspannung wesentlich erhöht wird, was ein wichtiges Merkmal der turbulenten Grenzschichtströmung darstellt. Eine weitere Eigenschaft ist die markante Vergrößerung der Grenzschichtdicke, was in Abbildung 2.12 gut ersichtlich ist.

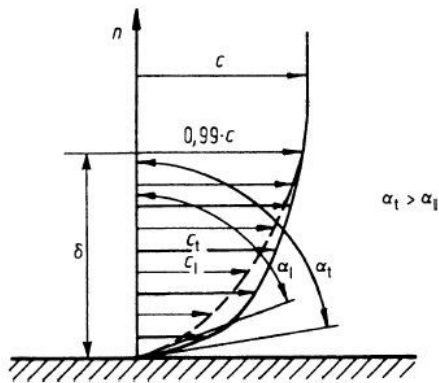


Abbildung 2.8: Laminares (---) und turbulentes (—) Geschwindigkeitsprofil  
Indizes: l laminar, t turbulent, (Sigloch [22])

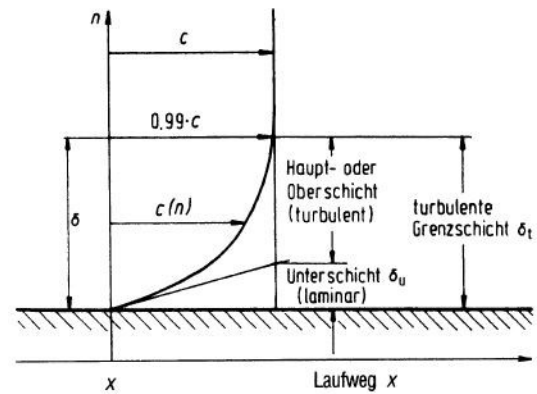


Abbildung 2.9: Aufbau der turbulente Grenzschicht, (Sigloch [22])

In der turbulenten Grenzschichtströmung kommt es, wie auch in jeder turbulenten Außenströmung, zu regellosen Schwankungsbewegungen in Längs-, und Querrichtung. Direkt an der Wand werden diese durch die Haftbedingung, den dämpfenden Einfluss und die Undurchlässigkeit der Oberfläche eliminiert. In sehr geringem Abstand zur Wand gehen diese Schwankungsbewegungen ebenfalls gegen null, woraus sich schließen lässt, dass unmittelbar über der Oberfläche eine sehr dünne laminare Unterschicht existiert, dessen Dicke etwa 2-5% der gesamten Grenzschichtdicke ausmacht, siehe Abbildung 2.9 (Sigloch [22]).

### 2.2.3 Grenzschichtströmungen bei Beschleunigung und Verzögerung

In den vorigen Betrachtungen der Grenzschichtströmungen wurde keine Druckänderung in x-Richtung ( $\partial p / \partial x = 0$ ) berücksichtigt.

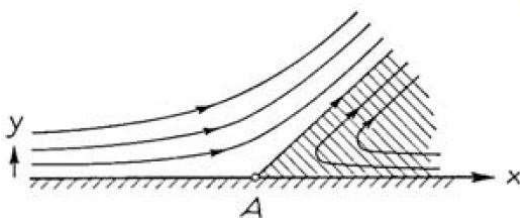


Abbildung 2.10: Verlauf der Stromlinien in der Nähe des Ablösungspunktes (Schlichting und Gersten [21])

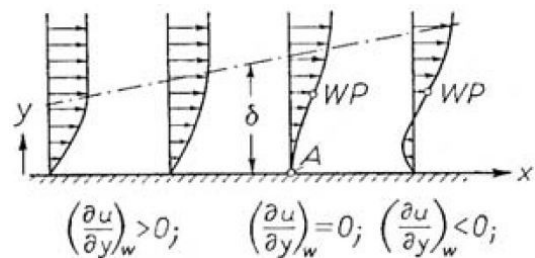


Abbildung 2.11: Geschwindigkeitsverteilung in der Nähe des Ablösungspunktes (Schlichting und Gersten [21])

Liegt allerdings ein Druckanstieg vor, wird die Außenströmung entsprechend der Bernoulli-Gleichung

$$\frac{p}{\rho} + \frac{u^2}{2} + g \cdot y = konst \quad (2.14)$$

abgebremst. Fluidteilchen innerhalb der Grenzschicht besitzen wegen der vorhandenen Reibungskräfte eine niedrigere kinetische Energie, weshalb diese ab einem bestimmten Druckanstieg nicht weiter stromabwärts transportiert werden können. Sie beginnen sich von der Wand zu lösen und ins Innere der Strömung abzudriften (Abbildung 2.10). Es findet somit eine Ablösung der Grenzschichtströmung, mit Ablösungspunkt  $A$ , statt. Wie bereits im vorigen Kapitel erwähnt, beschränkt sich die Ablösung nicht auf einen Punkt, sondern erstreckt sich über einen gewissen Bereich, siehe Abbildung 2.12. Die verschiedenen Phänomene der Grenzschichtströmungen, die während des Umschlags von einer laminaren in eine turbulente Strömung auftreten werden Transition bezeichnet.

- (1) stabile laminare Strömung
- (2) instabile Tollmien-Schlichting-Wellen
- (3) dreidimensionale Wellen und Wirbelbildung ( $\Lambda$ -Strukturen)
- (4) Wirbelzerfall
- (5) Bildung von Turbulenzfleckchen
- (6) vollturbulente Strömung

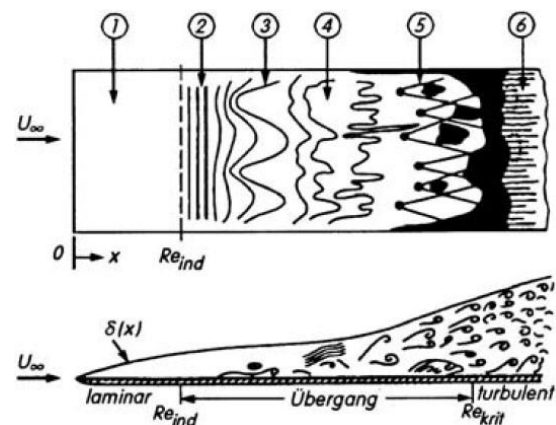


Abbildung 2.12: Skizze des laminar-turbulenten Übergangs in der Grenzschicht der längsgeröhrten ebenen Platte (Schlichting und Gersten [21])

An der Wand kommt es zu einer Strömungsumkehr, wobei das Fluid gegen die Strömungsrichtung der Außenströmung, also in Richtung des Druckgefälles, fließt. Der Ablösungspunkt ist an jener Stelle definiert, an der der Geschwindigkeitsgradient senkrecht zur Wand ( $\partial u / \partial y$ ) Null wird, also an der Grenze zwischen Vorwärts- und Rückströmung. An diesem Punkt wird somit auch nach dem Newtonschen Fluidreibungs-Gesetz die Wandschubspannung null:

$$\tau_w = \eta \left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=0} = 0 \quad (2.15)$$

Nach der stationären Prandtlischen Grenzschichtgleichung in x-Richtung und mit den Randbedingungen an der Wand ( $u = v = 0$ ) gilt:

$$\nu \left. \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right|_{y=0} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (2.16)$$

Aus dieser Gleichung ist ersichtlich, dass nur der Druckgradient einen Einfluss auf die Krümmung des Geschwindigkeitsprofils in der Grenzschicht hat. Aus Abbildung 2.11 ist erkennbar, dass bei einer Ablösung der Grenzschicht und damit einer Strömungsumkehr an der Wand, ein Wendepunkt im Geschwindigkeitsprofil vorhanden sein muss.

Die Existenz eines Wendepunktes ist an die mathematische Bedingung

$$\left. \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right|_{WP} = 0 \quad (2.17)$$

gebunden.

Liegt ein Druckabfall in der Strömung vor, also  $\partial p / \partial x < 0$ , so folgt aus Gleichung (2.16), dass  $\partial^2 u / \partial y^2 < 0$  gilt. Durch die asymptotische Annäherung der Geschwindigkeit  $u(x)$  an die Geschwindigkeit  $U_\infty$  der Außenströmung am Rand der Grenzschicht, gilt auch hier  $\partial^2 u / \partial y^2 < 0$ . Somit existiert bei einer Strömung mit Druckabfall kein Wendepunkt im Geschwindigkeitsprofil und es kann zu keiner Ablösung kommen. Das kann dadurch erklärt werden, dass bei einer Strömung mit Druckabfall die Außenströmung und damit alle Fluidteilchen in der Grenzschicht beschleunigt werden (Bernoulli-Gleichung (2.14)), wodurch diese ihre Bewegungsrichtung entlang der Wand beibehalten.

Bei einem Druckanstieg  $\partial p / \partial x > 0$ , folgt aus Gleichung (2.16)  $\partial^2 u / \partial y^2 > 0$ . Es kommt somit zu einem Vorzeichenwechsel im Krümmungsverlauf des Geschwindigkeitsprofils in der Grenzschicht und damit, nach Gleichung (2.17), zu einer zwingenden Existenz eines Wendepunktes (*WP* in Abbildung 2.11). Bei Strömungen mit Druckanstieg kann es demnach zu einer Ablösung der Grenzschicht kommen.

Turbulente Strömungen sind grundsätzlich resistenter gegen Ablösungen als laminare Strömungen. Das ist dadurch zu erklären, dass durch den ständigen Impulsaustausch der Außenströmung mit den Fluidteilchen in der Grenzschicht, diese eine höhere kinetische Energie besitzen und somit weiter in das Gebiet des Druckanstieges eindringen können.

### 3 Numerische Strömungsberechnung

Durch die numerische Strömungssimulation, welche auch als CFD (Computational Fluid Dynamics) bezeichnet wird, ist es möglich komplexe strömungsmechanische Aufgabenstellungen zu berechnen und auszuwerten. Die Simulation von Strömungsvorgängen wird nach Laurien und Oertel [13] in zwei Teilbereiche unterteilt (Abbildung 3.1), wobei der erste Teil die mathematische Modellierung der realen Strömung darstellt. Dazu werden bestimmte Materialeigenschaften des Fluids und physikalische Gesetzmäßigkeiten, wie z.B. die Erhaltung von Masse, Impuls und Energie genutzt, um ein mathematisches oder physikalisches Modell der realen Strömung zu erstellen. Dabei ergibt sich ein komplexes System aus Differentialgleichungen und algebraischen Gleichungen. Diese mathematischen Modelle sind bereits in kommerziellen Simulationssoftwares implementiert.

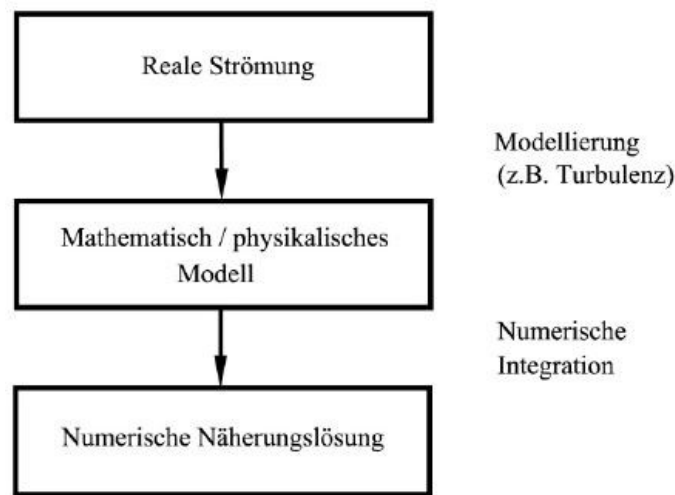


Abbildung 3.1: Teilschritte in der numerischen Strömungssimulation (Laurien und Oertel [13])

Der zweite Teilbereich besteht aus der Lösung dieses mathematischen Modells. Beinhaltet dieses gleich viele Variablen wie Unbekannte, so kann das Gleichungssystem gelöst werden und wird als geschlossen bezeichnet. Durch die ständige Weiterentwicklung der mathematischen Modelle sind diese immer komplexer geworden. Nach Ferziger und Perić [7] ist eine exakte analytische Lösung nur mehr in wenigen Fällen, hauptsächlich voll entwickelte Strömungen in einfachen Geometrien, wie z.B. in Rohren oder zwischen parallelen Platten, mit überschaubarem Rechenaufwand möglich. Darum werden numerische Berechnungsverfahren eingesetzt, um eine näherungsweise Lösung zu berechnen, die möglichst genau der exakten Lösung entspricht und dessen Genauigkeit für die meisten technischen Anwendungen genügt. Aufgrund des Übergangs von einer analytischen Lösung zu einer numerischen Lösung, muss das Gebiet, in dem die Strömung berechnet werden soll, diskretisiert werden, d.h. es wird in kleine Bereiche (Volumenelemente) unterteilt, in denen das Gleichungssystem numerisch gelöst wird. Eine genauere Beschreibung über die Zerlegung des Berechnungsgebiets erfolgt in Kapitel 3.2.

## 3.1 Grundgleichungen

Da die mathematischen Modelle für möglichst viele Strömungen gelten sollen, müssen die Grundgleichungen einerseits allgemein gültig sein und andererseits alle physikalischen Zusammenhänge enthalten, mit denen die Strömung beschrieben werden kann. Das wird laut Laurien und Oertel [13] dadurch erreicht, indem die allgemeinen Grundgleichungen so wenig wie möglich Informationen über die zu berechnende Strömung enthalten. Dazu werden Erhaltungssätze von Masse, Impuls und Energie verwendet, wobei die fehlenden Informationen über die jeweilige, zu berechnende Strömung über Anfangs- und Randbedingungen definiert werden. In dieser Arbeit werden nur die Erhaltungssätze von Masse und Impuls behandelt, da für die isothermen Simulationen die Energiegleichung nicht benötigt wurde.

Um eine Strömung beschreiben zu können, müssen durch das Gleichungssystem Druck, Dichte, sowie die Geschwindigkeit in allen drei Raumrichtungen  $(u, v, w)$  in Abhängigkeit der Raumkoordinaten  $(x, y, z)$  und der Zeit  $t$  berechnet werden.

$$p(x, y, z, t) \quad , \quad \rho(x, y, z, t) \quad , \quad \vec{v}(x, y, z, t) = \begin{pmatrix} u(x, y, z, t) \\ v(x, y, z, t) \\ w(x, y, z, t) \end{pmatrix} \quad (3.1)$$

### 3.1.1 Bezugssysteme

Wie bereits erwähnt, wird bei der numerischen Strömungssimulation das Integrationsgebiet, also jener Bereich, für den die Modellgleichungen gelöst werden sollen, in kleine Teilgebiete unterteilt, die Kontrollvolumen genannt werden (Abbildung 3.2). Für jedes dieser Kontrollvolumina wird das Gleichungssystem numerisch gelöst und somit alle oben erwähnten Variablen berechnet. Durch die Koordinaten  $x$ ,  $y$ , und  $z$  werden die Geometrie des Strömungsfeldes und die Grenzen des Integrationsgebiets im Raum definiert. Bei der Definition der zu berechnenden Variablen und der Kontrollvolumina im Raum gibt es zwei unterschiedliche Betrachtungsweisen, die Eulersche und die Lagrangesche Betrachtungsweise.

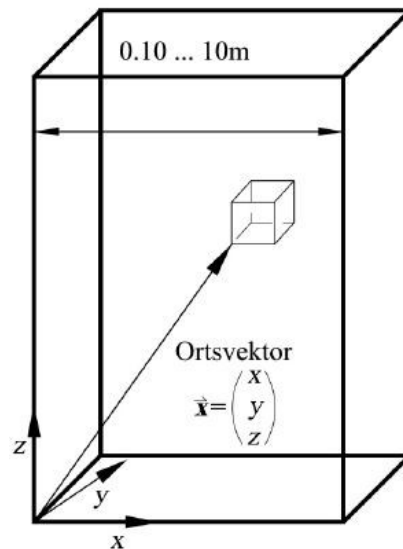


Abbildung 3.2: Integrationsgebiet und Kontrollvolumen bei der Eulerschen Betrachtungsweise (Laurien und Oertel [13])

Bei der Eulerschen Betrachtungsweise befindet sich das Kontrollvolumen an einem festen Ort zum ebenfalls ortsfesten Bezugssystem und wird vom Fluid durchströmt. Die Position des Kontrollvolumens im Raum wird durch die drei Raumkoordinaten  $x$ ,  $y$ , und  $z$  beschrieben (Abbildung 3.2). Somit sind nach Laurien und Oertel [13] die zu berechnenden Variablen ebenfalls Funktionen der räumlichen Koordinaten und der Zeit  $t$ , z.B.  $p = p(x, y, z, t)$ ,  $\vec{v} = \vec{v}(x, y, z, t)$ .

Im Gegensatz dazu ist bei der Lagrangeschen Betrachtungsweise das Bezugssystem nicht ortsfest, sondern bewegt sich mit dem Fluid mit. Somit wird das zugehörige Kontrollvolumen nicht durchströmt.

In den meisten technischen Anwendungen wird die Eulersche Betrachtungsweise gewählt, weil die Lagrangesche Betrachtungsweise rechnerisch aufwendiger ist, da bei dieser die Position jedes Fluidpartikels im Raum berechnet wird. Für die meisten technischen Anwendungen ist diese Information allerdings nicht notwendig, außer es handelt sich um Partikelströmungen, wie z.B. die Einspritzung eines Kraftstoffstrahls, bei denen die Position von jedem Partikel von Interesse ist. Der mathematische Zusammenhang der beiden Betrachtungsweisen bildet das totale Differential, das nachfolgend am Beispiel der  $u$ -Komponente des Geschwindigkeitsvektors  $\vec{v} = (u, v, w)$  gezeigt wird (Oertel [17]). Dieses lautet:

$$du = \frac{\partial u}{\partial t} dt + \frac{\partial u}{\partial x} dx + \frac{\partial u}{\partial y} dy + \frac{\partial u}{\partial z} dz \quad (3.2)$$

Es ergibt sich die totale zeitliche Ableitung von  $u$

$$\frac{du}{dt} = \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial u}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial u}{\partial y} \frac{dy}{dt} + \frac{\partial u}{\partial z} \frac{dz}{dt} \quad (3.3)$$

mit



$$u = \frac{dx}{dt}, \quad v = \frac{dy}{dt}, \quad w = \frac{dz}{dt}. \quad (3.4)$$

Daraus ergibt sich die substantielle Ableitung zu

$$\frac{du}{\underbrace{dt}_S} = \frac{\partial u}{\underbrace{\partial t}_L} + \underbrace{u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z}}_K \quad (3.5)$$

mit

S Substantielle zeitliche Änderung, Lagrangesche Betrachtung,

L Lokale zeitliche Änderung am festen Ort, Eulersche Betrachtung,

K Konvektive räumliche Änderung, Einfluss des Geschwindigkeitsfeldes  $\vec{v} = (u, v, w)$ .

Damit ergibt sich beispielsweise für die Beschleunigung  $\vec{a} = d\vec{v}/dt$  folgender Zusammenhang:

$$\vec{a} = \frac{d\vec{v}}{dt} = \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + u \frac{\partial \vec{v}}{\partial x} + v \frac{\partial \vec{v}}{\partial y} + w \frac{\partial \vec{v}}{\partial z} = \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} \quad (3.6)$$

Für kartesische Koordinaten ergibt sich demnach

$$\vec{a} = \begin{pmatrix} a_x \\ a_y \\ a_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{du}{dt} \\ \frac{dv}{dt} \\ \frac{dw}{dt} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \\ \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \\ \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \end{pmatrix}. \quad (3.7)$$

### 3.1.2 Kontinuitätsgleichung

Unter der Kontinuitätsgleichung wird die Erhaltung der Masse verstanden, d.h. die zeitliche Änderung der Masse in einem betrachteten Volumenelement ist gleich der Summe der einströmenden Massenströme minus der Summe der ausströmenden Massenströme (siehe Abbildung 3.3).

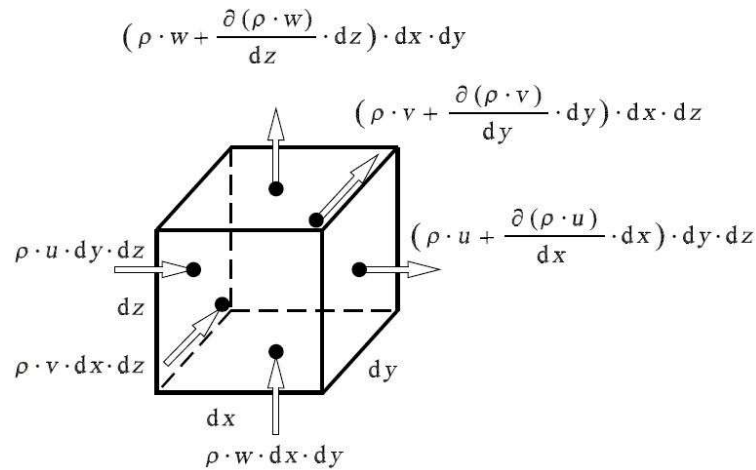


Abbildung 3.3: Ein- und austretende Massenströme eines Volumenelements (Oertel et al. [18])

Für kompressible Fluide lautet die Kontinuitätsgleichung

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0, \quad (3.8)$$

oder in koordinatenfreier Vektorschreibweise

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0, \quad (3.9)$$

mit dem Nabla-Operator

$$\nabla = \left( \frac{\partial}{\partial x}, \frac{\partial}{\partial y}, \frac{\partial}{\partial z} \right)^T. \quad (3.10)$$

Für inkompressible Fluide kann die Dichte als konstant angenommen werden ( $\rho = \text{konst.}$ ) und somit vereinfacht sich die Kontinuitätsgleichung zu

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0, \quad (3.11)$$

oder in Vektorschreibweise

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0. \quad (3.12)$$

### 3.1.3 Impulserhaltung

Die Impulsgleichungen werden zur Berechnung des Geschwindigkeitsfeldes einer Strömung benötigt und sind, wie die Kontinuitätsgleichung, Bilanzgleichungen von ein- und ausströmenden Größen. Die Impulsgleichung ist folgendermaßen definiert (Oertel et al. [18]):

Die zeitliche Änderung des Impulses in einem Volumenelement =  
 $\Sigma$  der eintretenden Impulsströme in das Volumenelement –  
 $\Sigma$  der austretenden Impulsströme aus dem Volumenelement +  
 $\Sigma$  der auf das Volumenelement wirkenden Scherkräfte und Normalspannungen +  
 $\Sigma$  der auf die Masse des Volumenelements wirkenden Kräfte.

Bei inkompressiblen Strömungen mit Newtonschen Fluiden ( $\eta \neq \eta(\tau)$ ) ergeben sich die Navier-Stokes zu

$$\begin{aligned}
 x - \text{Richtung:} \quad & \rho \left( \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \eta \cdot \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + k_x \\
 y - \text{Richtung:} \quad & \rho \left( \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \eta \cdot \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + k_y \\
 z - \text{Richtung:} \quad & \rho \left( \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \eta \cdot \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + k_z.
 \end{aligned} \tag{3.13}$$

Das Gleichungssystem lässt sich in vektorieller Form schreiben als

$$\rho \left( \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} \right) = -\nabla p + \eta \cdot \Delta \vec{v} + \vec{k}, \tag{3.14}$$

oder mit der kinematischen Viskosität  $\nu$

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \cdot \Delta \vec{v} + \frac{1}{\rho} \vec{k}, \tag{3.15}$$

mit den Ausdrücken

$$\begin{aligned}
 \vec{v} \cdot \nabla &= u \frac{\partial}{\partial x} + v \frac{\partial}{\partial y} + w \frac{\partial}{\partial z}, & \nabla \cdot \vec{v} &= \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z}, \\
 \nabla p &= \left( \frac{\partial p}{\partial x}, \frac{\partial p}{\partial y}, \frac{\partial p}{\partial z} \right)^T, & \Delta \vec{v} &= \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2}.
 \end{aligned} \tag{3.16}$$

## 3.2 Diskretisierung des Berechnungsgebiets

Wie bereits im vorigen Kapitel erwähnt wurde, kann das Gleichungssystem zur Lösung des Druck- und Geschwindigkeitsfeldes nur in wenigen Ausnahmefällen analytisch berechnet werden. Für die meisten praktischen Anwendungen werden numerische Berechnungsverfahren zur Lösung des partiellen Differentialgleichungssystems eingesetzt. Nach Paschedag [19] werden dadurch algebraische Gleichungen hergeleitet, die für bestimmte, also diskrete Punkte im Berechnungsgebiet näherungsweise Lösungen des Gleichungssystems bereitstellen. Diese Überführung der Kontinuitätsgleichung und der Navier-Stokes Gleichungen werden in dieser Arbeit jedoch nicht behandelt. Die Aufteilung des Gebiets, in welchem die partiellen Differentialgleichungen gelöst werden sollen, wird Diskretisierung des Integrationsgebietes oder geometrische Diskretisierung genannt. Je nach Art der Simulationsmethode kann die Diskretisierung durch Rechengitter, bestehend aus Kontrollvolumina, oder durch Partikel, ohne Rechengitter, erfolgen. In den folgenden zwei Kapiteln werden die Unterschiede und die grundlegenden Eigenschaften zwischen den beiden verschiedenen Arten der Geometrieaufbereitung aufgezeigt.

### 3.2.1 Diskretisierung mittels Gitter

Im Fall von klassischen numerischen Berechnungsverfahren, wie z.B. der finiten-Volumen-Methode (FVM) wird das Berechnungsgebiet (Oberfläche bei zweidimensionaler Simulation, Raumvolumen bei dreidimensionaler Simulation) in kleinere, einfache geometrische Elemente aufgeteilt. Im Falle von zwei-dimensionalen Problemen handelt es sich meistens um Dreiecks- oder Viereckselemente, bei drei-dimensionalen Problemen meistens um Tetraeder oder Quader. Dadurch ergibt sich eine Gitterstruktur, welche, je nach dessen Topologie und Geometrie, in strukturierte oder unstrukturierte Gitter unterteilt wird.

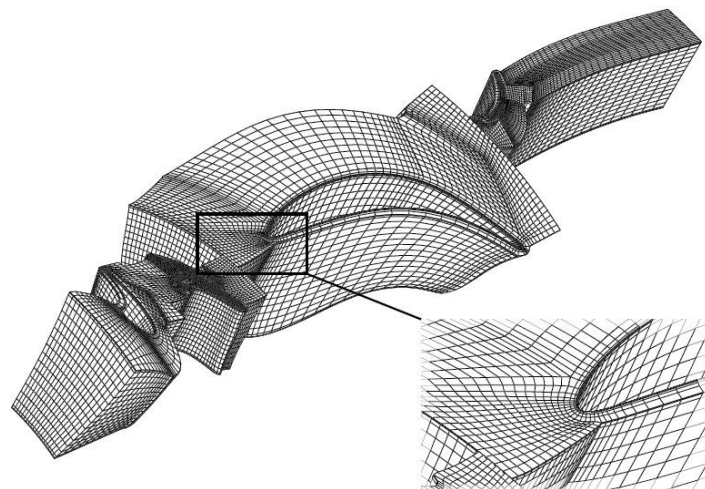


Abbildung 3.4: Strukturiertes Gitter durch eine Axialturbine (Akin und Sanz [1])

Strukturierte Gitter (Abbildung 3.4) bestehen aus einer regelmäßigen Topologie, d.h. aus regelmäßig angeordneten geometrischen Elementen, und einer gleichmäßigen Zellgeometrie. Bei dreidimensionalen Gittern ist ein Element durch die Indizes  $i$ ,  $j$  und  $k$  eindeutig bestimmt, wodurch sich Nachbarelemente ohne großen Berechnungsaufwand ermitteln lassen (Abbildung 3.5).

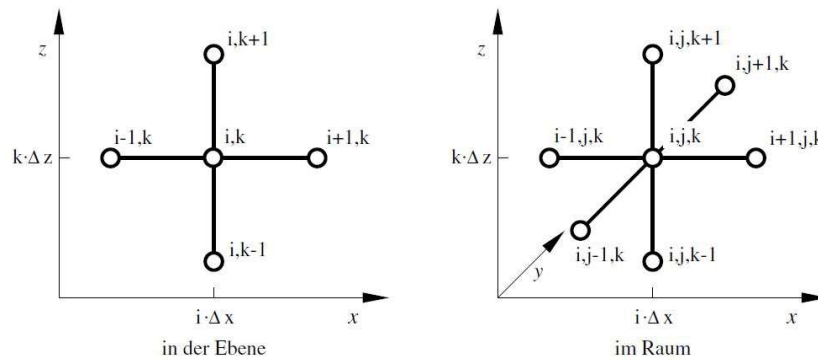


Abbildung 3.5: Prinzip der ebenen und räumlichen Diskretisierung (Oertel et al. [18])

Unstrukturierte Gitter besitzen hingegen keine regelmäßige Topologie und Zellgeometrie (Abbildung 3.6), wodurch sie sich flexibler einsetzen lassen und auch automatisch generiert werden können. Ein Nachteil ist allerdings, dass durch die unregelmäßige Zellstruktur keine eindeutige Indizierung eines Elementes (vgl. strukturiertes Gitter) möglich ist. D.h. zur Bestimmung von Nachbarelementen ist ein zusätzlicher rechnerischer Aufwand notwendig.

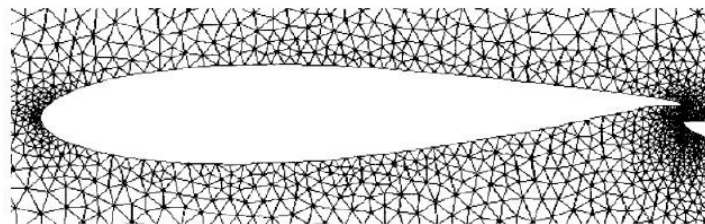


Abbildung 3.6: Unstrukturiertes Netz (Laurien und Oertel [13])

Die Größe der geometrischen Elemente muss an die jeweiligen Gegebenheiten angepasst werden, d.h. ein zu feines Gitter benötigt viel Speicherplatz und erhöht den Berechnungsaufwand, ein zu grobes Gitter führt hingegen zu ungenauen Berechnungsergebnissen.

### 3.2.2 Diskretisierung mittels Partikel

Die SPH-Methode (Smoothed Particle Hydrodynamics), welche in Kapitel 3.3 genauer beschrieben wird, kommt ohne die Erstellung von räumlichen Gittern zur Diskretisierung des Berechnungsgebiets aus. Stattdessen wird das zu simulierende Fluid selbst durch kugelförmige Massenelemente, welche als Partikel bezeichnet werden, diskretisiert (Abbildung 3.7).

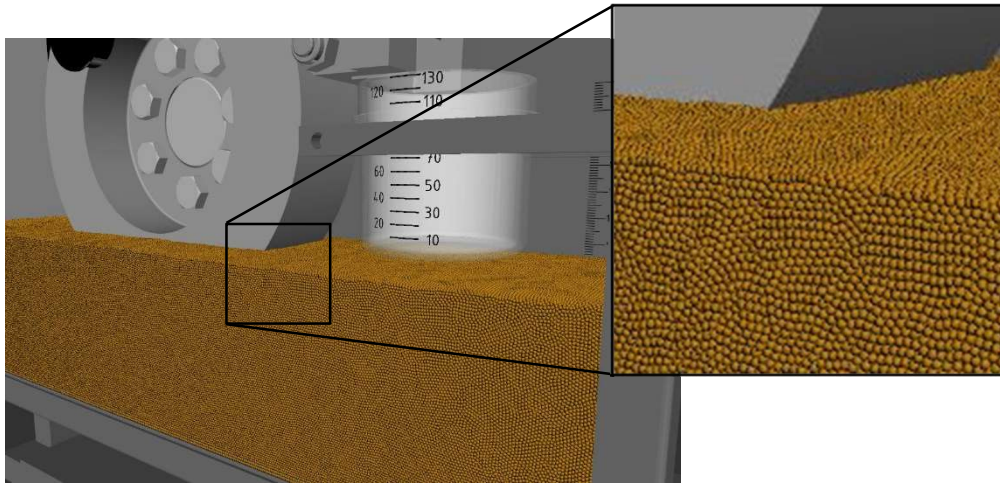


Abbildung 3.7: Diskretisierung des Strömungsgebiets durch Partikel

Jedes dieser Partikel besitzt physikalische, dynamische und thermische Eigenschaften, wie z.B. Masse, Dichte, Geschwindigkeit und Temperatur und kann sich je nach seiner Geschwindigkeit frei im Raum bewegen. Dadurch wird die momentane Position jedes einzelnen Partikels im Strömungsgebiet bestimmt, wodurch es sich, wie bereits in Kapitel 3.1.1 beschrieben wurde, um eine Lagrangesche Betrachtungsweise handelt. Mit der Kenntnis über die Position der einzelnen Partikel im Raum lassen sich somit dynamische Vorgänge des Fluids abbilden.

Um die Wechselwirkungen zwischen dem Fluid und festen Objekten zu berechnen, werden diese ebenfalls durch Partikel dargestellt, siehe Abbildung 3.8. Somit lassen sich die Berechnungsmodelle, welche die auftretenden Kräfte zwischen Fluidpartikeln ermitteln, auf die Partikel von festen Objekten übertragen, um die Wechselwirkungen an der Grenzfläche zwischen Fluidpartikeln und Wandpartikeln zu bestimmen.

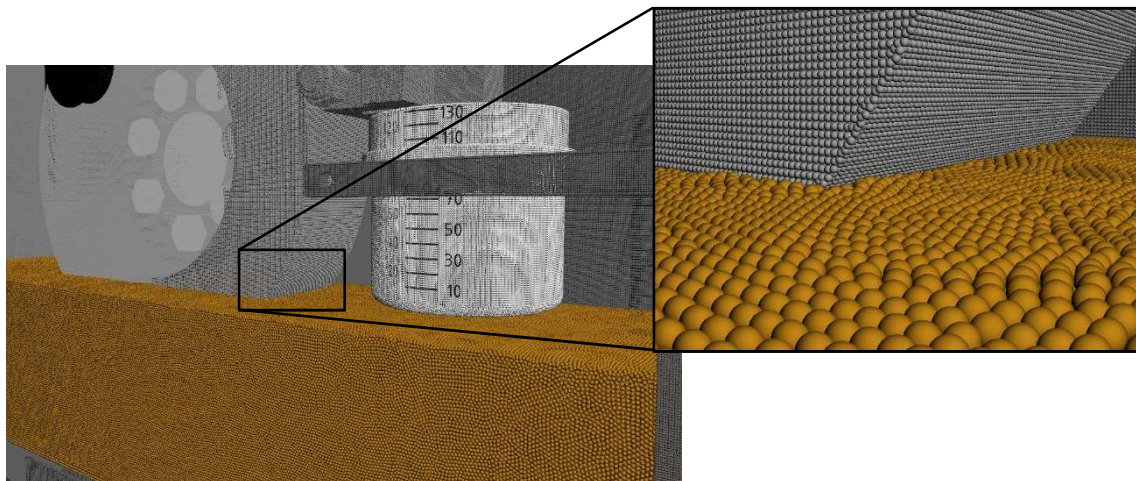


Abbildung 3.8: Diskretisierung starrer Geometrien mittels Partikel (grau)

### 3.3 Simulationsprogramm *PreonLab*®

Das Simulationsprogramm *PreonLab*® der Firma *FIFTY2 Technology GmbH* ist ein, auf Implicit Incompressible Smoothed Particle Hydrodynamics (IISPH) nach Ihmsen et al. [12] basierender, weiterentwickelter Solver, welcher die fundamentalen physikalischen Strömungsgleichungen zur Simulation von hydrodynamischen Problemstellungen löst. Die Simulationsmethode *Smoothed particle hydrodynamics* (SPH) wurde ursprünglich zur Lösung von astrophysikalischen Vorgängen von Gingold und Monaghan [9] und Lucy [14] im Jahr 1977 unabhängig voneinander entwickelt.

In dieser Arbeit wird nur das Grundkonzept des Solvers erläutert, wobei für genauere Informationen an den entsprechenden Stellen auf weiterführende Literatur verwiesen wird.

#### 3.3.1 Grundlagen

Wie schon im vorigen Kapitel erwähnt, wird das Fluidvolumen an sich durch Massenpunkte, welche als Partikel bezeichnet werden, diskretisiert, siehe Abbildung 3.7. Diese tragen physikalische und dynamische Eigenschaften, wie z.B. Dichte, Masse und Geschwindigkeit. D.h. die gesamte Menge an Partikeln stellt das zu berechnende Fluid dar. Die Partikel können sich je nach ihrer Geschwindigkeit frei im Raum bewegen, wodurch sich dynamische Vorgänge darstellen lassen. Die Berechnung der Strömung über der Zeit erfolgt durch die Ermittlung der Geschwindigkeitsänderung jedes einzelnen Partikels mittels einer Vorhersagenmethode (vgl. *Chorin projection*, Chorin [6]), welche die Berechnung des Geschwindigkeits- und des Druckfelds voneinander entkoppelt. Dabei wird laut Ihmsen et al. [12] im ersten Schritt ein resultierendes (vorhergesagtes) Geschwindigkeitsfeld ohne den Druckkräften mit

$$\vec{v}_i^{adv} = \vec{v}_i(t) + \Delta t \frac{\vec{F}_i^{adv}(t)}{m_i} \quad (3.17)$$

berechnet, wobei  $\vec{F}_i^{adv}(t)$  bekannte Kräfte, wie z.B. Schwerkraft, Oberflächenspannungskräfte und Zähigkeitskräfte sind. Daraus ergibt sich eine vorläufige Dichte des Partikels  $i$  mit

$$\rho_i^{adv} = \rho_i(t) + \Delta t \sum_j m_j \vec{v}_{ij}^{adv} \nabla W_{ij}(t), \quad (3.18)$$

wobei

$$\vec{v}_{ij}(t + \Delta t) = \vec{v}_i(t + \Delta t) - \vec{v}_j(t + \Delta t), \quad \rho_i(t) = \sum_j m_j W_{ij}(t) \quad (3.19)$$

entsprechen und  $W_{ij}(t) = W(\vec{x}_i(t) - \vec{x}_j(t), h)$  die Kernelfunktion darstellt.  $\vec{x}_i$  und  $\vec{x}_j$  beschreiben die Position der Partikel  $i$  und  $j$  im Raum.

Im zweiten Schritt erfolgt die Ermittlung des Drucks  $p_i$ , wobei die, nach Ihmsen et al. [12], impulserhaltenden Druckkräfte mit

$$\vec{F}_i^p(t) = -m_i \sum_j m_j \left( \frac{p_i(t)}{\rho_i^2(t)} + \frac{p_j(t)}{\rho_j^2(t)} \right) \nabla W_{ij}(t) \quad (3.20)$$

beschrieben werden. Durch einsetzen von Gleichung (3.20) in

$$\Delta t^2 \sum_j m_j \left( \frac{\vec{F}_i^p(t)}{m_i} - \frac{\vec{F}_j^p(t)}{m_j} \right) \nabla W_{ij}(t) = \rho_0 - \rho_i^{adv}, \quad (3.21)$$

welche die *pressure Poisson equation (PPE)* darstellt, ergibt sich ein lineares System in der Form  $\vec{A}(t)\vec{p}(t) = \vec{b}(t)$ , mit einem unbekanntem Druckterm  $p_i(t)$  für jeden Partikel, welches anschließend iterativ gelöst wird.

Zum Schluss wird noch eine Korrekturrechnung durchgeführt, bei welcher die Druckkräfte in der oben berechneten, vorläufigen Geschwindigkeit mit

$$\vec{v}_i(t + \Delta t) = \vec{v}_i^{adv} + \Delta t \frac{\vec{F}_i^p(t)}{m_i} \quad (3.22)$$

berücksichtigt werden. Mit dieser Geschwindigkeit wird als letzter Schritt die neue Position des Partikels  $i$  im Raum mit

$$\vec{x}_i(t + \Delta t) = \vec{x}_i(t) + \Delta t \vec{v}_i(t + \Delta t) \quad (3.23)$$

berechnet.

Eine detaillierte Beschreibung über die SPH-Berechnungsmethode wird von Monaghan [15] und dem darauf aufbauenden IISPH-Solver von Ihmsen et al. [12] gegeben.

Um den Einfluss des Luftwiderstands auf das Fluid zu berücksichtigen, ist es möglich eine *Drag Force* in die Simulationsumgebung zu implementieren, welche eine globale Luftströmung in die Simulation einbindet, wobei das dabei benutzte Berechnungsmodell von Gissler et al. [10] Verwendung findet.



### 3.3.2 Fluid-Fluid Wechselwirkungen

Die Größe der Partikel, d.h. deren mittlerer Abstand (smoothing length) und damit die Auflösung der Simulation wird durch den Durchmesser  $h$  bestimmt, welcher einen der wichtigsten Parameter der SPH Methode darstellt. Um die intermolekularen Kräfte zu berechnen, sind zusätzliche Berechnungsmodelle notwendig.

In Abbildung 3.9 sind die Kräfte eingezeichnet, welche zwischen zwei Fluidpartikeln wirken, wobei  $F_C$  den Kohäsionskräften,  $F_\eta$  den Viskositätskräften und  $F_p$  den Druckkräften entsprechen.

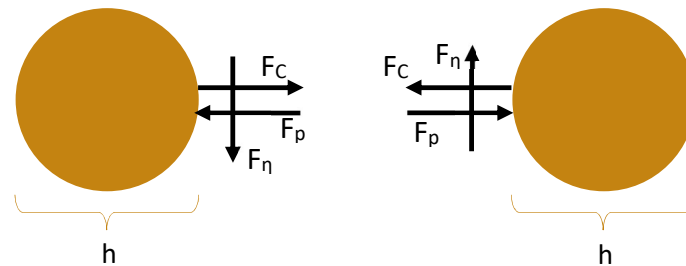


Abbildung 3.9: Wirkende Kräfte zwischen Fluidpartikeln

Die Kohäsionskräfte werden nach Ihmsen et al. [12] über ein sogenanntes *Pairwise Force Model*, ähnlich zu Becker und Teschner [3], berechnet, welches ursprünglich von Tartakovsky und Meakin [23] vorgestellt wurde. In diesem Modell werden paarweise Anziehungskräfte zwischen Fluidpartikeln in Abhängigkeit ihres Abstands und dem Kohäsionsparameter, vgl. Tabelle 5.1, berechnet. Laut Tartakovsky und Meakin [23] ist es entscheidend, dass diese Kräfte bei sehr kleinen Partikelabständen abstoßend und bei größeren Abständen anziehend wirken, vgl. Abbildung 2.1. D.h. bei Abständen kleiner als  $h/3$  wirken die Kohäsionskräfte abstoßend, zwischen  $h/3$  und  $h$  wirken diese anziehend und bei Entfernungen größer als  $h$  werden keine Anziehungskräfte mehr berücksichtigt. Die auf ein Partikel  $i$  wirkende resultierende Gesamtkraft ergibt sich aus der Summe aller Kohäsionskräfte, welche zwischen den, sich im Einflussradius befindlichen, benachbarten Partikeln  $j$  und dem Partikel  $i$  wirken.

$$F_i = \sum_j F_{ij} \quad (3.24)$$

Die Berechnung der Viskositätskräfte  $F_\eta$  zwischen den Fluidpartikeln erfolgt nach Morris et al. [16] und die Druckkräfte  $F_p$  werden, wie in Ihmsen et al. [12] erläutert und in Abschnitt 3.3.1 zusammenfassend dargestellt, über eine sogenannte *pressure Poisson equation (PPE)* berechnet.

### 3.3.3 Fluid-Festkörper Wechselwirkung

Laut Ihmsen et al. [12] wird die Vorgehensweise nach Akinci et al. [2] zur Kopplung von Fluid- und Festkörperpartikeln herangezogen. Dabei werden neben dem Strömungsgebiet auch die festen Geometrien durch Partikel diskretisiert (siehe Abbildung 3.8), wobei nach Akinci et al. [2] nur eine Umwandlung der äußersten Schicht der festen Geometrie in Partikel ausreichend ist, da nur starre Festkörper betrachtet werden und es somit zu einer Steigerung der Performance und einer Einsparung

des Speicherbedarfs kommt. Durch eine Unterscheidung in Fluid- und Festkörperpartikel ist es möglich, sowohl Kräfte zwischen Fluidpartikeln (intermolekulare Kräfte, wie z.B. Kohäsionskräfte oder Zähigkeitskräfte), als auch zwischen Fluid- und Festkörperpartikeln (Grenzflächenkräfte, z.B. Adhäsionskräfte  $F_A$  oder Reibungskräfte  $F_R$ ) zu berechnen (Abbildung 3.10), wenn sich diese innerhalb ihres Einflussgebiets befinden.

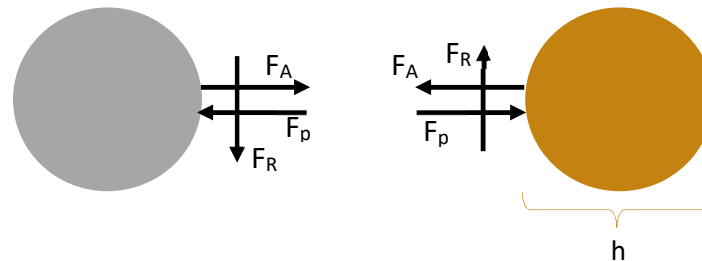


Abbildung 3.10: Wechselwirkungen zwischen Festkörperpartikel (grau) und Fluidpartikel (orange)

Die Berechnung der Adhäsionskräfte wird ebenfalls mit dem *Pairwise Force Model*, welches eine Weiterentwicklung des Modells von Becker und Teschner [3] ist, durchgeführt, wobei anstatt des Kohäsionsparameters, welcher bei der Berechnung der Kohäsionskräfte zur Anwendung kommt, an dieser Stelle der Adhäsionsparameter verwendet wird, vgl. Tabelle 5.2. Auch hier hängen die wirkenden Kräfte vom Abstand der Fluidpartikel zu den Festkörperpartikeln und dem Adhäsionsparameter ab.

Die Oberflächenspannung eines Fluids ergibt sich durch die innermolekularen Anziehungskräfte (Kohäsionskräfte), welche zwischen den Fluidmolekülen wirken. Je größer das Verhältnis von Kohäsion zu Adhäsion ist, desto größer ist der Benetzungswinkel zwischen der flüssigen und der festen Phase, vgl. Abbildung 2.3. Demgegenüber steht ein kleiner Benetzungswinkel, d.h. stärkere Benetzung der Oberfläche, welcher umso kleiner ist je kleiner dieses Verhältnis ist. Auch in dem verwendeten Berechnungsmodell spielt das Verhältnis von Kohäsion zu Adhäsion bei der korrekten Simulation der Benetzung der Oberfläche eine entscheidende Rolle. So ergaben sich bei Simulationen, bei denen das Verhältnis zu groß oder zu klein gewählt wurde, keine sinnvollen Ergebnisse.

Die Berechnung der Reibungskräfte, welche tangential zwischen den Festkörper- und Fluidpartikeln wirken, erfolgt mit dem gleichen Modell, welches zur Berechnung der fluidinternen Zähigkeitskräfte  $F\eta$  benutzt wird. Die Reibungskraft wird dabei als viskose Zähigkeitskraft zwischen einem Festkörperpartikel und einem Fluidpartikel verstanden. Der Parameter *roughness* (siehe Tabelle 5.2) stellt dabei das Verhältnis zwischen der Reibungskraft und der Zähigkeitskraft dar, d.h. bei einem Wert von 1 sind die Viskositätskräfte innerhalb des Fluids gleich groß wie die Viskositätskräfte zwischen dem Festkörper und dem Fluid. Wird der Wert erhöht, können somit Oberflächen mit stärkeren Reibungseffekten simuliert werden, wodurch sich auch die auftretenden Reibungskräfte erhöhen.

## 4 Versuchsaufbau

Damit für das Simulationsprogramm *PreonLab*<sup>®</sup> ein Parametersatz der Einflussgrößen Adhäsion, Kohäsion und Rauheit für Öl als Fluid generiert werden konnte, wurden Prinzipversuche durchgeführt, welche die Einflüsse des Oberflächenkontaktes zwischen dem Fluid und festen Wänden genauer untersuchten.

Um eine Vielzahl von Betriebszuständen abzudecken wurden Prinzipversuche in zwei unterschiedlichen Versuchsreihen mit verschiedenen Prüfkörpern, unterschiedlicher Drehzahl, Öltemperatur und Füllstand des Öls durchgeführt. Die Prüfkörper unterschieden sich durch das Material und die Oberflächenrauheit.

Alle Versuche wurden mit einer Hochgeschwindigkeitskamera mit einer Framerate von 1000 Bildern/s aufgezeichnet. Diese Aufnahmen dienten teils zur qualitativen, als auch quantitativen Validierung der Simulationen. Weiters kam ein Prototyp eines Benetzungssensors zum Einsatz, welcher die Ölbenetzung und die Strömungsgeschwindigkeit an einer definierten Stelle maß.

Zusätzlich wurde für jeden Temperaturbereich und verwendeten Prüfkörper der Lufteintrag in den Ölsumpf gemessen, welcher einerseits durch Eintauchen von umherfliegendem Öl und andererseits durch die Rotation des Prüfkörpers entstand.

### 4.1 Versuchsprinzip

Um die Effekte des Oberflächenkontakts zwischen Öl und festen Bauteilen abzubilden, wurde die Benetzung eines Prüfkörpers und die damit verbundene Mitnahme des Öls genauer untersucht. Dazu wurde ein transparenter Prüfkasten ②, welcher in Abbildung 4.1 dargestellt ist, konstruiert und gebaut. Darin befand sich eine auskragend gelagerte, glatte zylinderförmige Scheibe ③, welche den Prüfkörper darstellte, wobei diese teilweise in ein Ölbad eintauchte. Die Prüfscheibe wurde während den Versuchen in Rotation versetzt, wodurch das Öl über die Mantelfläche mitgeschleppt und ab einer bestimmten Drehzahl abgeschleudert wurde. Die Drehrichtung verlief bei allen Versuchen jeweils im Uhrzeigersinn.

Zur Untersuchung der Anhaftung des Öls auf dem Prüfkörper erfolgte die Durchführung einer Versuchsreihe, bei der die Öltemperatur, Drehzahl, Prüfkörper und der Ölstand variiert wurden. Hier wurde der Volumenstrom ermittelt, welcher durch die Mitnahme des Öls über die Mantelfläche des Prüfkörpers entstand.

Dazu wurde eine schwenkbare Abstreifvorrichtung ④ (Abbildung 4.1) konstruiert, welche das über die Mantelfläche mittransportierte Öl abstreifte und in einen Auffangbehälter ⑤ mit einem Fassungsvermögen von 133 ml ableitete. Die Abstreifvorrichtung konnte von der Mantelfläche weggeschwenkt werden, um den Abstreifvorgang erst bei Erreichen einer konstanten Drehzahl zu starten und somit den instationären Anfahrvorgang auszublenden.

Da im Simulationsprogramm derzeit noch keine zweiphasigen Strömungen abgebildet werden können, wurde zusätzlich der Lufteintrag in das Ölbad, welcher durch die Rotation des Prüfkörpers und durch Eintauchen von umherfliegendem Öl entstand, gemessen. Dadurch konnte sichergestellt werden, dass

die einphasigen Strömungssimulationen näherungsweise zulässig sind und kein verfälschtes Ergebnis wiedergeben.

## 4.2 Prüfvorrichtung

Die Prüfvorrichtung bestand im Wesentlichen aus vier Hauptbaugruppen:

- Aufbauwinkel, welcher die Anbindung zum Prüfstand darstellte mit integrierter Lagerung für den Prüfkörper
- Prüfkasten mit abnehmbarem Deckel, allen Sichtfenstern und Aufnahme für den Auffangbehälter
- Prüfkörper
- Abstreifvorrichtung mit Auffangbehälter

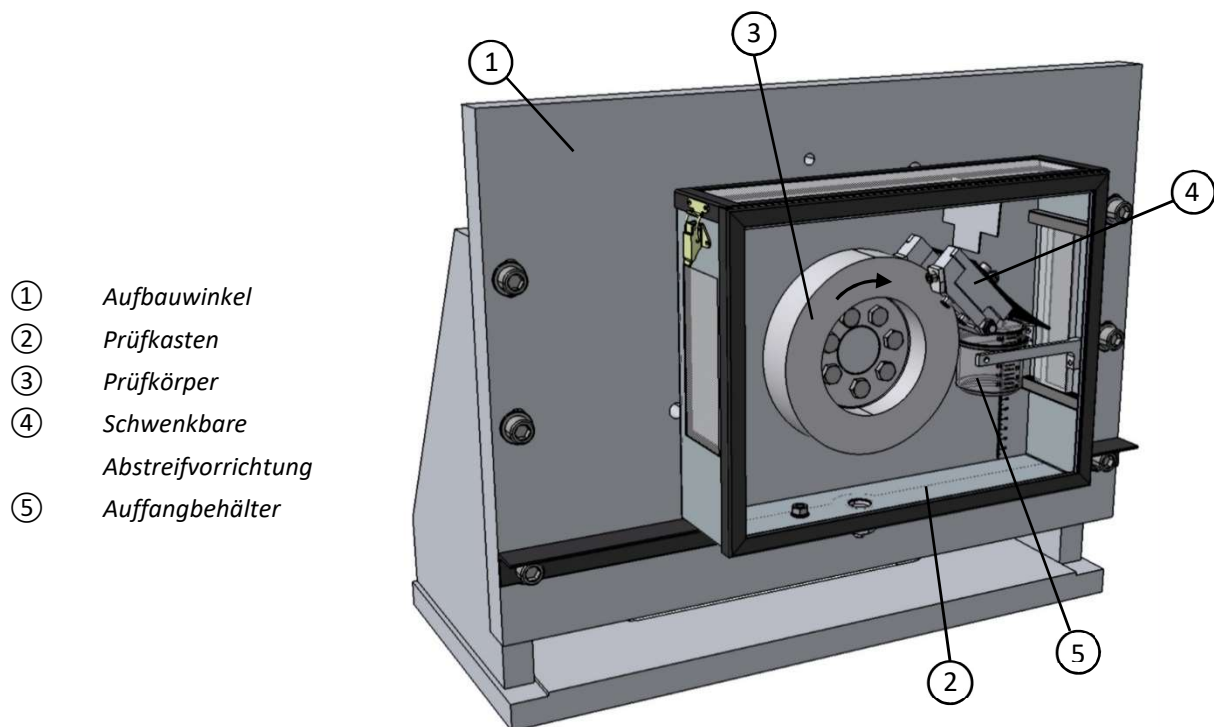


Abbildung 4.1: Prüfvorrichtung

### 4.2.1 Prüfkasten

Abbildung 4.2 zeigt den Prüfkasten, welcher auf vier Seiten mit Sichtfenstern ausgestattet wurde, um einerseits eine bestmögliche Sicht aus allen Perspektiven auf den Prüfkörper zu erlangen und andererseits um genügend Möglichkeiten für eine ausreichende Ausleuchtung des Inneren zu erhalten. Die Sichtfenster wurden aus 8mm starkem Polycarbonat gefertigt, welches eine, im Gegensatz zu Acrylglas, ausreichend hohe Temperaturstabilität bietet, um das Öl über längere Zeit auf

100 °C zu erhitzen. Des Weiteren bietet es eine ähnlich hohe Transparenz wie Acrylglas und war somit für die visuellen Aufnahmen mit einer Hochgeschwindigkeitskamera gut geeignet.

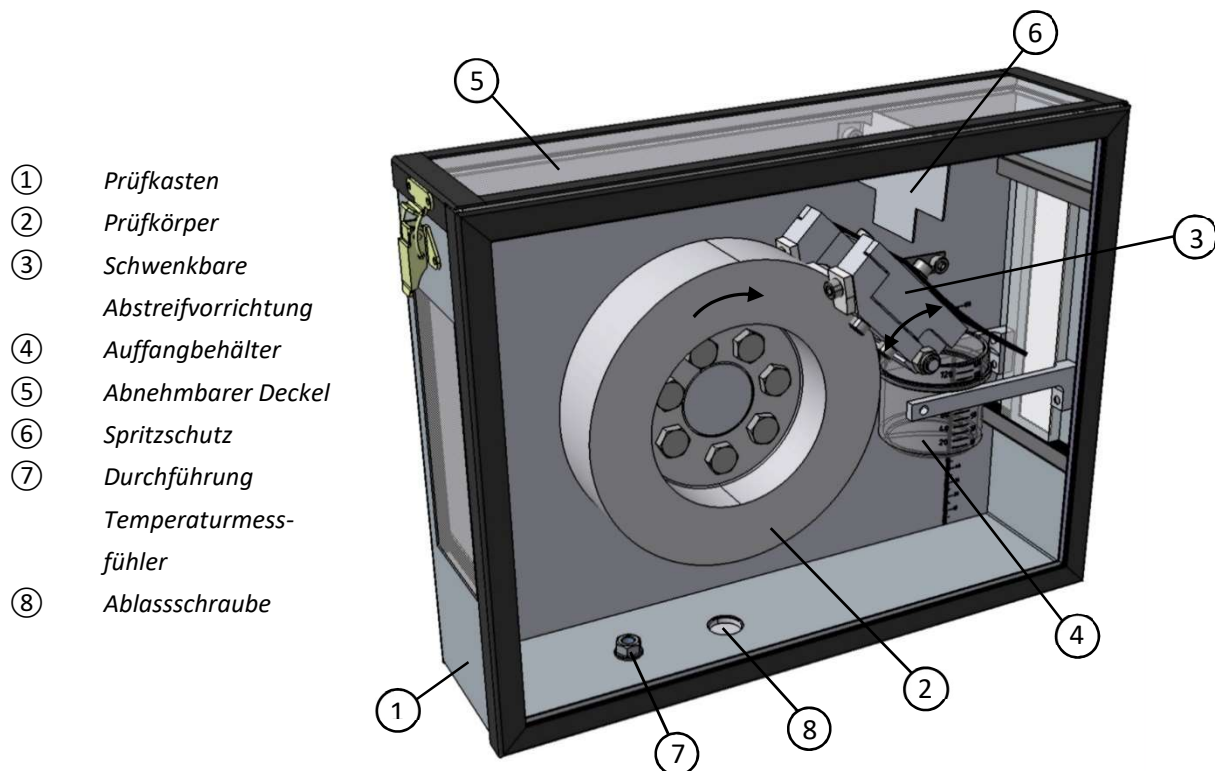


Abbildung 4.2: Bauteile des Prüfkastens

Da das Prüfrad und die Abstreifvorrichtung am Aufbauwinkel auskragend gelagert wurden, genügte es den Prüfkasten an sich aus 1mm starkem Stahlblech zu fertigen. Durch die Rückwand, die Befestigungen der seitlichen Sichtfenster und die Rahmen, auf denen das obere und vordere Sichtfenster auflagen ergab sich eine ausreichende Steifigkeit. An der Unterseite wurde eine Durchführung für eine Temperaturmessstelle und eine Ablassschraube integriert. Die Anschlüsse für den Zu- und Abfluss der Ölkonditionierung befanden sich an den Seitenflächen unterhalb der Sichtfenster, was in Abbildung 4.2 allerdings nicht eingezeichnet ist.

### 4.2.2 Prüfkörper

Es wurden drei unterschiedliche, geometrisch identische Prüfkörper, mit einem Durchmesser von 175 mm und einer Breite von 40 mm, verwendet, welche sich lediglich durch die Oberflächenrauheit der Mantelfläche und das Material unterschieden. Die wichtigsten Eigenschaften und Abmessungen der Prüfkörper, sind in Tabelle 4.1 zusammengefasst.

Um den Einfluss der Oberflächenrauheit auf den Öltransport über den Umfang des Prüfkörpers zu untersuchen, wurden zwei Prüfräder aus Stahl gefertigt, welche nur eine unterschiedliche Oberflächenrauheit der Mantelfläche aufwiesen, siehe Abbildung 4.3. Beim ersten Prüfkörper verblieb die Oberfläche fein geschlichtet (Prüfkörper 1), der Zweite wies hingegen eine sandgestrahlte

Oberfläche (Prüfkörper 2) auf. Die Stirnflächen beider Stahlräder verblieben ebenfalls fein geschlichtet, um deren Einfluss aus den Versuchen auszuschließen.

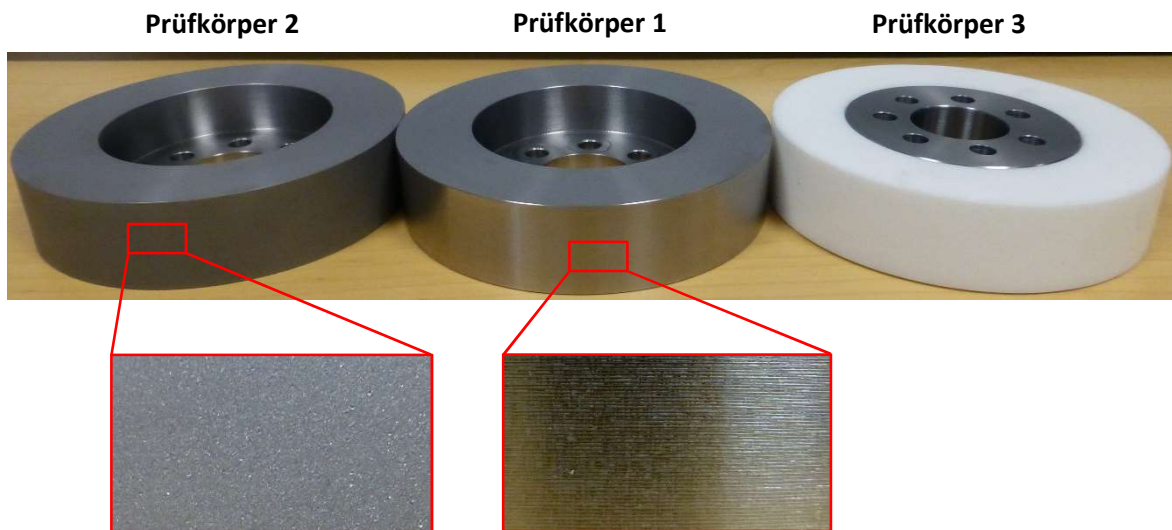


Abbildung 4.3: Verwendete Prüfkörper und deren Oberflächen

Der dritte Prüfkörper bestand aus Teflon (Prüfkörper 3, Abbildung 4.3), mit dessen hydrophoben Eigenschaften ein mögliches abweichendes Verhalten bei der Benetzung der Oberfläche untersucht wurde. Durch das matte Weiß der Teflonscheibe wäre die Oberflächenstruktur in einer Detailaufnahme, vgl. Stahl Abbildung 4.3, nicht zu erkennen. Mit einem digitalen Mikroskop, mit der Bezeichnung *Keyence VHX-6000*, wurde die Rauheit der Mantelflächen aller Prüfkörper vermessen, welche in Tabelle 4.1 aufgelistet sind. Abbildung 4.4 zeigt beispielsweise die Vermessung der Oberflächenrauheit des Prüfkörpers 1, wobei die Riefen der spanenden Bearbeitung deutlich zu erkennen sind.

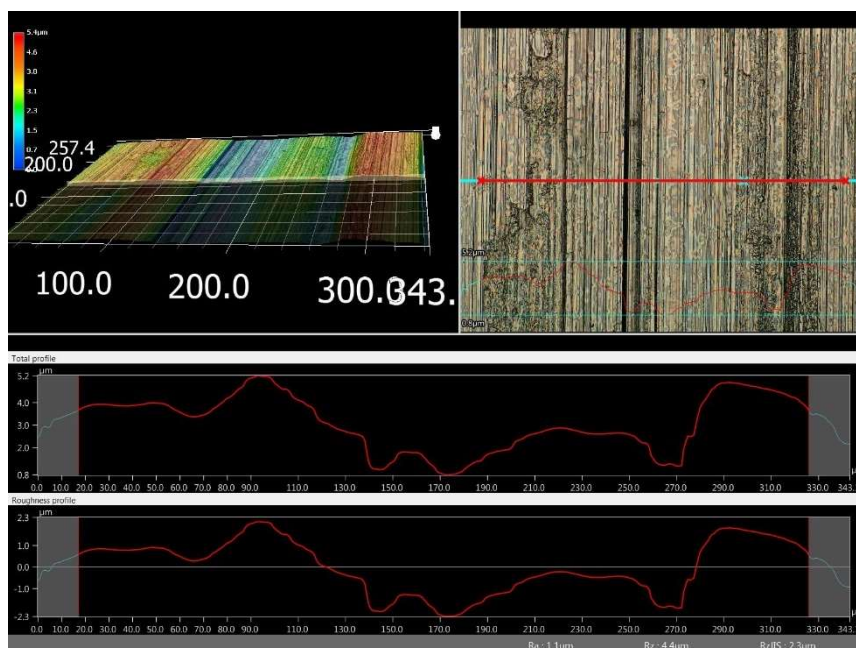


Abbildung 4.4: Messung der Oberflächenrauheit; Prüfkörper 1

Tabelle 4.1: Eigenschaften der Prüfkörper

Bezeichnung	Material	Oberflächenrauheit	Durchmesser	Breite
Prüfkörper 1	S355JR	Rz 4,4	175 mm	40 mm
Prüfkörper 2	S355JR	Rz 6,3	175 mm	40 mm
Prüfkörper 3	PTFE	Rz 4,0	175 mm	40 mm

### 4.2.3 Abstreifvorrichtung

Die Aufgabe der Abstreifvorrichtung bestand darin, das über die Mantelfläche mitgeschleppte Öl abzustreifen und in einen Auffangbehälter zu leiten, um daraus den Volumenstrom über die Prüfkörperoberfläche berechnen zu können. Des Weiteren wurde die gesamte Abstreifeinheit schwenkbar gestaltet, um Anfahrvorgänge des Prüfkörpers aus der Messung auszuschließen oder um an einem gewünschten Zeitpunkt mit der Messung beginnen zu können (siehe Abbildung 4.5 und Abbildung 4.6). Die Ansteuerung des Schwenkmechanismus erfolgte elektropneumatisch, sodass diese von der Prüfstandswarte gesteuert werden konnte (siehe Abbildung 4.10). Über eine Zugfeder auf der Rückseite des Aufbauwinkels wurde eine gleichmäßige Anpresskraft des Abstreifers auf die Mantelfläche des Prüfrades erreicht, um sicherzustellen, dass dieser nicht auf dem Ölfilm aufschwimmen konnte und somit ein verfälschtes Ergebnis widerspiegeln würde.

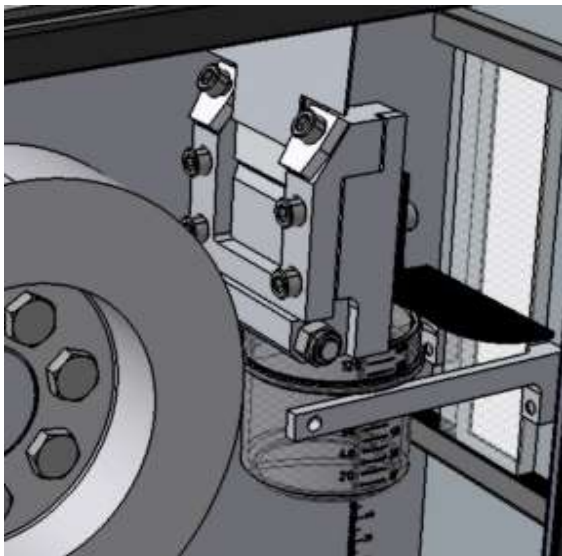


Abbildung 4.5: Abstreifvorrichtung hochgeschwenkt

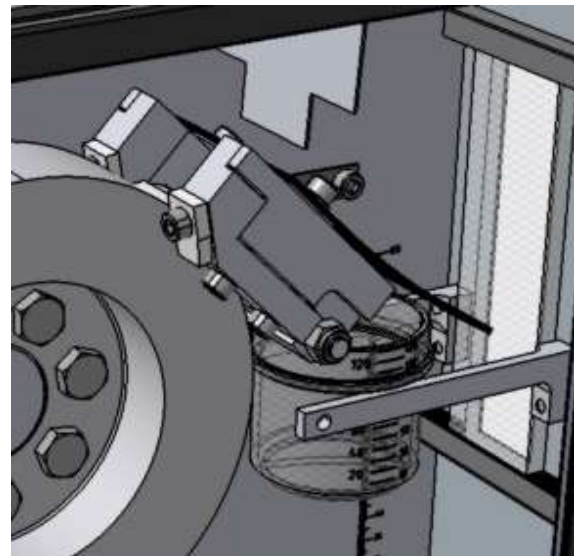


Abbildung 4.6: Abstreifvorrichtung heruntergeschwenkt

Der Spritzschutz (siehe Abbildung 4.2) diente als Abschirmung bei hochgeschwenkter Abstreifvorrichtung, sodass kein abgelöstes Öl auf die rechte Seite der Abstreifeinheit gelangen konnte. Ansonsten wäre das Öl entweder in die Öffnung in der Abstreifvorrichtung, durch die normalerweise das Öl abgeleitet wird, oder direkt in den Auffangbehälter geflossen und hätte somit ein anschließendes Messergebnis verfälscht. Im heruntergeschwenkten Zustand diente eine zusätzliche Abdeckung aus einem gummiartigen Material (siehe Abbildung 4.5 und Abbildung 4.6), welche an der Oberseite der Abstreifvorrichtung befestigt war, zur Abdeckung des Auffangbehälters vor abgeschleudertem, als auch vor herabfließendem Öl vom Spritzschutz. Mit diesen Maßnahmen

konnte sichergestellt werden, dass rein von der Mantelfläche abgestreiftes Öl im Behälter aufgefangen wurde.

Insgesamt fanden drei Abstreifer Verwendung, welche aus Teflon ausgeführt wurden (siehe Abbildung 4.7). Der Hauptabstreifer ① lag auf der Mantelfläche auf, scherte das über die Oberfläche mitgeschleppte Öl ab und leitete es durch die Abstreifvorrichtung in den Auffangbehälter. Dabei sorgte ein Leitblech an der Oberseite dafür, dass bei höheren Drehzahlen das Öl weiterhin zuverlässig in den Auffangbehälter eingeleitet wurde. Die zwei kleineren seitlichen Abstreifer ②, welche jeweils auf der Stirnseite auflagen, leiteten das dort angehaftete Öl an den Stirnseiten radial nach innen ab, um dieses nicht in die Messung mit einzubeziehen. Die Abstreifvorrichtung wurde derart konstruktiv ausgeführt, dass alle Abstreifer, je nach Verschleiß, im eingebauten Zustand des Prüfrades schnell ausgewechselt werden konnten, um dadurch eine eventuelle Messverfälschung zu verhindern.

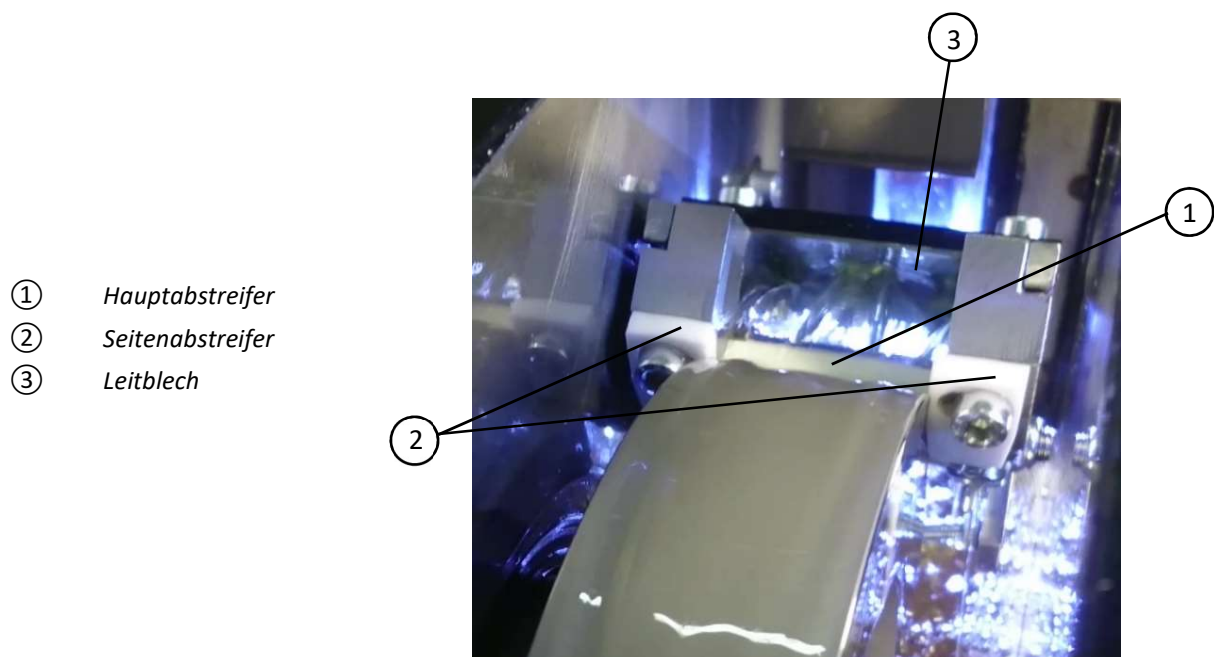


Abbildung 4.7: Abstreifvorrichtung während des Betriebs

### 4.3 Prüfstands Aufbau

Der Versuchsaufbau erfolgte am *Transmission Center* am Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik der TU Graz, welches in Kooperation mit AVL List GmbH geführt wird. Dort wurde die oben beschriebene Prüfvorrichtung auf einem Stationärprüfstand ①, mit bereits integrierter Antriebsmaschine und Prüfstandsautomatisierung (AVL PUMA) aufgebaut (siehe Abbildung 4.8). Durch die vertikale Ausrichtung des Flansches zur Aufnahme der Versuchsträger, war die Anfertigung eines Trägerrahmens in L-Form ② notwendig, welcher die Anbindung des Aufbauwinkels ③ an den Prüfstand erlaubte.

Aufgrund der kurzen Belichtungszeit der Hochgeschwindigkeitskamera ⑥, welche in Abschnitt 4.4.1 näher behandelt wird, war es notwendig den Prüfaufbau zusätzlich zu belichten. Es wurden sechs Beleuchtungskörper ⑦ installiert und so ausgerichtet, dass so wenig wie möglich Reflexionen und



Schatten entstanden, welche durch das Sichtfenster und die blanken Metallteile hervorgerufen wurden und eine möglichst gleichmäßige Ausleuchtung des Prüfkastens gegeben war. Die Hochgeschwindigkeitskamera wurde zentral vor dem Prüfkörper mit einem leichten vertikalen Versatz nach oben platziert, um den Ölfilm an der Oberseite des Prüfrades besser erkennen zu können. Die dafür ausgleichende Neigung der Kamera nach unten ist in Abbildung 4.8 gut zu erkennen.

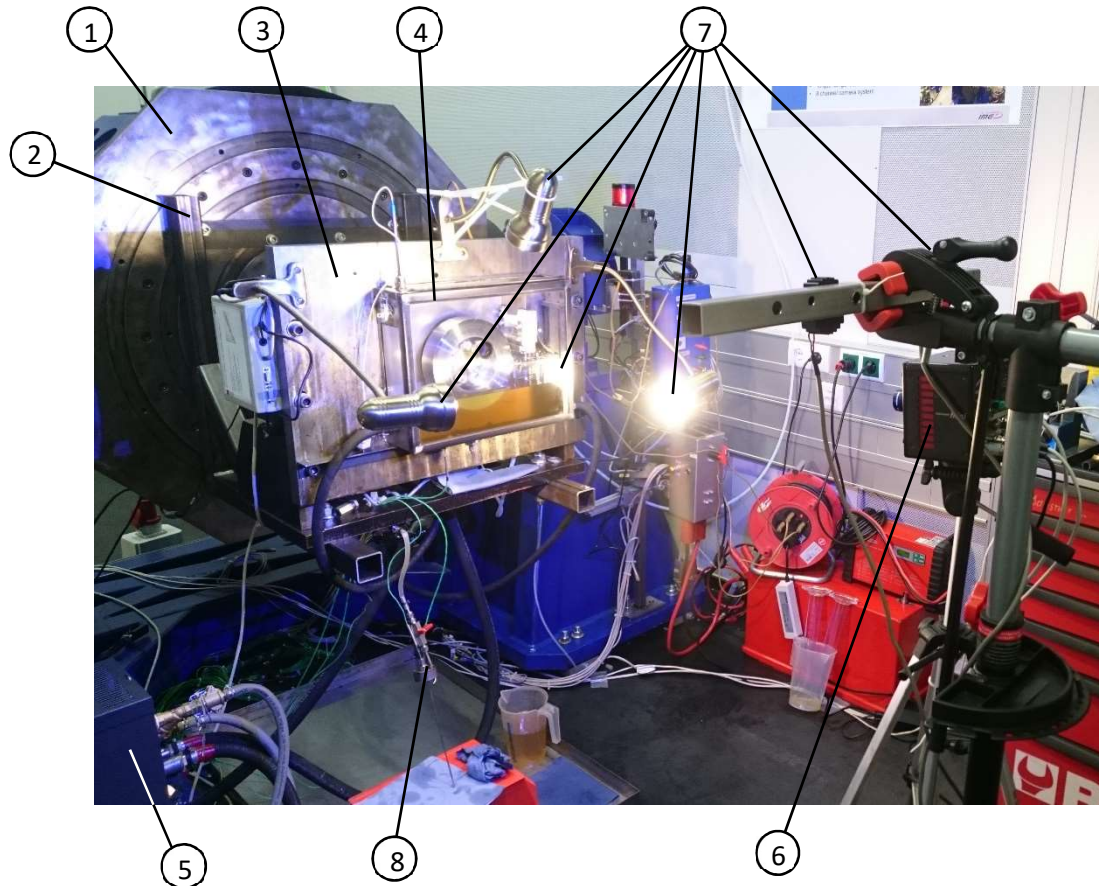


Abbildung 4.8: Gesamter Prüfstands Aufbau

- ① .... Stationärprüfstand
- ② .... Trägerrahmen
- ③ .... Aufbauwinkel
- ④ .... Prüfkasten
- ⑤ .... Ölkonditionierung
- ⑥ .... Hochgeschwindigkeitskamera
- ⑦ .... Beleuchtungskörper
- ⑧ .... Entnahmestelle zur Messung des Lufteintrags in den Ölsumpf

Die Temperaturregulierung des Öls bewerkstelligte eine mobile Ölkonditionierung ⑤ des Herstellers *Regloplas* mit der Typenbezeichnung *150smart*, welche als Wärmeträger mit Öl arbeitete. Dadurch war es möglich das Versuchsöl bis zu einer Temperatur von maximal 150 °C aufzuheizen. Eine Kühlung des Öls unter Raumtemperatur gelang durch den Anschluss der Ölkonditionierung an das gekühlte

Wassernetz des Prüfstands. Die Funktionsweise des Geräts sieht vor, dass es nur an einen geschlossenen Ölkreislauf ohne einen offenen Ölsumpf angeschlossen werden kann, was bei diesem Versuchsaufbau allerdings nicht der Fall war. Da die Ölkonditionierung über ein Ausgleichsreservoir verfügte und der Prüfkasten nur zu einem Teil mit Öl gefüllt wurde, hätte der Füllstand während der Konditionierung nicht konstant gehalten werden können, da sich im Inneren des Prüfkastens kein Druck aufbauen konnte. Ein weiterer Grund gegen den direkten Anschluss an den Prüfkasten war der zu hohe Volumenstrom von 60 l/min, was für diesen Anwendungsfall zu hoch war.

Als Konsequenz daraus erfolgte die Temperaturregelung des Öls über einen Sekundärkreislauf, welcher über einen Wärmetauscher mit dem Kreislauf der Ölkonditionierung (Primärkreislauf) verbunden war. Der Anschluss der beiden Ölkreisläufe an den Wärmetauscher wurde derart gewählt, dass dieser als Gegenstromwärmetauscher arbeitete, d.h. dass beide Kreisläufe in entgegengesetzter Richtung durch den Wärmetauscher flossen. Mit dem Anschluss einer regelbaren Pumpe an den Sekundärkreislauf, welche direkt an den Ölsumpf im Prüfkasten angeschlossen war, konnte ein Volumenstrom von 6-10 l/min eingestellt werden. Durch den Umstand, dass die Pumpe direkt vom Ölsumpf gespeist wurde, war es möglich einen konstanten Füllstand einzustellen. Eine Prinzipdarstellung der Ölkreisläufe ist in Abbildung 4.9 dargestellt.

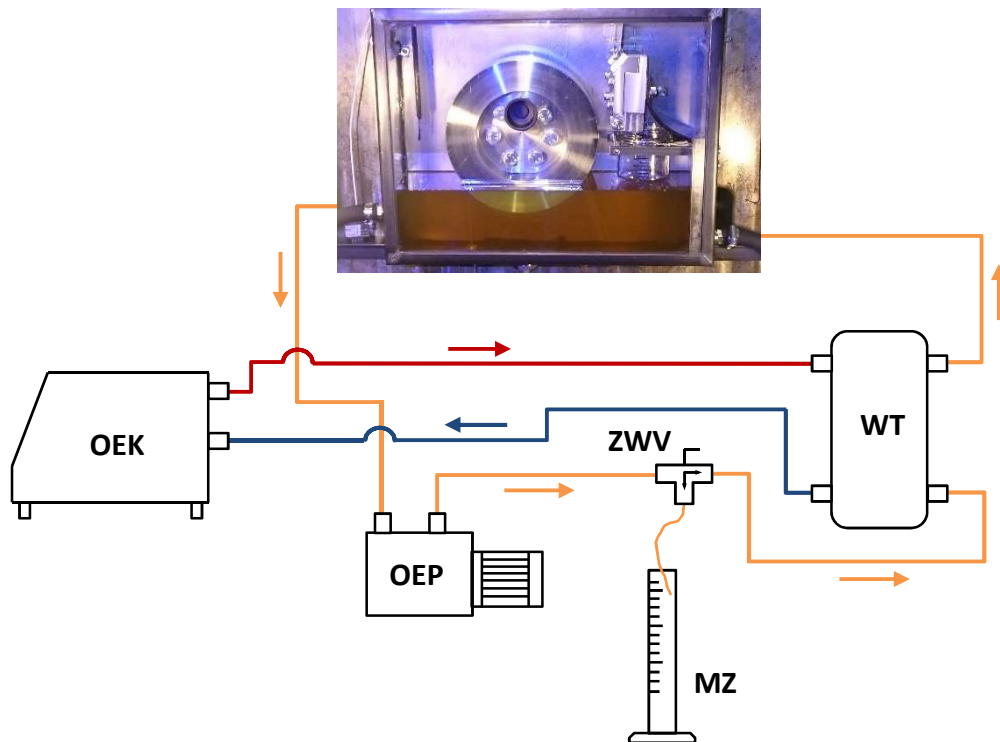


Abbildung 4.9: Prinzipskizze der Ölkonditionierung

**OEK** Ölkonditionierung

**OEP**..... Ölpumpe

**MZ**..... Messzylinder

**WT**..... Wärmetauscher

**ZWV**.... Zwei-Wege-Ventil

Ein manuelles Zwei-Wege-Ventil, welches nach der Pumpe angeordnet war, sorgte dafür, dass für die Messungen des Luftenetrags in den Ölsumpf die Strömungsrichtung in einen Messzylinder umgelenkt werden konnte. Eine detaillierte Beschreibung über die Messung und Berechnung des Luftenetrags erfolgt in Kapitel 4.5.3.

In Abbildung 4.10 ist die Rückseite der Prüfvorrichtung mit dem Aufbauwinkel ①, der Antriebswelle ③ und dem Wärmetauscher ④ zu sehen. Ein Pneumatikzylinder ②, welcher über ein elektrisches Steuerventil geregelt wurde und in weiterer Folge von der Prüfstandswarte gesteuert werden konnte, betätigte die schwenkbare Abstreifvorrichtung.

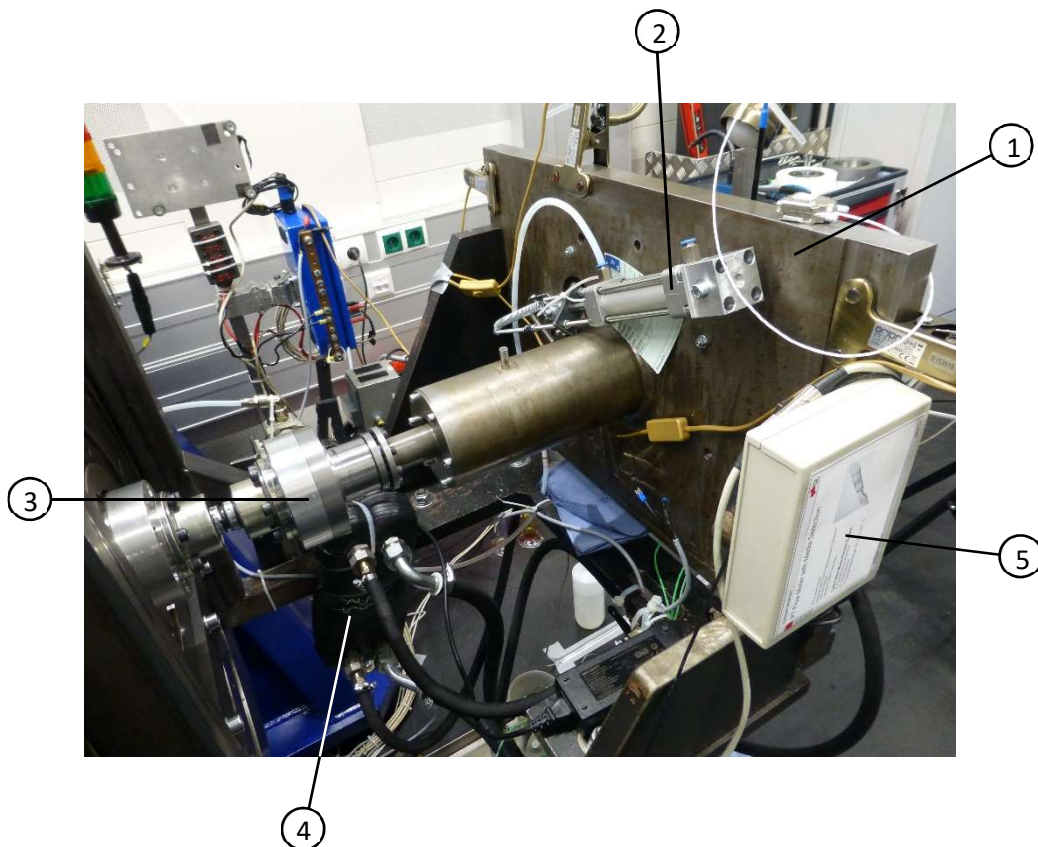


Abbildung 4.10: Rückseite des Prüfstandes

- ① .... Aufbauwinkel mit integrierter Welle
- ② .... Pneumatikzylinder zur Ansteuerung der schwenkbaren Abstreifvorrichtung
- ③ .... Antriebswelle
- ④ .... Wärmetauscher
- ⑤ .... Regelungseinheit des Sensorprototyps

## 4.4 Verwendete Messtechnik

Die, für alle durchgeführten Versuche, eingesetzte Messtechnik umfasste die Verwendung einer Hochgeschwindigkeitskamera, eines Thermoelements für den Ölsumpf, und zwei weiteren Thermoelementen zur Bestimmung des Lufteintrags in den Ölsumpf. Zusätzlich wurde ein Prototyp eines Benetzungssensors, welcher am Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik der TU Graz entwickelt wird, in die Validierung der Ergebnisse mit einbezogen.

### 4.4.1 Hochgeschwindigkeitskamera

Alle durchgeführten Versuche, welche in Kapitel 4.5 näher erläutert werden, wurden mit der Hochgeschwindigkeitskamera *Photron Fastcam Mini AX100* (siehe Abbildung 4.11), welche eine maximal mögliche Framerate von 4000 fps bei voller Videoauflösung (1024x1024 Pixel) hat, aufgezeichnet. Für diesen Anwendungsfall genügte allerdings eine definierte Framerate für alle erstellten Videos von 1000 fps, da die Strömung bei höchster Drehzahl eine Strecke von rund 6 mm zurücklegte, womit sich auch die generierte Datenmenge in einem überschaubaren Rahmen hielt. Die Auflösung der Videos betrug dabei 1024x1024 Pixel, was zugleich auch der höchst möglichen Auflösung der Kamera entsprach. Mit diesen Einstellungen konnte eine maximale Aufzeichnungsdauer von 10 s erreicht werden, bevor der interne Datenspeicher voll belegt war.



Abbildung 4.11: Photron Fastcam Mini AX100 [Quelle: <https://photron.com/mini-ax/>, 16.10.2018]

### 4.4.2 Temperaturmessstellen

Für alle Temperaturmessstellen wurden Thermoelemente *Typ K* der Klasse 1 verwendet, wobei *Typ K* für eine Metallpaarung von NiCr-Ni steht. Die zulässige Grenzabweichung beträgt dabei  $\pm 1,5 \text{ }^\circ\text{C}$  oder  $0,004 \cdot |T|$ , je nachdem welcher Wert größer ist, wobei  $|T|$  dem Betrag der Temperatur an der Messstelle in Grad Celsius entspricht. In Summe waren drei Thermoelemente im Einsatz, wobei die Öltemperatur im Prüfkasten an einer definierten Stelle gemessen wurde. Diese befand sich beim Austritt des Prüfkörpers aus dem Ölsumpf, also auf der linken Seite, knapp unter der Fluidoberfläche, um möglichst die Temperatur des mitgeschleppten Öls zu messen (siehe Abbildung 4.12 rechter Detailausschnitt).

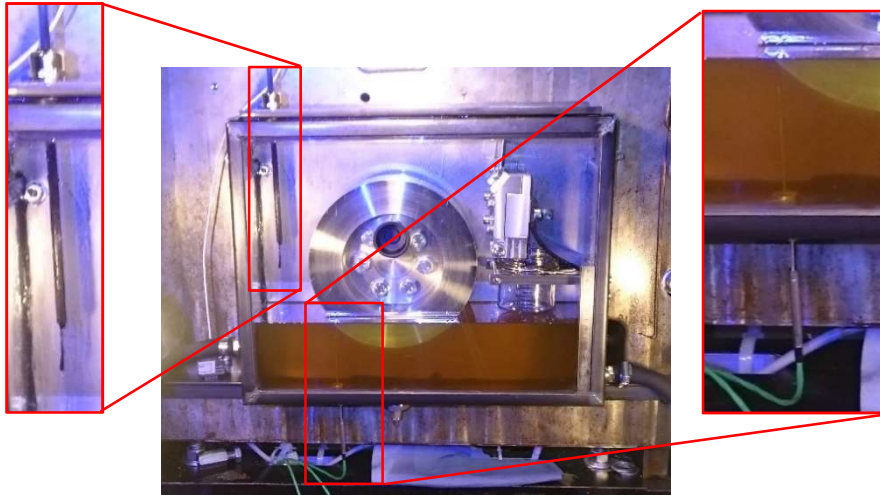


Abbildung 4.12: Positionen der Messstellen

Die übrigen zwei Thermoelemente wurden für die Berechnung des volumetrischen Luftgehalts im Ölsumpf, welcher während des Betriebs entstand, verwendet. Dazu wurde eine Verschlusskappe ③ angefertigt (Abbildung 4.13), welche auf die Öffnung eines Messzylinders mit einem Inhalt von 250 ml gesteckt wurde. Diese Kappe nahm zwei Thermoelemente ① und eine Stahlleitung ②, welche mit dem Zwei-Wege-Ventil des Sekundär-Ölkreislaufs verbunden war (siehe dazu Abbildung 4.9), auf. Die Länge der Thermoelemente wurde so gewählt, dass bei aufgesteckter Verschlusskappe die Temperatur im oberen und unteren Viertel des Messzylinders gemessen werden konnte. Damit das in den Messzylinder fließende Öl nicht gerade nach unten floss und damit den Lufteintrag im Öl erhöht hätte, wurde die Stahlleitung so gebogen und am Ende düsenartig verjüngt, dass das Öl tangential an die Wand des Messzylinders geleitet wurde. Über einen Absperrhahn ④ konnte zusätzlich die Einströmgeschwindigkeit reguliert werden. Eine genaue Beschreibung der Messung und der Berechnung des Lufteintrags wird in Kapitel 4.5.3 gegeben.

- ① *Thermoelemente*
- ② *Stahlleitung mit verjüngtem Auslass*
- ③ *Verschlusskappe*
- ④ *Absperrhahn*
- ⑤ *Zuleitung vom Zwei-Wege-Ventil*

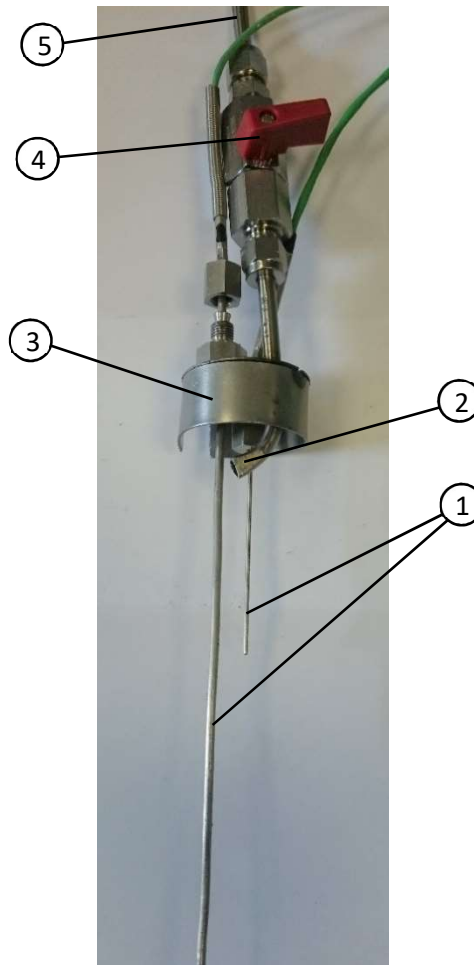


Abbildung 4.13: Verschlusskappe am Messzylinder zur Messung des Lufteintrags in das Öl

Im linken Detailausschnitt in Abbildung 4.12 wird die Einbausituation des Benetzungssensors, welcher im folgenden Kapitel näher beschrieben wird, gezeigt. Es ist zu erkennen, dass der Sensor über ein Stützrohr durch das obere Sichtfenster auf Höhe der Rotationsachse des Prüfkörpers im Prüfkasten platziert wurde. Der Sensor an sich stellt dabei lediglich das dünne Ende dar, während der dickere, obere Teil dem Stützrohr entspricht.

### 4.4.3 Flow Meter with Media Detection (FMwMD)<sup>1</sup>

Dabei handelt es sich um einen Sensor-Prototypen, welcher am Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik der TU Graz entwickelt wird. Er wurde zu Versuchszwecken bei Temperaturen bis 100 °C und aus Evaluierungsgründen an diesem Prüfstand verbaut und getestet. Aus datenschutzrechtlichen Gründen kann in dieser Arbeit allerdings nur ein grober Überblick über den Einsatzbereich und grundlegende Eckdaten gegeben werden, nicht aber über Messprinzip, Aufbau und Funktionsweise.

Der Sensor *FMwMD* kann grundlegend für Benetzungsuntersuchungen und zur Messung von lokalen Strömungsgeschwindigkeiten in einem Temperaturbereich von -55 °C bis zu +150 °C eingesetzt werden. Der längliche Sensor mit den Abmessungen von 2,5x2,5x15 mm ist im Stande die Benetzung des Sensorkopfes mit Öl binär zu detektieren, d.h. ein Ausgangssignal von „0“ bedeutet eine Detektion von Luft während „1“ eine Benetzung mit Öl bedeutet. Zusätzlich lässt sich auch die lokale Strömungsgeschwindigkeit von Öl über die Sensorfläche messen. Dabei ist es möglich den Sensor über ein Stützrohr frei einzubauen, wie es auch in diesem Anwendungsfall gehandhabt wurde (siehe Abbildung 4.12 linker Detailausschnitt), oder direkt an die Oberflächen zu applizieren. Dadurch lassen sich Benetzungsuntersuchungen an kritischen Stellen durchführen und gleichzeitig die dort auftretende Strömungsgeschwindigkeit messen. Das hat den Vorteil, dass Messungen an Stellen ausgeführt werden können, an dem die Zugänglichkeit für konventionelle oder optische Messtechnik nicht gegeben ist, wie z.B. an schwer zugänglichen Lagerstellen in Getrieben, Ölkanälen, usw.

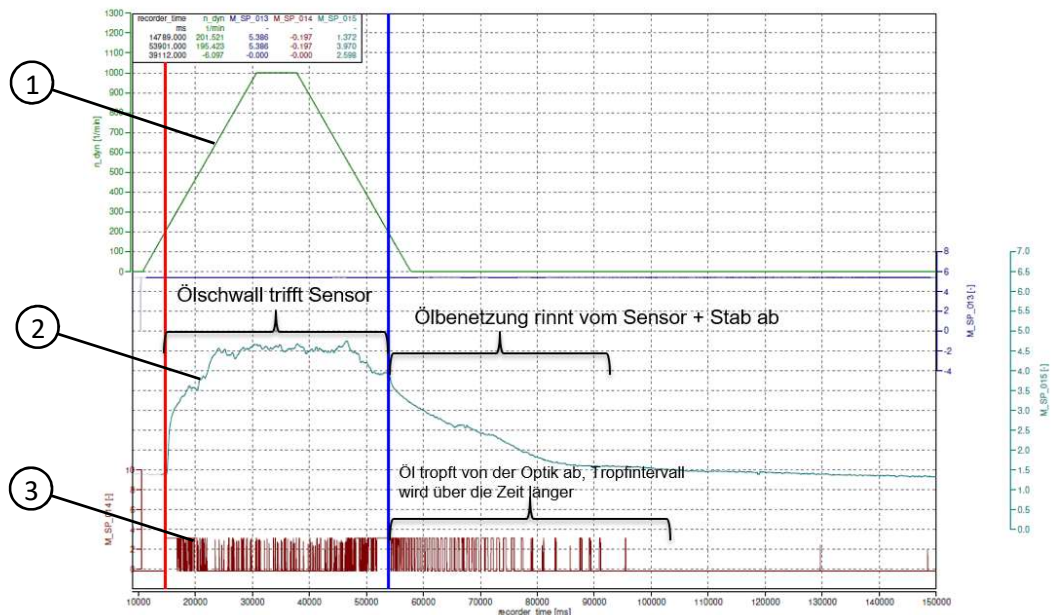


Abbildung 4.14: Beispielhafte Sensormessdaten des FMwMD

- ① .... Drehzahlkurve des Prüfkörpers
- ② .... Verlauf des Massenstroms
- ③ .... Detektion der Benetzung

<sup>1</sup> Alle Rechte des Sensorsystems sind der TU Graz vorbehalten

In Abbildung 4.14 wird ein Messbeispiel, welches ebenfalls mit der oben beschriebenen Prüfvorrichtung erzeugt wurde, gezeigt. Dabei stellt ① den Drehzahlverlauf des Prüfkörpers, ② das zum Massenstrom über den Sensor proportionale Ausgangssignal und ③ den Verlauf der Detektion von Öl am Sensor dar. Es ist zu erkennen, dass erst ab einer bestimmten Drehzahl (rote Linie) ein Massenstrom über den Sensor läuft und dieser mit Öl benetzt wird, wobei die Benetzung nicht dauerhaft besteht, sondern der Sensorkopf vielmehr bespritzt wird. Das ist daran zu erkennen, dass der Verlauf der Öldetektion nicht konstant auf dem Wert „1“ verläuft, sondern vielmehr zwischen „0“ und „1“ wechselt. Während dem Abfallen der Drehzahl nimmt der Massenstrom wieder ab, wobei kurz vor dem Stillstand des Prüfkörpers (blaue Linie) dieser und eine Ölbenetzung immer noch vorhanden sind. Dieses Verhalten ist durch die senkrechte Einbauweise zu erklären (siehe Abbildung 4.12), da Öl vom Deckel und dem Stützrohr des Sensors abfließt. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Abstände zwischen den Öldetektionen immer größer werden, was auf ein Abtropfen vom Sensorkopf zurückzuführen ist.

Tabelle 4.2: Übersicht Messtechnik

Beschreibung	Hersteller	Typenbezeichnung	erfasste Messgröße	Messbereich	Genauigkeit	Abmessungen
High-Speed-Kamera	Photron	Fastcam Mini AX100	-	0-540000fps	-	120x120x94 mm
Thermoelement	B+B THERMO- TECHNIK	Mantelthermoelement Typ K	T	-200-1100 °C	DIN EN 60584-1, Klasse 1	∅1x100 mm
Thermoelement	B+B THERMO- TECHNIK	Mantelthermoelement Typ K	T	-200-1100 °C	DIN EN 60584-1, Klasse 1	∅3x250 mm

## 4.5 Durchgeführte Messungen

Um eine Validierung der gesuchten Parameter bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen zu erhalten, wurde eine Versuchsreihe mit jeweils wechselnden Randbedingungen durchgeführt. So wurden mehrere Prinzipversuche mit variierendem Prüfkörper, Ölstand, Öltemperatur und Drehzahl durchgeführt.

Bei allen Messungen kam ein Getriebeöl mit der Bezeichnung *Shell Spirax S6 GXME 75W-80* zum Einsatz. Um auch Betriebspunkte bei einer Temperatur unter dem Gefrierpunkt abzudecken und da eine entsprechende Unterkühlung mit der verfügbaren Ölkonditionierung nicht möglich war, wurde zusätzlich ein hochviskoses Öl mit der Bezeichnung *Castrol Alpha SP 680* eingesetzt. Dieses wies bei 29 °C die gleiche dynamische Viskosität auf, wie das *Shell Spirax* bei rund -16 °C. Die temperaturabhängigen Stoffdaten der beiden verwendeten Öle<sup>2</sup>, welche vom jeweiligen Hersteller zur Verfügung gestellt wurden, sind in Abbildung 4.15 und Abbildung 4.16 dargestellt. Mit dem hochviskosen Öl wurden alle Betriebspunkte der Versuchsreihe bei einer definierten Temperatur und bei einem Füllstand getestet. Dadurch ergab sich die Möglichkeit die Simulationen auch für

<sup>2</sup> Persönliche Kommunikation mit Shell und Castrol im Juni 2018



hochviskose Ölzustände, welche bei Öltemperaturen unter dem Gefrierpunkt auftreten, validieren zu können.

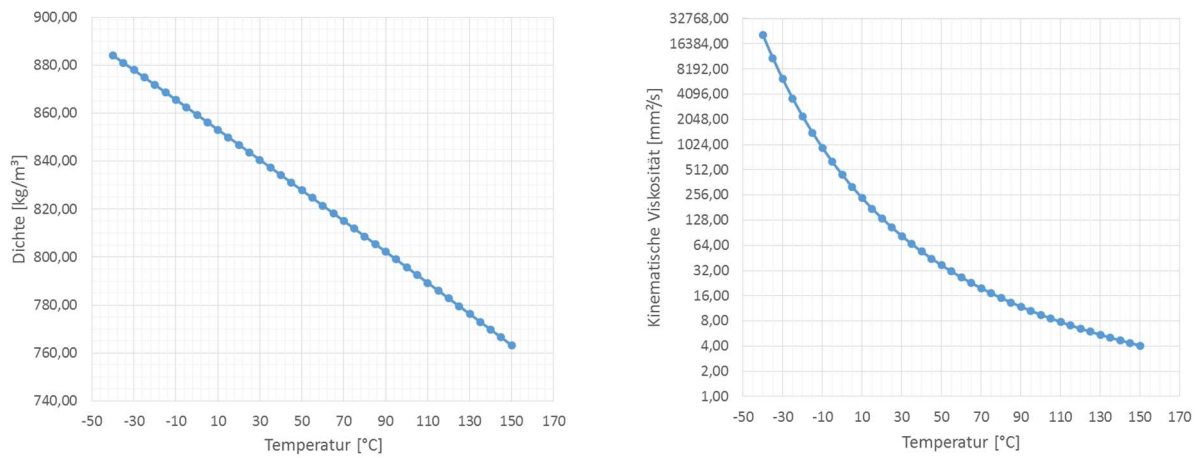


Abbildung 4.15: Temperaturabhängige Stoffdaten *Shell Spirax S6 GXME 75W-80*; Links: Dichte; Rechts: kinematische Viskosität

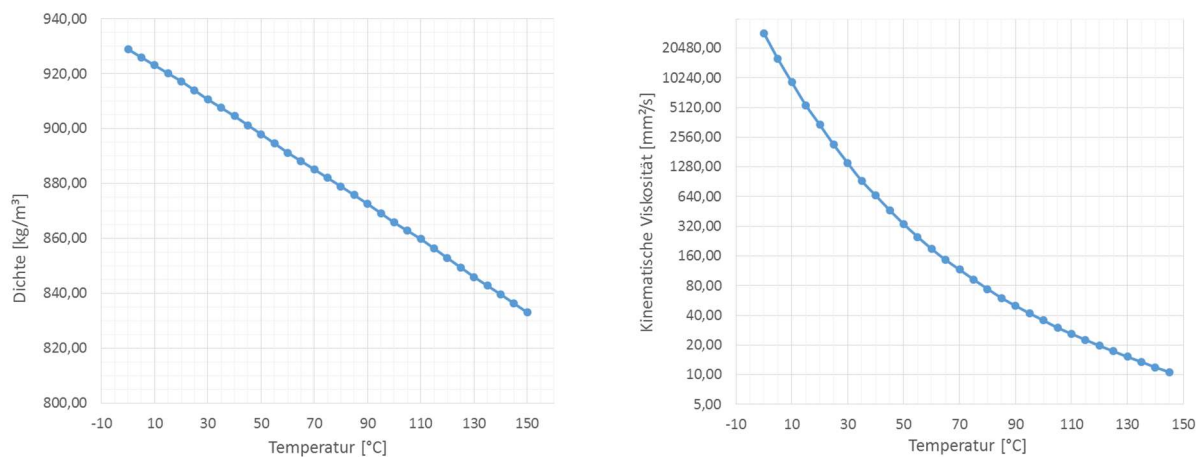


Abbildung 4.16: Temperaturabhängige Stoffdaten *Castrol Alpha SP680*; Links: Dichte; Rechts: kinematische Viskosität

Zusätzlich wurde mit dem *Shell Spirax S6 GXME 75W-80* für jeden Prüfkörper der Lufteintrag bei einer Temperatur von 25 °C und 100 °C in den Ölsumpf gemessen. Mit dem *Castrol Alpha SP 680* geschah dieser Versuch mit einem Prüfkörper, bei einer Temperatur von 29 °C.

### 4.5.1 Versuchsvorbereitung

Um die Vergleichbarkeit der einzelnen Messungen zu gewährleisten, war es notwendig eine standardisierte Prozedur bei jeder Versuchsvorbereitung einzuhalten. Diese wurde wie folgt ausgeführt.

1. Der Deckel des Prüfkastens, sowie der Benetzungssensor wurden gereinigt, um sicherzustellen, dass kein anhaftendes Öl vom vorigen Versuch abtropfen konnte.
2. Der Inhalt des Auffangbehälters wurde entleert und gereinigt, als auch die Öldurchführung in der Abstreifvorrichtung, damit kein abgestreiftes Öl des vorangegangenen Versuchs die neue Messung beeinflussen konnte. Anschließend wurde der gereinigte Auffangbehälter wieder eingesetzt. Des Weiteren fand eine Kontrolle statt, ob sich die Abstreifvorrichtung in der hochgeschwenkten Position befand.
3. Das Öl wurde auf die entsprechende Temperatur des aktuellen Versuchs konditioniert und anschließend der Füllstand richtig eingestellt.
4. Der Benetzungssensor konnte zum Schluss mit dem Deckel des Prüfkastens wieder eingesetzt werden.
5. Die Pumpe des Sekundär-Ölkreislaufs wurde kurz vor Versuchsbeginn abgeschaltet, sodass das Öl im Ölsumpf in Ruhe war und damit keine Strömungsverhältnisse vorlagen, die die Messungen beeinflussen konnten.

### 4.5.2 Versuchsreihe

Hier lag der Fokus auf der Menge an mitgeschlepptem Öl über den Umfang des Prüfkörpers. Tabelle 4.3 zeigt die Messmatrix dieser Versuchsreihe. Es ist zu erkennen, dass die Versuche mit drei unterschiedlichen Prüfkörpern, welche in Abschnitt 4.2.2 genauer beschrieben werden, durchgeführt wurden, wobei der Ölstand einerseits bei 70 mm und andererseits bei 85 mm lag. Des Weiteren wurden die Versuche mit dem *Shell Spirax S6 GXME 75W-80* bei drei verschiedenen Öltemperaturen (21 °C, 50 °C und 100 °C) durchgeführt, wobei bei jeder Temperatur drei festgelegte Drehzahlen (50 rpm, 350 rpm und 700 rpm) getestet wurden. In Summe ergaben sich in dieser Versuchsreihe 54 Messpunkte.

Da das Hauptaugenmerk im Temperaturbereich über dem Gefrierpunkt lag, wurden mit dem *Castrol Alpha SP 680* die Versuche nur bei einer Öltemperatur, welche bei 29 °C lag und damit einer Temperatur des *Shell Spirax S6 GXME 75W-80* bei ca. -16 °C entsprach, durchgeführt. Ebenso wurde nur ein Ölstand von 85 mm getestet, da ein niedrigerer Füllstand durch die hohe Viskosität des Öls einen Kontaktverlust des Prüfkörpers mit der Oberfläche des Öls im Ölsumpf zur Folge hatte. Dadurch ergaben sich bei diesem Öl in dieser Versuchsreihe insgesamt 9 Messpunkte. In Summe bestand diese Versuchsreihe mit beiden Ölen somit aus 63 Messpunkten.

Tabelle 4.3: Messmatrix der Abstreifversuche

Referenzierung (z.B. WipeOff_x,y) → y		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
↓ x	Temperatur [°C]	Shell Spirax S6 GXME 75W-80									Castrol Alpha SP 680			
		21,0 °C			50,0 °C			100,0 °C			29 °C			
		Drehzahl [U/min]	50 rpm	350 rpm	700 rpm	50 rpm	350 rpm	700 rpm	50 rpm	350 rpm	700 rpm	50 rpm	350 rpm	700 rpm
1	Prüfkörper 1	Ölstand 1 (70mm)	x	x	x	x	x	x	x	x	x			
2	(Stahl_glatt)	Ölstand 2 (85mm)	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
3	Prüfkörper 2	Ölstand 1 (70mm)	x	x	x	x	x	x	x	x	x			
4	(Stahl_rau)	Ölstand 2 (85mm)	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x
5	Prüfkörper 3	Ölstand 1 (70mm)	x	x	x	x	x	x	x	x	x			
6	(Teflon)	Ölstand 2 (85mm)	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x

Die Antriebsmaschine des Stationärprüfstandes beschleunigte den Prüfkörper linear innerhalb von 0,5 s bei hochgeschwenkter Ölabbstreifvorrichtung auf die, in der Messmatrix, festgelegte Drehzahl. Durch anschließendes herunterschwenken des Abstreifers wurde das über den Mantel des Prüfkörpers mitgeschleppte Öl abgestreift und in einen Auffangbehälter abgeleitet. Durch Ablesen des Füllstandes an der Skala des Auffangbehälters und der Dauer der Füllung war eine Berechnung des durchschnittlich mitgeschleppten Volumenstroms möglich. Des Weiteren konnte mittels der Aufnahmen der Hochgeschwindigkeitskamera qualitativ der Anfahrvorgang und in weiterer Folge die Verteilung des abgelösten Öls von der Prüfkörperoberfläche, sowie die Abnahme des Füllstands im Ölsumpf bewertet werden.

### 4.5.3 Messung des Lufteintrags

Um sicherzustellen, dass durch die Rotation des Prüfkörpers und durch Eintauchen von abgeschleudertem Öl, der Lufteintrag in den Ölsumpf bei allen Versuchen unter einem, in einer frühen Phase dieser Arbeit, festgelegten Maximum von 10 Vol.-% lag und damit die durchgeführten einphasigen Simulationen eine ausreichende Genauigkeit besitzen, wurden zusätzliche Messungen des volumetrischen Luftgehalts im Ölsumpf durchgeführt. Die Messungen fanden mit dem *Shell Spirax S6 GXME 75W-80* für alle drei Prüfkörper, jeweils bei 25 °C und 100 °C bei einem Füllstand von 85 mm statt. Mit dem *Castrol Alpha SP 680* wurde die Untersuchung mit einem Prüfkörper und bei einer Temperatur von 29 °C bei einem Füllstand von ebenfalls 85 mm durchgeführt. Die Ölprobe wurde mittels der Pumpe des Sekundär-Ölkreislaufs entnommen, um einerseits möglichst viel der eingebrachten Luft zu erfassen und andererseits fand im Bereich links vom Prüfkörper der meiste Lufteintrag statt, wo sich auch der Auslass aus dem Ölsumpf befand.

Das Messprinzip basierte auf der Ablassmethode. Dabei wird eine Ölprobe von 200-250 ml bei einem bestimmten Betriebspunkt entnommen und in einen Messzylinder, mit möglichst geringem Durchmesser, geleitet. Nach einer bestimmten Zeit entweicht die im Öl befindliche Luft und das Volumen nimmt entsprechend ab. Die Differenz bezogen auf das Gesamtvolumen entspricht dabei dem Luftanteil, welcher in das Öl eingebracht wurde. Um eine durch Abkühlung des Öls zusätzlich auftretende Volumenabnahme zu berücksichtigen, wird die Temperatur zum Zeitpunkt der Entnahme und am Ende der Messung aufgezeichnet. Die Probe wird so lange ruhen gelassen, bis sich das Volumen im Messzylinder nicht mehr merklich verändert, wodurch auch die Setzzeit bestimmt wird, welche ungefähr bei drei Stunden lag. Es ist wichtig, dass bei jedem durchgeführten Versuch diese Zeit eingehalten wird, um eine Vergleichbarkeit der Messungen zu gewährleisten. Die Ermittlung der eingebrachten Luft wurde mit folgender Berechnungsmethode, welche von der Firma *AVL List GmbH* abgeleitet wurde, durchgeführt.

$$Aeration [\%] = \left( \frac{V_{refAir}}{V_{refOil}} \right) \cdot 100\% \quad (4.1)$$

Dabei entspricht  $V_{refAir}$  respektive  $V_{refOil}$  dem auf die Referenztemperatur von 20 °C bezogenen Volumen der Luft respektive des Öls. Die jeweiligen Referenzvolumina berechnen sich wie folgt zu

$$V_{refAir} = V_{0Air} \cdot \frac{T_{ref}}{T_0} \quad (4.2)$$

und

$$V_{refOil} = V_{0Oil} \cdot [1 + \beta(T_{ref} - T_0)]. \quad (4.3)$$

Hier steht  $T_{ref}$  für die Referenztemperatur und  $T_0$  für den Mittelwert der Temperaturen der beiden Thermoelemente im Messzylinder unmittelbar nach der Ölentnahme.  $\beta$  entspricht dem volumetrischen Ausdehnungskoeffizienten von Öl, welcher einen Wert von 0,0007 1/K aufweist. Das Gesamtvolumen  $V_{0Mix}$  inkl. dem Schaum an der Oberfläche unmittelbar nach der Ölentnahme, welches sich in ein reines Ölvolumen und ein reines Luftvolumen aufteilen lässt, wird durch die Variablen  $V_{0Oil}$  und  $V_{0Air}$  ausgedrückt. Beide Variablen summiert ergeben  $V_{0Mix}$ , dessen Wert an der Skala des Messzylinders abgelesen werden kann.  $V_{0Oil}$  und  $V_{0Air}$  lassen sich wie folgt berechnen.

$$\begin{aligned} V_{0Oil} &= V_{eOil} \cdot [1 + \beta(T_0 - T_e)] \\ V_{0Air} &= V_{0Mix} - V_{0Oil} \end{aligned} \quad (4.4)$$

Das abgesenkte, reine Ölvolumen nach der Setzzeit, welches sich durch Ablesen der Skala am Messzylinder bestimmen lässt wird durch  $V_{eOil}$  beschrieben. Der Mittelwert der beiden Temperaturmessstellen im Messzylinder am Ende der Setzzeit wird durch die Variable  $T_e$  ausgedrückt.

Vor Messungsbeginn wurde die Verschlusskappe auf dem gereinigten Messzylinder platziert, um das Öl in diesen ableiten zu können. Der Prüfkörper wurde auf eine Drehzahl von 1000 U/min gebracht und für 10 s auf dieser gehalten. Anschließend erfolgte die Aktivierung der Pumpe des Sekundär-Ölkreislaufs und die Umschaltung des Zwei-Wege-Ventils, damit das Öl in den Messzylinder gelenkt wurde und nicht durch den Wärmetauscher floss. Mit Hilfe des Absperrhahns auf der Verschlusskappe konnte der Durchfluss derart geregelt werden, dass das Öl möglichst schnell und ohne zu spritzen in den Messzylinder floss. Des Weiteren ließ sich dadurch die eingeflossene Menge exakt regeln, um bei allen Messungen das gleiche Volumen zu betrachten. Die Pumpe und der Prüfstand wurden abgeschaltet und nach 10 s die Temperaturen der beiden Messstellen und das Gesamtvolumen inkl. dem Schaum an der Oberfläche bestimmt. Nach Verstreichen der Setzzeit von drei Stunden wurden diese Werte erneut erfasst und der Lufteintrag mit der oben beschriebenen Methode berechnet.

## 5 Simulation

Dieses Kapitel gibt einen Überblick über den Programmaufbau von *PreonLab*<sup>®</sup>, behandelt die Simulationsumgebung und alle wesentlichen Solver Einstellungen, mit welcher die Simulationen durchgeführt wurden. Die folgenden Abbildungen und Beschreibungen beziehen sich auf die Programmversion *v3.2.0*, wobei sich der Aufbau und die grundlegenden Funktionen nicht oder nur marginal von früheren Versionen unterscheiden.

### 5.1 Aufbau und grundlegende Funktionen in PreonLab<sup>®</sup>

In Abbildung 5.1 wird die Simulationsumgebung in *PreonLab*<sup>®</sup> *v3.2.0* mit den wichtigsten Komponenten und Menüs dargestellt.

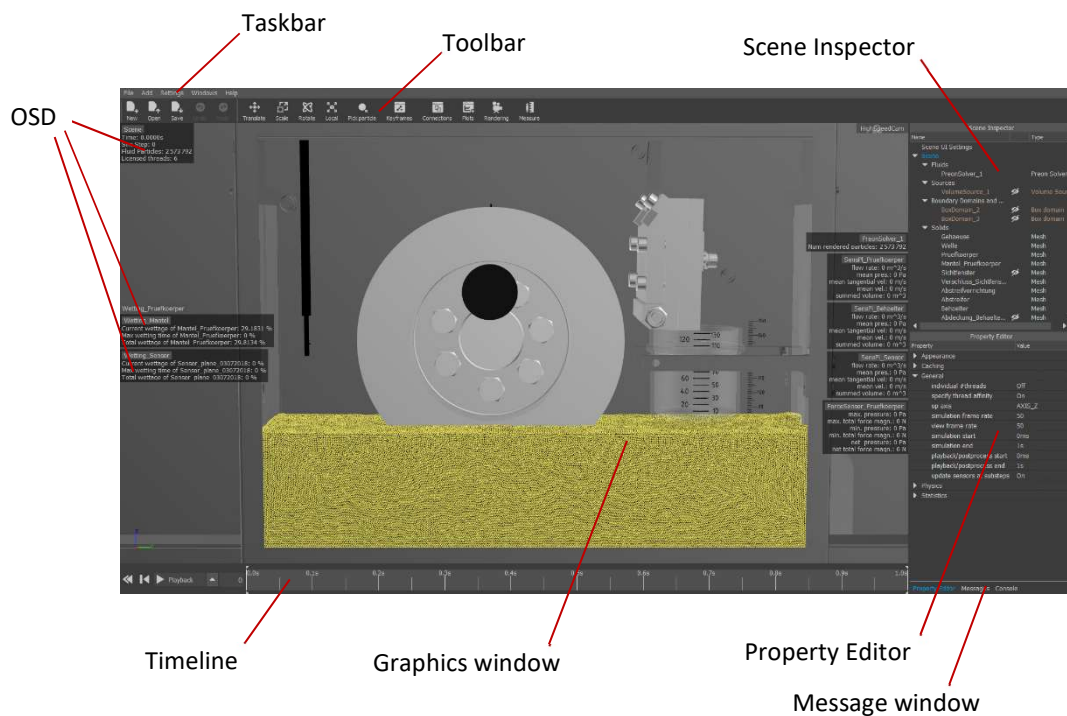


Abbildung 5.1: Simulationsumgebung in *PreonLab*<sup>®</sup>

Die *Taskbar* enthält Menüs mit denen grundlegende Einstellungen, sowie Anpassungen der graphischen Oberfläche durchgeführt werden können. Des Weiteren ist es möglich in die Simulationsumgebung feste Objekte, Fluidquellen, Sensorebenen, usw. einzufügen.

Die *Toolbar* ist in zwei Bereiche unterteilt, welche einerseits Funktionen für die gesamte Simulationsumgebung, wie z.B. öffnen einer neuen Datei, und andererseits Funktionen für ausgewählte Objekte in der aktuellen Darstellung beinhaltet. Für feste Bauteile, welche sich während der Simulation in irgendeiner Art bewegen sollen, ist es beispielsweise möglich, den Bewegungszustand des Objekts über die gesamte Simulationszeit zu definieren.

Der *Scene Inspector* enthält sämtliche Objekte, welche in die jeweilige Simulation eingebunden sind, wobei diese je nach Kategorie in verschiedene Gruppen zusammengefasst werden. Solche Objekte können feste Bauteile, Fluide, Fluidquellen, Sensorebenen, Kamerapositionen, etc. sein.

Der *Property Editor* zeigt alle möglichen Einstellungen eines im *Scene Inspector* ausgewählten Objekts. So ist es bei einem Fluid beispielsweise möglich die Viskosität, Dichte und Kohäsion zu definieren und diverse Solver Einstellungen vorzunehmen.

Im *Message window* werden auftretende Meldungen abgelegt und in Informationen, Warnungen oder Fehler gegliedert.

Das *Graphics window* stellt eine Abbildung der Simulation zu einem bestimmten Zeitpunkt, welcher in der *Timeline* gekennzeichnet ist, dar, wobei die Darstellungen frei beweglich sind oder verschiedene, feste Perspektiven eingestellt und gespeichert werden können.

In der *Timeline* werden Simulationen, bzw. post-processing Abläufe oder Playbacks gestartet, wobei die Simulations- und Playbackzeiten separat definiert werden können. Des Weiteren ist es möglich manuell durch die *Timeline* zu navigieren und sich die Simulation zu der entsprechenden Zeit anzeigen zu lassen.

Im *Graphics window* sind auch die sogenannten *OSD (On-Screen-Display)* hinterlegt, welche wahlweise für bestimmte Objekte im *Scene Inspector* und der durchgeführten Simulation angezeigt werden können. Das standardmäßig gezeigte *OSD* im linken oberen Bildbereich des *Graphics window* stellt simulationsbasierte Informationen der dargestellten Szene, wie z.B. die Anzahl der durchgeführten Simulationsschritte, die Simulationszeit und die Anzahl der vorhandenen Partikel dar. Die übrigen gezeigten *OSD* können wahlweise an fest definierten Stellen im *Graphics window* platziert werden und zeigen entsprechende Informationen von beispielsweise Sensorflächen, Benetzungssensoren oder Fluiden an. Solche Informationen beinhalten z.B. den Volumenstrom, die Geschwindigkeit und Druck an einer Sensorebene.

## 5.2 Simulationsumgebung

Alle ausgeführten Simulationen wurden mit dem CFD-Programm *PreonLab*<sup>®</sup> der Firma *FIFTY2 Technology GmbH* mit der Softwareversion *v3.2.0* durchgeführt.

Die in *CATIA V5* gezeichneten Einzelteile der Prüfvorrichtung wurden in *PreonLab*<sup>®</sup> importiert, wobei die Mantelfläche des Prüfkörpers als ein eigenständiges Bauteil eingefügt wurde. Dadurch war es möglich die Oberflächeneigenschaften für die Mantelfläche unabhängig vom Rest des Prüfkörpers zu definieren und so die real getesteten Prüfräder nachzubilden. Des Weiteren konnte die Berechnung der prozentuellen Benetzung der Mantelfläche vom restlichen Prüfkörper separiert werden. Um die einzelnen Versuche simulieren zu können mussten die Antriebswelle und der Prüfkörper in Rotation versetzt werden. Dies gelingt mit dem sogenannten *Keyframe Editor*, welcher in der *Toolbar* für ein ausgewähltes Objekt hinterlegt ist. Hier lassen sich bestimmte Parameter und Bewegungszustände für einzelne Bauteile über der Zeit verändern. Damit die Drehzahlverläufe möglichst realitätsnahe abgebildet werden konnten, wurden die, während der Versuche, aufgezeichneten Drehzahlen mit einem Zeitintervall von 0,002 s in den Editor importiert, siehe Abbildung 5.2. Es ist zu erkennen, dass es bei Erreichen der Enddrehzahl zu einem leichten Überschwingen kam, was durch diese

Vorgehensweise gut nachgebildet werden konnte. Somit war es möglich für jeden durchgeführten Versuch den individuellen Drehzahlverlauf simulieren zu können.

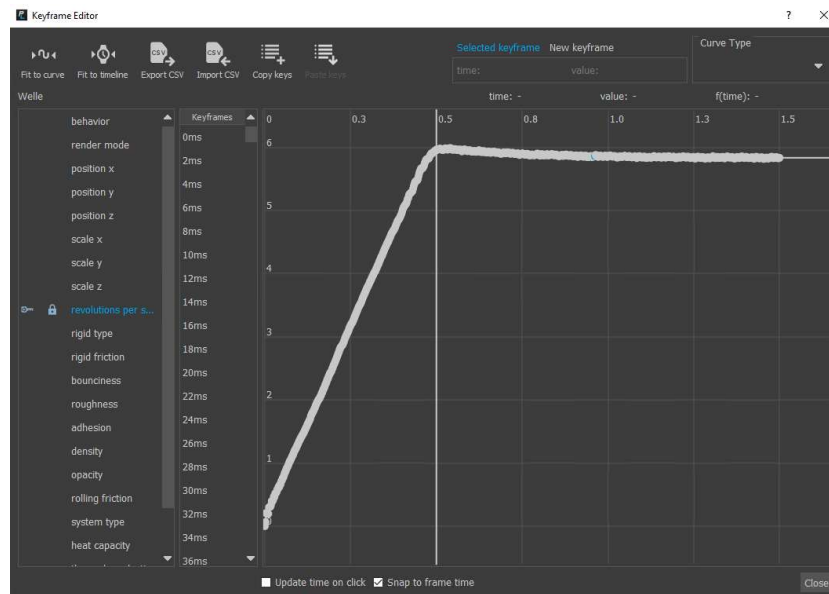


Abbildung 5.2: Mit dem Versuch abgegliche Drehzahlrampe

Gleich wie die Drehzahl wurde in dieser Weise auch die Bewegung der Abstreifvorrichtung entsprechend den Versuchen geregelt.

Die Einbindung des Fluids in die Simulationsumgebung erfolgte über eine *Volume Source*. Dabei handelt es sich um eine quaderförmige Fluidquelle dessen Volumen bei Simulationsbeginn einmalig durch Fluidpartikel initialisiert wird. Die Partikel liegen bei der Initialisierung exakt übereinander, was allerdings einen labilen Zustand darstellt, wodurch sich die Partikel in weiterer Folge setzen und der Füllstand somit sinkt. Um diesen Vorgang aus den Simulationen auszuschließen wurde eine einmalige Initialisierungs-Simulation für beide Füllstände durchgeführt, in welcher sich das ruhende Fluid über eine Dauer von 6 s auf den korrekten Ölstand setzen konnte. Dies wurde erreicht, indem die Höhe der quaderförmigen Volume Source etwas größer als der gewünschte Sollstand eingestellt wurde. Der Endzustand der Initialisierungs-Simulation war Ausgangspunkt für jede weitere Simulation und ist in Abbildung 5.1 für einen Füllstand von 85 mm dargestellt.

Um im virtuellen Prüfkasten auch den Einfluss der Luft zu berücksichtigen, wurde eine sogenannte *Drag Force* implementiert, welche eine globale Luftströmung in die Simulation einbindet und somit die Wirkung des Luftwiderstands auf das Fluid berechnet. Da sich in diesem Anwendungsfall die Luft im Prüfkasten in Ruhe befand, wurde die Geschwindigkeit der Luftströmung mit Null definiert.

Zusätzlich zu den Skalen am Gehäuse und dem Auffangbehälter, welche sich auch in der realen Prüfvorrichtung befanden und für einen visuellen Abgleich mit den Simulationen dienten, wurden mehrere Sensorebenen (*Sensor planes*) an definierten Stellen in der Simulationsumgebung eingebunden. Durch diese lassen sich berechnete Strömungsgrößen, wie z.B. die maximale, durchschnittliche und minimale Geschwindigkeit für alle drei Raumrichtungen, der Volumenstrom und das gesamte durch die Ebene geströmte Volumen bestimmen. In Abbildung 5.3 sind die Positionen aller verwendeten Sensorebenen als schwarze Ebenen dargestellt. Jene direkt über dem

Auffangbehälter diente zur Bestimmung des Volumenstroms, welcher während des Abstreifvorgangs über die Mantelfläche mitgeschleppt wurde. Die Sensorebene am Benetzungssensor (Detailausschnitt in Abbildung 5.3) diente zum Abgleich der lokalen Strömungsgeschwindigkeit mit den Messergebnissen des Sensors im Versuch.

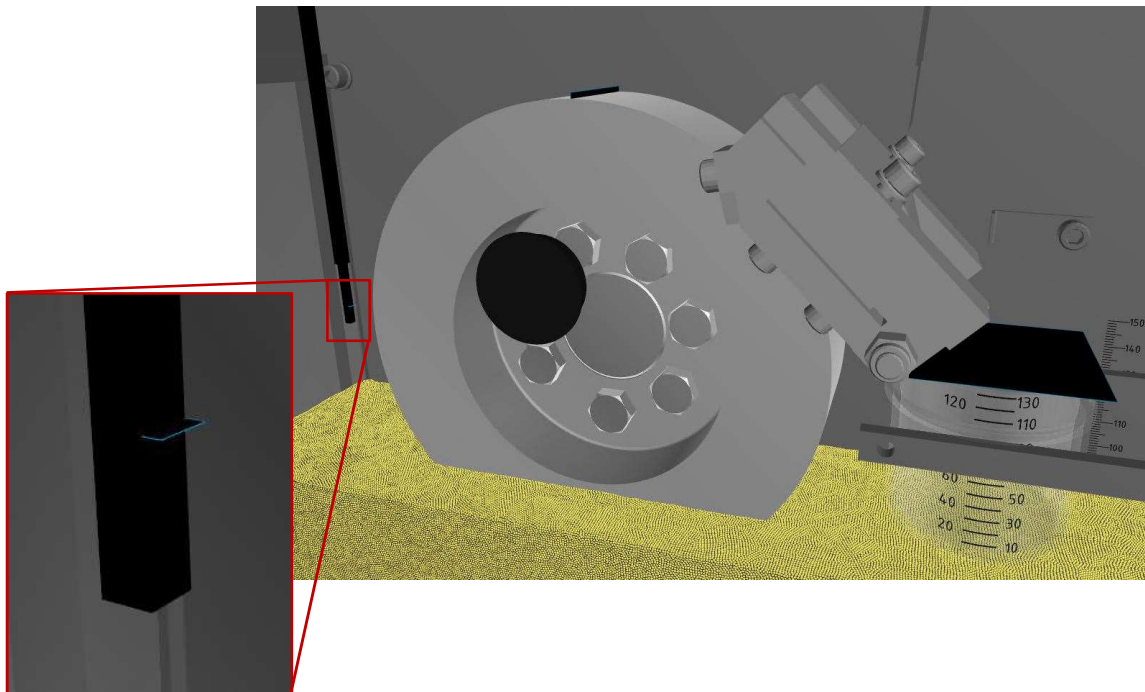


Abbildung 5.3: Positionen der Sensor planes

Des Weiteren erfolgte die Einbindung von sogenannten Benetzungssensoren (*Wetting Sensor*), welche eine prozentuelle Benetzung der verknüpften Bauteiloberfläche mit dem Fluid berechnen. Diese wurden einerseits an der Mantelfläche des Prüfkörpers und am Sensorkopf des Benetzungssensors verwendet. Letzterer wurde zur internen Validierung der Messungen, des im Versuch angewendeten Benetzungssensors verwendet.



## 5.3 Solver-Einstellungen

Dieses Kapitel gibt einen Überblick über die Solver-Einstellungen, welche für die Simulationen verwendet wurden. Diese unterteilen sich in Fluid-Einstellungen, Festkörper-Einstellungen und Fluid-Festkörper-Einstellungen. Es sei erwähnt, dass im Folgenden nur jene Einstellungen aufgelistet sind, die gegenüber den standardmäßigen Werten verändert wurden. In der Spalte „Parameter“ sind die einzelnen Einstellungen mit dem entsprechenden Wert aufgelistet, wobei jene Parameter mit Wert „individuell“ für jede Simulation an die Versuche angepasst wurde. Diese werden in den jeweiligen Auswertungen mit den entsprechenden Werten gesondert angegeben.

### 5.3.1 Fluid

In Tabelle 5.1 werden die Solver-Einstellungen des Fluids aufgezeigt, mit welchen alle Simulationen durchgeführt wurden.

Tabelle 5.1: Solver Einstellungen des Fluids

Parameter	Einheit	Beschreibung
<i>Spacing</i> : 0,001	m	Definiert die Auflösung des Fluids (smoothing length) und damit den durchschnittlichen Abstand zwischen den Partikeln.
<i>Rest density</i> : individuell	$\frac{kg}{m^3}$	Dichte des Fluids
<i>Viscosity model</i> : Morris	-	Viskositätsmodell mit der die Simulation gerechnet wird.
<i>Viscosity</i> : individuell	$\frac{kg}{s \cdot m}$	Dynamische Viskosität der Flüssigkeit
<i>Implicit</i> : individuell	-	Berechnungsmethode der Viskosität (implizite oder explizite Berechnung). Die implizite Berechnung führt bei hohen Viskositätswerten zu einer stabileren und besseren Simulation.
<i>Cohesion model</i> : PairwiseForce	-	Berechnungsmodell der Kohäsionskräfte
<i>Cohesion</i> : individuell	-	Regelt die Kohäsion (Oberflächenspannung) des Fluids. Größere Werte implizieren größere Kohäsionskräfte, der Wert „Null“ berücksichtigt keine Kohäsion.

### 5.3.2 Festkörper

In diesem Abschnitt sind die Solver-Einstellungen der Festkörper, insbesondere für den Prüfkörper, aufgelistet, welche gegenüber den Grundeinstellungen verändert wurden (siehe Tabelle 5.2).

Tabelle 5.2: Solver Einstellungen für Festkörper

Parameter	Einheit	Beschreibung
<i>Roughness</i> : individuell	-	Definiert die Rauigkeit der festen Oberfläche. Bei einem Wert von „1“ entspricht die berechnete Viskosität zwischen dem virtuellen Fluidfilm und Fluidpartikeln jener Viskosität zwischen Fluid-Fluid Partikeln.
<i>Adhesion</i> : individuell	-	Bestimmt die Adhäsionskräfte zwischen der festen Oberfläche und Fluidpartikeln. Die Berechnung erfolgt mit dem <i>Cohesion model</i> des Fluid-Solvers. Durch Vergrößerung der Werte wird auch die Benetzung der Oberfläche erhöht.
<i>Density</i> : 7850 (Stahl)	$\frac{kg}{m^3}$	Dichte des Festkörpers

### 5.3.3 Festkörper-Fluid Wechselwirkung

Die in Tabelle 5.3 gezeigten Eigenschaften definieren die Wechselwirkungen zwischen Festkörperpartikeln und Fluidpartikeln.

Tabelle 5.3: Solver Einstellungen Festkörper-Fluid Wechselwirkungen

Parameter	Einheit	Beschreibung
<i>Mirror pressure</i> : Off	-	Bestimmt ob der Druck eines Fluidpartikels in näherer Umgebung der Oberfläche auf ein Festkörperpartikel übertragen (Off) oder explizit berechnet (On) wird. Dadurch kann der Druckgradient an der Grenzfläche exakter ermittelt werden, was zu einer präziseren Simulation führt.
<i>No gap</i> : On	-	Definiert ob zwischen den Fluidpartikeln und Festkörpern ein Spalt in der Größe der halben Fluid-Auflösung ( <i>spacing</i> ) verbleibt und es zu einer „Aufdickung“ der festen Geometrie und somit zu einer Reduktion des Fluid-Volumens kommt. Dadurch existieren weniger Partikel an der Grenzfläche, was zu einer Einsparung des Speicherbedarfs, bzw. Berechnungszeit führt. Bei <i>no gap</i> = On wird der Spalt eliminiert.

## 6 Ergebnisse und Auswertung

In diesem Abschnitt werden die Simulationen der gesamten Versuchsreihe mit den Messungen hinsichtlich folgender Kriterien verglichen und interpretiert. Weiters erfolgt eine Auswertung der Messungen des Lufteintrags in das Ölbad.

- Verzerrung der Flüssigkeitsoberfläche durch die Rotation des Prüfkörpers im Ölsumpf
- Ablösung des Öls von der Prüfkörperoberfläche
- Verteilung der Flüssigkeit im Raum nach der Ablösung
- Volumenstrom über den Umfang des Prüfkörpers

Es sei erwähnt, dass der Fokus bei der Wertefindung der gesuchten Parameter beim Volumenstrom über den Umfang des Prüfkörpers lag, welcher in Abschnitt 6.4 validiert wird, und weniger auf qualitativen Ergebnissen, wie z.B. der Verzerrung der Flüssigkeitsoberfläche oder der Verteilung des Öls im Raum.

Grundsätzlich zeigte sich, dass die unterschiedlichen Prüfkörper keinen gravierenden Einfluss auf die Messergebnisse haben. Daher wurde für jeden Betriebspunkt eine Simulation, stellvertretend für alle drei Prüfkörper durchgeführt. Die zu ermittelnden Werte der gesuchten Parameter wurden in den Simulationen auf die Versuche bei einem Ölstand von 85 mm abgestimmt. Für die Simulationen mit einem Ölstand von 70 mm blieben diese Parameter unverändert und dienten als Validierung. Da sich die qualitative Auswertung der Strömungsverhältnisse bei beiden Ölständen ähnlich präsentiert, wird in den folgenden Abschnitten nur eine Bewertung der Betriebspunkte bei hohem Ölstand durchgeführt.

### 6.1 Verzerrung der Flüssigkeitsoberfläche

In diesem Abschnitt wird unter anderem die Verzerrung der Flüssigkeitsoberfläche durch die Rotation des Prüfkörpers und die daraus resultierende Absenkung des Ölstands in den verschiedenen Betriebspunkten zwischen den Versuchen und der Simulation verglichen. Dabei wird jener Zeitpunkt gewählt, bei dem die Verzerrung kurz nach Beginn der Rotation am stärksten ist.

#### 6.1.1 Drehzahl: 50 U/min, Ölstand: 85 mm

Die folgenden Abbildungen in diesem Kapitel werden zu einem Zeitpunkt von 600 ms nach Beginn der Rotation der Prüfkörper dargestellt, welche dabei eine momentane Drehzahl von 50 U/min besitzen, da diese bereits nach 500 ms ihre Enddrehzahl erreicht haben.

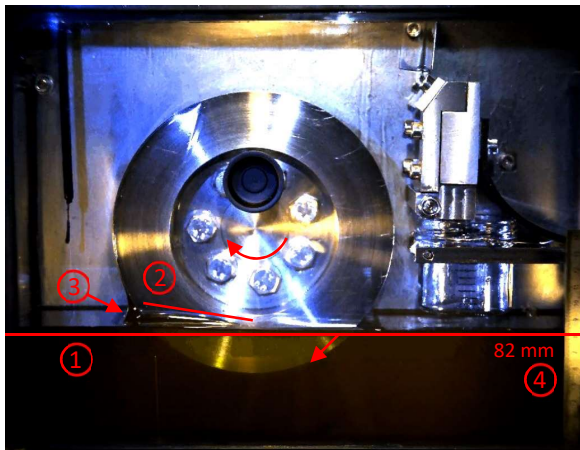
Durch die Drehung des Prüfkörpers im Ölbad und der damit verbundenen Mitnahme des Öls kommt es, abhängig von der Art und Temperatur des verwendeten Öls und der Drehzahl, zu einer mehr oder weniger starken Verzerrung der Flüssigkeitsoberfläche. In Abbildung 6.1 sind die Versuche im folgenden Betriebspunkt mit den unterschiedlichen Prüfkörpern und die entsprechende Simulation abgebildet.

**Shell Spirax S6 GXME 75W-80 / Betriebspunkt 1:**

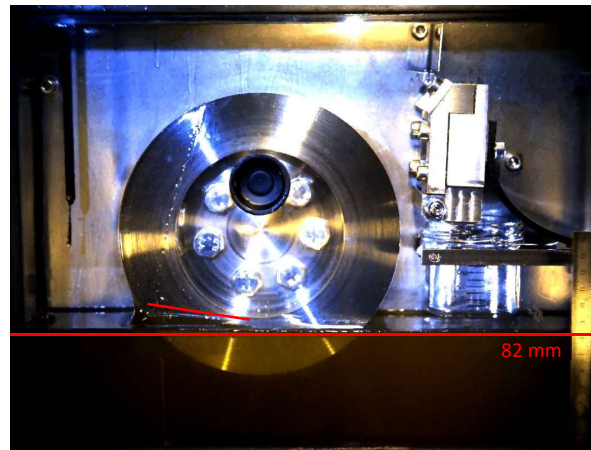
- Öltemperatur: 21,2 °C
- Drehzahl: 50 U/min  $\pm$  0,46 m/s Umfangsgeschwindigkeit
- Ölstand: 85 mm

Bei den oberen Bildern in Abbildung 6.1 werden die beiden Stahl-Prüfkörper mit unterschiedlicher Rauheit der Mantelfläche gezeigt, wobei sich links der fein geschlichtete mit einer Oberflächenrauheit von Rz 4,4 und rechts der sandgestrahlte Prüfkörper mit einer Oberflächenrauheit von Rz 6,3 befindet. In den unteren Bildern ist links die Teflon-Scheibe mit einer Rauheit von Rz 4,0 und rechts die dem Betriebspunkt entsprechende Simulation abgebildet. Unterhalb der linken Abbildungen ist das verwendete Öl und dessen Eigenschaften im vorliegenden Betriebspunkt aufgelistet. Unter den rechten Abbildungen sind die zu ermittelnden Werte der gesuchten Parameter, welche für diesen Betriebspunkt in der Simulation verwendet wurden, angeführt.

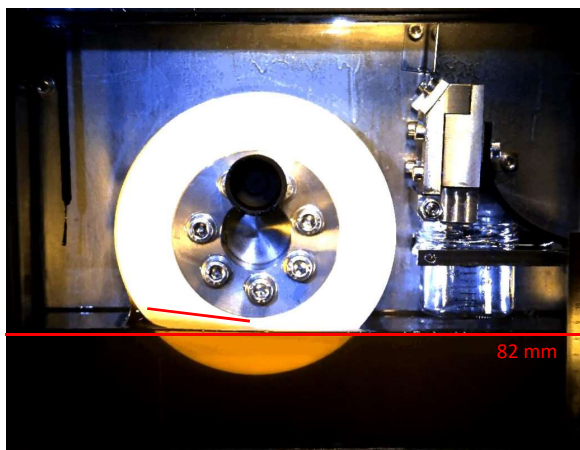
Stahl Rz 4,4



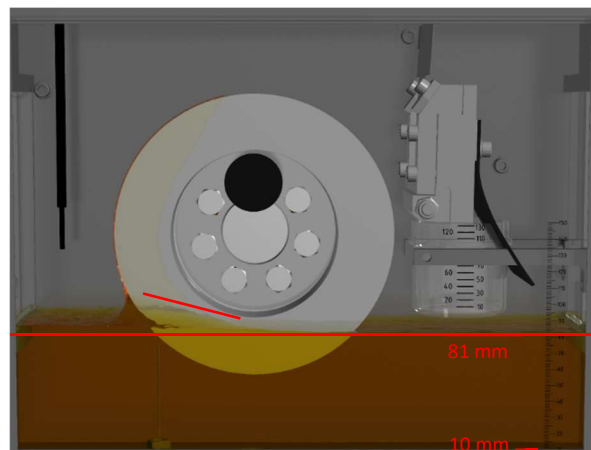
Stahl Rz 6,3



Teflon Rz 4,0



Simulation

**Öleigenschaften Shell Spirax S6 GXME 75W-80:**Dichte: 846,10 kg/m<sup>3</sup>

Dyn. Viskosität: 0,10769504 kg/ms

**Parameterwerte:**

Adhäsion: 1,5      Kohäsion: 1,4

Rauheit: 5      Dyn. Viskosität: 0,03589835 kg/ms

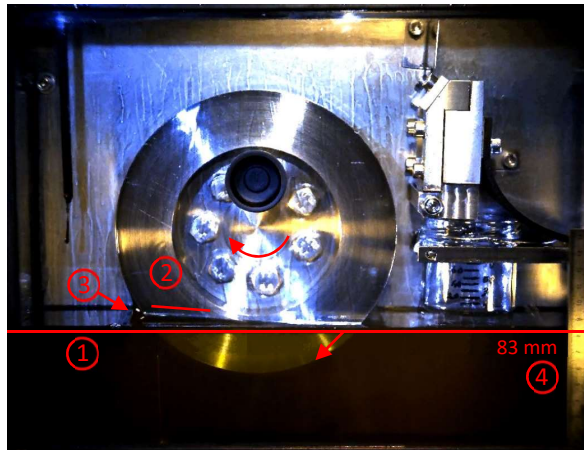
Abbildung 6.1: Oberflächenverzerrung nach 600 ms; Drehzahl: 50 U/min, Öltemperatur: 21,2 °C, Ölstand: 85 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80

Die rote horizontale Linie ① markiert das Niveau des tiefsten Punkts der Flüssigkeitsoberfläche. Es scheint als würde die Oberfläche bei allen Versuchen links des Prüfkörpers leicht angehoben werden. Tatsächlich ist hier der Ölstand im Vergleich zum Ausgangsniveau unverändert. Vielmehr wird das Öl rechts von der Mitte des Prüfkörpers durch die Rotation (Abwärtskomponente der Tangentialgeschwindigkeit) nach unten gezogen, siehe Pfeil im linken oberen Bild in Abbildung 6.1, was in den Betriebspunkten mit höheren Drehzahlen deutlicher zu erkennen ist. In der Simulation (Abbildung 6.1 rechts unten) wird dieses Verhalten ebenfalls, jedoch ein wenig stärker ausgeprägt, erfasst. Diese Absenkung, welche ein Resultat der Anhaftung des Öls an der Prüfkörperoberfläche ist, ist stark abhängig von der Viskosität der Flüssigkeit. Bei einer durchgeführten Simulation mit der, bei dieser Temperatur, realen Viskosität des Öls, wurde der Verzug der Oberfläche wesentlich stärker berechnet, als in den Versuchen ersichtlich. Es war daher notwendig, die für die Simulation verwendete dynamische Viskosität um den Faktor 3 gegenüber der realen dynamischen Viskosität in diesem Betriebspunkt zu verringern. Dies hatte zur Folge, dass die Rauheit der Prüfkörperoberfläche in der Simulation angehoben werden musste, da dieser Wert dem Verhältnis der Viskositätskraft zwischen einem Fluid-Festkörper-Partikel und einem Fluid-Fluid-Partikel entspricht (siehe Abschnitt 3.3.3). D.h. um wieder die ursprüngliche Reibungskraft zwischen der Flüssigkeit und dem Festkörper herzustellen, muss die Rauheit, in diesem Fall, um den Faktor 3 angehoben werden. Die verwendete Rauheit von 5 entspricht hier einer um den Faktor 1,67 höheren Viskositätskraft zwischen einem Fluid-Festkörper-Partikel als zwischen einem Fluid-Fluid-Partikel. Der Adhäsionswert ist in der Simulation mit 1,5 und der Kohäsionswert mit 1,4 festgelegt. Linie ② in Abbildung 6.1 stellt den Winkel des an der Seitenfläche anhaftenden, durch die Rotation hochgezogenen und radial nach außen zur Mantelfläche transportierten Öls dar. Bei allen Prüfkörpern ist dieser Winkel annähernd gleich, wobei auch hier die Simulation die Anhaftung stärker berechnet und es somit zu einem steileren Winkel kommt. Ein weiteres Kriterium ist der Anlaufkeil ③, welcher auch hier bei allen Prüfkörpern sehr ähnlich ausfällt. In der Simulation hingegen, ist dieser ebenfalls stärker ausgeprägt. Punkt ④ entspricht dem tiefsten Niveau des Ölstands, welches durch die Verzerrung der Flüssigkeitsoberfläche gebildet wird. Es ist ersichtlich, dass bei allen Versuchen zu diesem Zeitpunkt der gleiche Füllstand im Ölsumpf vorliegt und dieser auch von der Simulation nahezu korrekt prognostiziert wird.

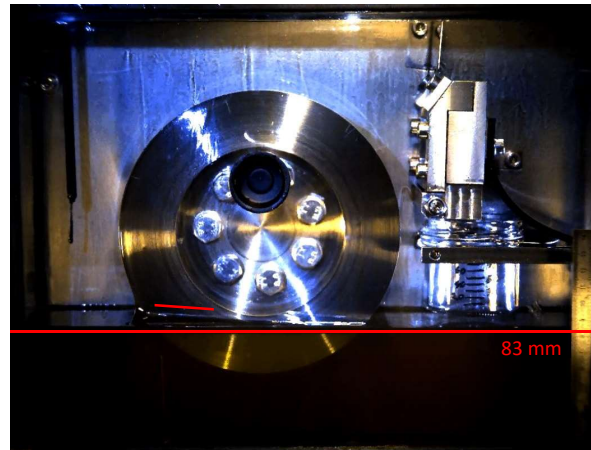
**Shell Spirax S6 GXME 75W-80 / Betriebspunkt 2:**

- Öltemperatur: 51,5 °C
- Drehzahl: 50 U/min  $\cong$  0,46 m/s Umfangsgeschwindigkeit
- Ölstand: 85 mm

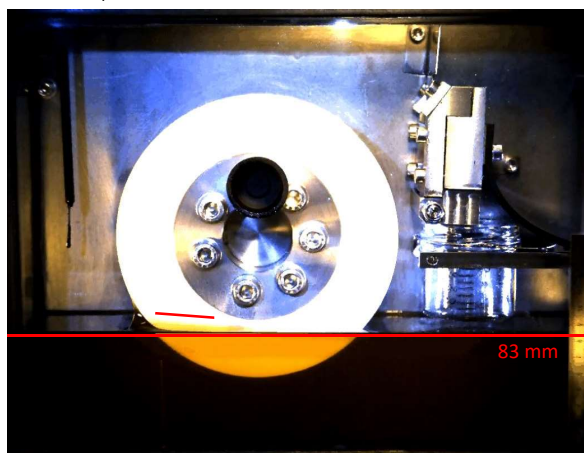
Stahl Rz 4,4



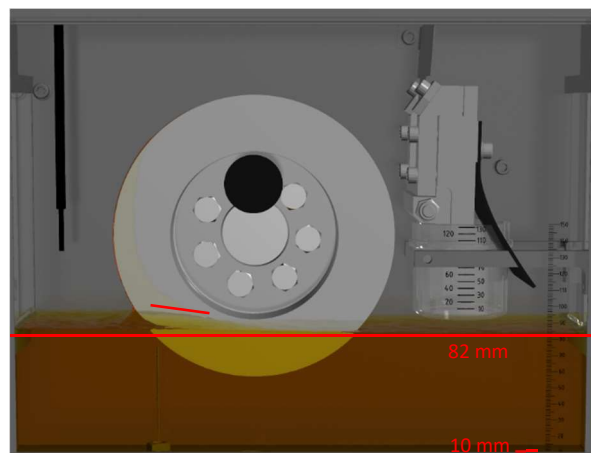
Stahl Rz 6,3



Teflon Rz 4,0



Simulation

**Öleigenschaften Shell Spirax S6 GXME 75W-80:**Dichte: 826,91 kg/m<sup>3</sup>

Dyn. Viskosität: 0,02919304 kg/ms

**Parameterwerte:**

Adhäsion: 1,45    Kohäsion: 1,3

Rauheit: 1    Dyn. Viskosität: 0,02919304 kg/ms

Abbildung 6.2: Oberflächenverzerrung nach 600 ms; Drehzahl: 50 U/min, Öltemperatur: 51,5 °C, Ölstand: 85 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80

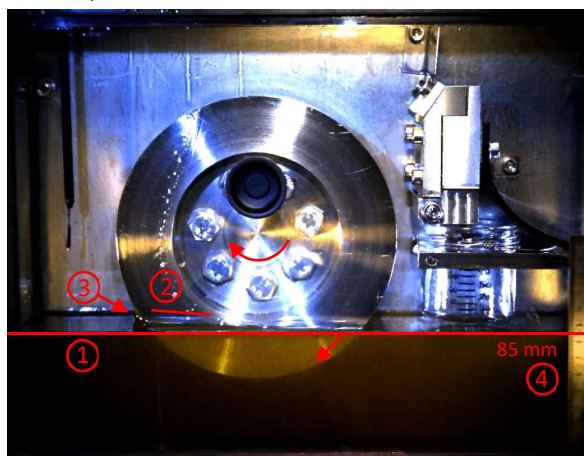
In Abbildung 6.2 sind die Versuche im Betriebspunkt 2 mit einer Öltemperatur von 51,5 °C und die entsprechende Simulation abgebildet. Es ist zu erkennen, dass die in der Simulation verwendete dynamische Viskosität dem realen Wert entspricht. Daher wurde auch die Rauheit der Prüfkörperoberfläche, im Vergleich zu Abbildung 6.1 (Betriebspunkt 1) auf den Wert 1 verringert, sodass die Reibungskraft zwischen einem Fluid- Festkörper-Partikel jener zwischen einem Fluid-Fluid-Partikel entspricht. Aufgrund der höheren Temperatur und der damit verbundenen Abnahme der dynamischen Viskosität, ist der Verzug der Flüssigkeitsoberfläche ① geringer als im Betriebspunkt 1 in Abbildung 6.1. Auch die Mitnahme des Öls auf der linken Seite der Stirnfläche (Linie ②) ist bei allen Prüfkörpern sehr ähnlich und fällt im Vergleich zu Abbildung 6.1 ebenfalls leicht flacher aus. Ähnlich

zum Betriebspunkt 1 weist auch hier der simulierte Ölverlauf an der Stirnfläche eine größere Steigung auf als im Versuch, allerdings ist der Unterschied nicht mehr so stark ausgeprägt. Der Anlaufkeil präsentiert sich bei allen Prüfkörpern ohne große Abweichungen zueinander und wird auch von der Simulation ähnlich berechnet. Der Ölstand ④ verringert sich bis zu diesem Zeitpunkt bei allen Versuchen um 2 mm und liegt somit bei 83 mm, was durch die Simulation mit einer berechneten Reduktion von 3 mm gut erfasst wird.

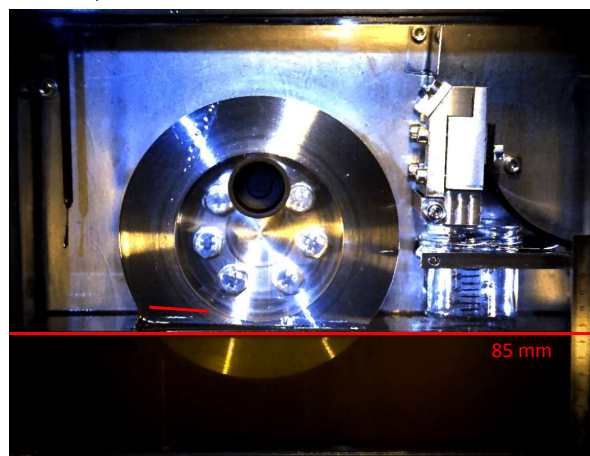
### Shell Spirax S6 GXME 75W-80 / Betriebspunkt 3:

- Öltemperatur: 101,9 °C
- Drehzahl: 50 U/min  $\cong$  0,46 m/s Umfangsgeschwindigkeit
- Ölstand: 85 mm

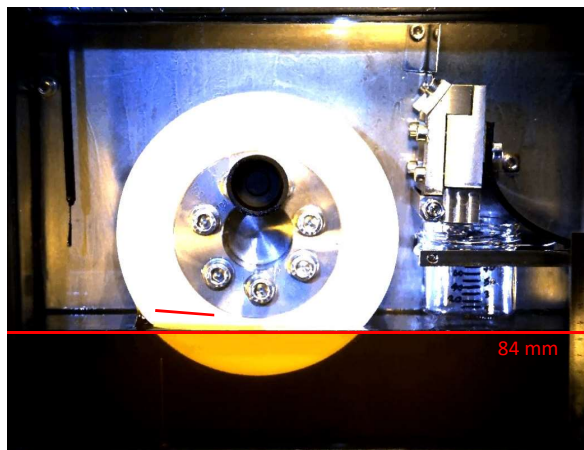
Stahl Rz 4,4



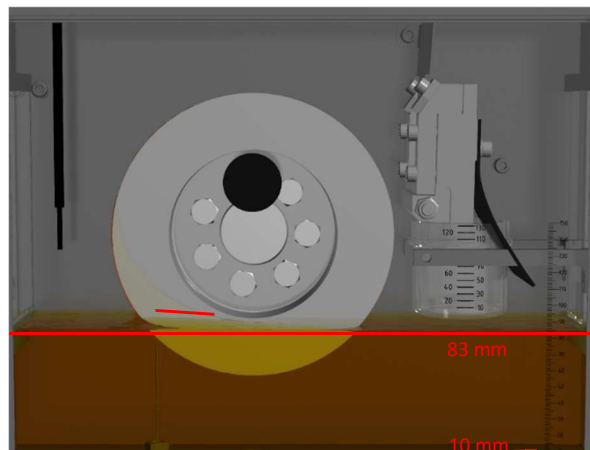
Stahl Rz 6,3



Teflon Rz 4,0



Simulation



### Öleigenschaften Shell Spirax S6 GXME 75W-80:

Dichte: 794,53 kg/m<sup>3</sup>

Dyn. Viskosität: 0,00726975 kg/ms

### Parameterwerte:

Adhäsion: 1,5      Kohäsion: 1,3

Rauheit: 1,75      Dyn. Viskosität: 0,00726975 kg/ms

Abbildung 6.3: Oberflächenverzerrung nach 600 ms; Drehzahl: 50 U/min, Öltemperatur: 101,9 °C, Ölstand: 85 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80

In Abbildung 6.3 werden die Versuche von Betriebspunkt 3 mit einer Öltemperatur von 101,9 °C gezeigt. Die Werte für Kohäsion und Adhäsion sind mit den Werten von 1,3 bzw. 1,5 definiert. Im

Vergleich zu den vorigen Betriebspunkten, welche sich nur durch eine andere Öltemperatur unterscheiden, ist zu erkennen, dass die Werte der gesuchten Parameter sehr ähnlich zu einander sind. Lediglich der Wert der Rauheit der Prüfkörperoberfläche ist im Betriebspunkt 2 (Abbildung 6.2) deutlich geringer.

Bei einer Öltemperatur von rund 100 °C ist der Verzug der Flüssigkeitsoberfläche ① in den Versuchen praktisch nicht mehr vorhanden (siehe Abbildung 6.3). In der Simulation wird die Verzerrung allerdings noch ein wenig zu stark dargestellt, was auch an dem leicht niedrigeren Ölstand ④ im Vergleich zu den Versuchen ersichtlich ist. Der Ölverlauf an der Stirnfläche ② des Prüfkörpers zu dessen Mantelfläche weist sowohl bei allen Versuchen, als auch im Vergleich zur Simulation keine nennenswerten Unterschiede auf. Das gleiche Verhalten kann auch beim Anlaufkeil ③ beobachtet werden. Es ist zu erkennen, dass die Ergebnisse der Simulation mit steigender Temperatur, also sinkender dynamischer Viskosität der Flüssigkeit besser mit den Versuchen korrelieren.

#### **Castrol Alpha SP 680 / Betriebspunkt 1:**

- Öltemperatur: 29,7 °C
- Drehzahl: 50 U/min  $\cong$  0,46 m/s Umfangsgeschwindigkeit
- Ölstand: 85 mm

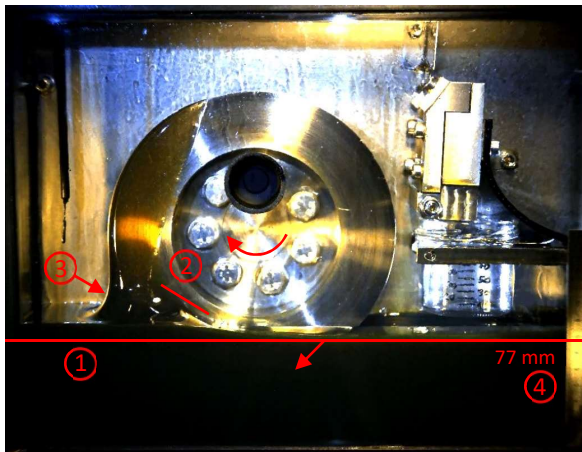
In Abbildung 6.4 werden die Versuche und die Simulation in Betriebspunkt 1 mit dem Öl *Castrol Alpha SP 680* gezeigt. Hervorzuheben ist die, bei dieser Temperatur, hohe dynamische Viskosität von 1,30240482 kg/ms, welche im Vergleich zu jener des *Shell Spirax S6 GXME 75W-80*, bei einer Temperatur von 21,2 °C, mit 0,10769504 kg/ms um den Faktor 12,1 größer ist. Diese entspricht, wie schon in Abschnitt 4.5 erwähnt, der dynamischen Viskosität des *Shell Spirax* bei rund -16 °C. Ähnlich zum *Shell* bei einer Temperatur von rund 21 °C, war auch hier eine Anpassung der dynamischen Viskosität für die Simulation notwendig, welche um den Faktor 4 im Vergleich zur Realität reduziert werden musste. Die Werte von Kohäsion und Adhäsion sind mit 1,5 bzw. 1,6 ähnlich im Vergleich zum Betriebspunkt 1 des *Shell Spirax* (Abbildung 6.1).

Die hohe dynamische Viskosität erklärt auch die markante Verzerrung der Öloberfläche ① in Abbildung 6.4, bereits bei geringen Drehzahlen, welche in den Versuchen bei allen Prüfkörpern ähnlich stark ausgeprägt ist. Die Simulation stellt den Oberflächenverzug stärker dar, als in der Realität vorhanden. Die Höhe des Füllstands ④, am tiefsten Niveau gemessen, sowohl in den Versuchen, als auch in der Simulation sehr ähnlich.

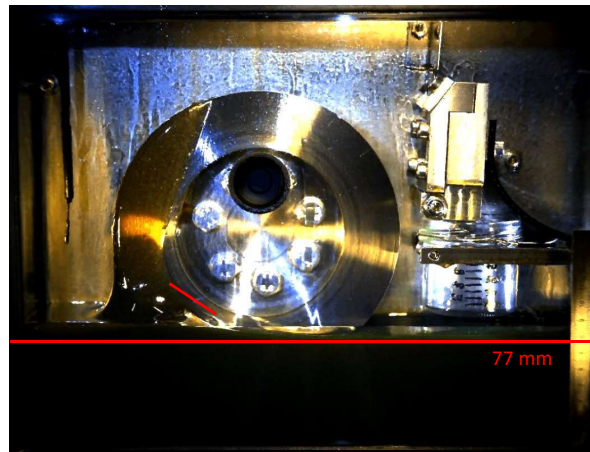
Ebenso wie der Oberflächenverzug, ist auch der Ölverlauf an der Stirnfläche ② viel steiler, als im Betriebspunkt 1 des *Shell Spirax* (Abbildung 6.1). Auch hier ist das Verhalten bei allen Prüfkörpern gleich, lediglich in der Simulation wird der Winkel des Ölverlaufs steiler berechnet. Bezüglich Form und Größe gibt es auch beim Anlaufkeil ③ keine Unterschiede in den Versuchen, jedoch wird dieser in der Simulation voller



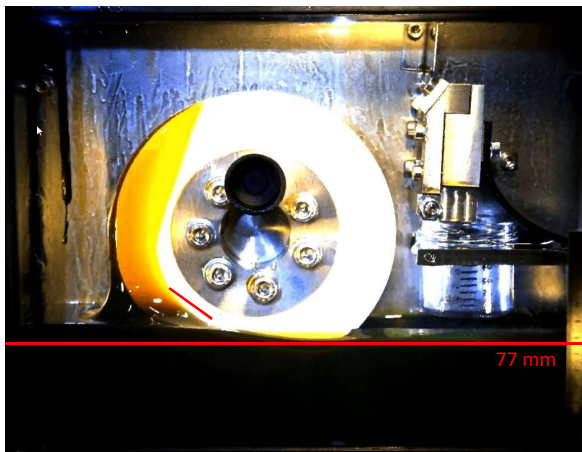
Stahl Rz 4,4



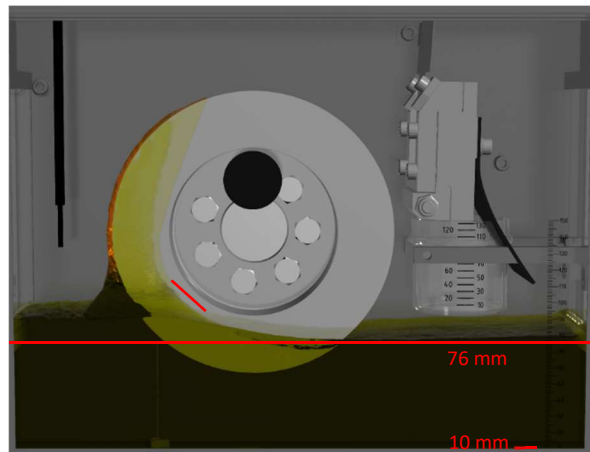
Stahl Rz 6,3



Teflon Rz 4,0



Simulation

**Öleigenschaften Castrol Alpha SP 680:**Dichte: 910,77 kg/m<sup>3</sup>

Dyn. Viskosität: 1,30240482 kg/ms

**Parameterwerte:**

Adhäsion: 1,6      Kohäsion: 1,5

Rauheit: 4      Dyn. Viskosität: 0,32560120 kg/ms

Abbildung 6.4: Oberflächenverzerrung nach 600 ms; Drehzahl: 50 U/min, Öltemperatur: 29,7 °C, Ölstand: 85 mm, Castrol Alpha SP 680

**6.1.2 Drehzahl: 350 U/min, Ölstand: 85 mm**

In diesem Abschnitt werden die folgenden Betriebspunkte bei einer Zeit von 280 ms nach Beginn der Rotationsbewegung gezeigt. Da die Prüfkörper in 500 ms auf die entsprechende Enddrehzahl beschleunigt wurden, hatten diese zu diesem Zeitpunkt eine momentane Drehzahl von rund 215 U/min, was einer Umfangsgeschwindigkeit von 1,97 m/s entspricht.

**Shell Spirax S6 GXME 75W-80 / Betriebspunkt 4:**

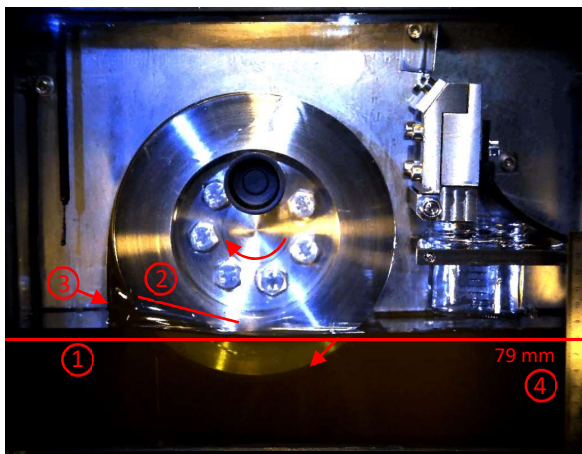
- Öltemperatur: 20,8 °C
- Drehzahl: 350 U/min  $\cong$  3,21 m/s Umfangsgeschwindigkeit
- Ölstand: 85 mm

Aufgrund der höheren Drehzahl als im Betriebspunkt 1, ist es notwendig die Werte von Kohäsion und Adhäsion in der Simulation zu erhöhen (siehe Abbildung 6.5), um eine Anhaftung der Flüssigkeit an der Prüfkörperoberfläche weiterhin zu gewährleisten. Durch die höheren Kohäsionswerte stellt sich

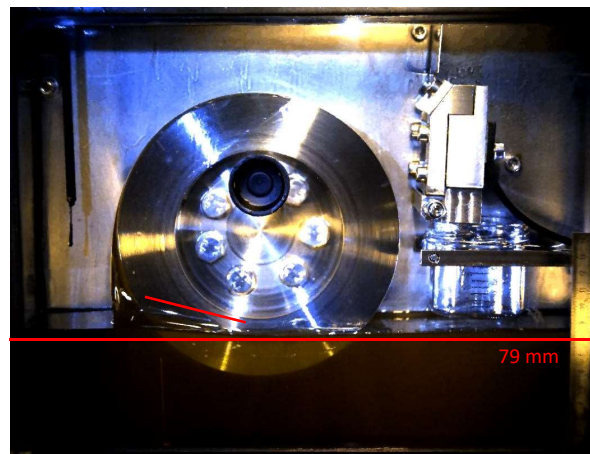
wiederum eine Art Verdickung der Flüssigkeit ein, da die intermolekularen Anziehungskräfte steigen und die Partikel daher stärker aneinanderhaften. Der Wert für die Kohäsion wurde für diese Umfangsgeschwindigkeit mit 3,5 und jener der Adhäsion mit 3,6 festgelegt.

Gleich wie in Betriebspunkt 1 war es auch hier notwendig die, in der Simulation verwendete, dynamische Viskosität um den Faktor 3 gegenüber der tatsächlichen Viskosität zu verringern. Dadurch wurde auch die Absenkung der Flüssigkeitsoberfläche auf der rechten Seite des Prüfkörpers, welche größer ist als bei 50 U/min, in der Simulation richtig wiedergegeben. Es ist zu erkennen, dass der tiefste Punkt der Oberfläche ein wenig rechts aus der Mitte des Prüfkörpers positioniert ist und der Ölstand zur rechten Seite des Prüfkastens wieder ansteigt. Auch dieses Verhalten wird von der Simulation korrekt erfasst (siehe Abbildung 6.5).

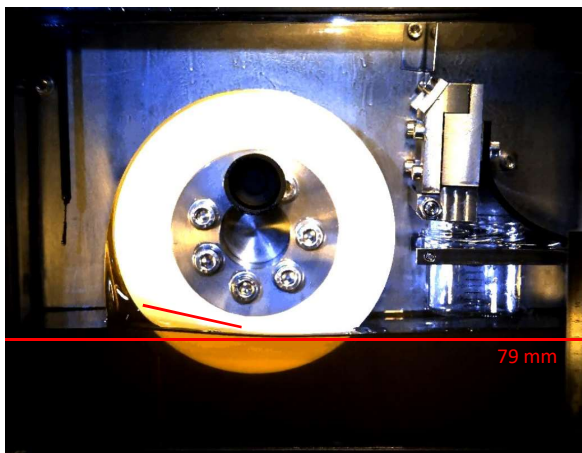
Stahl Rz 4,4



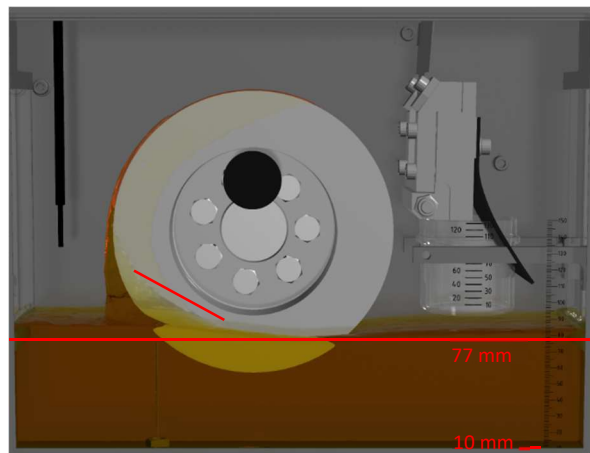
Stahl Rz 6,3



Teflon Rz 4,0



Simulation



#### Öleigenschaften Shell Spirax S6 GXME 75W-80:

Dichte: 846,23 kg/m<sup>3</sup>

Dyn. Viskosität: 0,10974766 kg/ms

#### Parameterwerte:

Adhäsion: 3,6 Kohäsion: 3,5

Rauheit: 5 Dyn. Viskosität: 0,03658255 kg/ms

Abbildung 6.5: Oberflächenverzerrung nach 280 ms; Drehzahlrampe: 350 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 20,8 °C, Ölstand: 85 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80

Ähnlich zu der stärkeren Absenkung der Flüssigkeitsoberfläche in den Versuchen, wird auch das Öl auf der linken Seite der Stirnfläche der Prüfkörper weiter nach oben mittransportiert, wodurch sich im Vergleich zum Betriebspunkt 1 ein steilerer Winkel des Flüssigkeitsverlaufs ② ergibt. Auch hier wird

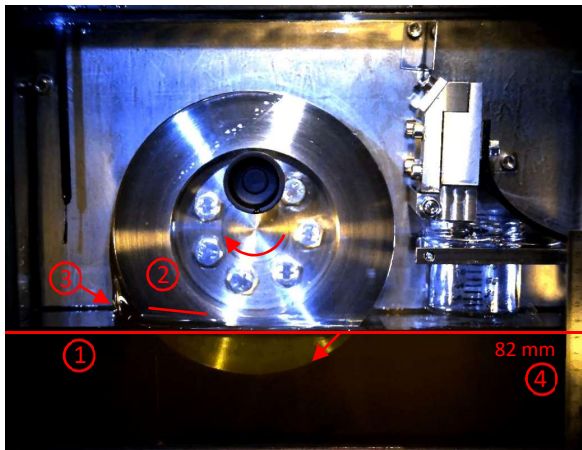
der Winkel in der Simulation größer prognostiziert als im Versuch. Das ist dadurch zu erklären, da das Öl im Vergleich zur Realität langsamer radial nach außen zur Mantelfläche abgeführt wird. Die Berechnung des Anlaufkeils wird hinsichtlich der Größe und Form hingegen korrekt wiedergegeben. Eine zu große Reduktion des Ölstands ④ von 8 mm in der Simulation ist der zu starken Oberflächenverzerrung geschuldet. Diese Verringerung fällt mit 6 mm in den Versuchen etwas geringer aus.

#### Shell Spirax S6 GXME 75W-80 / Betriebspunkt 5:

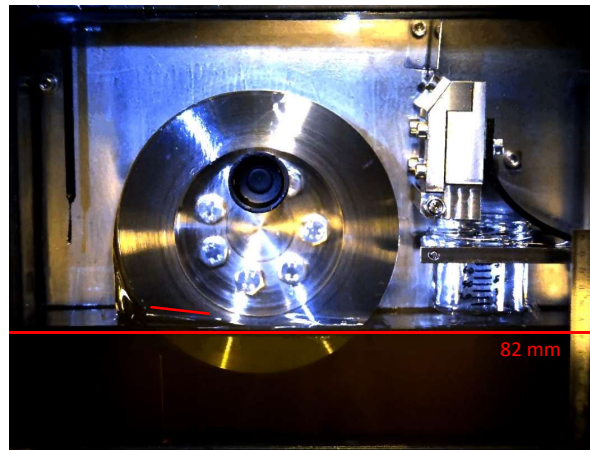
- Öltemperatur: 51,4 °C
- Drehzahl: 350 U/min  $\cong$  3,21 m/s Umfangsgeschwindigkeit
- Ölstand: 85 mm

In Abbildung 6.6 wird der Betriebspunkt 5 mit einer Öltemperatur von 51,4 °C gezeigt. Anders als im Betriebspunkt 4 (Abbildung 6.5) genügte hier ein Anstieg der Werte von Kohäsion und Adhäsion auf 1,65 bzw. 1,75 um eine ausreichende Anhaftung an der Mantelfläche des Prüfkörpers zu gewährleisten.

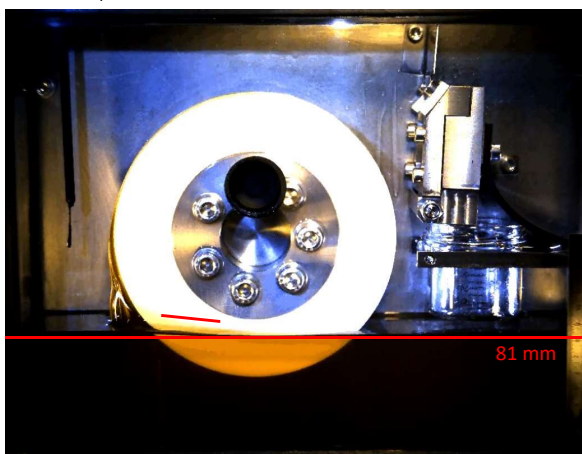
Stahl Rz 4,4



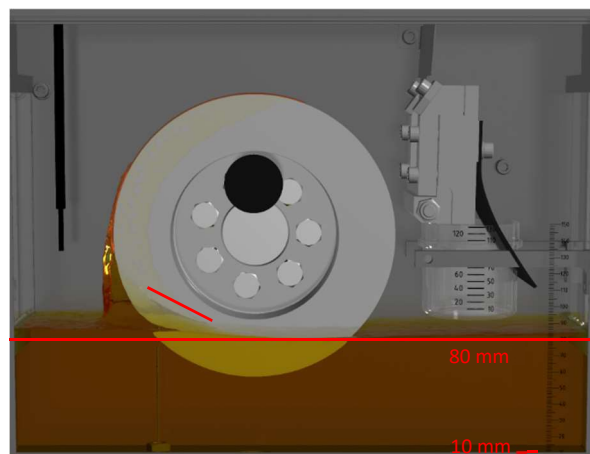
Stahl Rz 6,3



Teflon Rz 4,0



Simulation



#### Öleigenschaften Shell Spirax S6 GXME 75W-80:

Dichte: 826,97 kg/m<sup>3</sup>

Dyn. Viskosität: 0,02929213 kg/ms

#### Parameterwerte:

Adhäsion: 1,75    Kohäsion: 1,65

Rauheit: 3    Dyn. Viskosität: 0,02929213 kg/ms

Abbildung 6.6: Oberflächenverzerrung nach 280 ms; Drehzahlrampe: 350 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 51,4 °C, Ölstand: 85 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80

Gleich wie im Betriebspunkt 2 (Abbildung 6.2) wurde auch hier für die dynamische Viskosität in der Simulation jener Wert der realen dynamischen Viskosität verwendet. Allerdings ist die Rauheit der Prüfkörperoberfläche mit dem Wert 3 definiert, sodass die Reibungskraft zwischen einem Fluid-Festkörper-Partikel dreimal so groß ist als zwischen einem Fluid-Fluid-Partikel. Diese Maßnahme war notwendig, um den Volumenstrom über die Mantelfläche des Prüfkörpers zu erhöhen, da dieser andernfalls in der Simulation, im Gegensatz zu den Versuchen, zu niedrig ausgefallen wäre (siehe dazu Abschnitt 6.4).

Es ist deutlich zu erkennen, dass die Verzerrung der Oberfläche ① im Vergleich zu Abbildung 6.5 (Betriebspunkt 4) aufgrund der, durch die höhere Temperatur, kleineren dynamischen Viskosität deutlich geringer ausfällt. In der Simulation wird die Verzerrung stärker berechnet als in den Versuchen ersichtlich. Es ergibt sich ein Ölstand ④ von 81, bzw. 82 mm in den Versuchen, respektive 80 mm in der Simulation. Im Vergleich dazu beträgt der Ölstand im Betriebspunkt 4 in den Versuchen 79 mm und in der Simulation 77 mm (siehe Abbildung 6.5). Ein ähnliches Bild zeichnet sich beim Vergleich des Ölverlaufs an der Stirnfläche ② hin zur Mantelfläche der beiden Betriebspunkte ab, welcher hier ebenfalls aufgrund der geringeren dynamischen Viskosität flacher ausfällt. In der Simulation wird allerdings ein ähnlicher Verlauf wie in Abbildung 6.5 (Betriebspunkt 4) prognostiziert. Das ist darauf zurückzuführen, dass die in der Simulation verwendeten Werte der dynamischen Viskosität ähnlich sind, da dieser im Betriebspunkt 4 aufgrund der zu starken Verzerrung der Flüssigkeitsoberfläche um den Faktor drei reduziert werden musste. Der Anlaufkeil ③ fällt in der Simulation ein wenig größer aus, als in den Versuchen ersichtlich.

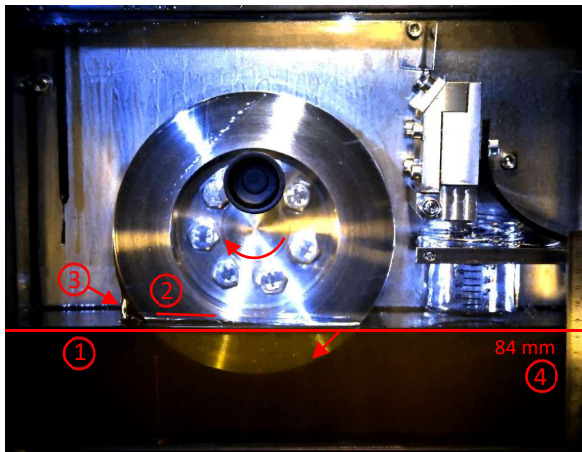
#### **Shell Spirax S6 GXME 75W-80 / Betriebspunkt 6:**

- Öltemperatur: 102 °C
- Drehzahl: 350 U/min  $\cong$  3,21 m/s Umfangsgeschwindigkeit
- Ölstand: 85 mm

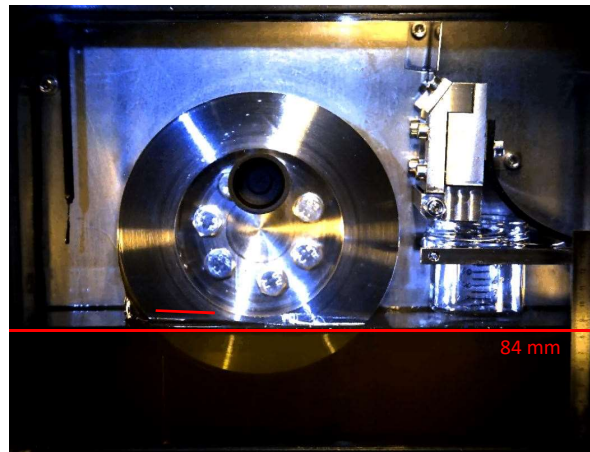
In Abbildung 6.7 werden die Versuche und die entsprechende Simulation im Betriebspunkt 6 mit einer Öltemperatur von 102 °C gezeigt. Die Werte von Kohäsion und Adhäsion sind im Vergleich zum Betriebspunkt 3 (Abbildung 6.3) mit einer Drehzahl von 50 U/min nur gering gestiegen. Allerdings ist der Wert der Rauheit auf den Wert 6 angewachsen. Durch die geringe dynamische Viskosität bei dieser Temperatur wäre ansonsten keine ausreichende Mitnahme des Öls über den Umfang gegeben.

Bei den Versuchen in Abbildung 6.7 ist die minimale Verzerrung der Flüssigkeitsoberfläche ① ersichtlich, welche wiederum in der Simulation, wie schon in den vorigen Betriebspunkten, leicht stärker berechnet wird. Damit ist auch der resultierende Ölstand an der tiefsten Stelle um 1-2 mm zu tief prognostiziert. Auch im Verlauf des Öls an der Stirnfläche des Prüfkörpers ② wird dieses Verhalten sichtbar. In den Versuchen wird die Flüssigkeit am Prüfkörper kaum mehr hochgezogen, womit sich auch eine minimale Steigung einstellt. In der Simulation ist dieser Verlauf steiler, was auch dem hohen Wert der Rauheit geschuldet ist. Größe und Form des Anlaufkeils ③ zeigen bei den Versuchen keine nennenswerten Unterschiede. In der Simulation hingegen wird dieser abermals leicht größer berechnet.

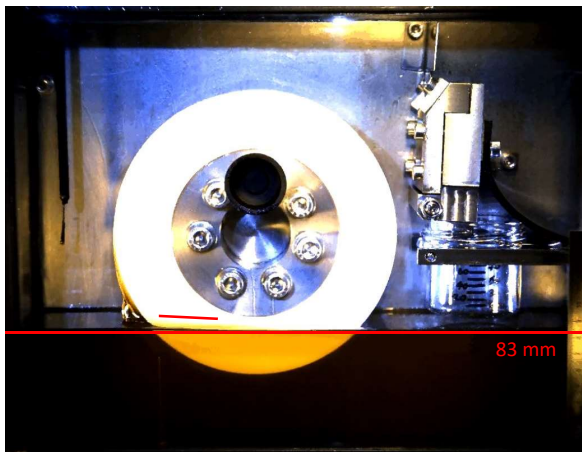
Stahl Rz 4,4



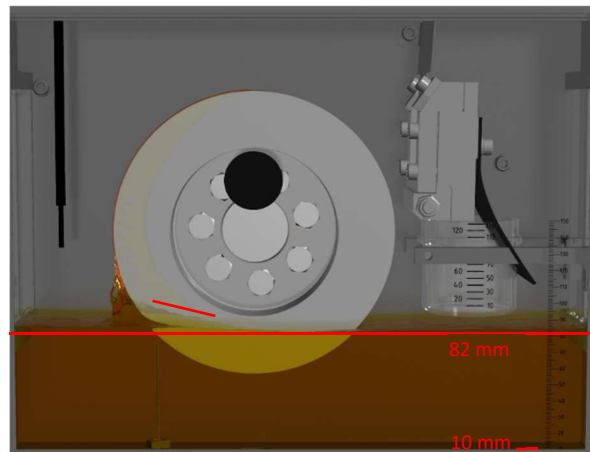
Stahl Rz 6,3



Teflon Rz 4,0



Simulation

**Öleigenschaften Shell Spirax S6 GXME 75W-80:**Dichte: 794,47 kg/m<sup>3</sup>

Dyn. Viskosität: 0,00725451 kg/ms

**Parameterwerte:**

Adhäsion: 1,7      Kohäsion: 1,5

Rauheit: 6      Dyn. Viskosität: 0,00725451 kg/ms

Abbildung 6.7: Oberflächenverzerrung nach 280 ms; Drehzahlrampe: 350 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 102 °C, Ölstand: 85 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80

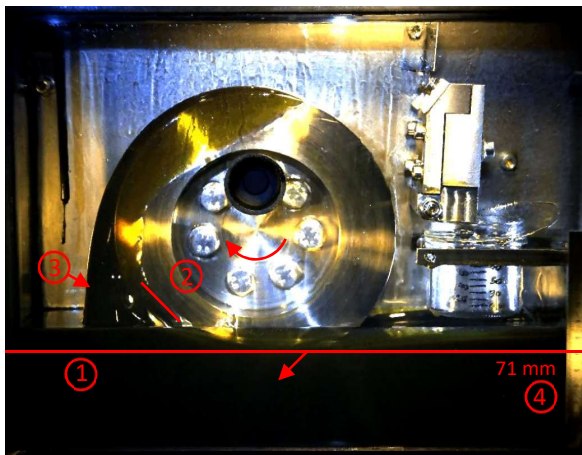
**Castrol Alpha SP 680 / Betriebspunkt 2:**

- Öltemperatur: 29,3 °C
- Drehzahl: 350 U/min  $\cong$  3,21 m/s Umfangsgeschwindigkeit
- Ölstand: 85 mm

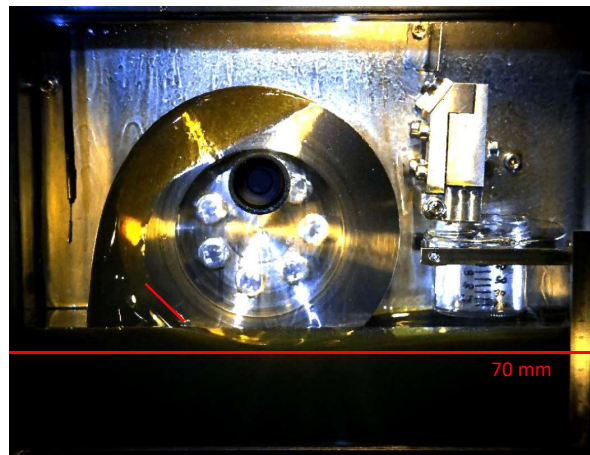
Abbildung 6.8 zeigt den Betriebspunkt 2 des *Castrol Alpha SP 680* bei einer Temperatur von 29,3 °C. Im Vergleich zum Betriebspunkt 1 dieses Öls (Abbildung 6.4), war bei dieser Drehzahl eine Verringerung der dynamischen Viskosität um den Faktor 12 gegenüber dem realen Wert notwendig. Der vergleichsweise hohe Wert der Rauheit von 36 entspricht dabei, einer dreimal höheren Reibungskraft zwischen einem Fluid- und Festkörperpartikel, als der Viskositätskraft zwischen zwei Fluid-Partikeln mit der realen dynamischen Viskosität. Auch die Werte von Adhäsion und Kohäsion liegen mit je 5,9 höher als im Betriebspunkt 4 des *Shell Spirax* (Abbildung 6.5).

Die Verzerrung der Flüssigkeitsoberfläche ① stellt sich, sowohl zum linken, als auch zum rechten Rand des Prüfkastens, bei allen Versuchen sehr ähnlich dar und auch der Füllstand ④ am niedrigsten Niveau des Ölsumpfs ist mit 70-71 mm annähernd gleich hoch. Im Bild der Simulation ist ersichtlich, dass die Verzerrung zum linken Rand des Prüfkastens stärker prognostiziert wird, obwohl der Füllstand im Vergleich zu den Versuchen mit 70 mm gleich hoch ist. Es ist zu erkennen, dass der Flüssigkeitsspiegel auf der rechten Seite des Prüfkörpers niedriger ist als auf der linken Seite, wonach der Füllstand links der Scheibe durch deren Drehbewegung leicht angehoben wurde. Der Verlauf der Flüssigkeitsoberfläche zur rechten Seite des Prüfkastens wird hingegen sehr gut von der Simulation berechnet.

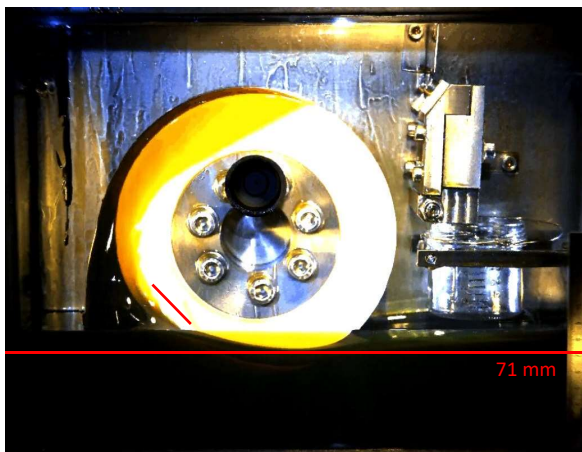
Stahl Rz 4,4



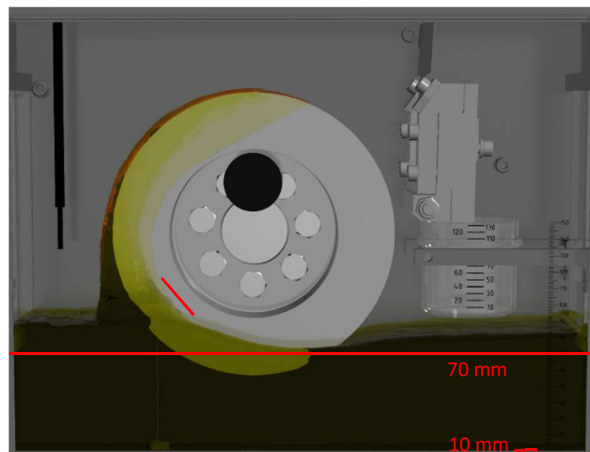
Stahl Rz 6,3



Teflon Rz 4,0



Simulation



#### Öleigenschaften Castrol Alpha SP 680:

Dichte: 911,10 kg/m<sup>3</sup>

Dyn. Viskosität: 1,37121167 kg/ms

Abbildung 6.8: Oberflächenverzerrung nach 280 ms; Drehzahlrampe: 350 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 29,3 °C, Ölstand: 85 mm, Castrol Alpha SP 680

#### Parameterwerte:

Adhäsion: 5,9 Kohäsion: 5,9

Rauheit: 36 Dyn. Viskosität: 0,11426764 kg/ms

Der Verlauf des Öls an der Stirnfläche des Prüfkörpers ② präsentiert sich in allen Versuchen in diesem Betriebspunkt gleich. In der Simulation fällt der Winkel ein wenig steiler aus, jedoch ist der Unterschied, im Vergleich zu den zum *Shell Spirax*, nicht mehr so gravierend. Beim Vergleich des Anlaufkeils ③ ergeben sich innerhalb der Versuche ebenfalls keine gravierenden Unterschiede. Besitzt

dieser in den Versuchen bereits eine leicht konvexe Form, so wird der Anlaufkeil in der Simulation zu diesem Zeitpunkt noch kleiner und konkav dargestellt.

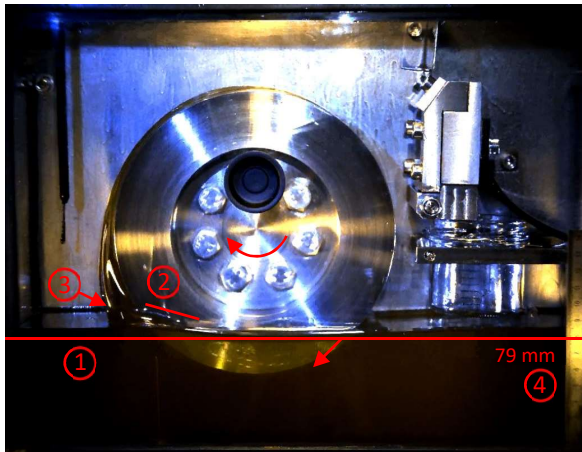
### 6.1.3 Drehzahl: 700 U/min, Ölstand: 85 mm

In diesem Abschnitt werden die folgenden Betriebspunkte bei einer Zeit von 240 ms nach Beginn der Rotationsbewegung gezeigt. Da die Prüfkörper in 500 ms auf eine Enddrehzahl von 700 U/min beschleunigt wurden, hatten diese zu diesem Zeitpunkt eine momentane Drehzahl von rund 325 U/min, was einer Umfangsgeschwindigkeit von 2,98 m/s entspricht.

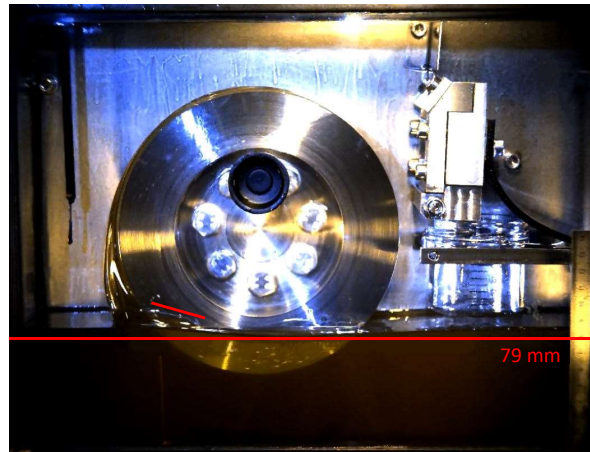
#### Shell Spirax S6 GXME 75W-80 / Betriebspunkt 7:

- Öltemperatur: 20,8 °C
- Drehzahl: 700 U/min  $\cong$  6,41 m/s Umfangsgeschwindigkeit
- Ölstand: 85 mm

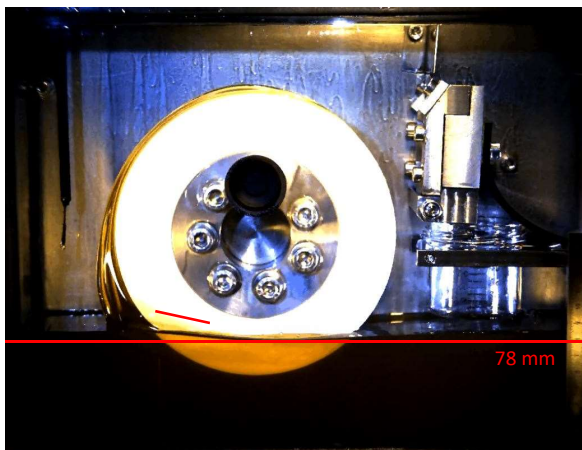
Stahl Rz 4,4



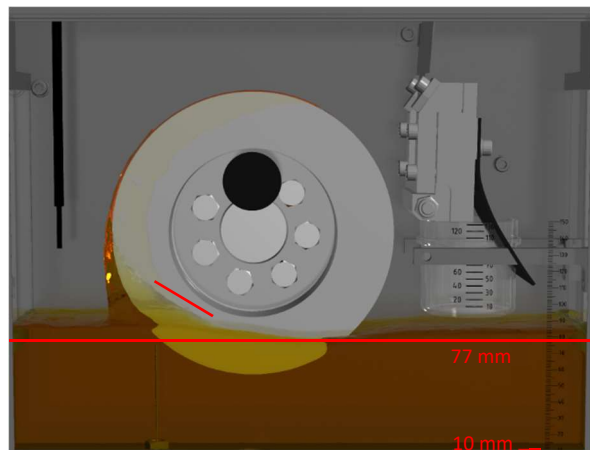
Stahl Rz 6,3



Teflon Rz 4,0



Simulation



#### Öleigenschaften Shell Spirax S6 GXME 75W-80:

Dichte: 846,23 kg/m<sup>3</sup>

Dyn. Viskosität: 0,10974766 kg/ms

#### Parameterwerte:

Adhäsion: 6,65 Kohäsion: 6,55

Rauheit: 3 Dyn. Viskosität: 0,03658255 kg/ms

Abbildung 6.9: Oberflächenverzerrung nach 240 ms; Drehzahlrampe: 700 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 20,8 °C, Ölstand: 85 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80

Abbildung 6.9 zeigt die Versuche und die entsprechende Simulation im Betriebspunkt 7 mit einer Öltemperatur von 20,8 °C. Es ist ersichtlich, dass bei dieser Drehzahl eine deutliche Erhöhung der Kohäsions- und Adhäsionswerte erforderlich ist, um die Anhaftung und damit den Volumenstrom über die Mantelfläche des Prüfkörpers (siehe Abschnitt 6.4) zu gewährleisten.

Weiters ist zu erkennen, dass es im Vergleich zum Betriebspunkt 4 (Abbildung 6.5) zu keiner verstärkten Absenkung der Flüssigkeitsoberfläche kommt, obwohl die momentane Drehzahl um 128 U/min höher ist. Dies erlaubt den Schluss, dass für diese Temperatur und somit dynamische Viskosität die maximale Absenkung der Flüssigkeitsoberfläche erreicht ist, welche bei rund 5 mm liegt. Das bestätigt auch die gleiche Verringerung des Ölstandes ④ von 6-7 mm in den Versuchen, bzw. 8 mm in der Simulation. Demzufolge ist auch die Mitnahme des Öls auf der linken Seite der Stirnfläche der Prüfkörper nicht mehr gestiegen, was in Abbildung 6.9 durch den Winkel der Linie ②, im Vergleich zum Betriebspunkt 4 (Abbildung 6.5) ersichtlich ist. Auch der Vergleich zwischen den drei verwendeten Prüfkörpern ergibt keinen nennenswerten Unterschied des Ölverlaufs an der Stirnfläche und dessen Winkel. Allerdings wird dieser von der Simulation, ähnlich zum Betriebspunkt 4, zu steil berechnet. Der Anlaufkeil ③ wird jedoch sehr ähnlich im Vergleich zu den Versuchen erfasst.

#### **Shell Spirax S6 GXME 75W-80 / Betriebspunkt 8:**

- Öltemperatur: 51,1 °C
- Drehzahl: 700 U/min  $\cong$  6,41 m/s Umfangsgeschwindigkeit
- Ölstand: 85 mm

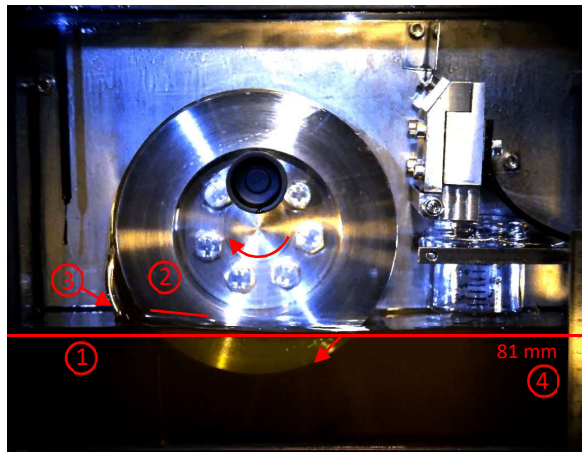
Abbildung 6.10 zeigt die Versuche und die Simulation vom Betriebspunkt 8 mit einer Öltemperatur von 51,5 °C. Die Werte von Adhäsion und Kohäsion mussten im Vergleich zum Betriebspunkt 5 (Abbildung 6.6) aufgrund der höheren Drehzahl wiederum vergrößert werden. Hervorzuheben ist, dass die beiden Werte bei einer Verdoppelung der Drehzahl von 350 auf 700 U/min jedoch um rund das 2,5-fache gestiegen sind. Im Vergleich zum Betriebspunkt 7 (Abbildung 6.9) fallen sie jedoch deutlich geringer aus. Auch in dieser Simulation wurde der Wert der realen dynamischen Viskosität, welcher hier bei 0,02958949 kg/ms liegt, für die Berechnung herangezogen. Die Rauheit der Prüfkörperoberfläche wurde, im Gegensatz zu Betriebspunkt 5, mit dem Wert 1 definiert.

Die Verzerrung der Flüssigkeitsoberfläche ① ist in den Versuchen, im Vergleich zu Abbildung 6.6 bei allen Prüfkörpern nur mehr minimal angestiegen. Ein ähnliches Bild zeigt sich in den Betriebspunkten 4 und 7, jedoch kommt es hier zu keiner nennenswerten Vergrößerung des Oberflächenverzugs. Die Simulation gibt die Verzerrung der Ölsumpfoberfläche sehr gut wieder, wodurch auch der Ölstand annähernd identisch zu den Versuchen wiedergegeben wird. Auch beim Ölverlauf an der Stirnseite ② radial nach außen zur Mantelfläche ist keine wesentliche Veränderung im Vergleich zu Abbildung 6.6 zu erkennen. In der Simulation wird der Verlauf zu steil prognostiziert, d.h. das Öl wird zu langsam an der Stirnfläche radial nach außen zur Mantelfläche transportiert.

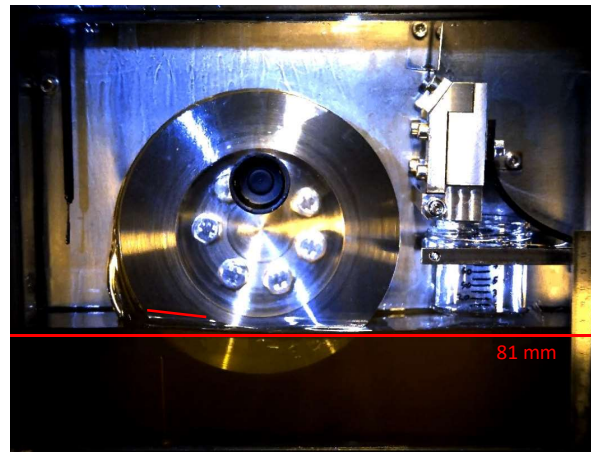
Die Anlaufkeile ③ der unterschiedlichen Prüfkörper zeigen in Abbildung 6.10 bei den Versuchen ein einheitliches Bild, wobei eine Ausbuchtung nahe der Oberfläche des Ölsumpfs gut zu erkennen ist. An dieser Ausbuchtung kommt es in weiterer Folge zu einer ersten Ablösung der Flüssigkeit von der Prüfkörperoberfläche. Grundsätzlich wird in der Simulation die Größe des Anlaufkeils gut wiedergegeben, allerdings ist die Ausbuchtung, wie in den Versuchen ersichtlich, nicht vorhanden.



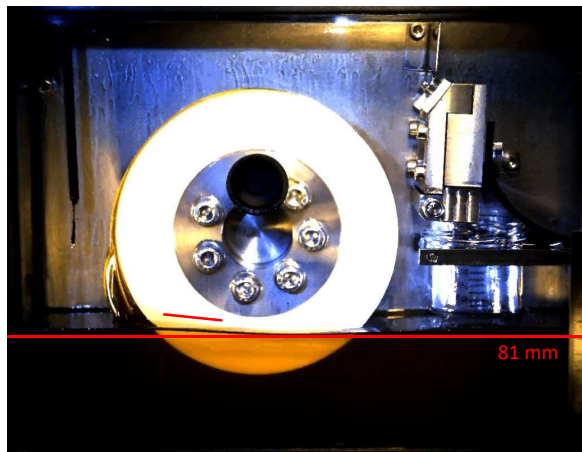
Stahl Rz 4,4



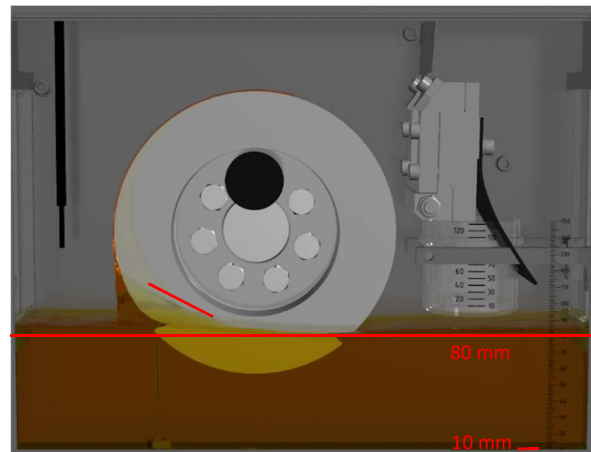
Stahl Rz 6,3



Teflon Rz 4,0



Simulation

**Öleigenschaften Shell Spirax S6 GXME 75W-80:**Dichte: 827,16 kg/m<sup>3</sup>

Dyn. Viskosität: 0,02958949 kg/ms

**Parameterwerte:**

Adhäsion: 4,3      Kohäsion: 4,15

Rauheit: 1      Dyn. Viskosität: 0,02958949 kg/ms

Abbildung 6.10: Oberflächenverzerrung nach 240 ms; Drehzahlrampe: 700 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 51,1 °C, Ölstand: 85 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80

**Shell Spirax S6 GXME 75W-80 / Betriebspunkt 9:**

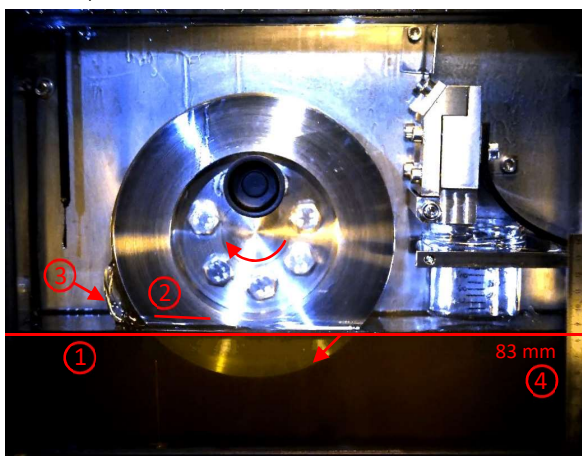
- Öltemperatur: 102,8 °C
- Drehzahl: 700 U/min  $\cong$  6,41 m/s Umfangsgeschwindigkeit
- Ölstand: 85 mm

In Abbildung 6.11 werden die Versuche und die dazugehörige Simulation bei einer Öltemperatur von 102,8 °C gezeigt. Kohäsion und Adhäsion sind im Vergleich zum Betriebspunkt 6 (Abbildung 6.7) um ein wenig mehr als das 2-fache angestiegen. Die Rauheit der Prüfkörperoberfläche ist mit dem Wert 2 definiert und die dynamische Viskosität entspricht in der Simulation dem realen Wert.

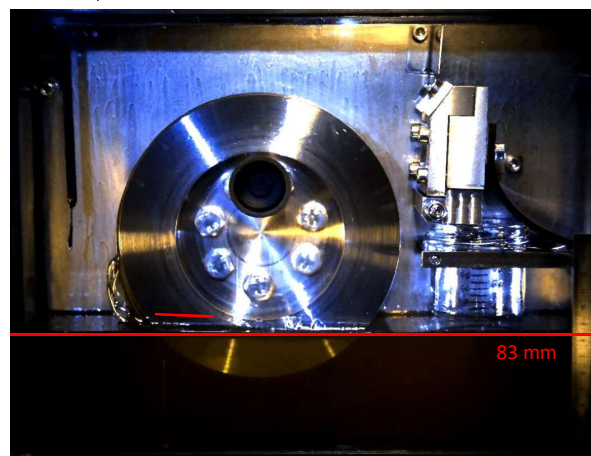
Die Verzerrung der Flüssigkeitsoberfläche ① ist bei allen Versuchen in diesem Betriebspunkt ident, wobei diese in der Simulation, wie schon in den vorigen Betriebspunkten, leicht stärker prognostiziert wird. Der Ölstand ④, gemessen am tiefsten Niveau der Flüssigkeitsoberfläche, beträgt bei allen Versuchen 83 mm und liegt somit 2 mm unter dem Ausgangsniveau. Die Simulation stimmt hier mit

einem Wert von 82 mm beinahe exakt überein. Im Gegensatz dazu ist der Verlauf des Öls an der Stirnfläche des Prüfkörpers ② wesentlich steiler als in den Versuchen ersichtlich. Der Anlaufkeil ③ weist in diesem Betriebspunkt in den Versuchen leichte Unterschiede auf. Während bei den Stahlscheiben schon eine erste Ablösung des Öls erkennbar ist, liegt der Anlaufkeil bei der Teflonscheibe noch mehr an der Oberfläche an. Die Höhe des Keils ist jedoch bei allen Versuchen wieder vergleichbar. In der Simulation hingegen ist diese Ablösung noch überhaupt nicht erkennbar. Auch die Höhe, gemessen zur Flüssigkeitsoberfläche, ist geringer als in den Versuchen. Dies ist der geringen dynamischen Viskosität und der damit verbundenen geringen Reibungskraft zwischen der Flüssigkeit und dem Festkörper, sowie der vergleichsweise hohen Kohäsionskraft geschuldet. Diese wirkt der Mitnahme des Öls über den Umfang und damit einer Oberflächenvergrößerung entgegen.

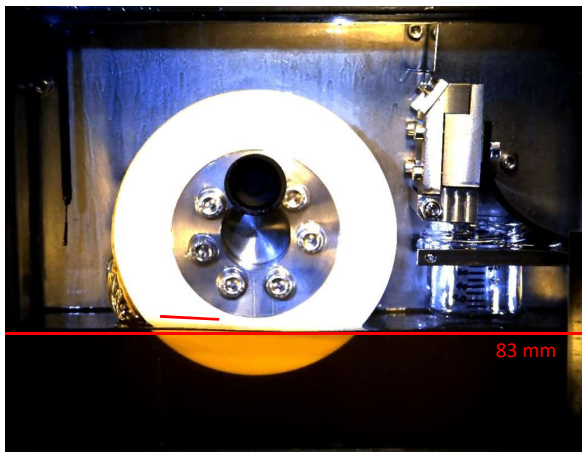
Stahl Rz 4,4



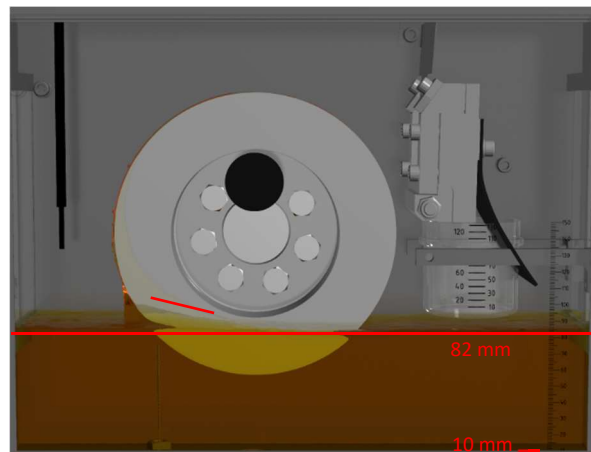
Stahl Rz 6,3



Teflon Rz 4,0



Simulation



#### Öleigenschaften Shell Spirax S6 GXME 75W-80:

Dichte:  $793,95 \text{ kg/m}^3$

Dyn. Viskosität:  $0,00713268 \text{ kg/ms}$

#### Parameterwerte:

Adhäsion: 3,6      Kohäsion: 3,4

Rauheit: 2      Dyn. Viskosität:  $0,00713268 \text{ kg/ms}$

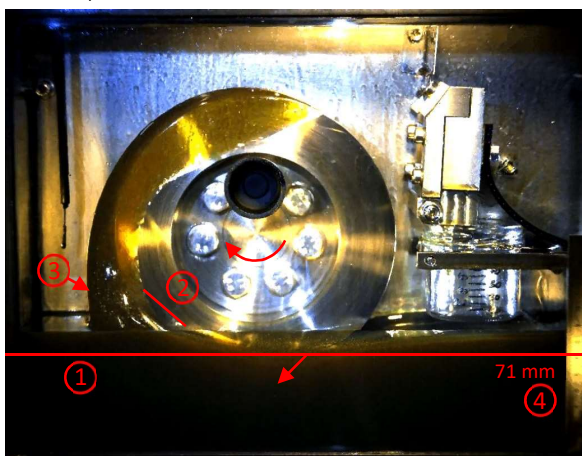
Abbildung 6.11: Oberflächenverzerrung nach 240 ms; Drehzahlrampe: 700 U/min in 500 ms, Öltemperatur:  $102,8 \text{ }^\circ\text{C}$ , Ölstand: 85 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80

**Castrol Alpha SP 680 / Betriebspunkt 3:**

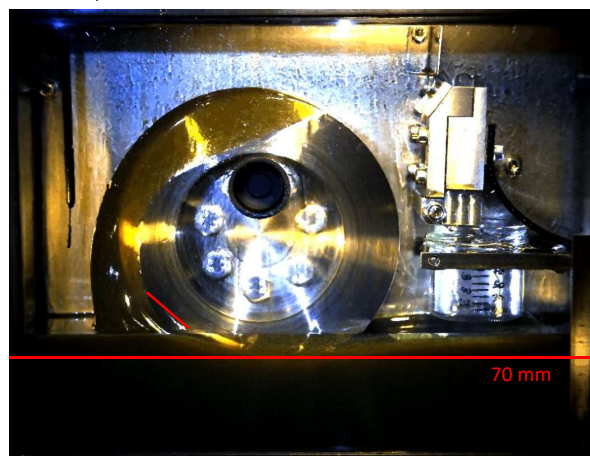
- Öltemperatur: 28,5 °C
- Drehzahl: 700 U/min  $\cong$  6,41 m/s Umfangsgeschwindigkeit
- Ölstand: 85 mm

Abbildung 6.12 zeigt den Betriebspunkt 3 des Öls *Castrol Alpha SP 680* mit einer Temperatur von 28,5 °C. Auch hier war es in der Simulation notwendig, die dynamische Viskosität, gegenüber dem realen Wert um das 12-fache zu verringern, da ansonsten das, in den Versuchen gezeigte, Strömungsverhalten nicht wiedergegeben werden konnte. Die Rauheit wurde hier mit dem Wert 12 definiert, was wiederum dazu führt, dass die Reibungskraft zwischen einem Fluid- und Festkörperpartikel jenem Wert mit der realen dynamischen Viskosität entspricht.

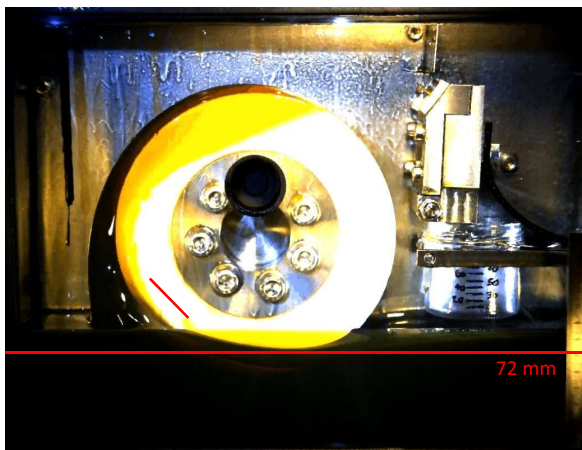
Stahl Rz 4,4



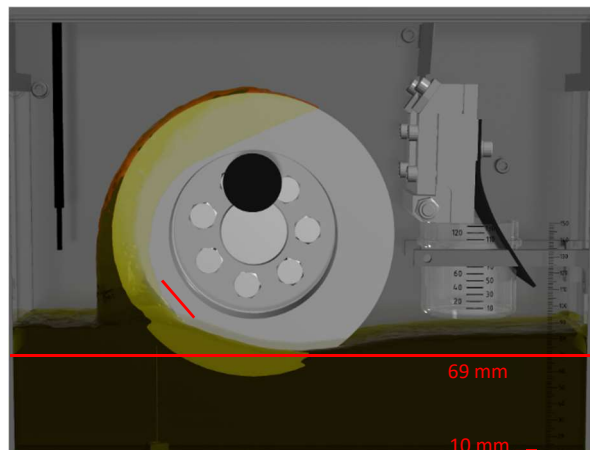
Stahl Rz 6,3



Teflon Rz 4,0



Simulation

**Öleigenschaften Castrol Alpha SP 680:**Dichte: 911,63 kg/m<sup>3</sup>

Dyn. Viskosität: 1,48140606 kg/ms

Abbildung 6.12: Oberflächenverzerrung nach 240 ms; Drehzahlrampe: 700 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 28,5 °C, Ölstand: 85 mm, Castrol Alpha SP 680

**Parameterwerte:**

Adhäsion: 5,6

Kohäsion: 5,9

Rauheit: 12

Dyn. Viskosität: 0,12345051 kg/ms

Es ist zu erkennen, dass die Verzerrung der Flüssigkeitsoberfläche ①, sowohl zur linken, als auch zur rechten Seite des Prüfkastens, in der Simulation gegenüber den Versuchen etwas zu stark berechnet

wurde, wobei sich hier bei allen Prüfkörpern kein nennenswerter Unterschied ergibt. Dadurch ist auch der Füllstand im Ölsumpf ④ in der Simulation mit 69 mm etwas niedriger als in den Versuchen ersichtlich.

Der Verlauf des Öls an der Stirnfläche der Prüfkörper ② erweist sich sowohl bei den Versuchen, als auch in der Simulation als gleichwertig, wobei bei den Versuchen zu beobachten ist, dass das Öl bereits zu diesem Zeitpunkt, kurz nach dem Austritt des Prüfkörpers aus dem Ölsumpf die Kante zur Mantelfläche umströmt. Dieses Verhalten wird in der Simulation ebenfalls, jedoch etwas später, erfasst. Bei den Versuchen ist die, über den Umfang transportierte, Ölschicht bei allen Prüfkörpern ein wenig dicker als in der Simulation berechnet, was allerdings damit zusammenhängt, dass sich in den Versuchen das Öl bereits radial vom Prüfkörper zu lösen beginnt. In der Simulation hat der Beginn des Ablösens durch die, vergleichsweise, hohen Werte von Kohäsion und Adhäsion noch nicht eingesetzt. Daher ergibt sich auch der Unterschied des Anlaufkeils ③ hinsichtlich Größe und Form im Vergleich zur Simulation.

## 6.2 Ablösung des Öls von der Oberfläche

In diesem Abschnitt wird in den einzelnen Abbildungen der Zeitpunkt nach einer vollen Umdrehung des Prüfkörpers gezeigt. Dabei wird die Ablösung von der Mantelfläche der rotierenden Scheibe analysiert und mit der Simulation verglichen. Da es in den Betriebspunkten mit einer Drehzahl von 50 U/min zu keiner Ablösung des anhaftenden Öls von der Oberfläche des Prüfkörpers kommt, werden nur jene Betriebspunkte mit einer Drehzahl von 350 U/min, bzw. 700 U/min untersucht.

### 6.2.1 Drehzahl: 350 U/min, Ölstand: 85 mm

Nach einer vollen Umdrehung des Prüfkörpers hat dieser noch nicht ganz die Enddrehzahl von 350 U/min erreicht. Zu diesem Zeitpunkt liegt eine momentane Drehzahl von rund 320 U/min vor, was einer Umfangsgeschwindigkeit von 2,93 m/s entspricht. In den folgenden Abbildungen werden dieselben Betriebspunkte, d.h. Versuche und Simulationen, wie in Abschnitt 6.1.2, nur zu einem späteren Zeitpunkt, gezeigt.

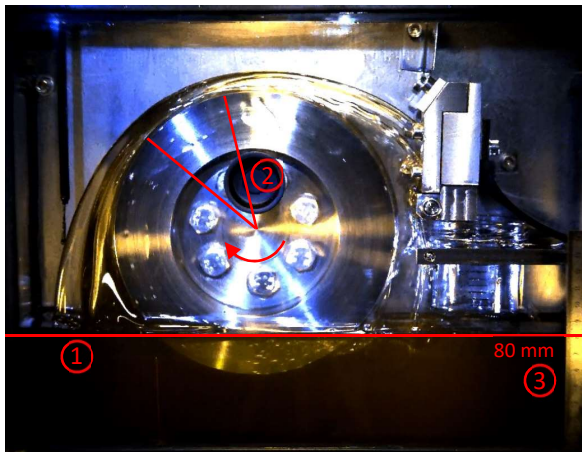
#### Shell Spirax S6 GXME 75W-80 / Betriebspunkt 4:

- Öltemperatur: 20,8 °C
- Drehzahl: 350 U/min  $\hat{=}$  3,21 m/s Umfangsgeschwindigkeit
- Ölstand: 85 mm

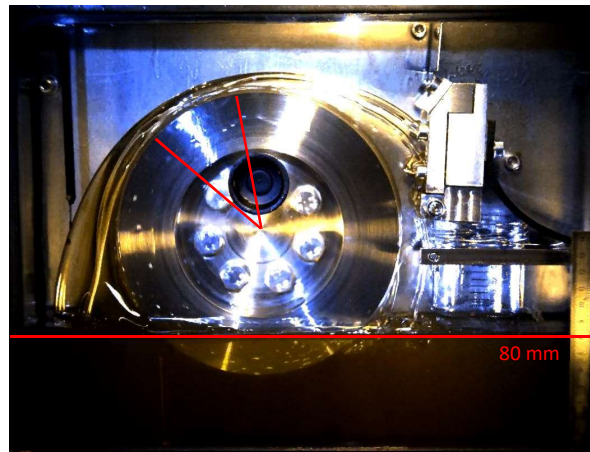
Abbildung 6.13 zeigt den momentanen Zustand der Strömung nach einer vollen Umdrehung der Prüfkörper in den Versuchen, als auch in der Simulation bei einer Öltemperatur von 20,8 °C.

Die horizontale Linie ① markiert abermals das Niveau des tiefsten Punktes der Flüssigkeitsoberfläche. In den Versuchen ist deutlich zu erkennen, dass die Verzerrung der Öloberfläche beinahe nicht mehr existent ist, lediglich auf der linken Seite der Prüfkörper kann noch eine leichte Anhebung des Flüssigkeitsspiegels beobachtet werden. In der Simulation ist die Verzerrung wesentlich stärker ausgeprägt und reicht auch, von der linken Seite gesehen, noch weiter zur Mitte des Prüfkörpers. Dieses differenzierte Verhalten kann auch am Ölstand ③ beobachtet werden. Ist dieser in den Versuchen bei allen Prüfkörpern mit 79 mm bzw. 80 mm fast gleich, so liegt dieser durch die starke Verzerrung in der Simulation nur bei 75 mm.

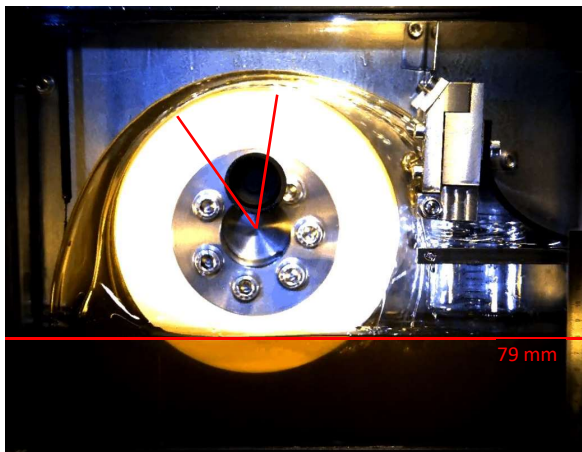
Stahl Rz 4,4



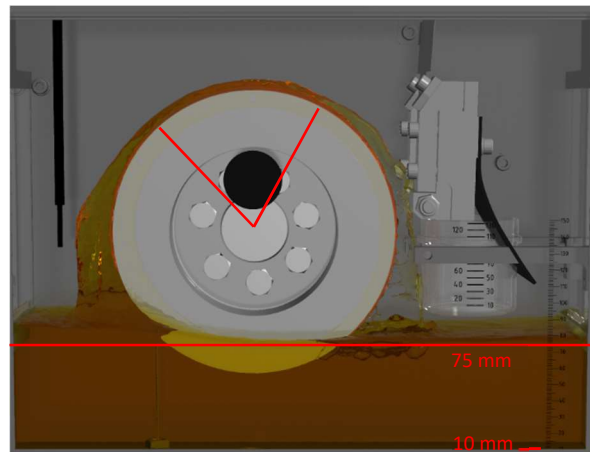
Stahl Rz 6,3



Teflon Rz 4,0



Simulation

**Öleigenschaften Shell Spirax S6 GXME 75W-80:**Dichte: 846,23 kg/m<sup>3</sup>

Dyn. Viskosität: 0,10974766 kg/ms

**Parameterwerte:**

Adhäsion: 3,6 Kohäsion: 3,5

Rauheit: 5 Dyn. Viskosität: 0,03658255 kg/ms

Abbildung 6.13: Ablösung nach einer Umdrehung; Drehzahlrampe: 350 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 20,8 °C, Ölstand: 85 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80

Der Bereich zwischen den Linien ② markiert jenen Kreissektor des Prüfkörpers, in dem das Öl an der Mantelfläche haftet, wobei links und rechts davon eine Ablösung von der Oberfläche beobachtet werden kann. Es besteht zwar noch ein direkter Kontakt zur Mantelfläche, allerdings bewegt sich hier das Öl bereits radial von der Scheibe weg, weswegen im Folgenden von Ablösung gesprochen wird. Es ist zu erkennen, dass dieser Bereich bei beiden Stahlscheiben beinahe in die gleiche Richtung zeigt und auch die Größe ist sehr ähnlich. Bei der Teflonscheibe weist der Sektor des stärksten Haftens näher in Richtung der Senkrechten, wobei die Größe des Bereichs ähnlich zu jenen der Stahlscheiben ist. In der Simulation stellt sich dieser Bereich wesentlich größer dar, was darauf schließen lässt, dass die Flüssigkeit zu diesem Zeitpunkt noch stärker und über einen größeren Bereich am Umfang des Prüfkörpers haftet. Ähnlich zur Teflonscheibe weist der Sektor beinahe senkrecht nach oben.

Bei den Versuchen in Abbildung 6.13 ist der harmonische Verlauf des abgelösten Öls über den Umfang des Prüfkörpers zu erkennen. Direkt über dem Ölsumpf ist die Ablösung bereits sehr weit fortgeschritten. Das ist einerseits dadurch zu erklären, dass der Prüfkörper nicht bis zu seiner

breitesten Stelle in den Ölsumpf eintaucht und andererseits dadurch, dass das Öl von der Stirnfläche der Prüfscheibe durch die Rotation radial nach außen transportiert wird und dort nach umströmen der Kante zur Mantelfläche ablöst. Der Winkel, mit dem das Öl an der Stirnfläche radial nach außen transportiert wird (siehe dazu Linie ② in Abbildung 6.5), bestimmt die Höhe der Ablösung über dem Flüssigkeitsspiegel. Da dieser Winkel in den Versuchen relativ flach ist, wird auch das Öl knapp oberhalb des Ölsumpfs abgelöst. Im Gegensatz dazu ist der Winkel in der Simulation in Abbildung 6.5 wesentlich steiler, was dazu führt, dass die Flüssigkeit weiter oberhalb des Ölsumpfs die Kante zur Mantelfläche umströmt und ablöst, was in der Simulation in Abbildung 6.13 durch die Ausbuchtung in Höhe des Benetzungssensors zu erkennen ist. Dadurch kommt es auch nicht zu einem derart harmonischen Verlauf des abgelösten Öls über den Umfang des Prüfkörpers im Vergleich zu den Versuchen.

Nach der erneuten Ablösung des Öls auf der rechten Seite des Sektors ② trifft das Öl, in allen Versuchen in diesem Betriebspunkt, an der gleichen Stelle der Abstreifvorrichtung auf. In der Simulation wird dieser Punkt weiter unten prognostiziert, was wiederum auf eine stärkere Anhaftung der Flüssigkeit schließen lässt.

#### **Shell Spirax S6 GXME 75W-80 / Betriebspunkt 5:**

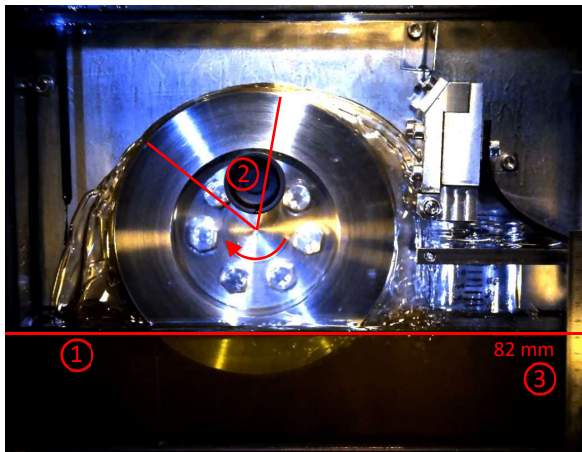
- Öltemperatur: 51,4 °C
- Drehzahl: 350 U/min  $\cong$  3,21 m/s Umfangsgeschwindigkeit
- Ölstand: 85 mm

In Abbildung 6.14 werden die Versuche und die entsprechende Simulation nach einer Umdrehung der Prüfkörper mit dem *Shell Spirax S6 GXME 75W-80* im Betriebspunkt 5 bei einer Temperatur von 51,4 °C gezeigt.

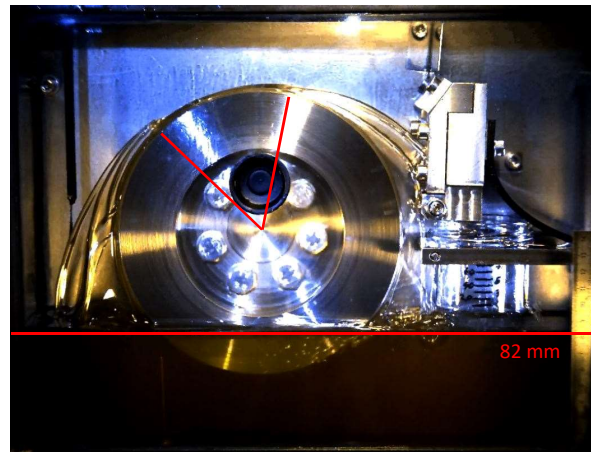
Wie auch schon in Abbildung 6.13 zu erkennen ist, ist auch hier die Verzerrung der Flüssigkeitsoberfläche ① nur marginal, was aber auch durch die geringere dynamische Viskosität des Öls bei dieser Temperatur zu erwarten war. In der Simulation wird dieses Verhalten allerdings nicht korrekt wiedergegeben, was auch durch den niedrigeren Ölstand ③ von 77 mm im Vergleich zu den Versuchen ersichtlich ist.

Die Sektoren ②, in dem das Öl noch nicht von der Mantelfläche abgelöst ist, zeigen in Abbildung 6.14 bei beiden Stahlscheiben in die gleiche Richtung und sind auch von der Größe beinahe identisch. Im Vergleich zu Abbildung 6.13 ist dieser Sektor breiter, d.h. die Anhaftung liegt in einem größeren Bereich auf der Mantelfläche vor, was darauf schließen lässt, dass, durch die geringere dynamische Viskosität bei dieser Temperatur, das Öl eine geringere Umfangsgeschwindigkeit besitzt als in Betriebspunkt 4. Auch hier ist der Sektor bei der Teflonscheibe größer, was ebenfalls auf eine geringere Umfangsgeschwindigkeit schließen lässt. In der Simulation werden die Richtung und Größe des Sektors gut wiedergegeben. Es ist zu erkennen, dass das abgelöste Öl in den Versuchen in Abbildung 6.14, im Vergleich zu Abbildung 6.13, gröber strukturiert ist und nicht mehr ein derart glatter und harmonischer Verlauf des Öls vorliegt, was ebenfalls der geringeren Viskosität geschuldet ist. In der Simulation ist wieder die Ausbuchtung in der Ablösung in Höhe des Benetzungssensors zu beobachten, was wiederum auf einen zu steilen Winkel des Ölverlaufs an der Stirnfläche zurückzuführen ist (vergleiche Abbildung 6.6). Nach der erneuten Ablösung auf der rechten Seite der Sektoren ②, trifft das Öl bei allen Versuchen in diesem Betriebspunkt an der gleichen Stelle an der Abstreifvorrichtung auf. In der Simulation kann hingegen kein eindeutiger Punkt bestimmt werden, da der Flüssigkeitsfilm hier aufreißt und an mehreren Stellen gleichzeitig ablöst.

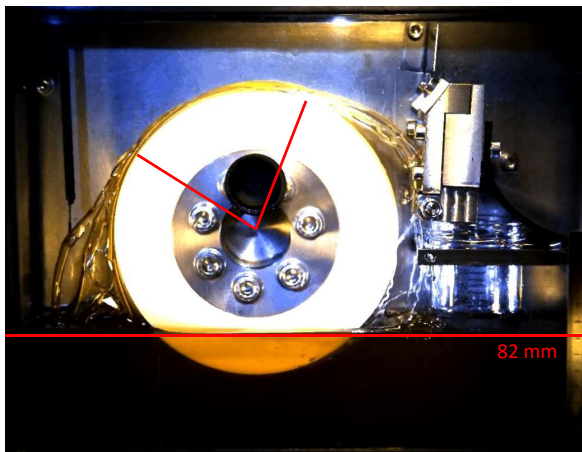
Stahl Rz 4,4



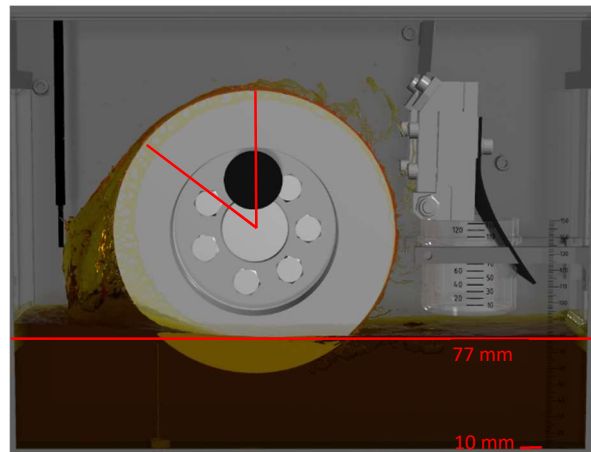
Stahl Rz 6,3



Teflon Rz 4,0



Simulation

**Öleigenschaften Shell Spirax S6 GXME 75W-80:**Dichte: 826,97 kg/m<sup>3</sup>

Dyn. Viskosität: 0,02929213 kg/ms

**Parameterwerte:**

Adhäsion: 1,75    Kohäsion: 1,65

Rauheit: 3    Dyn. Viskosität: 0,02929213 kg/ms

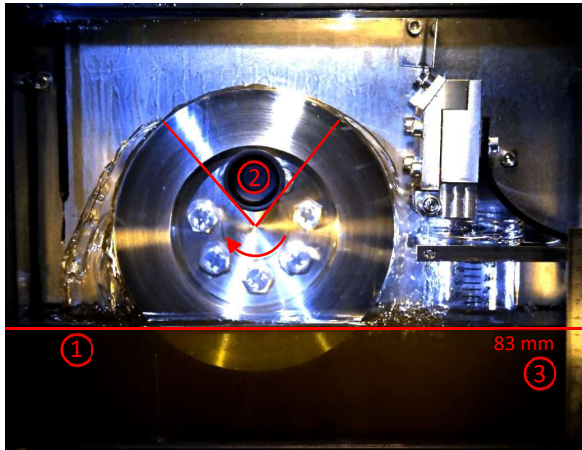
Abbildung 6.14: Ablösung nach einer Umdrehung; Drehzahlrampe: 350 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 51,4 °C, Ölstand: 85 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80

**Shell Spirax S6 GXME 75W-80 / Betriebspunkt 6:**

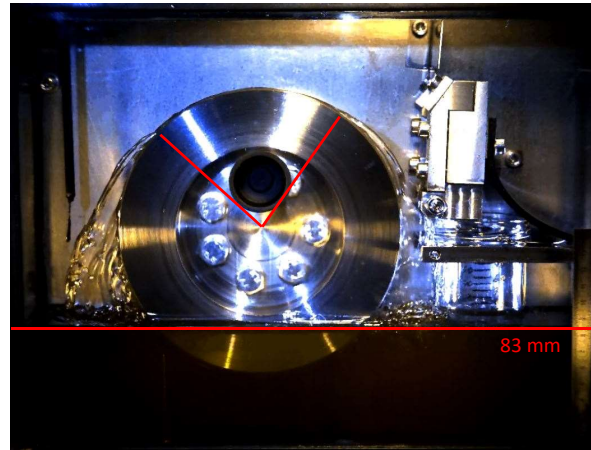
- Öltemperatur: 102 °C
- Drehzahl: 350 U/min  $\approx$  3,21 m/s Umfangsgeschwindigkeit
- Ölstand: 85 mm

Abbildung 6.15 zeigt den Betriebspunkt 6 mit dem Öl *Shell Spirax S6 GXME 75W-80* bei einer Temperatur von 102 °C, nach einer vollen Umdrehung der Prüfkörper. Die Verzerrung der Flüssigkeitsoberfläche ① wird in der Simulation nach wie vor zu stark berechnet, allerdings ist der Unterschied zu den Versuchen bei dieser Temperatur nicht mehr derart ausgeprägt wie bei niedrigeren Temperaturen. Dadurch weicht auch der Ölstand ③ in der Simulation nur um 2 mm von der Realität ab.

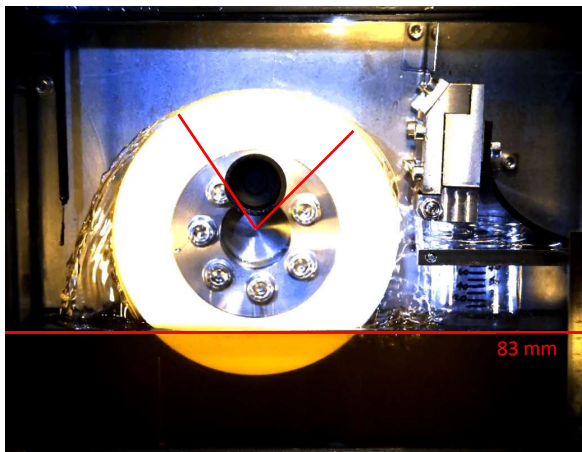
Stahl Rz 4,4



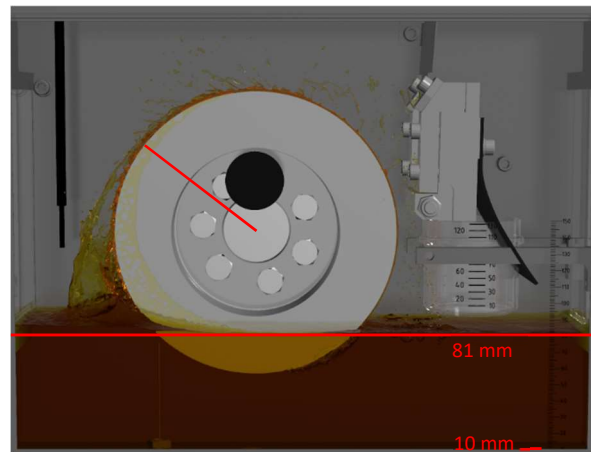
Stahl Rz 6,3



Teflon Rz 4,0



Simulation

**Öleigenschaften Shell Spirax S6 GXME 75W-80:**Dichte: 794,47 kg/m<sup>3</sup>

Dyn. Viskosität: 0,00725451 kg/ms

**Parameterwerte:**

Adhäsion: 1,7      Kohäsion: 1,5

Rauheit: 6      Dyn. Viskosität: 0,00725451 kg/ms

Abbildung 6.15: Ablösung nach einer Umdrehung; Drehzahlrampe: 350 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 102 °C, Ölstand: 85 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80

In den Versuchen kann auf der linken Seite des Sektors ② die gröbere Struktur beim abgelösten Öl beobachtet werden, was ein Resultat der geringen Viskosität ist. Durch den vergleichsweise flachen berechneten Winkel des Flüssigkeitsverlaufs an der Stirnfläche der Scheibe (Linie ② in Abbildung 6.7), ergibt sich in der Simulation in Abbildung 6.15, im Vergleich zu den Versuchen, ein ähnlich harmonischer Verlauf der abgelösten Flüssigkeit direkt über dem Ölsumpf. Die Stelle, an der sich das Öl an die Mantelfläche anlegt (linke Linie des Sektors ②), ist in den Versuchen an einer ähnlichen Position, wobei die Simulation diese tendenziell niedriger berechnet. Es ist zu erkennen, dass der Bereich ②, an dem das Öl am Prüfkörper anliegt, mit steigender Temperatur immer größer wird und es dadurch erst sehr spät zu einer erneuten Ablösung der Flüssigkeit kommt. Das lässt darauf schließen, dass durch die geringe Viskosität die Umfangsgeschwindigkeit geringer ist als in Betriebspunkten bei niedrigerer Temperatur. In der Simulation ist keine eindeutige Stelle definierbar, an der sich die Flüssigkeit wieder vom Prüfkörper ablöst (rechte Linie des Sektors ②, welche in der Simulation fehlt), da laufend mehr oder weniger große Partikel von der Mantelfläche abgeschleudert werden. In den



Versuchen kommt es, wie in der Simulation prognostiziert, ebenfalls zu einem aufreißen des Ölfilms nachdem das Öl von der Mantelfläche abgelöst ist.

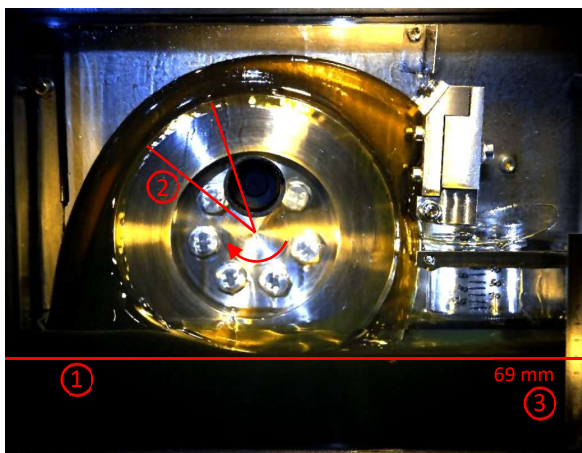
#### Castrol Alpha SP 680 / Betriebspunkt 2:

- Öltemperatur: 29,3 °C
- Drehzahl: 350 U/min  $\cong$  3,21 m/s Umfangsgeschwindigkeit
- Ölstand: 85 mm

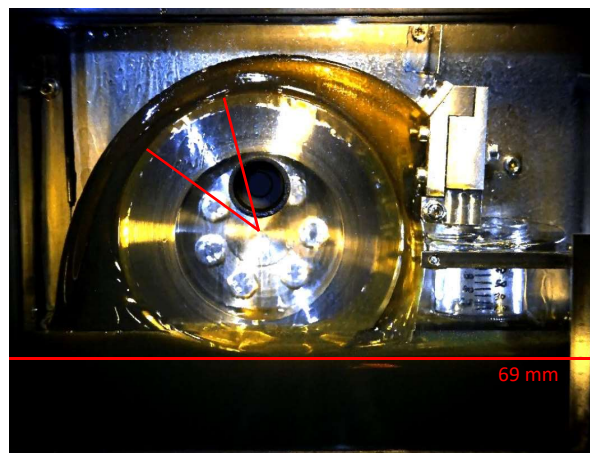
In Abbildung 6.16 ist der Betriebspunkt 2 mit dem Öl *Castrol Alpha SP 680* bei einer Temperatur von 29,3 °C zu sehen. Auch werden die Versuche und die dazugehörige Simulation nach einer vollen Umdrehung des Prüfkörpers gezeigt.

Die Verzerrung der Flüssigkeitsoberfläche ① hat sich im Vergleich zu Abbildung 6.8 nicht mehr verändert und ist bei allen Prüfkörpern nahezu gleich. Das belegt auch der Füllstand des Ölsumpfs, welcher bei 69 mm liegt. Dieser wird in der Simulation ebenfalls korrekt wiedergegeben und auch die Verzerrung der Flüssigkeitsoberfläche weist keine gravierenden Unterschiede auf.

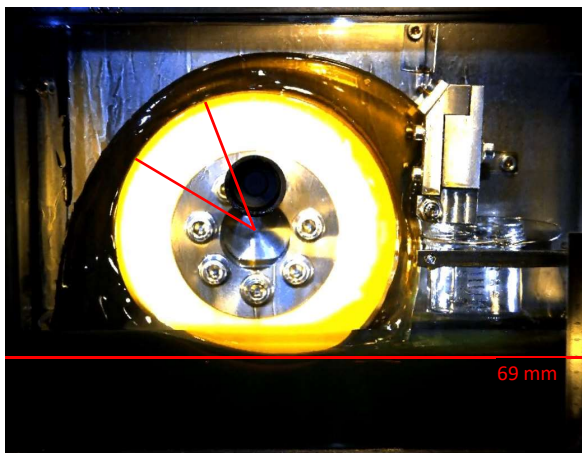
Stahl Rz 4,4



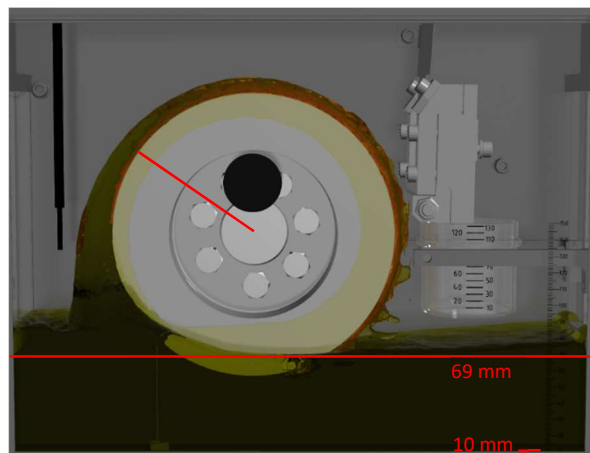
Stahl Rz 6,3



Teflon Rz 4,0



Simulation



#### Öleigenschaften Castrol Alpha SP 680:

Dichte: 911,10 kg/m<sup>3</sup>

Dyn. Viskosität: 1,37121167 kg/ms

#### Parameterwerte:

Adhäsion: 5,9 Kohäsion: 5,9

Rauheit: 36 Dyn. Viskosität: 0,11426764 kg/ms

Abbildung 6.16: Ablösung nach einer Umdrehung; Drehzahlrampe: 350 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 29,3 °C, Ölstand: 85 mm, Castrol Alpha SP 680

In den Versuchen kann nach einer vollen Umdrehung des Prüfkörpers bereits eine vollständige Ablösung des Öls von der Mantelfläche beobachtet werden, wobei im Bereich zwischen den Linien ② der geringste Abstand zum Prüfkörper vorliegt. Das lässt den Schluss zu, dass sich hier das Öl als letztes von der Mantelfläche gelöst hat. Sowohl Ausrichtung und Größe des Sektors ② sind in den Versuchen nahezu gleich. In der Simulation kann eine erneute Ablösung der Flüssigkeit (rechte Linie des Sektors ②) zu diesem Zeitpunkt nicht beobachtet werden, weshalb es auch nicht möglich ist diese zu positionieren. Die Flüssigkeit haftet bis zum Erreichen des Ölsumpfs an der Mantelfläche an, lediglich einzelne Bereiche des Ölfilms beginnen sich kurz vor dem Eintauchen von der Oberfläche zu lösen. Sowohl der Verlauf und die räumliche Verteilung des abgeschleuderten Öls, als auch der Punkt, an dem die Flüssigkeit auf die Abstreifvorrichtung trifft, sind in den Versuchen nahezu identisch.

### 6.2.2 Drehzahl: 700 U/min, Ölstand: 85 mm

Im Gegensatz zu Abschnitt 6.2.1 kommt es aufgrund der höheren Beschleunigung der Prüfkörper, bereits vor einer vollen Umdrehung zur Ablösung des Öls von der Mantelfläche. Daher werden die folgenden Betriebspunkte bei einer Zeit von 270 ms nach Beginn der Rotationsbewegung gezeigt. Da die Prüfkörper in 500 ms auf eine Enddrehzahl von 700 U/min beschleunigt wurden, besaßen diese zu diesem Zeitpunkt eine momentane Drehzahl von rund 380 U/min, was einer Umfangsgeschwindigkeit von 3,48 m/s entspricht.

#### Shell Spirax S6 GXME 75W-80 / Betriebspunkt 7:

- Öltemperatur: 20,8 °C
- Drehzahl: 700 U/min  $\cong$  6,41 m/s Umfangsgeschwindigkeit
- Ölstand: 85 mm

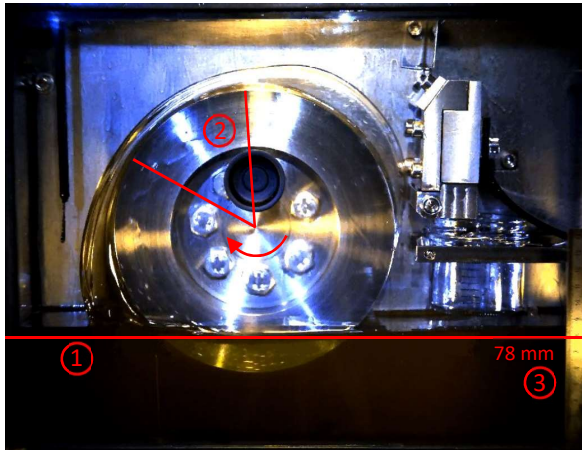
In Abbildung 6.17 werden die Versuche und die dazugehörige Simulation des Betriebspunkts 7 mit dem Öl *Shell Spirax S6 GXME 75W-80* bei einer Temperatur von 20,8 °C gezeigt.

Wie in den Versuchen zu erkennen ist, haben die unterschiedlichen Prüfkörper keinen nennenswerten Einfluss auf die Verzerrung der Flüssigkeitsoberfläche im Ölsumpf ①. Durch den stärker berechneten Verzug weicht die Simulation allerdings ein wenig von der Realität ab, was auch durch den um rund 2-3 mm niedrigeren Füllstand ③ bestätigt wird.

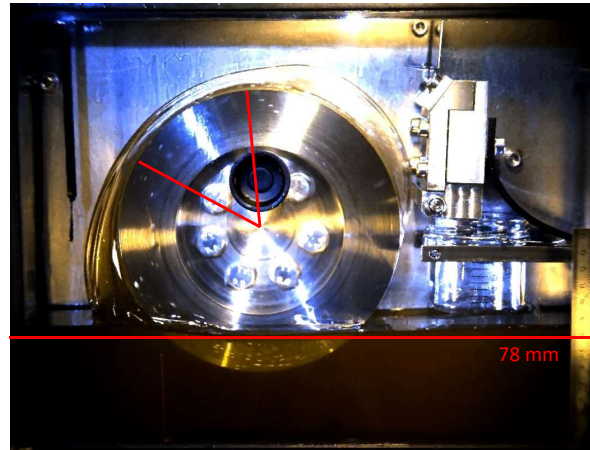
Grundsätzlich ist bei den Versuchen deutlich zu erkennen, dass weder Material noch Oberflächenrauheit der Prüfkörper einen besonderen Einfluss auf die Ablösung des Öls hinsichtlich Verlauf, Fortschritt und Position haben. Der Kreis Sektor ② markiert jenen Bereich, in dem die Flüssigkeit als letztes von der Oberfläche der Scheibe ablöst. Dieser ist ebenfalls in Bezug auf Breite und Ausrichtung am Umfang, bei allen Versuchen in diesem Betriebspunkt nahezu identisch. In der Simulation ist dieser Bereich etwas breiter, wobei in Summe die Ablösung noch nicht derart fortgeschritten ist als in den Versuchen zu erkennen ist. Direkt über dem Ölsumpf, auf der linken Seite der Prüfkörper weist das abgelöste Öl in den Versuchen einen wesentlich bauchigeren Verlauf auf, als im Vergleich zu Abbildung 6.13. Das ist dadurch zu erklären, da das, durch die stärkere Beschleunigung der Prüfkörper, weiter nach oben mitgeschleppte Öl in größerer Entfernung zur Ölsumpfoberfläche ablöst und dort die breiteste Stelle der Ablösung formt, wobei dieses Verhalten in der Simulation nur ansatzweise erfasst wird. In den Versuchen kann rechts des Sektors ② beobachtet werden, dass der Ölfilm nicht an dessen vorderstem Punkt ablöst, sondern etwas weiter dahinter und so einen

ausgeprägten Bauch während der Ablösung formt. Dieses Verhalten ist bei allen Prüfkörpern gleichermaßen zu sehen, nicht jedoch in der Simulation. Lediglich die Ansätze stellenweiser Ablösungen sind hier, in Drehrichtung nach dem Bereich ②, zu erkennen.

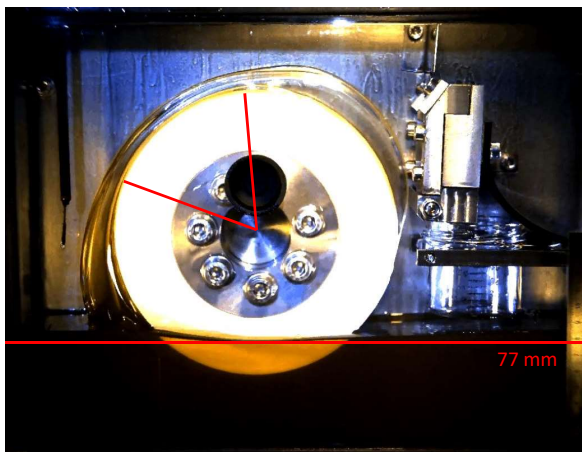
Stahl Rz 4,4



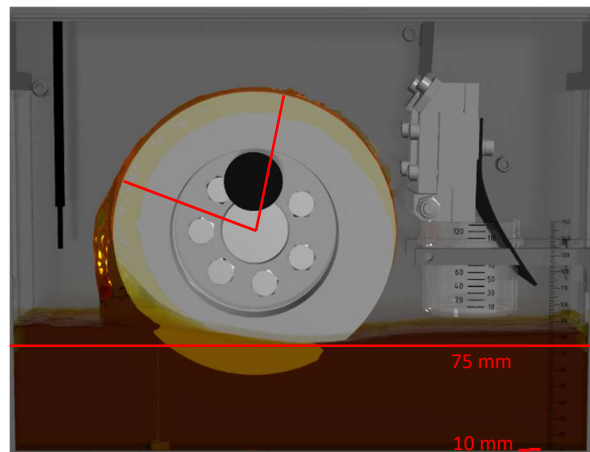
Stahl Rz 6,3



Teflon Rz 4,0



Simulation



#### Öleigenschaften Shell Spirax S6 GXME 75W-80:

Dichte: 846,23 kg/m<sup>3</sup>

Dyn. Viskosität: 0,10974766 kg/ms

#### Parameterwerte:

Adhäsion: 6,65 Kohäsion: 6,55

Rauheit: 3 Dyn. Viskosität: 0,03658255 kg/ms

Abbildung 6.17: Ablösung nach 270 ms; Drehzahlrampe: 700 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 20,8 °C, Ölstand: 85 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80

#### Shell Spirax S6 GXME 75W-80 / Betriebspunkt 8:

- Öltemperatur: 51,1 °C
- Drehzahl: 700 U/min  $\cong$  6,41 m/s Umfangsgeschwindigkeit
- Ölstand: 85 mm

In Abbildung 6.19 wird der Betriebspunkt 8 mit dem Öl *Shell Spirax S6 GXME 75W-80* bei einer Öltemperatur von 51,1 °C gezeigt. Die Verzerrung der Flüssigkeitsoberfläche ① ist, wie schon in den vorigen Betriebspunkten erfasst, bei allen Prüfkörpern gleich stark ausgeprägt, wobei auch bei dieser Temperatur die Simulation dieses Verhalten ein wenig markanter berechnet. Dadurch ergibt sich in den Versuchen auch ein höherer Ölstand ② von 81 mm, welcher gegenüber dem Ausgangszustand

um 4 mm abgesenkt ist. Die Simulation berechnet den Flüssigkeitsstand am tiefsten Niveau der Oberfläche mit 77 mm und ist damit 4 mm niedriger als in den Versuchen.

Der Verlauf der Ablösung präsentiert sich hier ein wenig anders als in Betriebspunkt 7 bei einer Öltemperatur von 20,8 °C (Abbildung 6.17). Ab einer bestimmten Temperatur und einer bestimmten Drehzahl beginnt sich der Anlaufkeil zu trennen, bis dieser aus zwei unabhängigen Teilen besteht. Dieses Verhalten wird in Abbildung 6.18 veranschaulicht, wobei die beiden Anlaufkeile ① und ② ersichtlich sind. Je nach Strömungszustand können diese unabhängig voneinander, mehr oder weniger weit über den Umfang mitgeschleppt werden und früher oder später wieder ablösen.

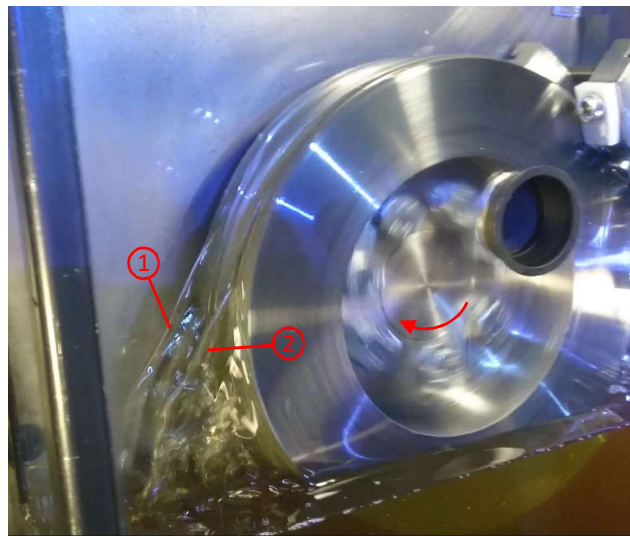
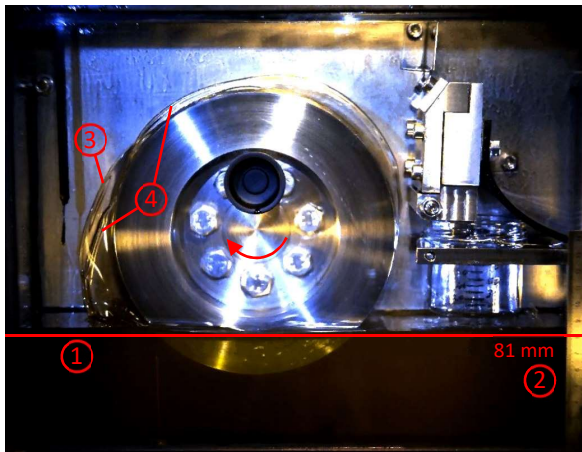


Abbildung 6.18: Auftrennung des Anlaufkeils

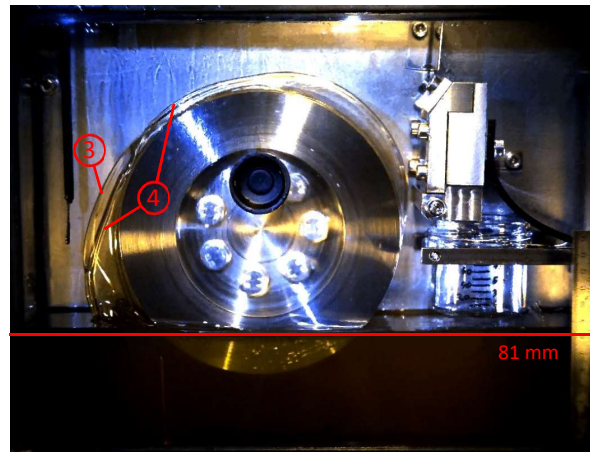
Dieses Phänomen liegt bereits hier bei einer Temperatur von rund 50 °C vor. In den Versuchen in Abbildung 6.19 sind die beiden Anlaufkeile ③ und ④ zu sehen, wobei ersterer näher bei der Rückwand des Prüfkastens ist. Bei allen Prüfkörpern wird ③ weiter, über den Umfang, nach oben mitgeschleppt. Der vordere Anlaufkeil ④ legt sich früher an die Mantelfläche an, löst allerdings in allen Versuchen wieder früher ab. Die erneute Ablösung des hinteren Anlaufkeils ③ ist aus dieser Perspektive nicht zu erkennen. In der Simulation wird dieses Verhalten überhaupt nicht erfasst.

Da die Bereiche, in denen das Öl am spätesten vom Prüfkörper ablöst, aus oben genannten Gründen nicht eindeutig zu bestimmen sind, sind diese nicht in den Abbildungen eingezeichnet. Gleich wie in Betriebspunkt 7 (Abbildung 6.17) kommt es in den Versuchen auch hier zu einer Ausbuchtung des abgelösten Öls knapp oberhalb des Ölsumpfs auf der linken Seite der Prüfkörper. Die Simulation stellt dieses Verhalten ansatzweise dar, wobei die Stelle, an der sich der Anlaufkeil wieder an die Mantelfläche anlegt, zu tief prognostiziert wird. Zu diesem Zeitpunkt kommt es in der Simulation nur stellenweise zu kleineren lokalen Ablösungen, wobei diese in Summe nicht so weit fortgeschritten sind wie in den Versuchen.

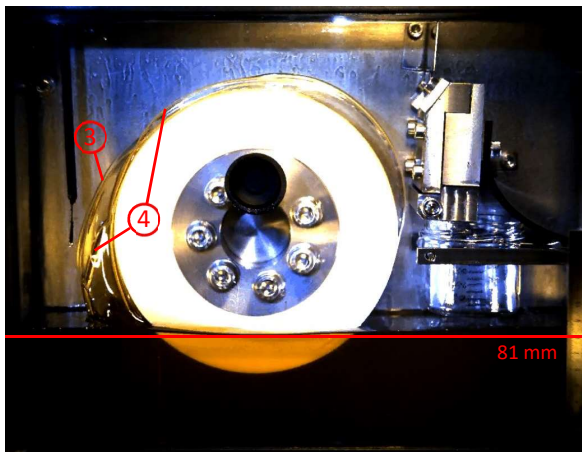
Stahl Rz 4,4



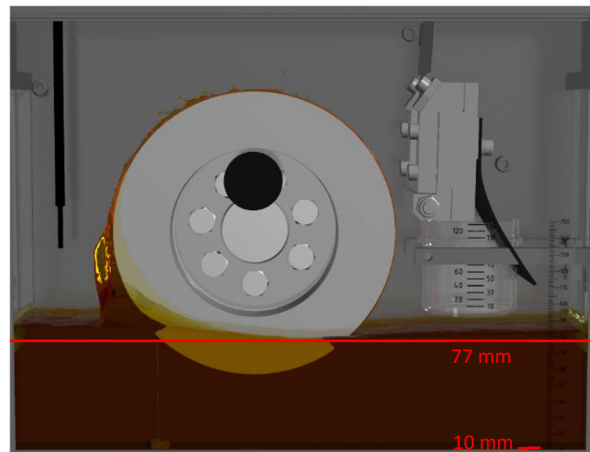
Stahl Rz 6,3



Teflon Rz 4,0



Simulation

**Öleigenschaften Shell Spirax S6 GXME 75W-80:**Dichte: 827,16 kg/m<sup>3</sup>

Dyn. Viskosität: 0,02958949 kg/ms

**Parameterwerte:**

Adhäsion: 4,3      Kohäsion: 4,15

Rauheit: 1      Dyn. Viskosität: 0,02958949 kg/ms

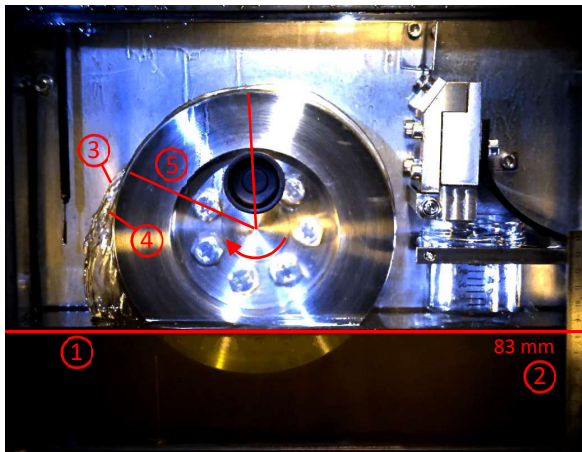
Abbildung 6.19: Ablösung nach 270 ms; Drehzahlrampe: 700 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 51,1 °C, Ölstand: 85 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80

**Shell Spirax S6 GXME 75W-80 / Betriebspunkt 9:**

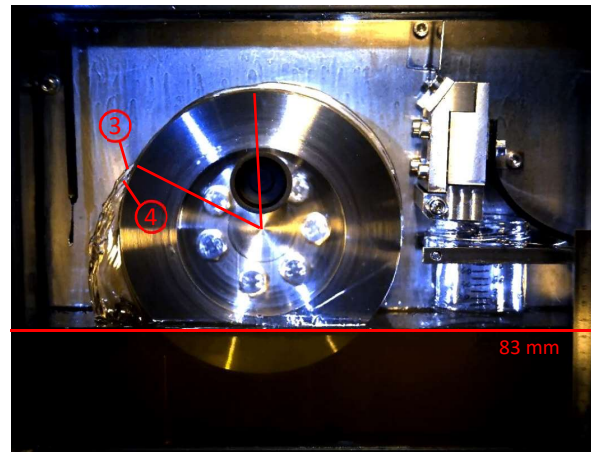
- Öltemperatur: 102,8 °C
- Drehzahl: 700 U/min  $\cong$  6,41 m/s Umfangsgeschwindigkeit
- Ölstand: 85 mm

Abbildung 6.20 zeigt die Versuche und die dazugehörige Simulation des Betriebspunkts 9 bei einer Öltemperatur von rund 103 °C. Durch die damit verbundene niedrige Viskosität des Öls, ist eine Verzerrung der Flüssigkeitsoberfläche ① praktisch nicht mehr vorhanden. Lediglich in der Simulation wird diese ein wenig zu stark berechnet, wobei sich ein Füllstand im Ölsumpf mit einem, im Vergleich zu Realität um 2 mm niedrigeren, Wert von 81 mm einstellt.

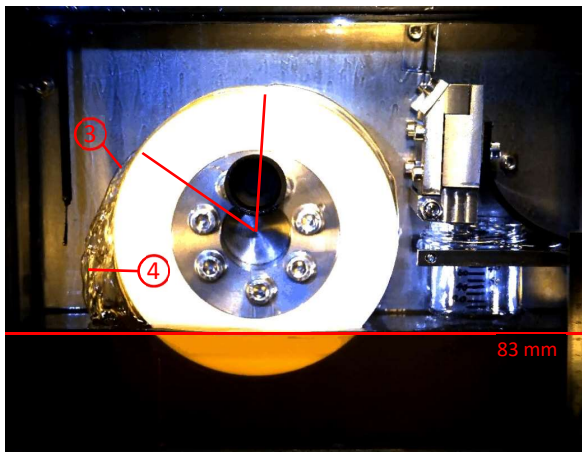
Stahl Rz 4,4



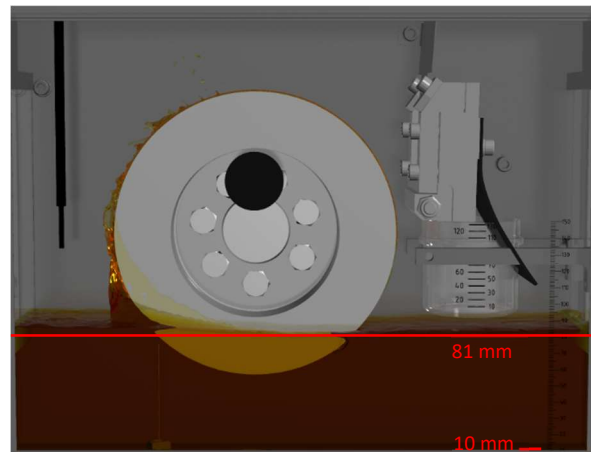
Stahl Rz 6,3



Teflon Rz 4,0



Simulation

**Öleigenschaften Shell Spirax S6 GXME 75W-80:**Dichte: 793,95 kg/m<sup>3</sup>

Dyn. Viskosität: 0,00713268 kg/ms

**Parameterwerte:**

Adhäsion: 3,6      Kohäsion: 3,4

Rauheit: 2      Dyn. Viskosität: 0,00713268 kg/ms

Abbildung 6.20: Ablösung nach 270 ms; Drehzahlrampe: 700 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 102,8 °C, Ölstand: 85 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80

Grundsätzlich ist in den Versuchen zu erkennen, dass die Ablösung im Vergleich zu Abbildung 6.17 und Abbildung 6.19 weniger weit fortgeschritten ist, was der, mit steigender Temperatur, sinkenden Viskosität und damit einer geringeren Umfangsgeschwindigkeit des Öls geschuldet ist. Die Identifizierung der beiden aufgetrennten Anlaufkeile ③ und ④ ist wegen der gröberen Strukturierung des Öls und aufgrund der Tatsache, dass diese beinahe parallel verlaufen, schwieriger, als in Abbildung 6.19. Durch diesen parallelen Verlauf kann in diesem Betriebspunkt in den Versuchen ein Vergleich bzgl. der Wiederanlegung des, nach dem Austreten aus dem Ölsumpf, abgeschleuderten Öls und dessen erneuten Ablösung von der Mantelfläche getroffen werden. In der Simulation ist die Bestimmung dieses Bereichs allerdings nicht möglich, da das Verhalten des Wiederanlegens und erneuten Ablösens hier nicht beobachtet werden kann. Der Kreissektor ⑤ bestimmt dabei jenen Bereich, an dem das Öl als letztes von der Oberfläche des Prüfkörpers ablöst. Es ist zu erkennen, dass der Sektor ⑤ bei den Stahlscheiben, hinsichtlich Größe und Ausrichtung, nahezu identisch ist, wobei dieser bei der Teflonscheibe ein wenig später in Drehrichtung positioniert ist. In der Simulation zeigt

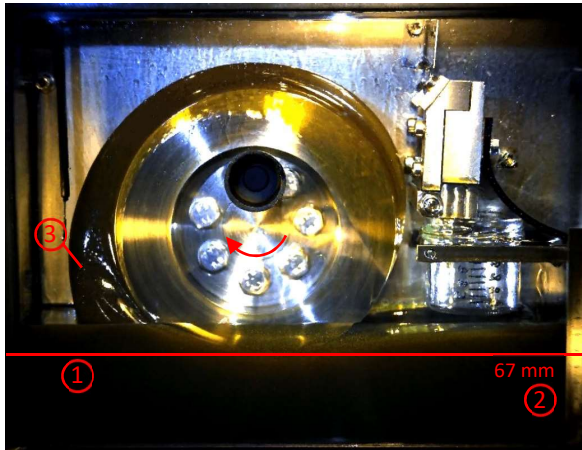
sich der Anlaufkeil nicht derart ausgeprägt wie in den Versuchen ersichtlich und es kommt, in Drehrichtung gesehen, schon viel früher zu lokalen Ablösungen der Flüssigkeit.

### Castrol Alpha SP 680 / Betriebspunkt 3:

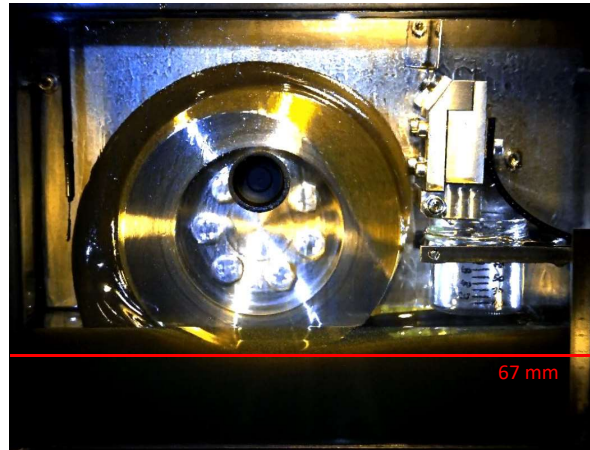
- Öltemperatur: 28,5 °C
- Drehzahl: 700 U/min  $\cong$  6,41 m/s Umfangsgeschwindigkeit
- Ölstand: 85 mm

Abbildung 6.21 zeigt die Versuche und die dazugehörige Simulation mit dem hochviskosen Öl *Castrol Alpha SP 80* im Betriebspunkt 3 mit einer Temperatur von 28,5 °C. Die Verzerrung der Flüssigkeitsoberfläche ① hat sich in den Versuchen, verglichen mit Betriebspunkt 2 (Abbildung 6.16), bei welchem die Prüfkörper eine Drehzahl von 350 U/min haben, weiter verstärkt, wodurch der Füllstand ② auf 67-68 mm gesunken ist. In der Simulation wird diese Veränderung richtig berechnet und stimmt gut mit der Realität überein.

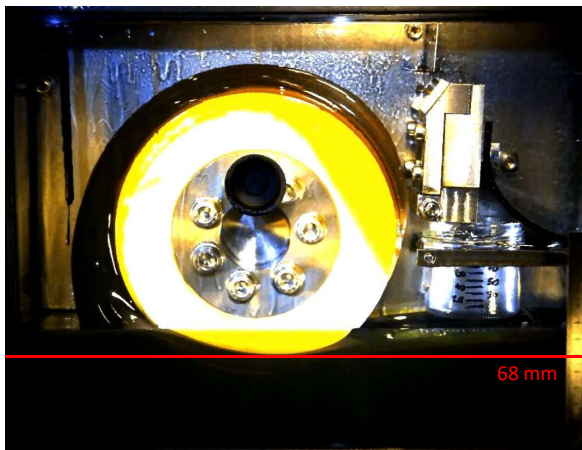
Stahl Rz 4,4



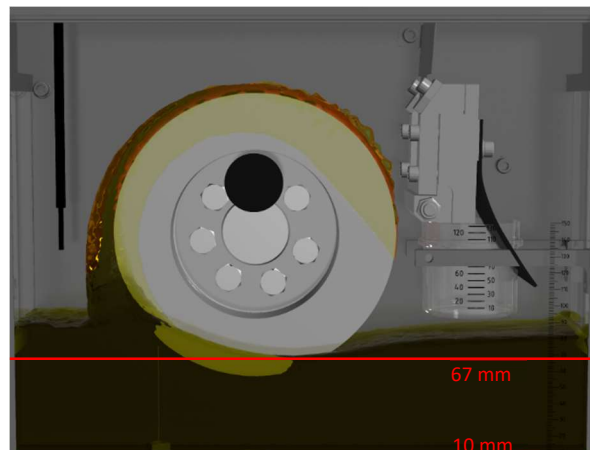
Stahl Rz 6,3



Teflon Rz 4,0



Simulation



### Öleigenschaften Castrol Alpha SP 680:

Dichte: 911,63 kg/m<sup>3</sup>

Dyn. Viskosität: 1,48140606 kg/ms

Abbildung 6.21: Ablösung nach 270 ms; Drehzahlrampe: 700 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 28,5 °C, Ölstand: 85 mm, Castrol Alpha SP 680

### Parameterwerte:

Adhäsion: 5,6      Kohäsion: 5,9

Rauheit: 12      Dyn. Viskosität: 0,12345051 kg/ms

Im Gegensatz zu den vorigen Betriebspunkten ist es hier nicht möglich, jenen Bereich zu definieren, in dem sich das Öl als letztes von der Mantelfläche ablöst, da sich der Anlaufkeil ③ nicht wieder an den Prüfkörper anlegt. Vielmehr ist hier ein stetiger Anstieg der Ablösung vom vordersten Punkt des Ölfilms über den gesamten Umfang gegen die Drehrichtung zu beobachten. Dieses Verhalten wird ebenfalls von der Simulation erfasst, wobei die Ablösung der Flüssigkeit an sich, noch nicht so weit fortgeschritten ist als in den Versuchen ersichtlich.

## 6.3 Verteilung des Öls im Raum

In diesem Abschnitt wird die Verteilung des Öls im Raum nach Erreichen der jeweiligen Enddrehzahl analysiert und mit der Simulation verglichen. Die dabei besprochenen Betriebspunkte entsprechen wieder denselben, welche bereits in den vorigen Kapiteln behandelt wurden, nur zu einem späteren Zeitpunkt.

### 6.3.1 Drehzahl: 350 U/min, Ölstand: 85 mm

In den folgenden Betriebspunkten in diesem Abschnitt werden die Versuche und die entsprechende Simulation nach einer Zeit von 670 ms gezeigt, bei der somit die, dem Betriebspunkt entsprechende, Enddrehzahl von 350 U/min bereits erreicht wurde.

#### Shell Spirax S6 GXME 75W-80 / Betriebspunkt 4:

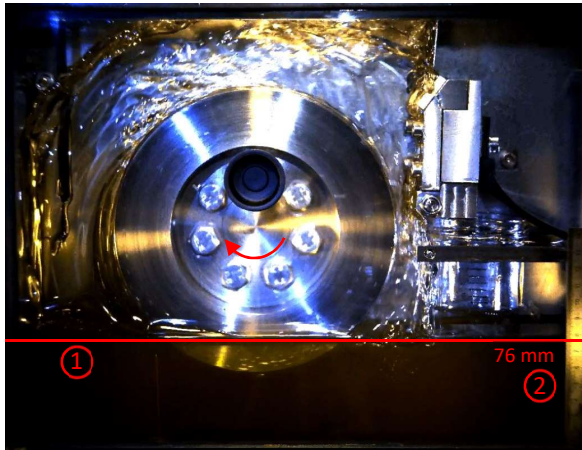
- Öltemperatur: 20,8 °C
- Drehzahl: 350 U/min  $\cong$  3,21 m/s Umfangsgeschwindigkeit
- Ölstand: 85 mm

In Abbildung 6.22 wird die Verteilung des Öls im Prüfkasten bei einer Zeit von 670 ms nach Rotationsbeginn gezeigt. Es ist ersichtlich, dass der Ölstand in den Versuchen bereits auf 76 mm und in der Simulation auf 74 mm gesunken ist.

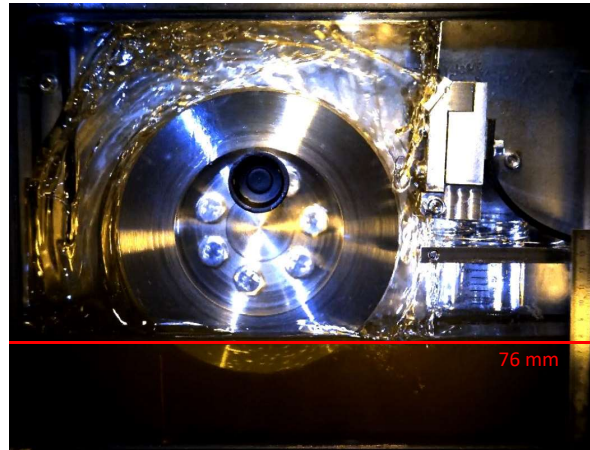
Die Verteilung des Öls im Raum präsentiert sich in den Versuchen mit den unterschiedlichen Prüfkörpern ohne große Abweichungen, hingegen sind im Vergleich zur Simulation große Unterschiede feststellbar. Die Flüssigkeit haftet hier nach dem Austritt aus dem Ölsumpf bis ungefähr zur breitesten Stelle des Prüfkörpers am Mantel an und reißt danach vollkommen ab, wobei nur ein dünner Flüssigkeitsfilm an der Oberfläche verbleibt. In den Versuchen ist, trotz der kompletten Ablösung, eine Anhaftung des Öls über den gesamten Umfang zu beobachten, erst am höchsten Punkt löst der Großteil des mitgeschleppten Öls ab. Danach ist ein Aufreißen in mehr oder weniger große Teilvolumina zu erkennen. In den Versuchen wird das abgelöste Öl durch die wirkende Fliehkraft sowohl an die linke Seitenwand, als auch an den Deckel des Prüfkastens befördert. In der Simulation trifft die abgelöste Flüssigkeit ebenfalls an der linken Seitenwand auf, hingegen fällt der nach oben abgelöste Ölfilm ③ wieder zurück auf den Prüfkörper, bevor dieser den Deckel erreicht. Eine Erhöhung der Werte von Adhäsion und Kohäsion würde nur im Bezug auf die Verteilung im Raum eine geringfügige Verbesserung nach sich ziehen, da zwar die Anhaftung stärker werden würde, allerdings findet dann die gewünschte Ablösung nur mehr begrenzt statt. Durch die erhöhten Kohäsionskräfte wirkt das Öl viel dickflüssiger und reißt nicht mehr, wie in der Realität, in einzelne Teilvolumina auf. Der Volumenstrom über den Umfang, welcher in Abschnitt 0 näher behandelt wird, würde durch diese Maßnahme ebenfalls zu stark ansteigen.



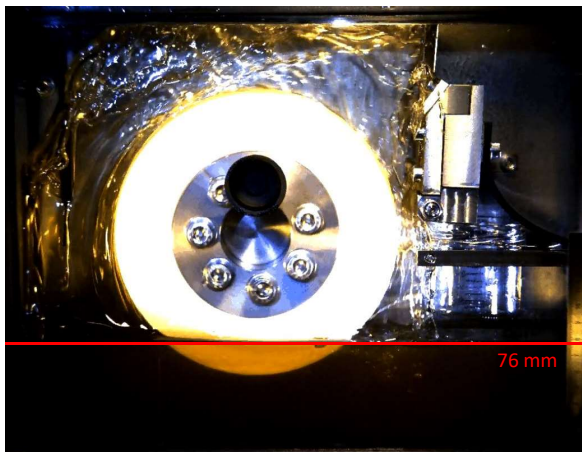
Stahl Rz 4,4



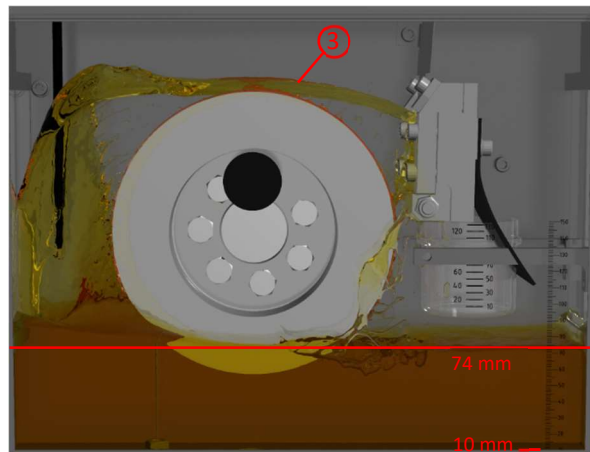
Stahl Rz 6,3



Teflon Rz 4,0



Simulation

**Öleigenschaften Shell Spirax S6 GXME 75W-80:**Dichte: 846,23 kg/m<sup>3</sup>

Dyn. Viskosität: 0,10974766 kg/ms

**Parameterwerte:**

Adhäsion: 3,6      Kohäsion: 3,5

Rauheit: 5      Dyn. Viskosität: 0,03658255 kg/ms

Abbildung 6.22: Ölverteilung im Raum nach 670 ms; Drehzahlrampe: 350 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 20,8 °C, Ölstand: 85 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80

**Shell Spirax S6 GXME 75W-80 / Betriebspunkt 5:**

- Öltemperatur: 51,4 °C
- Drehzahl: 350 U/min  $\cong$  3,21 m/s Umfangsgeschwindigkeit
- Ölstand: 85 mm

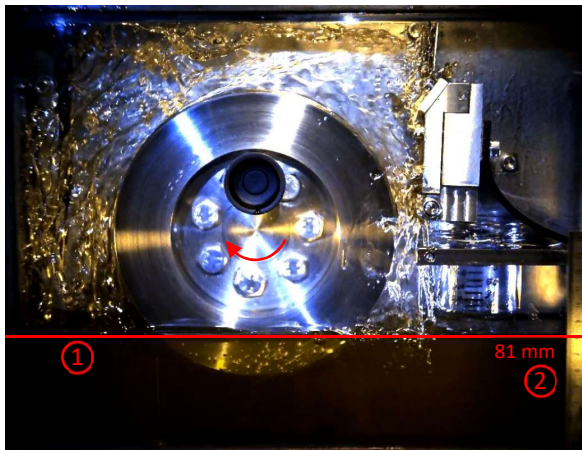
In Abbildung 6.23 werden die Versuche und die entsprechende Simulation bei einer Zeit von 670 ms nach Rotationsbeginn der Prüfkörper mit dem *Shell Spirax S6 GXME 75W-80* im Betriebspunkts 5 bei einer Temperatur von 51,4 °C gezeigt.

Grundsätzlich ist bei allen Versuchen eine relativ gleichmäßige Verteilung des abgelösten Öls über den gesamten Umfang zu erkennen, wobei der größte Teil, unmittelbar nach dem Austreten des Prüfkörpers aus dem Ölbad schräg nach links oben abschleudert. Das ist daran zu erkennen, dass hier die bläulich schimmernde Rückwand nicht durch das Öl zu sehen ist, was auf eine hohe Öldichte in diesem Bereich hinweist. An Stellen, an denen ein bläuliches Schimmern zu sehen ist, deuten auf eine

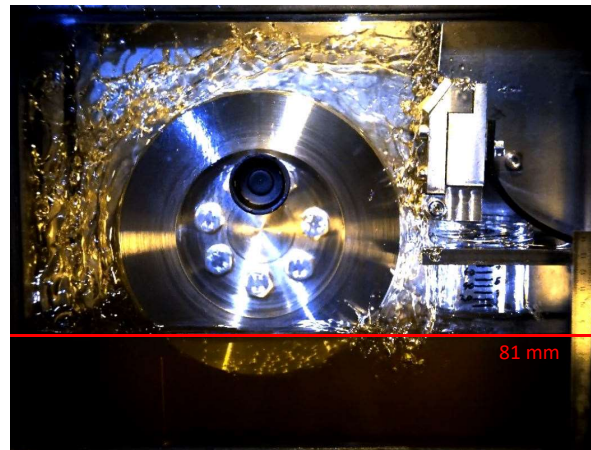
niedrigere Öldichte hin. In der Simulation löst ebenfalls der Großteil der Flüssigkeit unmittelbar nach dem Austreten des Prüfkörpers aus dem Ölsumpf nach links ab, wobei nur mehr ein kleiner Teil weiter über den Umfang transportiert wird und in Drehrichtung später ablöst. Trotzdem ist hier die Simulationsgüte hinsichtlich der Verteilung der Flüssigkeit besser als jene in Abbildung 6.22, da es über den gesamten Umfang des Prüfkörpers zu Ablösungen kommt. Es ist auch zu erkennen, dass in den Versuchen das abgeschleuderte Öl den Deckel des Prüfkastens nicht erreicht, was wiederum der, bei dieser Temperatur, niedrigeren Viskosität im Vergleich zum Betriebspunkt 4 (Abbildung 6.22) geschuldet ist.

Der Ölstand ② ist bei den Versuchen im Vergleich zum Betriebspunkt 4 (Abbildung 6.22) mit 5 mm deutlich weniger gesunken, was wiederum der geringeren Viskosität geschuldet ist. Der Füllstand in der Simulation wurde mit 74 mm allerdings gleich wie im vorigen Betriebspunkt berechnet und ist hier sogar um 7 mm im Vergleich zur Realität niedriger, was durch die starke Verzerrung der Flüssigkeitsoberfläche ① verursacht wird.

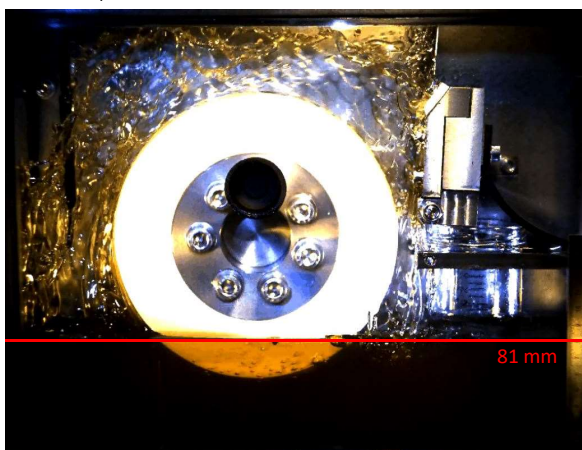
Stahl Rz 4,4



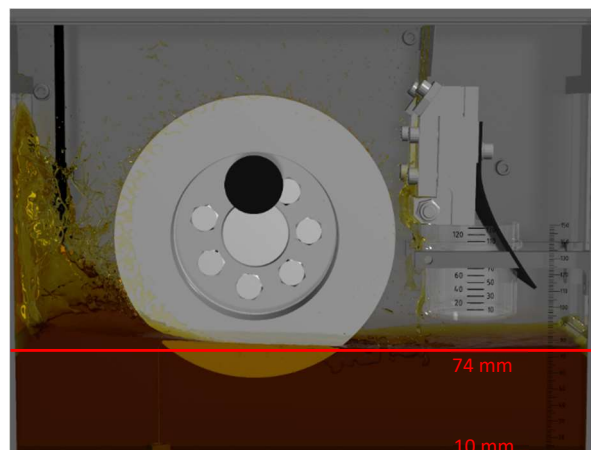
Stahl Rz 6,3



Teflon Rz 4,0



Simulation



#### Öleigenschaften Shell Spirax S6 GXME 75W-80:

Dichte:  $826,97 \text{ kg/m}^3$

Dyn. Viskosität:  $0,02929213 \text{ kg/ms}$

#### Parameterwerte:

Adhäsion: 1,75      Kohäsion: 1,65

Rauheit: 3      Dyn. Viskosität:  $0,02929213 \text{ kg/ms}$

Abbildung 6.23: Ölverteilung im Raum nach 670 ms; Drehzahlrampe: 350 U/min in 500 ms, Öltemperatur:  $51,4 \text{ }^\circ\text{C}$ , Ölstand: 85 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80

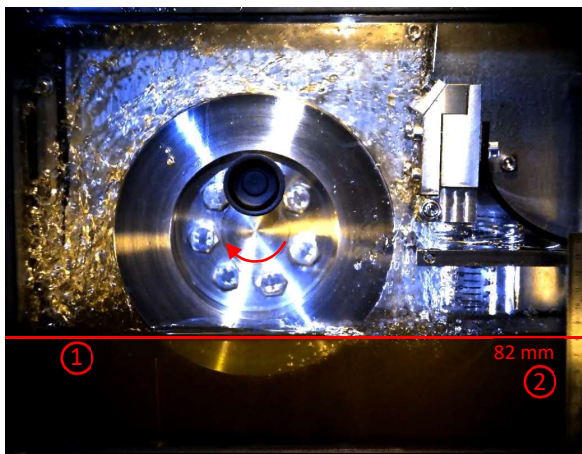
**Shell Spirax S6 GXME 75W-80 / Betriebspunkt 6:**

- Öltemperatur: 102 °C
- Drehzahl: 350 U/min  $\cong$  3,21 m/s Umfangsgeschwindigkeit
- Ölstand: 85 mm

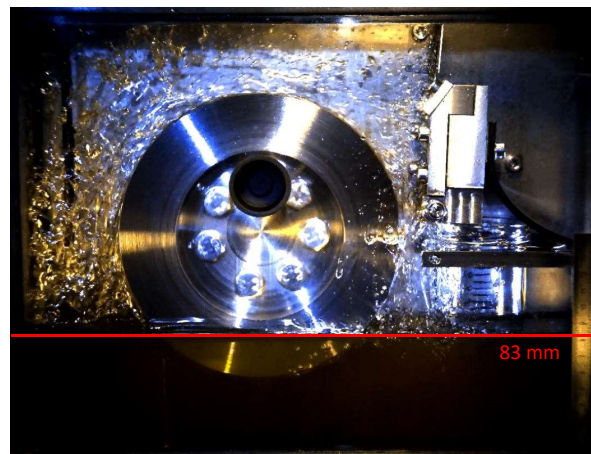
Abbildung 6.24 zeigt den Betriebspunkt 6 mit dem Öl *Shell Spirax S6 GXME 75W-80* bei einer Öltemperatur von 102 °C. Das, durch die hohe Temperatur, niedrigviskose Öl ist in den Versuchen durch die grobe Strukturierung und die feinen Ölpartikel nach der Ablösung von der Mantelfläche zu erkennen.

Die Verzerrung der Oberfläche des Ölsumpfs ① ist in der Realität bei allen Prüfkörpern kaum vorhanden. Im Gegensatz dazu ist in der Simulation ein von rechts nach links stetig steigender Flüssigkeitsspiegel zu beobachten. Die Füllstände ② sind mit 82 mm, bzw. 83 mm in den Versuchen praktisch gleich, dagegen wird dieser in der Simulation mit 77 mm an der tiefsten Stelle um rund 5-6 mm zu niedrig prognostiziert.

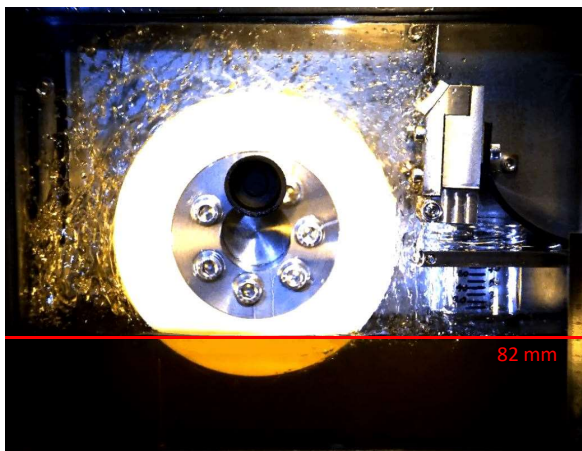
Stahl Rz 4,4



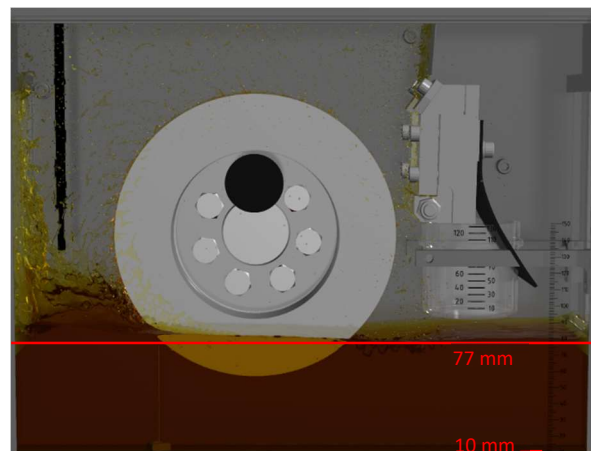
Stahl Rz 6,3



Teflon Rz 4,0



Simulation

**Öleigenschaften Shell Spirax S6 GXME 75W-80:**Dichte: 794,47 kg/m<sup>3</sup>

Dyn. Viskosität: 0,00725451 kg/ms

**Parameterwerte:**

Adhäsion: 1,7      Kohäsion: 1,5

Rauheit: 6      Dyn. Viskosität: 0,00725451 kg/ms

Abbildung 6.24: Ölverteilung im Raum nach 670 ms; Drehzahlrampe: 350 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 102 °C, Ölstand: 85 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80

Bei der Verteilung des abgelösten Öls von der Mantelfläche der Prüfkörper, können bei den Versuchen keine großen Unterschiede festgemacht werden. Auch in diesem Betriebspunkt findet die Ablösung des Öls bei allen Prüfkörpern über den gesamten Umfang statt, wobei sich auch hier der größte Teil unmittelbar nach dem Austritt der Prüfscheibe aus dem Ölsumpf radial nach links von der Mantelfläche löst. Im oberen und rechten Teil des Prüfkastens ist ein durchschimmern der bläulichen Rückwand zu erkennen, was auf eine niedrigere Ölkonzentration in diesen Bereichen hinweist. In der Simulation löst sich die Flüssigkeit bereits direkt nach dem Austreten des Prüfkörpers aus dem Ölsumpf sehr flach nach links von der Mantelfläche ab. Zum herunterhängenden Benetzungssensor wird im Vergleich zu den Versuchen bereits weniger Flüssigkeit transportiert. In Summe ist in der Simulation die Verteilung des Öls im Raum, ähnlich zum Betriebspunkt 5 (Abbildung 6.23) allerdings gut.

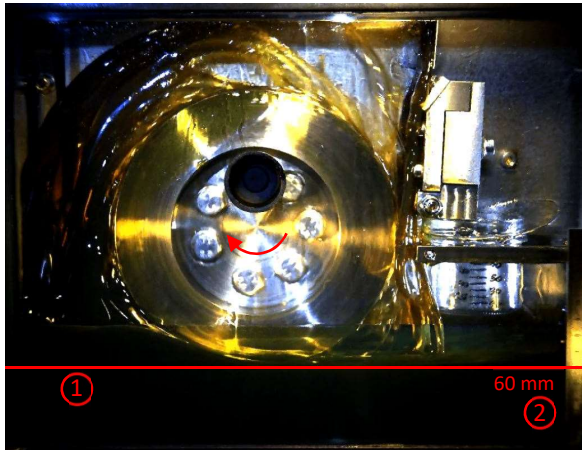
#### **Castrol Alpha SP 680 / Betriebspunkt 2:**

- Öltemperatur: 29,3 °C
- Drehzahl: 350 U/min  $\cong$  3,21 m/s Umfangsgeschwindigkeit
- Ölstand: 85 mm

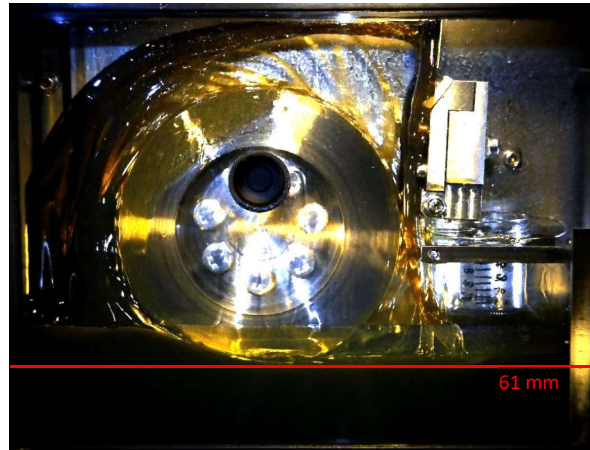
Betriebspunkt 2 mit dem *Castrol Alpha SP 680* und einer Öltemperatur von rund 29 °C wird bei einer Zeit von 670 ms nach Beginn der Drehbewegung der Prüfkörper in Abbildung 6.25 gezeigt. Grundsätzlich fällt bei den Versuchen sofort die, im Vergleich zum *Shell Spirax S6 GXME 75W-80*, dicke Ablösung des Öls auf, welche auch für das starke Absinken des Füllstands ② auf 60-61 mm verantwortlich ist. In der Simulation wird dieser mit 61 mm gut erfasst. Es ist zu erkennen, dass hier der Ölstand, von der Mitte des Prüfkastens gesehen, nach rechts wieder ansteigt, was in den Versuchen nicht zu beobachten ist. D.h. es kommt in der Realität zu einem schnelleren Niveaueausgleich zwischen dem ruhenden Öl am rechten Rand des Prüfkastens und dem in der Mitte befindlichen Öl, welches durch die Rotation des Prüfkörpers abgesenkt wird.

Durch die vergleichsweise hohe Viskosität ergibt sich auch die starke Verzerrung ① auf der linken Seite der Prüfkörper, sodass beinahe die Scheibe den Kontakt zum Ölsumpf verliert. Sowohl die starke Verzerrung, als auch der dicke abgelöste Flüssigkeitsfilm werden von der Simulation gut erfasst, allerdings erreicht hier die Ablösung an der Oberseite der Scheibe nicht ganz den Deckel des Prüfkastens. Genauso werden die, in den Versuchen ersichtlichen, fadenförmigen Ablösungen zwischen der Mantelfläche und dem abgelösten Ölfilm von der Simulation tendenziell korrekt berechnet.

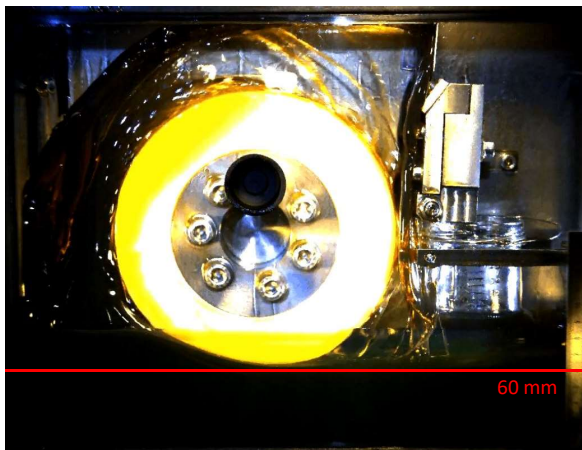
Stahl Rz 4,4



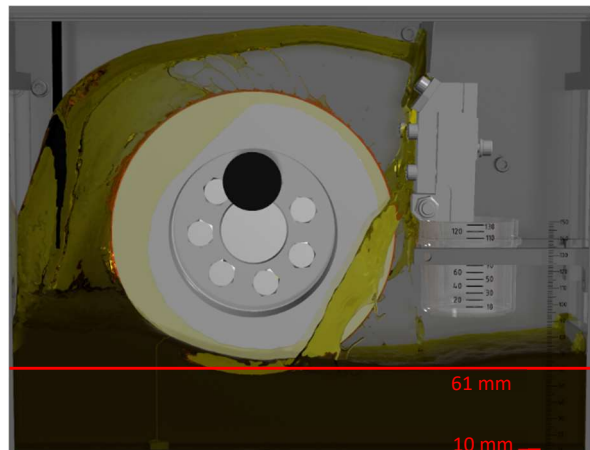
Stahl Rz 6,3



Teflon Rz 4,0



Simulation

**Öleigenschaften Castrol Alpha SP 680:**Dichte: 911,10 kg/m<sup>3</sup>

Dyn. Viskosität: 1,37121167 kg/ms

**Parameterwerte:**

Adhäsion: 5,9      Kohäsion: 5,9

Rauheit: 36      Dyn. Viskosität: 0,11426764 kg/ms

Abbildung 6.25: Ölverteilung im Raum nach 670 ms; Drehzahlrampe: 350 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 29,3 °C, Ölstand: 85 mm, Castrol Alpha SP 680

**6.3.2 Drehzahl: 700 U/min, Ölstand: 85 mm**

In diesem Abschnitt werden die, in den folgenden Betriebspunkten, gezeigten Versuche und die entsprechende Simulation bei einer Zeit von 520 ms nach Beginn der Drehbewegung des Prüfkörpers gezeigt. Zu diesem Zeitpunkt liegt bereits die Enddrehzahl von 700 U/min an.

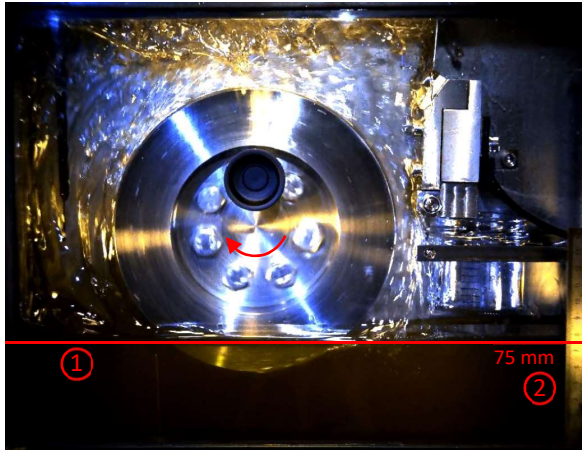
**Shell Spirax S6 GXME 75W-80 / Betriebspunkt 7:**

- Öltemperatur: 20,8 °C
- Drehzahl: 700 U/min  $\cong$  6,41 m/s Umfangsgeschwindigkeit
- Ölstand: 85 mm

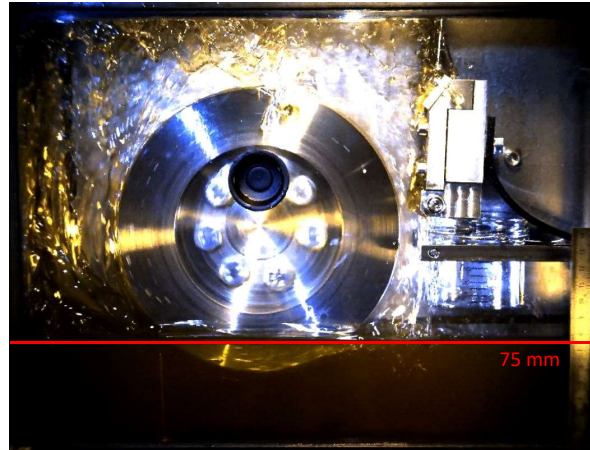
In Abbildung 6.26 wird die Verteilung des Öls im Prüfkasten bei einer Zeit von 520 ms nach Rotationsbeginn gezeigt. Grundsätzlich sind auch bei dieser Drehzahl in den Versuchen keine gravierenden Unterschiede zu erkennen. Bei allen Prüfkörpern werden trotz der hohen Drehzahl, Teile des anhaftenden Ölfilms über den gesamten Umfang transportiert und lösen erst kurz vor dem

erneuten Eintauchen in den Ölsumpf ab, d.h. es kommt, wie auch im Betriebspunkt 4 in Abschnitt 6.3.1, zu einer gleichmäßigen Verteilung des Öls im Prüfkasten. Ein größerer Teil löst sich jedoch unmittelbar nach dem Austritt des Prüfkörpers aus dem Ölbad nach links ab, was dadurch zu erkennen ist, dass die bläulich schimmernde Rückwand nicht durch das Öl zu sehen ist. Dieses Verhalten kann in der Simulation nur näherungsweise beobachtet werden.

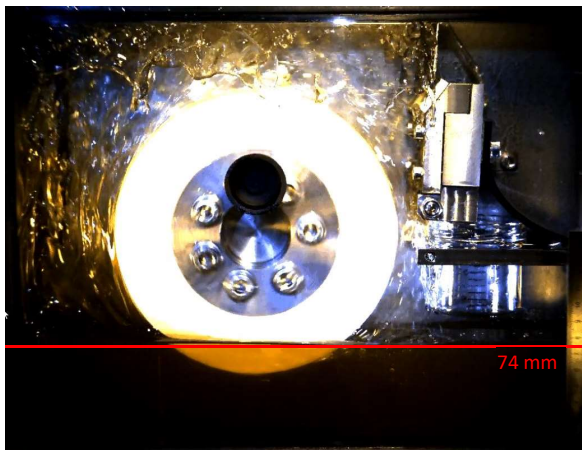
Stahl Rz 4,4



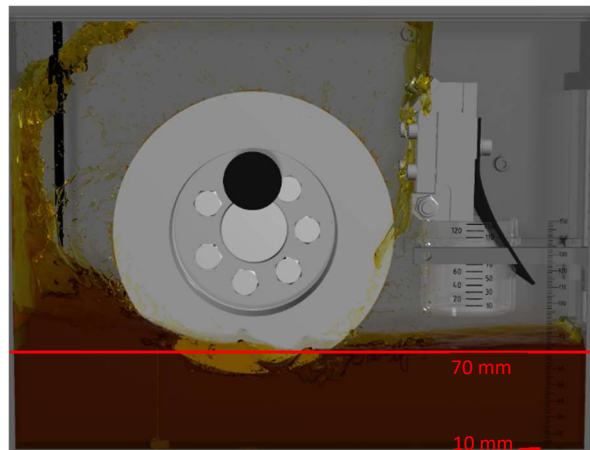
Stahl Rz 6,3



Teflon Rz 4,0



Simulation



#### Öleigenschaften Shell Spirax S6 GXME 75W-80:

Dichte:  $846,23 \text{ kg/m}^3$

Dyn. Viskosität:  $0,10974766 \text{ kg/ms}$

#### Parameterwerte:

Adhäsion: 6,65      Kohäsion: 6,55

Rauheit: 3      Dyn. Viskosität:  $0,03658255 \text{ kg/ms}$

Abbildung 6.26: Ölverteilung im Raum nach 520 ms; Drehzahlrampe: 700 U/min in 500 ms, Öltemperatur:  $20,8 \text{ }^\circ\text{C}$ , Ölstand: 85 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80

Ähnlich wie in Abbildung 6.25 fällt auch hier in der Simulation der vergleichsweise dicke, abgelöste Ölfilm auf, welcher an der linken und oberen Seite des Prüfkastens anliegt. Das ist dadurch zu erklären, dass es durch die, in diesem Betriebspunkt, hohen Werte von Kohäsion und Adhäsion von 6,55 bzw. 6,65, welche jedoch notwendig sind, um bei dieser Umfangsgeschwindigkeit noch eine Anhaftung von Flüssigkeit am Mantel sicherzustellen, prinzipiell zu einer späteren Ablösung kommt, siehe Betriebspunkt 4 in Abschnitt 6.2.2. Dadurch nimmt die Ölfilmdicke stetig zu, bis sie schließlich bei einer bestimmten Drehzahl von der Mantelfläche ablöst, wobei sich das Öl durch den hohen Kohäsionswert als sehr hochviskos darstellt. Nach dem Ablösen dieses, zu dickflüssig erscheinenden Ölfilms, kommt

es, ähnlich zu den Versuchen, zu einer gleichmäßigen Ablösung über den gesamten Umfang des Prüfkörpers, d.h. im stationären Zustand ist die Simulationsgüte besser.

Zu diesem Zeitpunkt ergibt sich durch das abgelöste Öl bei den Versuchen ein Ölstand ② von 75 mm bei den Stahlscheiben und 74 mm bei der Teflonscheibe. In der Simulation liegt der Füllstand bei 70 mm, was jedoch dem dicken abgelösten Ölfilm geschuldet ist. Die Verzerrung der Flüssigkeitsoberfläche ① ist bei den Versuchen fast nicht vorhanden und wird von der Simulation ein wenig zu stark berechnet.

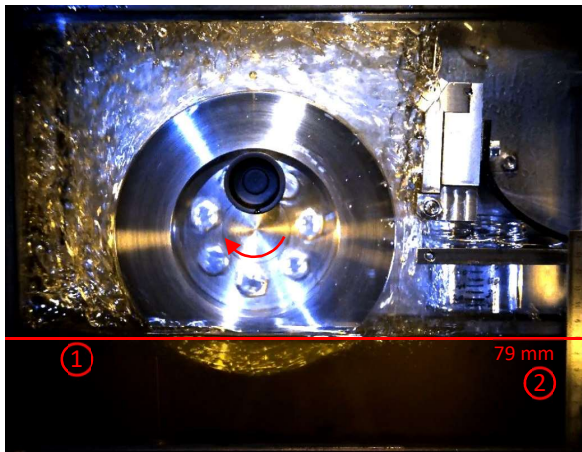
#### **Shell Spirax S6 GXME 75W-80 / Betriebspunkt 8:**

- Öltemperatur: 51,1 °C
- Drehzahl: 700 U/min  $\cong$  6,41 m/s Umfangsgeschwindigkeit
- Ölstand: 85 mm

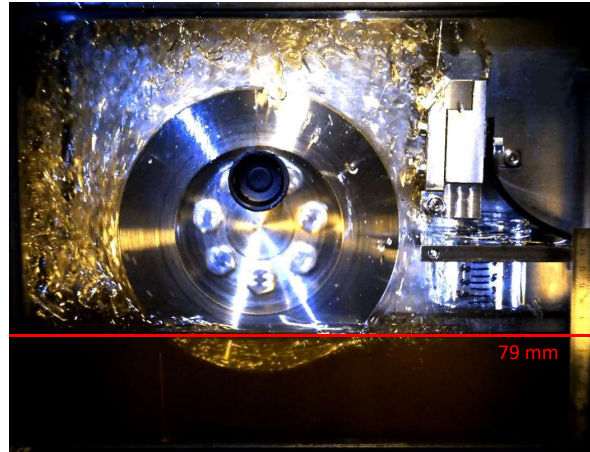
In Abbildung 6.27 wird der Betriebspunkt 8 mit dem *Shell Spirax S6 GXME 75W-80* bei einer Öltemperatur von 51,1 °C gezeigt. Es ist zu erkennen, dass der Füllstand ② sowohl bei den Versuchen, als auch in der Simulation um rund 4-5 mm höher liegt, als im Betriebspunkt 7 (Abbildung 6.26), was der geringeren Viskosität geschuldet ist, wodurch das Volumen des, über den Umfang des Prüfkörpers, mitgeschleppten und abgelösten Öls geringer wird. Gleich zu Abbildung 6.26 ist auch hier die Verzerrung der Flüssigkeitsoberfläche ① in den Versuchen praktisch nicht vorhanden, welche hingegen in der Simulation etwas zu stark berechnet wird.

Bei allen Prüfkörpern kann in den Versuchen eine ähnlich gleichmäßige Verteilung des Öls im Raum festgestellt werden, wobei sich auch hier der größte Teil der Flüssigkeit, unmittelbar nach dem Austritt des Prüfkörpers aus dem Ölsumpf nach links von der Mantelfläche ablöst. Das ist, wie schon in den vorigen Betriebspunkten erwähnt, daran zu erkennen, dass die bläulich schimmernde Rückwand des Prüfkastens hier nicht zu erkennen ist, was auf eine hohe Öldichte in diesem Bereich hinweist. Dieses Verhalten wird in der Simulation, im Gegensatz zu Abbildung 6.26, besser erfasst. Es findet ebenso eine gleichmäßige Verteilung der Flüssigkeit im Raum, über den gesamten Umfang des Prüfkörpers statt, wobei die abgelöste Ölmenge geringer ausfällt als in den Versuchen ersichtlich.

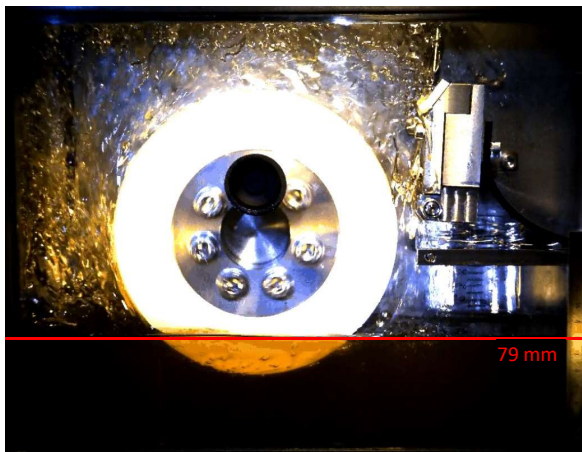
Stahl Rz 4,4



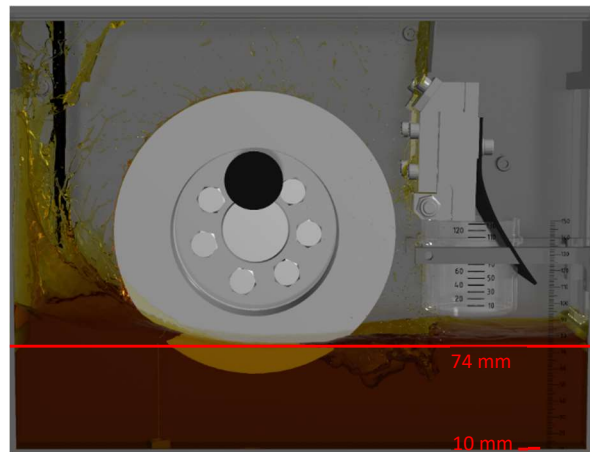
Stahl Rz 6,3



Teflon Rz 4,0



Simulation

**Öleigenschaften Shell Spirax S6 GXME 75W-80:**Dichte: 827,16 kg/m<sup>3</sup>

Dyn. Viskosität: 0,02958949 kg/ms

**Parameterwerte:**

Adhäsion: 4,3      Kohäsion: 4,15

Rauheit: 1      Dyn. Viskosität: 0,02958949 kg/ms

Abbildung 6.27: Ölverteilung im Raum nach 520 ms; Drehzahlrampe: 700 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 51,1 °C, Ölstand: 85 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80

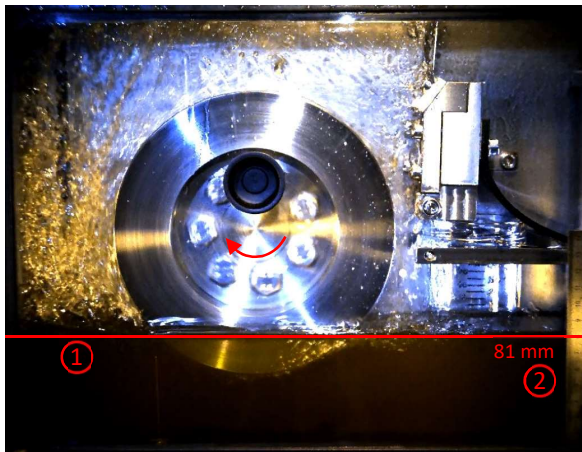
**Shell Spirax S6 GXME 75W-80 / Betriebspunkt 9:**

- Öltemperatur: 102,8 °C
- Drehzahl: 700 U/min  $\cong$  6,41 m/s Umfangsgeschwindigkeit
- Ölstand: 85 mm

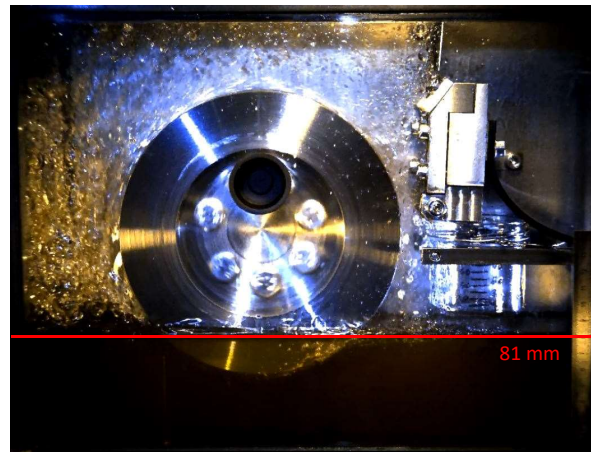
Abbildung 6.28 zeigt die Versuche und die dazugehörige Simulation des Betriebspunkts 9 bei einer Öltemperatur von 102,8 °C. Durch die, aus dieser hohen Temperatur resultierende, niedrige Viskosität des Öls, ist eine Verzerrung der Flüssigkeitsoberfläche ① in den Versuchen nahezu nicht vorhanden. In der Simulation wird diese gut erfasst, wobei der Füllstand ② trotzdem um 4 mm niedriger ist als in der Realität. Das ist durch die endliche Partikelgröße in der Simulation zu erklären, wodurch ein größeres Ölvolumen durch die Ablösung im Raum verteilt wird und dadurch im Ölsumpf fehlt.



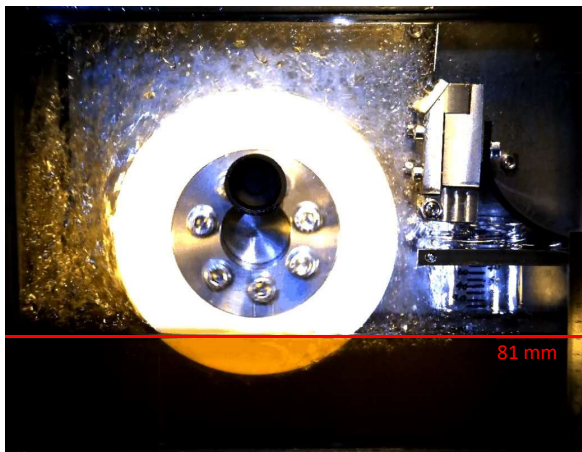
Stahl Rz 4,4



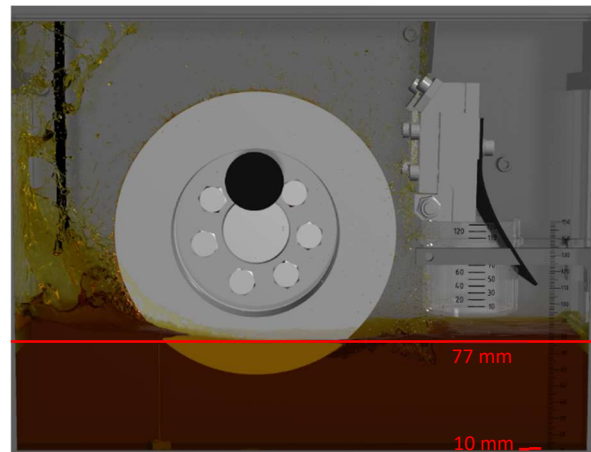
Stahl Rz 6,3



Teflon Rz 4,0



Simulation

**Öleigenschaften Shell Spirax S6 GXME 75W-80:**Dichte: 793,95 kg/m<sup>3</sup>

Dyn. Viskosität: 0,00713268 kg/ms

**Parameterwerte:**

Adhäsion: 3,6      Kohäsion: 3,4

Rauheit: 2      Dyn. Viskosität: 0,00713268 kg/ms

Abbildung 6.28: Ölverteilung im Raum nach 520 ms; Drehzahlrampe: 700 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 102,8 °C, Ölstand: 85 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80

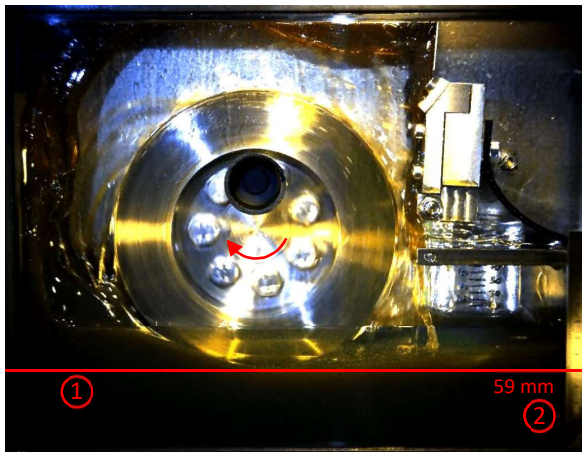
In den Versuchen kann bei dieser Öltemperatur beobachtet werden, dass, im Vergleich zu den Betriebspunkten 7 und 8 mit einer Temperatur von 20,8 bzw. 51,1 °C, weniger Öl durch Abschleudung zur Oberseite des Prüfkastens transportiert wird. Das ist einerseits daran zu erkennen, dass weniger Öl vom Deckel abtropft und andererseits der Füllstand um 6-7 mm im Vergleich zu Betriebspunkt 7 (Abbildung 6.26) und 2 mm gegenüber Betriebspunkt 8 (Abbildung 6.27) gestiegen ist. Der Großteil des mitgeschleppten Öls wird auch bei dieser Temperatur unmittelbar nach dem Austritt des Prüfkörpers aus dem Ölsumpf nach links abgelöst. Dieses Verhalten wird von der Simulation richtig erfasst, wobei die Ablösung etwas zu flach erfolgt. Die Verteilung über den restlichen Umfang des Prüfkörpers wird ebenfalls gut wiedergegeben, die abgelöste Flüssigkeit besteht hier jedoch aus relativ feinen Partikeln.

**Castrol Alpha SP 680 / Betriebspunkt 3:**

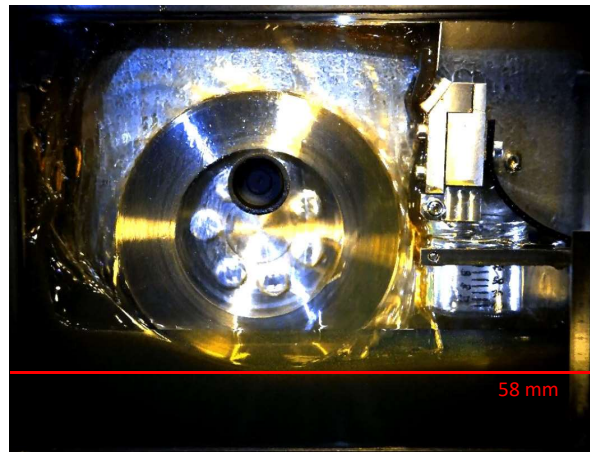
- Öltemperatur: 28,5 °C
- Drehzahl: 700 U/min  $\cong$  6,41 m/s Umfangsgeschwindigkeit
- Ölstand: 85 mm

Abbildung 6.29 zeigt die Versuche und die dazugehörige Simulation mit dem hochviskosen Öl *Castrol Alpha SP 80* im Betriebspunkt 3 bei einer Zeit von 520 ms nach dem Beginn der Rotationsbewegung.

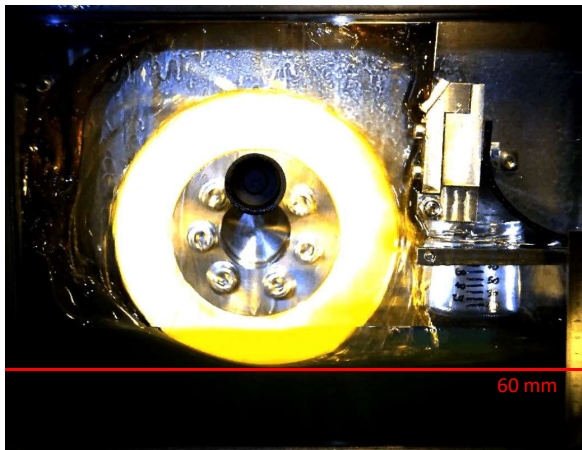
Stahl Rz 4,4



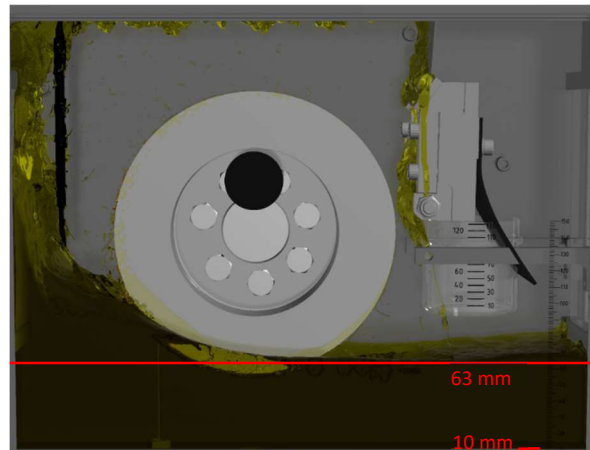
Stahl Rz 6,3



Teflon Rz 4,0



Simulation

**Öleigenschaften Castrol Alpha SP 680:**

Dichte: 911,63 kg/m<sup>3</sup>

Dyn. Viskosität: 1,48140606 kg/ms

**Parameterwerte:**

Adhäsion: 5,6      Kohäsion: 5,9

Rauheit: 12      Dyn. Viskosität: 0,12345051 kg/ms

Abbildung 6.29: Ölverteilung im Raum nach 520 ms; Drehzahlrampe: 700 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 28,5 °C, Ölstand: 85 mm, Castrol Alpha SP 680

Im Vergleich zum Betriebspunkt 2 (Abbildung 6.25), bei welchem die Prüfkörper eine Drehzahl von 350 U/min besitzen, hat sich die Verzerrung der Flüssigkeitsoberfläche ① nicht weiter verstärkt, jedoch ist der Füllstand ② auf 58-60 mm gesunken, was auf ein größeres, abgelöstes Ölvolumen hindeutet. Der Verlauf der Ölumpfoberfläche wird von der Simulation gut erfasst, wobei der Füllstand mit 63 mm leicht höher als zu den Versuchen ist.

Wie auch im vorigen Betriebspunkt bei einer Drehzahl von 350 U/min fällt auch hier die vergleichsweise dicke abgelöste Ölvolumen auf, welches bei allen Versuchen nahezu vollständig an der linken Seitenwand des Prüfkastens anliegt. Im Versuch mit der Stahlscheibe (Rz 4,4) ist bereits ein Abtropfen des Öls vom Deckel zu beobachten. In der Simulation präsentiert sich die Verteilung der abgelösten Flüssigkeit ähnlich zu den Versuchen, lediglich die fadenförmigen Ölstreifen, welche sich von der Mantelfläche über den gesamten Umfang ablösen, werden in der Simulation nur ansatzweise wiedergegeben.

## 6.4 Befüllung und Volumenstrom

Nachdem die Prüfkörper die, dem Betriebspunkt entsprechende, Enddrehzahl erreicht haben, wurde die Abstreifvorrichtung aus der vertikalen Position an die Mantelfläche der rotierenden Scheibe geschwenkt, wodurch es infolgedessen zur Befüllung des Behälters kam. In diesem Abschnitt werden die Auffüllung des Gefäßes und der Volumenstrom des, über den Umfang des Prüfkörpers, mitgeschleppten Öls der einzelnen Versuche, mit den Simulationsergebnissen verglichen und ausgewertet.

Abbildung 6.30 zeigt die Auswertung der Füllmenge und des Volumenstroms über der Zeit bei rund 21 °C mit dem Öl *Shell Spirax S6 GXME 75W-80*, wobei die linken Diagramme die Betriebspunkte bei einem Ölstand von 85 mm und die rechten Diagramme jene bei einem Ölstand von 70 mm abbilden. Die Auswertungen finden sowohl bei den Drehzahlen von 700 U/min, 350 U/min und 50 U/min statt. Die schwarze, horizontale Linie in allen Diagrammen markiert das maximale Füllvolumen des, in den Versuchen, eingesetzten Behälters. Es ist zu beachten, dass die Simulationen auf die Betriebspunkte mit einem Ölstand von 85 mm abgestimmt wurden, d.h. die ermittelten Werte der gesuchten Parameter wurden für jene Betriebspunkte mit einem Füllstand von 70 mm nicht verändert und dienen somit bereits als Validierung.

Weiters ist zu erwähnen, dass die teilweise hohen Ausschläge in den Verläufen des Volumenstroms bei den höheren Drehzahlen, einerseits von ungleichmäßigen Ablösungen des Öls vom Prüfkörper und andererseits, vom Deckel des Prüfkastens abfließenden Öls herrühren. Dieses trifft auf die Mantelfläche und gelangt somit indirekt in den Messbehälter. Diese hohen Volumenstromspitzen dürfen somit nicht zu stark gewichtet werden.

Grundsätzlich wird eine Reduktion des Volumenstroms mit steigender Öltemperatur und damit sinkender Viskosität erwartet. Umgekehrt wird mit steigender Drehzahl ein steigender Volumenstrom vermutet, allerdings nur bis zu einer bestimmten Grenzdrehzahl, ab welcher der Großteil des mitgeschleppten Öls von der Mantelfläche ablöst und somit wieder eine Reduktion des Volumenstroms eintritt. Der Einfluss der unterschiedlichen Prüfkörper lässt die Vermutung zu, dass die gröbere Oberflächenstruktur der sandgestrahlten Scheibe, den Volumenstrom höher und die hydrophoben Eigenschaften der Teflonscheibe niedriger als beim geschichteten Prüfkörper ausfallen lässt.

Die Volumenströme der beiden Stahlscheiben in Diagramm ① in Abbildung 6.30 weichen nur gering voneinander ab, wodurch auch die Befüllung des Behälters beinahe zeitgleich abläuft. Es ist zu erkennen, dass der Volumenstrom der Teflonscheibe über den gesamten Verlauf geringer ist, als jener der Stahlscheiben. Daher ergibt sich eine, um ca. 1,4 s, langsamere Befüllung des Behälters, wobei eine derart große Abweichung in den anderen Diagrammen in Abbildung 6.30 nicht festzustellen ist. Es ist

daher möglich, dass sich, durch die oben beschriebenen Volumenstromschwankungen bei dieser Drehzahl, ein derart großer zeitlicher Unterschied einstellen kann. Die Simulation gibt die Verläufe der Volumenströme und dadurch auch jene der Befüllung gut wieder, wobei auch die leicht fallende Tendenz der Verläufe in den Messungen erfasst wird.

Auch bei einem niedrigeren Ölstand (Diagramm ②) liefert die Simulation mit denselben Werten der zu ermittelnden Parameter, ähnliche Ergebnisse, wobei auch hier die, im Vergleich zu ①, stärker fallenden Verläufe der Volumenströme zu erkennen sind. Dieses Verhalten kann dadurch erklärt werden, dass durch den niedrigen und durch die stetige Befüllung des Behälters sinkenden Ölstand, der Prüfkörper nur mehr wenig in den Ölsumpf eintaucht und dadurch das Öl verstärkt zur linken Seite des Prüfkastens ablöst, d.h., dass geringere Mengen an Öl über den Umfang mitgeschleppt werden. Alle Volumenströme der Messungen sind in diesem Betriebspunkt, zu Beginn der Abstreifphase höher als jener der Simulation, gleichen sich aber mit dem Fortlauf der Zeit immer mehr an.

**Randbedingungen:**

Öl: Shell Spirax S6 GXME 75W-80

Öltemperatur: ≈21 °C

**Füllstand: 85 mm**

**Füllstand: 70 mm**

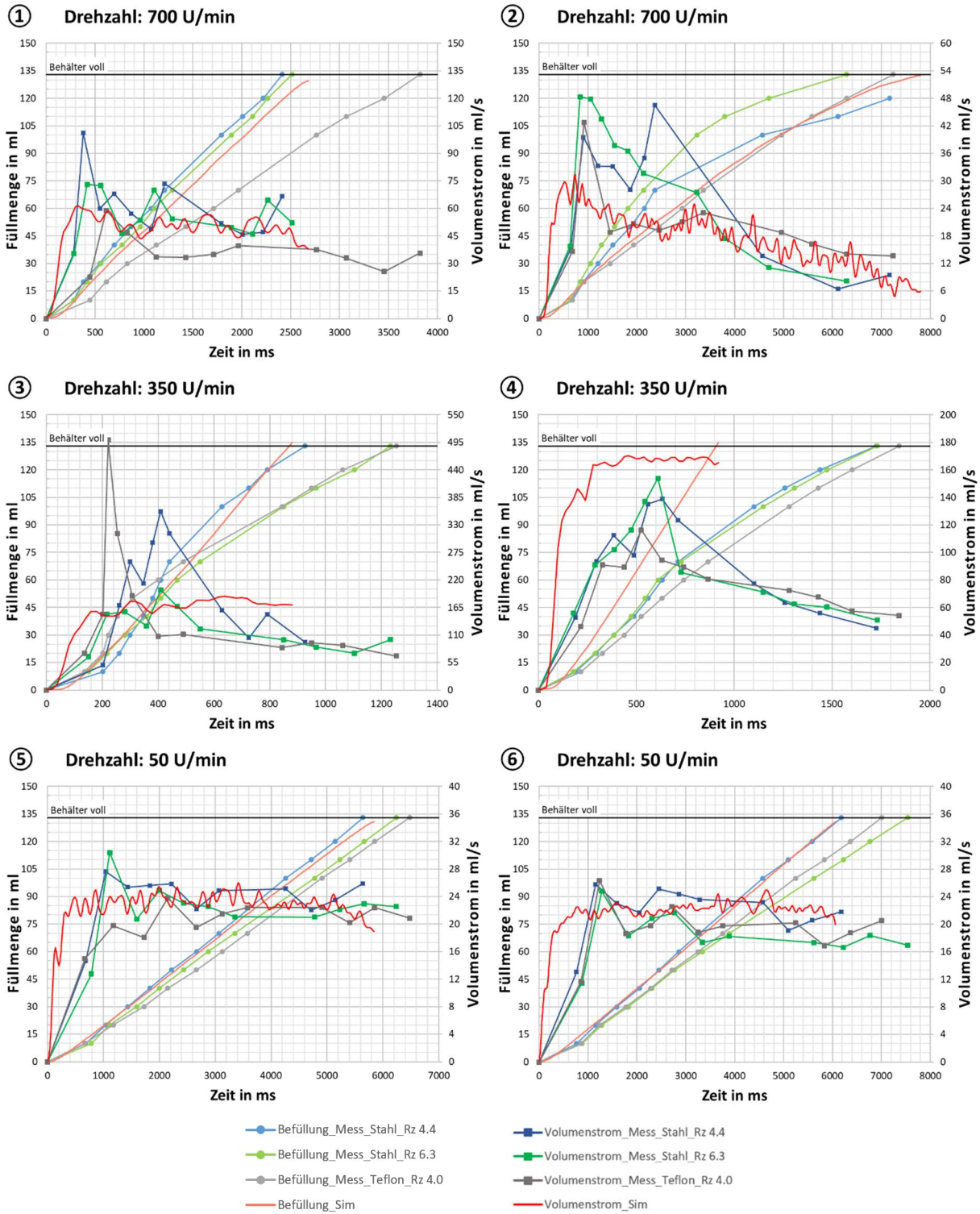


Abbildung 6.30: Verlauf von Befüllung und Volumenstrom; Links: Ölstand 85 mm, Rechts: Ölstand 70 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80, Öltemperatur: 21 °C

Es ist ersichtlich, dass in Diagramm ③ die höchsten Volumenströme auftreten, wobei die starken Ausschläge, wie bereits vorher erwähnt, aufgrund von ungleichmäßigen Ablösungen vom Prüfkörper und vom Deckel abfließendem Öl auftreten können. Dadurch ist es möglich, dass die Befüllzeiten bei den einzelnen Prüfkörpern variieren und somit die Volumenstromverläufe mehr oder weniger voneinander abweichen. Auch hier ist die leicht fallende Tendenz der Volumenströme aus den Messungen ersichtlich, wobei die Simulation diese nicht wiedergibt. Die Validierung bei einem Füllstand von 70 mm (Diagramm ④) ergibt ähnlich hohe Volumenströme wie in ③, welche allerdings in den Versuchen nicht erreicht werden. Warum sich nur in diesem Betriebspunkt (bei einem Füllstand von 70 mm) ein derart großer Unterschied ergibt, konnte bisweilen noch nicht gänzlich geklärt werden. Dadurch ist die Befüllung in der Simulation um rund 800 ms früher abgeschlossen, als in den Versuchen ersichtlich. Die tendenzielle Abnahme aller Volumenströme wurde auch hier in der Simulation nicht erfasst.

Bei einer Drehzahl von 50 U/min kommt es zu keiner Ablösung von der Mantelfläche und damit auch zu keinem abfließenden Öl vom Deckel des Prüfkastens, womit diese Einflüsse bei den Verläufen der Volumenströme wegfallen. Im Diagramm ⑤ ist zu erkennen, dass die Volumenströme der Messungen zu Beginn flacher ansteigen als in der Simulation, was allerdings der Art und Weise geschuldet ist, wie diese bestimmt werden. Der momentane Volumenstrom wird für jeden Messpunkt über das Differenzvolumen der Messpunkte und die dafür benötigte Befüllzeit berechnet, d.h. der erste Wert kann erst bei einem Füllstand von 10 ml ermittelt werden, da dieser den ersten Messpunkt darstellt. Es ist zu erkennen, dass bei dieser Drehzahl nur vergleichsweise geringe Volumenströme vorliegen und sich das Ergebnis der Simulation gut mit der Messung der Stahlscheibe (Rz 4,4) deckt, wobei die Befüllung mit der Teflon- bzw. Stahlscheibe (Rz 6,3) um rund 900 ms, bzw. 600 ms länger dauern. Die Validierung bei einem Füllstand von 70 mm (Diagramm ⑥) ergibt ein ähnliches Bild, wobei sich die Simulation noch besser mit dem Volumenstromverlauf der Stahlscheibe (Rz 4,4) deckt. Auch hier dauert die Befüllung des Behälters mit der Teflon-, bzw. Stahlscheibe (Rz 6,3) um rund 800 ms, bzw. 1,4 s länger.

In Abbildung 6.31 werden die Mess-, bzw. Simulationsergebnisse der Betriebspunkte bei einer Öltemperatur von rund 50 °C gezeigt. Grundsätzlich ist zu erkennen, dass die Volumenströme, sowohl der Mess-, als auch der Simulationsergebnisse in allen Betriebspunkten in Abbildung 6.31 niedriger sind, als im Vergleich zu jenen bei einer Temperatur von rund 21 °C (Abbildung 6.30), was durch die geringere Viskosität des Öls zu erklären ist. Der Volumenstromverlauf der Simulation ist in Diagramm ① über weite Teile niedriger als jene der Messungen mit den Stahlscheiben, wobei die fallende Tendenz der Volumenstromverläufe richtig erfasst wird. Dadurch fällt auch die Befüllung des Behälters in der Simulation um rund 800 ms langsamer aus. Die Messergebnisse der beiden Stahl-Prüfkörper weisen ähnliche Verläufe hinsichtlich Volumenstrom und Füllmenge auf, hingegen weicht hier das Ergebnis der Teflonscheibe stark ab. Bei einem Füllstand von 70 mm (Diagramm ②) und gleicher Drehzahl pendelt der Volumenstrom in der Simulation um 15 ml/s und ist damit über die gesamte Zeit geringer, als in den Messungen erfasst, wodurch sich am Ende der Simulation eine um rund 2,6 s langsamere Befüllung, gegenüber dem Ergebnis der sandgestrahlten Stahlscheibe (Rz 6,3) ergibt. In diesem Betriebspunkt gleichen sich die Verläufe von Volumenstrom und Füllmenge der Teflon-, bzw. geschlichteten Stahlscheibe (Rz 4,4) besser, als jene der sandgestrahlten Stahlscheibe (Rz 6,3). Es ist zu erkennen, dass die Verläufe der Füllmengen in den Versuchen lediglich bis 100 ml reichen, was durch die begrenzte Aufnahmezeit der Hochgeschwindigkeitskamera zu erklären ist.

**Randbedingungen:**

Öl: Shell Spirax S6 GXME 75W-80

Öltemperatur: ≈50 °C

**Füllstand: 85 mm**

**Füllstand: 70 mm**

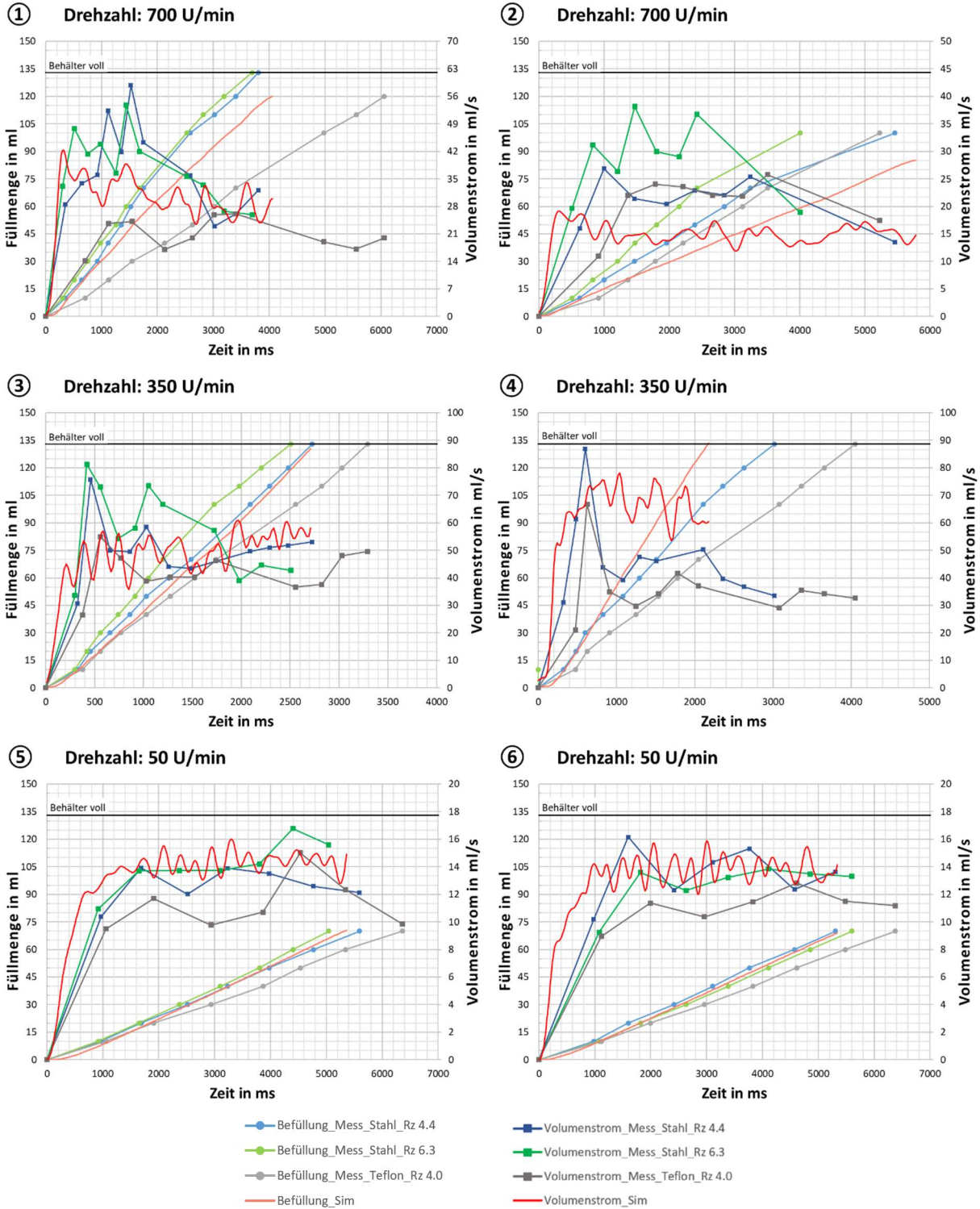


Abbildung 6.31: Verlauf von Befüllung und Volumenstrom; Links: Ölstand 85 mm, Rechts: Ölstand 70 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80, Öltemperatur: 50 °C

Im Betriebspunkt mit einer Drehzahl von 350 U/min (Diagramm ③ in Abbildung 6.31) stimmen die Ergebnisse der Simulation hinsichtlich Volumenstrom und Füllmenge gut mit der Messung des Stahl-Prüfkörpers (Rz 4,4) überein. Die Befüllung erfolgt hier durch die sandgestrahlte Prüfscheibe (Rz 6,3) am schnellsten, wobei diese mit der Teflonscheibe um rund 800 ms länger dauert. Es ist zu erkennen, dass der Volumenstrom über die geschlichtete Stahlscheibe (Rz 4,4) zum Ende der Messung zunimmt, was ebenfalls von der Simulation wiedergegeben wird. Dieses Verhalten ist bei den anderen Prüfkörpern nicht zu beobachten.

Die Aufnahmen der Hochgeschwindigkeitskamera mit dem sandgestrahlten Prüfkörper (Rz 6,3) für den, in Diagramm ④ (Abbildung 6.31), entsprechenden Betriebspunkt, sind bei der Videokonvertierung unwiderruflich verloren gegangen, wobei eine spätere Wiederholung der Messung aus Verfügbarkeitsgründen des Prüfstandes nicht möglich war. Es zeigt sich, dass die Simulationsergebnisse im Durchschnitt höher sind, als von den Messungen erfasst. Die Zeiten für die Befüllung des Behälters variieren hier zwischen 2,2 s in der Simulation, rund 3 s mit der geschlichteten Stahlscheibe (Rz 4,4) und 4,1 s mit der Teflonscheibe.

In den Betriebspunkten mit einer Drehzahl von 50 U/min liegen die berechneten Füllzeiten der Simulation, sowohl bei einem Füllstand von 70 mm, als auch bei 85 mm, zwischen den Messergebnissen der beiden Stahl-Prüfkörper. Der Volumenstromverlauf der Teflonscheibe liegt im Durchschnitt unter jenen der Stahl-Prüfkörper, was auch eine langsamere Befüllung des Behälters nach sich zieht. Es ist ersichtlich, dass nach der maximal möglichen Aufnahmedauer der Hochgeschwindigkeitskamera, aufgrund der geringen Volumenströme, lediglich eine Füllmenge von 70 ml erreicht werden konnte.

In den Betriebspunkten mit einer Temperatur von rund 100 °C kann sowohl in den Simulationen, als auch in den Messungen, wiederum eine leichte Abnahme der Volumenströme, verglichen mit den Ergebnissen bei einer Öltemperatur von rund 50 °C, festgestellt werden. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Volumenströme über die Teflonscheibe teilweise stark von jenen der Stahlscheiben abweichen, wobei die Ursache dafür im Zuge dieser Arbeit nicht geklärt wurde.

In Diagramm ① in Abbildung 6.32 ist zu erkennen, dass die Verläufe der Füllmengen der beiden Stahlscheiben und damit auch deren Volumenströme, gut korrelieren, wobei in der Simulation eine, um rund 1 s langsamere Befüllung stattfindet. Wie bereits oben erwähnt, weicht in diesem Fall das Messergebnis der Teflonscheibe erheblich ab. Im Gegensatz dazu stimmt bei einem Füllstand von 70 mm (Diagramm ②) das Simulationsergebnis sehr gut mit der Messung des Teflon-Prüfkörpers überein, wobei in der Aufnahmezeit nur eine Befüllung von 70 ml stattfindet. Die Volumenströme der beiden Stahlscheiben sind über die gesamte Versuchszeit höher und korrelieren gut miteinander.

In den Betriebspunkten bei einer Drehzahl von 350 U/min kann bei beiden Stahl-Prüfkörpern, sowohl bei einem Füllstand von 85 mm (Diagramm ③), als auch bei 70 mm (Diagramm ④), ein kontinuierlicher Abfall des Volumenstroms, zum Ende der Messung hin, festgestellt werden. Dieser wird in der Simulation bei einem Füllstand von 85 mm überhaupt nicht und bei einem Füllstand von 70 mm nur ansatzweise dargestellt. Dadurch kommt es auch zu Abweichungen zu den Verläufen der gemessenen Füllmengen der Stahl-Prüfkörper. Auch hier weichen die Messverläufe von Volumenstrom und Füllmenge des Teflon-Prüfkörpers stark von den restlichen Ergebnissen ab.



**Randbedingungen:**

Öl: Shell Spirax S6 GXME 75W-80

Öltemperatur:  $\approx 100\text{ }^\circ\text{C}$

**Füllstand: 85 mm**

**Füllstand: 70 mm**

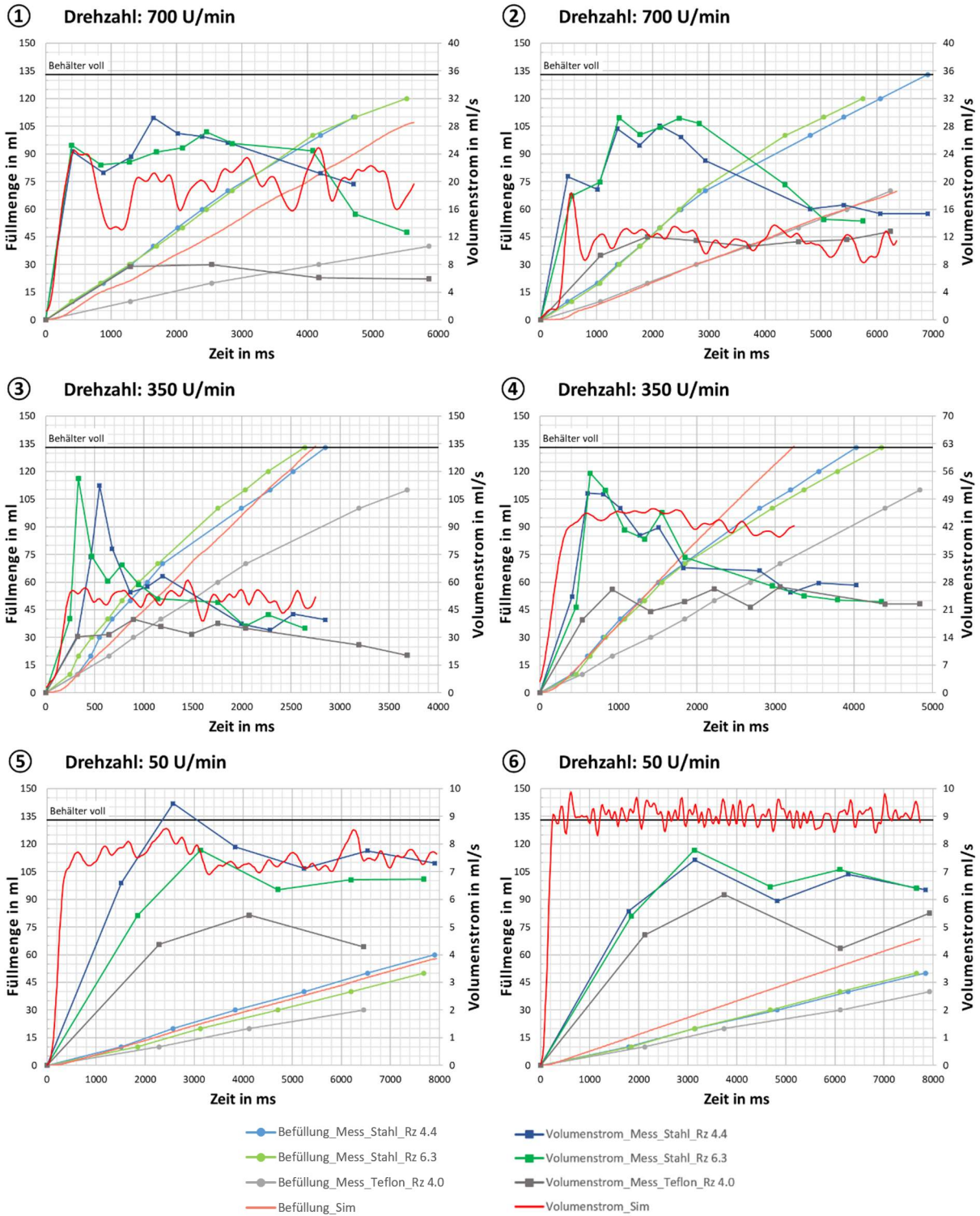


Abbildung 6.32: Verlauf von Befüllung und Volumenstrom; Links: Ölstand 85 mm, Rechts: Ölstand 70 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80, Öltemperatur:  $100\text{ }^\circ\text{C}$

Der berechnete Volumenstrom der Simulation korreliert in Diagramm ⑤, bei einer Drehzahl von 50 U/min, gut mit den Messergebnissen der beiden Stahlscheiben. Daher wird auch die Befüllung des Behälters vergleichsweise genau wiedergegeben. Auch hier kann ein flacherer Verlauf der Volumenströme der Messungen beobachtet werden, was, wie bereits erwähnt, mit der Art und Weise deren Bestimmung zusammenhängt. Das Messergebnis der Teflonscheibe hinsichtlich des Volumenstroms liegt vergleichsweise deutlich unter jenen der Stahlscheiben. Bei der Validierung der ermittelten Parameter für diesen Betriebspunkt (Diagramm ⑥ in Abbildung 6.32) zeigt sich in der Simulation ein gemittelter Volumenstrom von rund 9 ml/s, welcher im Vergleich zu den Messergebnissen durchwegs höher liegt, woraus sich auch eine schnellere Befüllung des Behälters ergibt. Die Volumenstromverläufe der beiden Stahl-Prüfkörper verlaufen hier beinahe parallel, was auch eine, beinahe gleiche Befüllzeit nach sich zieht. Der Volumenstrom des Teflon-Prüfkörpers fällt, wie schon in Diagramm ⑤ ersichtlich, geringer aus, wodurch auch die Befüllung des Behälters langsamer abläuft.

In Abbildung 6.33 werden die Verläufe von Volumenstrom und Füllmenge mit dem Öl *Castrol Alpha SP 680* bei nur einem Füllstand von 85 mm und einer Temperatur von rund 29 °C gezeigt. Durch die hohe Viskosität des Öls und der damit zusammenhängenden, vergleichsweise hohen abgelösten Ölmengen, kommt es bei den höheren Drehzahlen zu teilweise erheblichen Schwankungen des Volumenstroms. Wie in Diagramm ① ersichtlich, kann die Simulation die Messergebnisse hinsichtlich Füllmenge und Volumenstrom überhaupt nicht wiedergeben. Letzterer liegt über die gesamte Zeit deutlich höher, als in den Messungen erfasst. Durch ständig, vom Deckel abfließende Flüssigkeit wurde der Volumenstrom in der Simulation merklich erhöht, was in den Versuchen nicht in der Art beobachtet werden konnte. Die Verläufe des Volumenstroms der beiden Stahlscheiben ähneln sich auch hier, wobei dieser beim Teflon-Prüfkörper über die gesamte Zeit höher liegt. Grundsätzlich ist zu erkennen, dass die, in den Versuchen, ermittelten Volumenströme vergleichsweise niedrig ausfallen.

Diagramm ② in Abbildung 6.33 zeigt ein ganz anderes Bild. Auffällig sind die hohen Volumenströme und die vergleichsweise kurze Zeit, welche für eine vollständige Befüllung des Behälters notwendig ist. Das kann, wie schon erwähnt, durch die hohe Viskosität des Öls und die niedrigere Drehzahl von 350 U/min erklärt werden, was dazu führt, dass vergleichsweise große Mengen an abgelöstem Öl genau auf die Öffnung der Abstreifvorrichtung treffen. Dieses Verhalten wird von der Simulation vergleichsweise gut erfasst, wobei die Befüllzeit ein wenig langsamer, im Vergleich zu den Versuchen, erfolgt.

Bei einer Drehzahl von 50 U/min (Diagramm ③ in Abbildung 6.33) lässt sich der, über den Umfang, resultierende Volumenstrom, ohne die Einflüsse von abgelöstem Öl bewerten. Es ist ersichtlich, dass die Messergebnisse sehr eng aneinander liegen, jedoch von der Simulation nicht ganz erreicht werden können. Der Volumenstrom der Simulation ist über die gesamte Zeit etwas niedriger, wodurch auch die Befüllung des Behälters um rund 300 ms langsamer stattfindet. In den Messungen ist auch hier der flachere Anstieg der einzelnen Volumenströme ersichtlich, welcher sich, wie zuvor bereits erwähnt, durch die Art und Weise, wie diese bestimmt werden ergibt.

**Randbedingungen:**

Öl: Castrol Alpha SP 680

Öltemperatur: ≈29 °C

**Füllstand: 85 mm**

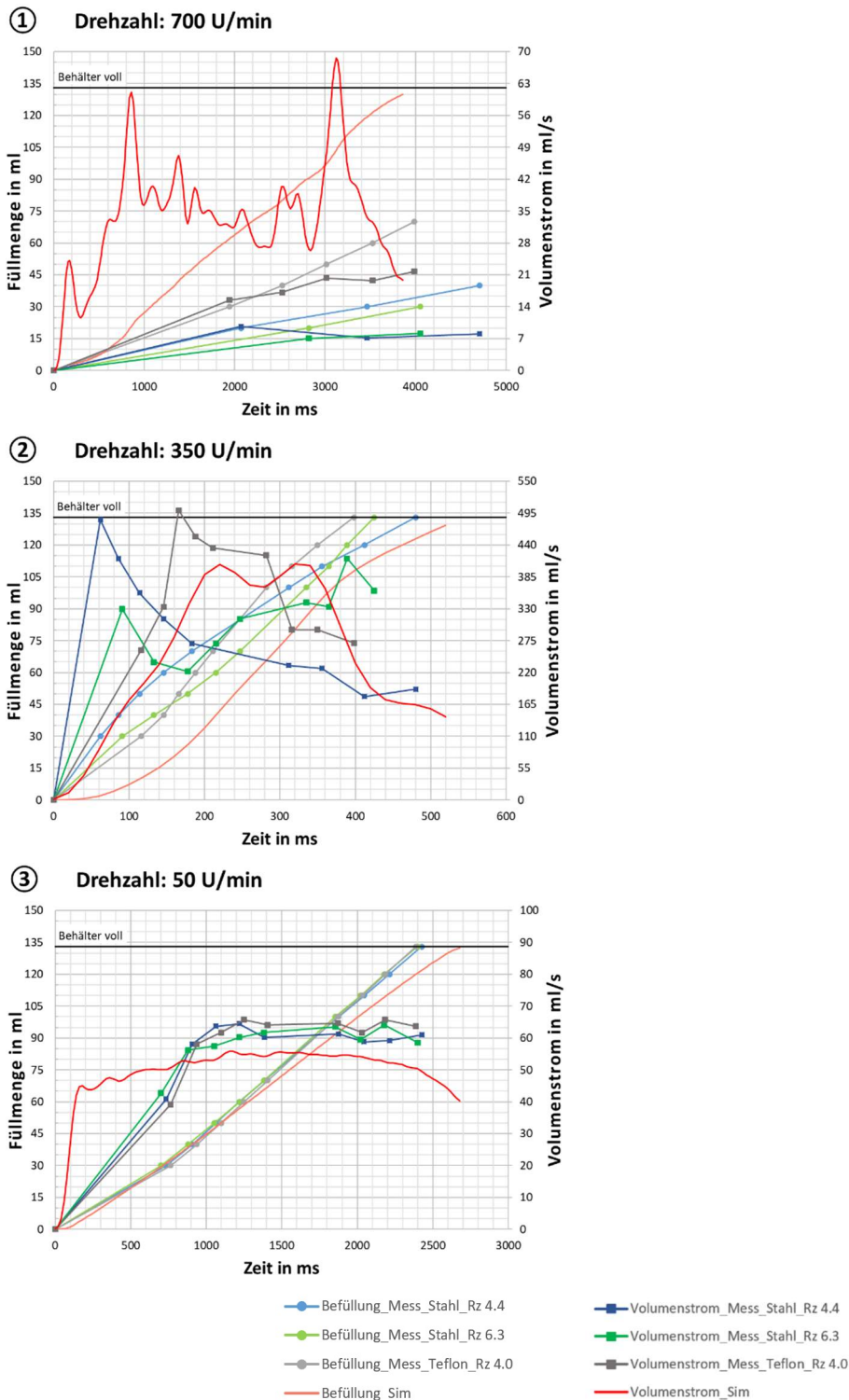


Abbildung 6.33: Verlauf von Befüllung und Volumenstrom; Ölstand 85 mm, Castrol Alpha SP 680, Öltemperatur: 29 °C

In Abbildung 6.34 sind die, bei den Füllständen von 70 mm und 85 mm gemittelten, Volumenstromverläufe in Abhängigkeit der Temperatur, mit dem Öl *Shell Spirax S6 GXME 75W-80*

abgebildet. Es werden die Messergebnisse mit den Simulationen bei den Drehzahlen von 50 U/min, 350 U/min und 700 U/min verglichen. Grundsätzlich ist zu erkennen, dass der Volumenstrom, sowohl in den Messungen, als auch in den Simulationen, bei allen betrachteten Drehzahlen mit steigender Öltemperatur sinkt, was auch zu erwarten war. Weiters wird gezeigt, dass bei den höheren Drehzahlen (Diagramm ② und ③) die Streuung der Verläufe am größten ist, was durch die, wie bereits erwähnt, hochdynamischen Strömungsvorgänge zu erklären ist. Die vergleichsweise hohe Abweichung der Simulation zu den Messergebnissen in Diagramm ② bei einer Temperatur von rund 20 °C ist auf den, in Abbildung 6.30 Diagramm ④, stark abweichenden Volumenstrom der Simulation zurückzuführen. Eindeutige Anzeichen, welche den Einfluss der Oberflächenrauheit auf den Volumenstrom belegen, gibt es hingegen nicht.

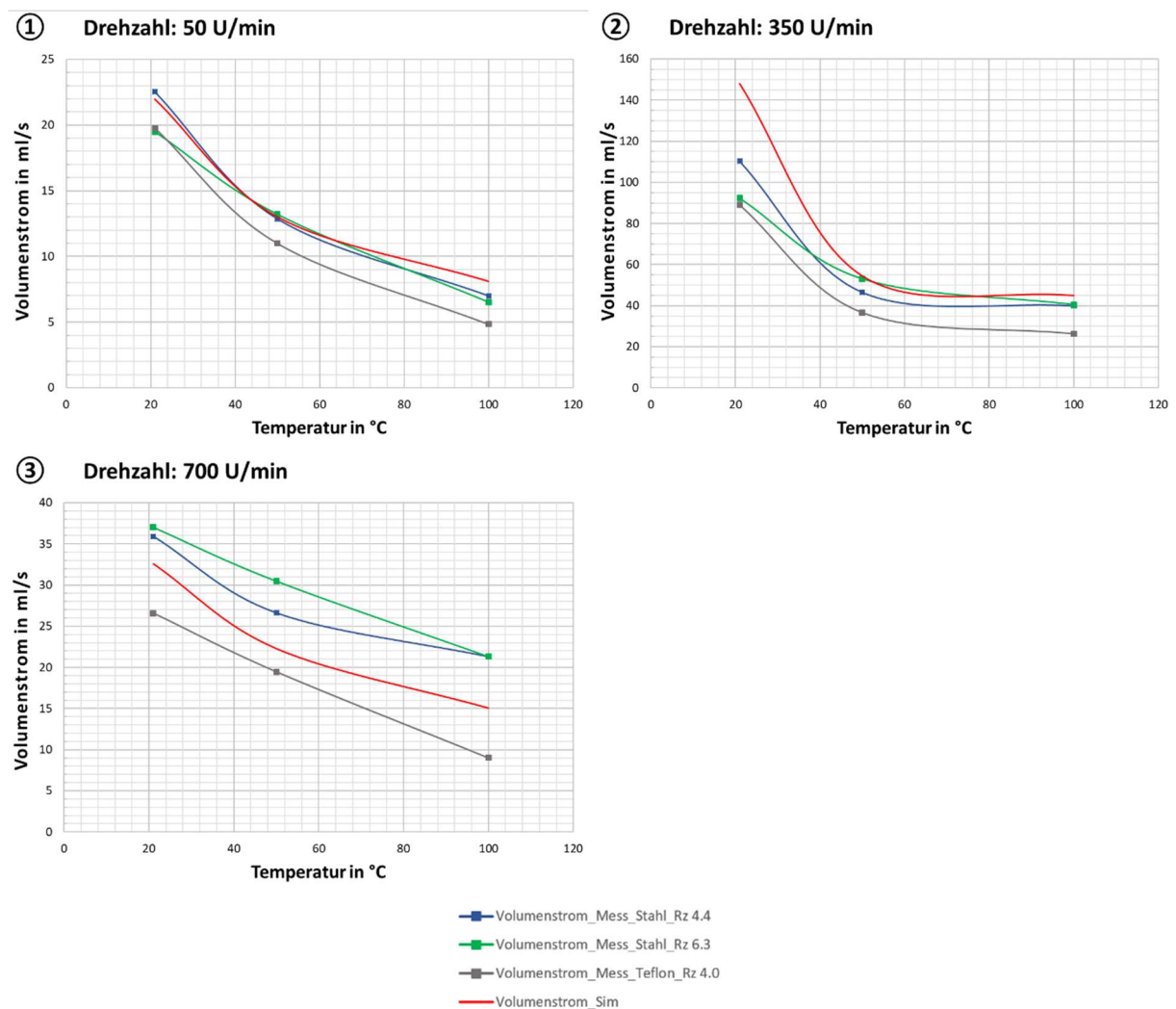


Abbildung 6.34: Volumenstrom in Abhängigkeit der Temperatur; Shell Spirax S6 GXME 75W-80

Abbildung 6.35 zeigt die, bei den Füllständen von 70 mm und 85 mm gemittelten, Verläufe des Volumenstroms in Abhängigkeit der Drehzahl, wobei die Messungen in den Diagrammen ①-③ mit dem Öl *Shell Spirax S6 GXME 75W-80* und jene in Diagramm ④ mit dem Öl *Castrol Alpha SP 680* durchgeführt wurden. Auch in dieser Auswertung wird die, zu Beginn dieses Abschnitts, getroffene Annahme bestätigt, dass sich der Volumenstrom bis zu einer bestimmten Grenzdrehzahl erhöht und danach, durch die verstärkte Ablösung des Öls von der Oberfläche, wieder abnimmt.

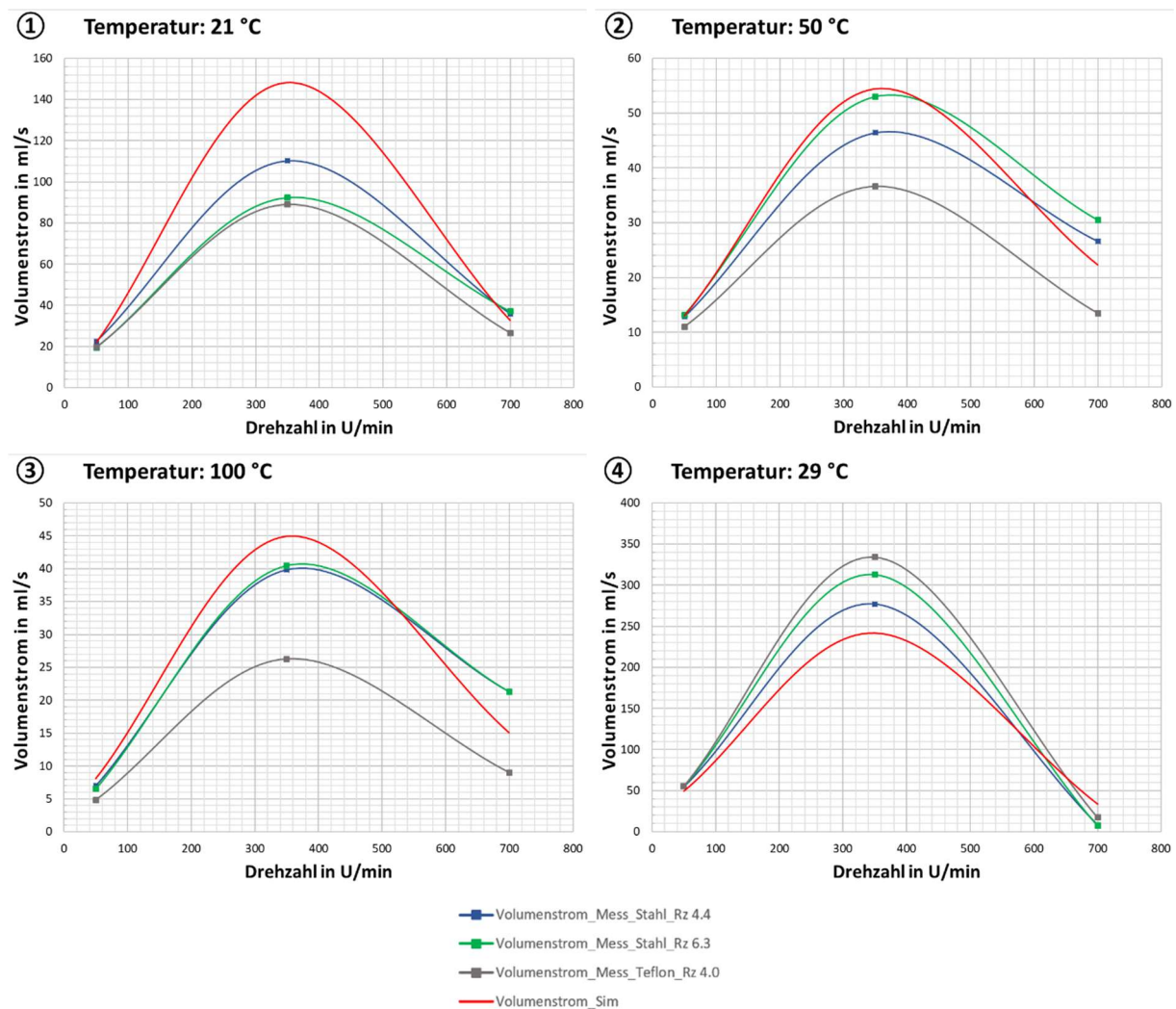


Abbildung 6.35: Volumenstrom in Abhängigkeit der Drehzahl; ①-③: Shell Spirax S6 GXME 75W-80, ④: Castrol Alpha SP 680

Grundsätzlich kann in allen Diagrammen die geringe Streuung der Ergebnisse bei kleinen Drehzahlen beobachtet werden. Mit Beginn der Ablösung des Öls von der Prüfkörperoberfläche nehmen die Abweichungen, aufgrund der dynamischen Strömungsvorgänge, zu. In Diagramm ① und ④ ist allerdings zu erkennen, dass die Streuung mit weiter ansteigender Drehzahl wieder abnimmt. Dieses Verhalten konnte im Zuge dieser Arbeit nicht eindeutig geklärt werden. Eine mögliche Erklärung ist allerdings, dass in diesen Betriebspunkten die Viskosität der Öle (*Shell Spirax S6 GXME 75W-80* in ① und *Castrol Alpha SP 680* in ④) am größten ist. Dadurch neigt das Öl, sich bei höheren Drehzahlen weniger in kleinere Partikel aufzutrennen, was zu einem gleichmäßigeren Volumenstrom führt. Auch hier kann der Einfluss der Oberflächenrauheit auf den Volumenstrom nicht eindeutig belegt werden.

## 6.5 Übersicht der ermittelten Parameter

Dieser Abschnitt führt die Ergebnisse aller durchgeführten Simulationen zusammen und gibt einen Überblick der ermittelten Parameter. Weiters werden die Ergebnisse kurz diskutiert und die Erkenntnisse, welche sich während der Simulationstätigkeiten ergeben haben, aufgezeigt.

In Tabelle 6.1 werden alle ermittelten Parameter für das jeweilige verwendete Öl, Temperatur und Drehzahl angeführt, wobei diese für jeden Betriebspunkt iterativ ermittelt wurden. Der erste Parametersatz wurde ausgehend von den Default-Werten bestimmt, wobei die restlichen zu simulierenden Betriebspunkte, mit bereits erstellten Parametersätzen gestartet wurden.

Tabelle 6.1: Übersicht der ermittelten Parameter

Temperatur [°C]	Shell Spirax S6 GXME 75W-80									Castrol Alpha SP680		
	21 °C			50 °C			100 °C			29 °C		
Drehzahl [U/min]	50 rpm	350 rpm	700 rpm	50 rpm	350 rpm	700 rpm	50 rpm	350 rpm	700 rpm	50 rpm	350 rpm	700 rpm
Kohäsion	1,4	3,5	6,55	1,3	1,65	4,15	1,3	1,5	3,4	1,5	5,9	5,9
Adhäsion	1,5	3,6	6,65	1,45	1,75	4,3	1,5	1,7	3,6	1,6	5,9	5,6
Rauheit	5	5	1	1	3	1	1,75	6	2	4	36	12
Fakt. dyn. Viskosität	3	3	3	1	1	1	1	1	1	4	12	12

Abbildung 6.36 stellt die Verläufe der in Tabelle 6.1 aufgelisteten Werte der Parameter *Kohäsion*, *Adhäsion*, *Rauheit* und dem *Verkleinerungsfaktor der dynamischen Viskosität* über der Drehzahl dar. Letzterer entspricht jenem Faktor, um den die reale, dynamische Viskosität des verwendeten Öls in der Simulation verringert wurde.

Die Verläufe der Kohäsion und Adhäsion weisen für das Öl *Shell Spirax S6 GXME 75W-80* bei allen vorliegenden Temperaturen einen jeweils progressiven Verlauf über der Drehzahl auf. Bei Raumtemperatur sind die Werte bei 350 U/min und 700 U/min deutlich höher als bei 50 °C und 100 °C bei den gleichen Drehzahlen. Eine mögliche Erklärung dafür ist, dass die Masse eines Partikels, aufgrund der höheren Dichte, bei Raumtemperatur größer ist und dieses somit höheren Fliehkräften während der Rotation ausgesetzt ist. Für ein Partikel mit dem Durchmesser von 1 mm beträgt der Unterschied der wirkenden Fliehkraft, bei einer Drehzahl von 700 U/min zwischen 20 °C und 100 °C allerdings nur rund 6%. Eine weitere Erklärung dafür, könnte die höhere Viskosität bei dieser Temperatur sein, da sich die Flüssigkeit als kompaktere Einheit verhält und weniger dazu tendiert, sich in kleinere Partikel aufzutrennen. Dies würde auch die hohen Werte von Kohäsion und Adhäsion beim *Castrol Alpha SP 680*, aufgrund dessen vergleichsweise hohen Viskosität, erklären, wobei die Kohäsion, bzw. Adhäsion bei einer Drehzahl von 700 U/min gleich bleibt, bzw. wieder leicht geringer wird. Es scheint, als würde sich hier ein Maximum einstellen.

Die Werte der Rauheit zeigen bei allen Verläufen, bis auf jenen des *Shell Spirax S6 GXME 75W-80* bei 21 °C, ein Maximum bei einer Drehzahl von 350 U/min, um den, in den Versuchen, hohen Volumenströmen bei dieser Drehzahl gerecht zu werden. Der vergleichsweise hohe Wert beim *Castrol Alpha SP 680* ergibt sich aufgrund der Tatsache, dass hier die dynamische Viskosität um den Faktor 12 gegenüber der Realität gesenkt werden musste, wodurch die Reibungskraft, bezogen auf den realen Wert der dynamischen Viskosität, um das 3-fache größer ist, als die Viskositätskraft zwischen zwei Fluidpartikeln.

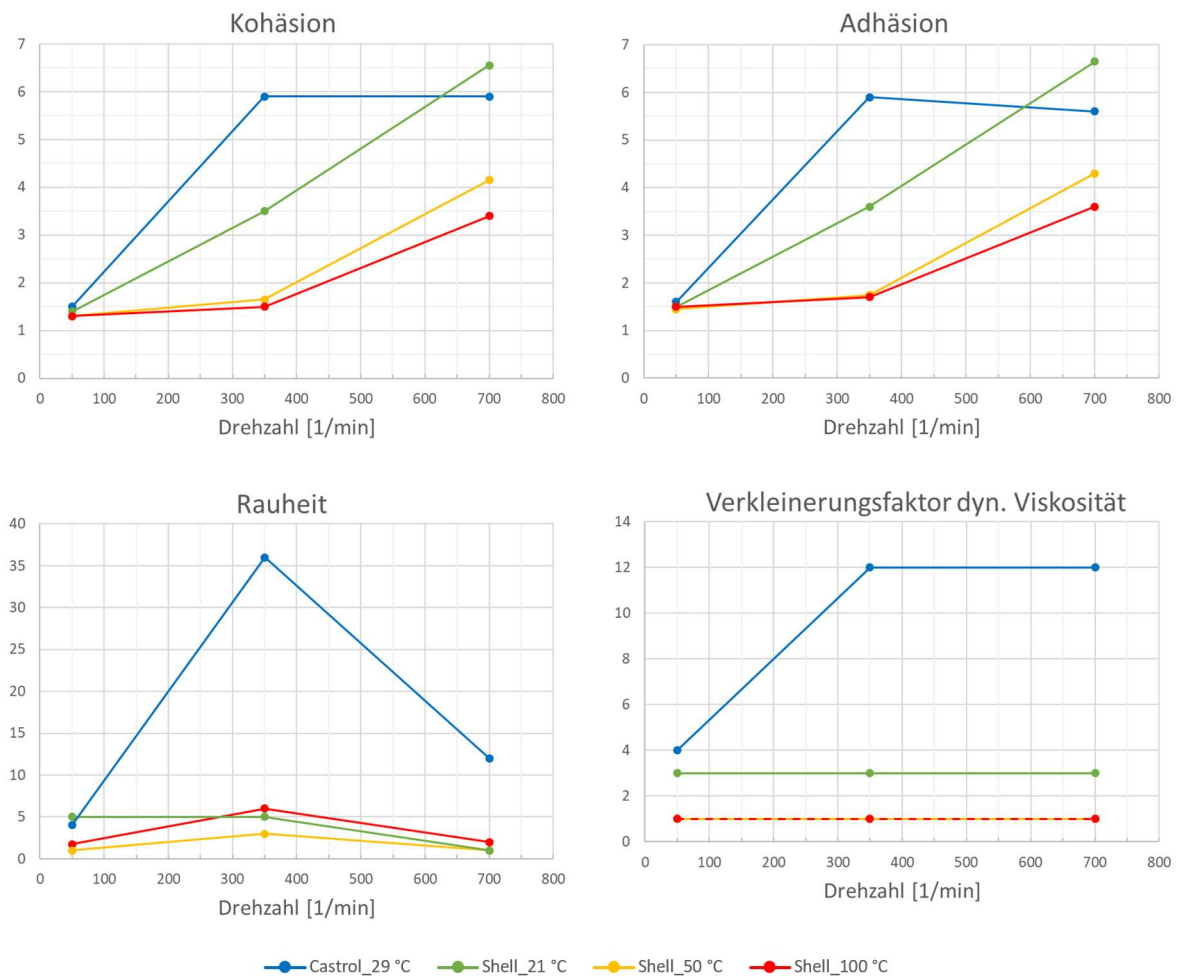


Abbildung 6.36: Verläufe der ermittelten Parameter

Es ist ersichtlich, dass die, in der Simulation verwendete, dynamische Viskosität bei 21 °C um das 3-fache gegenüber dem realen Wert verringert wurde, da sich die Flüssigkeit ansonsten zu „dickflüssig“ verhielt. So war z.B. der Verzug der Oberfläche des Ölsumpfs wesentlich größer, als in den Versuchen zu beobachten. Die notwendige Erhöhung der Kohäsions- und Adhäsionswerte bei höheren Drehzahlen verstärkte diesen Effekt durch die höheren intermolekularen Bindungskräfte weiter. Beim *Castrol Alpha SP 680* wurde die dynamische Viskosität bei 50 U/min um das 4-fache und bei den restlichen Drehzahlen um das 12-fache verringert. Es ist somit ersichtlich, dass die in der Simulation verwendete Viskosität mit steigender, realer Viskosität des Öls verringert werden muss. Es war somit notwendig zwischen allen Größen einen Kompromiss zu finden, um die Strömungsverhältnisse möglichst realitätsnahe wiedergeben zu können.

## 6.6 Auswertung des Lufteintrags

Durch die Rotation des Prüfkörpers und durch das Wiedereintauchen des, von der drehenden Scheibe, abgelösten Öls, wird, abhängig von der Drehzahl und Temperatur, mehr oder weniger Luft in den Ölsumpf eingebracht. Es hat sich gezeigt, dass die im Ölsumpf befindliche Luft, bei hohen Temperaturen wesentlich schneller an die Oberfläche aufsteigt als bei niedrigen Temperaturen. Beim Öl *Castrol Alpha SP 680* benötigte die eingebrachte Luft wesentlich länger, um zurück an die

Oberfläche zu steigen. In Tabelle 6.2 sind die volumetrischen Luftgehalte der durchgeführten Messungen, nach Berechnung durch der in Abschnitt 4.5.3 beschriebenen Methode, aufgelistet.

Tabelle 6.2: Übersicht des volumetrischen Luftgehalts

	Shell Spirax S6 GXME 75W-80		Castrol Alpha SP
Temperatur	25 °C	100 °C	29 °C
Stahl_Rz 4,4	2,50%	1,28%	
Stahl_Rz 6,3	2,26%	1,27%	
Teflon	2,06%	1,26%	2,61%

Es ist ersichtlich, dass die volumetrischen Luftgehalte bei einer Öltemperatur von 25 °C um 0,8-1,22 % höher liegen als bei 100 °C. Durch die, bei dieser Temperatur vorliegende, geringere Viskosität und Dichte, kann das, in den Ölsumpf, eingebrachte Öl, wie bereits vorher erwähnt, wesentlich schneller an die Oberfläche aufsteigen. Somit konnte weniger Luftvolumen in die Messzylinder abgelassen werden. Der volumetrische Luftgehalt lag beim hochviskosen Öl mit 2,61 % am höchsten. Beim vergleichsweise dünnflüssigeren Öl *Shell Spirax S6 GXME 75W-80* betrug der maximale volumetrische Luftgehalt 2,5 %. Beide Werte liegen somit weit unterhalb des gesetzten Limits von 10 Vol.-%, wodurch eine ausreichend hohe Genauigkeit der einphasigen Simulationen gewährleistet ist.

Abbildung 6.37 zeigt im linken Bild den Versuch bei einer Drehzahl von 700 U/min, mit dem Öl *Shell Spirax S6 GXME 75W-80* mit einer Temperatur von rund 21 °C, bei einer Laufzeit von 4 s. Es kann deutlich die in den Ölsumpf eingebrachte Luft erkannt werden, wobei ein Großteil der ersichtlichen Luftblasen in kürzester Zeit an die Oberfläche ansteigen.

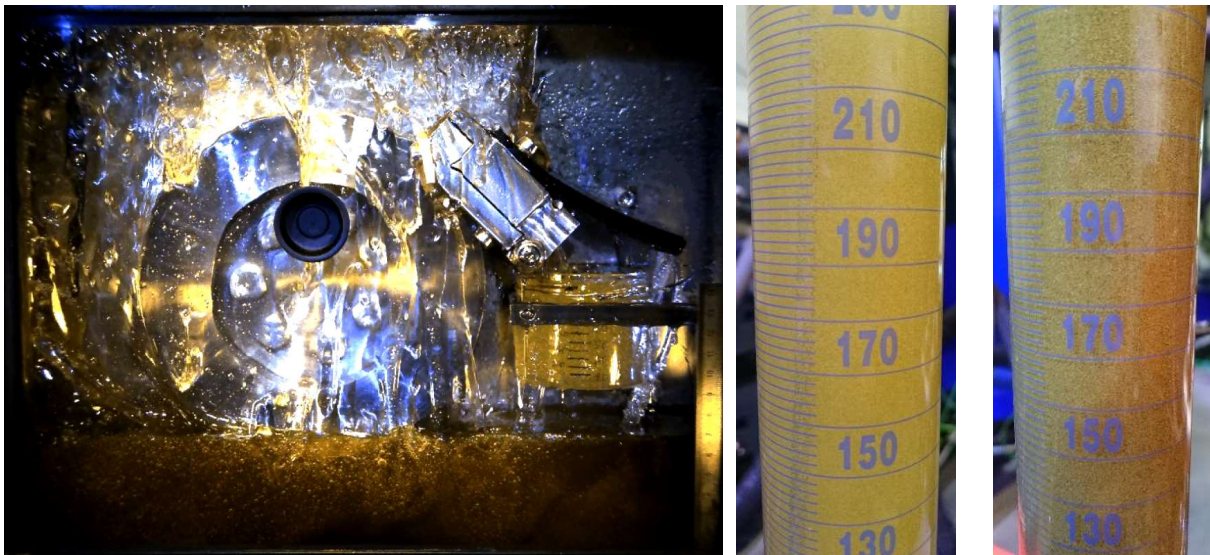


Abbildung 6.37: Lufteintrag in den Ölsumpf; Links: Veranschaulichung, Mitte: *Shell Spirax S6 GXME 75W-80*, Rechts: *Castrol Alpha SP 680*

Das mittlere Bild zeigt den Messzylinder mit dem *Shell Spirax S6 GXME 75W-80* kurz nach dessen Abfüllung mit einer Temperatur von 25 °C. Im rechten Bild ist der befüllte Messzylinder mit dem *Castrol Alpha SP 680* mit einer Temperatur von 29 °C. Es ist ersichtlich, dass nur mehr sehr kleine Luftblasen im Öl verbleiben und der Großteil unmittelbar nach dem Eintritt in den Ölsumpf wieder an die Oberfläche treibt.



## 7 Zusammenfassung und Ausblick

Um die Simulationsgüte eines CFD-Programms mit dem Namen *PreonLab*<sup>®</sup>, welches nach der SPH-Methode (Smoothed Particle Hydrodynamics) arbeitet, für Öl zu verbessern, wurde eine Parameterstudie zur Validierung der Fluid-Wand-Beziehung durchgeführt. Dafür erfolgte eine Anfertigung eines geeigneten Prüfaufbaus, in welchem eine rotierende Scheibe in ein Ölbad eintaucht. Das dadurch, über den Umfang der Scheibe, mitgeschleppte Öl konnte von einer schwenkbaren Vorrichtung abgestreift und in einen Behälter abgeleitet werden. Die experimentellen Versuche fanden mit zwei verschiedenen Ölen bei unterschiedlichen Drehzahlen, Füllständen, Prüfscheiben und Öltemperaturen statt, wobei alle Versuche mit einer Hochgeschwindigkeitskamera aufgezeichnet wurden. Um eine ausreichende Genauigkeit der einphasigen Simulationen zu gewährleisten, erfolgten zusätzliche Messungen, welche den volumetrischen Luftgehalt im Ölsumpf bestimmten. Anschließend wurden alle Versuche simulativ nachgebildet, um für die Parameter *Adhäsion*, *Kohäsion*, *Rauheit* und *Verkleinerungsfaktor der dynamischen Viskosität*, welche im Simulationsprogramm definiert werden können, für jeden Betriebspunkt entsprechende Werte zu ermitteln. Es folgte eine Bewertung der Simulationen mit den dazugehörigen Versuchen, einerseits hinsichtlich qualitativer Kriterien, welche mit den Aufnahmen der Hochgeschwindigkeitskamera bewertet wurden und andererseits hinsichtlich des über den Umfang, der rotierenden Scheibe, entstehenden Volumenstroms und der Befüllung des Behälters.

Es wurde gezeigt, dass die verschiedenen Prüfkörper, welche sich durch Material und Oberflächenrauheit unterscheiden, keinen großen Einfluss auf die qualitativ bewertbaren Strömungsverhältnisse haben. Hauptsächlich bei höheren Öltemperaturen ergaben sich jedoch teils größere Abweichungen hinsichtlich des Volumenstroms zwischen den Stahlscheiben und des Teflon-Prüfkörpers, das möglicherweise mit dem Benetzungsverhalten des Werkstoffs in Zusammenhang steht. Dieser Aspekt konnte allerdings im Zuge dieser Arbeit nicht geklärt werden. Des Weiteren ergab sich, dass die, in den Simulationen mit dem hochviskosen Öl, verwendete dynamische Viskosität gegenüber dem realen Wert stark reduziert werden musste. Das gleiche, wenn auch in geringerer Form, galt für das vergleichsweise niedrigviskose Getriebeöl bei Raumtemperatur.

Die Verläufe von Kohäsion und Adhäsion über der Drehzahl zeigen für das niedrigviskose Öl einen progressiven Verlauf der Werte, wobei diese bei Raumtemperatur durchwegs höher sind, als bei höheren Temperaturen. Im Gegensatz dazu stellt sich beim hochviskosen Öl ein degressiver Verlauf dieser Parameter ein. Es scheint möglich, dass sich ab einer bestimmten Drehzahl ein Maximum einstellt, an welches sich die Verläufe annähern, was durch weitere Untersuchungen bestimmt werden kann. Die Rauheitswerte weisen einen dreieckigen Verlauf, mit dessen Maximum bei der mittleren Drehzahl von 350 U/min, auf.

Die ermittelten Parameter wurden für einen Füllstand des Ölsumpfs bestimmt, wobei der Zweite, in Verwendung derselben Werte, bereits als Validierung diente. Dabei ergaben sich teilweise größere Abweichungen, wodurch diesbezüglich weitere Studien mit anderen Prüfaufbauten zielführend erscheinen, um die Gültigkeit dieser Parameter zu festigen.

## 8 Literaturverzeichnis

- [1] Akin, M.B. und Sanz, W.: The influence of transition on CFD calculations of a two-stage counter-rotating turbine. *ASME Turbo Expo 2014*. Nr. GT2014-26044. Band, Düsseldorf, Germany
- [2] Akinci, N.; Ihmsen, M.; Akinci, G.; Solenthaler, B.; und Teschner, M., 2012: Versatile Rigid-Fluid Coupling for Incompressible SPH. *ACM Transactions on Graphics (Proc. SIGGRAPH 2012)*, Vol. 31 Nr. 4. Band, S.62:1-62:8
- [3] Becker, M. und Teschner, M.: Weakly compressible SPH for free surface flows. *Proc. of the 2007 ACM SIGGRAPH/Eurographics Symposium on Computer Animation*, San Diego, California 2007, S.209–217
- [4] Blasius, H., 1908: Grenzschichten in Flüssigkeiten mit kleiner Reibung. *Z. Math. Physik*, Vol. 56, S.1–37
- [5] Brenn, G. und Meile, W., 2010: Strömungslehre und Wärmeübertragung I. Vorlesungsskriptum, TU Graz
- [6] Chorin, A.J., 1968: Numerical Solution of the Navier-Stokes Equations. *Math. Comp.*, Vol. 22, S.745–762
- [7] Ferziger, J.H. und Perić, M., 2002: Computational Methods for Fluid Dynamics, 3. Auflage, Springer-Verlag, Berlin
- [8] Fischer, R.; Küçükay, F.; Jürgens, G.; und Pollak, B., 2016: Das Getriebebuch, 2. Auflage, Springer Vieweg, Wiesbaden
- [9] Gingold, R.A. und Monaghan, J.J., 1977: Smoothed particle hydrodynamics: theory and application to non-spherical stars. *Monthly Notices of the Royal Astronomical Society*, Vol. 181, S.375–389
- [10] Gissler, C.; Band, S.; Peer, A.; Ihmsen, M.; und Teschner, M., 2017: Generalized drag force for particle-based simulations. *Computers & Graphics*, Vol. 69, S.1–11
- [11] Hering, E.; Martin, R.; und Stohrer, M., 2016: Physik für Ingenieure, 12. Auflage, Springer Vieweg, Berlin
- [12] Ihmsen, M.; Cornelis, J.; Solenthaler, B.; Horvath, C.; und Teschner, M., 2014: Implicit Incompressible SPH. *IEEE Transactions on Visualization and Computer Graphics*, Vol. 20 Nr. 3. Band, S.426–435
- [13] Laurien, E. und Oertel, H. jr., 2013: Numerische Strömungsmechanik, 5. Auflage, Springer Vieweg, Wiesbaden
- [14] Lucy, L.B., 1977: A numerical approach to the testing of the fission hypothesis. *The Astronomical Journal*, Vol. 82 Nr. 12. Band, S.1013–1024
- [15] Monaghan, J.J., 1992: Smoothed Particle Hydrodynamics. *Ann. Rev. Astronomy and Astrophysics*, Vol. 30. Band, S.543–574
- [16] Morris, J.P.; Fox, P.J.; und Zhu, Y., 1997: Modeling low Reynolds number incompressible flows using SPH. *Journal of Computational Physics*, Vol. 136, S.214–226

- 
- [17] Oertel, H. jr., 2017: Prandtl-Führer durch die Strömungslehre, 14. Auflage, Springer Vieweg, Wiesbaden
- [18] Oertel, H. jr.; Böhle, M.; und Reviol, T., 2011: Strömungsmechanik, 6. Auflage, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden
- [19] Paschedag, A.R., 2004: CFD in der Verfahrenstechnik, 1. Auflage, Wiley-VCH, Weinheim
- [20] Prandtl, L.: Über Flüssigkeitsbewegung bei sehr kleiner Reibung. *Verhandlg. III. Intern. Math. Kongr.*, Heidelberg 1904, S.484–491
- [21] Schlichting, H. und Gersten, K., 2006: Grenzschicht-Theorie, 10. Auflage, Springer-Verlag, Berlin
- [22] Sigloch, H., 2017: Technische Fluidmechanik, 10. Auflage, Springer Vieweg, Berlin
- [23] Tartakovsky, A. und Meakin, P., 2005: Modeling of surface tension and contact angles with smoothed particle hydrodynamics. *Physikal Review*, E 72

## 9 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1: Resultierende Kraft zwischen den Teilchen (Atome, Moleküle), (Sigloch [22]) .....	3
Abbildung 2.2: Kohäsionskräfte in Flüssigkeiten, (Hering et al. [11]) .....	4
Abbildung 2.3: Benetzungsarten von Flüssigkeiten auf Festkörpern, (Hering et al. [11]) .....	5
Abbildung 2.4: Geschwindigkeitsverteilung eines viskosen Fluids zwischen zwei parallelen ebenen Wänden (Couette-Strömung), (Schlichting und Gersten [21]).....	6
Abbildung 2.5: Schematisches Viskositätsverhalten über der Temperatur bei konstantem Druck, (Sigloch [22]).....	7
Abbildung 2.6: Dynamische Viskosität einiger Stoffe bei 20°C und 1 bar, (Sigloch [22]).....	8
Abbildung 2.7: Grenzschicht an einer längsangeströmten ebenen Platte (schematisch), (Schlichting und Gersten [21]) .....	9
Abbildung 2.8: Laminares (---) und turbulentes (—) Geschwindigkeitsprofil Indizes: $l$ laminar, $t$ turbulent, (Sigloch [22]).....	11
Abbildung 2.9: Aufbau der turbulente Grenzschicht, (Sigloch [22]) .....	11
Abbildung 2.10: Verlauf der Stromlinien in der Nähe des Ablösungspunktes (Schlichting und Gersten [21]).....	11
Abbildung 2.11: Geschwindigkeitsverteilung in der Nähe des Ablösungspunktes (Schlichting und Gersten [21]).....	11
Abbildung 2.12: Skizze des laminar-turbulenten Übergangs in der Grenzschicht der längsangeströmten ebenen Platte (Schlichting und Gersten [21]) .....	12
Abbildung 3.1: Teilschritte in der numerischen Strömungssimulation (Laurien und Oertel [13]).....	14
Abbildung 3.2: Integrationsgebiet und Kontrollvolumen bei der Eulerschen Betrachtungsweise (Laurien und Oertel [13]).....	16
Abbildung 3.3: Ein- und austretende Massenströme eines Volumenelements (Oertel et al. [18]) .....	18
Abbildung 3.4: Strukturiertes Gitter durch eine Axialturbine (Akin und Sanz [1]).....	20
Abbildung 3.5: Prinzip der ebenen und räumlichen Diskretisierung (Oertel et al. [18]) .....	21
Abbildung 3.6: Unstrukturiertes Netz (Laurien und Oertel [13]) .....	21
Abbildung 3.7: Diskretisierung des Strömungsgebiets durch Partikel .....	22
Abbildung 3.8: Diskretisierung starrer Geometrien mittels Partikel (grau) .....	22
Abbildung 3.9: Wirkende Kräfte zwischen Fluidpartikeln .....	25
Abbildung 3.10: Wechselwirkungen zwischen Festkörperpartikel (grau) und Fluidpartikel (orange)..	26
Abbildung 4.1: Prüfvorrichtung .....	28
Abbildung 4.2: Bauteile des Prüfkastens.....	29

Abbildung 4.3: Verwendete Prüfkörper und deren Oberfläche.....	30
Abbildung 4.4: Messung der Oberflächenrauheit; Prüfkörper 1 .....	30
Abbildung 4.5: Abstreifvorrichtung hochgeschwenkt.....	31
Abbildung 4.6: Abstreifvorrichtung heruntergeschwenkt .....	31
Abbildung 4.7: Abstreifvorrichtung während des Betriebs.....	32
Abbildung 4.8: Gesamter Prüfstands Aufbau .....	33
Abbildung 4.9: Prinzipskizze der Ölkonditionierung .....	34
Abbildung 4.10: Rückseite des Prüfstandes .....	35
Abbildung 4.11: Photron Fastcam Mini AX100 [Quelle: <a href="https://photron.com/mini-ax/">https://photron.com/mini-ax/</a> , 16.10.2018].	36
Abbildung 4.12: Positionen der Messstellen.....	37
Abbildung 4.13: Verschlusskappe am Messzylinder zur Messung des Lufteintrags in das Öl .....	38
Abbildung 4.14: Beispielhafte Sensormessdaten des FMwMD .....	39
Abbildung 4.15: Temperaturabhängige Stoffdaten <i>Shell Spirax S6 GXME 75W-80</i> ; Links: Dichte; Rechts: kinematische Viskosität .....	41
Abbildung 4.16: Temperaturabhängige Stoffdaten <i>Castrol Alpha SP680</i> ; Links: Dichte; Rechts: kinematische Viskosität.....	41
Abbildung 5.1: Simulationsumgebung in <i>PreonLab</i> <sup>®</sup> .....	45
Abbildung 5.2: Mit dem Versuch abgeglichene Drehzahlrampe .....	47
Abbildung 5.3: Positionen der Sensor planes.....	48
Abbildung 6.1: Oberflächenverzerrung nach 600 ms; Drehzahl: 50 U/min, Öltemperatur: 21,2 °C, Ölstand: 85 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80 .....	52
Abbildung 6.2: Oberflächenverzerrung nach 600 ms; Drehzahl: 50 U/min, Öltemperatur: 51,5 °C, Ölstand: 85 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80 .....	54
Abbildung 6.3: Oberflächenverzerrung nach 600 ms; Drehzahl: 50 U/min, Öltemperatur: 101,9 °C, Ölstand: 85 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80 .....	55
Abbildung 6.4: Oberflächenverzerrung nach 600 ms; Drehzahl: 50 U/min, Öltemperatur: 29,7 °C, Ölstand: 85 mm, Castrol Alpha SP 680 .....	57
Abbildung 6.5: Oberflächenverzerrung nach 280 ms; Drehzahlrampe: 350 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 20,8 °C, Ölstand: 85 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80.....	58
Abbildung 6.6: Oberflächenverzerrung nach 280 ms; Drehzahlrampe: 350 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 51,4 °C, Ölstand: 85 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80.....	59
Abbildung 6.7: Oberflächenverzerrung nach 280 ms; Drehzahlrampe: 350 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 102 °C, Ölstand: 85 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80.....	61
Abbildung 6.8: Oberflächenverzerrung nach 280 ms; Drehzahlrampe: 350 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 29,3 °C, Ölstand: 85 mm, Castrol Alpha SP 680 .....	62

Abbildung 6.9: Oberflächenverzerrung nach 240 ms; Drehzahlrampe: 700 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 20,8 °C, Ölstand: 85 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80 .....	63
Abbildung 6.10: Oberflächenverzerrung nach 240 ms; Drehzahlrampe: 700 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 51,1 °C, Ölstand: 85 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80 .....	65
Abbildung 6.11: Oberflächenverzerrung nach 240 ms; Drehzahlrampe: 700 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 102,8 °C, Ölstand: 85 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80 .....	66
Abbildung 6.12: Oberflächenverzerrung nach 240 ms; Drehzahlrampe: 700 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 28,5 °C, Ölstand: 85 mm, Castrol Alpha SP 680 .....	67
Abbildung 6.13: Ablösung nach einer Umdrehung; Drehzahlrampe: 350 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 20,8 °C, Ölstand: 85 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80 .....	69
Abbildung 6.14: Ablösung nach einer Umdrehung; Drehzahlrampe: 350 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 51,4 °C, Ölstand: 85 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80 .....	71
Abbildung 6.15: Ablösung nach einer Umdrehung; Drehzahlrampe: 350 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 102 °C, Ölstand: 85 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80 .....	72
Abbildung 6.16: Ablösung nach einer Umdrehung; Drehzahlrampe: 350 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 29,3 °C, Ölstand: 85 mm, Castrol Alpha SP 680 .....	73
Abbildung 6.17: Ablösung nach 270 ms; Drehzahlrampe: 700 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 20,8 °C, Ölstand: 85 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80 .....	75
Abbildung 6.18: Auftrennung des Anlaufkeils.....	76
Abbildung 6.19: Ablösung nach 270 ms; Drehzahlrampe: 700 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 51,1 °C, Ölstand: 85 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80 .....	77
Abbildung 6.20: Ablösung nach 270 ms; Drehzahlrampe: 700 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 102,8 °C, Ölstand: 85 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80 .....	78
Abbildung 6.21: Ablösung nach 270 ms; Drehzahlrampe: 700 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 28,5 °C, Ölstand: 85 mm, Castrol Alpha SP 680.....	79
Abbildung 6.22: Ölverteilung im Raum nach 670 ms; Drehzahlrampe: 350 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 20,8 °C, Ölstand: 85 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80 .....	81
Abbildung 6.23: Ölverteilung im Raum nach 670 ms; Drehzahlrampe: 350 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 51,4 °C, Ölstand: 85 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80 .....	82
Abbildung 6.24: Ölverteilung im Raum nach 670 ms; Drehzahlrampe: 350 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 102 °C, Ölstand: 85 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80 .....	83
Abbildung 6.25: Ölverteilung im Raum nach 670 ms; Drehzahlrampe: 350 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 29,3 °C, Ölstand: 85 mm, Castrol Alpha SP 680 .....	85
Abbildung 6.26: Ölverteilung im Raum nach 520 ms; Drehzahlrampe: 700 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 20,8 °C, Ölstand: 85 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80 .....	86
Abbildung 6.27: Ölverteilung im Raum nach 520 ms; Drehzahlrampe: 700 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 51,1 °C, Ölstand: 85 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80 .....	88

---

Abbildung 6.28: Ölverteilung im Raum nach 520 ms; Drehzahlrampe: 700 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 102,8 °C, Ölstand: 85 mm, Shell Spirax S6 GXME 75W-80.....	89
Abbildung 6.29: Ölverteilung im Raum nach 520 ms; Drehzahlrampe: 700 U/min in 500 ms, Öltemperatur: 28,5 °C, Ölstand: 85 mm, Castrol Alpha SP 680 .....	90
Abbildung 6.30: Verlauf von Befüllung und Volumenstrom; Links: Ölstand 85 mm, Rechts: Ölstand 70 mm,.....	93
Abbildung 6.31: Verlauf von Befüllung und Volumenstrom; Links: Ölstand 85 mm, Rechts: Ölstand 70 mm,.....	95
Abbildung 6.32: Verlauf von Befüllung und Volumenstrom; Links: Ölstand 85 mm, Rechts: Ölstand 70 mm,.....	97
Abbildung 6.33: Verlauf von Befüllung und Volumenstrom; Ölstand 85 mm, Castrol Alpha SP 680, Öltemperatur: 29 °C .....	99
Abbildung 6.34: Volumenstrom in Abhängigkeit der Temperatur; Shell Spirax S6 GXME 75W-80....	100
Abbildung 6.35: Volumenstrom in Abhängigkeit der Drehzahl; ①-③: Shell Spirax S6 GXME 75W- 80, ④: Castrol Alpha SP 680.....	101
Abbildung 6.36: Verläufe der ermittelten Parameter .....	103
Abbildung 6.37: Lufteintrag in den Ölsumpf; Links: Veranschaulichung, Mitte: <i>Shell Spirax S6 GXME 75W-80</i> , Rechts: <i>Castrol Alpha SP 680</i> .....	104

## 10 Tabellenverzeichnis

Tabelle 4.1: Eigenschaften der Prüfkörper.....	31
Tabelle 4.2: Übersicht Messtechnik .....	40
Tabelle 4.3: Messmatrix der Abstreifversuche.....	43
Tabelle 5.1: Solver Einstellungen des Fluids.....	49
Tabelle 5.2: Solver Einstellungen für Festkörper .....	50
Tabelle 5.3: Solver Einstellungen Festkörper-Fluid Wechselwirkungen .....	50
Tabelle 6.1: Übersicht der ermittelten Parameter.....	102
Tabelle 6.2: Übersicht des volumetrischen Luftgehalts .....	104