

# Untersuchung des Einflusses praxisnaher Erprobungsbedingungen auf die Schwingfestigkeit von Bauteilen des Common-Rail-Dieseleinspritzsystems

Von Der Fakultät Energie-, Verfahrens- und Biotechnik der Universität Stuttgart zur  
Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.) genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von  
Dipl.-Ing. Henning Vajen  
aus Bremen

Hauptberichter:	Prof. Dr.-Ing. habil. E. Roos
Mitberichter:	Prof. Dr.-Ing. M. Bargende
Tag der mündlichen Prüfung:	12.02.2014

Materialprüfungsanstalt Universität Stuttgart  
2014



## Vorwort

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit bei der Robert Bosch GmbH im Erprobungszentrum für das Common-Rail-System (DS/ETC) in Stuttgart Feuerbach.

Besonderer Dank gebührt Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Eberhard Roos. Seine Unterstützung und wohlwollende Förderung hat diese Arbeit ermöglicht und zu einem guten Abschluss geführt.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Michael Bargende danke ich für die Übernahme des Mitberichtes und dem damit verbundenen Interesse an dieser Arbeit.

Für die vielseitige Unterstützung, für kluge Ideen und hilfreiche Diskussionen möchte ich mich bei allen Kollegen der DS/ETC bedanken. Mein spezieller Dank gebührt Herrn Dr.-Ing. Andreas Scheffold, ohne dessen Initiative diese Arbeit nicht stattgefunden hätte und Herrn Dr.-Ing. Christoph Marquardt. Beide haben durch viele Anregungen und Diskussionen wesentlich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen.

Eine derart versuchsintensive Arbeit, wie die vorliegende, kann nicht ohne die tatkräftige Unterstützung vieler Helfer im Hintergrund entstehen, besonders sei dafür Herrn Marcus Mack und Herrn Franz Dirschl herzlich gedankt.

Für die Geduld mit mir und das Verständnis für die häufige Abwesenheit danke ich meiner Familie.

Chemnitz, Februar 2014

Henning Vajen





# Inhaltsverzeichnis

<b>Formelzeichen und Abkürzungen</b>	<b>8</b>
<b>Zusammenfassung</b>	<b>10</b>
<b>Summary</b>	<b>13</b>
<b>1 Einleitung und Zielsetzung</b>	<b>16</b>
<b>2 Stand des Wissens</b>	<b>18</b>
2.1 Wöhlerversuch . . . . .	18
2.2 Betriebsfestigkeit . . . . .	22
2.2.1 Ermittlung der Betriebslasten . . . . .	23
2.2.2 Bauteilwöhlerlinie . . . . .	24
2.2.3 Betriebsfestigkeitsversuch . . . . .	27
2.2.4 Schadensakkumulation . . . . .	27
2.2.5 Auslegung von Common-Rail-Komponenten bei der Robert Bosch GmbH	28
2.3 Maßnahmen zur Reduzierung der Versuchszeit . . . . .	32
2.4 Einflussgrößen auf die Schwingfestigkeit . . . . .	38
2.4.1 Belastungssignal . . . . .	38
2.4.1.1 Belastungsfrequenz . . . . .	39
2.4.1.2 Form des Belastungssignales . . . . .	42
2.4.1.3 Überlagerte Schwingung . . . . .	45
2.4.1.4 Mechanismen des Signaleinflusses . . . . .	47
2.4.2 Medieneinfluss . . . . .	50
<b>3 Konzept</b>	<b>54</b>
3.1 Die Feldbelastung . . . . .	54
3.2 Erweiterung des bestehenden Absicherungskonzeptes . . . . .	57
<b>4 Prüfstand zur praxisnahen Bauteilerprobung von innendruckbelasteten Common-Rail-Komponenten</b>	<b>59</b>
4.1 Mechanischer Anlagenteil . . . . .	59
4.2 Elektrischer Anlagenteil . . . . .	63
4.3 Hydrauliksimulation . . . . .	65

4.4	Anlagenfähigkeit . . . . .	66
4.4.1	Wichtige Anlagenparameter . . . . .	66
4.4.2	Einflussgrößen auf das Schwingungsverhalten . . . . .	68
4.4.3	Vergleich von Feld- und Anlagendrucksignal . . . . .	70
<b>5</b>	<b>Signalbearbeitung zur Prüfstandsunterstützung</b>	<b>75</b>
5.1	Auswahl einer Fahrzeugmessung . . . . .	77
5.2	Reduzierung der Druckhaltezeiten . . . . .	80
5.3	Entfernen kleiner Schwingbreiten (Omission) . . . . .	84
5.4	Einfügen von Motorkaltstarts . . . . .	88
5.5	Streckung der Zeitreihen zur Anpassung an den Versuchsstand . . . . .	90
5.6	Durchmischung . . . . .	91
5.7	Belastungserhöhung . . . . .	92
5.8	Vergleich von Fahrzeug- und Prüfstandslasten . . . . .	92
<b>6</b>	<b>Bauteilversuche</b>	<b>94</b>
6.1	Auswahl der Bauteile . . . . .	94
6.2	Versuchsprogramm . . . . .	96
6.3	Ergebnisse . . . . .	98
6.3.1	Praxisnahe- und Erprobungsbetriebsfestigkeitsversuche . . . . .	98
6.3.2	Einfluss Startkollektiv . . . . .	102
6.3.3	Einfluss Reihenfolge . . . . .	103
6.3.4	Einfluss Frequenz / Verweildauer . . . . .	103
6.3.5	Schadensanalyse . . . . .	106
<b>7</b>	<b>Probenversuche</b>	<b>111</b>
7.1	Probendefinition . . . . .	111
7.2	Versuchsprogramm . . . . .	113
7.3	Ergebnisse . . . . .	117
7.3.1	Faktorvariation . . . . .	117
7.3.1.1	Frequenz der Grundschwingung . . . . .	118
7.3.1.2	Amplitude der überlagerten Schwingung . . . . .	118
7.3.1.3	Frequenz der überlagerten Schwingung . . . . .	120
7.3.2	Einfluss des Vorhandenseins einer überlagerten Schwingung . . . . .	121
7.3.3	Einfluss der Signalform . . . . .	121
7.3.4	Auswertung von Frequenz- und Amplitudenverhältnis . . . . .	122
7.3.5	Auswertung der Verweildauer . . . . .	123
7.3.6	Schadensanalyse . . . . .	124
<b>8</b>	<b>Diskussion der Versuchsergebnisse</b>	<b>127</b>

---

8.1	Einfluss des Prüfsignals . . . . .	127
8.1.1	Überlagerte Schwingung . . . . .	127
8.1.2	Frequenz und Verweildauer . . . . .	128
8.1.3	Signalform . . . . .	130
8.2	Auswirkung der unterschiedlichen Belastung zwischen Fahrzeug und Erprobung	131
	Literatur . . . . .	132

<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>133</b>
-----------------------------	------------

<b>Anhang</b>	<b>141</b>
---------------	------------

A	Signalbearbeitung . . . . .	141
B	Prüfstand . . . . .	142
C	Probenversuche . . . . .	154

## Formelzeichen und Abkürzungen

### Formelzeichen

$A_{GS}$	Amplitude der Grundschiwingung
$A_{ÜS}$	Amplitude der überlagerten Schwiwingung
$B$	Blockzahl
$B_{exp}$	Blockzahl aus Versuch
$B_{rech}$	Blockzahl aus Berechnung
$D$	Schadenssumme
$D_{50\%}$	Mittlere Schädigung aus Betriebsfestigkeitsversuchen
$D_{50\%}^*$	Korrigierte Schadenssumme
$D_{Koll}$	Schädigung eines Kollektives
$\Delta D$	Teilschädigung
$f_D$	Korrekturfaktor für die Schadenssumme
$f_{GS}$	Frequenz der Grundschiwingung
$F_M$	gleitende Mittelwertfunktion des Drucks
$f_{ÜS}$	Frequenz der überlagerten Schwiwingung
$j_N$	Sicherheitszahl
$k$	Neigungsexponent der Wöhlerlinie
$N$	Schwiwingspielzahl
$N_{10\%}$	Schwiwingspielzahl bei 10% Ausfallwahrscheinlichkeit
$N_{90\%}$	Schwiwingspielzahl bei 90% Ausfallwahrscheinlichkeit
$N_B$	Bruchschwiwingspielzahl
$N_D$	Schwiwingspielzahl am Abknickpunkt der Wöhlerlinie
$N_{exp}$	Schwiwingspielzahl eines Kollektives aus Versuch
$N_{rech}$	Schwiwingspielzahl eines Kollektives aus Berechnung
$\Delta N$	aufgebrachte Schwiwingspiele
$P_A$	Ausfallwahrscheinlichkeit
$R$	Spannungsverhältnis
$R_{ath}$	Temperaturunabhängiger Widerstand gegen Versetzungsbewegung
$R_{th}$	Temperaturabhängiger Widerstand gegen Versetzungsbewegung
$T_N$	Streuspanne der Schwiwingspielzahlen
$T_S$	Streuspanne der Spannungsamplitude
$\dot{\epsilon}$	Dehngeschwindigkeit
$\sigma_a$	Spannungsamplitude
$\sigma_D$	Dauerfestigkeit
$\sigma_{D10\%}$	Dauerfestigkeit bei 10% Ausfallwahrscheinlichkeit
$\sigma_{D90\%}$	Dauerfestigkeit bei 90% Ausfallwahrscheinlichkeit

## Abkürzungen

BA	Bruchausgang
BFV	Betriebsfestigkeitsversuch
BZF	Belastungs-Zeit-Funktion
PWG	Pedalwertgeber
RDS	Raildrucksensor
RPM	Motordrehzahl
TP	Tiefpassfilter
WL	Wöhlerlinie

## Zusammenfassung

Vor dem Hintergrund stetig steigender Einspritzdrücke in modernen Dieselmotoren kommt einer treffsicheren Lebensdauervorhersage aus der Erprobung eine große Bedeutung zu. Diese sicherheitsrelevanten Bauteile müssen die Belastung zuverlässig über die vorgegebene Lebensdauer ertragen und gleichzeitig durch möglichst geringe Sicherheitsreserven das Material bezüglich der Schwingfestigkeit maximal ausnutzen. Innendruckbelastete Komponenten des Common-Rail-Dieseleinspritzsystems erfahren am Fahrzeug vielseitige Belastungen, die in der Erprobung nicht komplett abgebildet werden können.

Das Ziel dieses Projektes war es den Einfluss einer praxisnahen Belastung zu ermitteln und die Ergebnisse in das bestehende Absicherungskonzept einfließen zu lassen, um so die Genauigkeit der Berechnung zu erhöhen. Die Hauptunterschiede zwischen Erprobung und Betrieb sind im Medium und im Belastungssignal zu sehen. Das Medium am Fahrzeug ist Dieselkraftstoff, wohingegen zur Erprobung Hydrauliköl zum Einsatz kommt. Das Prüfsignal in der Erprobung ist eine Sinusschwingung mit Frequenzen zwischen 10 und 20 Hz, während die Belastung am Fahrzeug mit unregelmäßiger Grundform, einer Frequenz unterhalb von einem Hertz und einer hochfrequenten überlagerten Schwingung aufgebracht wird. Um diese Unterschiede abbilden zu können, wurden vergleichende Betriebsfestigkeitsversuche unter Erprobungsbedingungen und unter fahrzeugnahen Bedingungen durchgeführt. Der fahrzeugnahe Betriebsfestigkeitsversuch machte den Aufbau eines speziellen Prüfstandes nötig, der ein praxisnahes Prüfsignal mit seiner unsteten Grundschwingung und der überlagerten hochfrequenten Schwingung geringer Amplitude abbilden kann und zudem das Medium Dieselkraftstoff verwendet. Um Fahrzeugnähe auch bezüglich der Lastvorgabe sicherstellen zu können, kommt zur Druckregelung ein Motorsteuergerät zum Einsatz, welchem Messsignale aus einer Fahrzeugmessung eingespeist werden.

Dieser Aufbau macht eine umfangreiche Signalbearbeitung zur Übertragung der Messsignale erforderlich, die unter anderem eine Versuchszeitreduzierung beinhaltet. Sie ermöglicht das Entfernen kleiner Schwingspiele aus Zeit-Druck-Verläufen entsprechend des rainflow-klassierten Lastkollektives der Zeitreihe und somit die Reduzierung der Versuchszeit unter Beibehaltung von Frequenz und Signalform.

Zusätzlich zu diesem integral verschiedene Einflussgrößen betrachtenden Versuch wurden einzelne Prüfsignalparameter an Proben und Bauteilen gezielt auf ihren Einfluss auf die Schwingfestigkeit hin untersucht.

Von großem Interesse war der Einfluss einer hochfrequenten, überlagerten Schwingung geringer Amplitude. Eine solche Überlagerung tritt am Fahrzeug bedingt durch die Einspritzungen von Kraftstoff in den Brennraum und durch die Förderunregelmäßigkeit der Hochdruckpumpe auf und kann in der Erprobung der Bauteile nicht nachgebildet werden. Die entsprechenden Schwingspiele werden aus dem Lastkollektiv entfernt. Es konnte gezeigt werden, dass dieses Vorgehen keine Ungenauigkeit bei der Bestimmung der Bauteillebensdauer darstellt, da diese überlagerte Schwingung keine bestimmende Größe für die Schwingfestigkeit ist.

Gleiches gilt für die Signalform. Während in der Erprobung die Belastung sinusförmig aufgebracht wird, werden die Bauteile am Fahrzeug mit einem unregelmäßigen Signal mit Haltezeiten verschiedener Dauer belastet. An Proben konnte in dem relevanten Bereich kein Einfluss der Signalform auf die Lebensdauer festgestellt werden. Jedoch kam es zu einem Anstieg der Streuung bei dem praxisnäheren, trapezförmigen Signal.

Als Haupteinflussgröße auf die Lebensdauer konnten Frequenz und Verweildauer des Prüfsignals identifiziert werden. Die Lastwechselfrequenz und die Verweildauer des Druckes bei hoher Last sind am Fahrzeug deutlich größer als in der Erprobung. Diese Parameter zeigen einen starken, signifikanten Einfluss auf die Schwingfestigkeit, der an Bauteilen wie auch an Proben nachgewiesen werden konnte. Die Folgen des Absenkens der Frequenz sind die Verschiebung der Gaßnerlinie zu geringen Schwingspielzahlen. Die ertragbare Schadenssumme sinkt somit unter praxisnahen Bedingungen ebenfalls ab.

Der Einfluss des Prüfmediums Dieselmotorkraftstoff konnte nicht einzeln abgeprüft werden, ist jedoch im praxisnahen Betriebsfestigkeitsversuch enthalten. Da die beobachteten Unterschiede zwischen diesem und dem Erprobungsversuch in Qualität und Quantität vollständig durch die abgeprüften Einflussgrößen erklärt werden können, wird kein weiterer Medieneinfluss unterstellt.

Der deutlich aufgezeigte Frequenzeinfluss macht die Notwendigkeit zu Prüfungen bei tiefen Lastwechselfrequenzen von unterhalb einem Hertz deutlich. Hier können weitere Untersuchungen an Proben ein Verständnis der vorliegenden Schädigungsmechanismen liefern. Darüber hinaus wurde in der vorliegenden Arbeit der Frequenzeinfluss an Proben mit einem praxisnahen Prüfsignal mit einstufiger Belastung gezeigt. Eine Erweiterung auf mehrstufige Versuche macht eine praxisnähere Quantifizierung der beobachteten Effekte möglich. Auch wurde nur ein Werkstoff untersucht, was die Erweiterung des Prüfprogramms auf weitere, zur Fertigung von Common-Rail-Komponenten verwendete Werkstoffe sinnvoll macht.

Bisher galt entsprechend der gängigen Literaturangaben, dass eine Erhöhung der Lastwechselfrequenz von unterhalb einem Hertz aus Fahrzeugmessungen auf eine Versuchsfrequenz

oberhalb von 10 Hz möglich ist, ohne das Ergebnis zu verfälschen. Dies konnte für den vorliegenden Anwendungsfall widerlegt werden. Für die Erprobung von Common-Rail-Bauteilen bedeutet dies, dass zumindest einzelne Versuche zur Klärung des Frequenzeinflusses bei tiefer Lastwechselfrequenz durchgeführt werden müssen. Bei zukünftigen Methodenentwicklungen ist daher eine starke Fokussierung auf die feldnahe Einhaltung der Lastwechselfrequenz in den verschiedenen Bereich der Absicherung anzustreben. Beginnend bei der Belastungsmessung, bei der bisher über eine Rainflowzählung die Information zur Lastwechselfrequenz verloren geht. Die Beibehaltung des Frequenzgehaltes kann über eine frequenzabhängige Rainflowzählung erfolgen. Auch bei der Weiterentwicklung der Versuchstechnik ist es sinnvoll auf die Möglichkeit zur Wiedergabe von kleinen und ggf. variablen Frequenzen zu achten. Das derzeit verwendete Absicherungskonzept von Common-Rail-Komponenten ist dennoch durch hinreichend hohe Sicherheitsfaktoren konservativ, wie die Erfahrung mit mehreren hundert Millionen Komponenten im Feld zeigt.

Als Einschränkung der Ergebnisse muss die Konzentration auf einen Werkstoff und auf eine Serienkomponente angeführt werden. Eine Weiterführung der praxisnahen Betriebsfestigkeitsversuche mit weiteren Serienkomponenten kann die Lebensdauerberechnung sinnvoll ergänzen. Auch können dadurch weitere Werkstoffe in die Betrachtung mit einbezogen werden.

In den vorliegenden Untersuchungen konnte der Einfluss eines Großteils der Unterschiede in der Belastung zwischen Fahrzeug und Erprobung abgebildet werden. Nicht oder nicht einzeln abgeprüft wurden Medium und Temperatur. Wird das nachgeholt, so können die Auswirkungen aller Einflussgrößen einzeln bewertet werden, was im Rahmen zukünftiger Entwicklungen und der damit verbundenen Veränderung einzelner Größen von Vorteil ist.



## Summary

Due to the steady increase of the injection pressure in modern diesel engines great importance comes up to an accurate lifetime prediction based on fatigue tests. As these components are safety relevant they must endure the load reliably for the given life span. At the same time it is necessary to gain maximal use of the material with minimal security reserves. The internal pressure loaded components of the Common-Rail-Diesel injection system experience versatile load during their use at the vehicle, which cannot be reproduced completely during the testing.

The aim of this project was to determine the influence of a practically oriented load and to introduce the results into the existing validation concept and thus to raise the exactness of the calculation. The main differences between test and service are the medium and the load signal. The medium in the vehicle is diesel, while for the test hydraulic oil is used. The load signal used in testing has a sinusoidal form with a frequency between 10 and 20 Hz, while the load at the vehicle has an irregular basic form, a frequency below 1 Hertz and a high-frequency overlaid vibration. To be able to reproduce these differences, comparative fatigue tests with variable amplitudes were carried out under standard test conditions and under practically oriented conditions. The practically oriented fatigue test made the construction of a special test bench necessary which produces a test signal with an irregular shape and overlaid high-frequency low-amplitude vibration. It uses the medium diesel. To ensure practical relevance with regard to pressure setpoints, an engine control unit is used for the pressure control. The input for the control unit is a field measurement.

Due to this design an extensive signal processing is necessary to transfer the measured signal. Among other things the processing includes a reduction of the test duration by the omission of small load cycles in the time-pressure-curves according to the rainflow-matrix of the curves. Thus the reduction does not affect the frequency or shape of the remaining load cycles.

Additionally to this test, which examines different parameters of the test signal at the same time, further test varying single parameters and determining their influence on the fatigue life were carried out. The tests were done with component parts and specimen.

An issue of great interest is the influence of high-frequency, small amplitude overlaid vibration. At the vehicle a second oscillation is caused by the injections of fuel into the combustion chamber and by the unsteady delivery rate of the high pressure pump and can not be reproduced in standard testing. These small load cycles are usually omitted from the load collective.

It could be proven, that this procedure does not lead to a decrease of the accuracy of the lifetime calculation, as an overlaid vibration has no dominant effect on the fatigue strength.

The same applies for the signal form. During testing a sinusoidal pressure-time-curve is used, in the field the components are loaded with an irregular signal with varying holding times. No influence of the signal form could be detected in tests using specimen. However the scatter increased in test with a trapezoidal signal form.

The frequency and the holding time at high load levels were identified as the main influencing variables. Their values in field differs considerably from their value during testing. A strong influence of both variables on the lifetime was shown with specimen and component parts. As a result of lowering the cycle frequency the Gassner curve relocates to a smaller number of cycles. Thus the damage sum under practical conditions decreases.

The influence of the medium diesel could not be verified in a single test but was included in the practical fatigue test with variable amplitudes. As the observed differences can be explained in quality an quantity by the other influencing values no further medium influence is assumed.

The strong influence of the testing frequency shows the necessity to test at low frequencies below 1 Hertz. Further analyses could lead to a deeper understanding of the damage mechanism. Furthermore an influence of the frequency on specimen under a practical testing with constant amplitude loading was shown in this work. An extension to variable amplitude test would lead to more practical quantification of the observed effects. Also only one material was analyzed, thus the expansion to further materials used for the production of Common-Rail-Components is reasonable.

Up to now, with reference to the common literature, a raise of the testing frequency from below 1 Hertz to above 10 Hz was considered to have no effect on the lifetime. This was disproved for the present application. This means for the testing of Common-Rail-Components that single tests have to be performed to verify the frequency influence for each product group. At future method development a stronger focusing on the practical load frequency is necessary for the different parts of the validation process. Beginning with the load spectrum measurement, that is performed today with a standard rainflow-counting and thus losing the information on frequency and form of the load signal. The same applies for the development of the test benches. They have to be able to generate low- and if necessary variable-frequency load signals.

However due to sufficiently high safety factors the so far used validation concept leads to conservative results, as the experience with several hundred million components in the field proves.

The concentration on one material and on one serial component has to be mentioned as a restriction of the results. A continuation of the described practical fatigue test with other

serial components can complement the validation concepts in a reasonable way and further material can be included into the analysis.

In the presented work it was possible to reproduce and quantify the majority of the differences in loading between the application in field and the testing. Medium and temperature are two variables that were not or not individually tested. By making this up the influence of all variables is known and in the context of further developments the effect of changes in single variables can be estimated.

## 1 Einleitung und Zielsetzung

In modernen Dieselmotoren kommen Einspritzsysteme nach dem Common-Rail-Prinzip zum Einsatz. Diese ermöglichen durch die flexible Gestaltung des Einspritzvorganges eine effiziente und saubere Verbrennung. Zur weiteren Optimierung werden stetig höhere Einspritzdrücke angestrebt, was zu einer steigenden Belastung der druckbeaufschlagten Komponenten führt, denn sie führen Kraftstoff unter hohem und während des Fahrbetriebs schwankendem Druck. Aus diesem Grund müssen sie gegen Schwingbruch abgesichert werden. Da ein Austritt des Mediums eine Brand- und Explosionsgefahr bedeutet, kommt der Erprobung eine hohe Bedeutung zu.

Die Herausforderung besteht darin diese Bauteile leicht und kompakt auszulegen und gleichzeitig ein Bauteilversagen über eine vorgegebene Lebensdauer sicher auszuschließen. Eine optimale Ausnutzung des Werkstoffes wird angestrebt. Bei der Robert Bosch GmbH kommt dazu die betriebsfeste Bauteilauslegung nach dem Nennspannungskonzept zum Einsatz. Die Belastung, dargestellt als Drucklastkollektive, wird durch Fahrzeugmessungen ermittelt. Die Belastbarkeit wird aus Wöhler- und Betriebsfestigkeitsversuchen an Innendruckpulsatoren bestimmt. Somit ist mit der Verteilung und der Häufigkeit der Druckschwingungen der Hautpeinfluss auf die Lebensdauer berücksichtigt und es ist möglich eine Ausfallwahrscheinlichkeit für den Einsatz der Komponenten im Betrieb zu berechnen.

In der Vergangenheit zeigte sich, dass Versuche auf unterschiedlichen Prüfanlagen zur Innendruckerprobung zu einem reproduzierbaren, signifikanten Unterschied im Prüfergebnis führt [Ley09]. Der Belastungsunterschied zwischen den Anlagen lag dabei in Form und Frequenz des Prüfsignals.

Vor diesem Hintergrund ist ebenfalls ein Einfluss auf die Schwingfestigkeit über Unterschiede zwischen Fahrzeug und Erprobung möglich, da auch Belastungsunterschiede im Detail vorhanden sind, die in der Erprobung derzeit nicht abgebildet werden können und die nicht vollständig verstanden oder quantifizierbar sind. Dieser Unsicherheit wird über Sicherheitsfaktoren Rechnung getragen.

Die Hauptunterschiede sind im Medium und im Prüfsignal zu sehen. Am Fahrzeug findet die Druckbeaufschlagung über das Medium Dieselkraftstoff statt, wohingegen in der Erprobung ein Hydrauliköl zum Einsatz kommt. Ein Unterschied in der Interaktion des Mediums mit dem Werkstoff bei gleichzeitiger mechanischer Belastung ist nicht auszuschließen. Verstärkt wird diese Unsicherheit über Unterschiede im Prüfsignal. Die Belastung in der Erprobung findet mit einem Sinussignal konstanter Frequenz statt, wohingegen die Feldbelastung eine deutlich

davon abweichende Charakteristik aufweist. Die Form der Druckschwingung am Fahrzeug hängt im Wesentlichen von der Leistungsanforderung des Fahrers ab und weist somit einen regellosen Verlauf mit im Vergleich zur Erprobung sehr niedriger Frequenz auf. Zudem kommt es bauartbedingt zu einer zweiten, der regellosen Grundschwingung überlagerten, Schwingung mit geringerer Amplitude und höherer Frequenz.

Das Ziel dieses Industrieprojektes ist es die Auswirkungen der beschriebenen Unterschiede zwischen Fahrzeug und Erprobung phänomenologisch zu untersuchen. Das Hauptaugenmerk liegt dabei auf der Quantifizierung des Belastbarkeitsunterschiedes und der Ergänzung des bestehenden Absicherungskonzeptes um diese Abweichungen. Die Untersuchung aller Faktoren einzeln ist nicht möglich, da die nötige Versuchstechnik weder für Proben- noch für Bauteilversuche verfügbar ist. Das macht die Entwicklung einer entsprechenden Anlage nötig, die Bauteile einer praxisnahen Belastungen bis zum Ausfall durch Schwingbruch aussetzen kann. Neben dieser gesamtheitlichen Abbildung aller relevanten Unterschiede in einem Bauteilversuch sollen ergänzende Untersuchungen an Proben und Bauteilen zum Einfluss einzelner Größen wo immer möglich durchgeführt werden. Dadurch soll der Nachteil des gesamtheitlichen Bauteilversuches nicht die Ursache für eine festgestellte Abweichung erkennen zu können abgemildert werden.

## 2 Stand des Wissens

### 2.1 Wöhlerversuch

Die grundlegende Methode um die Schwingfestigkeit von Werkstoffen und Bauteilen zu bestimmen ist der auf August Wöhler zurückgehende und nach ihm benannte Wöhlerversuch. Er ist in DIN 50100 [N.N78] als Dauerschwingversuch genormt. Dieser spannungskontrollierte Versuch kann sowohl an glatten Proben, zur Feststellung des Werkstoffverhaltens, wie auch an gekerbten Proben oder komplexen Bauteilen, um Aussagen über die Lebensdauer im Betrieb zu machen, durchgeführt werden. Entsprechend wird das Ergebnis mit Werkstoff- oder Bauteilwöhlerlinie bezeichnet [GZ07]. Es wird eine zyklische Einstufenbelastung aufgebracht, deren Art für die Planung und Auswertung des Versuches keine Rolle spielt. Es sind Axial-, Biege- und Torsionsbelastung ebenso möglich wie Innendruckbelastung. Die Signalform kann variieren, muss aber innerhalb eines Versuches einheitlich sein. Zumeist wird eine Sinusschwingung verwendet. Eine konstante Mittellast kann zusätzlich aufgebracht werden. Bei unterschiedlichen Mittelspannungen ergeben sich unterschiedliche Resultate. [Rad07]

Das Ziel des Versuches ist die Bestimmung der Wöhlerlinie, Abbildung 2.1. Dazu werden auf mehreren Lastniveaus mehrere Einzelversuche durchgeführt. Die nötige Anzahl der Einzelversuche richtet sich nach dem Umfang der Erfahrungen mit dem Prüfteil und den Anforderungen an die Genauigkeit der Ergebnisse und kann stark variieren [Son03]. Jeder Einzelversuch endet mit dem Ausfall des Bauteils oder nach einer festgelegten Grenzllastspielzahl. Ist diese Schwingspielzahl erreicht, wird das Bauteil als Durchläufer gewertet. Bei Stahl liegt dieser Wert in der Regel zwischen  $2 \cdot 10^6$  und  $10^7$  [Sch97]. Als Ausfall kann ein Probenbruch oder ein anderes Kriterium, wie ein Anriss oder ein Steifigkeitsabfall bestimmter Größe definiert werden.

Aufgrund einer Vielzahl von variierenden Einflussgrößen auf das Ermüdungsverhalten streuen die Versuchspunkte über einen bestimmten Bereich. Dies macht eine statistische Auswertung nötig. Dazu werden die Versuchsergebnisse mit Verteilungsfunktionen beschrieben, die ihrerseits Rückschlüsse auf die Grundgesamtheit zulassen. Für die Extrapolation auf kleine Ausfallwahrscheinlichkeiten, wie sie für die Bauteilauslegung nötig sind, hat sich u. a. die logarithmische Normalverteilung bewährt. [N.N08, Rad07]

Abbildung 2.1 zeigt die Auswertung des Wöhlerversuches. Sie erfolgt zweigeteilt. Zum einen erfolgt die Auswertung des Übergangsbereiches zur Bestimmung der Dauerfestigkeit  $\sigma_D$  bei 50%-Ausfallwahrscheinlichkeit und der Streuspanne  $1/T_S$ . Dazu gibt es verschiedene Auswer-

teverfahren. Eine häufig verwendete Methode ist das Probit-Verfahren. Soll dieses zum Einsatz kommen, werden Versuche auf mehreren Lastniveaus im Übergangsbereich zwischen Zeit- und Dauerfestigkeit durchgeführt. Aus der Anzahl der Brüche und Durchläufer wird nach einer Schätzformel (z. B. nach Rossow [Hai06, Ros64]) die Ausfallwahrscheinlichkeit  $P_A$  auf jedem Niveau errechnet. Die Dauerfestigkeit bei 50%-Ausfallwahrscheinlichkeit und das Konfidenzintervall können daraus unter Annahme einer logarithmischen Normalverteilung ermittelt werden. Aus der 10%- und der 90%-Ausfallwahrscheinlichkeit kann daraufhin die Streuung gemäß Gleichung Gl. 2.1 errechnet werden.

$$\frac{1}{T_S} = \frac{\sigma_{D90\%}}{\sigma_{D10\%}} \tag{Gl. 2.1}$$

Die Auswertung des Zeitfestigkeitsgebietes erfolgt in ähnlicher Weise. Die Neigung  $k$  der Wöhlerlinie wird durch Regression über alle Versuchspunkte bestimmt. Die Streuung in Lastspielrichtung  $1/T_N$  kann nach Gleichung Gl. 2.2 für jeden Lasthorizont einzeln oder entsprechend dem Perlenschnurverfahren unter Einbeziehung aller Versuchspunkte im Zeitfestigkeitsgebiet ermittelt werden. Bei diesem Verfahren werden alle Bruchlastspielzahlen entsprechend der Neigung  $k$  auf einen Ersatzhorizont verschoben.

$$\frac{1}{T_N} = \frac{N_{90\%}}{N_{10\%}} \tag{Gl. 2.2}$$

Die Ecklastschwingspielzahl  $N_D$  liegt bei dem Schnittpunkt der Geraden im Dauer- und im Zeitfestigkeitsgebiet mit 50%-Ausfallwahrscheinlichkeit.

Abbildung 2.2 (a) zeigt den charakteristischen Verlauf einer vollständigen Wöhlerlinie. Der

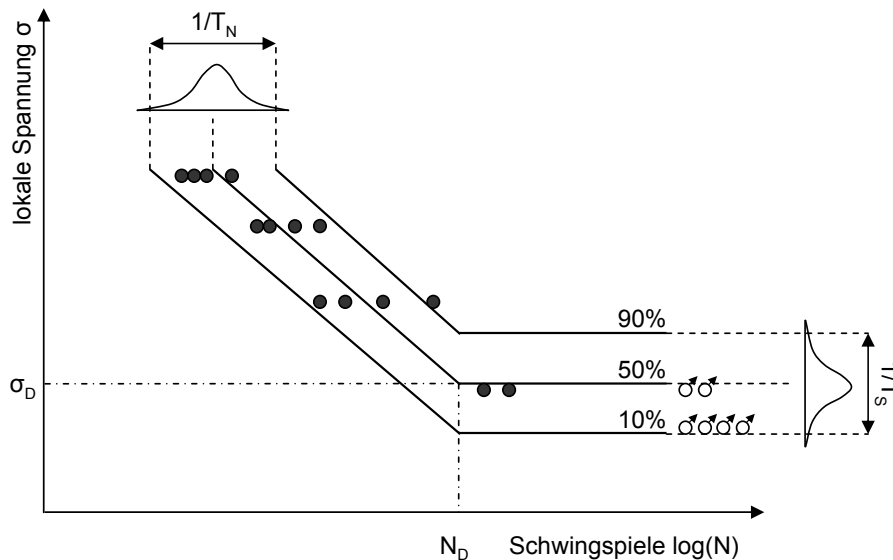
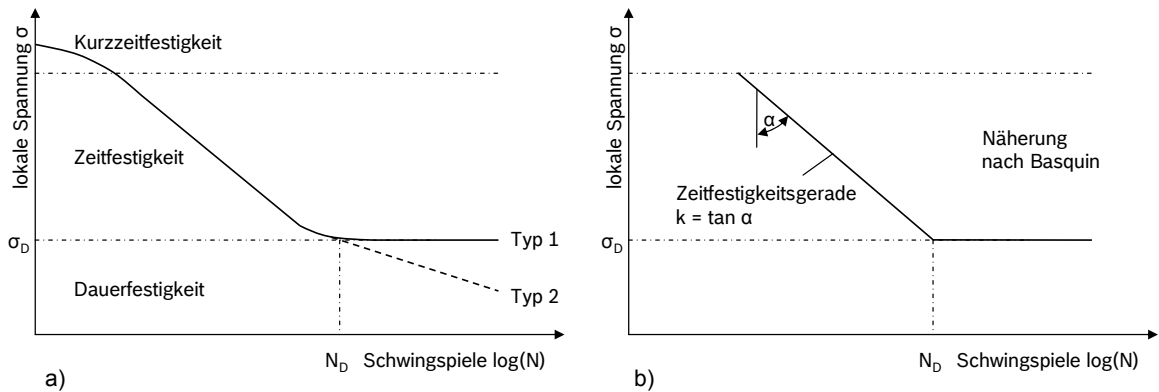


Abbildung 2.1: Auswertung des Wöhlerversuches



**Abbildung 2.2:** (a): vollständige Wöhlerlinie; (b): Näherung nach Basquin und Dauerfestigkeit

Bereich kleiner Lasten unterhalb des unteren Knickpunktes der Linie, der sogenannten Dauerfestigkeit  $\sigma_D$ , wird als *Dauerfestigkeitsbereich* bezeichnet. Der Knickpunkt liegt im Allgemeinen zwischen  $10^6$  bis  $10^7$  Schwingspielen [Rad07]. Man unterscheidet in diesem Bereich zwei grundsätzliche Verlaufstypen. Typ 1 weist eine ausgeprägte Dauerfestigkeit auf, unterhalb derer nach klassischer Lehrmeinung keine Brüche zu erwarten sind. Beim Typ 2 existiert eine solche Grenze nicht. Die Wöhlerlinie nimmt lediglich einen flacheren Verlauf. Diese Charakteristik wird häufig unter zusätzlicher korrosiver Belastung, erhöhten Temperaturen oder regelmäßigen Überlasten beobachtet [Rad07]. Im Bereich des unteren Knickpunktes liegt das *Übergangsbereich zwischen Dauer- und Zeitfestigkeit*. Die Streuung der Versuchsergebnisse ist in diesem Bereich in der Regel größer als in den übrigen Abschnitten. Schijve [Sch09] führt diesen Effekt auf die geringere Anzahl an möglichen Rissausgangspunkten bei geringer Belastung zurück. Bei hoher Last gibt es viele potenzielle Ausgangspunkte für einen Ermüdungsris, bei geringer Belastung unter Umständen nur einen. Da Risseinleitung und Risswachstum von vielen Faktoren beeinflusst werden, kann die Dauer bis zur Rissbildung an nur einer Stelle stark streuen. Darüber liegt das *Zeitfestigkeitsgebiet*. Hier kommt es zu plastischen Verformungen und zur Schädigung des Werkstoffes, es dominieren jedoch die elastischen Verformungen [Rad07]. Die Wöhlerlinie nimmt bei doppeltlogarithmischer Auftragung von Last und Schwingungszahl den Verlauf einer Geraden mit der Neigung  $k$  an. Die Neigung ist abhängig von Werkstoff und Kerbschärfe. [Hai06] Es gibt mehrere mathematische Ansätze zur Beschreibung dieses Bereiches, der Erste von August Wöhler selbst. Allgemein durchgesetzt hat sich der Ansatz nach Basquin, Gleichung Gl. 2.3. Sie beschreibt die Gerade entsprechend Abbildung 2.2 (b). [Bas10]

$$N_a = N_D \left( \frac{\sigma_D}{\sigma_a} \right)^k \quad (\text{Gl. 2.3})$$

Daran schließt sich bei  $10^4$  bis  $10^5$  Schwingspielen die *Kurzzeitfestigkeit*, auch *Low Cycle Fatigue*, an. Hier dominieren die plastischen Verformungen und es kommt zu makroskopischen



Deformationen [Bux92]. Der obere Knickpunkt liegt abhängig von Kerbstärke und Mittelspannung bei 10 bis 1000 Schwingspielen. Oberhalb dieser Amplitude erstreckt sich der quasistatische Bereich. [Rad07, RM08]

Die generelle Existenz einer Dauerfestigkeit wird bedingt durch neuere Untersuchungen mit Grenzlastspielzahlen  $> 10^9$  infrage gestellt. Es konnten auch oberhalb von  $10^7$  Lastwechseln Brüche mit Ausgang unterhalb der Oberfläche nachgewiesen werden. [Son05]

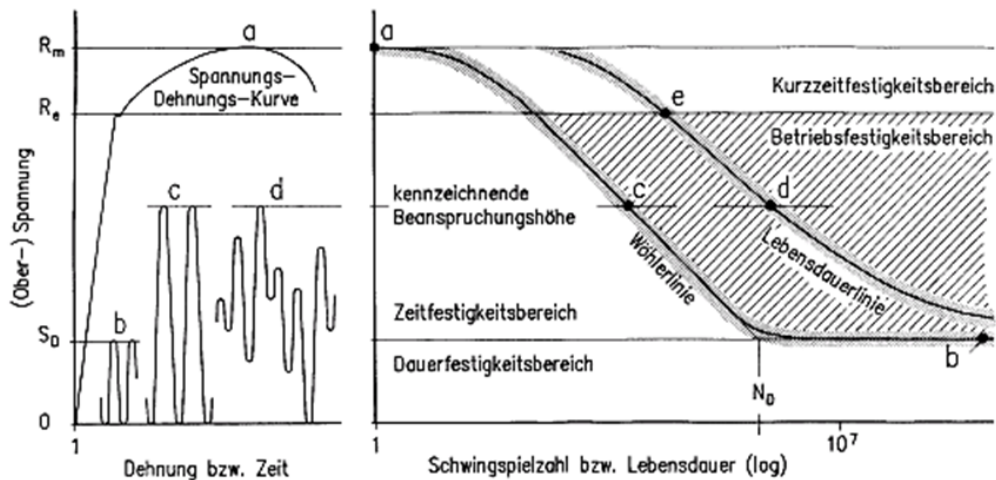
## 2.2 Betriebsfestigkeit

Bauteile können bei unterschiedlich hohen Lasten unterschiedliche Anzahlen an Schwingspielen ertragen, wie in Abbildung 2.3 für schwellende Belastung dargestellt ist. Die maximale Festigkeit beschreibt die im Zugversuch ermittelte Spannungs-Dehnungs-Kurve (a). Sie entspricht der Last, die genau ein Mal ertragen werden kann. In der Wöhlerkurve liegt bei dieser Last der Schnittpunkt mit der Ordinate und somit ihr höchster Punkt. Die niedrigste Last entsprechend der Kurve entspricht der sogenannten Dauerfestigkeit (b). Sie kann theoretisch unendlich oft aufgebracht werden. Lasten zwischen diesen beiden Extrema führen zu einem Ausfall nach einer endlichen Anzahl von Schwingspielen. Bei konstanter Amplitude (c) ist die Anzahl möglicher Lastwechsel durch die Wöhlerlinie bestimmt. Betriebslasten weisen jedoch in der Regel veränderliche Amplituden bei schwankender Mittelspannung (d) auf. Sie werden entsprechend ihres Höchstwertes eingezeichnet und führen zu längeren Lebensdauern verglichen mit dem Wöhlerversuch. Die Gaßner'sche Lebensdauerlinie beschreibt dieses Verhalten des Bauteiles unter Betriebslast und liegt rechts der Wöhlerlinie. Ihr Verlauf ist parallel zur Wöhlerlinie oder etwas flacher. Der dazugehörige Versuch wird Betriebsfestigkeitsversuch genannt. Er kann mit dem Ziel des experimentellen Lebensdauernachweises, speziell für sicherheitsrelevante Bauteile, der Ermittlung einer Gesamtschädigung im Rahmen einer relativen Lebensdauervorhersage, der Bewertung des Einflusses der Belastungs-Zeit-Funktion (BZF) oder der Bewertung konstruktiver oder fertigungstechnischer Einflussgrößen unter Betriebslast durchgeführt werden. Um akzeptable Versuchslaufzeiten zu ermöglichen, werden in der Praxis häufig Maßnahmen zur Versuchszeitreduzierung angewandt, siehe Abschnitt 2.3

Aus diesen Zusammenhängen ergeben sich verschiedene Möglichkeiten der Bauteilauslegung. Wird der Kollektivhöchstwert der BZF häufig erreicht ( $>10^6$ ), so ist eine dauerfeste Bauteilauslegung sinnvoll. Dazu muss die maximale Last unterhalb der Bauteildauerfestigkeit zuzüglich eines Sicherheitsabstandes liegen.

Muss die maximale Last im Betrieb weniger häufig ertragen werden, so kann eine betriebsfeste Bauteilauslegung erfolgen. Der Kollektivhöchstwert kann dabei über der Dauerfestigkeit liegen und es ergibt sich eine endliche Lebensdauer des Bauteiles. Dieses Verfahren geht auf Ernst Gaßner zurück [Gaß39] und führt zu einer effizienten Materialausnutzung. Voraussetzung für seine Anwendung sind detaillierte Kenntnisse über die Betriebslasten. Die betriebsfeste Bauteilauslegung kann nach unterschiedlichen Konzepten erfolgen. [GZ07]

Zur Auslegung von Common-Rail-Komponenten bei der Fa. Bosch kommt das *Nennspannungskonzept* zum Einsatz. Dabei erfolgt der Vergleich von Beanspruchung und Beanspruchbarkeit anhand der Nennspannung an der versagenskritischen Bauteilstelle; Spannungserhöhungen werden nicht berücksichtigt. Die Nennspannung ist eine bei komplexen Bauteilen schwer zu definierende Größe. Voraussetzung für die Anwendung ist, dass die Verformung den linear-elastischen Bereich nicht verlässt. In diesem Fall ist die Nennspannung proportional zur äußeren Belastung und die zur Schadensakkumulation nötige Wöhlerlinie kann in Form



**Abbildung 2.3:** Belastungen in der Betriebsfestigkeit nach [Hai06]

einer Bauteilwöhlerlinie vorgegeben werden. Dies hat den Vorteil, dass viele die Lebensdauer bestimmende Eigenschaften, wie Werkstoff, Geometrie, Fertigung und Montage, in der Wöhlerlinie enthalten sind und nicht über Korrekturfaktoren berücksichtigt werden müssen. Die Belastung wird in Form eines Belastungskollektives ermittelt. Der Vergleich beider Größen erfolgt anhand der linearen Schadensakkumulation in Verbindung mit der relativen Miner-Regel. Somit werden für die Anwendung des Nennspannungskonzeptes das Lastkollektiv der Betriebslasten, die Bauteilwöhlerlinie und die im Betriebsfestigkeitsversuch ermittelte Schadenssumme des Bauteiles benötigt [BS03, BS05]. Über statistische Berechnungen kann die Ausfallwahrscheinlichkeit des Bauteils für eine vorgegebene Nutzungsdauer errechnet werden. Das Nennspannungskonzept zeichnet sich durch seine Einfachheit, Robustheit und große Treffsicherheit aus. Es wird der gesamte Schädigungsprozess bis zum Bruch berücksichtigt. Da Serien- oder Seriennahe-Bauteile zur Ermittlung der Wöhlerlinie vorliegen müssen, ist seine Anwendung zu Beginn der Produktentwicklung zumeist nicht möglich. Auch ist ein hoher experimenteller Aufwand nötig. [Bux92, Hai06, Rad07, GZ07]

### 2.2.1 Ermittlung der Betriebslasten

Die Kenntnis der im Betrieb auftretenden Lasten ist für eine Lebensdauerabschätzung von großer Bedeutung. Die Lage der Lebensdauerlinie relativ zur Bauteilwöhlerlinie hängt von der BZF, also den zu ertragenden Lastwechseln, ab. Für die Ermittlung der BZF muss zunächst qualitativ das zu erwartende Einsatzprofil des Bauteils festgelegt werden. Dies kann beispielsweise eine bestimmte Fahrstrecke eines Pkw sein. Im Anschluss daran wird die Belastung quantitativ durch Messung während des Betriebes, durch Simulation oder Abschätzung bestimmt. Aus den Umkehrpunkten der BZF können mit unterschiedlichen Zählverfahren die Lastamplituden ermittelt werden. Dieses Vorgehen wird als Klassierung bezeichnet und liefert

die Häufigkeitsverteilung der enthaltenen Lastamplituden, das sog. Lastkollektiv. Ihr erster Schritt besteht in der Einteilung des Messbereiches in äquidistante Klassen. Daran anschließend muss zwischen ein- und zweiparametrischen Zählverfahren unterschieden werden. Der Unterschied liegt in der Anzahl registrierter Merkmale. Bei einparametrischen Verfahren wird ein Merkmal (z. B. Extremwerte), bei zweiparametrischen Verfahren zwei zusammengehörige Merkmale (z. B. Amplitude und Mittelwert) aufgenommen. Reihenfolge, Frequenz und Form der Belastung gehen bei der Zählung jedoch verloren. In der Praxis wird die zweiparametrische Rainflowzählung am häufigsten eingesetzt. Sie geht auf Matsuishi und Endo [ME68] zurück und liegt in zahlreichen Modifikationen vor. Dabei werden geschlossene Hystereseschleifen im Spannungs-Dehnungs-Diagramm gezählt. Das Verfahren kann optisch mit dem Fluss von Regenwasser von Pagodendächern erklärt werden, siehe Abbildung 2.4. Dazu wird die Belastung über der Zeit aufgetragen. Die entstehenden Linien bilden die Dachlinien. „Regenwasser“ fließt von oben über die Dächer ab. Ein Regenwasserfluss und damit ein Halbzyklus endet, wenn eine der folgenden Bedingungen eintritt [Rad07]:

- Der Wasserfluss einer Dachlinie trifft auf den Wasserfluss von einem höheren Dach
- Der Wasserfluss fällt über eine Spitze eines Daches hinab, die weiter links (bei nach rechts gerichtetem Fluss) oder weiter rechts (bei nach links gerichtetem Fluss) liegt als der Ausgang des Flusses
- Der Wasserfluss läuft über eine Dachspitze und trifft auf kein weiteres Dach

Zwei so ermittelte Halbzyklen mit gleicher Größe und entgegengesetzter Richtung ergeben einen vollen Zyklus (geschlossene Hystereseschleife). Die geschlossenen Schleifen werden in der Rainflowmatrix abgelegt, Abbildung 2.5, aus der sich wiederum einparametrische Darstellungen wie Spannenpaardiagramme ableiten lassen. [Clo86, Rad07, RS08] Der werkstoffmechanische Hintergrund für das Zählen von geschlossenen Hystereseschleifen besteht darin, dass die von einer geschlossenen Schleife umschlossene Fläche ein Maß für die Energiedissipation darstellt. Die Abtrennung von überlagerten Schwingungen kann mittels geeigneter Filter vor der Klassierung erfolgen. [KS85]

### 2.2.2 Bauteilwöhlerlinie

Die Bauteilwöhlerlinie ist für die betriebsfeste Bauteilauslegung nötig. Dazu wird ein Wöhlerversuch, wie in Abschnitt 2.1 beschrieben, durchgeführt. Um den Einfluss von Werkstoff, Fertigung und Geometrie abzubilden, sollten dazu seriennahe oder Serienbauteile verwendet werden. Die Art (Zug, Biegung, Innendruck, etc.) der Belastung ist so zu wählen, dass die Betriebslasten möglichst gut nachgebildet werden. Zur Erprobung innendruckbelasteter Bauteile bei der Robert Bosch GmbH kommen dazu Innendruckpulsatoren der Fa. Maximator

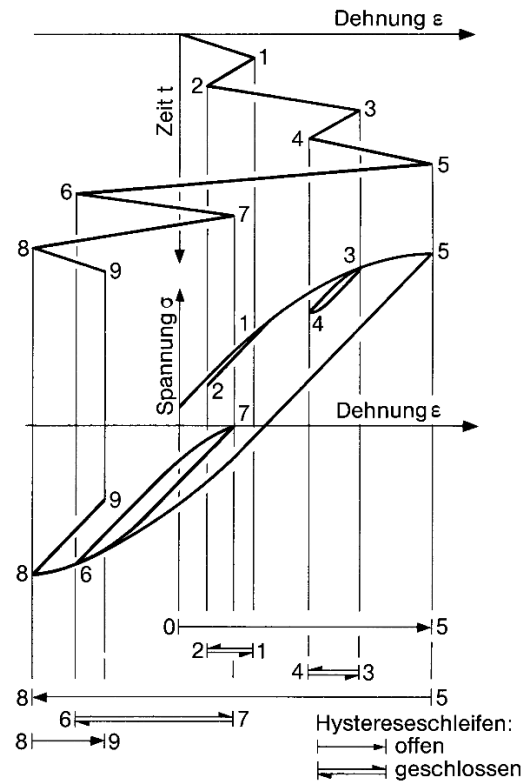


Abbildung 2.4: Rainflowzählung anhand von Wasserflüssen von über Pagodendächer [Rad07]

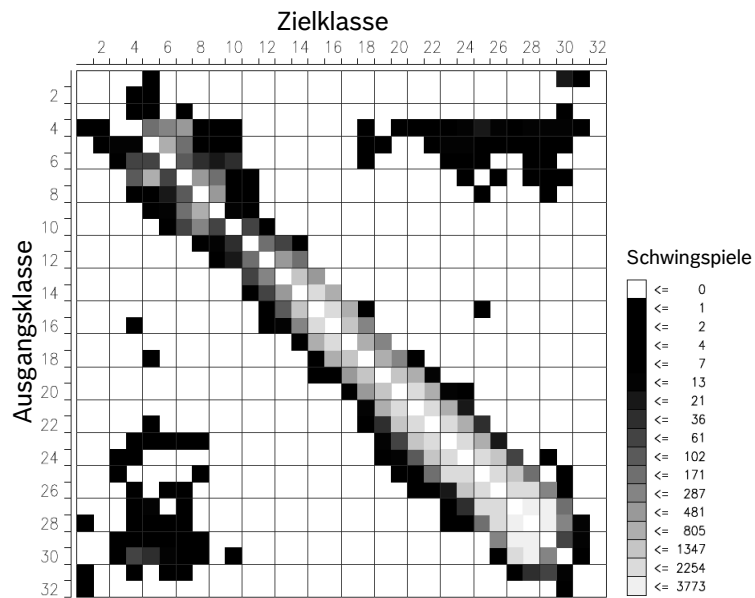


Abbildung 2.5: Beispiel einer Rainflowmatrix



**Abbildung 2.6:** Innendruckpulsator der Fa. Maximator

zum Einsatz, Abbildung 2.6.

Diese Prüfstände bestehen aus zwei Hydraulikbereichen. Die Primärhydraulik erzeugt für den Niederdruckbereich einen konstanten Druck. Über ein schnell schaltendes Servoventil wird der Fluss des Hydrauliköls zu einem Druckübersetzer zyklisch zugelassen und unterbunden. In dem Druckübersetzer befindet sich ein Kolben mit einer großen Fläche im Niederdruck- und einer kleinen Fläche im Hochdruckbereich. Der Kolben schwingt entsprechend der Anströmung aus dem Niederdruckbereich in Prüffrequenz. Entsprechend des Flächenquotienten an beiden Seiten kann so im Hochdruckbereich eine Druckschwingung mit bis zu 4500 bar Schwingbreite erzeugt werden. In diesem Bereich werden die zu prüfenden Bauteile montiert. Die unvermeidliche Leckage im Hochdruck wird durch eine zusätzliche Öleinspeisung über eine Pumpe ausgeglichen. Sie ist über ein Rückschlagventil an den Hochdruckbereich angeschlossen und kann bei geringen Werten des schwingenden Prüfdruckes Leckagen ausgleichen. Kann der Leckagestrom nicht vollständig ausgeglichen werden, bewegt sich der Kolben des Druckübersetzers zur vorderen Endlage hin. Ab einer bestimmten Auslenkung aus dem Arbeitspunkt wird daraufhin die Anlage abgeschaltet und so Bauteilbrüche detektiert. Zusätzlich zu den zu prüfenden Bauteilen werden im System zwei Drucksensoren installiert, von denen einer der Regelung der Anlage dient. Das Messsignal des zweiten Sensors wird zur Überwachung des Versuches verwendet. Beide Signale werden online Rainflow-Klassiert und die resultierende Matrix abgelegt. Zum sicheren Betrieb sind die Komponenten von einer Kabine umschlossen.

### 2.2.3 Betriebsfestigkeitsversuch

Da die Lebensdauer eine starke Abhängigkeit von der Form des Lastkollektives aufweist, muss ergänzend zum Wöhlerversuch ein Betriebsfestigkeitsversuch durchgeführt werden. Dabei werden Betriebslasten, also Lasten mit variablen Amplituden, aufgebracht. Heutige servohydraulische Prüfmaschinen und Innendruckpulsatoren ermöglichen das Aufbringen eines Lastkollektives, ohne dass eine Treppung des Kollektives erfolgen muss. Ziel des Versuches ist die Ermittlung der kritischen Schadenssumme oder der Lebensdauer unter Betriebslast. In diesem Versuch kann es zu sehr langen Versuchslaufzeiten kommen, weshalb Maßnahmen zur Versuchszeitreduzierung häufig zum Einsatz kommen. Diese werden detailliert in Abschnitt 2.3 beschrieben. Das verkürzte Kollektiv durchläuft in der Regel eine Vielzahl von Zyklen, bis es zu Bauteilausfällen kommt. Aus diesen tatsächlich ertragenen Schwingspielen der einzelnen Bauteile kann die tatsächliche Schadenssumme errechnet werden. Sie wird für die folgende Schadenakkumulation benötigt. [GZ07, Rad07]

### 2.2.4 Schadensakkumulation

Der Vergleich von Beanspruchung, in Form eines Lastkollektives, und Beanspruchbarkeit, in Form einer Wöhlerlinie, erfolgt anhand von Schadenakkumulationshypothesen. Diese ordnen jedem Schwingspiel einen bestimmten Beitrag zur gesamten Schädigung des Werkstoffes zu. In der Praxis hat die lineare Schadenakkumulationshypothese nach Palmgren und Miner [Min45, Pal24] große Bedeutung erlangt. Sie besagt, dass die Anzahl der bei einer Belastungsamplitude aufgetragenen Schwingspiele  $\Delta N$  bezogen auf die Bruchschwingspielzahl bei dieser Amplitude  $N_B$  die Teilschädigung  $\Delta D$  ergibt. Ein lineares Aufsummieren aller Teilschädigungen eines Lastkollektives führt zu dessen Schadenssumme  $D$ :

$$D = \sum_{i=1}^n \frac{\Delta N_i}{N_{Bi}} \quad (\text{Gl. 2.4})$$

Der Bruch tritt gemäß dieser Hypothese bei Erreichen von  $D = 1$  ein. In der Regel weicht die Schadenssumme stark von diesem Wert ab, weshalb zur Verbesserung der Aussagegenauigkeit häufig mit abweichenden Gesamtschädigungen gearbeitet wird. Dieses Vorgehen wird als *relative Miner-Regel* bezeichnet und setzt einen Betriebsfestigkeitsversuch mit dem jeweiligen Lastkollektiv und dem jeweiligen Bauteil zur Ermittlung der tatsächlichen Schadenssumme voraus [Rad07].

Gemäß der originalen Miner-Regel tragen Schwingspiele unterhalb der Dauerfestigkeit nicht zur Gesamtschädigung bei. Die Anwendung dieses Verfahrens führt jedoch häufig zu der Überschätzung der Lebensdauer. Die Ursachen für diese Abweichung liegen in der problematischen Übertragbarkeit der unter Einstufenbelastung gewonnenen Wöhlerlinie auf die regellose Belastung des Betriebskollektives. Insbesondere die Tatsachen, dass auch kleine Schwingspiele

unterhalb der Dauerfestigkeit zu einer Schädigung führen können und des Dauerfestigkeitsabfalles führten zu der Einführung verschiedener Bezugswöhlerlinien. Sie stellen eine Modifikation, speziell im Bereich der Dauerfestigkeit dar und dienen der Erhöhung der Aussagegenauigkeit [EEKZ94]. Abbildung 2.7 zeigt eine Auswahl dieser alternativen Verläufe. Zu den bekanntesten Modifikationen gehört „Miner Elementar“ nach Corten und Dolan [CD56]. Dabei wird die Wöhlerlinie mit der Steigung des Zeitfestigkeitsbereiches fortgesetzt, ohne eine Dauerfestigkeit vorzusehen. Haibach [Hai70] schlägt mit „Miner Modifiziert“ eine in der Praxis häufig eingesetzte Modifizierung vor. Unterhalb des Knickpunktes zur Dauerfestigkeit verläuft die Wöhlerlinie demnach nicht horizontal, sondern nimmt mit einer Neigung  $k' = 2k - 1$ , für spröde Werkstoffe, lediglich einen flacheren Verlauf an. Die Modifikation nach Liu und Zenner [ZL92] beruht auf dem Ansatz unterschiedlicher Schädigungsverläufe bis zum Anriss und während des Rissfortschritts. Dazu wird eine Bezugswöhlerlinie durch Drehen der Zeitfestigkeitsgeraden um einen Bezugspunkt auf der Wöhlerlinie erstellt. Der Punkt liegt auf der Wöhlerlinie bei der Last des Kollektivhöchstwertes. Die Steigung dieser Geraden wird mit  $0,5 \cdot (k + 3,6)$  angegeben. Bei dem halben Wert der klassisch errechneten Dauerfestigkeit wird ein horizontaler Verlauf vorgesehen. Eine umfangreiche Zusammenstellung und Auswertung verschiedenster Wöhler- und Lebensdauerersuche bei [EEKZ94] hat gezeigt, dass Schadenssumme und Streuung von Lebensdauerberechnungen von der eingesetzten Modifikation der Wöhlerlinie abhängt, so dass keine allgemeingültige Empfehlung gegeben werden kann.

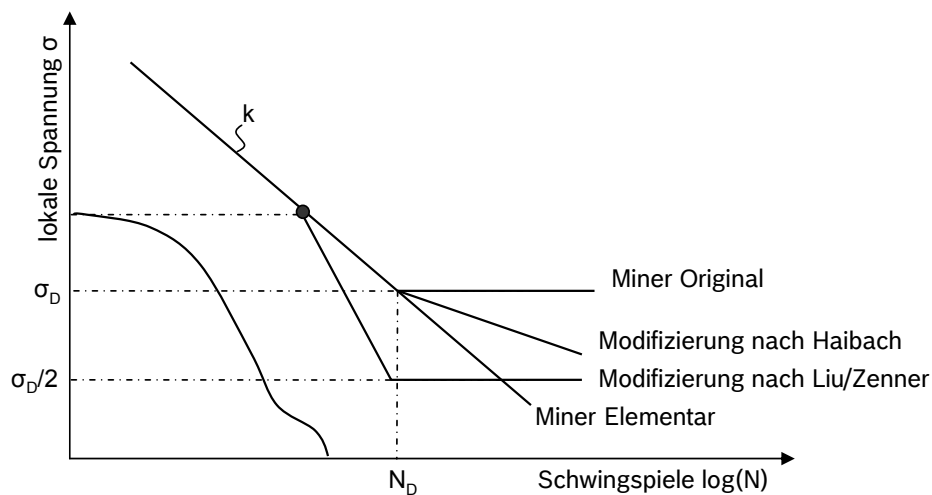


Abbildung 2.7: Modifikationen der Wöhlerlinie im Bereich der Dauerfestigkeit

### 2.2.5 Auslegung von Common-Rail-Komponenten bei der Robert Bosch GmbH

Die Auslegung von schwingbruchgefährdeten Komponenten im Common-Rail-System findet bei der Robert Bosch GmbH nach dem Nennspannungskonzept statt. Der Innendruck im System wird als Kenngröße, die sich proportional zur Nennspannung verhält, herangezogen.



Zur **Ermittlung der Betriebslasten** ist die Aufzeichnung von Druckkollektiven in Fahrzeugmessungen nötig. Die Messfahrten werden mit den auszulegenden Bauteilen in der jeweiligen Applikation (Fahrzeug, Motor, Datensatz des Steuergerätes) von Testfahrern durchgeführt. Gefahren wird auf einer Strecke, die in ihrer Zusammensetzung repräsentativ für das gesamte Fahrzeugleben ist. Sie enthält Anteile von Stadt-, Überland- und Autobahnfahrt in normalem Straßenverkehr. Die Fahrer sind darauf geschult reproduzierbar und sehr kritisch zu fahren. Eine kritische Fahrweise zeichnet sich durch häufige Lastwechsel, bedingt durch Beschleunigungs-, Brems- und Schaltvorgänge bei möglichst hohen Motordrehzahlen, aus. Die so gewonnenen Lastdaten werden mittels des Rainflow-Verfahrens klassiert. Vergleichsuntersuchungen mit Probanden haben ergeben, dass die Testfahrer mindestens den 95%-Fall abbilden, d. h. 95% aller Fahrer fahren unkritischer [Gei08, UB04]. Die unterschiedlichen Abschnitte werden nach der Messung in einem Kollektiv zusammengefasst. Die Anteile der Fahrabschnitte am gesamten Kollektiv entspricht, bezüglich ihrer Fahrstrecke, der statistischen Zusammensetzung des Personenstraßenverkehrs in Baden-Württemberg [KFV98].

Die **Bauteil-Wöhlerlinie** wird an Inndruckpulsatoren ermittelt. Diese Versuchstechnik ermöglicht das gleichzeitige Prüfen mehrerer Bauteile und arbeitet mit Hydrauliköl als Medium. Die zu prüfenden Bauteile sind der Serienfertigung entnommen oder sind seriennahe Muster. Aufgebracht wird eine sinusförmige, schwellende Innendruckbelastung mit einer Lastwechselfrequenz von typischerweise 15 Hz. Die Belastung wird durch die zu ihr proportionale Druckschwingbreite beschrieben.

Der ebenfalls auf Inndruckpulsatoren durchgeführte **Betriebsfestigkeitsversuch** dient der Ermittlung der tatsächlichen Schadenssumme und wird für spezifische Erzeugnisgruppen (identischer Werkstoff, ähnliche Geometrie, Fertigung und Betriebslastkollektiv) durchgeführt. Diese Schadenssumme ist ein Maß für den Einfluss variabler Lasten und wird in der Schadensakkumulationsrechnung (Relativ Miner) verwendet. Um den Vergleich mit der Bauteil-Wöhlerlinie zu ermöglichen, bei der eine schwellende Innendruckbelastung aufgebracht wurde, werden auch die Schwingspiele des gemessenen Lastkollektives, welche als kleinsten auftretenden Wert den Leerlaufdruck enthalten, auf eine Unterlast von Null, bei Anpassung der Amplitude umgerechnet. Die Mittelspannungsempfindlichkeit für das dazu benötigte Haigh-Diagramm wird gemäß der FKM-Richtlinie [N.N03] abgeschätzt. Zur Reduzierung der Versuchszeiten werden eine Omission nach vorheriger Amplitudentransformation und eine Anhebung des maximalen Druckes auf verschiedene Werte durchgeführt, vgl. Abschnitt 2.3. Die so ermittelten Kollektive werden mittels Rainflow-Rekonstruktion in eine Umkehrpunktfolge, das heißt eine Abfolge von Maxima und Minima der Last, umgewandelt. Die Reihenfolge der einzelnen Schwingspiele wird regellos durchmischt, da dies den kritischen Fall und somit eine kürzeste Lebensdauer abbildet. Die so erstellte Umkehrpunktfolge wird am Prüfstand nachgefahren.

Die Auswertung des Betriebsfestigkeitsversuches erfolgt im ersten Schritt einzeln für jedes

Bauteil, siehe Abbildung 2.8. Das im Versuch ertragene Kollektiv (mehrfacher Durchlauf des Vorgabekollektives) wird der Bauteilwöhlerlinie gegenübergestellt und mittels linearer Schadensakkumulation die rechnerisch ertragbare Bruchschwingspielzahl  $N_{rech}$  bzw. die Blockzahl  $B_{rech}$  ermittelt. Die Blockzahl ist als die Anzahl der Wiederholungen des Lastkollektives bis zum Ausfall des Bauteils definiert. Somit ist ihr Wert im Experiment gleich eins.

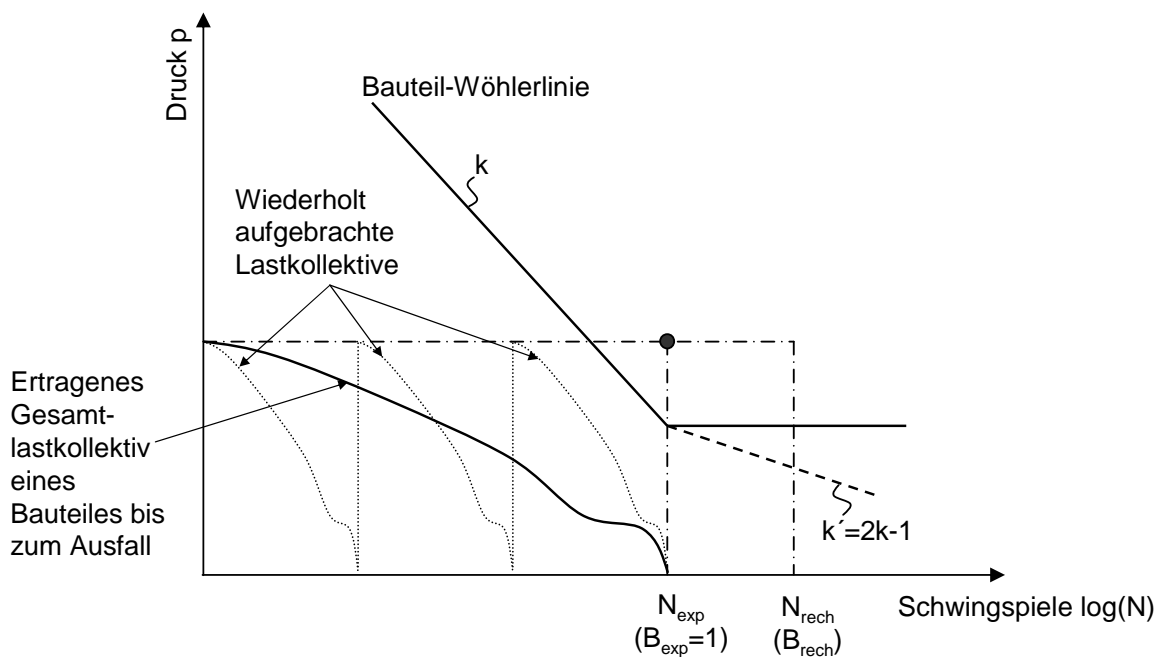
$$B_{exp} = 1 \quad (\text{Gl. 2.5})$$

Aus dem Verhältnis der rechnerisch und experimentell ermittelten Schwingspiel- bzw. Blockzahl wird die Schadenssumme eines Bauteiles  $D_i$  gebildet:

$$D_i = \frac{N_{exp}}{N_{rech}} = \frac{B_{exp}}{B_{rech}} = \frac{1}{B_{rech}} \quad (\text{Gl. 2.6})$$

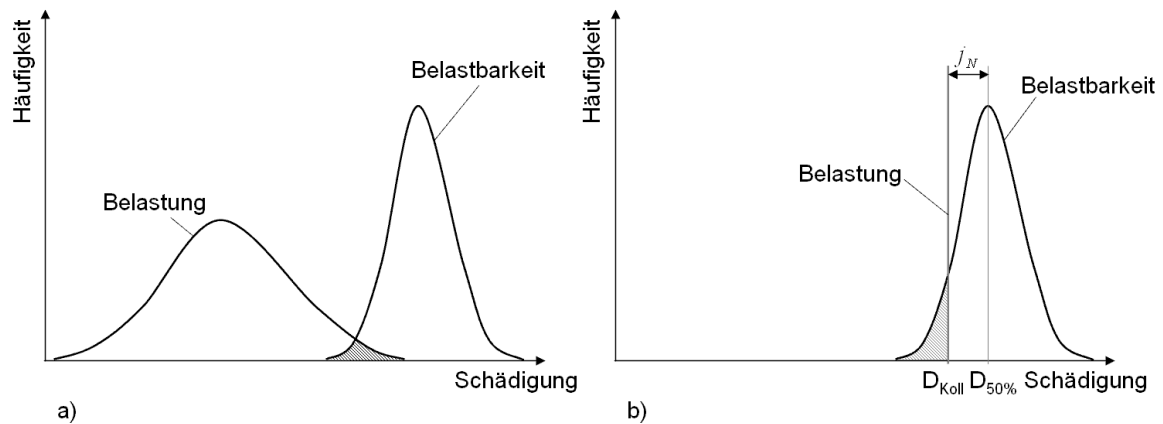
Die tatsächliche Schadenssumme  $D_{50\%}$  ergibt sich aus dem logarithmischen Mittelwert über alle  $n$  Teile Schadenssumme:

$$D_{50\%} = 10^{\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \log(D_i)} \quad (\text{Gl. 2.7})$$



**Abbildung 2.8:** Auswertung eines im Betriebsfestigkeitsversuch geprüften Bauteiles

Um einen **Lebensdauernachweis** für eine Komponente zu führen, ist es notwendig eine Ausfallwahrscheinlichkeit gegen Schwingbruch anzugeben. Dies geschieht unter Heranziehung der Verteilungen von Belastung und Belastbarkeit, Abbildung 2.9 (a). Bei einer Überschnei-



**Abbildung 2.9:** Verteilung von Belastung und Belastbarkeit

ung beider Kurven, trifft also eine hohe Belastung auf eine geringe Belastbarkeit, kommt es zum Ausfall. Um die Ausfallwahrscheinlichkeit zu bestimmen, müssen die Mittelwerte und die Streuungen beider Verteilungen bekannt sein. Die Verteilung der Belastbarkeit wird über die bereits vorgestellten Bauteilversuche ermittelt. Die Verteilung der Belastung hängt von den Fahrern und dem Einsatz des Fahrzeuges im Feld ab; sie ist nicht bekannt. Daher werden als notwendige Vereinfachungen ein Testfahrer und eine Teststrecke definiert, Abbildung 2.9 (b). Der Testfahrer bildet über eine sehr kritische Fahrweise eine Worst-Case-Annahme ab, die es ermöglicht die Streuung der Belastung unberücksichtigt zu lassen und stattdessen mit einem einzigen Belastungskollektiv zu rechnen. Die Strecke wird gemäß einer repräsentativen Zusammensetzung gewählt und von den gemessenen ca. 200 km auf das jeweilige Auslegungsziel extrapoliert. Durch Superposition mit einem synthetischen Motorstartkollektiv (Motorstarts werden während der Testfahrt nicht aufgezeichnet) erhält man das Auslegungskollektiv. Dessen Schadenssumme  $D_{Koll}$  wird gemäß Gl. 2.4 über die lineare Schadensakkumulation errechnet. Dazu wird die Modifikation der Bauteilwöhlerlinie nach Haibach herangezogen. Dieser Schadenssumme wird die Eintrittswahrscheinlichkeit 100% zugeordnet, wodurch sich die Verteilung der Belastung auf einen konservativen Wert reduziert. Die Größe der von der Belastbarkeitsverteilung und  $D_{Koll}$  eingeschlossenen Fläche ist ein Maß für die Ausfallwahrscheinlichkeit. Die Sicherheitszahl  $j_N$  definiert sich aus dem Abstand zwischen der Schädigung der Kollektives und der Belastbarkeit des Bauteiles:

$$j_N = \frac{D_{50\%}}{D_{Koll}} \quad (\text{Gl. 2.8})$$

Anhand der Sicherheitszahl kann dann die Ausfallwahrscheinlichkeit abgeschätzt werden. Hier gilt die Forderung, dass sie bei sicherheitsrelevanten Bauteilen 1 ppm nicht übersteigen darf. [BS03, BS05, GZ07, Hai06, Rad07]

## 2.3 Maßnahmen zur Reduzierung der Versuchszeit

Die direkte Übertragung von unter Betriebsbedingungen gemessenen Lastverläufen auf eine Versuchsanlage für Betriebsfestigkeitsversuche ist zumeist unmöglich. Es würde zu sehr langen und damit unökonomischen Versuchslaufzeiten kommen. Daher haben Maßnahmen zur Versuchszeitreduzierung einen hohen Stellenwert in der Betriebsfestigkeit. Die triviale Möglichkeit die Anzahl an Bauteilen je Niveau zu reduzieren führt zu Einbußen in der Qualität der Versuchsergebnisse. Darüber hinaus werden insbesondere bei Prüfung von innendruckbelasteten Bauteilen häufig Mehrprobenprüfstände eingesetzt, bei denen es durch die Reduzierung der Teilezahl nicht zu größeren Versuchszeitreduktionen kommt.

Es gibt jedoch eine Reihe weiterer Maßnahmen zur Laufzeitreduzierung, die am Prüfsignal ansetzen. Ihre Anwendung ist einzeln oder kombiniert möglich. Für die Qualität der durchgeführten Versuche ist eine gute Vergleichbarkeit, d. h. eine vergleichbare Schädigung von bearbeitetem und unbearbeitetem Signal von großer Bedeutung. Abbildung 2.10 zeigt eine Übersicht dieser Möglichkeiten.

**Steigerung der Lastwechselfrequenz** Beanspruchungszeitfunktionen werden für den Betriebsfestigkeitsversuch in der Regel klassiert. Dabei wird ein Kollektiv, also eine Häufigkeitsverteilung von Amplituden erstellt. Bei diesem Vorgang geht neben der Information über Belastungsform und Reihenfolge auch die Belastungsfrequenz verloren. Das Kollektiv kann somit mit beliebiger Frequenz im Versuch abgefahren werden, wobei eine größere Frequenz zu einer kürzeren Versuchszeit führt, Abbildung 2.10 (a). Die Grenzen dieser Maßnahme werden durch die Prüftechnik und durch den in Abschnitt 2.4.1.1 “Belastungsfrequenz“ diskutierten Frequenzeinfluss vorgegeben. Kein Risiko wird eingegangen, wenn die im Betrieb zu erwartenden Frequenzen nachgebildet werden.

**Entfernen von Beanspruchungspausen** Enthält die Beanspruchungszeitfunktion Haltezeiten und soll diese ohne Klassierung nachgefahren werden, so können diese Abschnitte entfernt werden. Eine solche Bearbeitung zeigt Abbildung 2.10 (b). Dabei ist jedoch zu beachten, dass keine zeitabhängigen Vorgänge, wie Korrosion oder Kriechen, unterdrückt werden.

**Steigerung der Belastung** Eine einfach anzuwendende und effektive Maßnahme ist die proportionale Vergrößerung der Amplituden der aufgebrachtten Schwingspiele, siehe Abbildung 2.10 (c). Limitiert wird die Steigerung zum Teil durch die Prüftechnik, häufiger jedoch durch die sinkende Qualität der Versuchsergebnisse. Bei zu starker Anhebung kann sich der Schädigungsmechanismus, beispielsweise durch das Einbringen von zusätzlichen plastischen Deformationen, ändern. Auch kann die Spannungsverteilung im Bauteil verändert werden, wodurch es zu einer Verlagerung der Bruchstelle kommen kann. Ferner ist es möglich, dass der positive Einfluss von im Bauteil vorhandener Eigenspannungen unentdeckt bleibt. Das

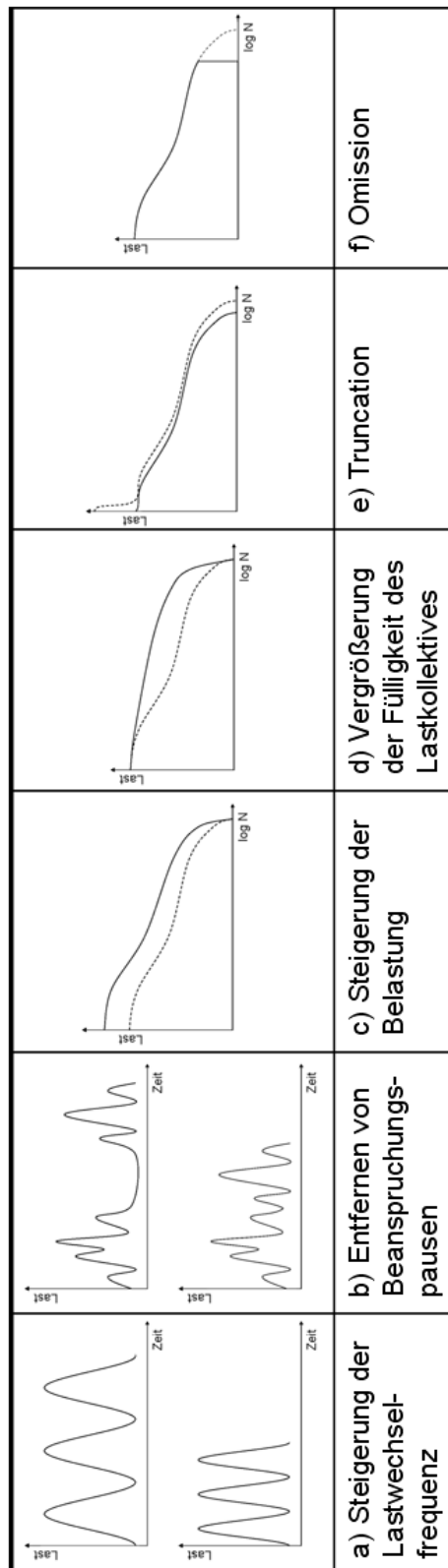


Abbildung 2.10: Maßnahmen zur Versuchszeitreduzierung

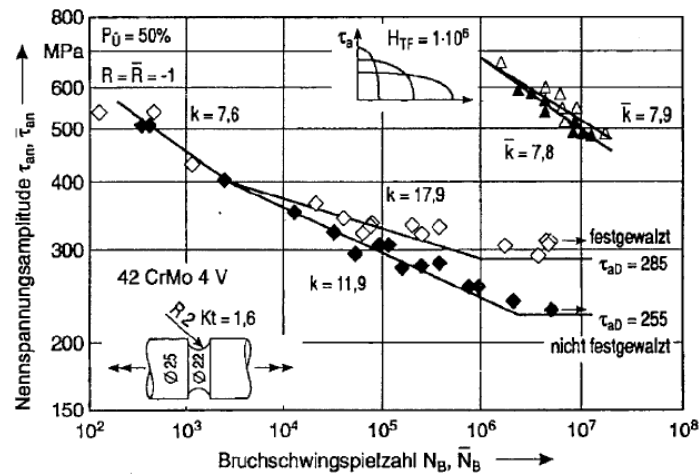


Abbildung 2.11: Einfluss des Festwalzens auf die Schwingfestigkeit nach [EGZ92]

Einbringen dieser Eigenspannungen ist z. B. durch Festwalzen, Kugelstrahlen oder Autofrettage möglich. Diese Spannungen werden bei zu hoher Belastung umgelagert und der positive Effekt kommt nicht zum Tragen. Eine Untersuchung von Esderts et al. [EGZ92] zeigt diesen Aspekt deutlich, Abbildung 2.11. Gekerbte Rundproben eines Vergütungsstahles mit und ohne Festwalzen wurden untersucht. Es zeigte sich, dass der positive Einfluss nur bei niedriger Belastung zum Tragen kommt, im Bereich der Kurzzeitfestigkeit verschwindet der Unterschied zwischen beiden Wöhlerlinien. Wird der Kollektivhöchstwert nur selten erreicht, ist auch der umgekehrte Effekt möglich. Die hohen Belastungsspitzen können, ähnlich einer Autofrettage, zur Einbringung von Druckeigenspannungen führen. Eine zu starke Erhöhung führt somit zu einer falschen Beurteilung der Schwingfestigkeit. [EGZ92, Gru94, Son03, Zen97]

**Vergrößerung der Fülligkeit des Lastkollektives** Die Form des Lastkollektives hat einen starken Einfluss auf die Bruchschwingspielzahl. Wird die Fülligkeit eines Lastkollektives vergrößert, wie in Abbildung 2.10 (d) dargestellt, so wird bei unveränderter Gesamtzahl an Schwingspielen eine größere Anzahl großer Schwingspiele aufgebracht und die Versuchszeit reduziert. Diese Vorgehensweise kann jedoch zu falschen Aussagen führen [Zen97], eine Verschiebung der kritischen Bauteilstelle ist möglich [Sch09]. Die Übertragbarkeit der so gewonnenen Ergebnisse auf die Originalbelastung ist also fraglich [OK88]. Ferner wird die Gesamtschädigung bis zum Ausfall entsprechend der relativen Miner-Regel durch die Veränderung der Fülligkeit des Kollektives verändert.

**Truncation** Als Truncation wird das Weglassen einzelner, seltener Lastspitzen aus einer Beanspruchungsfolge bezeichnet. Die Auswirkung dieser Maßnahme im Spannenpaardiagramm zeigt Abbildung 2.10 (e). Dabei ist darauf zu achten, dass es sich um seltene Ereignisse und nicht um die bestimmende Höhe der Belastung handelt. In diesem Fall wird eine örtliche

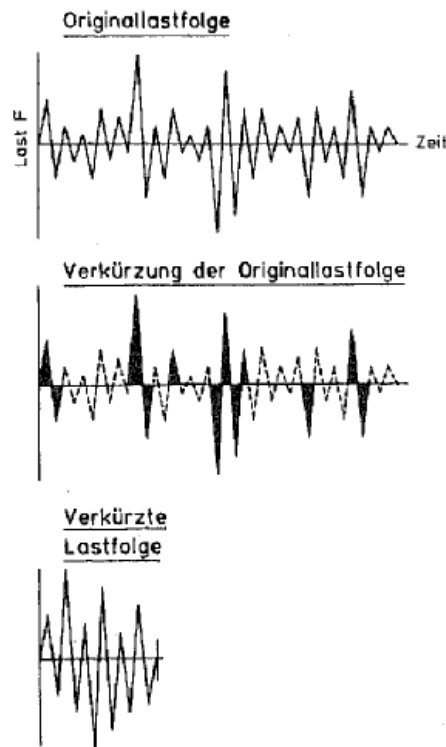


Abbildung 2.12: Verkürzung einer Lastfolge durch Omission [OK88]

Plastifizierung und somit das Einbringen von Druckeigenstressungen verhindert und die Lebensdauer des Bauteiles verkürzt. Das Verfahren ist insbesondere dann zulässig, wenn es sich bei den weggelassenen Lastspitzen um Sonderereignisse während der Erprobung handelt, mit denen im Betrieb nicht oder nur in sehr geringer Anzahl zu rechnen ist. [Kol97a]

**Omission** Beanspruchungszeitfunktionen weisen häufig eine Vielzahl kleiner Lastwechsel auf, die keinen oder nur einen sehr geringen Beitrag zur Schädigung leisten. Das Entfernen dieser Lastschwüngen wird in der Literatur als Omission bezeichnet und führt zu einer Reduzierung der Versuchszeit. Ein Beispiel für eine solche Bearbeitung einer Lastfolge ist in Abbildung 2.12 gezeigt, die Auswirkung auf ein Spannenpaardiagramm zeigt Abbildung 2.10 (f). Die Methode ist sehr effizient. Bei einer Geradlinienverteilung der Schwüngen kann die Versuchszeit bei Entfernung aller Schwüngen kleiner als 15% des Höchstwertes auf ein Zehntel verkürzt werden. [HS85].

Die Grenze der Lastwechselamplitude, unterhalb derer eine Entfernung vorgenommen wird, bezeichnet man als Omissionlevel. Die Größe der Reduktion ist abhängig von diesem Wert. Das Ziel ist die Einstellung einer äquivalenten Lebensdauer zwischen gekürztem und originalem Kollektiv. Seine Bestimmung ist ein komplexes Problem, das in zahlreichen Veröffentlichungen behandelt wird. Es hat sich gezeigt, dass der Omissionlevel von einer Vielzahl von

Faktoren abhängig ist. Einzelne dieser Faktoren sind bei Oppermann [OK88] auf die Beeinflussung des möglichen Omissionlevels hin untersucht worden. Es zeigte sich, dass Stahlguss empfindlicher auf das Entfernen kleiner Schwingspiele reagiert als Vergütungsstahl und dieser wiederum empfindlicher als Einsatzstahl. Ebenso reduzieren eine steigende Formzahl und ein steigender Kollektivhöchstwert den möglichen Omissionlevel. Bei Beanspruchungszeitfunktionen mit schwankender Mittellast ist ein geringerer Omissionlevel zulässig als bei solchen mit konstanter Mittellast. Hierbei ist zu beachten, dass eine Amplitudentransformation<sup>1</sup> zur Mittelspannungskorrektur nicht durchgeführt wurde.

Wang und Chen [WC99] führten Versuche an gelochten Flachproben aus im Flugzeugbau verwendetem Stahl durch. Sie variierten den Omissionlevel und ermittelten die Lebensdauer experimentell. Somit kann eine Kurve der Lebensdauer über dem Omissionlevel gezeichnet werden. Diese Kurve hat die Form eines Tales. Vom Originalkollektiv ausgehend kommt es mit steigendem Level zunächst zu einer Abnahme der Lebensdauer, gefolgt von einer stetigen Zunahme. Das Minimum liegt bei einem Omissionlevel von ca. 20% des Kollektivhöchstwertes. Als Ursache für die Abnahme der Lebensdauer werden Reihenfolgeeffekte vermutet.

Zur Festlegung des Omissionlevels existiert kein Standard oder keine Regel. Es wird jedoch allgemein angenommen, dass bei Stahlbauteilen Lastwechsel mittelspannungskorrigiert unterhalb der halben Dauerfestigkeit entfernt werden können, sofern keine Korrosion auftritt [HS85, OK88, Son03]. Für einzelne Anwendungen kann der zulässige Omissionlevel experimentell bestimmt werden. Verfahren dazu sind bei Oppermann [OK88] und Heuler und Seeger [HS85] beschrieben. Diese Vorgehensweise wird aufgrund des erheblichen Aufwandes nur für große Versuchsreihen empfohlen.

Grubisic [Gru94] empfiehlt die schädigungsäquivalente Kompensation der entfernten Lastwechsel durch eine Anzahl an zusätzlichen Lastwechseln größerer Amplitude. Gegen die Verfälschung des zeitabhängigen Korrosionseinflusses schlägt Sonsino [Son03] eine Kompensation durch eine aggressivere Umgebung vor.

Die Durchführung der Omission wird in der Regel am Lastkollektiv durchgeführt. Reihenfolge, Frequenz und Lastform gehen somit verloren. Die Durchführung einer solchen Vorgehensweise ist beispielsweise bei Steinweger et al. [SFW03] beschrieben. Ein einfaches Verfahren an einer Zeitreihe wird von Koller [Kol97a] beschrieben. Hierzu wird ein Omissionsband um eine Grundlast gelegt, Abbildung 2.13. Schwingspiele, die vollständig in diesem Band liegen,

<sup>1</sup>An dem gleichen Bauteil können Schwingspiele mit unterschiedlicher Amplitude und Mittelspannung die gleiche Schädigung verursachen. Somit ist es unter Anwendung der linearen Schadensakkumulationsrechnung möglich, jedes Schwingspiel in ein anderes Schwingspiel mit anderer Amplitude und Mittelspannung umzurechnen. Dazu ist die Mittelspannungsempfindlichkeit entsprechend einem Haigh-Diagramm nötig. [HL76, Hai06]

Anwendung bei der Omission:

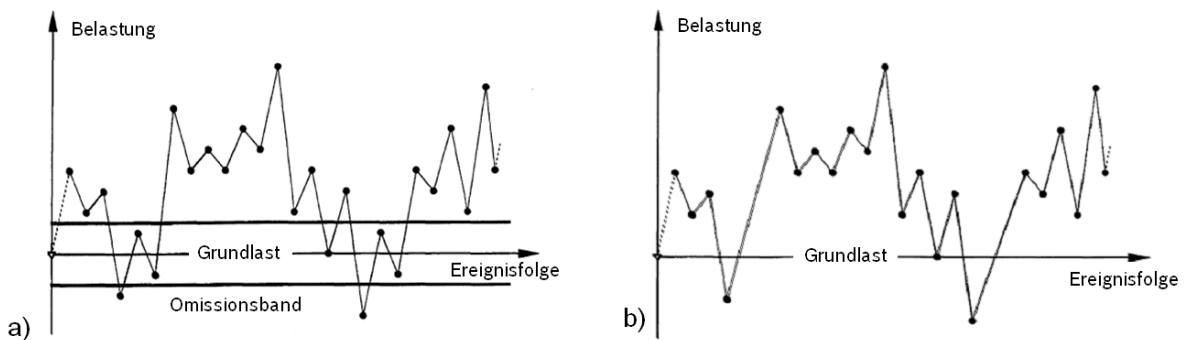
1. Transformation aller Schwingspiele auf ein identisches Spannungsverhältnis
2. Omission
3. Rücktransformation der verbliebenen Schwingspiele in den Ausgangszustand

Im Ergebnis werden unter Anwendung der Transformation kleine Schwingspiele mit hoher Mittelspannung erst bei höherem Omissionlevel entfernt

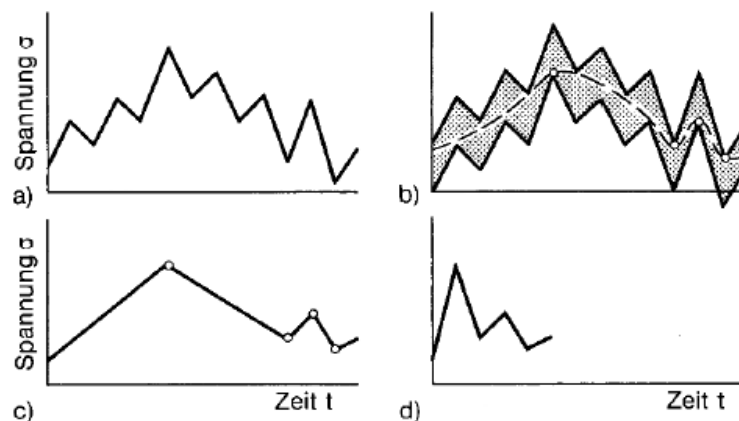


werden entfernt. Somit bleibt die Reihenfolge erhalten. Die Anwendbarkeit ist jedoch auf Betriebsbeanspruchungen mit eindeutiger Grundlast beschränkt. Eine vollständige Entfernung aller Schwingspiele unterhalb eines Omissionlevels kann nicht erreicht werden.

Radaj [Rad07] beschreibt mit der Rennbahnmethode ein älteres Verfahren zur Verkürzung einer Zeitreihe. Es ist besonders zur Entfernung kleiner, hochfrequenter Schwingspiele geeignet. Dabei wird die Beanspruchungszeitfunktion vertikal verschoben. Das so entstandene Band wird als Rennstrecke betrachtet und ein möglichst glatter Kurs hindurch gezeichnet, siehe Abbildung 2.14. Die Umkehrpunkte der neuen Funktion werden im Versuch verwendet. Nachteilig bei diesem Verfahren wirkt sich die fehlende Berücksichtigung der Mittelspannung aus. So können kleine Schwingspiele bei hoher Mittelspannung zu einer erheblichen Schädigung führen und sollten nicht in jedem Fall weggelassen werden.



**Abbildung 2.13:** Omission an Beanspruchungszeitfunktion nach [Kol97a]; (a): Beanspruchungszeitfunktion mit Omissionsband, (b): omittierte Lastfolge



**Abbildung 2.14:** Rennbahnmethode zur Versuchszeitreduzierung; (a): Beanspruchungszeitfunktion, (b): bandförmige Erweiterung, (c) und (d): kondensierte Abläufe an der Versuchsanlage [Rad07]

## 2.4 Einflussgrößen auf die Schwingfestigkeit

Die möglichen Einflussfaktoren auf die Schwingfestigkeit sind zahlreich. In Abbildung 2.15 sind mögliche Größen aufgelistet. Die Aufzählung hat jedoch keinen Anspruch auf Vollständigkeit. Dennoch zeigt ihr großer Umfang, dass den bei der Versuchsdurchführung definierten Bedingungen eine entscheidende Bedeutung zukommt. Eine unbeabsichtigte Variation kann die Versuchsergebnisse verfälschen. Auf die für diese Arbeit relevanten Einflüsse soll im Folgenden näher eingegangen werden.

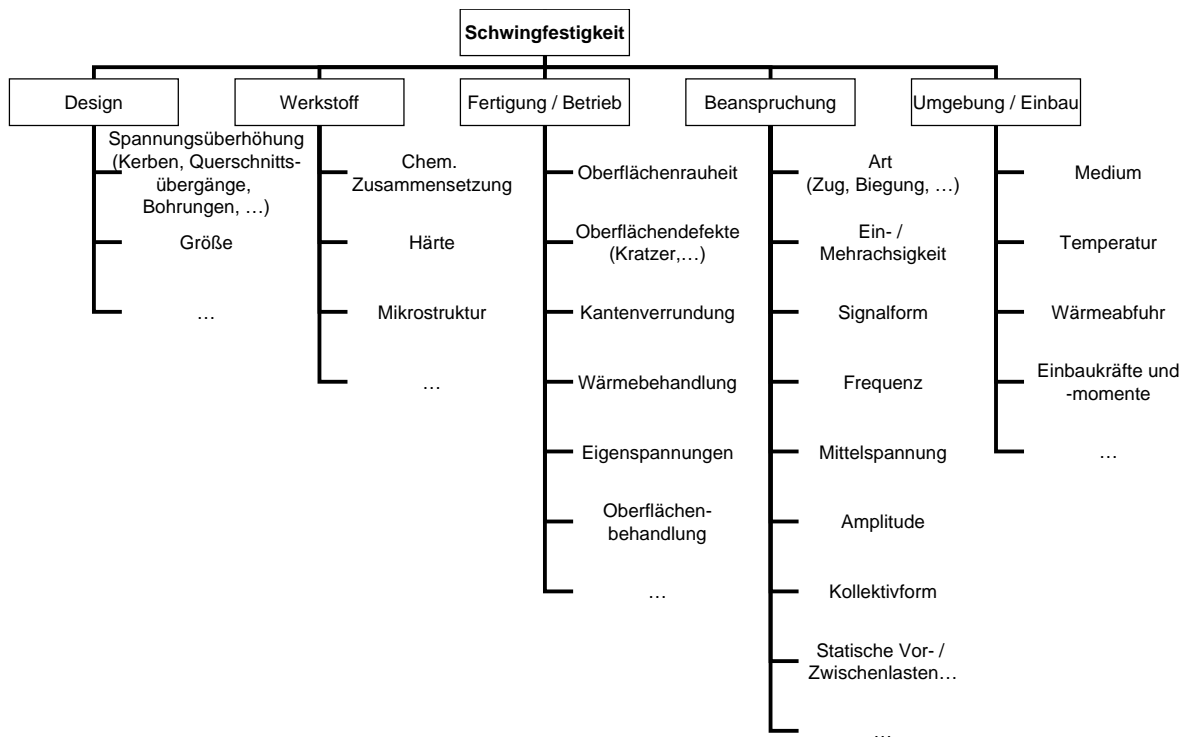


Abbildung 2.15: Einflussgrößen auf die Schwingfestigkeit

### 2.4.1 Belastungssignal

Der Einfluss des Belastungssignals, bestehend aus der Frequenz und der Form des Zeit-Last-Verlaufes, auf die Schwingfestigkeit ist in der allgemeinen Literatur nicht abschließend diskutiert. Trotz zahlreicher Untersuchungen zu diesem Themenkomplex existiert keine eindeutige Lehrmeinung. Es hat sich jedoch gezeigt, dass der Einfluss auf Leichtmetalllegierungen deutlich größer ist als auf Stähle [Rad07]. Im Folgenden sollen nur Erkenntnisse, die Stähle betreffen, wiedergegeben werden.

### 2.4.1.1 Belastungsfrequenz

In dem für die Druckschwingungen in Common-Rail-Systemen möglichen und damit für diese Arbeit relevanten Frequenzbereich unterhalb des Ultraschallbereiches gibt es zahlreiche Veröffentlichungen, die den Einfluss der Belastungsfrequenz thematisieren. In Standardwerken wird entweder allgemein von einem untergeordneten Einfluss der Frequenz gesprochen, wie bei Haibach [Hai06], oder berichtet, dass bei Stählen ein Einfluss auf die Schwingfestigkeit im bestimmten Frequenzbereich nicht zu erwarten ist, soweit Korrosion, hohe Umgebungstemperatur oder die Annäherung an die Fließgrenze auszuschließen sind. Dieser Bereich liegt bei Gudehus/Zenner [GZ07] zwischen 0,1 und 100 Hz, bei Koller [Kol97b], Buxbaum [Bux92] und im internen Bosch-Seminar [N.N08] zwischen 1 und 100 Hz, bei Bargel/Schulze [BS04] zwischen 1 und 250 Hz und bei Radaj [Rad07] zwischen 1 und 1000 Hz. Bei Frequenzen unterhalb des unteren Grenzwertes wird eine sinkende, oberhalb des oberen Grenzwertes eine steigende Dauerfestigkeit erwartet. Von einem Einfluss auf das Gebiet der Zeitfestigkeit wird zumeist nicht berichtet.

Die ersten Untersuchungen zum Frequenzeinfluss sind aus den Jahren 1911 bis 1924 bekannt. Sie wurden u. a. von Haigh, Jasper und Eden durchgeführt und zeigten zwischen 3 und 100 Hz keinen Frequenzeinfluss. Krouse wies 1934 einen Anstieg der Dauerfestigkeit mit zunehmender Versuchsfrequenz bis 500 Hz an verschiedenen Stählen nach. [Lom56]

Jenkin [Jen25a, JL29] zeigte an verschiedenen Stählen einen Einfluss der Frequenz auf die Schwingfestigkeit. Die Tests wurden zwischen 700 und 11.000 Hz durchgeführt mit einer pneumatischen Resonanzapparatur durchgeführt. Bis ca. 10.000 Hz wurde bei allen Werkstoffen ein Anstieg der Dauerfestigkeit beobachtet. Oberhalb dieser Frequenz trat ein Abfall des Wertes auf. [Lom56]

Hempel und Körber [HK36] führten 1936 Untersuchungen zur Wechselfestigkeit ungekerbter Rundproben aus unterschiedlichen Stählen durch. Die Prüfungen erfolgten bei 8, 50 und 433 Hz. Der Einfluss der Frequenz zeigt sich werkstoffabhängig. Die Wechselfestigkeit erfuhr eine Steigerung um 8 bis 13%.

Moore [Moo50] berichtet von Untersuchungen an Proben mit kleinen Abmessungen. Hier zeigte sich, dass bei Raumtemperatur kein Einfluss der Versuchsfrequenz zwischen 3 und 117 Hz eintritt.

Lomas [Lom56] ermittelte an Flachproben aus verschiedenen Stählen unter Biegebeanspruchung jeweils die Dauerfestigkeit. Die Frequenz wurde in einem Bereich von 120 bis 2500 Hz variiert. Bei den meisten der untersuchten Werkstoffe konnte bis ca. 1000 Hz ein stetiger Anstieg der Schwingfestigkeit um ca. 20% beobachtet werden. Bei Überschreitung dieser Frequenz fiel der Wert stark ab, zum Teil wurde das Ausgangsniveau unterschritten.

1965 wurden von György [Gyö56] Versuche an geschweißten Stahlplatten durchgeführt. Die Versuchsfrequenzen betragen 8, 33 und 117 Hz. Bei 33 Hz kam es zu keiner deutlichen

Veränderung der Schwingfestigkeit. Bei einer Lastwechselfrequenz von 117 Hz kam es zu einem Dauerfestigkeitsanstieg von 22% gegenüber der 8 Hz Vergleichsbasis.

Heimbach [Hei70] berichtet von Untersuchungen zum Frequenzeinfluss an verschiedenen Stählen [Jen25b, KT60, TO63, WG56, Wys53]. Demzufolge kommt es im Bereich zwischen 5 und 400 Hz nur zu einer geringfügigen Änderung der Dauerfestigkeit.

Heimbach [Hei70] führte Ermüdungsversuche an polierten Umlaufbiegeproben aus Feinkornbaustählen unterschiedlicher Festigkeit durch. Er variierte dabei die Versuchsfrequenz in sieben Stufen zwischen 0,3 und 200 Hz. Es zeigte sich, dass bis zu einer Frequenz von 33 Hz größere Lebensdauern im Zeitfestigkeitsgebiet und eine Steigerung der Dauerfestigkeit um ca. 10% erreicht wird. Bei Überschreitung dieser Frequenz kommt es bei hohen Belastungen zu einem stetigen Abfall der Bruchschwingspielzahlen bis zur maximalen Frequenz von 200 Hz. Bei geringen Lasten ist ab 33 Hz kaum ein Einfluss auf die Lebensdauer zu erkennen. Die Dauerfestigkeit bleibt oberhalb von 33 Hz unverändert. Ein Einfluss des verwendeten Werkstoffes konnte nicht festgestellt werden.

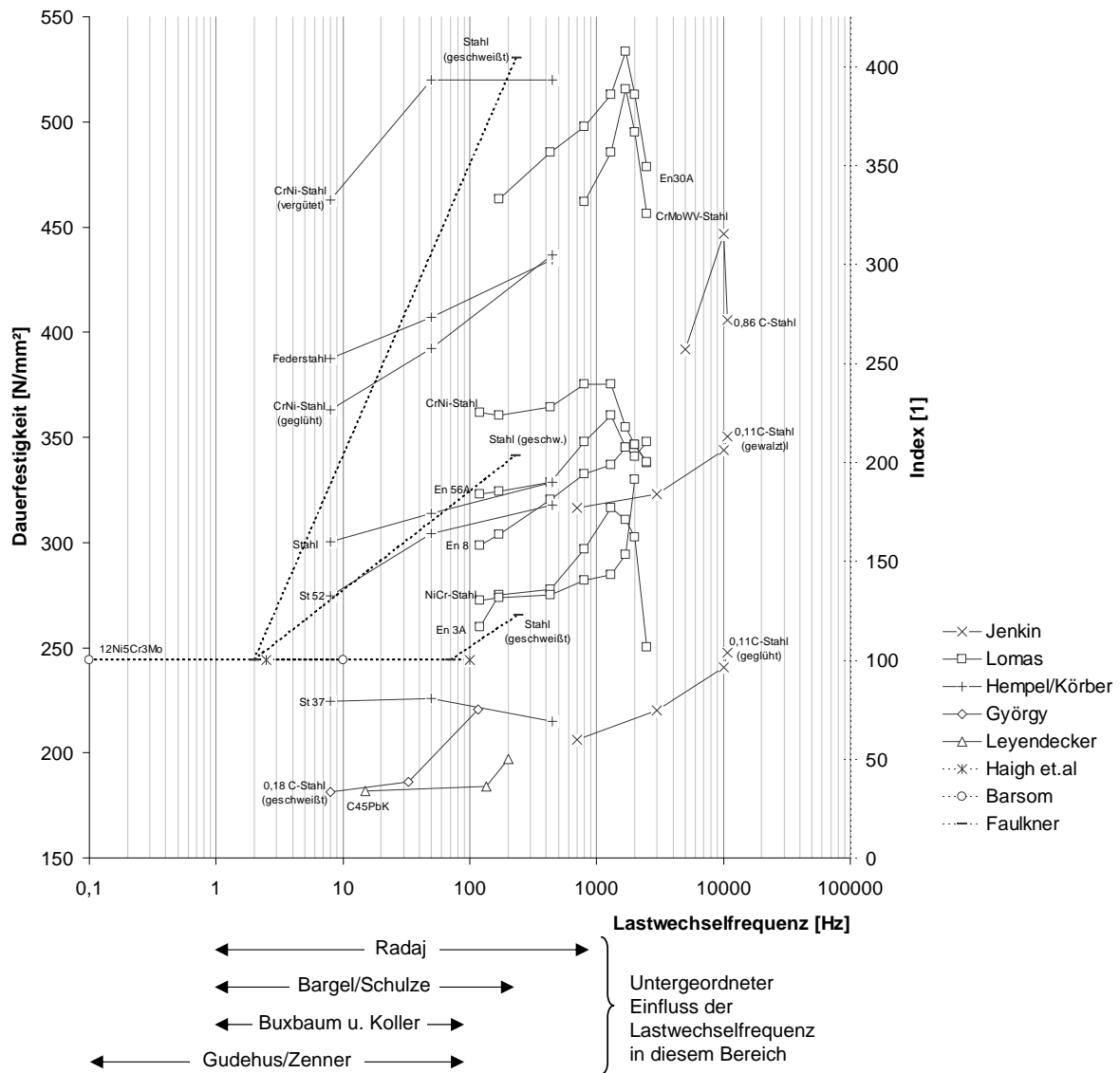
Barsom [Bar72] führte Versuche zum Einfluss von Frequenz und Form der Belastung an gehärtetem Stahl durch. Er variierte die Frequenz zwischen 0,1 und 10 Hz bei den verschiedenen Lastformen. Bei diesen Versuchen in Umgebungsluft konnte keine Veränderung der Risswachstumsrate festgestellt werden.

Ermüdungsversuche von Faulkner [Fau79] aus dem Jahr 1979 an geschweißten Stahlplatten im Zeitfestigkeitsgebiet bei 2 und 250 Hz zeigten eine signifikante Lebensdauererlängerung mit zunehmender Frequenz. Eine solche Verlängerung konnte jedoch im Übergangsbereich nicht mehr beobachtet werden.

Leyendecker [Ley09] führte Versuche zum Einfluss von Schwingungsfrequenz und -form an Proben und Bauteilen aus dem Werkstoff C45GPb+C durch. Probenversuche unter Sinusbelastung mit Frequenzen zwischen 15 und 200 Hz lieferten bis 135 Hz keine Veränderung der Dauerfestigkeit. Die Steigerung der Versuchsfrequenz auf 200 Hz führte zu einer Erhöhung der Dauerfestigkeit um 8%, verglichen mit dem Wert bei 15 Hz. Im Zeitfestigkeitsbereich wurde kein Unterschied festgestellt. Eine Verringerung der Belastungsfrequenz auf 1 Hz führte jedoch in diesem Bereich zu einer Verringerung der Lebensdauer um 30%. Diese Tendenz konnte in Bauteilversuchen bestätigt werden.

In Abbildung 2.16 wurden, soweit möglich, die Versuchsergebnisse aus den zitierten Quellen aufgetragen. Das Diagramm zeigt die Dauerfestigkeit oder, wenn eine andere Größe ermittelt wurde, einen Index über der Frequenz. Der Index normiert die gemessene Größe bei der niedrigsten Versuchsfrequenz auf den Wert 100. Der Werkstoff wird an den einzelnen Kurven angegeben.

Es sind nur wenige Versuche im Bereich sehr kleiner Frequenzen, unterhalb von 10 Hz vorhanden. Die vorhandenen Werte deuten auf keinen Frequenzeinfluss hin. Ab einer Grenz-



**Abbildung 2.16:** Literaturwerte zum Einfluss der Lastwechselfrequenz auf die Schwingfestigkeit; durchgezogene Linien beziehen sich auf die Dauerfestigkeit (linke Achse), gestrichelte Linien beziehen sich auf den normierten Index einer Schwingfestigkeitsänderung (rechte Achse)

frequenz, die oberhalb von 10 Hz liegt, kommt es bei fast allen Untersuchungen, trotz unterschiedlicher Werkstoffe, Werkstoffzustände und Geometrien, zu einem Anstieg der Festigkeit mit steigender Lastwechselfrequenz. Die Größe des Anstieges variiert dabei stark zwischen den Quellen; ein Zusammenhang mit der Schwingfestigkeit kann nicht beobachtet werden. Bei sehr hohen Frequenzen, oberhalb von 1.000 Hz, zeigen viele Versuche einen starken Abfall der Festigkeit, zum Teil unter das Ausgangsniveau. Die Grenzfrequenz dieses Effektes variiert sehr stark. Auffällig ist, dass, im Gegensatz zum Anstieg bei geringen Frequenzen, nicht

alle Untersuchungen diesen Effekt zeigen. Teilweise ist er bis 10.000 Hz nicht erreicht. Zu beachten ist, dass nicht bei allen Untersuchungen Informationen zur Bauteilkühlung vorliegen. Eine fehlende oder unzureichende Kühlung kann einen Schwingfestigkeitsabfall mit steigender Frequenz und damit einhergehender Erwärmung der Probe begründen.

Die Problematik bei Angabe eines pauschalen Bereiches, indem kein Frequenzeinfluss zu erwarten ist, wird ebenfalls am Diagramm deutlich. Der Effekt variiert sehr stark, sodass nur ein sehr kleiner Bereich sicher angegeben werden kann.

In der Erprobung von Bauteilen des Common-Rail-Systems wird in der Regel eine Lastwechselfrequenz von 15 Hz aufgebracht. Die im Feld zu ertragenden Frequenzen weichen in der Grundschiwingung mit kleiner 1 Hz nach unten und in der überlagerten Schwingung mit bis zu 300 Hz davon ab. Somit ist ein Unterschied im Ermüdungsverhalten denkbar. Gemäß der aufgeführten Untersuchungen werden die hochfrequenten Schwingungen im Vergleich zum Feld tendenziell zu kritisch, die niederfrequenten Schwingungen tendenziell zu unkritisch bewertet. Eine Quantifizierung dieses Effektes wird im Rahmen dieser Arbeit mit Bauteilversuchen angestrebt.

#### 2.4.1.2 Form des Belastungssignales

Eine eng mit der Versuchsfrequenz zusammenhängende Einflussgröße ist die Form der Belastung. Die bisher vorgestellten Untersuchungen wurden größtenteils mit sinusförmigen Lastvorgaben durchgeführt. Weitere Untersuchungen haben sich direkt mit dem Einfluss der Belastungsform auf die Schwingfestigkeit befasst.

Koller [Kol97b] stellte fest, dass sich die Form der Belastung vorwiegend im Kurzzeitfestigkeitsbereich auswirkt, da hier das Wandern von Versetzungen und das Ausbilden von Gleitbändern durch lange Verweildauern bei hohen Belastungen besonders gefördert werden. Demzufolge sei bei Trapez- und Rechtecksignalen im Vergleich zur Sinusbelastung mit einer Reduktion der Schwingfestigkeit zu rechnen.

Koibuchi und Yamane [KY68] belasteten ungekerbte Stahlproben mit unterschiedlichen Prüfsignalformen. Neben der Sinusform wurden Dreieck- und Rechtecksignale bei gleichbleibend 5 Hz aufgebracht. Daraus resultierten unterschiedliche Lebensdauern, wobei es bei Aufbringung der Dreieckform zu der höchsten und bei der Rechteckform zu der niedrigsten Lebensdauer kam.

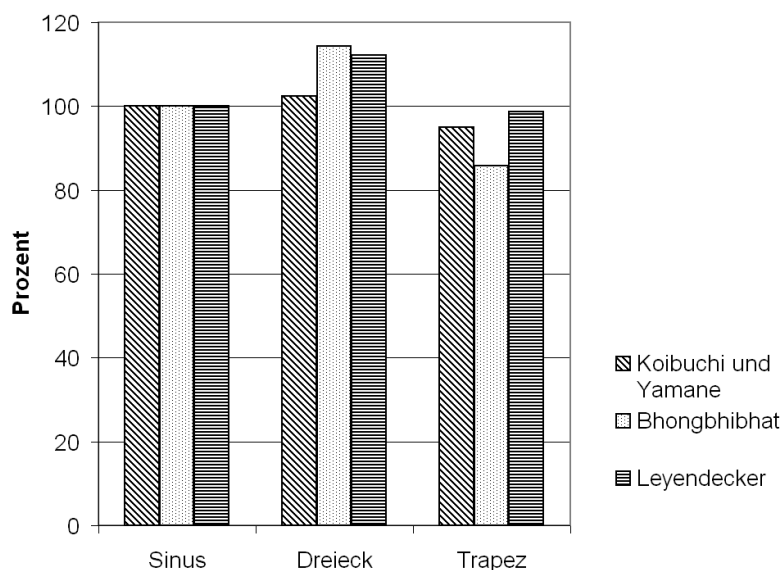
Bhongbhibhat [Bho86] führte Versuche zum Einfluss der Signalform durch. Dabei wurden Proben aus St35 mit überlagerter Innendruck- und Zugbelastung mit verschiedenen Signalformen beaufschlagt. Es zeigte sich auch hier, dass das Dreiecksignal zu der längsten Lebensdauer führte; beim Sinussignal kam es zu einer mittleren und beim Trapezsignal zur kürzesten Lebensdauer der untersuchten Signalformen.

Leyendecker [Ley09] führte ebenfalls Versuche an gekerbten Proben aus C45 zum Einfluss der Belastungsform durch. Es wurden die Signalformen „Sinus“, „Trapez“, „Dreieck“ und „Dreieck mit Pause“ im Zeitfestigkeitsbereich bei einer Frequenz von 15 Hz untersucht. Zwischen Sinus- und Trapezbelastung konnte ein signifikanter Unterschied festgestellt werden. Das Dreiecklastsignal führte zu einer längeren Lebensdauer.

Die wenigen Untersuchungen zum Einfluss einfacher Variationen der Signalform sind in Abbildung 2.17, auf die Sinusbelastung normiert, zusammengefasst. Trotz unterschiedlicher Werkstoffe, Probengeometrien und Lastniveaus zeigt sich eine Tendenz. Die Dreieckform und somit einer Verkürzung der Haltezeit bei hoher Last führt zu einer Verlängerung der Lebensdauer. Der umgekehrte Effekt tritt bei der Verlängerung der Haltezeit durch eine trapezförmige Signalform auf.

Barsom [Bar72] untersuchte an Proben aus hoch legiertem Stahl in Salzwasser den Einfluss der Dauer des Spannungsanstieges. Er variierte die Belastungsform u. a. zwischen positiver und negativer Sägezahnfunktion. Die Belastungsfrequenz betrug konstant 0,01 Hz. Das Risswachstum war bei der positiven gegenüber der negativen Sägezahnform um den Faktor drei beschleunigt. Bei Versuchen in Umgebungsluft konnte keine Veränderung des Ermüdungsverhaltens bei Veränderung der Lastform festgestellt werden.

Atkinson und Lindley [AL79] führten Versuche an einem Baustahl in Seewasser durch. Die Last wurde trapezförmig aufgebracht; die Haltezeiten bei maximaler Belastung betragen 0, 1 und 10 Minuten. Darüber hinaus wurden mit 10 und 100 s zwei unterschiedliche Lastan-

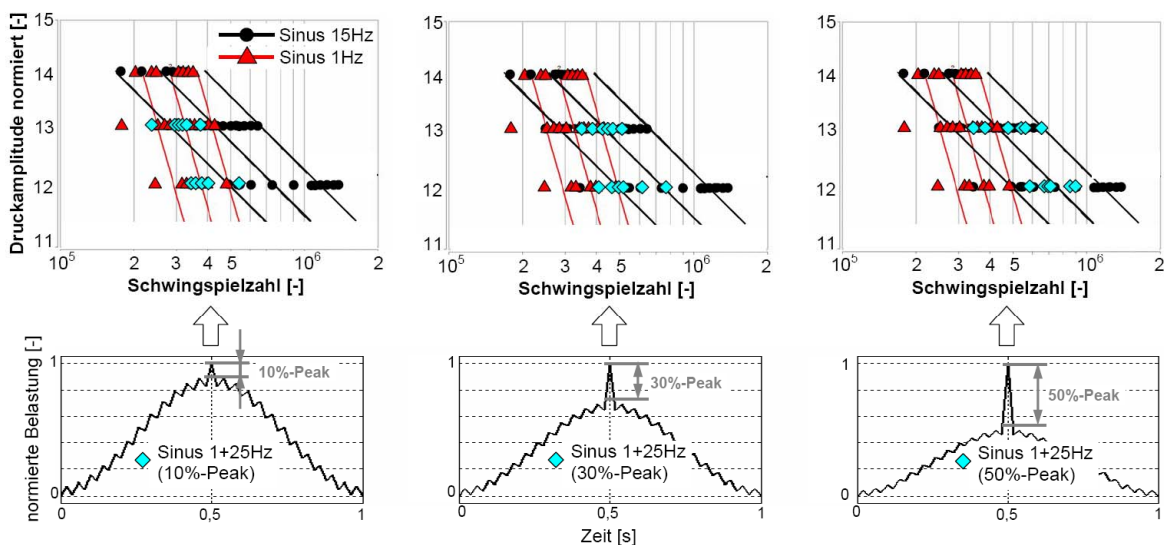


**Abbildung 2.17:** Einfluss einfacher Variationen der Signalform auf die Schwingfestigkeit

stiegsdauern getestet. Es zeigte sich, dass die Haltezeit keinen signifikanten Einfluss auf die Risswachstumsrate hat. Der langsamere Lastanstieg führte jedoch zu einer ca. doppelt so großen Risswachstumsrate. Sie folgerten, dass das Risswachstum während des Lastanstieges und nicht während der Haltezeit stattfindet.

Leyendecker [Ley09] führte ferner Versuche an innendruckbelasteten Bauteilen aus C45 durch. Das Belastungssignal bestand aus einer sinusförmigen Grundschwingung und der Überlagerung einer zweiten Sinusschwingung niedrigerer Amplitude. Am Lastmaximum der Sinusschwingungen wurde einer Lastspitze unterschiedlicher Höhe derart eingebracht, dass die Verweildauer des Signals bei hoher Last, der einer reinen Sinusschwingung zwischen 1 und 15 Hz entspricht. Die Signale und die Ergebnisse sind in Abbildung 2.18 dargestellt. Bei geringem Peak liegen die Ergebnisse im Bereich des Streubandes des 1 Hz Versuches und verschieben sich mit steigender Höhe des Peaks in das Streuband des 15 Hz Versuches. Trotz unterschiedlicher Signalform (reiner Sinus und kombinierte Beanspruchung) korreliert die Lebensdauer mit der Verweildauer.

Die Signalform kann durch die Haltezeit bei hoher Last und durch den Druckanstiegsgradienten charakterisiert werden. Zumeist konnte ein negativer Einfluss einer längeren Haltezeit festgestellt werden. In Untersuchungen in korrosiven Medien konnte zudem nachgewiesen werden, dass ein langsamerer Lastanstieg zu einer Verringerung der Lebensdauer führt. Zusammengefasst zeigt sich ein Einfluss der Signalform auf die Schwingfestigkeit, wobei die zeitlichen Anteile von Lastanstieg und Maximallast die entscheidenden Größen sind. Eine unterschiedliche Lebensdauer aufgrund der verschiedenen Belastungsformen in Erprobung im Feld ist somit denkbar. Eine eindeutige Tendenz kann jedoch nicht angegeben werden.



**Abbildung 2.18:** Einfluss der Prüfsignalverweildauer auf die Schwingfestigkeit [Ley09]



### 2.4.1.3 Überlagerte Schwingung

Die Überlagerung einer niederfrequenten Grundschiwingung mit einer zweiten Schwiwingung kleiner Amplitude und hoher Frequenz ist ein in der Praxis häufig vorkommender Lastfall. Einzelne Arbeiten haben auch für eine derartige Belastung eine Veränderung der Schwiwingfestigkeit verglichen mit reiner Sinusbelastung festgestellt.

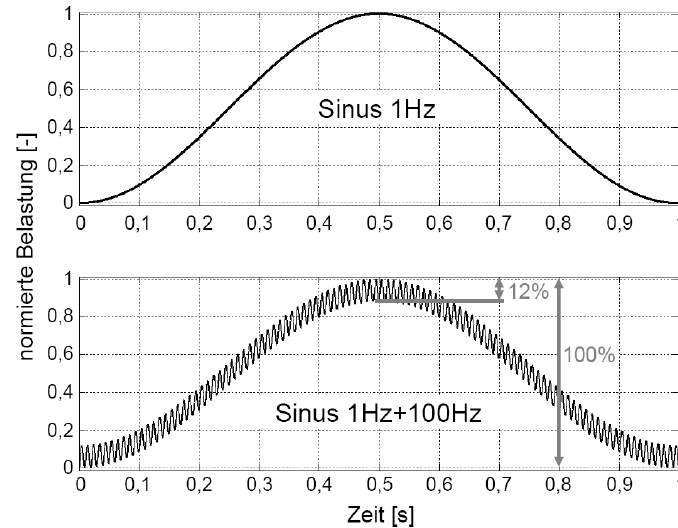
Horikawa und Nakamura [HN73] schlugen ein Vorgehen zur Bestimmung der Lebensdauer von Metallen unter überlagerten Schwiwingungen vor. In diesem Zusammenhang wurden Versuche an gekerbten Flachproben aus Gusseisen mit überlagerten Schwiwingungen durchgeführt. Auf einen genauen Vergleich zu Versuchen ohne zweite Schwiwingung wurde verzichtet. Es lässt sich jedoch sagen, dass die überlagerte Schwiwingung einen negativen Einfluss auf die Lebensdauer gehabt hat. Dies wurde von Takahashi et al. [TMM94] an geschweißten Al-Mg Proben bestätigt.

Heck et al. [HJM88] untersuchten zusammengefasst den Einfluss von Schwiwingungsform und überlagerter zweiter Schwiwingung. Dazu wurden ungekerbte Proben aus Baustahl mit einer trapezförmigen Grundschiwingung mit Haltezeiten von 0, 30 und 93 s belastet. Das entspricht Frequenzen von 0,04, 0,017 und 0,008 Hz. Die überlagerte, sinusförmige Schwiwingung wurde mit einer Frequenz von 40 Hz aufgebracht. Es zeigte sich, dass eine Verlängerung der Haltezeit von 0 auf 30 s bei Versuchen ohne überlagerte Schwiwingung keinen signifikanten Einfluss auf die Lebensdauer hat. Eine Verlängerung von 30 auf 92 s führt jedoch zu einem früheren Versagen der Probe.

Shah-Khan und Burch [SB90, SK93] haben Proben eines Vergütungsstahles mit einer trapezförmigen Grundschiwingung von 0,015 Hz und einer überlagerten sinusförmigen Schwiwingung belastet. Die Frequenz der zweiten Schwiwingung wurde zwischen 1 und 30 Hz variiert. Das Amplitudenverhältnis betrug 1/5. Die Tests wurden in Seewasser und Luft durchgeführt. Die Lebensdauer der Proben in Seewasser nahm bis 20 Hz mit zunehmender Frequenz der überlagerten Schwiwingung ab. Die Lebensdauern variierten zwischen  $1,8 \cdot 10^4$  und  $5 \cdot 10^4$  Schwiwingspielen. Zwischen 20 und 30 Hz konnte keine weitere Verschlechterung festgestellt werden. In Luft wurde kein Unterschied festgestellt. Dabei muss jedoch beachtet werden, dass der Versuch bereits nach  $10^5$  Lastwechseln abgebrochen wurde. In diesem Zusammenhang wurde auch der Einfluss der Form der Grundschiwingung untersucht. Es wurden Versuche mit trapezförmiger und mit dreieckförmiger Grundbelastung bei identischer überlagerter Schwiwingung durchgeführt. Hier zeigt sich, dass die dreieckförmige Grundlast zu deutlich höheren Bruchschwiwingspielzahlen führte.

Eine Überlagerung von zwei Schwiwingungen wurde von Leyendecker [Ley09] an gekerbten Rundproben aus C45 im Zeitfestigkeitsgebiet untersucht. Dabei wurde ein 1 Hz Sinussignal mit einer zweiten Sinusschiwingung von 100 Hz überlagert. Ein Vergleichsversuch wurde mit einer 1 Hz Sinusschiwingung durchgeführt, welche als obere Einhüllende der zusammenge-

setzten Schwingung ausgeführt war, siehe Abbildung 2.19. Im Ergebnis konnte eine längere Lebensdauer der zusammengesetzten Schwingung festgestellt werden.



**Abbildung 2.19:** Belastungssignale zum Einfluss überlagerter Schwingungen bei Leyendecker [Ley09]

Kopp [Kop02] führte an T-Proben eines hoch legierten Cr-Stahles Versuche zu kombinierter Belastung durch. Dabei wurde eine Zugschwellbeanspruchung im LCF-Bereich mit einer Biegewechselbeanspruchung im HCF-Bereich kombiniert. Es zeigte sich, dass die kombinierte Beanspruchung gegenüber einer Biegewechselbeanspruchung bei konstanter Zuglast zu einer signifikanten Reduzierung der Lebensdauer führt. Eine zusätzliche Haltezeit bei maximaler Amplitude der Zugbelastung hingegen hatte keinen Einfluss auf die Lebensdauer.

Zusätzlich wurden von Kopp [Kop02] Versuche an Rundproben gleichen Werkstoffes durchgeführt. Dabei wurde einer dreieckförmigen Grundspannung eine sinusförmige zweite Belastung überlagert. Die Schwingspiele der Mittelspannung lagen wiederum im LCF-, die der Sinusschwingung im HCF-Bereich. Die Frequenz der Grundschwingung betrug 0,05 Hz, die der überlagerten Schwingung 10 Hz. Es konnte festgestellt werden, dass die HCF-Belastung zu einer zusätzlichen Schädigung führt. Die Schädigung jedes HCF-Schwingenspieles in diesem Versuch ist größer, als die Werkstoffschädigung bei einer Schwingung im Einstufenversuch bei gleicher Mittelspannung. Dieses Verhalten wird mit den üblichen Konzepten der Lebensdauerberechnung nicht erfasst.

Eine zusätzliche, überlagerte Schwingung führte in allen beschriebenen Untersuchungen zu einer Reduzierung der Schwingfestigkeit. Der Effekt tritt unabhängig von Werkstoff, Umgebungsmedium und Form und Höhe von Grund- und Zusatzbelastung auf. Wird die Zusatzlast jedoch mit ihrer Einhüllenden verglichen, so kann es zu einer Verlängerung der Lebensdauer kommen. Somit kann eine überlagerte Schwingung, wie sie in vielen Betriebslasten vorkommt,

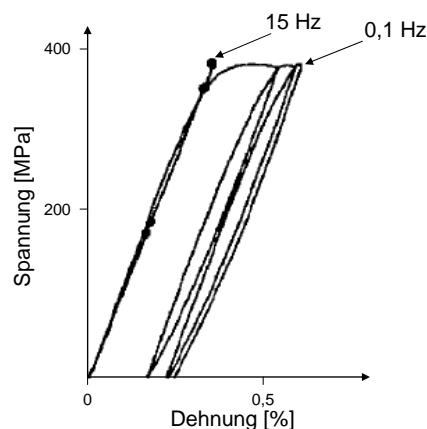
zu einer Veränderung der Schwingfestigkeit führen. Es besteht keine umfangreiche Versuchsbasis zum Einfluss überlagerter Schwingungen. Auch wurden die Wechselwirkungen zwischen den Frequenzen von Grundschwingung und überlagerter Schwingung und deren Amplitude bisher nicht betrachtet. Im Rahmen dieser Arbeit soll dieser Aspekt mit Probenversuchen abgedeckt werden.

Ein Einfluss auf die Lebensdauer der Common-Rail-Komponenten ist denkbar und soll im Rahmen dieser Arbeit an Probenversuchen im relevanten Bereich genauer untersucht werden.

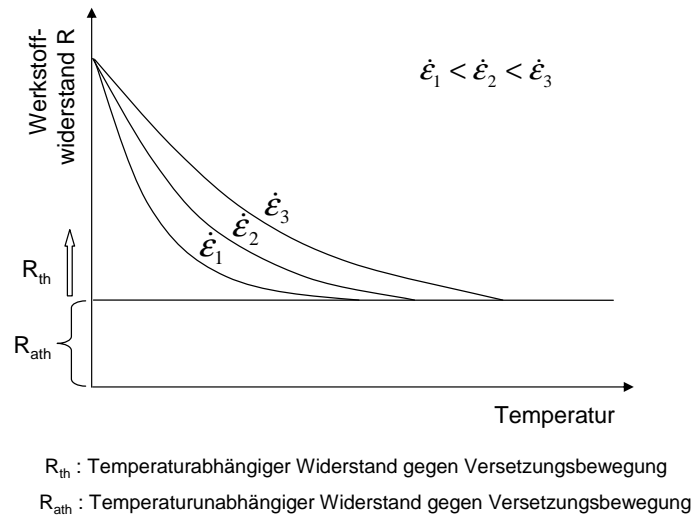
#### 2.4.1.4 Mechanismen des Signaleinflusses

Grundsätzlich führt, bei vorhandener überlagerter Schwingung, eine Verringerung der Frequenz der Grundbelastung zu einer längeren Einwirkzeit des umgebenden Mediums und zu einer Vergrößerung der Anzahl kleiner Schwingspiele. Somit kommt es zu einer größeren Werkstoffschädigung. Neben diesen trivialen Zusammenhängen werden in der Literatur verschiedene weitere Ursachen für den Einfluss des Prüfsignals auf die Schwingfestigkeit diskutiert. Eine Kombination aus verschiedenen Möglichkeiten ist denkbar. Eine abschließende Klärung konnte bisher nicht erfolgen. Die möglichen Ursachen werden nun einzeln vorgestellt.

**Thermisch aktivierte Versetzungsbewegung** Es wird häufig angenommen, dass der Einfluss der Versuchsfrequenz auf die Schwingfestigkeit während der Rissentstehung auf Versetzungsbewegung zurückzuführen ist. Hier besteht ein direkter Zusammenhang zwischen dem Versuchssignal und der Schwingfestigkeit über den geschwindigkeitsabhängigen Werkstoffwiderstand gegen Versetzungsbewegung. Es ist bekannt, dass eine steigende Schwingfrequenz und somit eine steigende Dehngeschwindigkeit die Versetzungsentstehung und die Versetzungsbewegung hemmen. Es kommt somit zu geringeren plastischen Dehnungsamplituden. [BNT82, Den71, DR84, Eif81, Gla88, Rei78, Vei78, Vei82, Wie75] Dieser Sachverhalt kann-



**Abbildung 2.20:** Unterdrückung des örtlichen Kriechens bei erhöhter Versuchsfrequenz nach [Son03]



**Abbildung 2.21:** Widerstand gegen Versetzungsbewegung in Abhängigkeit von Temperatur und Dehngeschwindigkeit nach [Mac92]

te experimentell beispielsweise bei Reik [Rei78] und Glaser [Gla88] am Werkstoff Ck45N nachgewiesen werden. Bei Versuchsfrequenzen zwischen 0,5 und 5 Hz setzte mit steigender Versuchsfrequenz die Entfestigung des Werkstoffes später ein und es kam zu geringeren maximalen plastischen Dehnungsamplituden. Vergleichbare Versuche mit vergleichbaren Ergebnissen wurden von Eifler [Eif81] am Werkstoff 45CrMo4N und von Veith [Vei78] am Werkstoff Ck10N durchgeführt. Mit abnehmender plastischer Dehnungsamplitude konnten zunehmende Schwingfestigkeiten beobachtet werden. Dieser Zusammenhang wird besonders deutlich an einer von Sonsino [Son03] aufgezeichneten Spannungs-Dehnungskurve einer Kupfer-Basis-Legierung, Abbildung 2.20. Es wurden Frequenzen von 0,1 und 15 Hz untersucht. Auf dem dargestellten Niveau konnte dadurch eine um den Faktor 10 vergrößerte Lebensdauer erreicht werden. Der Widerstand gegen Versetzungsbewegung steigt mit zunehmender Dehngeschwindigkeit und abnehmender Temperatur, siehe Abbildung 2.21 [Mac92].

Der Gesamtwiderstand setzt sich aus einem athermen Anteil  $R_{ath}$  und einem temperaturabhängigen Anteil  $R_{th}$  zusammen.  $R_{ath}$  ist weder von der Temperatur noch von der Dehngeschwindigkeit abhängig. Er ist auf innere Spannungsfelder zurückzuführen. Diese Spannungsfelder werden durch die Kristall- und Gefügestruktur des Werkstoffes bestimmt. Der thermische Werkstoffwiderstand sinkt mit steigender Temperatur und sinkender Dehngeschwindigkeit. Er ist neben der Werkstoffstruktur auf die Wechselwirkung der Spannungsfelder von Gleitversetzungen zurückzuführen. Es zeigt sich, dass die Versetzungsbewegung durch steigende Temperatur und abnehmende Dehngeschwindigkeit begünstigt wird. Dieses Verhalten wird als thermisch aktivierte Versetzungsbewegung bezeichnet. [Bur96, Got01, Her76, KAA75, Mac92] Durch die erhöhte Frequenz wird das örtliche, zyklische Kriechen unterbunden. Harris [Har61] zeigt, dass das Maß der Unterdrückung

abhängig von dem Belastungsniveau ist.

**Statistische Wahrscheinlichkeit der Versetzungsbewegung** Eine Reduzierung der Schwingfestigkeit konnte zum Teil bei Signalformen mit einer Haltezeit bei der Oberlast festgestellt werden. Koller [Kol97b] berichtet, dass Rechtecksignale zu einer gesteigerten Versetzungsentstehung und -bewegung führen. Das gilt besonders für den Bereich der Kurzzeitfestigkeit. Es kommt somit zu höheren plastischen Dehnungen und zu einer Reduzierung der Schwingfestigkeit. Eine mögliche Erklärung für diesen Effekt kann über die statistische Wahrscheinlichkeit der Versetzungsbewegung erfolgen. Versetzungen beziehen die zum Überwinden von Hindernissen erforderliche Energie aus den äußeren Lasten und aus der Eigenschwingung der Gitteratome. Verlängert sich die Haltezeit bei Oberlast, so verlängert sich die Zeit in der ein Überwinden eines Hindernisses durch einen günstigen Schwingungszustand möglich ist. [KAA75]

**Geringere Rissöffnungszeit** Erklärungen zum Prüfsignaleinfluss während des Risswachstums sind in der Literatur deutlich weniger vorhanden. Von Werner und Sonsino [WS98] wurde jedoch die Vermutung geäußert, dass der Einfluss in dieser Phase größer sein könnte, als während der Rissentstehung. Erklärt wird dies mit der geringeren Rissöffnungszeit bei größerer Versuchsfrequenz. Dadurch bildet sich die plastische Zone vor der Risspitze weniger stark aus und das Risswachstum wird verlangsamt. Gestützt wird diese Vermutung durch Untersuchungen an Aluminiumlegierungen [HS70, NNN90]. Hier fiel bei konstanter Spannungsintensität an der Risspitze der Rissfortschritt bei steigender Versuchsfrequenz deutlich ab.

**Korrosion** Ein in der Literatur häufig genannter Grund für den Einfluss der Frequenz auf die Schwingfestigkeit ist Korrosion. Gough und Sopwith [GS32] trafen bereits 1932 die Aussage, dass die meisten Ermüdungsversuche in Laborluft Versuche mit milder Korrosion sind. Auch korrosionsbeständige Stähle können bei schwingender Belastung korrodieren. Auszuschließen ist eine Korrosionseinwirkung nur in inertem Gas oder im Vakuum. Durch eine geringere Versuchsfrequenz kommt es zu einer längeren Einwirkzeit des korrosiven Mediums an der Risspitze und folglich zu einer Reduzierung der Lebensdauer. [Har61, Rad07, WS98, Zen98] Dieser Einfluss wird im Abschnitt 2.4.2 ausführlicher diskutiert.

## 2.4.2 Medieneinfluss

Das den Prüfling umgebende Medium kann auf mehrere Arten Einfluss auf die Schwingfestigkeit nehmen. Strömende Flüssigkeiten können zu **Erosion** führen, einer mechanischen Oberflächenbeanspruchung, die die Werkstückoberfläche verschlechtert und Materialermüdung begünstigt. Auf gleiche Weise schädigend wirkt sich **Kavitation** aus. Dabei kommt es in einer strömenden oder schwingenden Flüssigkeit zur Bildung von Dampfblasen in Bereichen niedrigen Druckes. Diese Blasen implodieren im Hochdruckbereich und schädigen das Werkstück. [Rad07]. Den bedeutendsten Einfluss auf die Schwingfestigkeit hat die **Korrosion**. Sie bezeichnet die unerwünschte chemische oder elektrochemische Reaktion der Werkstückoberfläche mit dem umgebenden Medium. Überlagerte korrosive und mechanische Vorgänge sind an der Einleitung eines Ermüdungsrissses beteiligt und unterstützen sein Wachstum kontinuierlich [Rad07]. Grundsätzlich werden Rissentstehung und Risswachstum von Korrosion negativ beeinflusst. Bei Werkstoffen mit hohem Korrosionswiderstand ist es möglich, dass die Rissentstehungsphase nur wenig beeinflusst wird, während das Risswachstum stark beschleunigt abläuft [Sch09]. Dadurch wird die Lebensdauer erheblich herabgesetzt. Ermüdungsversuche im Vakuum haben gezeigt, dass mit zunehmendem Luftdruck die Schwingfestigkeit um eine bis zwei Zehnerpotenzen abnimmt, da Wasserdampf und Sauerstoff in der Luft bereits zu Korrosion an den Schwingproben führen [Sch97]. Die Vielfalt der Einflussgrößen auf die Korrosion hat bisher die theoretische Erfassung des Vorganges verhindert. Daher muss in der Praxis die

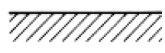


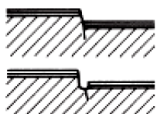
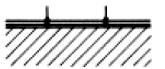













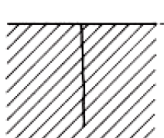


	aktiv	passiv		
Ausgangszustand				
Rißkeimbildung		Werkstoffgleitung 	Lochfraß 	interkristalline Korrosion 
Zwischenstadium		 Repassivierung  Aufreißen 		
Anrißbildung		 		
Rißfortpflanzung (transkristallin)				

Abbildung 2.22: Schädigungsformen bei Schwingungsrissskorrosion [SG05]

jeweilige Kombination aus Werkstoff, Medium und Belastung experimentell untersucht werden. Korrosion ist ein eigenständiges Wissensgebiet, indem der Einfluss einer schwingenden Belastung nur eine Untergruppe darstellt. Innerhalb dieser Gruppe ist weiter zwischen der gleichzeitigen Wirkung von schwingender Belastung und Korrosion, der sogenannten *Schwingungsrissskorrosion* und der *Ermüdung korrodierter Oberflächen* zu unterscheiden. Letztere führt über die Verschlechterung der Oberflächenqualität durch Risse oder Mulden zu einer Reduzierung der Schwingfestigkeit. [Rad07, Sch09, WG98]

Zur Schwingungsrissskorrosion kommt es bei Kombination von schwingender mechanischer und korrosiver Belastung. Alle metallischen Werkstoffe sind von dieser Art der Schädigung bedroht. Die Schädigungsmechanismen sind in Abbildung 2.22 dargestellt. Der Verlauf des Vorganges ist abhängig vom Zustand der Oberfläche.

Ist der Werkstoff im aktiven Zustand, so bilden sich Korrosionsgrübchen, die als Kerben zu einer Spannungserhöhung führen. Im Kerbgrund kommt es in der weiteren Folge zu einer großen Zahl von transkristallin verlaufenden, verästelten Rissen. Das Bruchbild ist zerklüftet und die Rissflanken sind auskorrodiert.

Bei Belastung einer passiven Oberfläche kann die stets lokale Keimbildung auf verschiedene Arten erfolgen. Durch ein Gleiten des Werkstoffes, durch die lokal Auflösung der Passivschicht (Lochfraß) oder einen Korrosionsangriff entlang der Korngrenzen. Unabhängig von der Anrissbildung kommt es in jedem Fall zur Bildung vereinzelter, transkristalliner Risse ohne Verästelung und ohne auskorrodierte Rissflanken. [BS04, Rad07, RS89, Sch09, SG05, WG98]

Eine Dauerfestigkeit ist unter diesen Bedingungen nicht mehr festzustellen, stattdessen wird auch im Bereich kleiner Schwingbreiten ein stetes Absinken der Wöhlerlinie beobachtet. Dieser von Gough und Sopwith [GS33] erstmals festgestellte Effekt tritt umso deutlicher auf, je aggressiver das Umgebungsmedium ist. Nachgewiesen wurde er in einer Vielzahl an Untersuchungen, beispielweise von Sonsino und Dietrich [SD90], siehe Abbildung 2.23. Bei

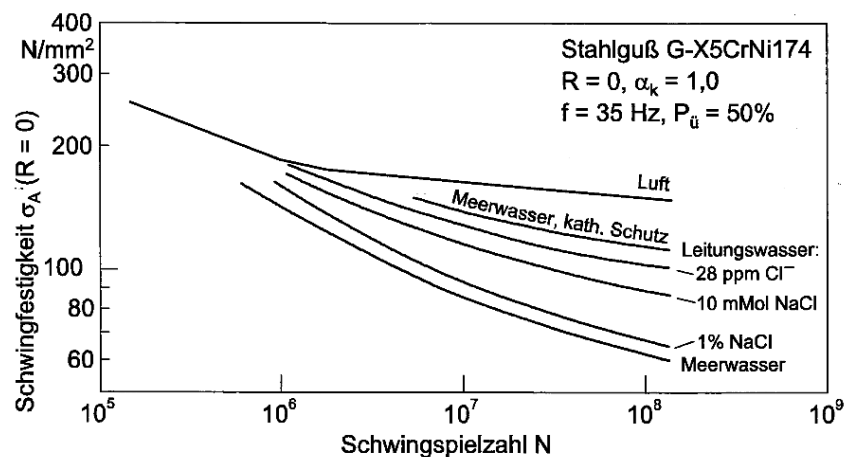
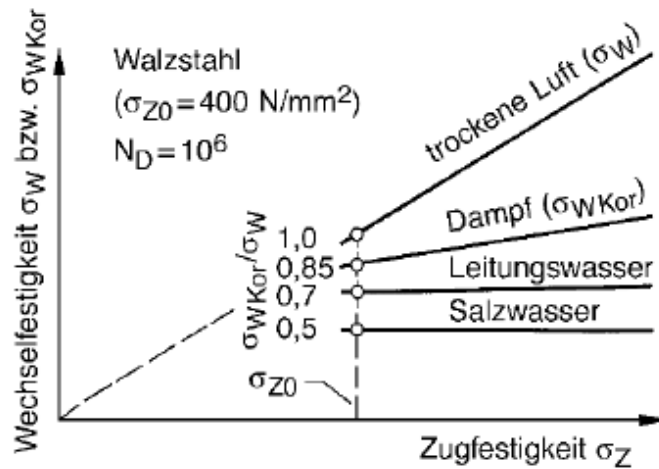


Abbildung 2.23: Schwingfestigkeit von Stahlguss in verschiedenen Medien [SD90]



**Abbildung 2.24:** Festigkeitsminderung bei Walzstahl in verschiedenen Medien;  $\sigma_{Z0}$ : minimale Zugfestigkeit innerhalb der Gruppe Walzstähle nach [HZS94]

gleicher Belastung treten in aggressiveren Medien frühere Ausfälle auf. Den Einfluss einer korrosiven Umgebung auf die Wechselfestigkeit von Walzstahl gemäß Kommentar zur FKM-Richtlinie [HZS94] zeigt Abbildung 2.24. Es zeigt sich, dass der Abfall der Beanspruchbarkeit mit der statischen Festigkeit anwächst. Höherfeste Werkstoffe bieten also kaum Vorteile. Darüber hinaus kommt es bei korrosiver Beanspruchung häufig zu einer erhöhten Streuung der Versuchspunkte [Kol97b].

Der Zusammenhang zwischen Korrosion und Prüfsignal wurde von Harris [Har61] an Aluminiumproben im Bereich zwischen 10 und 1000 Hz experimentell nachweisen. Er konnte durch Ausschluss der Luftkorrosion Frequenz- und Korrosionseinfluss bei verschiedenen Spannungsamplituden voneinander trennen, siehe Abbildung 2.25. Die im Zeitfestigkeitsgebiet beobachtete deutliche Steigerung der Bruchschwingspielzahlen ist demnach zur Hälfte auf Korrosion zurückzuführen. Im Übergangsbereich liegt dieser Wert mit 94% noch deutlich darüber. Der negative Einfluss der überlagerten Schwingung auf die Lebensdauer wurde von Shah-Khan [SB90] auf das wiederholte entfernen der Korrosionsprodukte von der Bauteiloberfläche und der damit verbundenen früheren Risseinleitung zurückgeführt. Schijve [Sch09] erklärt auch den Einfluss der Belastungsform mit der Korrosion des Werkstoffes. Sie ist ein zeitabhängiger Vorgang und die Rissausbreitung findet in der Phase der Belastung bevor die maximale Spannung erreicht ist statt. Diese Phase ist in Abbildung 2.26 für verschiedene Schwingungsformen schwarz markiert. Daher führt eine Verlängerung dieser Phase zu einer Verringerung der Schwingfestigkeit.



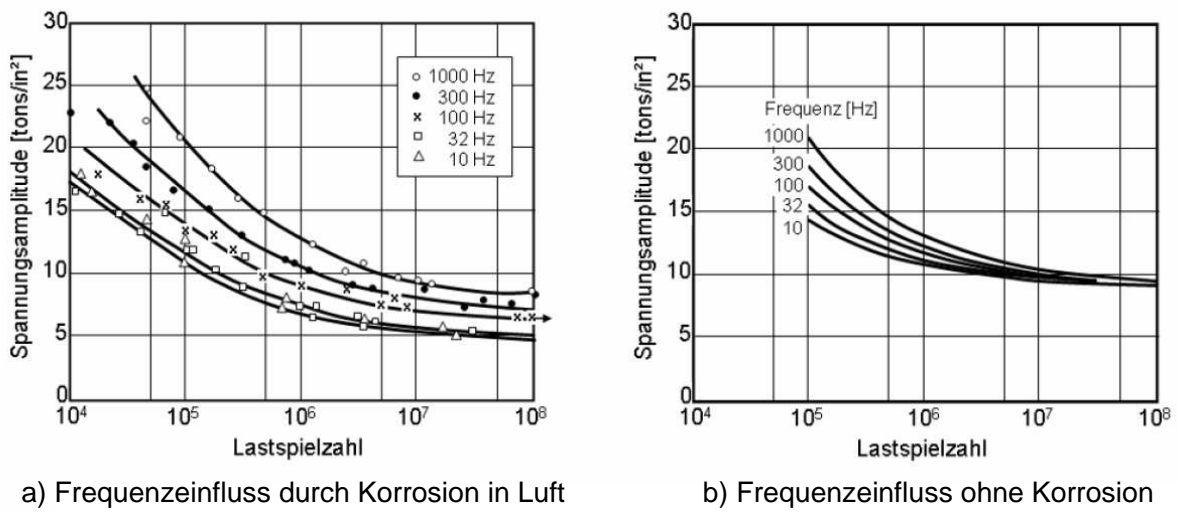


Abbildung 2.25: Einfluss von Frequenz und Luftkorrosion auf die Lebensdauer bei der Al-Legierung L70 [Har61]

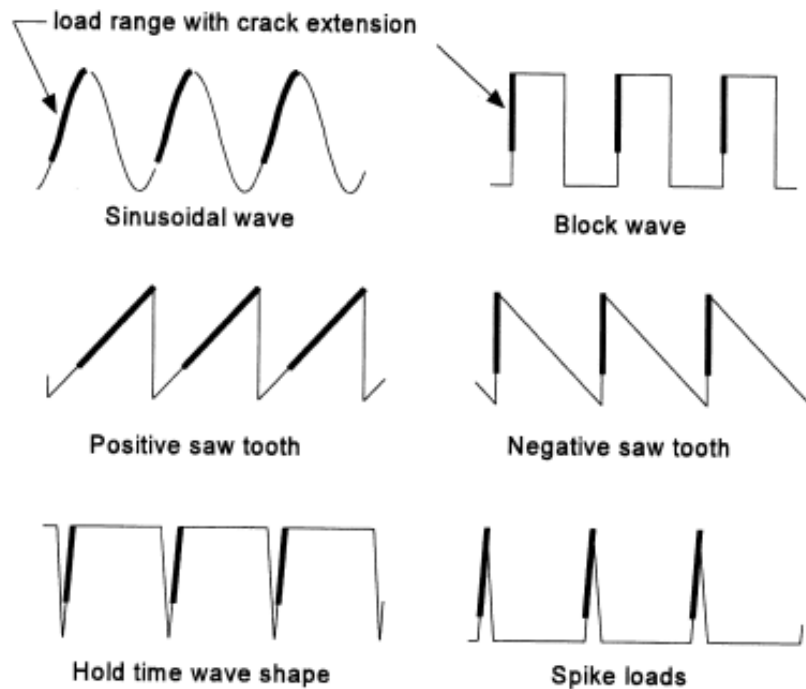


Abbildung 2.26: Phase des Risswachstums bei unterschiedlichen Schwingungsformen [Sch09]

## 3 Konzept

### 3.1 Die Feldbelastung

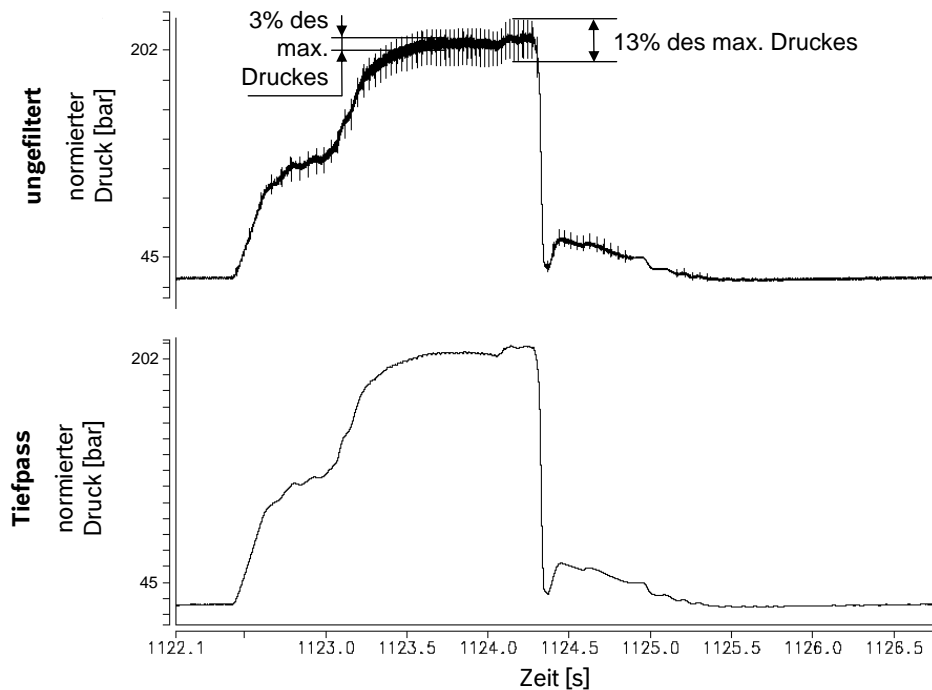
Die wesentlichen Unterschiede in der Belastung von Common-Rail-Komponenten zwischen Feldeinsatz und Erprobung enthält Tabelle 3.1. Alle aufgeführten Unterschiede können sich auf die Schwingfestigkeit der Komponenten auswirken. Die Größe dieser Auswirkung ist jedoch unbekannt und die eindeutige Einschätzung einer Tendenz nicht möglich.

Abbildung 3.1 zeigt einen kurzen Ausschnitt aus einem gemessenen Drucksignal im Original und nach einer Tiefpassfilterung. Es ist deutlich zu erkennen, dass sich der Verlauf aus einer Grundschiwingung und einer überlagerten zweiten Schwingung zusammensetzt. Durch die Filterung wird die überlagerte Schwingung entfernt. Die verbliebene Grundschiwingung zeichnet sich durch sehr geringe Frequenzen im Bereich unterhalb von 1 Hz und Amplituden vom Leerlaufdruck bis zum maximalen Systemdruck aus. Sie ist im Wesentlichen von der Leistungsanforderung des Fahrers abhängig.

Die überlagerte Schwingung ist mit Frequenzen zwischen 30 und 250 Hz deutlich höherfrequent. Ihre Amplitude erreicht bis zu 13% des maximalen Druckes. Diese Schwingung besteht aus zwei sich überlagernden Anteilen mit unterschiedlichen Quellen. Eine dieser Quellen ist die Förderunregelmäßigkeit der Hochdruckpumpe. Bei der Pumpe handelt es sich um eine Radialkolbenpumpe, die entsprechend der Anzahl an Zylindern ein bis drei Mal pro Umdrehung Kraftstoff in das System eindrückt. Die Frequenz dieses Anteiles ist proportional zur Motordrehzahl und reicht bis 250 Hz, die Amplitude übersteigt 3% des Maximaldruckes nicht. Sie sind im ungefilterten Signal gut als Grundrauschen über den gesamten Bereich hinweg zu erkennen. Zum anderen führen die Einspritzungen der Injektoren in den Brennraum zu Druckschwingungen. Jede Einspritzung stellt einen abrupten Austritt von Kraftstoff aus dem Hochdruckbereich dar und führt somit zu einer Beschleunigung der Flüssigkeitssäulen. Die Frequenz der Einspritzungen ist abhängig vom Betriebspunkt und liegt unterhalb von 60 Hz,

**Tabelle 3.1:** Unterschiede zwischen Feld- und Erprobungsbelastung

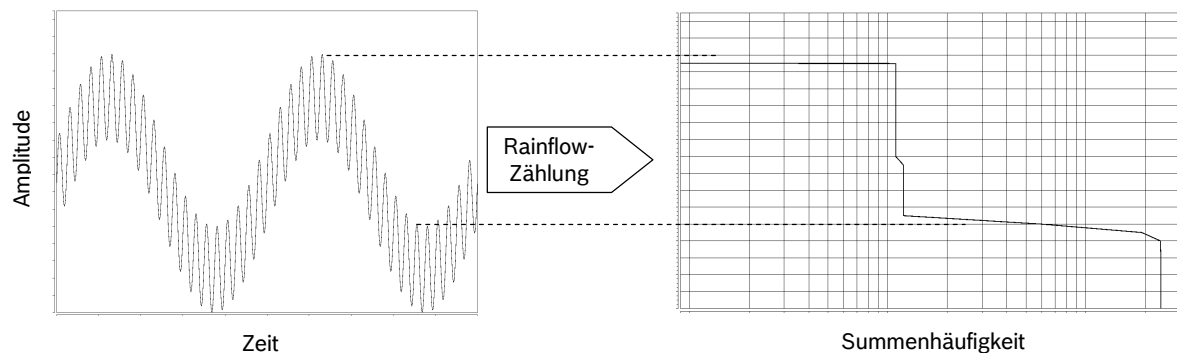
Feld	Erprobung
Dieselmotorkraftstoff, Shell, DIN EN 590	Hydrauliköl, Divinol, GWA ISO 46
Temperatur bis 120 °C, schwankend	Temperaturen bis 40 °C, während der Erprobung weitgehend konstant
Regelloser Druckverlauf verschiedener, schwankender Frequenzen und Amplituden	Sinusförmige Belastung, typischerweise 15 Hz



**Abbildung 3.1:** Druckschwingungen im Common-Rail-System, unbearbeitet und nach Tiefpassfilterung, Messung an einem Injektor

ihre Amplitude kann jedoch bis zu 13% des Maximaldruckes betragen. Diese Schwingungen sind als einzelne Ausschläge im ungefilterten Signal zu erkennen. Ihre Amplitude nimmt mit steigendem Druck zu. Da die Druckschwingungen ihren Entstehungsort an verschiedenen Stellen im System haben und sich von dort aus ausbreiten und überlagern, kann ihre Zusammensetzung an verschiedenen Stellen im System variieren.

Im Rahmen der Auslegung von Common-Rail-Komponenten bei der Robert Bosch GmbH, vgl. Abschnitt 2.2.5, wird ein solches Drucksignal einer Rainflow-Klassierung unterzogen. Den Effekt einer Klassierung von überlagerten Schwingungen zeigt Abbildung 3.2. Zur Verdeutli-



**Abbildung 3.2:** Rainflowzählung einer kombinierten Schwingung

chung wurden zwei Sinusschwingungen überlagert. Entsprechend der Verhältnisse des Feldsignals sind dies eine niederfrequente Grundschwingung großer Amplitude und eine höherfrequente überlagerte Schwingung niedrigerer Amplitude. Im Ergebnis der Klassierung sind im Wesentlichen Schwingspiele zweier Amplituden zu erkennen. Zum einen große Schwingspiele entsprechend der Einhüllenden des kombinierten Signals. Zum anderen kleine Schwingspiele entsprechend der Amplitude der überlagerten Schwingung<sup>1</sup>. Wird nun eine Omission durchgeführt, werden viele der kleinen Schwingspiele entfernt und die Einhüllende komplett wiedergegeben. Ob dies den Schädigungsgehalt entscheidend beeinflusst, soll in Probenversuchen geklärt werden.

---

<sup>1</sup>Keine Mittelspannungskorrektur durchgeführt

### 3.2 Erweiterung des bestehenden Absicherungskonzeptes

Um die Unterschiede zwischen Feld und Erprobung in das bestehende Auslegungskonzept einbringen zu können, soll ein zweistufiges Konzept angewandt werden. Es basiert auf einem Vorschlag von Leyendecker [Ley09]. Abbildung 3.3 zeigt den ersten Teil des Konzeptes, das das Ziel hat, für eine spezifische Erzeugnisgruppe einen Korrekturfaktor  $f_D$  zu ermitteln. Dazu wird ein Betriebsfestigkeitsversuch entsprechend eines in einer Fahrzeugmessung ermittelten Druckverlaufes auf einem Prüfstand durchgeführt. Dieser praxisnahe Betriebsfestigkeitsversuch, der einen feldnahen Belastungsverlauf abbildet und das Medium Dieseldieselfkraftstoff einbezieht, bildet den zentralen Baustein des Konzeptes. Während dieses Versuches wird das am Prüfstand aufgebrachte Druckkollektiv aufgezeichnet und mit diesem Kollektiv ein weiterer Betriebsfestigkeitsversuch durchgeführt. Der zweite Versuch findet an einer Standardprüfanlage statt. Unter Heranziehung der ebenfalls auf einer Standardanlage ermittelten Bauteilwöhlerlinie kann nun für beide Betriebsfestigkeitsversuche die Schadenssumme ermittelt werden. Der Quotienten beider Schadenssummen bildet den Korrekturfaktor für die Schadenssumme  $f_D$ , der den Einfluss der abweichenden Versuchsbedingungen repräsentiert. Dieses gesamtheitliche Konzept wird gewählt, da eine mechanismenorientierte Vorgehensweise versuchstechnisch nicht umsetzbar ist.

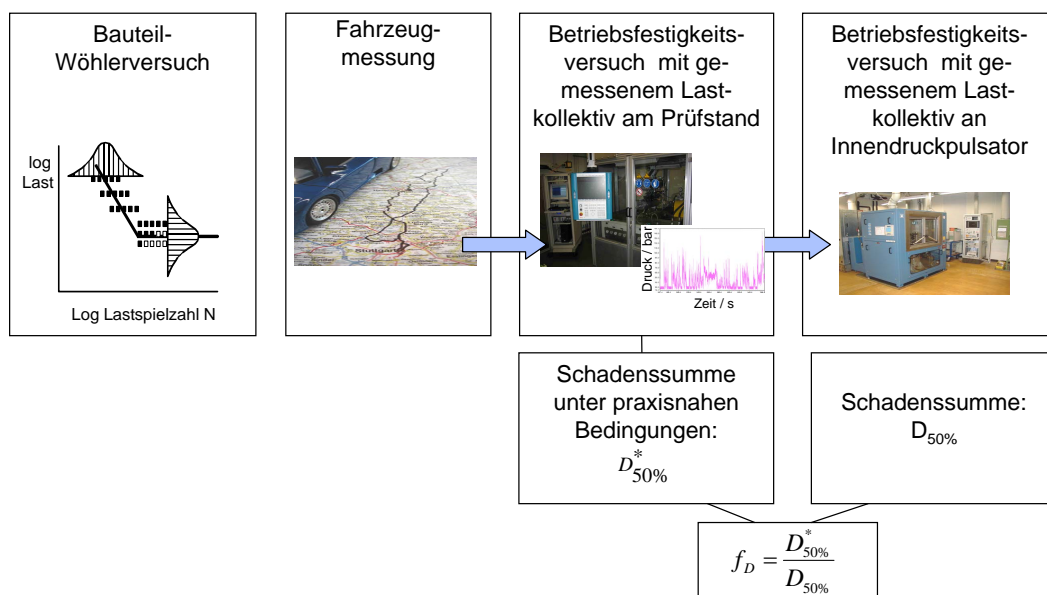
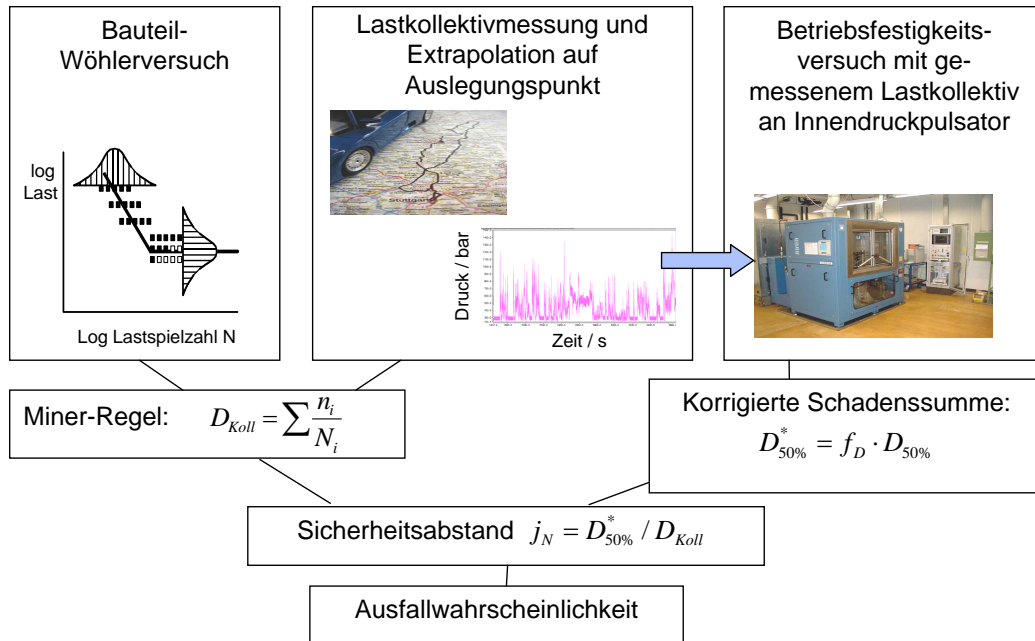


Abbildung 3.3: Einmalige Bestimmung des Korrekturfaktors je Produktgruppe

Nachdem der Korrekturfaktor ermittelt ist, können weitere Produkte derselben Erzeugnisgruppe mit Standardanlagen erprobt werden, Abbildung 3.4. Dazu sind wiederum eine Fahrzeugmessung zur Bestimmung des Lastkollektives, ein Bauteil-Wöhlerversuch und ein Betriebsfestigkeitsversuch nötig. Daraus wird die Schadenssumme des Kollektives  $D_{Koll}$  er-

rechnet. Die in dem Betriebsfestigkeitsversuch ermittelte Schadenssumme wird mit dem Korrekturfaktor an die praxisnahen Bedingungen angepasst. Aus beiden Schadenssummen kann unter Einbeziehung eines Sicherheitsfaktors die Ausfallwahrscheinlichkeit berechnet werden. Eine detaillierte Beschreibung des Auslegungskonzeptes ist in Abschnitt 2.2.5 zu finden.



**Abbildung 3.4:** Bauteilauslegung unter Einbeziehung des Korrekturfaktors

Bei größeren Veränderungen an der Bauteilgeometrie, des Werkstoffes, der Fertigung oder der Randbedingungen der Erprobung ist eine Neubestimmung des Korrekturfaktors erforderlich, da keine Aussage über die Größe der einzelnen Einflüsse getroffen werden kann. Eine getrennte Untersuchung des Einflusses der Signalform erfolgt mittels Probenversuchen und Bauteilversuchen an Innendruckpulsatoren.

---

## 4 Prüfstand zur praxisnahen Bauteilerprobung von innendruckbelasteten Common-Rail-Komponenten

Die hier vorgestellte und untersuchte Versuchsanlage dient der Durchführung des praxisnahen Betriebsfestigkeitsversuches. Mit ihr ist es möglich der Serienfertigung entnommene Common-Rail-Bauteile mit einem feldnahen Zeit-Druck-Verlauf zu beaufschlagen. Sie ermöglicht somit eine feldnahe Bauteilerprobung bis zum Ausfall durch Werkstoffermüdung.

Das Zeit-Druck-Signal im Feld besteht aus einer niederfrequenten Grundschiwingung mit großer Amplitude und einer überlagerten hochfrequenten Schwingung kleinerer Amplitude, vgl. Abbildung 3.1. Dieser Verlauf kann nachgebildet werden; als Prüfmedium wird Dieselmotorkraftstoff verwendet. Es handelt sich somit um einen integral verschiedene Einflussgrößen abbildenden Versuch, vgl. Kapitel 3

Das vorgegebene Signal der niederfrequenten Schwingung kann einer Fahrzeugmessung entnommen werden. Durch die eingesetzte Technik zur Druckerzeugung werden die im Feldsignal enthaltenen überlagerten Schwingungen im Drucksignal an der Prüfanlage eingebracht. Als Basis für den Versuchsaufbau dient ein Prüfstand, der für langlaufende Funktionstests von Einspritzsystemen entwickelt wurde. Durch verschiedene Modifikationen konnte er für Innendrucktest ertüchtigt werden. Die Druck- und Schwingungserzeugung erfolgt weitestgehend mit Serienkomponenten. Dadurch wird der maximale Prüfdruck begrenzt, jedoch eine große Realitätsnähe erreicht.

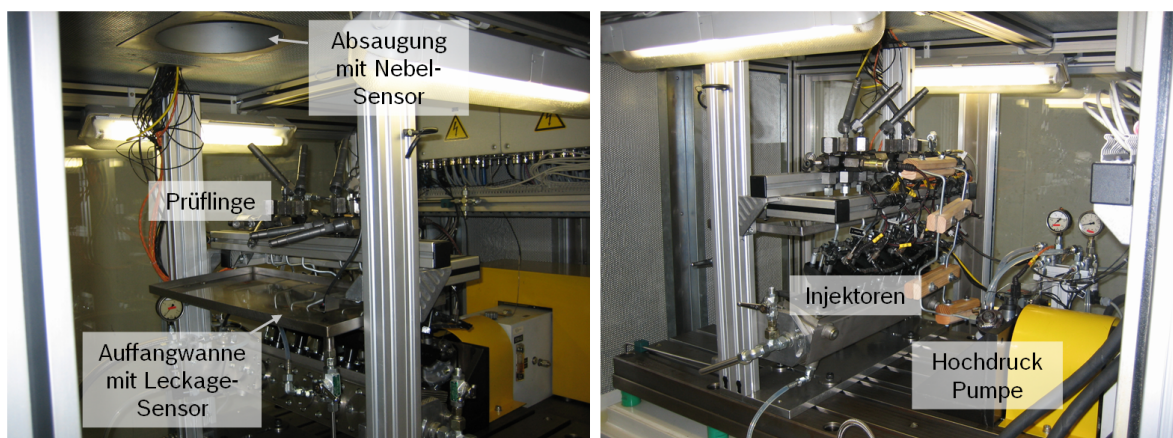
Abbildung 4.1 zeigt die wesentlichen Komponenten der Anlage. Sie besteht aus dem Prüfstand mit geschlossener Kabine, der Anlagensteuerung und verschiedenen Zusatzeinrichtungen, wie Messdatenaufzeichnung, Steuergeräteüberwachung, Druckaufzeichnung und externer Sollwertvorgabe. Den Versuchsaufbau im Innenraum der Kabine zeigt Abbildung 4.2. Eine nähere Beschreibung wird in den folgenden Abschnitten gegeben. Die große Komplexität des Aufbaus macht einen großen Abstimmungsaufwand zur Inbetriebnahme und Kalibrierung nötig. Die Anlage ermöglicht das Prüfen von 8 Bauteilen gleichzeitig, wodurch Versuche mit langen Laufzeiten wirtschaftlich durchführbar sind.

### 4.1 Mechanischer Anlagenteil

Eine Skizze des hydraulischen Teils der Versuchsanlage zeigt Abbildung 4.3. Um die angestrebte Praxisnähe zu gewährleisten, finden Teile eines herkömmlichen Common-Rail-Systems Verwendung. Dies sind Hochdruckpumpe, Injektoren, Raildrucksensor, Druckregelventil und



**Abbildung 4.1:** Prüfstand zur praxisnahen Bauteilerprobung von innendruckbelasteten Common-Rail-Komponenten



**Abbildung 4.2:** Innenraum der Kabine, zwei Ansichten



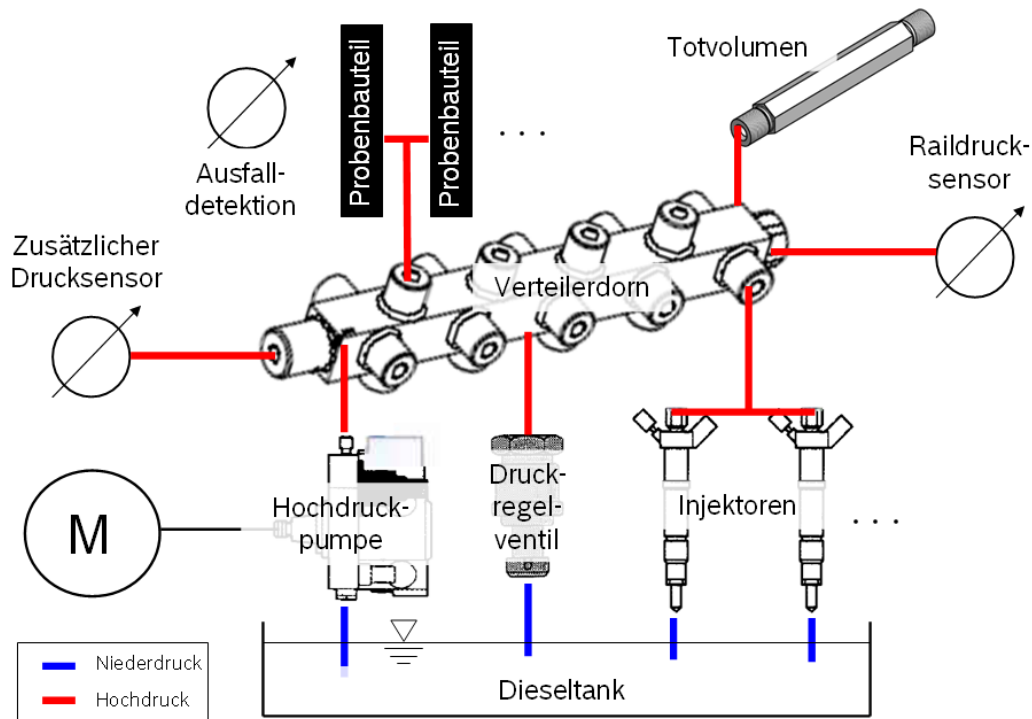


Abbildung 4.3: Skizze des mechanischen Anlagenteils

Steuergerät. Dies führt zu feldnahen Druck-Zeit-Verläufen, begrenzt jedoch den maximalen Prüfdruck. Um einen möglichst hohen maximalen Prüfdruck zu erzeugen, findet der Betrieb oberhalb des Nenndruckes der eingesetzten Komponenten statt. Eine Liste der eingesetzten Komponenten kann dem Anhang B entnommen werden.

Der Dieselmotorkraftstoff wird mit Niederdruck vom Tank zu der Hochdruckpumpe gefördert. Die Pumpe drückt den Kraftstoff, angetrieben vom Elektromotor des Prüfstandes, in den Hochdruckbereich hinein. Sie ist über einen Winkel an dem Maschinenbett befestigt. Die Kraftübertragung vom Motor erfolgt mittels eines Riementriebes, der unterhalb des Schutzbleches liegt, vgl. Abbildung 4.2. Im Zentrum des Hochdruckbereiches steht der Verteilerdorn. An ihn sind sämtliche hochdruckbeaufschlagten Bauteile direkt angeschlossen. Verschiedene variable Drosselstellen im System dienen der Feinabstimmung der überlagerten Schwingungen. Denselben Zweck dient der mögliche Anschluss von Totvolumina. Die zu prüfenden Bauteile werden direkt an den Verteilerdorn angeschlossen. Zur sicheren Abschaltung der Anlage im Falle des Ausfalles einer Probe dienen zwei Sensoren. Zum einen ein Nebelsensor, der auf Sprühnebel in der Kabine reagiert. Er ist im Bereich der Absaugung an der Kabinendecke angebracht. Tritt der Kraftstoff bei einem Bauteilausfall nicht vernebelt aus, sondern tropft aus der Bruchstelle, so gelangt er in die Auffangwanne unterhalb der Prüflinge. In der Wanne befindet sich ein Leckagesensor, der auf den sich sammelnden Kraftstoff anspricht.

Das Signal des Raildrucksensors wird für die Regelung des Steuergerätes benötigt und zur

Vorgabe für den späteren Betriebsfestigkeitsversuch online klassiert und als Rainflowmatrix gespeichert. Über das Druckregelventil und die Injektoren wird der Kreislauf in den Tank geschlossen. Das Druckregelventil öffnet, wenn ein schneller Druckabbau im Dorn erforderlich ist - diese Funktion ist identisch mit der Fahrzeuganwendung. Auch die Injektoren sind funktionsfähig und führen während des Betriebes Einspritzungen durch. Sie sind in eine sog. Spritzfalsche eingesetzt. Dieses Bauteil dient der Aufnahme des Injektors und umschließt die Düse analog zum Anschluss am Zylinderkopf eines Motors. Der an der Düse austretende Kraftstoff wird in der Spritzflasche aufgefangen und abgekühlt, um dann in den Tank zurückgeführt zu werden.

Somit werden die hochfrequenten Schwingungen im Common-Rail-System durch die Einspritzungen der Injektoren und die Förderunregelmäßigkeit der Pumpe am Versuchsstand nachgebildet.

## 4.2 Elektrischer Anlagenteil

Den Aufbau des elektrischen Anlagenteils verdeutlicht Abbildung 4.4. Zur Beibehaltung der Realitätsnähe kommt ein Motorsteuergerät für die Regelung des Systemdruckes und der Ansteuerung der Injektoren zum Einsatz. Dieses erhält die verfügbaren Messgrößen der Serienkomponenten direkt aus der Anlage. Der Verlauf des Pedalwertgebers wird zusätzlich von der externen Sollwertvorgabe eingespielt. Das Steuergerät erhält damit deutlich weniger Signale als im Fahrzeug, was an verschiedenen Stellen die Vorgabe von konstanten Werten erforderlich macht („Totapplizierung“).

Die Zeitreihe des Pedalwertgebers wurde zuvor in einer Messfahrt aufgezeichnet. Gleiches gilt für den Motordrehzahlverlauf. Beide Signale haben eine umfangreiche Bearbeitung erfahren, die in Abschnitt 5 „Signalbearbeitung zur Prüfstandsunterstützung“ näher beschrieben wird. Das Motordrehzahlsignal wird von der externen Sollwertvorgabe an die Anlagensteuerung gegeben. Dieser zentrale Baustein steuert den Elektromotor entsprechend dieses Vorgabesignals. Darüber hinaus werden von der Anlagensteuerung auch verschiedene Ist- und Sollwerte der Anlage, wie Temperaturen oder Füllstände, abgeglichen und ggf. eine Abschaltung der Bank ausgelöst. Die Anlagensteuerung erwartet ebenfalls Freigaben der übrigen Komponenten bzw. reagiert auf deren Fehlen mit der Abschaltung des Prüfstandes. Die Signale des Steuergerätes sowie die gemessenen Drücke und Temperaturen der Anlage werden in einem weiteren Rechner zusammengeführt und können dort aufgezeichnet werden. Die notwendi-

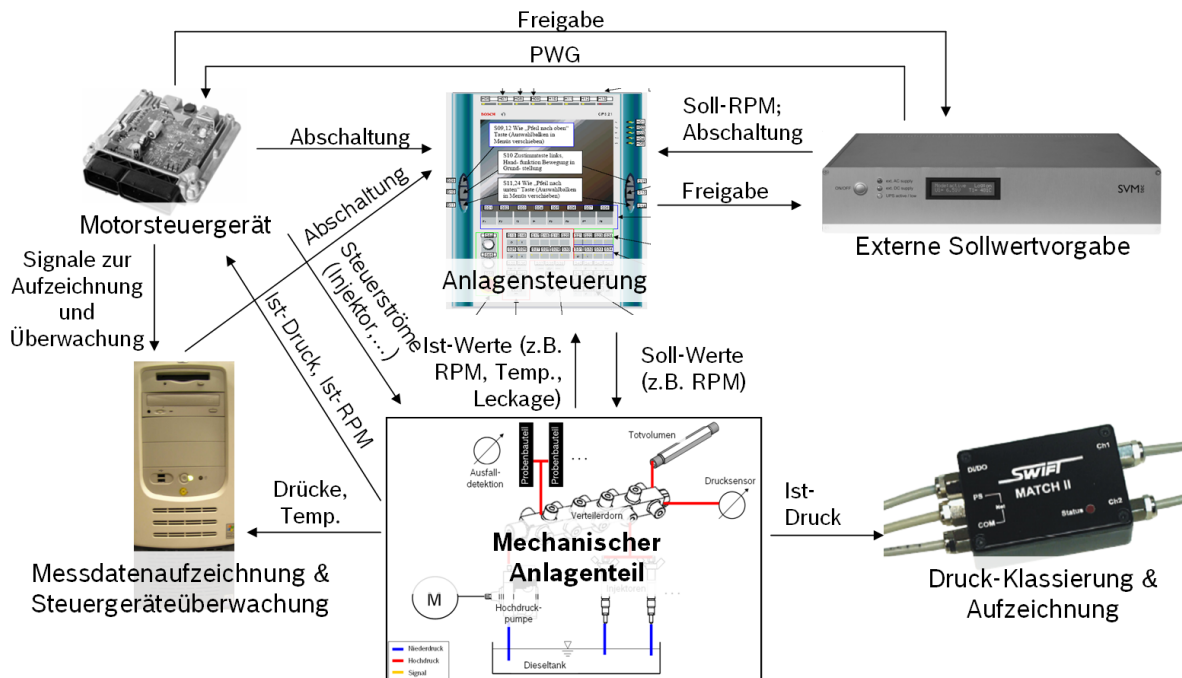


Abbildung 4.4: Skizze des elektrischen Anlagenteils

ge Klassierung des Druckverlaufes wird direkt von einer sog. Swiftbox der Fa. Swift GmbH durchgeführt. Dabei handelt es sich um ein Gerät, welches online eine Rainflow-Klassierung des Drucksignals durchführt und die so gewonnene Matrix speichert. Es ist an den zusätzlichen Drucksensor angeschlossen. Diese Rainflowmatrix wird für den Vergleichsversuch an einem Standard-Innendruckpulsator benötigt.

### 4.3 Hydrauliksimulation

Für alle Druckmessungen im Rahmen der Untersuchung des Prüfstandes, sowie auch für alle weiteren Mess- und Versuchsergebnisse wird eine normierte Darstellung des Druckes auf einen zufällig gewählt Wert verwendet. Alle Werte dieses normierten Druckes sind untereinander vergleichbar.

Um vor der Inbetriebnahme des Versuchstandes zu bestimmen, ob die überlagerten hochfrequenten Schwingungen dem Feld ähnlich sind und um die Auswirkungen der variablen Drosselstellen und der Totvolumina auf das Drucksignal zu verstehen, wird eine Hydrauliksimulation durchgeführt. Es wird sowohl das Fahrzeugsystem nachgebildet, als auch der Versuchstand. Aus dem Vergleich beider Druckverläufe bei identischer Vorgabe kann die Güte der Nachbildung bestimmt werden. Dazu wurde ein ca. 6 s langer Abschnitt, der einen typischen Lastwechsel am Fahrzeug darstellt ausgewählt.

Durch eine Optimierung der Anschlusspositionen der Komponenten, der Größe des Totvolumens und der Größe verschiedener Drosseln konnte dies mit hinreichender Genauigkeit erreicht werden. Die simulierten Druckverläufe nach erfolgter Optimierung zeigt Abbildung 4.5, das Modell der Hydrauliksimulation ist im Anhang B zu finden. Beide Grundschwingungen stimmen gut überein. Auch die überlagerten Schwingungen sind auf vergleichbarem Niveau, wobei der Versuchstand generell leicht höhere Amplituden aufweist. Eine Frequenzanalyse zeigt, dass es auch bei diesem Wert eine gute Übereinstimmung zwischen Fahrzeug und Prüfstand gibt.

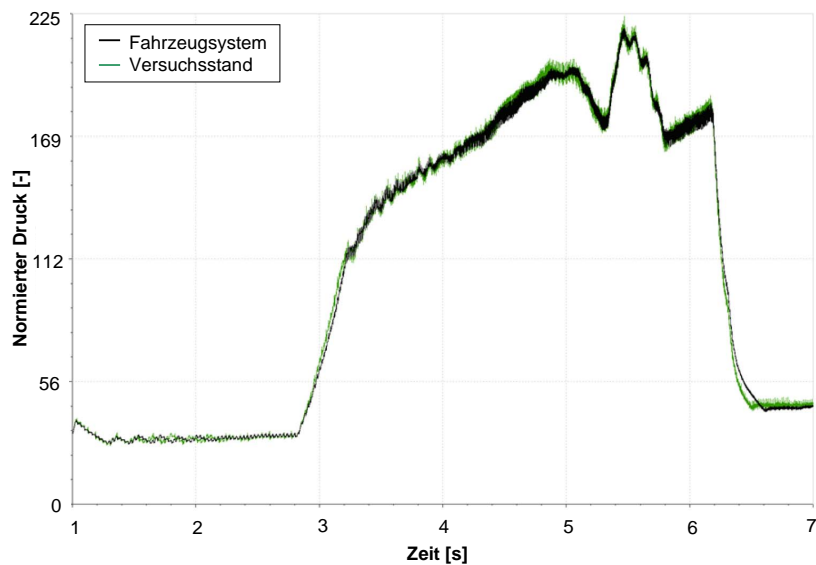


Abbildung 4.5: Simulierte Druck-Zeit-Verläufe von Ausgangssystem und Versuchstand

## 4.4 Anlagenfähigkeit

Zum Nachweis der Anlagenfähigkeit wurden verschiedene Untersuchungen durchgeführt. Aus der Gesamtheit aller durchgeführten Messungen ergeben sich der Nachweis der Funktionsfähigkeit und die Güte der Nachbildung des im Feld auftretenden Zeit-Druck-Signals.

Zur Messung von Druck-Zeit-Verläufen kommt ein zusätzlicher Sensor der Fa. Wika zum Einsatz. Dieser kann sowohl an jedem Anschluss des Dornes montiert werden, wie auch am Ende des Dornes an einer durchgehenden Axialbohrung. Zur Aufzeichnung der Daten dient ein Daten Rekorder der Fa. LDS. Seine Aufzeichnungsfrequenz beträgt 80 kHz. Zusätzlich besteht die Möglichkeit, interne Signale des Steuergerätes aufzuzeichnen.

### 4.4.1 Wichtige Anlagenparameter

Vor Versuchsbeginn müssen wichtige Anlagenparameter, die die Versuchsführung beeinflussen bekannt sein. Diese Parameter sollen nun einzeln vorgestellt werden.

**Drehzahlgradient** Die in einer Fahrzeugmessung aufgenommenen Drehzahlsignale weisen in der Regel einen größeren Drehzahlgradienten auf, als die Versuchsanlage leisten kann. Dies liegt in der größeren Dynamik des Fahrzeugmotors gegenüber dem Elektromotor der Dauerlaufbank begründet. Um dennoch alle Druckschwingungen feldnah abzubilden, ist es nötig die gemessenen Signale so anzupassen, dass der Drehzahlgradient der Dauerlaufbank nicht überschritten wird. Die Signalbearbeitung wird in Abschnitt 5 "Signalbearbeitung zur Prüfstandsunterstützung" detailliert beschrieben.

Zur Ermittlung des Gradienten wird dem vollständig aufgebauten Versuchsstand über die externe Drehzahlvorgabe ein Sprungsignal vorgegeben. Dabei wird ausgehend von der stehenden Motorwelle auf eine hohe Drehzahl gesprungen, die Drehzahl über wenige Sekunden gehalten und wieder auf Drehzahl null zurückgesprungen. Das Übersetzungsverhältnis von Pumpe zu Motor wird für diesen Versuch nicht berücksichtigt. Eine Erläuterung der Berücksichtigung des Übersetzungsverhältnisses von Pumpe zu Motor und der gemessene Drehzahlverlauf sind im Anhang B zu finden.

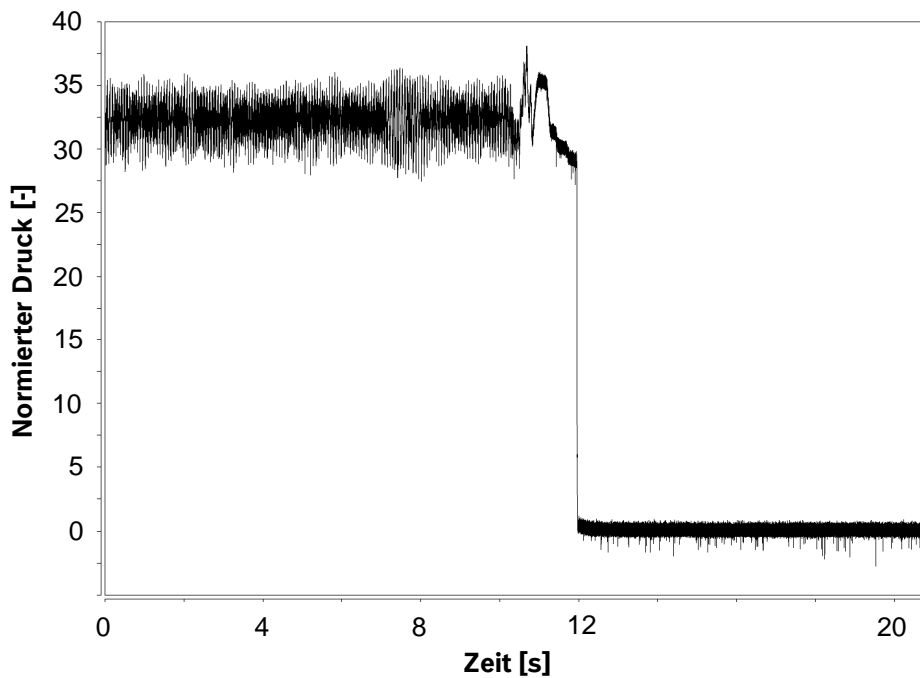
Sowohl Anstieg als auch Abfall der Drehzahl erfolgen nahezu linear. Ein Überschwingen tritt nicht auf. Die beiden Drehzahlgradienten bei Anstieg und Abfall der Drehzahl unterscheiden sich nur wenig:

$$dn_{Anstieg} = 1077 \text{ min}^{-1}/s$$

$$dn_{Abfall} = 1020 \text{ min}^{-1}/s$$

Für die Bearbeitung der Signalreihen wird der niedrigere Wert bei fallender Drehzahl verwendet. Zum Vergleich, der maximale Drehzahlgradient am Fahrzeug beträgt ca.  $2200 \text{ min}^{-1}/s$ .

**Dauer des Druckabsinkens** Das Einfügen der Motorkaltstarts in das Betriebssignal findet bei Leerlaufdruck statt. Ausgehend von diesem Zustand wird die Drehzahl auf null gesenkt;



**Abbildung 4.6:** Druck-Zeit-Verlauf bei Vorgabe eines Sprunges von Leerlauf- in den Ruhezustand

das System strebt dem drucklosen Zustand entgegen. Da auf diese Art Motorkaltstarts im Betriebsfestigkeitsversuch nachgebildet werden, beeinflusst die Dauer des Druckabsinkens die Laufzeit des Versuches. Sie fließt in die Signalbearbeitung ein.

Zur Bestimmung der Dauer wird durch die externe Sollwertvorgabe ein Wert von 0% im Pedalwert und 650 1/min im Drehzahlsignal vorgegeben. Dies entspricht einem Leerlaufzustand. Von diesen Werten aus wird die Drehzahl sprunghaft auf null reduziert.

Abbildung 4.6 zeigt den Druckverlauf bei Vorgabe des Sprungsignals. Man erkennt das schnelle Absinken des Druckes vom Leerlaufdruck von normiert ca. 34 auf null. Dem steilen Abfall geht ein Auflösen der regelmäßigen Schwingung voran. Das liegt in dem Zusammenspiel der einzelnen beteiligten Komponenten Druckregelventil, Zumesseinheit, Antriebsmotor und deren Ansteuerung begründet. Der Druck ist 1,5 s nach Vorgabe des Sprunges auf null abgefallen.

**Temperaturen im System** Im Kreislauf der Anlage befinden sich 100 l Dieselkraftstoff. Der Kraftstoff wird durch Hitzequellen an der Anlage, wie den Elektromotor, und besonders durch den Druckaufbau in der Hochdruckpumpe erwärmt. Durch den warmen Kraftstoff erwärmen sich die Probenbauteile über Umgebungstemperatur. Eine möglichst geringe Kraftstofftemperatur ist somit zur Verhinderung eines Temperatureinflusses auf das Ermüdungsverhalten und zur Schonung der Anlagenkomponenten sinnvoll. Eine Messung der Kraftstofftemperatur,

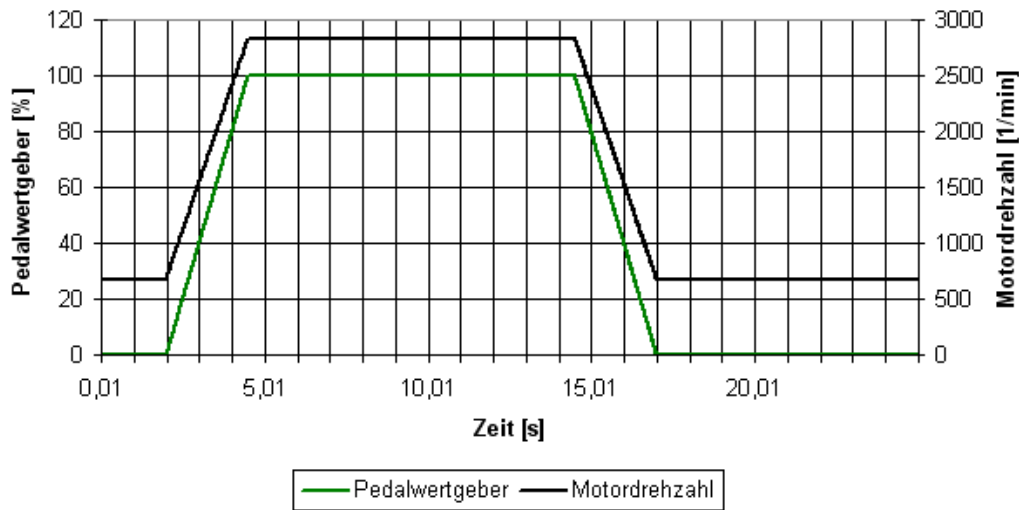


Abbildung 4.7: Betriebsähnliches Signal zum Anlagentest

ohne Verwendung der Zusatzheizung, findet an verschiedenen Stellen im Fluidstrom, sowie berührend am Gehäuse der Hochdruckpumpe und an verschiedenen Stellen am Prüfling statt. Nach der Stabilisierung der Werte beträgt die Kraftstofftemperatur maximal 55 °C im Rücklauf der Hochdruckpumpe. Die Bauteiloberfläche wird nicht über 40 °C erwärmt. In diesem Temperaturbereich ist kein Einfluss auf das Ermüdungsverhalten zu erwarten. Die Messwerte im Detail können dem Anhang B entnommen werden.

#### 4.4.2 Einflussgrößen auf das Schwingungsverhalten

Die Sensibilität des Schwingungsverhaltens, besonders auf Größen, die sich während des Betriebes verändern können, ist von großer Bedeutung für die Stabilität des Versuches. Die Messung ihres Einflusses findet mit dem in Abbildung 4.7 gezeigten einfachen, synthetischen Testsignal statt. Es besteht aus einem scharfen Druckanstieg ausgehend vom Leerlaufdruck auf ein oberes Druckniveau. Beide Niveaus werden 10 s gehalten.

**Einfluss der Probenanzahl** Mit fortschreitender Versuchsdauer werden zunehmend ausgefallene Bauteile vom Prüfstand entfernt und das Gesamtvolumen des Systems verringert. Daher werden zwei Vergleichsmessungen des Druckverlaufes durchgeführt. Eine Messung wird bei Aufbau der maximalen Prüflingsanzahl von 8 durchgeführt. Eine zweite Messung erfolgt mit einem Probenbauteil am Dorn. Es wird jeweils der Druckverlauf an der Axialbohrung des Dornes aufgezeichnet.

Die Amplituden und Frequenzen der überlagerten Schwingung sind in Tabelle 4.1 gelistet, die Zeitreihen sind im Anhang B zu finden. Es zeigt sich, dass die Variation der Probenanzahl keinen Einfluss auf die Frequenz der überlagerten Schwingung hat. Weder bei hohem, noch bei niedrigem Druckniveau tritt eine signifikante Veränderung ein. Anders verhält es sich



**Tabelle 4.1:** Charakteristika der überlagerten Schwingung bei Variation der Prüflingsanzahl

Probenanzahl	Normierte Amplitude bei max. Druck [-]	Frequenz bei max. Druck [Hz]	Normierte Amplitude bei min. Druck [-]	Frequenz bei min. Druck [Hz]
1	17,8	27,5	4,2	42,6
8	13,9	27,9	4,6	48,4

bei der Amplitude der Schwingung. Diese erweist sich mit einem Abfall von ca. 22 % auf dem oberen Druckniveau als anfällig für das Systemvolumen. Dieser Unterschied tritt bei Leerlaufdruck nicht auf. Als Konsequenz wird im Betriebsfestigkeitsversuch jedes ausgefallene Bauteil durch ein intaktes ersetzt. Diese nachgezogenen Prüflinge werden bei der Auswertung nicht berücksichtigt.

**Einfluss der Probenposition** Die Proben werden entlang der Verteilerdorne und somit an verschiedenen Stellen im hydraulischen System eingebracht. Eine ungleichmäßige Ausbreitung der Druckwellen kann nicht ausgeschlossen werden, daher müssen die Druckschwingungen an den Probenanschlussstellen verglichen werden.

Die zehn möglichen Anschlussstellen werden durchnummeriert (siehe Anhang B). In zehn Versuchen wird ein externer Drucksensor an jeder Anschlussstelle platziert. Es ist optisch kein Unterschied in der Charakteristik oder der Ausprägung der Druck-Zeit-Verläufe zu erkennen. Eine genauere Auswertung zeigt, dass die Abweichung der Amplituden und Frequenzen weniger als 9 % vom Mittelwert beträgt. Die gesamte Auswertung ist im Anhang B zu finden. Die Position hat somit keinen bedeutenden Einfluss auf die Belastung der Proben.

**Einfluss der Pumpenzulauftemperatur** Die Kraftstoffzulauftemperatur der Pumpe kann durch eine Durchlaufheizung erhöht werden. Durch diese Temperatur wird die Dieselttemperatur im Hochdruckbereich maßgeblich beeinflusst, welche wiederum in direktem Zusammenhang mit der Viskosität des Kraftstoffes steht. Aus Gründen des Verschleißes der eingesetzten Serienkomponenten ist es sinnvoll, mit einer möglichst geringen Pumpenzulauftemperatur zu fahren. Die Zeit-Druck-Verläufe der einzelnen Messungen bei verschiedenen Temperaturen, sowie die Amplituden und Frequenzen der überlagerten Schwingung sind im Anhang B zu finden. Sie weisen keine Auffälligkeiten auf. Weder die Frequenzen noch die Amplituden weisen signifikante Unterschiede auf. Daher wird der Betriebsfestigkeitsversuch ohne zusätzliche Heizung durchgeführt.

**Einfluss eines veränderten Drehzahlgradienten** Im Rahmen der Signalbearbeitung wird der Drehzahlgradient verringert. Dies ist nötig, da der Prüfstand einen geringeren maximalen Gradienten aufweist als das Fahrzeug. Um einen möglichen Einfluss dieser Veränderung sichtbar zu machen, wird eine synthetische Signalfolge, bestehend aus trapezförmigen Drehzahlanstie-

gen mit unterschiedlichen Steigungen, auf der Anlage wiedergegeben. Ein weiterer Vergleich erfolgt anhand eines charakteristischen Ausschnittes aus einer Feldmessung der über die Signalbearbeitung entsprechend dem maximalen Drehzahlgradienten der Anlage gedehnt und an dieser wiedergegeben wurde und demselben, unveränderten Ausschnitt der Fahrzeugmessung. Die gemessenen Zeitreihen und Kollektive können dem Anhang B entnommen werden.

Im Ergebnis zeigt sich bei der Vorgabe des synthetischen Signals keine Veränderung der Grundschiwingung. Die Reduzierung des Drehzahlgradienten führt nicht zu Ungenauigkeiten im Regelverhalten des Steuergerätes. Betrachtet man die überlagerten Schwingungen, so zeigt sich ebenfalls keine wesentliche Veränderung. Bei Betrachtung des synthetischen Vorgabesignals zeigen sich bei fallendem Drehzahlgradienten im Bereich des Druckerhöhunges zusätzliche Schwingungen mittlerer Amplitude. Dies wird durch das Klassieren der einzelnen Signalabschnitte bestätigt.

Bei Wiedergabe des Ausschnitts der Fahrzeugmessung zeigt sich ein ähnliches Verhalten, jedoch in verminderter Ausprägung. Es kommt zu einer Zunahme kleiner Schwingungen durch längere Druckerhöhungs- oder -reduktionsphasen in geringem Umfang.

Insgesamt lässt sich keine deutliche Beeinflussung der Druckschwingungen feststellen.

**Einfluss der Druckerhöhung über Systemdruck der Feldmessung** Im Rahmen des feldnahen Betriebsfestigkeitsversuches müssen die Systemdrücke über den Nenndruck des Common-Rail-Systems hinaus gesteigert werden. Um eine Verfälschung der Schwingungen auszuschließen, werden auch zu dieser Bearbeitung zwei vergleichende Messungen durchgeführt.

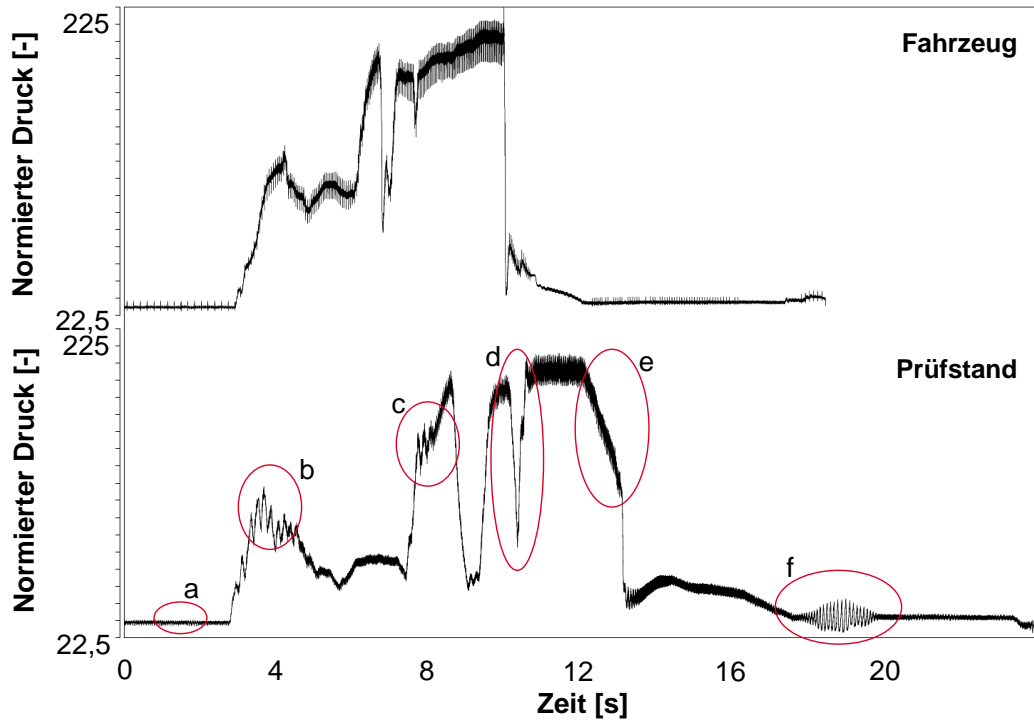
Dazu werden zwei Aufzeichnungen des Zeit-Druck-Verlaufes bei identischer Vorgabe, jedoch unterschiedlichen Nenndrücken des Systems, durchgeführt. Diese Anpassung des Systemdruckes geschieht über eine Kennfeldanpassung im Datensatz des Steuergerätes. Die gemessenen Zeitreihen und Kollektive und eine Beschreibung der Kennfeldanpassung sind im Anhang B enthalten.

Es ist optisch kein Unterschied in der Charakteristik der Signale festzustellen. Bei höherem Druck ist ein langsames Einschwingen auf den maximalen Druck zu beobachten. Dadurch wird die Haltezeit bei diesem Druck verkürzt. Die Amplituden im Leerlauf und bei maximalem Druck weisen keinen signifikanten Unterschied auf. Eine Rainflow-Klassierung des Messsignals beider Durchläufe zeigt, dass der Umfang und die Form beider Kollektive vergleichbar sind. Insgesamt lassen sich keine deutlichen Veränderungen bei Erhöhung des Systemdruckes feststellen.

#### 4.4.3 Vergleich von Feld- und Anlagendrucksignal

Im Rahmen der durchgeführten Messungen haben sich eine Reihe von Abweichungen zwischen dem am Fahrzeug aufgezeichneten Druckverlauf und dem an der Anlage erzeugten Signal gezeigt. Diese sollen nun zusammengefasst vorgestellt werden. Dazu ist in Abbildung 4.8 der in

der Fahrzeugmessung an einem Injektor aufgezeichnete Verlauf demselben am Prüfstand nachgefahren Verlauf gegenübergestellt. Das letztere Signal wurde entsprechend dem maximalen Drehzahlgradienten gedehnt und weist somit eine größere Gesamtlänge auf.

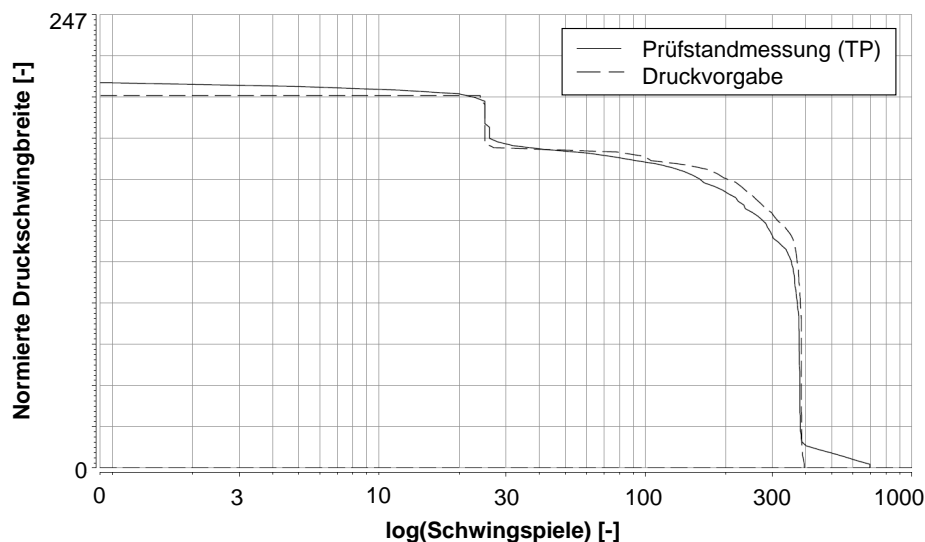


**Abbildung 4.8:** Zeit-Druck-Verläufe der Fahrzeug- (oben) und der Prüfstandsmessung (unten)

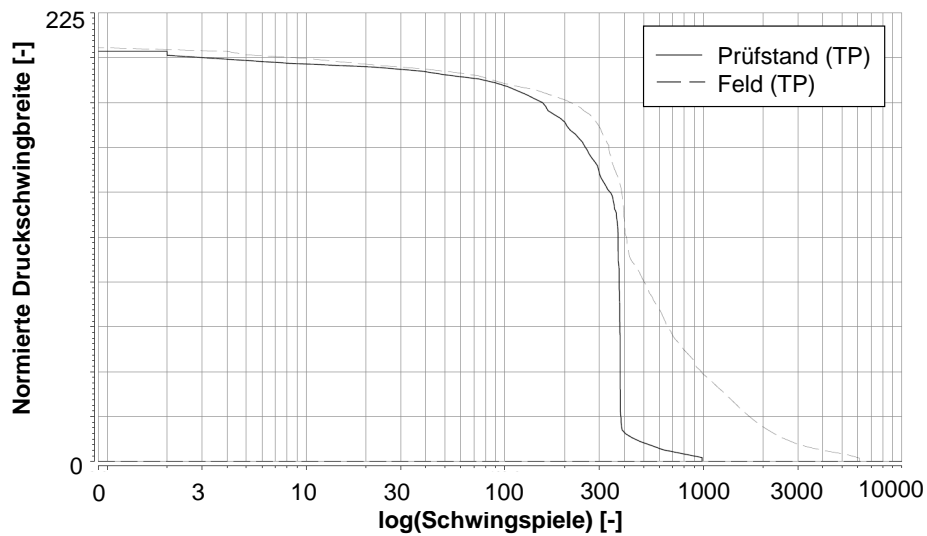
Im Bereich a ist eine Veränderung der überlagerten Schwingung gegenüber der Feldmessung zu erkennen. In der Fahrzeugmessung ist die Einspritzung des Injektors, an dem die Messung durchgeführt wurde, als ein deutliches Maximum zu erkennen. Die übrigen Quellen von Druckschwingungen (Hochdruckpumpe, übrige Injektoren) verursachen eine diffuse Druckschwingung. Am Prüfstand sind durch den Anschluss aller Druckwellen erzeugenden Komponenten und der Prüflinge an einen zentralen Druckverteiler unter Verwendung geringer Drosselstellen, die Schwingungen durch die einzelnen Komponenten nicht mehr zu differenzieren. Es ergibt sich eine Überlagerung (Verstärkung sowie Auslöschung denkbar) verschiedener Schwingungen. Der Prüfstand reagiert auf Signaländerungen z. T. mit einer ausgeprägteren Einschwingphase, als es am Fahrzeug der Fall ist. Dieses Verhalten ist in den Bereichen b, c und f zu erkennen. Die Gründe hierfür sind im Regelverhalten des Steuergerätes und in dem veränderten Systemvolumen zu suchen. Das Gesamtvolumen des hydraulischen Systems wurde gegenüber dem Fahrzeugsystem deutlich verringert. Die Reglereinstellungen konnten jedoch nicht optimal an diese Veränderung angepasst werden. Somit kommt es zu Einbußen des Druckregelverhaltens. Im Bereich d ist zu erkennen, dass es an der Anlage zu stärker-

ren Reaktion auf die vorgegebenen Signale kommt, als es in der Feldmessung der Fall ist. Der Druckabfall in diesem Bereich ist stärker, als in der Feldmessung. Der umgekehrte Effekt kann im Bereich e beobachtet werden. Hier reagiert das Signal der Anlage mit einer Verzögerung zur Feldmessung; der Druckabfall ist später beendet. Das Feldsignal weist im Gegensatz zum Signal der Prüfanlage vor dem Druckabfall einen Überschwinger auf. Die Gründe für beide Effekte liegen in der deutlich verringerten Anzahl an Vorgabesignale für das Steuergerät am Prüfstand. Dort können nur Zeitreihen für Pedalwert und Drehzahl eingespielt werden. Eine große Anzahl an Einflussgrößen auf den im Steuergerät errechneten Solldruck ist konstant gesetzt. Fahrsituationen können so nicht immer korrekt nachgebildet werden. Daraus resultiert eine verzögerte oder beschleunigt Reaktion auf Signaländerungen.

Der in der Signalbearbeitung ermittelte Solldruckverlauf kann nicht direkt an die Anlage übertragen werden; es werden die Signalverläufe des Pedalwertgebers und der Motordrehzahl zur Vorgabe verwendet. Um festzustellen wie genau die errechnete Druckvorgabe nachfahren wird, werden aus dem am Prüfstand gemessenen Zeit-Druck-Signal über einen Tiefpassfilter die überlagerten Schwingungen entfernt. Das so ermittelte Signal wird klassiert und mit dem ebenso klassierten Signal der Druckvorgabe verglichen, Abbildung 4.9. Da bei der Filterung ein Kompromiss aus der Schärfe der Trennung zwischen Grundschwingung und überlagerter Schwingung und der Glättung der verbleibenden Grundschwingung eingegangen werden muss, sind noch wenige kleine Schwingspiele der überlagerten Schwingung vorhanden. Insgesamt zeigt sich jedoch eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den beiden Kurven, sowohl qualitativ wie auch quantitativ. Es ist festzustellen, dass der vorgegebene Druck gut nachgefahren wird.



**Abbildung 4.9:** Spannenpaardarstellung der tiefpassgefilterten Prüfstandmessung und der Druckvorgabe



**Abbildung 4.10:** Spannenpaardarstellung der Grundschiwingung der Fahrzeug- und der Prüfstandsmessung, ohne Motorstarts, tiefpassgefiltert, skaliert

Ein Vergleich des Verlaufes von Prüf- und Fahrzeugkollektiv kann wiederum durch eine Reduzierung auf die Grundschiwingung erreicht werden. Am Prüfstandkollektiv werden zusätzlich die eingebrachten Motorstarts (Druckabfall auf null) entfernt. Das Ergebnis einer daraufhin erfolgten Klassierung zeigt Abbildung 4.10. Beide Kollektive wurden auf einen Maximaldruck skaliert. Die Spanne der Prüfstandsmessung liegt leicht unterhalb der Fahrzeugmessung. Diese Abweichung ist auf größere Über- und Unterschwinger am Fahrzeug, bedingt durch dessen höhere Dynamik, zurückzuführen. Das Kollektiv hat durch die in Abschnitt 5 “Signalbearbeitung zur Prüfstandsunterstützung“ beschriebene Signalbearbeitung eine Omission mit Mittelspannungskorrektur von Schwingspielen mit einer normierten Druckamplitude kleiner 80 erfahren. Diese ist in dem gemessenen Kollektiv gut als steiler Abfall der Kurve zu erkennen. Die Problematik der Trennschärfe des Filters zeigt sich auch hier. Insgesamt sind die Verläufe der Spannenpaare vergleichbar.

Zur Betrachtung der überlagerten Schwingung wird ein Hochpassfilter auf Signalabschnitte identischer Länge angewendet. Somit können nur die überlagerten, hochfrequenten Schwingungen betrachtet und klassiert werden. Das Ergebnis einer solchen Klassierung ist im Anhang B zu finden. Im Unterschied zur Grundschiwingung, die an allen Messstellen im Common-Rail-System dieselben Werte aufweist, muss für die Untersuchung der überlagerten Schwingungen nach Messstellen unterschieden werden. Es finden sich im Signal des Raildrucksensors die geringsten, im Injektorsignal die größten überlagerten Schwingungen. Das am Prüfstand erzeugte Signal liegt zwischen beiden Kurven; es beinhaltet überlagerte Schwingungen von mittlerer Größe. Die Gesamtanzahl der überlagerten Schwingungen ist am Prüfstandsignal

**Tabelle 4.2:** Charakteristische Werte der überlagerten Schwingungen am Fahrzeug und am Prüfstand bei Leerlauf und Vollast

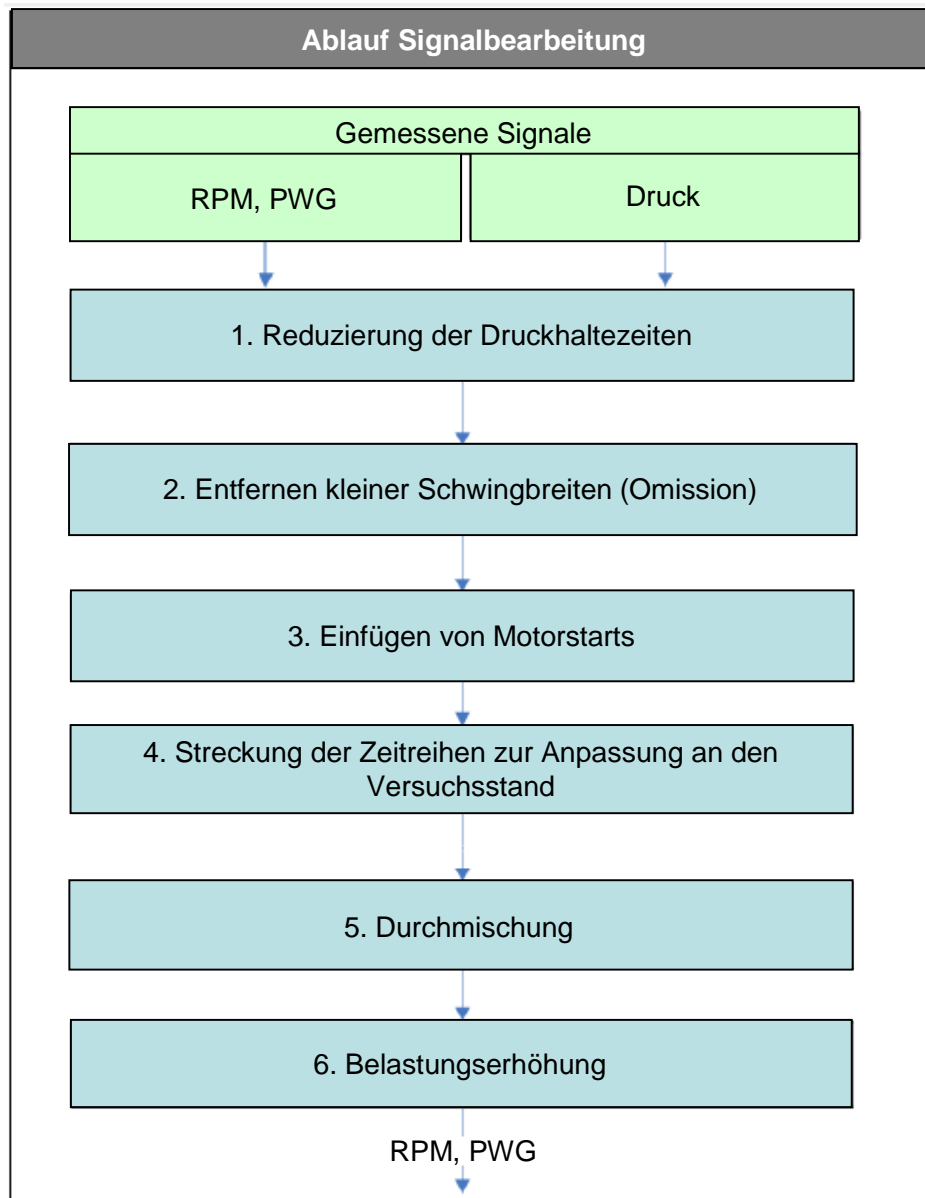
Messstelle	Fahrzeug, Injektor	Fahrzeug, Hochdruckpumpe	Fahrzeug, Raildrucksensor	Prüfanlage, Mittelbohrung Verteilerdorn
Frequenz, Leerlauf	6	33	Mischung Injektor und Hochdruckpumpe	40
Frequenz, Vollast	42	220	Mischung Injektor und Hochdruckpumpe	33 Hz & 300 Hz (Mischung Pumpe & Einspritzungen)

am größten und liegt leicht über der Injektormessung. Die Messung am RDS erzeugt den geringsten Kollektivumfang. Die Frequenzen der überlagerten Schwingungen listet Tabelle 4.2. Auch sie hängen von der Position ab, an der sie gemessen werden. Am Fahrzeug wird die geringste Frequenz am Injektor, die höchste an der Hochdruckpumpe beobachtet. Die beiden Komponenten sind die Quellen der überlagerten Schwingungen, die sich durch die Wahl der Messpunkte gut unterscheiden lassen. Das Drucksignal des Raildrucksensors weist eine Mischung aus den Schwingungen beider Quellen auf, die sich nicht trennen lässt. Die überlagerte Schwingung an der Prüfanlage wird im Leerlauf von der Pumpenschwingung dominiert. Bei Vollast ist eine Mischung aus beiden Anteilen zu beobachten. Die Frequenzen liegen jeweils etwas oberhalb der Fahrzeugmessung.

Somit steht ein Prüfstand zur Verfügung, mit dem Betriebsfestigkeitsversuche unter Dieselmotorkraftstoff durchgeführt werden können. Die komplexe Schwingungsform der Druckbelastung am Fahrzeug wird mit geringen Abweichungen nachgebildet. Ein vorgegebenes Sollkollektiv kann in langlaufenden Versuchen robust abgebildet werden, wobei die überlagerten Schwingungen in Frequenz und Amplitude in praxisnahen Bereichen liegen. Begründet durch die Versuchszeitreduzierung über die Signalbearbeitung kommt es dennoch im direkten Vergleich zwischen Fahrzeug- und Prüfstandmessung zu einer Reduzierung der Schadenssumme, die jedoch keinen Einfluss auf den Vergleichsversuch hat, da die Prüfstandskollektive aufgezeichnet und übertragen werden.

## 5 Signalbearbeitung zur Prüfstandsunterstützung

Realitätsnähe ist eines der wichtigsten Ziele bei der Erzeugung der Druckschwingungen. Aus diesem Grund sollen an Fahrzeugen im Straßenverkehr gemessene Signale am Prüfstand für praxisnahe Bauteilerprobung wiedergegeben werden. Die Verwendung von Feldmessungen soll das Nachbilden der Grundschiwingung in Reihenfolge und Signal- und Kollektivform sicherstellen. Bei der Firma Bosch existiert eine umfangreiche Datenbank verschiedener Fahrzeugmessungen, somit ist es zunächst erforderlich, eine geeignete Messung auszuwählen. Da die aufgezeichneten Verläufe nicht unverändert übertragen werden können, muss daran anschließend eine umfangreiche, mehrstufige Signalbearbeitung erfolgen. Abbildung 5.1 zeigt den Ablauf der Bearbeitung. Deren Ziele sind die Anpassung der Signale an die Gegebenheiten des Versuchsstandes, die Verkürzung der Versuchszeit bei vergleichbarer Schädigung und das Einfügen von Motorkaltstarts. Eine besondere Herausforderung stellt die Tatsache dar, dass die Bearbeitung ausschließlich an den Signalen des Pedalwertgebers (PWG, „Gaspedal“) und der Motordrehzahl (RPM) erfolgt, die erwünschten Ergebnisse sich jedoch auf den Druck beziehen. Der Solldruck des Systems wiederum wird am Prüfstand unter anderem aus PWG und RPM berechnet, vgl. Kapitel 4. Die Umsetzung der Bearbeitung erfolgt in Matlab.



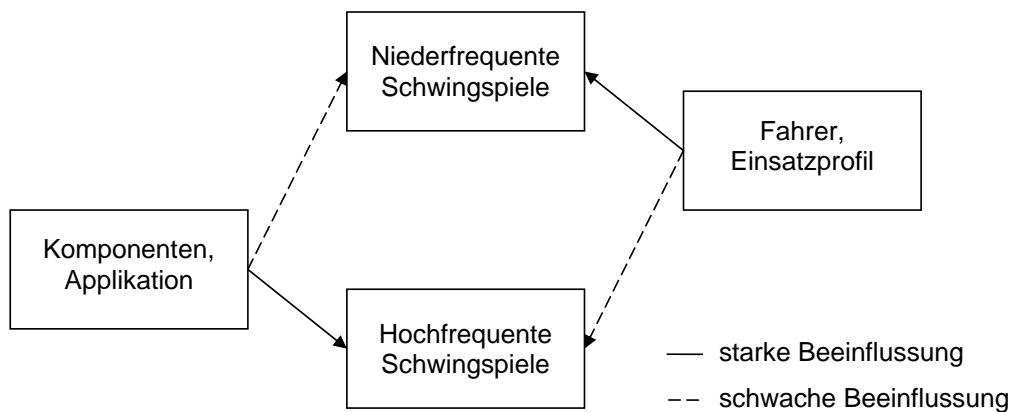
**Abbildung 5.1:** Ablauf der Signalbearbeitung zur Erstellung von Zeitreihen für RPM (Motordrehzahl) und PWG (Pedalwertgeber - „Gaspedal“)



## 5.1 Auswahl einer Fahrzeugmessung

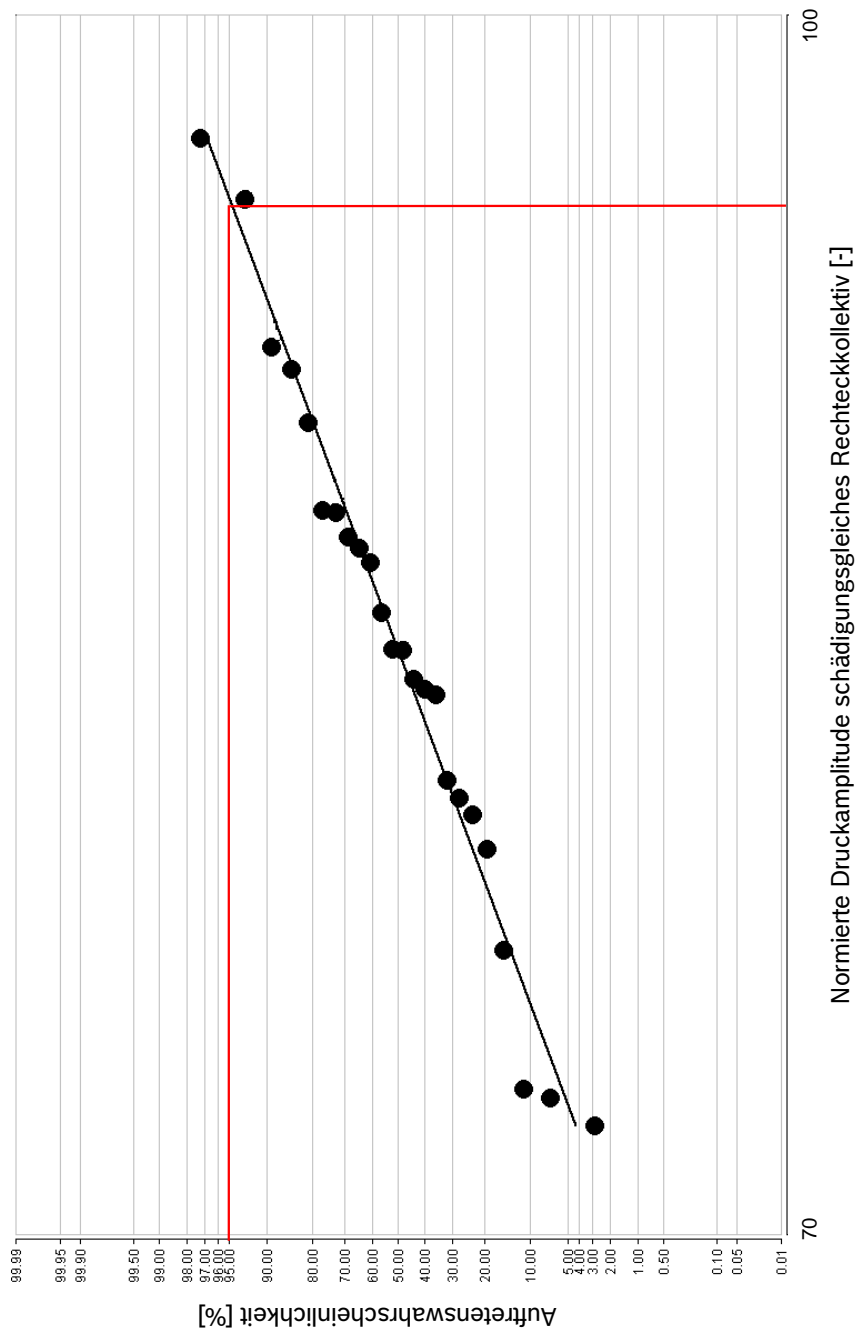
In den aufgezeichneten Fahrzeugmessungen in der Datenbank sind Zeitreihen unter anderem von Motordrehzahl, Pedalwertgeber und Systemdruck an verschiedenen Stellen enthalten. Die Messungen sind im Rahmen von Testfahrten auf repräsentativen Strecken aufgenommen worden, siehe Abschnitt 2.2.5. Dabei kamen Fahrzeuge unterschiedlicher Art, Klasse und Motorisierung zum Einsatz. Aus diesen Messungen muss für die weitere Bearbeitung eine repräsentative Messung mit großer Schadenssumme ausgewählt werden. Die Auswahl einer kritischen Messung reduziert die Größe der späteren Veränderungen im Signal.

Der Verlauf der niederfrequenten Druckschwingspiele ist abhängig von dem vom Fahrer angeforderten Drehmoment, welches wiederum von dem Einsatz des Fahrzeuges abhängt, Abbildung 5.2. Die eingesetzten Komponenten und deren Applikation wirken sich über den maximalen Druck und den maximalen Druckanstiegsgradienten in geringerem Maße auf diese Grundschwungung aus. Hier sind somit sehr unterschiedliche Verläufe möglich. Die hochfrequenten Schwingspiele weisen eine starke Abhängigkeit von den eingesetzten Komponenten und deren Applikation auf. So ist beispielsweise die Frequenz der von der Hochdruckpumpe verursachten Schwingung abhängig von deren Zylinderzahl, oder die Amplitude der durch die Injektoren hervorgerufenen Druckschwankung abhängig von der gewünschten Einspritzmenge und der Anzahl an Einspritzungen pro Kolbenhub. Die hochfrequente, überlagerte Schwingung ist systembedingt und wird am Prüfstand wieder eingebracht. Aus diesem Grund erfolgt die Auswahl einer geeigneten Messung anhand der Grundschwungung. Dazu werden die niederfrequenten Schwingungen über einen Tiefpassfilter mit einer Grenzfrequenz von 20 Hz von den hochfrequenten Schwingungen getrennt, vgl. Abbildung 3.1. Die verbleibenden niederfrequenten Druckschwingungen charakterisieren die Messung hinsichtlich des schädigenden Einflusses. Die Auswahl erfolgt anhand von 25 Pkw-Messungen unterschiedlicher Klasse und Motorisierung.



**Abbildung 5.2:** Einflussgrößen auf nieder- und hochfrequente Schwingspiele

Die gefilterten Zeitreihen werden mittels Rainflow-Klassierung in Druckkollektive überführt und unter Beachtung der durchschnittlichen Verteilung von Stadt-, Überland- und Autobahnfahrt auf eine Fahrstrecke normiert. Zusätzlich werden die unterschiedlichen Maximaldrücke der verschiedenen gemessenen Common-Rail-Systeme normiert. Somit steht für jede Messung ein Druckkollektiv zur Verfügung. Um eine einheitliche Kenngröße zu deren Vergleich zu erstellen, wird nach Haibach [Hai06] die Druckamplitude eines schädigungsgleichen Rechteckkollektives errechnet. Die genaue Vorgehensweise ist im Anhang A zu finden. Da im Rahmen dieser Bearbeitung auch der Umfang der Kollektive eine Normierung erfährt, kann die Druckamplitude als alleinige Vergleichsgröße herangezogen werden. Eine Verteilungsanalyse unter Annahme einer logarithmischen Normalverteilung und empirischer Wahrscheinlichkeiten nach Rossow liefert das in Abbildung 5.3 dargestellte Diagramm. Auf diese Weise kann ein Kollektiv mit etwa 95% Auftretenswahrscheinlichkeit ausgewählt werden. Dabei handelt es sich um ein sehr kritisches Kollektiv; 95% aller Messungen führen zu weniger schädigenden Kollektiven als diese Messung. Sie wird als Grundlage für die folgenden Signalbearbeitungen verwendet.



**Abbildung 5.3:** Verteilungsanalyse der schädigungsgleichen Rechteckkollektive der niederfrequenten Druckschwingungen verschiedener Fahrzeugmessungen

## 5.2 Reduzierung der Druckhaltezeiten

Die Länge der gesamten ausgewählten Messung beträgt 3,7 Stunden. In diesem Signal sind nach der Tiefpassfilterung 4600 vom Fahrer verursachte Schwingspiele enthalten. Dies entspricht einer Lastwechselfrequenz von 0,3 Hz. Die Reduzierung der Druckhaltezeiten hat das Ziel diese Frequenz zu steigern. Dazu sollen Zeiten konstanten Druckes, insbesondere Zeiten, in denen der Leerlaufdruck anliegt, aus dem Messsignal entfernt werden. Zeiten konstanten Druckes treten dann auf, wenn sich der Fahrzustand nicht ändert, beispielsweise bei Ampelstopps.

Es wird der aufgezeichnete Druck-Zeit-Verlauf analysiert und die synchron aufgezeichneten Verläufe von Drehzahl und Pedalwert bearbeitet. Zunächst müssen die Flanken eines Druckanstieges oder -abfalls erkannt werden, um in einem zweiten Schritt die zwischen den Flanken liegenden Signalbereiche auf Druckveränderungen prüfen zu können. Zu diesem Zweck wird zu jedem Zeitpunkt  $t$  des Drucksignals die gleitende Mittelwertfunktion  $F_M$  gebildet. Dabei werden fünf Mittelwerte jeweils über eine bestimmte Spanne hinweg errechnet. Die Spannen reichen vom Zeitpunkt  $t$  aus in positiver, wie auch in negativer Zeitrichtung, siehe Gleichung Gl. 5.1 und Abbildung 5.4.

$$F_M = K_1 \cdot (|M_1 - M_2| + |M_1 - M_{-1}|) + K_2 \cdot (|M_1 - M_3| + |M_1 - M_{-2}|) \quad (\text{Gl. 5.1})$$

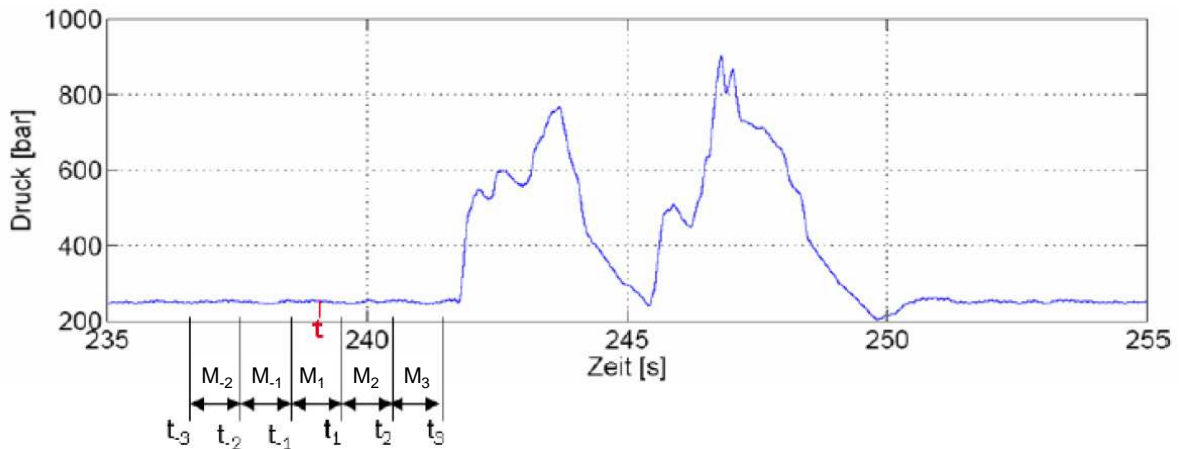
$$\text{mit } M_n = \frac{1}{N} \sum_{t=t_{n-1}}^{t_n} p(t) \text{ für } n = \{-2; -1; 2; 3\}$$

$$M_1 = \frac{1}{N} \sum_{t=t_{-1}}^{t_1} p(t)$$

$K_1, K_2$ : Gewichtungsfaktoren für Nah- und Fernbereich [1]

$p(t)$ : Druck zum Zeitpunkt  $t$  [bar]

$N$ : Anzahl der Punkte in einem Mittelwertintervall [1]



**Abbildung 5.4:** Bildung der gleitenden Mittelwertfunktion zur Flankenerkennung

Über die Gewichtungsfaktoren und die Anzahl an Messpunkten über die die Mittelwerte gebildet werden, kann die Funktion auf die Charakteristik des Drucksignals angepasst werden. Ist dies geschehen, steigt der Funktionswert im Bereich eines Druckabfalls oder -anstiegs stark an. Übersteigt der Wert eine bestimmte Grenze, so ist ein Punkt im Bereich der Druckflanke gefunden. Für das Entfernen von Zeitabschnitten ist es jedoch erforderlich, den exakten Beginn und das Ende der Druckflanke zu kennen. Dazu wird die Ableitung des Druckverlaufes nach der Zeit gebildet. Ausgehend von einem Anstieg in der Mittelwertfunktion wird sowohl in positiver, als auch in negativer Richtung nach dem Nulldurchgang in diesem Signal gesucht. An diesem Punkt beträgt die Drucksteigung null; der Anfang bzw. das Ende der Flanke ist erreicht. Befindet sich im Bereich zwischen zwei Druckflanken kein signifikanter Druckunterschied, so wird dieser Bereich zur Löschung vorgeschlagen. Das Resultat dieser Vorgehensweise an einem gemessenen Druckverlauf zeigt Abbildung 5.5.

Somit stehen die Zeiträume, in denen eine Modifizierung erfolgen soll, fest. Jedoch können die Verläufe von Pedalwert und Drehzahl nicht in diesen Grenzen entfernt werden, siehe Abbildung 5.6. Der Pedalwert läuft entsprechend dem Fahrerwunsch den übrigen Signalen voraus. Daher ist die hintere Grenze von Zeitpunkt 2 um eine bestimmte Zeitdauer auf 2' zu verschieben. Der später dem Versuchsstand vorzugebende Drehzahlwert darf keine Sprünge aufweisen, daher muss er um eine Rampe zwischen den Zeitpunkten 1 und 1', entsprechend dem maximal möglichen Drehzahlgradienten des Versuchsstandes, ergänzt werden. Falls nötig wird auch im Signal des Pedalwertes im gleichen Zeitraum eine Rampe eingefügt.

Zur Validierung dieses Vorgehens dient eine Steuergerätsimulation. Dabei wird aus den Verläufen von Pedalwert und Drehzahl und dem Steuergerätedatensatz des gemessenen Fahrzeuges der Solldruck zu jedem Zeitpunkt ermittelt. Um Abweichungen der Simulation aus der Betrachtung zu entfernen und somit die Vergleichbarkeit sicherzustellen, wurden zwei getrennte Rechnungen angestellt. Zum einen wurden die modifizierten Verläufe, zum anderen

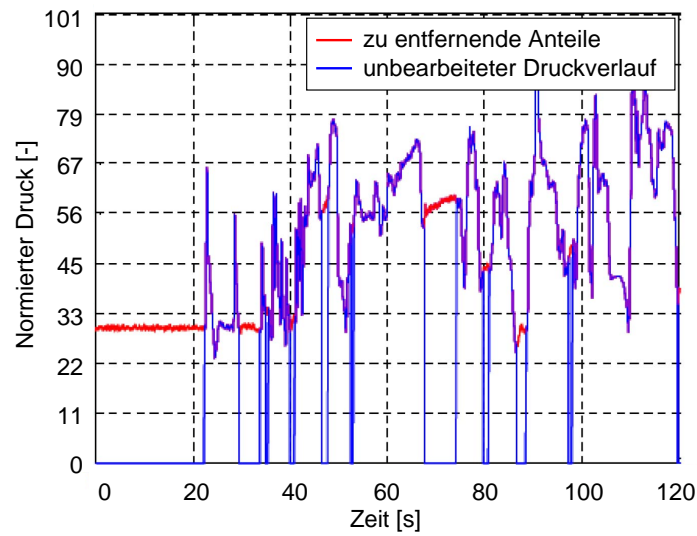


Abbildung 5.5: Markierung der zu löschenden Anteile in einem gemessenen Druck-Zeit-Verlauf

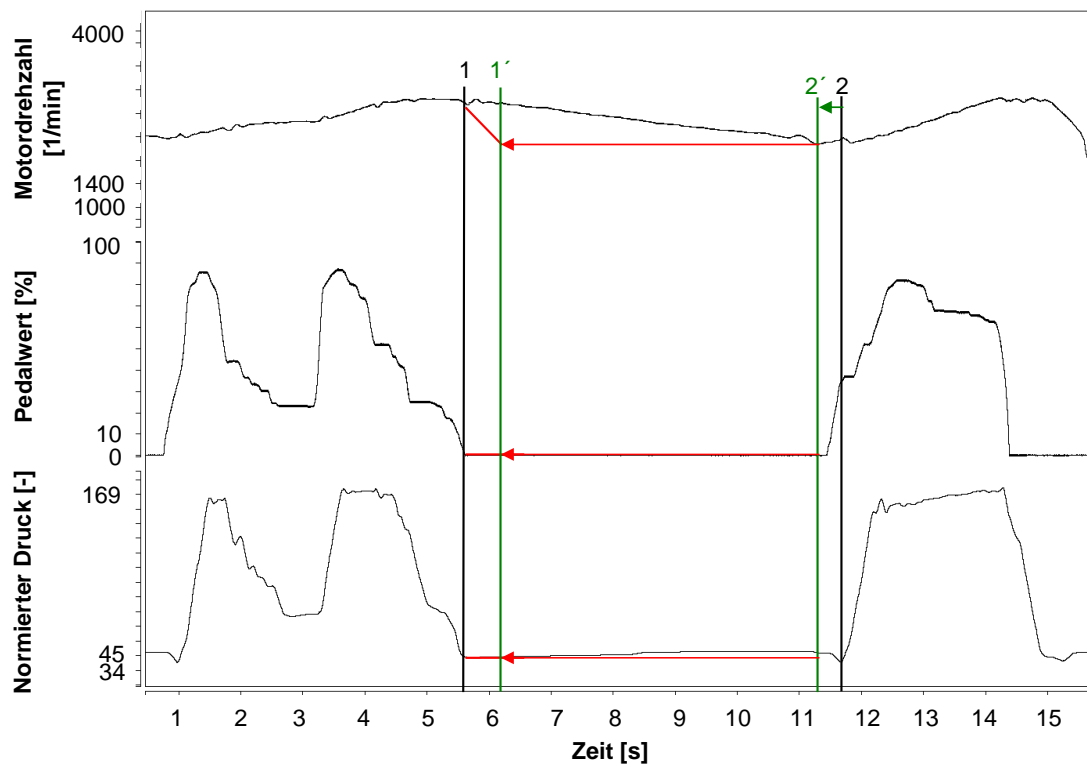
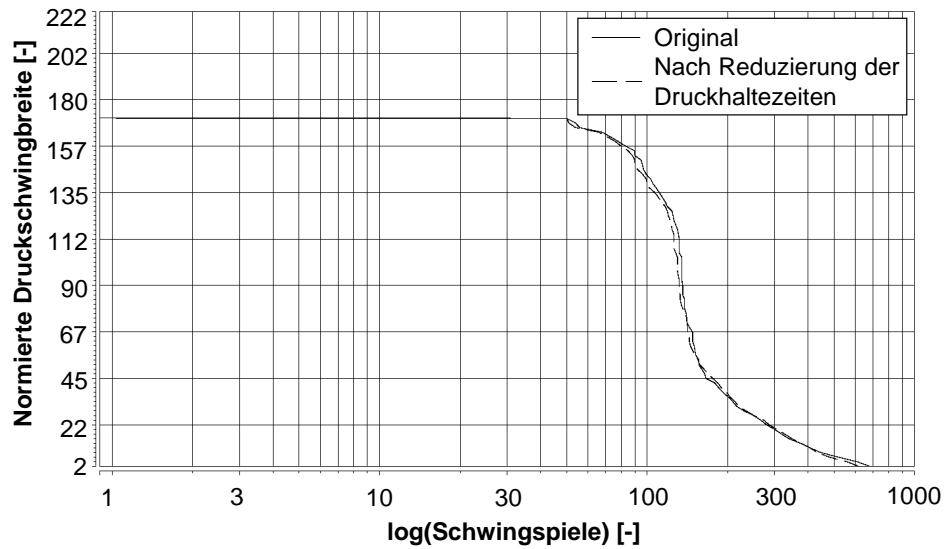


Abbildung 5.6: Modifizierung der synchronen Verläufe von Druck, Pedalwert und Drehzahl

die originalen Daten aus der Fahrzeugmessung als Basis verwendet. Die Spannenpaardarstellungen der resultierenden rainflowklassierten Zeitreihen sind in Abbildung 5.7 am Beispiel



**Abbildung 5.7:** Spannenpaardarstellung der simulierten Lastkollektive vor und nach der Frequenzsteigerung durch Haltezeitenreduktion, Stadtmessung

der Stadtmessfahrt dargestellt. Beide Spannenpaare stimmten gut überein. Die Messungen der übrigen Fahrabschnitte zeigen ähnliche Ergebnisse.

Über alle Messabschnitte konnte zusammengekommen eine Versuchszeitreduzierung auf 45,8% der Ausgangslänge bewirkt werden. Die stärkste Reduzierung konnte bei der Messfahrt im Stadtverkehr erreicht werden. Die Überland- und die Autobahnmessung liegen etwas darunter. Die Lastwechselfrequenz konnte auf 0,8 Hz gesteigert werden.

### 5.3 Entfernen kleiner Schwingbreiten (Omission)

Neben den Zeiten konstanten Druckes weist der aufgezeichnete Signalverlauf eine Vielzahl kleiner Lastwechsel auf, die keinen oder nur einen sehr geringen Beitrag zur Schädigung leisten. Das Entfernen dieser Druckschwingungen wird in der Literatur als Omission bezeichnet und führt zu einer weiteren Reduzierung der Versuchszeit.

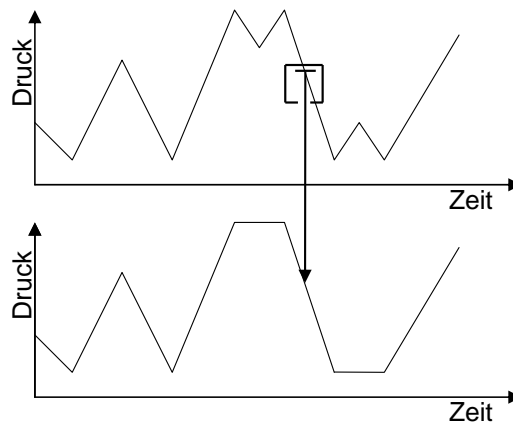
Auch bei dieser Maßnahme tritt dieselbe Problematik auf wie bei Reduzierung der Druckhaltezeiten: die Beurteilung ob ein Abschnitt zu entfernen ist erfolgt am Drucksignal, die Modifizierung muss an den Signalen von PWG und RPM durchgeführt werden. Dieser Umstand macht ein aufwendiges mehrstufiges Konzept erforderlich, dessen einzelne Schritte in Abbildung 5.8 skizziert sind.

Zunächst kommt ein Hysteresefilter (auch Rückstellbreite genannt) zum Einsatz. Er verhindert, dass das Rauschen des Signals als Umkehrpunkt gedeutet wird. Veränderungen des Druckes, die innerhalb einer bestimmten Spanne liegen, werden aus dem Signal entfernt. Zur Verdeutlichung kann ein Stift dienen, der an einer Führung mit Anschlägen in bestimmtem Abstand befestigt ist und so den originalen Verlauf überträgt, vgl. Abbildung 5.8 oben. Bei kleinen Veränderungen wird lediglich die Führung zwischen den Anschlägen bewegt, der Stift behält seine Lage bei.

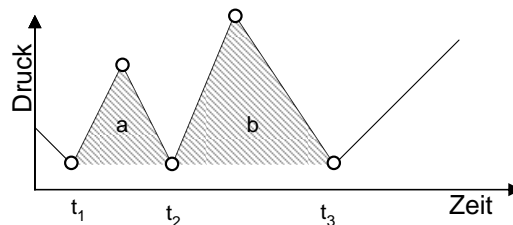
Aus dem so erzeugten Druckverlauf wird daraufhin eine Umkehrpunktfolge erstellt. Dabei ist zu beachten, dass auch die Zeitpunkte der Umkehrpunkte in der Reihe weiterhin enthalten sind. Der so erzeugte Verlauf bildet die Basis für die anschließende Rainflowzählung. Sie erfolgt entsprechend dem Vierpunkt-Algorithmus und ist somit konform zum Stand der Technik wie er beispielsweise in der zum Vergleich herangezogenen Signalbearbeitungssoftware LMS TecWare umgesetzt ist [Amz94, Clo86, LMS05]. Im Unterschied zu den genannten Quellen wird jedoch auf eine zusätzliche Auswertung des Residuums verzichtet. Diese wird üblicherweise durch eine Verdopplung und erneute Zählung des Residuums erreicht. Dadurch würden bei diesem Anwendungsfall Zeitpunkte entstehen, zu denen keine synchronen Werte von PWG und RPM existieren, eine weitere Bearbeitung wäre somit ausgeschlossen. Dies bleibt jedoch ohne größere Folgen, da die Anzahl an unerkannten Schwingspielen gegenüber deren Gesamtzahl gering ist, sie also nur eine geringe schädigende Wirkung haben. Auch muss dabei beachtet werden, dass diese unerkannten Schwingspiele nicht entfernt werden können, die Abweichung also konservativer Art ist. Im Rahmen der Klassierung werden zu jedem Lastwechsel die Anfangs- und Endzeit und zu jeder Klasse der Rainflowmatrix die enthaltenen Lastwechsel gespeichert.



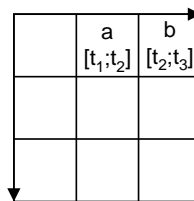
Hysteresefilter



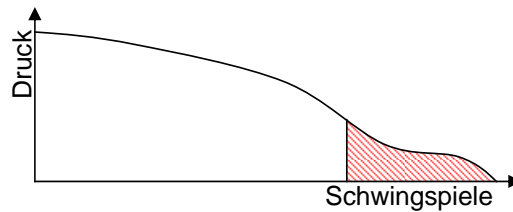
Erstellung Umkehrpunktefolge



Rainflow-klassierung



Omission



Zeitsynchrones Entfernen der Schwingspiele

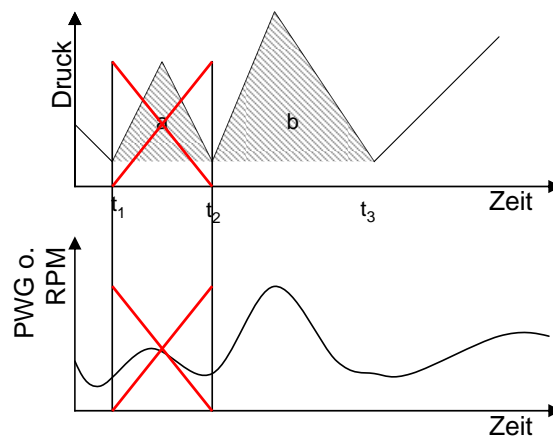
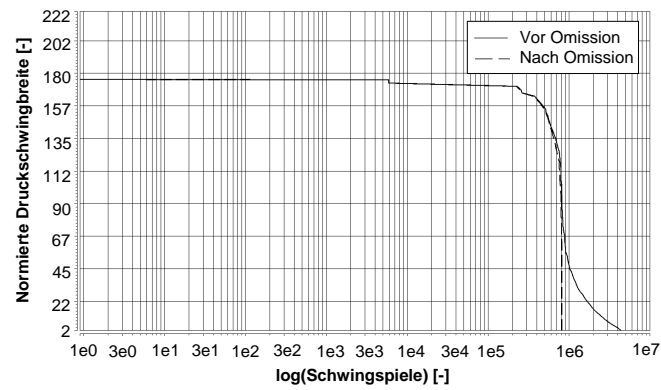


Abbildung 5.8: Ablauf der Entfernung kleiner Schwingspiele (Omission)

Die so generierte Häufigkeitsmatrix wird exportiert und in ein Bosch internes Tool eingefügt [Bos05]. Dieses ermöglicht eine mittelspannungskorrigierte Omission an der Matrix. Notwendige Eingaben sind, neben der Rainflowmatrix, das Haigh-Diagramm des entsprechenden Werkstoffes und der Omissionlevel. Das Haigh-Diagramm wird gemäß der FKM-Richtlinie [N.N03] abgeschätzt. Die Größe der Reduktion ist im Wesentlichen abhängig vom Omissionlevel. Seine Bestimmung ist ein komplexes Problem, das in zahlreichen Veröffentlichungen behandelt wird. Allgemein kann angenommen werden, dass bei Stahlbauteilen Lastwechsel unterhalb der halben, mittelspannungskorrigierten Dauerfestigkeit entfernt werden können [OK88, WC99].

Ausgeben wird die omittierte Matrix, die ihrerseits in Matlab importiert werden kann. Hier erfolgt im letzten Schritt die Rückrechnung auf die Zeitpunkte von Anfang und Ende der zu entfernenden Lastwechsel. Analog zum im Abschnitt 5.2 geschilderten Vorgehen können die Abschnitte in den Verläufen von PWG und RPM entfernt und die entstandenen Sprünge durch Rampen geheilt werden.

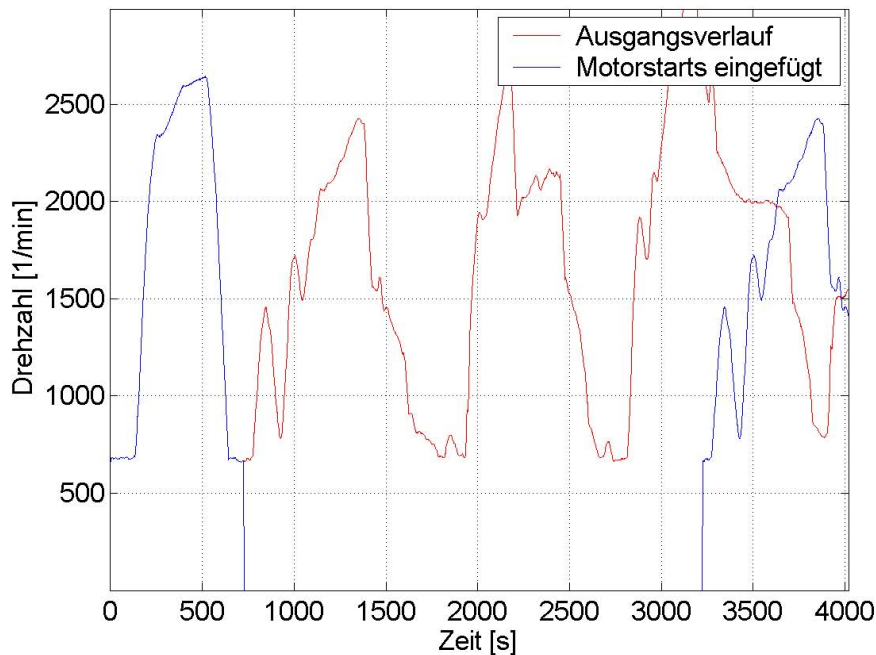
Zur Überprüfung des Ergebnisses dienen wiederum zwei Simulationen des Solldruckverlaufes aus den PWG- und RPM-Zeitreihen anhand des Steuergerätedatensatzes. Es werden die unbearbeiteten Verläufe sowie die omittierten Daten vorgegeben. Die so erzeugten Zeit-Druck-Folgen werden entsprechend dem Rainflow-Algorithmus klassiert. Das Ergebnis in Spannenpaardarstellung zeigt Abbildung 5.9. Der Omissionlevel lag in diesem Beispiel bei ca. 50% der im Wöhlerversuch ermittelten Dauerfestigkeit der Bauteile, was einer normierten Druckschwingbreite von 90 entspricht. Bis zu diesem Druck liegen beide Kurven nahe beieinander, darunter treten im omittierten Kollektiv kaum weitere Schwingspiele auf. Schädigungsrechnungen beider Kollektive gegen die Wöhlerlinie, der in den Bauteilversuchen verwendeten Prüflinge, ergab eine Reduzierung der Schadenssumme von 3% bei einer weiteren Reduzierung der Laufzeit auf 10,0% der Ausgangslänge.



**Abbildung 5.9:** Spannenpaardarstellung der simulierten Lastkollektive vor und nach der Omission, Gesamtkollektiv (Stadt-, Land- und Autobahnmessung)

## 5.4 Einfügen von Motorkaltstarts

Da während der Messfahrt keine Motorstarts mit aufgezeichnet werden, diese aber einen nicht zu vernachlässigenden Anteil an der Schädigung haben, müssen sie zusätzlich eingefügt werden. Bei einer normalen Bauteilabsicherung werden Motorstarts in Form eines Startkollektives mit dem bereits klassierten Druckkollektiv aus der Fahrzeugmessung superponiert. Eine solche Vorgehensweise ist in diesem Fall nicht möglich, da das Druckkollektiv erst im laufenden Versuch erzeugt wird. Somit ist es notwendig, die entsprechende Anzahl an Starts in die Signalverläufe einzuarbeiten. Dazu wird die Pumpendrehzahl bei Leerlaufdruck auf null abgesenkt und kurzzeitig gehalten, sodass der Systemdruck ebenfalls gegen null strebt. Einen solchen Eingriff in das Drehzahlsignal zeigt Abbildung 5.10. Der modifizierte Verlauf fällt beim Erreichen der Leerlaufdrehzahl auf null ab. Nach der vorgegebenen Haltezeit findet ein Wiederanstieg auf die Ausgangsdrehzahl statt. Von dort aus setzt sich der Verlauf entsprechend des nicht modifizierten Signals vom Ausgangszeitpunkt aus fort. Diese Bearbeitung wird an der entsprechenden Anzahl an Stellen, gleichmäßig über den gesamten Signalverlauf verteilt, durchgeführt.



**Abbildung 5.10:** Drehzahlverlauf vor und nach dem Einfügen eines Motorkaltstarts

Abbildung 5.11 zeigt das Druckkollektiv vor und nach dem Einfügen der Motorstarts. Die zusätzlichen großen Lastwechsel sind gut zu erkennen. Ihre Schwingbreite liegt um den Leerlaufdruck über dem Ausgangskollektiv.

Die Bearbeitung führt zu einer Verlängerung des Verlaufes auf 10,2% der Ausgangslänge.

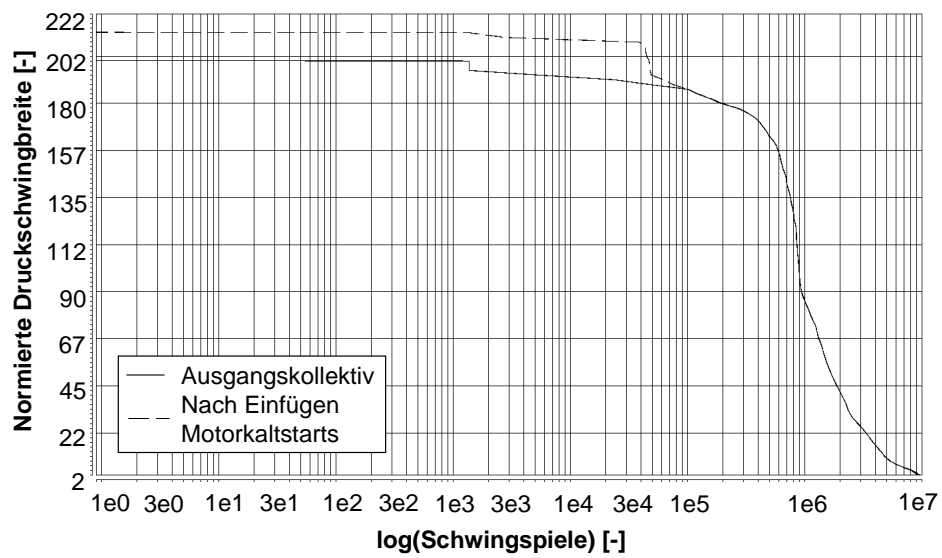


Abbildung 5.11: Spannenpaardarstellung des Kollektives vor und nach dem Einfügen der Motorkaltstarts

## 5.5 Streckung der Zeitreihen zur Anpassung an den Versuchsstand

Da sowohl der positive, als auch der negative maximale Drehzahlgradient am Fahrzeug größer ist als an der Versuchsanlage, müssen die Signalverläufe vor dem Transfer zeitlich gestreckt werden. Im einfachsten Fall würde man dies mit einem globalen Streckungsfaktor erreichen. Dieser entspräche dem Verhältnis der Steigung der steilsten Druckflanke des Drehzahlsignals zu dem möglichen Drehzahlgradienten der Versuchsanlage. Damit würde jeder Signalabschnitt, unabhängig von dem tatsächlichen Gradienten, mit diesem Faktor gestreckt werden. Also auch Bereiche in denen kein oder nur ein kleiner Eingriff nötig wäre; es würde unnötig viel Versuchszeit in Anspruch genommen werden. Um dies zu vermeiden, wird das Drehzahlsignal mit dem Ziel abgetastet die Bereiche zu erkennen, die eine zu große Steigung aufweisen. Diese Bereiche werden dann gezielt mit dem jeweils nötigen Faktor gestreckt. Das PWG-Signal wird ebenfalls entsprechend angepasst. Nötige Zwischenpunkte werden durch lineare Interpolation erzeugt. Abbildung 5.12 zeigt einen Ausschnitt des Drehzahlsignals vor und nach der Bearbeitung. Diese Bearbeitung führte zu einer moderaten Verlängerung auf 16,4% der Ausgangslänge. Dies stellt die erreichte Versuchszeitreduzierung am Ende der Signalbearbeitung dar.

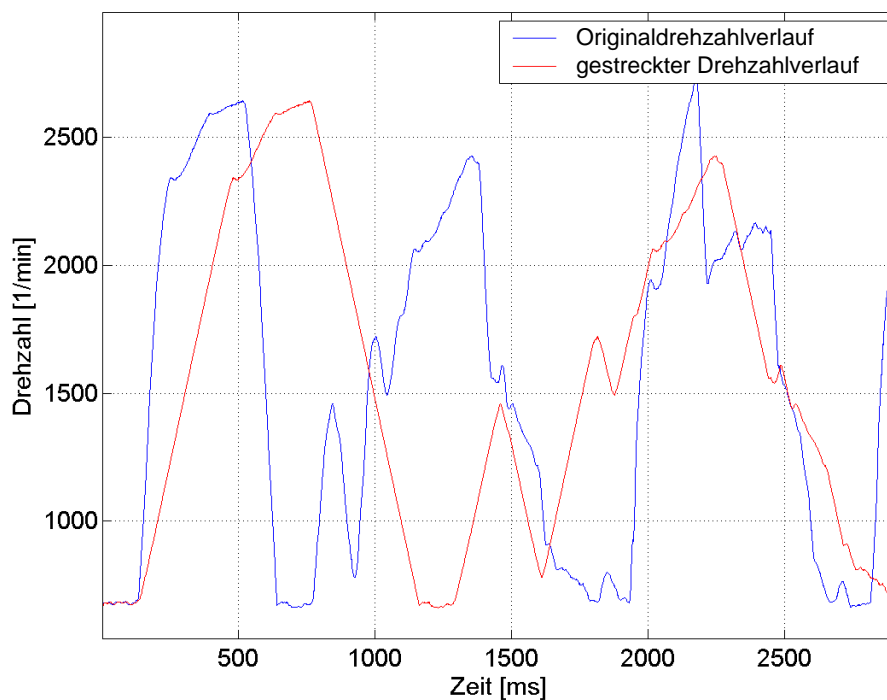


Abbildung 5.12: Drehzahlverlauf vor und nach der Streckung

## 5.6 Durchmischung

Im letzten Schritt der Signalbearbeitung werden die bisher erzeugten Signale in etwa gleich lange Abschnitte unterteilt. Bei dieser Aufteilung wird darauf geachtet, dass das erneute Zusammensetzen unter Einsatz minimaler Verbindungsrampen in das Drehzahlsignal möglich ist. Daran anschließend erfolgt die Neuordnung in zufällig erzeugter Reihenfolge. Dieses Vorgehen ist in Abbildung 5.13 exemplarisch dargestellt. Das so erstellte Signal erhält Anteile der Stadt-, Überland- und Autobahnmessung und Motorkaltstarts in regelloser Durchmischung.

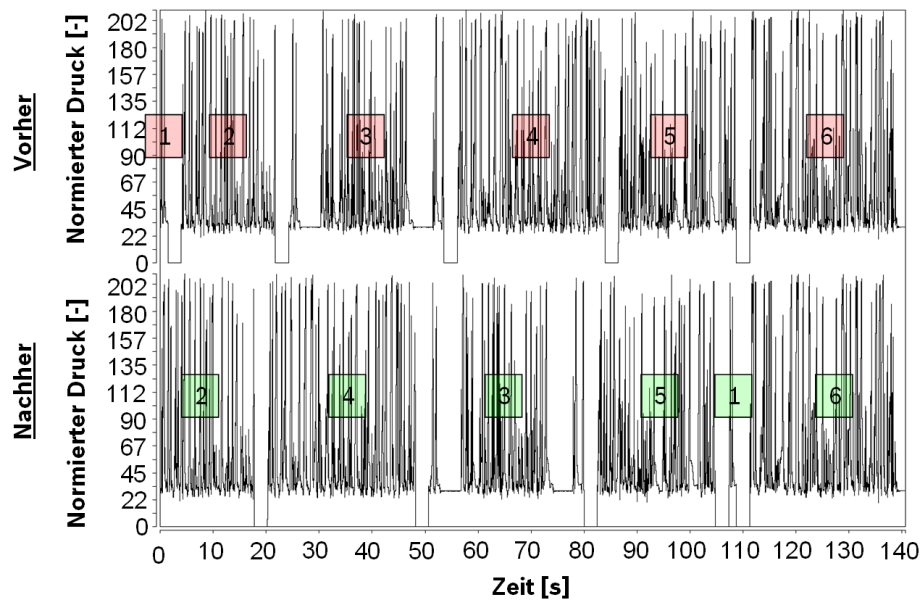
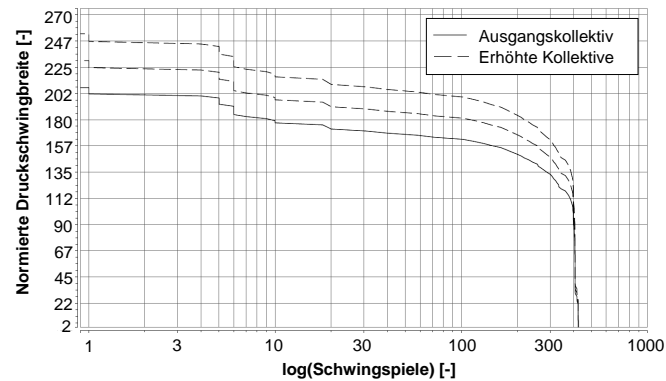


Abbildung 5.13: Durchmischung der Zeitreihe

## 5.7 Belastungserhöhung

Für die durchzuführenden Betriebsfestigkeitsversuche sind Lastdaten auf verschiedenen Niveaus nötig. Dazu werden proportionale Erhöhungen ausgehend von einer Messung durchgeführt. Am Prüfstand zur praxisnahen Bauteilerprobung geschieht dies durch die Anpassung des Solldruckkennfeldes im Datensatz des Steuergerätes. Dadurch wird eine lineare Anhebung des aus PWG und RPM errechneten Solldruckes erreicht.

Bei der Übertragung des am Prüfstand gemessenen Kollektives an die Standardprüfanlage erfolgt eine proportionale Anhebung des Druckes auf Basis einer Prüfstandsmessung. Abbildung 5.14 zeigt das Ausgangs- und die daraus abgeleiteten Kollektive.



**Abbildung 5.14:** Spannenpaardarstellung des am Prüfstand gemessenen Druckkollektives und daraus abgeleiteter erhöhter Kollektive

## 5.8 Vergleich von Fahrzeug- und Prüfstandslasten

Zur Quantifizierung des Unterschiedes zwischen Fahrzeug und Prüfstand wurde eine Schädigungsrechnung gegen die Wöhlerlinie der verwendeten Probenbauteile durchgeführt. Das Ergebnis dieser Rechnung ist im oberen Teil der Tabelle 5.1 gelistet. Es zeigt sich, dass das Prüfstandssignal eine um ca. 27% geringere Schadenssumme als der Fahrzeugverlauf hat. Ursächlich hierfür sind die prinzipbedingten Unterschiede zwischen Prüfstand und Fahrzeug (vgl. Kapitel 4.4.3 „Vergleich von Feld- und Anlagendrucksignal“) sowie die im Rahmen der Signalbearbeitung durchgeführten Veränderungen des Prüfsignals.



**Tabelle 5.1:** Vergleich der Schadenssummen von Fahrzeug und Prüfstand, Grundschiwingung und gesamte Schwingung

Kollektiv 1	Schadenssumme 1	Kollektiv 2	Schadenssumme 2	Veränderung [%]
Grundschiwingung der Fahrzeugmessung	5,98e-4	Grundschiwingung der Prüfstandsmessung	4,39e-4	26,6
Fahrzeugmessung Raildrucksensor	5,95e-4	Prüfstandsmessung	4,48e-4	24,7
Fahrzeugmessung Injektor	5,74e-4	Prüfstandsmessung	4,48e-4	22,0

Abschließend soll ein Vergleich der unbearbeiteten Feldverläufe und des Verlaufs der Prüfstandmessung ohne Motorstarts, anhand einer Schädigungsrechnung gegen die Wöhlerlinie der Probenbauteile, durchgeführt werden. Es werden also die Grund- und die überlagerten Schwingungen betrachtet und die Auswirkungen der beschriebenen Unterschiede zwischen dem unbearbeiteten Ausgangssignal und dem am Prüfstand wiedergegeben Signal quantifiziert. Tabelle 5.1 listet im unteren Teil das Ergebnis dieser Berechnung, die Kollektive können dem Anhang B entnommen werden. Bedingt durch die Veränderungen des Kollektives durch die Signalbearbeitung sowie durch die z. T. geringere Amplitude der überlagerten Schwingung, ist eine Verringerung der Schadenssumme im Vergleich zum Signal des Raildrucksensors um ca. 25%, im Vergleich zum Injektorsignal um 22% eingetreten. Dabei muss beachtet werden, dass das Prüfstandsignal verglichen mit dem Fahrzeugsignal eine um 85% verkürzte Zeit aufweist.

## 6 Bauteilversuche

### 6.1 Auswahl der Bauteile

Insbesondere zur Ermittlung des Korrekturfaktors zwischen Feld und Erprobung ist eine möglichst große Realitätsnähe entscheidend. Um Geometrie, Werkstoff, Wärmebehandlung, Fertigung und Montagebedingungen abbilden zu können, kommen Serienbauteile zum Einsatz. Eine hinreichende Festigkeitsdifferenz zwischen den Prüflingen und den zur Druckerzeugung eingesetzten Komponenten wird erreicht, indem die Prüflinge der ersten Generation des Common-Rail-Systems (Systemdruck 1350 bar) entnommen werden, wohingegen die funktionsfähigen Komponenten der dritten Generation (Systemdruck 1800 bar) entstammen. Der eingesetzte Prüfling ist der in Abbildung 6.1 gezeigte Injektorkörper. Dabei handelt es sich nicht um einen funktionsfähigen Injektor. Wesentliche Baugruppen wie Ventil, Aktor oder Einspritzdüse sind nicht vorhanden, die Abdichtung erfolgt über Ersatzkörper an deren Stelle. Das Fluid wird über einen eingeschraubten Druckrohrstutzen in das so entstandene Totvolumen eingebracht. Die versagenskritische Stelle markiert ein Durchmesserübergang in der Hochdruckbohrung, die sog. Vordrossel. Tabelle 6.1 gibt weitere Details zu Werkstoff und Fertigung des Prüflings an.

**Tabelle 6.1:** Werkstoff- und Fertigungsdetails zu dem als Prüfling verwendeten Injektorkörper

Werkstoff	C45GPb+C
Wärmebehandlung	Vergüten auf 253HV
Oberflächenbearbeitung	Entgraten Verrunden Beschichten

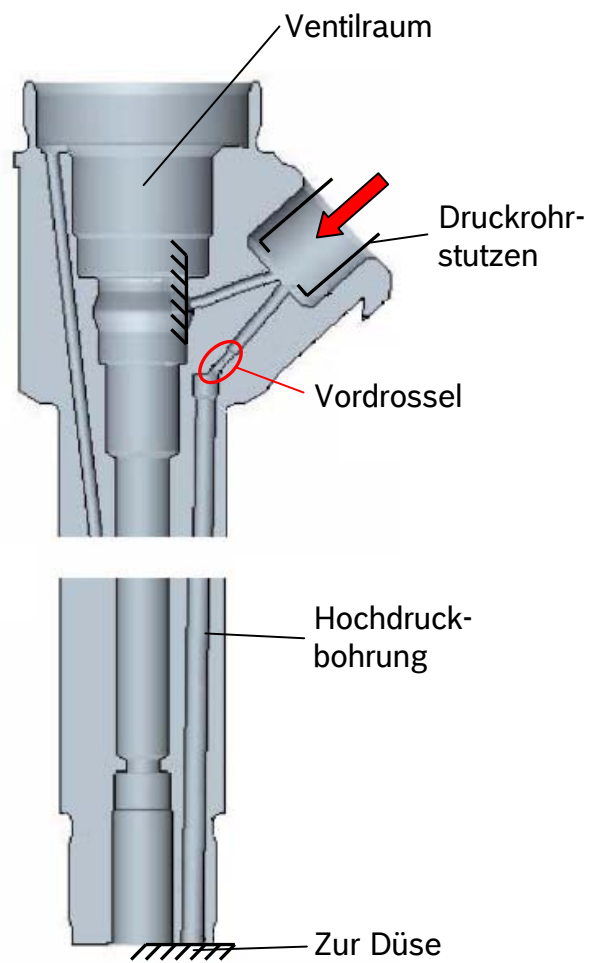


Abbildung 6.1: Schnittdarstellung des als Prüfling verwendeten Injektorkörpers

## 6.2 Versuchsprogramm

Die Bauteilversuche können in zwei Gruppen unterteilt werden. Zum einen den Vergleichsversuch zwischen Feld und Erprobung, zum anderen Versuche zum Einfluss einzelner Eigenschaften des Prüfsignals auf die Schwingfestigkeit. In jeder Gruppe werden mehrere Betriebsfestigkeitsversuche durchgeführt.

**Praxisnahe- und Erprobungsbetriebsfestigkeitsversuche** Das zentrale Augenmerk bei den Bauteilversuchen liegt auf den vergleichenden Betriebsfestigkeitsversuchen am Prüfstand für praxisnahe Bauteilerprobung, die das Fahrzeug nachbilden, und dem Standardinnendruckpulsator, der die Vorgehensweise bei der Komponentenerprobung darstellt. Das Ziel ist die Ermittlung des in Abschnitt 3.2 beschriebenen Korrekturfaktors aus den Schadenssummen der einzelnen Versuche. Dazu werden auf beiden Anlagen mehrere Betriebsfestigkeitsversuche auf unterschiedlichen Lastniveaus durchgeführt. Das Sollkollektiv für den Innendruckpulsator ergibt sich aus einer Lastkollektivmessung am Prüfstand. Dieses Lastkollektiv hat vor der Übertragung die in der Erprobung übliche Signalbearbeitung, bestehend aus Omission, Druckanpassung bei gleichbleibendem Minimaldruck, Einfügen eines synthetischen Motorkaltstartkollektives und Rainflow-Rekonstruktion des Kollektives zu Umkehrpunkten, erfahren. Somit können mit diesem Versuch alle relevanten Einflussgrößen zusammengenommen quantifiziert werden. Um den damit einhergehenden Nachteil, dass der Beitrag der einzelnen Einflussgrößen unerkannt bleibt auszugleichen, werden weitere Einzelversuche durchgeführt. Diese sind im Folgenden näher beschrieben.

**Betriebsfestigkeitsversuche zum Signaleinfluss** Um einen Einfluss einzelner Signaleigenschaften beurteilen zu können, werden weitere Betriebsfestigkeitsversuche auf zwei Lastniveaus, eines im oberen und eines im unteren Zeitfestigkeitsgebiet, durchgeführt. Die Basis bildet eine Messung des Zeit-Druck-Verlaufes am Prüfstand, in der auch Motorstarts durch das Druckabsinken auf null enthalten sind. Diese Zeitreihe erfährt verschiedene Bearbeitungen, siehe Tabelle 6.2. Zunächst wird bei allen Varianten der Druck auf das gewünschte Niveau angepasst und ein Offset addiert um den bauartbedingten Minimaldruck des Innendruckpulsators zu überschreiben. Anschließend erfolgt für jede der drei Varianten eine unterschiedliche Bearbeitung.

In Variante A wird die Zeitreihe einer Rainflowzählung und anschließender Rainflow-Rekonstruktion unterzogen, was zu einer zufälligen Durchmischung der Schwingspiele führt. Durch das Hinzufügen eines neuen Zeitindexes wird eine konstante Frequenz von 12,5 Hz eingestellt.

In Variante B wird auf die Klassierung und damit auf die Durchmischung des Verlaufes verzichtet. Es werden die Umkehrpunkte aus der Zeitreihe ermittelt und in unveränderter

Tabelle 6.2: Bearbeitungsvarianten zum Prüfsignaleinfluss

<b>Variante A</b> <i>„Zufällig durchmischt und Frequenz konstant“</i>	<b>Variante B</b> <i>„Reihenfolge entsprechend Prüfstand und Frequenz konstant“</i>	<b>Varianten C1/C2</b> <i>„Reihenfolge entsprechend Prüfstand und längere Haltezeiten</i>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Aufzeichnung des Zeit-Druck-Verlaufes am Prüfstand zur praxisnahen Bauteilerprobung (mit Motorkaltstarts durch Druckabsenkung)</li> <li>• Druckanpassung bei gleichem Minimaldruck</li> <li>• Addition eines Offsets (Minimaldruck Innendruckpulsator)</li> </ul>		
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Rainflowklassierung</li> <li>• Rainflow-Rekonstruktion (zufällige Durchmischung der Schwingspiele)</li> <li>• Hinzufügen eines Zeitindexes → Frequenz konstant 12,5 Hz</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Erstellung einer Umkehrpunktdatei aus dem Druckverlauf</li> <li>• Hinzufügen eines neuen Zeitindexes → Frequenz konstant 12,5 Hz</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Erstellung einer Umkehrpunktdatei aus dem Druckverlauf → Frequenz variabel</li> <li>• Durchführung in zwei Geschwindigkeiten → mittlere Frequenz C1: 6 Hz C2: 0,8 Hz</li> </ul>

Reihenfolge, aber durch Überschreiben des Zeitindexes, mit konstanter Frequenz von 12,5 Hz am Pulsator wiedergegeben.

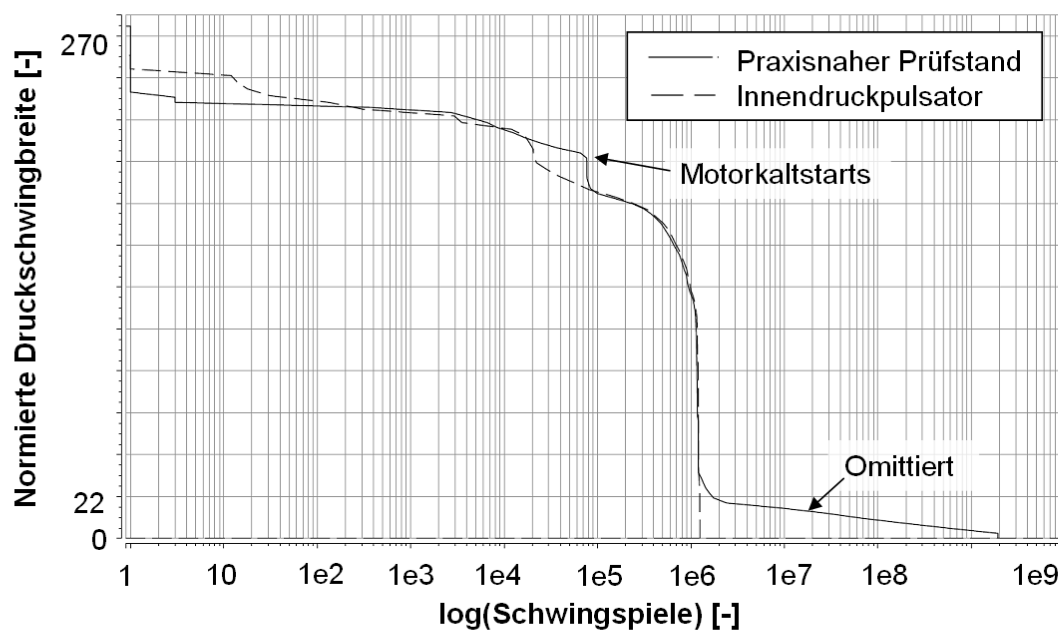
In Variante C wird auch auf die Veränderung des Zeitindexes verzichtet. Somit werden die Schwingspiele bezüglich Haltezeit und Frequenz entsprechend des unregelmäßigen Verlaufs am Prüfstand wiedergegeben. Um die Versuchslaufzeit zu reduzieren, wird die Zeitachse jedoch mit zwei unterschiedlichen Faktoren gestaucht. Die resultierenden durchschnittlichen Frequenzen der Varianten C1 und C2 betragen 6 und 0,8 Hz.

## 6.3 Ergebnisse

Die Ergebnisse können über verschiedene Vergleiche der durchgeführten Versuche ausgewertet werden. Um sämtliche möglichen Informationen aus den vorhandenen Versuchen zu generieren, erfolgt die Auswertung anhand einer Einflussgrößentabelle, Tabelle 6.3. Sie listet alle durchgeführten Versuche, ihre Einflussgrößen und sämtliche möglichen Vergleiche untereinander auf. Einige dieser Auswertungen sind nicht sinnvoll, da zu viele Einflussgrößen gleichzeitig variiert wurden oder kein Bezug zur Praxis besteht. Andere führen zu einem Erkenntnisgewinn und werden in den folgenden Abschnitten einzeln behandelt.

### 6.3.1 Praxisnahe- und Erprobungsbetriebsfestigkeitsversuche

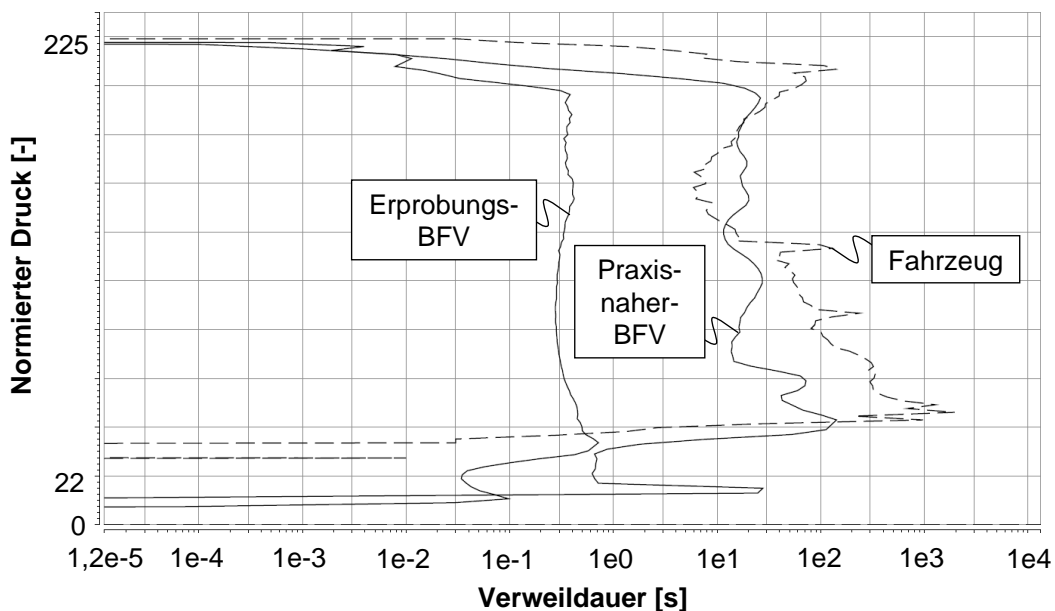
Zunächst sollen die Lastkollektive dieses Vergleichsversuches betrachtet werden, Abbildung 6.2. Die Versuche wurden auf verschiedenen Niveaus durchgeführt, die Lastkollektive unterscheiden sich jedoch nur in den absoluten Werten, daher kann der Vergleich der Kollektive hier auf ein Niveau beschränkt werden. Für den Vergleich wurde der Umfang normiert. Es zeigen sich leichte Abweichungen beider Kollektive zueinander. Eine geringe Anzahl größerer Schwingspiele am Innendruckpulsator ist auf das Einregeln des Betriebsfestigkeitsrechners zu Beginn des Versuches zurückzuführen. Die größere Fülligkeit am praxisnahen Prüfstand liegt in den unterschiedlichen Motorkaltstartkollektiven und der Omission von kleinen Schwingspielen bei der Übertragung an die Standardanlage begründet. Alle Veränderungen entsprechen den üblichen Abweichungen zwischen Fahrzeug und Erprobung. Abbildung 6.3



**Abbildung 6.2:** Lastkollektive der Betriebsfestigkeitsversuche am Innendruckpulsator und am Prüfstand für praxisnahe Bauteilerprobung; Umfang normiert



zeigt die Verweildauer des Druckes für die durchgeführten Versuche. Zum Vergleich ist die zugrunde liegende Fahrzeugmessung eingezeichnet. Alle Verweildauerzählungen erfolgten für einen vollständigen Zyklus, die gefahrene Strecke ist somit identisch. Der Verlauf der Kurven beider Versuche ist identisch, die absoluten Werte des praxisnahen Betriebsfestigkeitsversuches liegen jedoch um den Faktor 50 höher, z. T. oberhalb der Fahrzeugmessung. Letzteres liegt in der Signalbearbeitung, speziell in der Anpassung des Drehzahlgradienten begründet, vgl. Abschnitt 5. Ferner bewirkt die Haltezeitenreduktion eine geringere Verweildauer bei mittleren und kleinen Drücken und das Einfügen von Motorstarts einen zusätzlichen Peak beim Druckminimum. Insgesamt lässt sich sagen, dass der praxisnahe Versuch vergleichbare Werte aufweist wie die Fahrzeugmessung, der Erprobungsversuch wurde mit geringeren Verweildauern in allen Bereichen durchgeführt. Tabelle 6.4 enthält mit dem mittleren Druck-



**Abbildung 6.3:** Verweildauerzählung der Betriebsfestigkeitsversuche (BFV) und der Fahrzeugmessung bei identischer Laufleistung

anstiegsgradienten und der mittleren Frequenz der Grundschiwingung zwei charakteristische Werte der verwendeten Prüfsignale. Zur Berechnung dieser Werte wurden die Schwingspiele der jeweiligen Zeitreihen einzeln bezüglich ihrer Frequenz und ihres Druckanstiegsgradienten ausgewertet und anschließend der arithmetische Mittelwert über alle Schwingspiele gebildet. Auch hier zeigt sich, dass der praxisnahe Versuch der Fahrzeugmessung sehr nahe kommt, während die Erprobung bei deutlich größeren Werten durchgeführt wird. Am praxisnahen Prüfstand können aufgrund der geringen Lastwechselfrequenz nur vergleichsweise hohe Niveaus geprüft werden. Die Ergebnisse der Betriebsfestigkeitsversuche, Abbildung 6.4, weisen in diesen Bereichen deutliche Unterschiede auf. Die Lebensdauer ist um ca. 250.000 Schwingspiele verkürzt und die Schadenssummen sind reduziert. Die Gaßnerlinie verläuft im praxisnahen



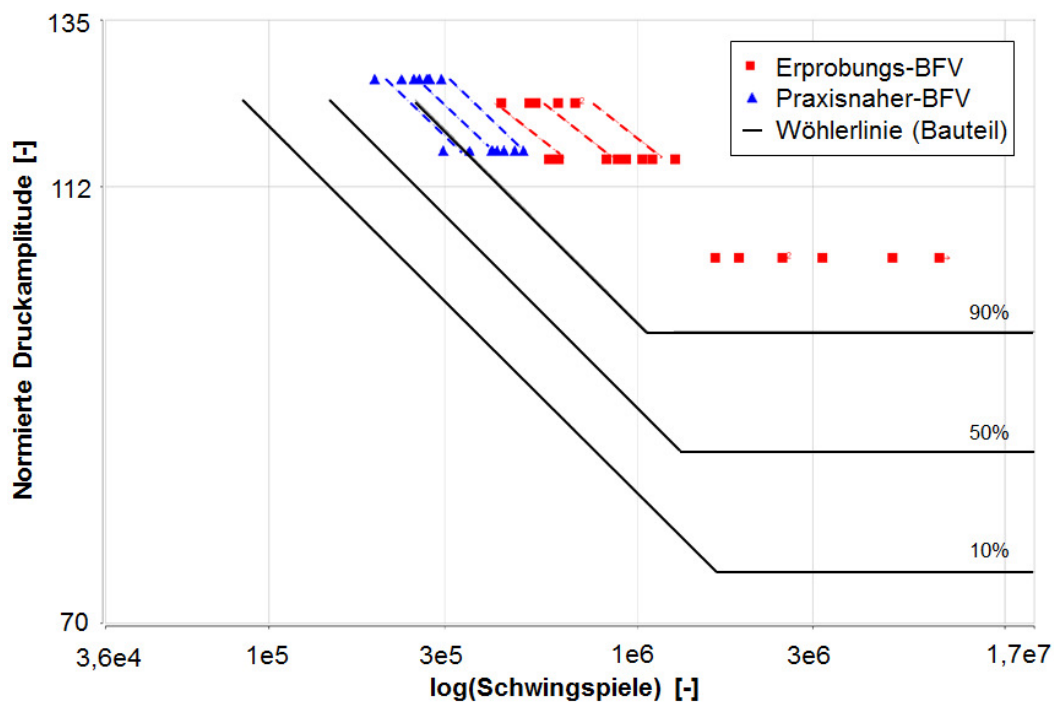
**Tabelle 6.4:** Druckanstiegsgradient und mittlere Frequenz der Grundschiwingung beider Betriebsfestigkeitsversuche und der Fahrzeugmessung als Referenzwert (Eingeklammerte Werte = Prozentuale Abweichung zur Fahrzeugmessung)

	Mittlerer Druckanstiegsgradient [bar/s]	Mittlere Frequenz der Grundschiwingung [Hz]
Erprobungs-BFV bei 12,5 Hz	19019 (2008%)	12,5 (6250%)
Fahrzeug (Testfahrt)	947 (100%)	0,2 (100%)
Praxisnaher BFV	669 (71%)	0,3 (150%)

Versuch steiler als im Erprobungsversuch. Ihre Neigung entspricht etwa der der Wöhlerlinie. Die Streubänder überschneiden sich nicht, der Unterschied ist von signifikanter Größe. Unter Heranziehung aller Ausfälle auf beiden Niveaus zur Berechnung der mittleren Schadenssummen ergibt sich der in Abschnitt 3 eingeführte Korrekturfaktor zu:

$$f_D = \frac{D_{50\%}^*}{D_{50\%}} = 0,58.$$

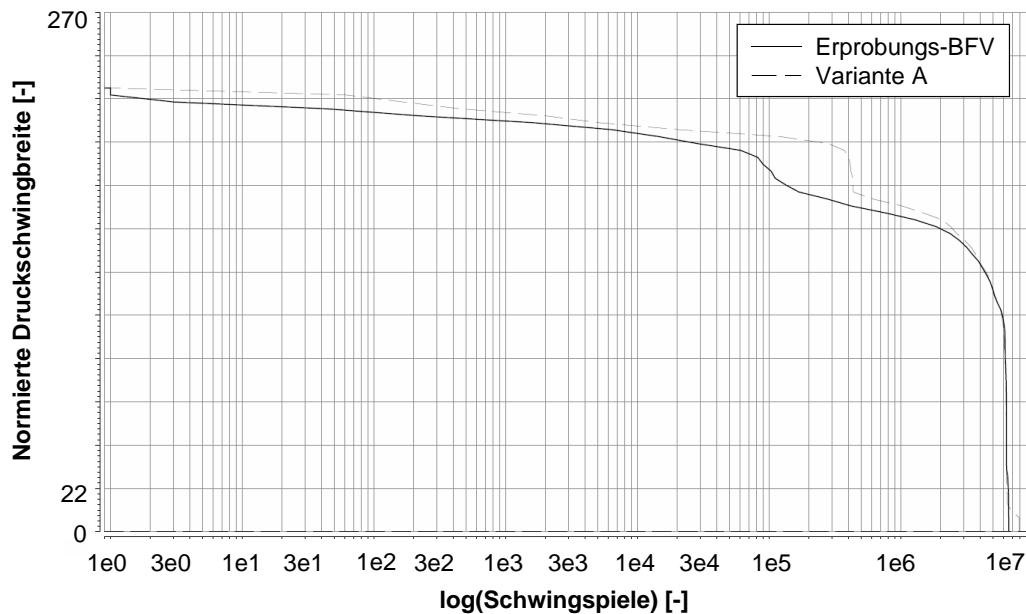
Die unter praxisnahen Bedingungen ertragbaren Zyklen bis Bruch betragen somit nur ca. 60% des in der Erprobung ermittelten Wertes. Somit ist die praxisnahe Belastung als schädigender als die Belastung im Erprobungsbetriebsfestigkeitsversuches einzuschätzen.



**Abbildung 6.4:** Ergebnisse der Betriebsfestigkeitsversuche unter Praxisnahen- und unter Erprobungsbedingungen

### 6.3.2 Einfluss Startkollektiv

Beim Vergleich der Versuche zum Startkollektiveinfluss liegt der Unterschied einzig in den Lastkollektiven. In der Erprobung wird ein synthetisches Motorstartkollektiv dem gemessenen Fahrkollektiv superponiert. Diese Bearbeitung entspricht der Variante A, vgl. Tabelle 6.2 Am Prüfstand zur praxisnahen Bauteilerprobung kann bei Leerlaufdruck eine Absenkung auf null erfolgen und somit können Motorstarts direkt nachgebildet werden. Das daraus resultierende Kollektiv ist geringfügig fülliger, als das Kollektiv des Erprobungsbetriebsfestigkeitsversuches, siehe Abbildung 6.5.



**Abbildung 6.5:** Lastkollektive mit identischem Fahrkollektiv und unterschiedlichen Motorstartkollektiven

Beide wurden auf Innendruckpulsatoren mit 12,5 Hz nachgefahren. Das Resultat zeigt Abbildung 6.6. Auf dem Lastniveau im oberen Zeitfestigkeitsgebiet überschneiden sich die Streubänder, hier ist kein Unterschied zwischen beiden Versuchen festzustellen. Das Übergangsniveau (Brüche und Durchläufer gemischt) wird zu einem Bruchniveau (nur Brüche) verschoben. Die Schadenssumme auf dem oberen Niveau unterscheiden sich um weniger als 10%. Es zeigt sich somit, dass auch eine geringfügige Veränderung im Startkollektiv zu Veränderungen im Erprobungsergebnis in der Nähe des Übergangsbereiches zwischen Dauerfestigkeit und Zeitfestigkeit führen kann.

Insgesamt ist der Einfluss jedoch als klein anzusehen.

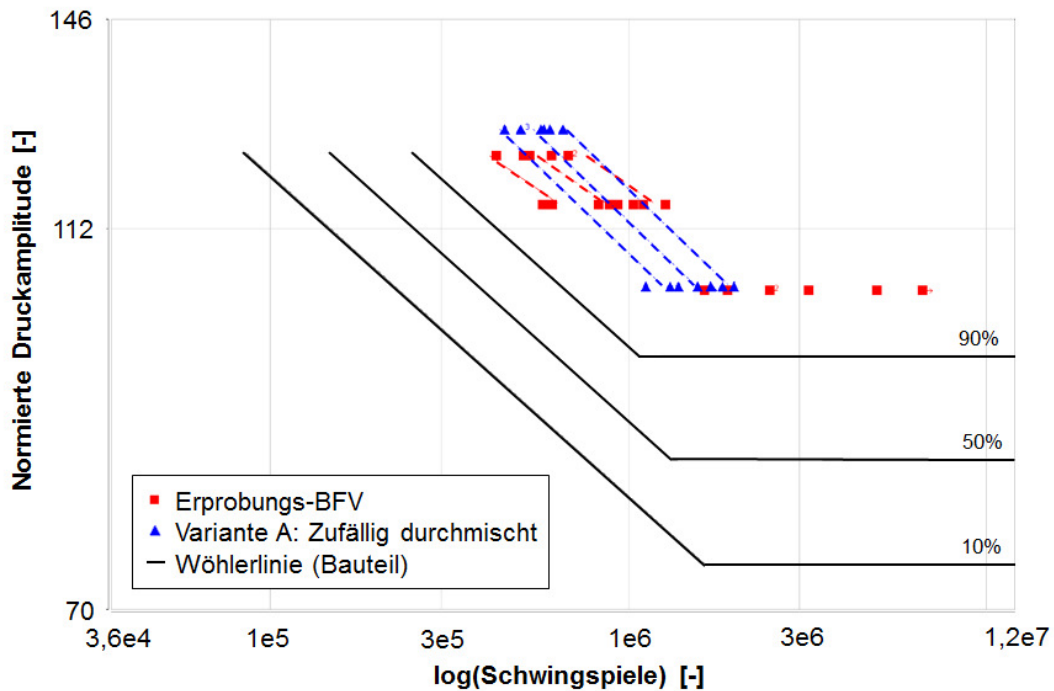


Abbildung 6.6: Ergebnisse der Versuche zum Startkollektiveinfluss

### 6.3.3 Einfluss Reihenfolge

Der Unterschied bei den verglichenen Versuchen liegt in der Reihenfolge der Belastung. Sie entspricht in der Variante A der gemessenen Reihenfolge im Rahmen einer Fahrzeugmessung, in der Variante B werden die Schwingspiele zufällig durchmischt. Die genaue Definition ist in Tabelle 6.2 enthalten. Das Lastkollektiv ist bei beiden Versuchen identisch. Das Resultat, Abbildung 6.7, zeigt sich überschneidende Streubänder auf beiden Niveaus. Das Lastkollektiv wurde bei beiden Versuchen mit mehr als 800 Umläufen bis zum ersten Bruch wiedergegeben. Es kann somit kein Reihenfolgeeinfluss festgestellt werden. Die Durchmischung der am Fahrzeug gemessenen Schwingspiele hat keine Auswirkungen auf die Lebensdauer der Bauteile.

### 6.3.4 Einfluss Frequenz / Verweildauer

Bei den zum Prüfsignaleinfluss betrachteten Versuchen wird am Innendruckpulsator das Prüfsignal in drei Stufen dem Fahrzeugsignal angeglichen. Das Lastkollektiv ist dabei identisch.

Die erste Stufe stellt die Variante B dar. Dabei wird das Lastkollektiv, wie üblich in der Komponentenerprobung, mit konstant 12,5 Hz wiedergegeben. In der zweiten Stufe, Variante C (vgl. Tabelle 6.2), werden die Umkehrpunkte direkt aus der Messung entnommen und ohne Veränderung des Zeitindexes wiedergegeben. Dadurch besteht das Prüfsignal nicht mehr aus einer konstanten Frequenz, sondern die Schwingspiele werden, wie am Fahrzeug, mit un-

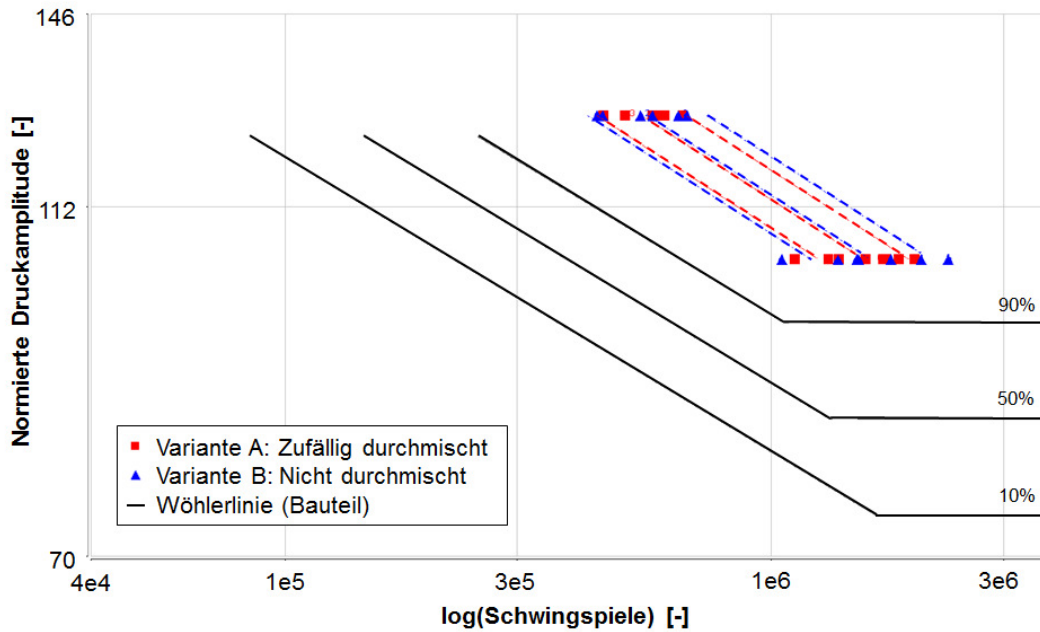


Abbildung 6.7: Ergebnisse der Versuche zum Reihenfolgeeffekt

terschiedlichen Frequenzen wiedergegeben. Der Frequenzgehalt ist in Abbildung 6.8 gezeigt. Er wurde aus einer hochfrequenten Aufzeichnung des Druckverlaufes ermittelt. Der Großteil der Schwingspiele hat eine Frequenz unterhalb von 10 Hz. Die maximal auftretende Frequenz beträgt 40 Hz, die durchschnittliche Lastwechselfrequenz liegt bei 6 Hz.

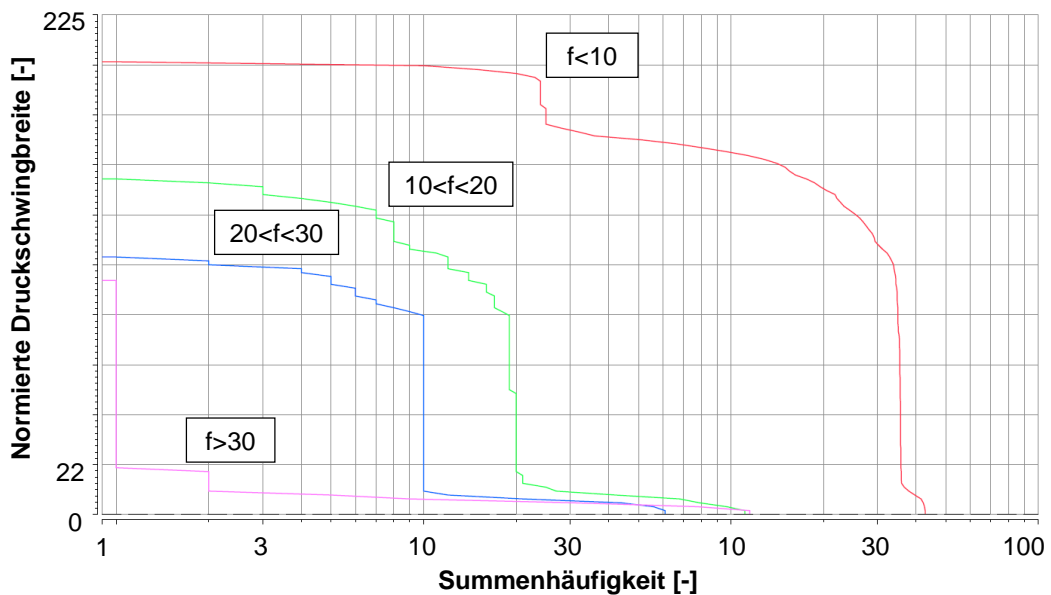
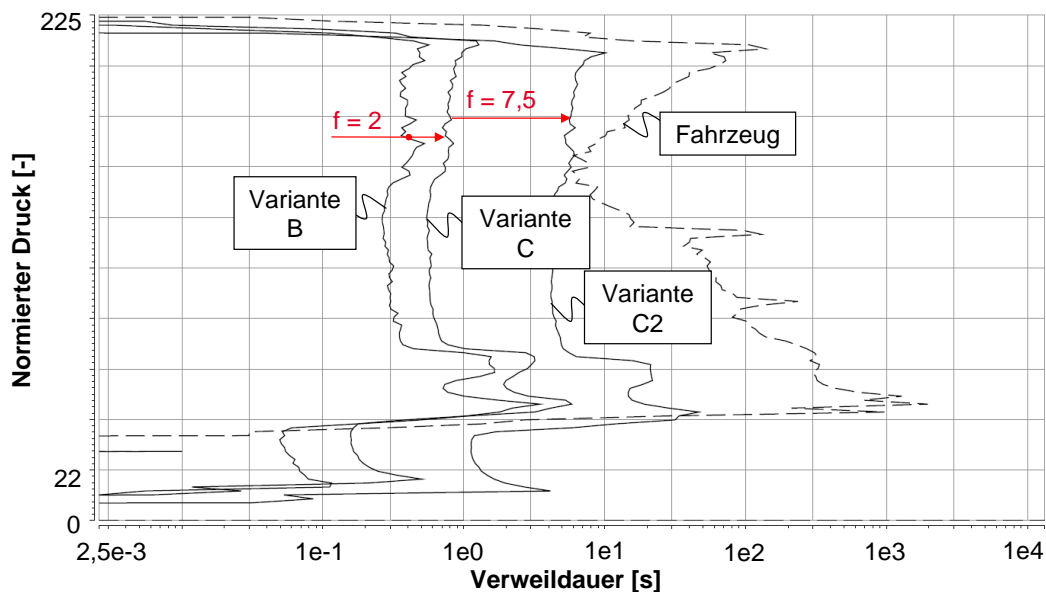


Abbildung 6.8: Frequenzgehalt der Variante C

Die dritte Stufe ist die Variante C2 (vgl. Tabelle 6.2). Dabei kommt die Umkehrpunktfolge der Variante C zum Einsatz. Sie wird jedoch zusätzlich gleichmäßig gestreckt und damit weiter den Verhältnissen am Fahrzeug angepasst. Ihre durchschnittliche Lastwechselfrequenz beträgt 0,8 Hz.

Die Auswirkungen dieser Modifikationen zeigen sich sehr deutlich in der Verweildauer des Druckes, Abbildung 6.9. Auch die Verweildauer wurde aus der Aufzeichnung des Druckverlaufes am Innendruckpulsator ermittelt, zum Vergleich ist auch der Verlauf der zugrunde liegenden Fahrzeugmessung eingezeichnet. Die Charakteristik aller durchgeführten Versuche ist identisch, die Veränderung zur Fahrzeugmessung liegt in der Signalbearbeitung begründet. Die Verweildauer ist in allen Bereichen um den Faktor 2 bzw. 7,5 vergrößert und nähert sich somit der Fahrzeugmessung an. Dies trifft auch auf eine weitere charakteristische Größe des Prüfsignals zu, den Druckanstiegsgradienten. Dieser ist zusammen mit der durchschnittlichen Lastwechselfrequenz in Tabelle 6.5 aufgelistet.



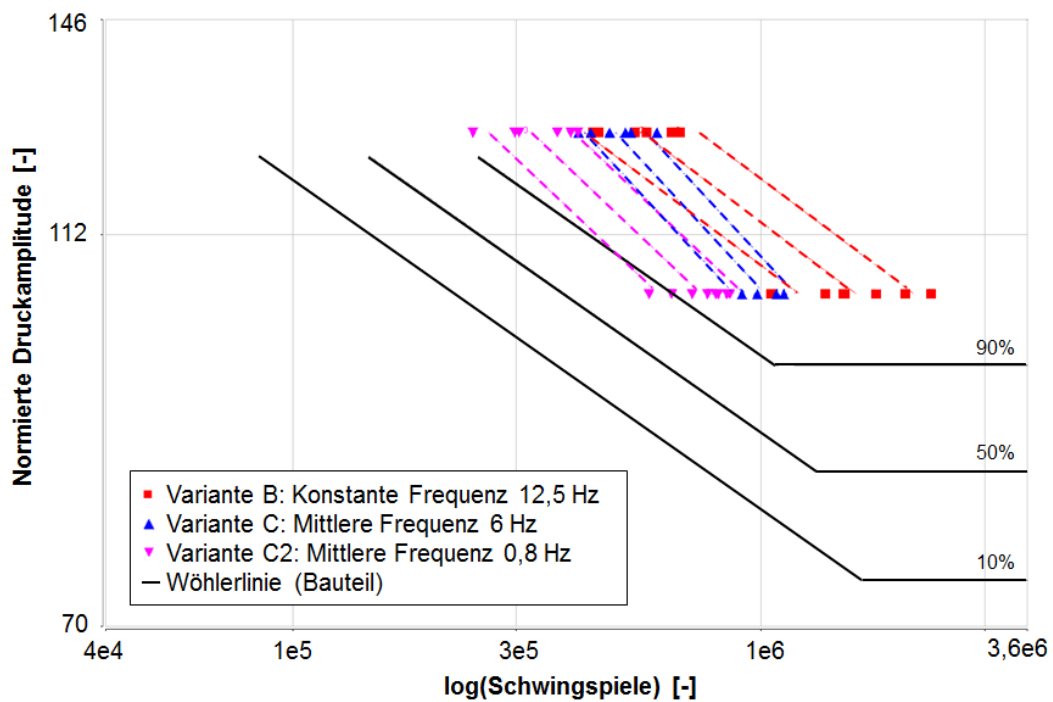
**Abbildung 6.9:** Verweildauerzählung der Betriebsfestigkeitsversuche und der Fahrzeugmessung bei identischer Lauffleistung

Die Resultate der Versuche zeigt Abbildung 6.10. Die Durchführung erfolgte auf zwei Lastniveaus im oberen und unteren Zeitfestigkeitsgebiet. Auf beiden Niveaus korreliert die Lebensdauer mit der Lastwechselfrequenz. Bei der besonders niederfrequent durchgeführten Variante C2 liegen einzelne Versuchspunkte vor der 90%-Wöhlerlinie. Entsprechend sinken auch die kritischen Schadenssummen auf beiden Niveaus ab. Vergleicht man die Varianten B und C, so fällt auf, dass der Effekt auf dem tiefen Lastniveau, leicht oberhalb der Dauerfestigkeit, ausgeprägter ist als im oberen Zeitfestigkeitsgebiet. Die Gaßnerlinie verläuft somit mit sinkender

**Tabelle 6.5:** Mittlerer Druckanstiegsgradient und mittlere Frequenz der Grundschiwingung

	Mittlerer Druckanstiegsgradient [bar/s]	Mittlere Frequenz der Grundschiwingung [Hz]
Erprobungs-BFV und Variante B	19019 (2008%)	12,5
Variante C	13468 (1422%)	6
Variante C2	1797 (190%)	0,8
Fahrzeug (Testfahrt)	947 (100%)	0,2
Praxisnaher BFV	669 (71%)	0,3

Frequenz steiler. Ein weiterer Anstieg mit weiter sinkender Frequenz ist nicht zu beobachten. Die Streuung in Lastwechselrichtung bleibt in vergleichbarer Größe.

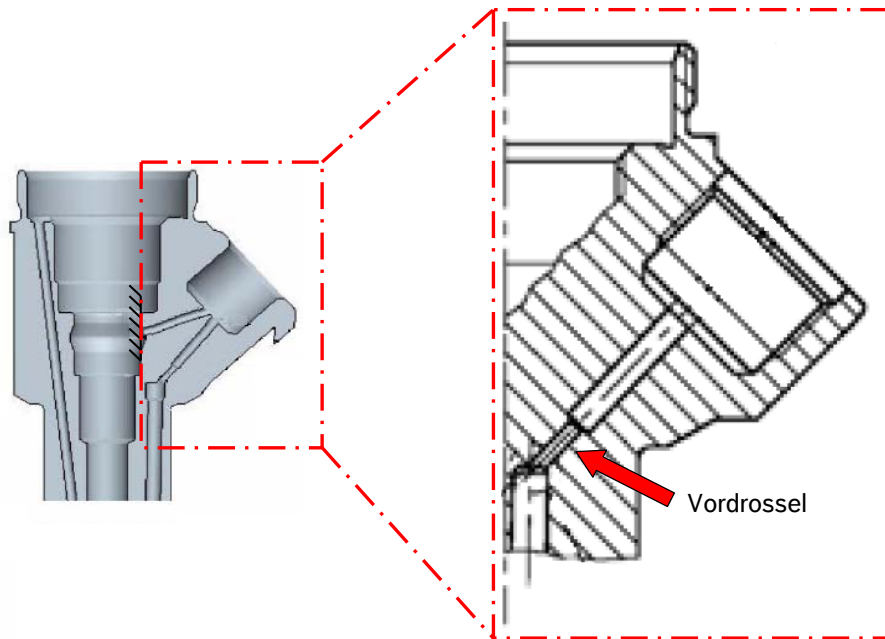
**Abbildung 6.10:** Ergebnisse der Betriebsfestigkeitsversuche zum Prüfsignaleinfluss

### 6.3.5 Schadensanalyse

Eine Schadensanalyse, bestehend aus makroskopischer Betrachtung der Bruchflächen, REM-Aufnahmen der Bruchausgänge, ggf. Aufnahme eines EDX-Spektrum<sup>1</sup> und Härtemessung, wurde an ca. einem Drittel der Bauteile durchgeführt. Unabhängig vom durchgeführten

<sup>1</sup>Energiedispersive Röntgenspektroskopie: Das Material wird lokal durch einen Elektronenstrahl angeregt. Die zurückgegebene Röntgenstrahlung wird detektiert und gibt Aufschluss über die Materialzusammensetzung in der Messfläche.

Versuch treten an den untersuchten Bauteilen mehrere Risse auf, von denen einer zum Schwingbruch führt. Die Bruchausgänge liegen alle im Bereich um die Vordrossel, siehe Abbildung 6.11. Ebenso für alle Versuche gelten die beobachteten Bruchausgänge, die nun einzeln beschrieben werden. Die Reihenfolge entspricht der Häufigkeit des Auftretens der einzelnen Ausfallgründe.

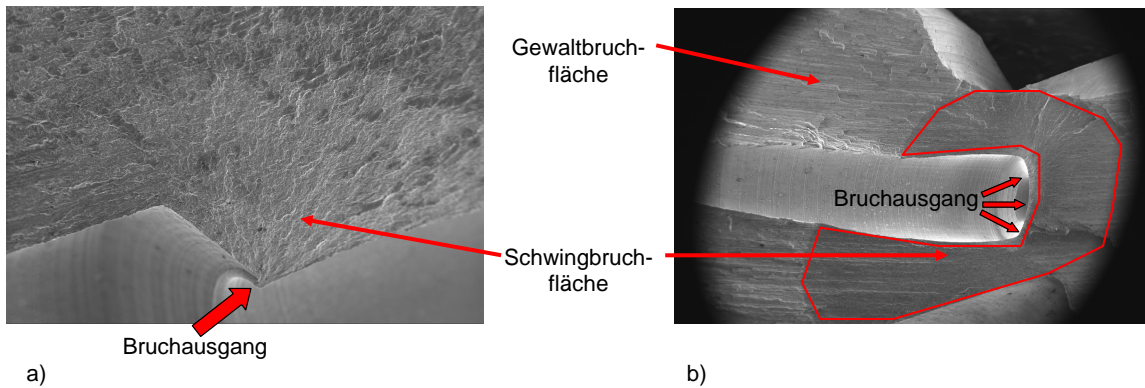


**Abbildung 6.11:** Detailansicht der versagenskritischen Stelle der Injektorkörper

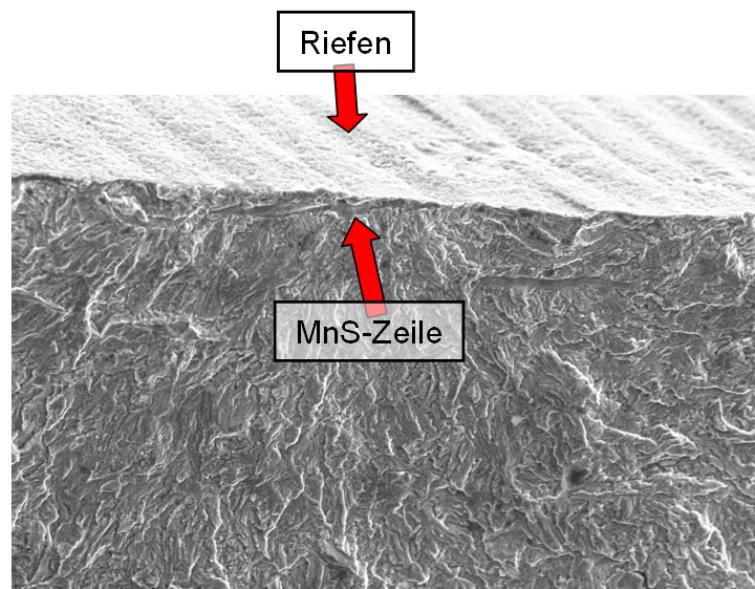
**Verjüngung der Hochdruckbohrung** Mit 58% aller Ausfälle ist die Verjüngung der Hochdruckbohrung die häufigste Ausfallstelle. Geometriebedingt kommt es dort zu einer Spannungserhöhung und somit zu einem möglichen Schwingbruchausgang. Zusätzlich treten fertigungsbedingte Aufwerfungen in diesem Bereich auf, siehe Abbildung 6.12 a. In diesem Fall verläuft der Riss zumeist radial zur Bohrung. Ein tangentialer Rissverlauf ist ebenso möglich, Abbildung 6.12 b.

**Mangansulfid-Zeilen** Der Werkstoff enthält Mangansulfid-Zeilen, welche in 22% der geprüften Bauteile für den Ausfall verantwortlich waren. Diese werden durch die Bohrung unter verschiedenen Winkeln angeschnitten und stellen aufgrund ihrer geringen Festigkeit eine Kerbe und somit einen möglichen Schwingbruchausgang dar. Abbildung 6.13 zeigt eine angeschnittene Zeile, die in Überlagerung mit einer Bohrungsriefe den Rissausgang markiert.

**Bohrungsriefen** Fertigungsbedingt weisen die druckbeaufschlagten Bohrungen vor und nach der Vordrossel Riefen auf. Diese Kerben in der Oberfläche sind makroskopisch sichtbar, wie



**Abbildung 6.12:** Schwingbruchausgänge an der Verjüngung der Hochdruckbohrung; a: radialer Riss ausgehend von einer Materialaufwerfung; b: tangentialer Riss ausgehend von der Kante der Verjüngung

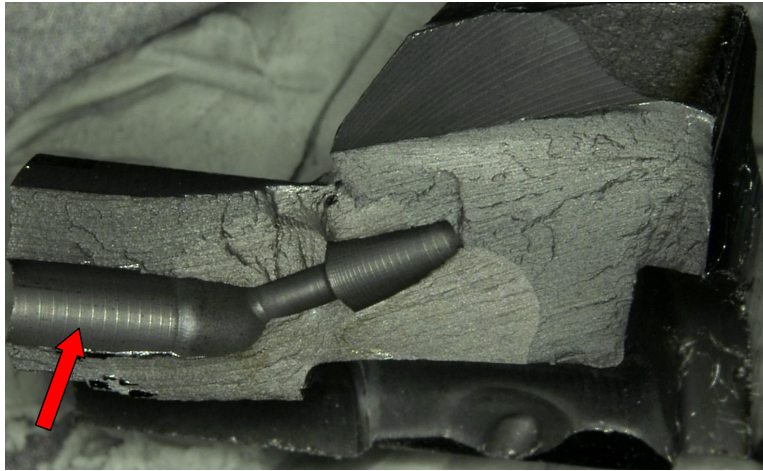


**Abbildung 6.13:** Angeschnittene Mangansulfid-Zeile

Abbildung 6.14 beispielhaft zeigt. Die Riefen stellen einen möglichen Schwingbruchausgang dar und führten in 13% der Fälle zum Ausfall.

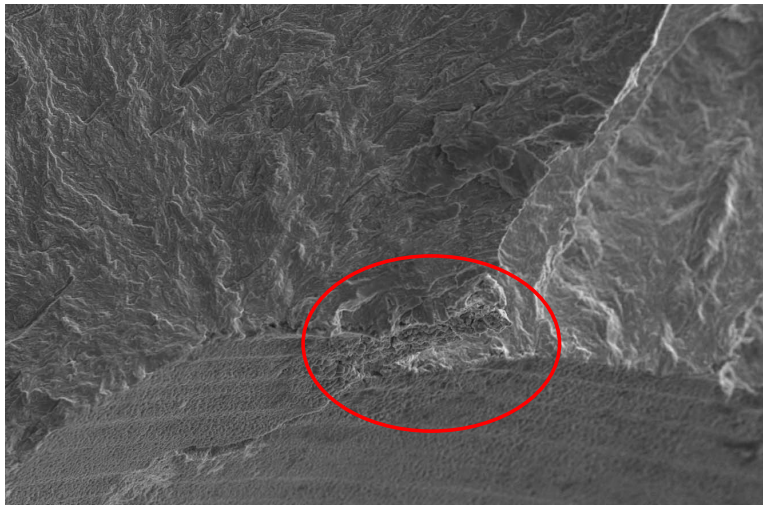
**Anlösungen der Oberfläche** Auf der gesamten Bohrungsoberfläche finden sich inhomogene Anlösungen. Sie sind auch an ungeprüften Bauteilen vorhanden und liegen in dem Phosphatierprozess der Oberfläche begründet. Zum Aufbringen des Zinkphosphates ist ein vorausgehendes Beizen notwendig, was zu der beobachteten inhomogenen Verteilung von Anlösungen der Oberfläche geführt hat. In Kombination mit einer anderen Schwächung, wie einer Riefe, wurden vereinzelt Schwingbruchausgänge an diesen Anlösungen beobachtet, wie in Abbil-





**Abbildung 6.14:** Bohrungsriefen in der Hochdruckbohrung

dung 6.15 beispielhaft gezeigt. Diese Art der Schwächung ist für 7% der Brüche verantwortlich.

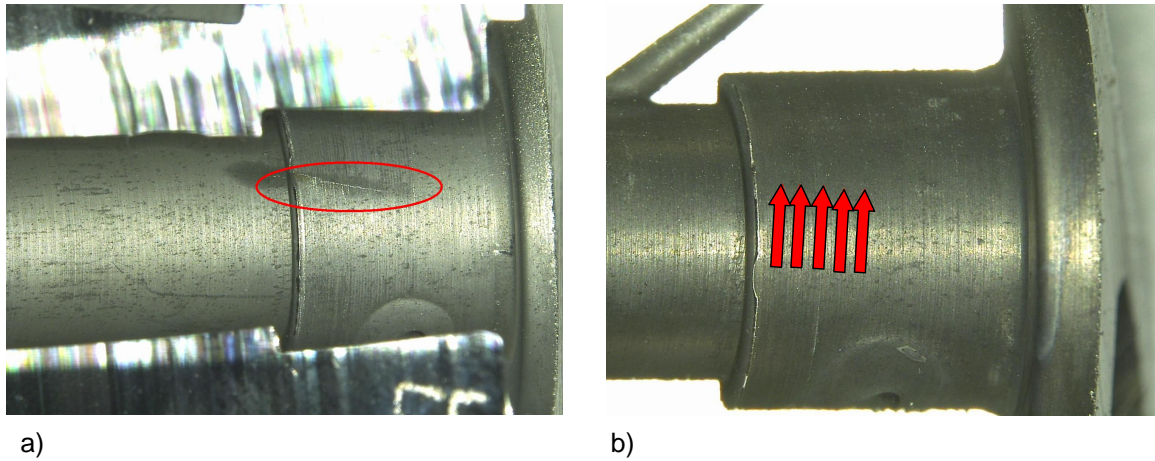


**Abbildung 6.15:** Oberflächige Anlösung durch Beizkorrosion, die zum Bruch des Bauteils geführt hat

**Unterschiede zwischen den durchgeführten Versuchen** Die Schwingbruchausgänge weisen eine ähnliche Verteilung innerhalb sämtlicher durchgeführter Bauteilversuche auf. Die Schwingbruchflächen sind in Versuchen mit hoher Lastwechselfrequenz jedoch deutlich ausgeprägter, wie Abbildung 6.16 anhand zweier makroskopischer Aufnahmen zeigt. Beide Bauteile wurden am Innendruckpulsator bei einer Frequenz von 12,5 Hz und durchschnittlich 0,8 Hz geprüft. Bei hoher Frequenz ist der Riss makroskopisch gut zu erkennen. Eine dunkle Verfärbung liegt um die Ränder des Risses. Bei geringer Lastwechselfrequenz ist der Riss kaum

sichtbar.

Die Ursache für diesen Unterschied kann in der verwendeten Versuchstechnik liegen, bei der eine Abschaltung erfolgt, sobald der zum Erreichen der geforderten Druckamplitude nötige Volumenstrom an Hydrauliköl nicht nachgefördert werden kann. Dies ist bei einer geringeren Frequenz aufgrund des längeren Verweilens bei hohem Druck und dem damit verbundenen größeren Austritt an Öl bereits bei einem kleineren Riss der Fall. Ein Bauteil mit Riss erfährt also bei geringerer Frequenz eine geringere Anzahl an Schwingspielen bis zum Abschalten der Anlage. Da nach erfolgtem Riss eine Abschaltung jedoch auch bei hoher Frequenz innerhalb weniger Minuten erfolgt ist nicht von einer signifikanten Verfälschung der Schwingspielzahlen bis zum Bruch auszugehen.



**Abbildung 6.16:** Makroskopische Betrachtung des Schwingbruches a: Lastwechselfrequenz 12,5 Hz, sichtbarer Riss; b: Durchschnittliche Lastwechselfrequenz 0,8 Hz, Riss ohne Vergrößerung nicht sichtbar

## 7 Probenversuche

Ziel der Probenversuche ist es den Einfluss verschiedener Prüfsignalparameter („Faktoren“) zu analysieren. Diese Parameter können an Proben im Gegensatz zu den Bauteilversuchen einzeln variiert werden. Die Probenversuche dienen somit der Bestätigung und der Ergänzung der Bauteilversuche.

### 7.1 Probendefinition

Das Ziel bei der Definition der Proben liegt in der Vergleichbarkeit zu den Bauteilversuchen. Dazu werden gekerbte Proben mit einer zu den Bauteilen vergleichbaren Formzahl von  $1,8^1$  und einem ebenso vergleichbaren Kerbradius von 0,9 mm verwendet, siehe Probengeometrie in Abbildung 7.1. Ähnliche Verhältnisse bezüglich der inhomogenen Spannungsverteilung sind somit eingestellt.

Der Werkstoff C45GPb+C wurde im kaltgezogenen Zustand ohne zusätzliche Wärmebehandlung verarbeitet. Die Härte beträgt 240 HV1.

Im Schlibfbild ohne Ätzung zeigen sich Mangansulfid-Zeilen und einzelne oxidische Einschlüsse. Im geätzten Zustand wird ein ferritisch-perlitisches Gefüge sichtbar, siehe Abbildung 7.2. Das Ergebnis einer chemischen Analyse im Anhang C enthalten.

Die Herstellung der Proben erfolgt aus chargengleichen Drehteilrohlingen, die der Fertigung von Injektor-Körpern entnommen sind. Somit ist werkstoffseitig eine größtmögliche Vergleichbarkeit zur Serienfertigung gewährleistet. Die Proben werden aus den Rohlingen drehend hergestellt und im Kerbbereich geschliffen.

---

<sup>1</sup>Quotient aus der maximalen von-Mises-Vergleichsspannung im Kerbgrund und der Nennspannung (Kraft auf den geringsten Querschnitt bezogen)

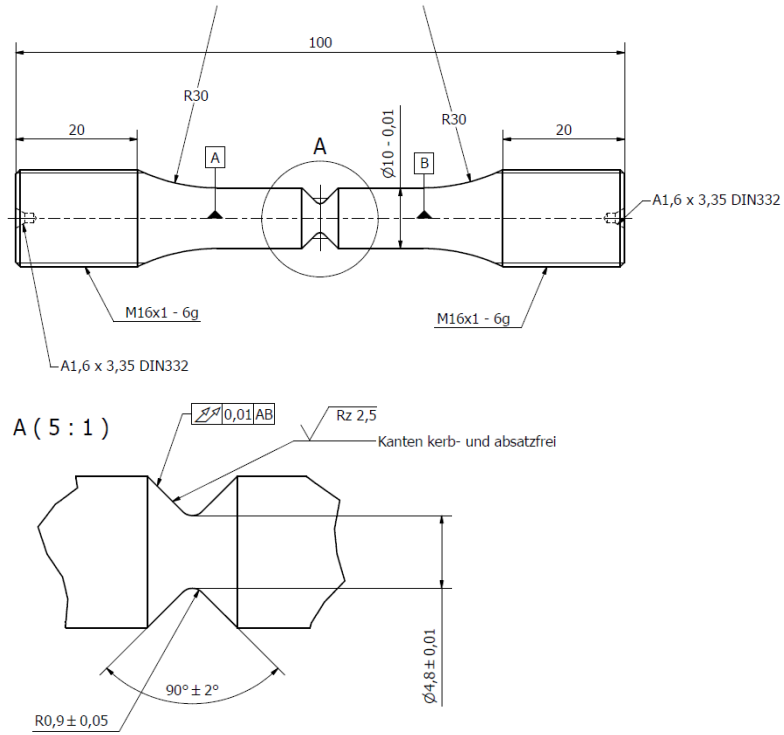


Abbildung 7.1: Probengeometrie

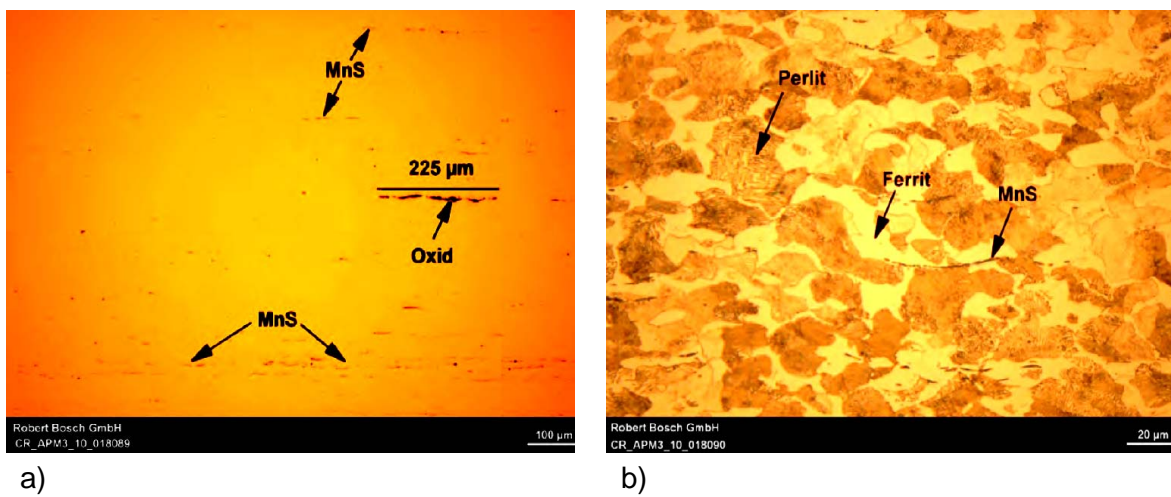
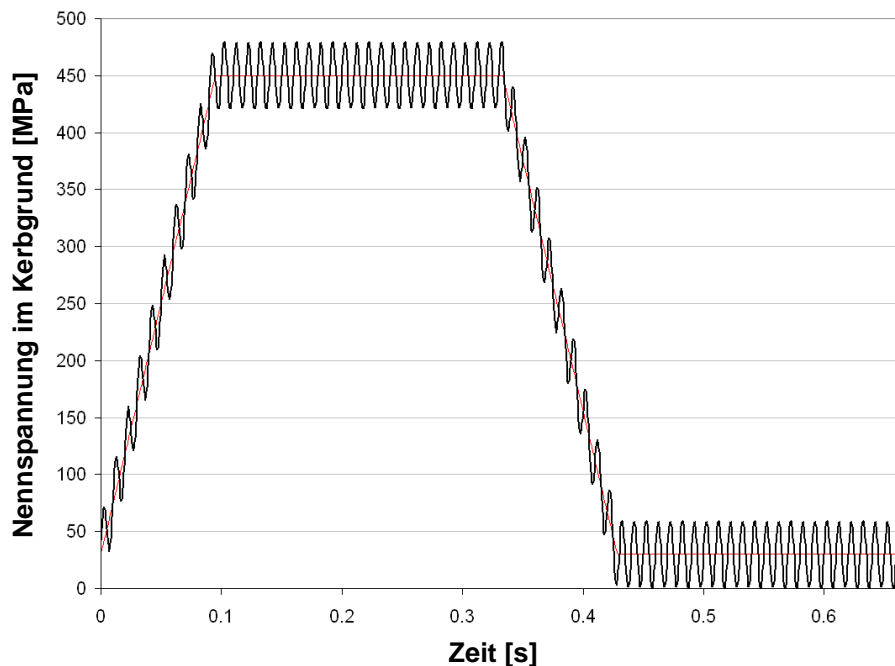


Abbildung 7.2: Schlibfbilder der Proben; a) ungeätzt, b) geätzt

## 7.2 Versuchsprogramm

Sämtliche Probenversuche werden als Zugschwellversuche durchgeführt, also bei einem Spannungsverhältnis<sup>2</sup> von null. Dies entspricht etwa den Verhältnissen in der Erprobung. Der Großteil der Schwingversuche wird mit einem trapezförmigen Grundsignal durchgeführt, da dieses eine Nähe zu dem Druckverlauf am Fahrzeug mit vielen Haltezeiten aufweist. Abbildung 7.3 zeigt das Beispiel eines verwendeten Prüfsignals.



**Abbildung 7.3:** Trapezförmige Grundschwingung mit überlagerter Sinusschwingung; Frequenzverhältnis = 1,5 Hz / 100 Hz, Amplitudenverhältnis = 420 MPa / 30 MPa; Spannungsverhältnis = 0 MPa / 450 MPa = 0

Die Versuche sind in mehrere Teile untergliedert, wie Tabelle 7.1 listet. Jeder Versuch findet mit 5 Proben je Horizont statt.

Zunächst werden zur Einordnung aller Versuchsergebnisse zwei Niveaus im Zeitfestigkeitsbereich ohne eine überlagerte Schwingung geprüft. Die Signalform der Grundschwingung ist ein Trapez.

Im zweiten Teil wird der trapezförmigen Grundschwingung eine höherfrequente Sinusschwingung überlagert. Eine solche Belastung ist vergleichbar mit der Signalform am Fahrzeug.

Die Versuche werden mittels statistischer Versuchsplanung geplant und ausgewertet. Die Amplitude der überlagerten Schwingung und die Frequenzen von Grundschwingung und über-

<sup>2</sup>Quotient aus Unter- und Oberspannung eines Schwingenspieles

**Tabelle 7.1:** Zusammenfassung des Versuchsprogramms der Probenversuche

Bereich	Durchführung	Prüfsignal	Ziel
I Ermittlung Zeitfestigkeitsgerade	2 Niveaus im Zeitfestigkeitsbereich	Trapez ohne überlagerte Schwingung	Ermittlung Zeitfestigkeitsgerade, Einordnung der übrigen Versuche
II Faktorvariation	1 Niveau im Zeitfestigkeitsbereich, Variation der Faktoren	Trapez mit überlagerter Sinus-schwingung	Ermittlung des Effektes der Faktoren
III Einfluss des Vorhandenseins einer überlagerten Schwingung	1 Niveau im Zeitfestigkeitsbereich	Trapez und Sinus, je mit und ohne überlagerte Sinus-schwingung	Einfluss der überlagerten Schwingung
IV Einfluss der Signalform	1 Niveau im Zeitfestigkeitsbereich	Sinus und Trapez ohne Überlagerung	Einfluss der Signalform

lagerter Schwingung bilden die Faktoren für einen vollfaktoriellen Versuchsplan mit zwei Stufen je Faktor. Eine Stufe bezeichnet dabei die Einstellung eines Faktors. Bei zwei Stufen wird somit mit einer hohen und einer tiefen Einstellung geprüft. Es werde also alle Faktorkombinationen in je einem Versuch abgeprüft, wie Abbildung 7.4 verdeutlicht. Alle Ecken des Würfels bezeichnen einen durchgeführten Versuch mit dem dargestellten Wert der drei Faktoren (Amplitude der überlagerten Schwingung, Frequenz der überlagerten Schwingung und Frequenz der Grundschwingung). Die Größen der Faktorstufen sind so gewählt, dass die Verhältnisse von Amplituden und Frequenzen zueinander im Basisversuch den Gegebenheiten am Fahrzeug ähneln.

Der Vorteil dieses Versuchsplanes liegt in der großen statistischen Absicherung der einzelnen Versuchsergebnisse, da pro Faktorstufe vier Versuche mit jeweils 5 Proben zur Auswertung herangezogen werden. Es werden also je Faktor zwei gegenüberliegende Flächen des Würfels verglichen. Auch können Wechselwirkungen, wie das Zusammentreffen günstiger Kombinationen oder die multiplikative Wirkung einzelner Faktoren erkannt werden.

Dem gezielten Abprüfen der Auswirkung einer überlagerten Schwingung dient der dritte Versuchsteil. Mit diesem Ziel finden Einzelversuche mit sinus- und trapezförmiger Grundschwingung jeweils mit und ohne einer überlagerten zweiten Schwingung statt. Die Versuche ohne Überlagerung bilden die Einhüllende der kombinierten Schwingung, wie Abbildung 7.5 am Beispiel zweier Sinusschwingungen zeigt. Die Einhüllende entspricht dem Ergebnis einer Rainflowzählung der kombinierten Schwingung bei Entfernung der kleinen Schwingspiele aus dem Lastkollektiv. Genau diese Bearbeitung geschieht während der Aufbereitung von Fahrzeugmessungen für einen Erprobungsversuch. Es soll somit abgeprüft werden, ob die Rain-

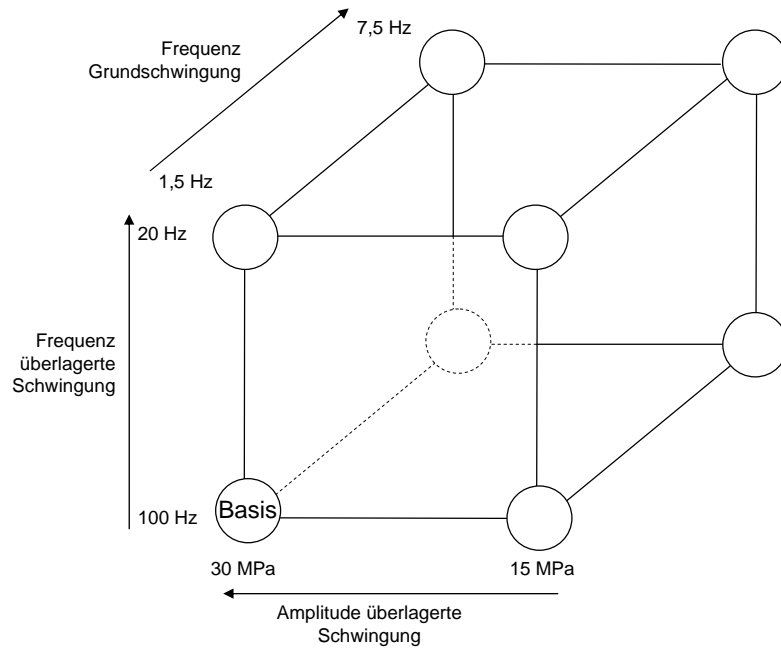


Abbildung 7.4: Im Teil II - Faktorvariation durchgeführte Versuche

flowzählung von Fahrzeugmessungen eine Ungenauigkeit in der Erprobung darstellt. Im letzten Versuchsteil werden sinus- und trapezförmige Signale miteinander verglichen. Auch

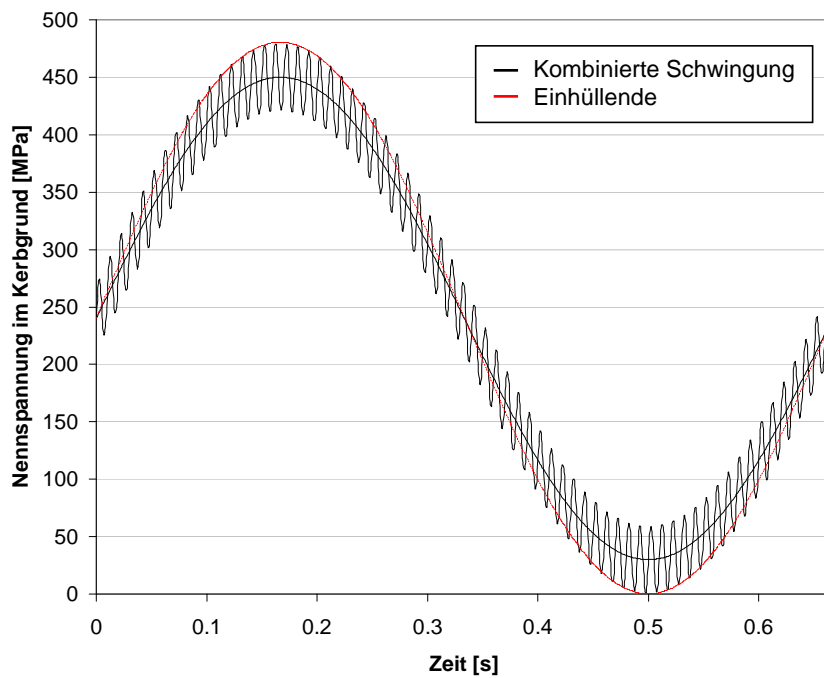


Abbildung 7.5: Kombinierte Schwingung aus zwei Sinusverläufen und deren Einhüllende

hier liegt das Ziel im Vergleich von Fahrzeug und Erprobung. Die Sinusschwingung findet in der Erprobung Anwendung, das Fahrzeugsignal ist der Trapezform ähnlich.

Der komplette Versuchsplan mit allen Einzelversuchen kann dem Anhang C entnommen werden.



## 7.3 Ergebnisse

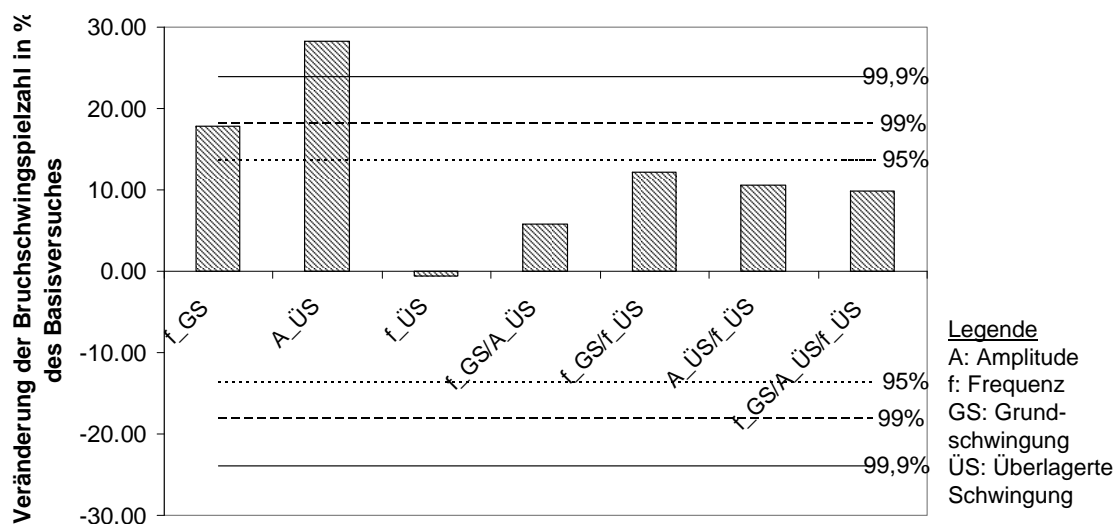
Die gesamten Probenversuchsergebnisse werden mit verschiedenem Fokus in den folgenden Abschnitten dargestellt. Alle Ergebnisdaten sind im Anhang C enthalten.

### 7.3.1 Faktorvariation

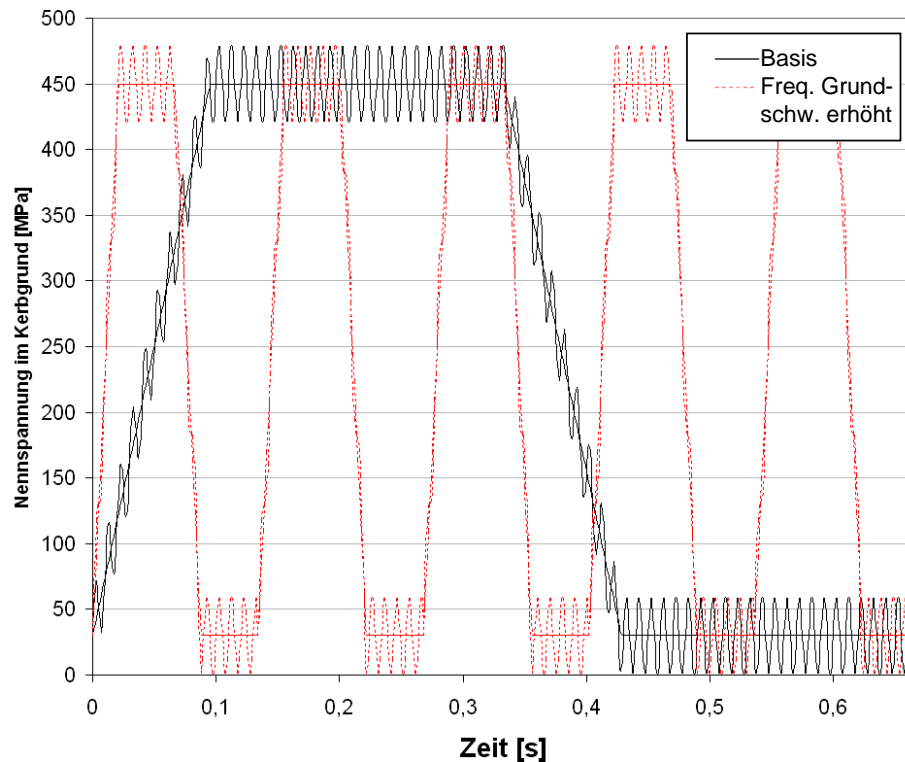
Um den Einfluss der einzelnen Faktoren zu bestimmen, werden alle Einzelversuche des in Abbildung 7.4 gezeigten Würfels herangezogen. Dazu wird zu jedem Einzelversuch der logarithmische Mittelwert und die Standardabweichung der enthaltenen Versuchspunkte gebildet. Wobei eine Student-t-Verteilung zugrundegelegt wurde. Die Größe der Veränderung der Bruchschwingungszahl („Effekt des Faktors“) ist die Differenz der Mittelwerte bei unterschiedlichen Faktorstufen.

Zudem können auch Wechselwirkungen zwischen den Faktoren festgestellt werden. Eine Wechselwirkung sagt aus, ob der Effekt eines Faktors von der Faktorstufe eines anderen abhängt. Ist eine Wechselwirkung signifikant, so müssen beide Faktoren zusammen betrachtet werden. Zur Beurteilung der Signifikanz eines Effektes wird zudem der Vertrauensbereich der Verteilung aller Versuchspunkte errechnet. Üblicherweise werden die 95%, 99% und 99,9% Vertrauensbereiche angegeben und die Effekte, die den 99%-Bereich überschreiten als signifikant bezeichnet [Kle08]

Das Ergebnis der Auswertung zeigt Abbildung 7.6. Die Veränderung der Bruchschwingungszahl ist auf den Basisversuch bezogen. Es zeigt sich, dass die Wechselwirkungen keine signifikante Größe erreichen, somit können die Faktoren unabhängig voneinander betrachtet



**Abbildung 7.6:** Auswertung der Faktorvariation  
(Bezeichnung entsprechend Legende;  
Aufführung mehrere Parameter: Wechselwirkung zwischen den Parametern)



**Abbildung 7.7:** Variation des Prüfsignals durch Steigerung der Frequenz der Grundschwingung

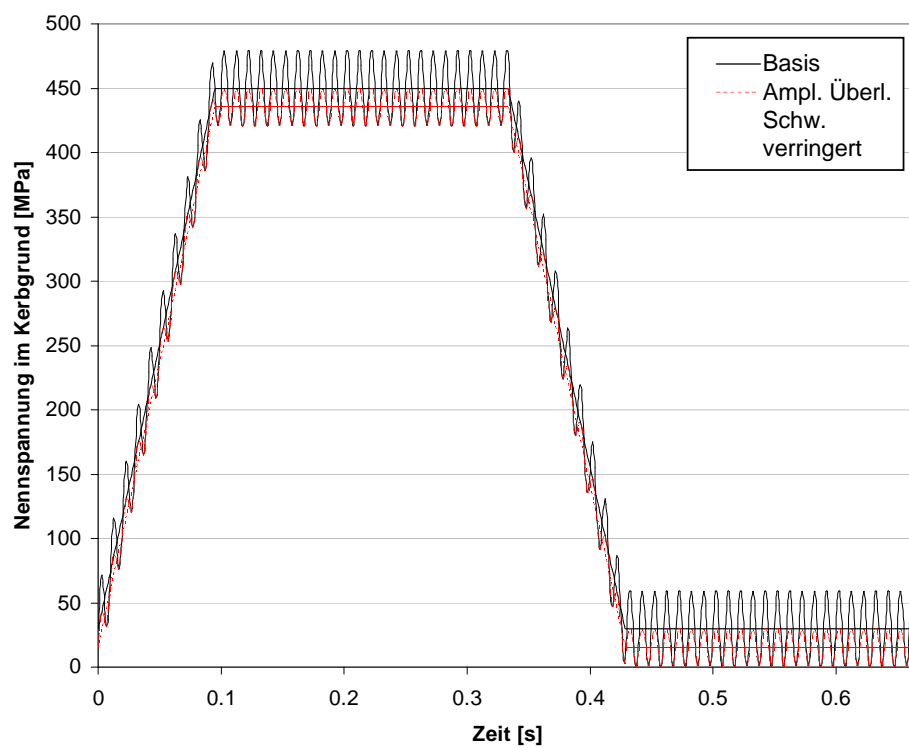
werden. Deutlichen Einfluss zeigen die Frequenz der Grundschwingung und die Amplitude der überlagerten Schwingung, sie liegen bei oder oberhalb des 99% Vertrauensbereiches und können als signifikant angesehen werden. Die Faktoren werden in den folgenden Abschnitten einzeln behandelt.

### 7.3.1.1 Frequenz der Grundschwingung

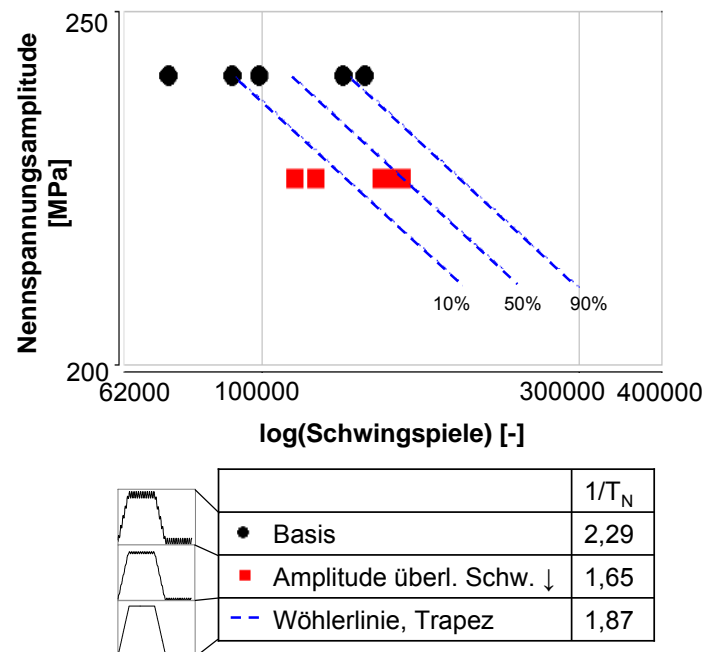
Bei dieser Variation wurde die Frequenz der Grundschwingung von 1,5 auf 7,5 Hz gesteigert, siehe Abbildung 7.7 Mit ca. 18% Lebensdauererlängerung, bezogen auf den Basisversuch, zeigt sie einen signifikanten Einfluss.

### 7.3.1.2 Amplitude der überlagerten Schwingung

Die Veränderung der Amplitude der überlagerten Schwingung wurde bei konstanter Unterlast und konstanter Amplitude der Grundschwingung durchgeführt, siehe Abbildung 7.8. Die Amplitude der überlagerten Schwingung wurde von 30 auf 15 MPa halbiert. Die Verhältnisse im Basisversuch entsprechen etwa denen am Fahrzeug, die variierten Werte liegen deutlich darunter.



**Abbildung 7.8:** Variation des Prüfsignals durch Reduktion der Amplitude der überlagerten Schwingung



**Abbildung 7.9:** Einzelversuche bei Reduzierung der Amplitude der überlagerten Schwingung; Spannungsverhältnis = 0

Mit einer Lebensdauererlängerung um 28%, Abbildung 7.6, ist die zu erwartende Tendenz eingetreten. Eine Reduktion der Lastamplitude führt zu einer Verlängerung der Lebensdauer. Abbildung 7.9 zeigt die Auswertung der Einzelversuche. Der Basisversuch liegt entsprechend seiner Gesamtamplitude oberhalb des betrachteten Vergleichsversuches. Bei Betrachtung der Wöhlerlinie zeigt sich jedoch, dass die unterschiedlichen Bruchschwingspielzahlen durch die Lastreduktion erklärbar sind. Ein zusätzlicher Einfluss im Zusammenhang mit der überlagerten Schwingung kann nicht festgestellt werden.

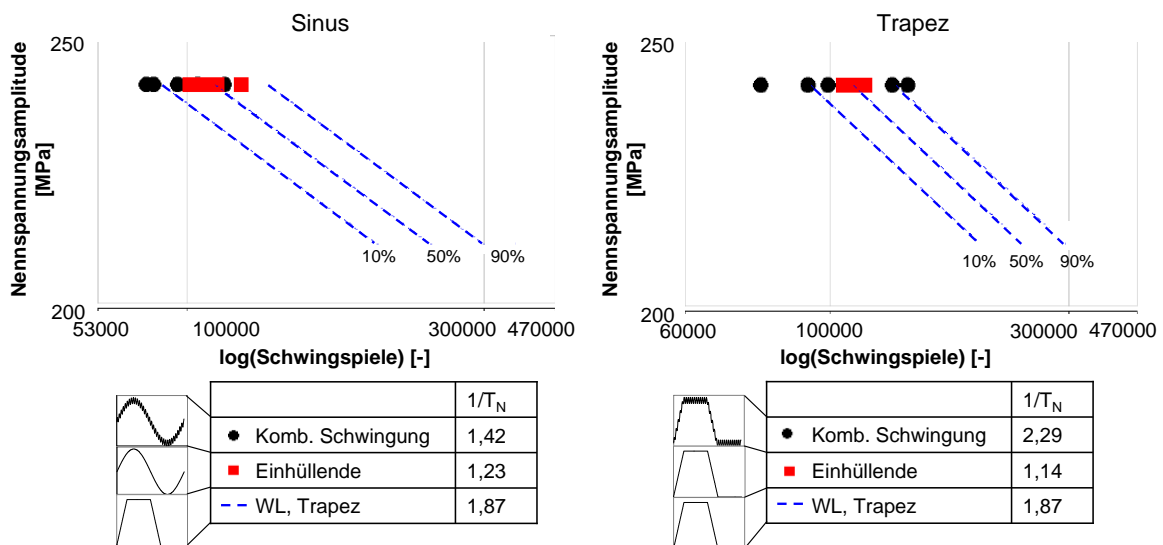
### 7.3.1.3 Frequenz der überlagerten Schwingung

Eine deutliche Reduktion der Frequenz der überlagerten Schwingung von 100 auf 20 Hz führt nur zu einer sehr geringen Veränderung der Bruchschwingspielzahl, siehe Abbildung 7.6. Die Auswertung der Einzelversuche mit unterschiedlichen Frequenzen der überlagerten Schwingung ergibt bei niedriger Frequenz eine Reduzierung der mittleren Bruchschwingspielzahl um 0,6%

Der Parameter der überlagerten Schwingung zeigt somit keine Auswirkung auf die Lebensdauer der Proben.

### 7.3.2 Einfluss des Vorhandenseins einer überlagerten Schwingung

Ob das generelle Vorhandensein einer überlagerten Schwingung Auswirkungen auf die Bruchlastspielzahl hat, soll an sinus- und trapezförmiger Grundschwingung untersucht werden. Dazu wird je Signalform eine kombinierte Schwingung aus einer Grundschwingung von 1,5 Hz und einer überlagerten Schwingung von 100 Hz der Einhüllenden des kombinierten Signals gegenübergestellt, vgl. Abbildung 7.5. Das Ergebnis zeigt Abbildung 7.10. Es zeigt sich kein klarer



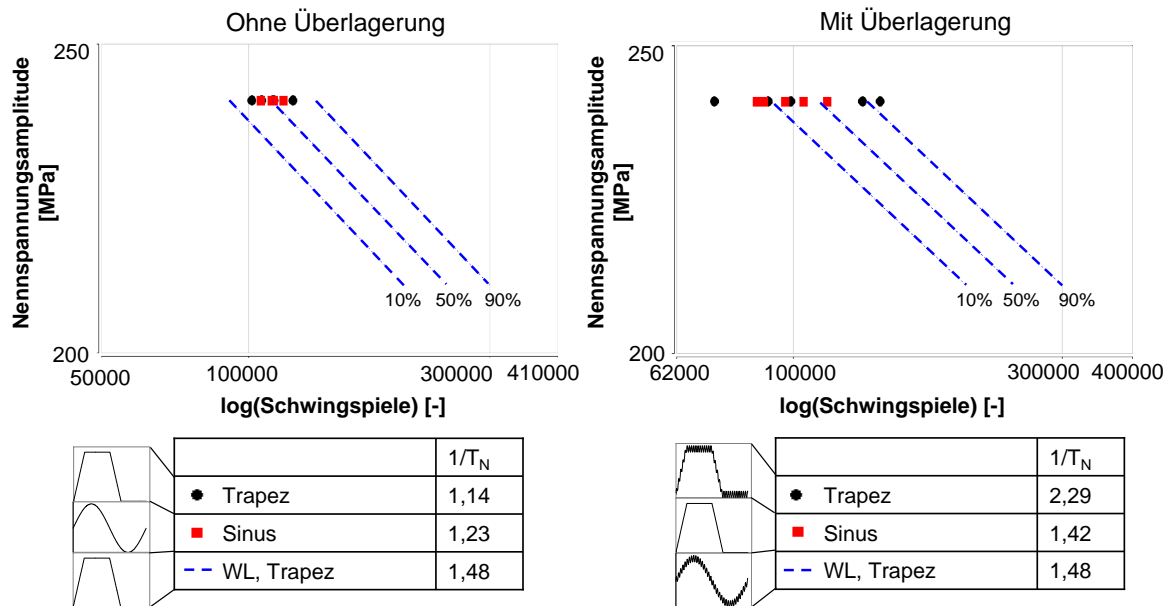
**Abbildung 7.10:** Einzelversuche zum Vorhandensein einer überlagerten Schwingung bei sinus- und trapezförmiger Grundschwingung; Spannungsverhältnis = 0

Unterschied in der Lage der Versuchspunkte unabhängig von der Form der Grundschwingung. Die Versuchspunkte liegen innerhalb der Zeitfestigkeitsgeraden.

Die Streuung der Versuchspunkte der Einhüllenden erweist sich als unabhängig von der Signalform, wohingegen die Streuung der kombinierten Schwingung bei trapezförmiger Grundschwingung eine Zunahme erfährt.

### 7.3.3 Einfluss der Signalform

Als Signalformen werden Sinusschwingung und trapezförmiges Prüfsignal verglichen. Der Vergleich erfolgt bei identischen Werten von Schwingbreite (480 MPa), Spannungsverhältnis ( $R=0$ ) und Lastwechselfrequenz (1,5 Hz), je mit und ohne überlagerte Schwingung. Abbildung 7.11 zeigt das Ergebnis der Einzelversuche. Die Lage der Versuchspunkte zeigt keine deutlichen Unterschiede. Ohne Überlagerung ist auch die Streuung der Versuchspunkte von vergleichbarer Größe, mit Überlagerung kommt es zu einer deutlichen Vergrößerung der Streuung in Lastwechselrichtung ( $1/T_N$ ) beim Trapezsignal.



**Abbildung 7.11:** Einzelversuche zum Einfluss der Signalform mit und ohne überlagerte Schwingung; Spannungsverhältnis = 0

### 7.3.4 Auswertung von Frequenz- und Amplitudenverhältnis

Die Verhältnisse der Amplituden und Frequenzen der Grundschiwingung und der überlagerten Schwingung werden im Basisversuch fahrzeugnah gewählt und davon ausgehend variiert. Diese Verhältnisse beschreiben die Charakteristik des Signals unabhängig von der absoluten Höhe der Belastung. Es soll nun ausgewertet werden, ob diese Verhältnisse einen Einfluss auf die Lebensdauer haben.

Sie sind wie folgt definiert:

$$\text{Amplitudenverhältnis} = \frac{\text{Amplitude der überlagerten Schwingung}}{\text{Amplitude der Grundschiwingung}}$$

mit Amplitude der Grundschiwingung = konst. = 210 MPa

$$\text{Frequenzverhältnis} = \frac{\text{Frequenz der überlagerten Schwingung}}{\text{Frequenz der Grundschiwingung}}$$

Abbildung 7.12 zeigt die mittlere Bruchschwingspielzahl und die Streuung der Einzelversuche über dem Amplitudenverhältnis. Es kann kein Zusammenhang zwischen den Werten hergestellt werden.

Abbildung 7.13 zeigt in identischer Darstellungsweise den Einfluss des Frequenzverhältnisses. Auch bei diesem Wert ist keine Abhängigkeit ersichtlich.

Die Verhältnisse der Frequenzen und Amplituden stellen keine bestimmenden Größen dar.

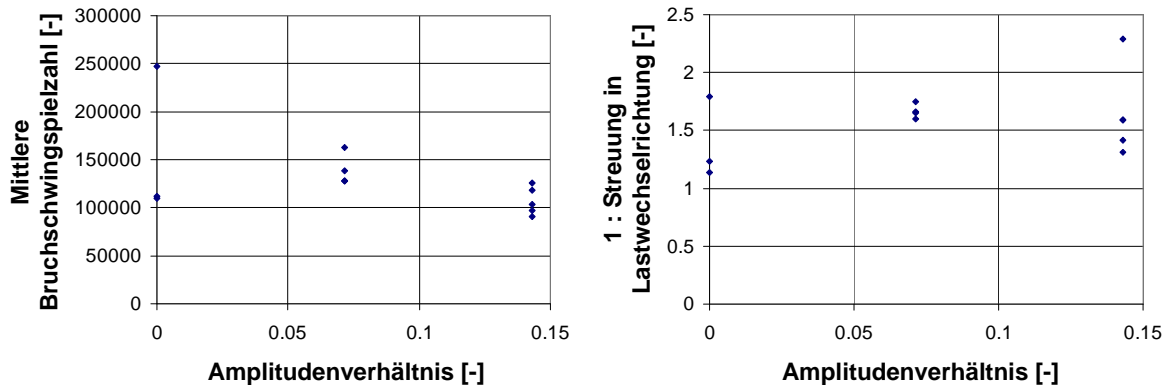


Abbildung 7.12: Mittlere Bruchschwingspielzahl und Streuung der Einzelversuche über dem Amplitudenverhältnis; Amplitude der Grundschiwingung = konst. = 210 MPa

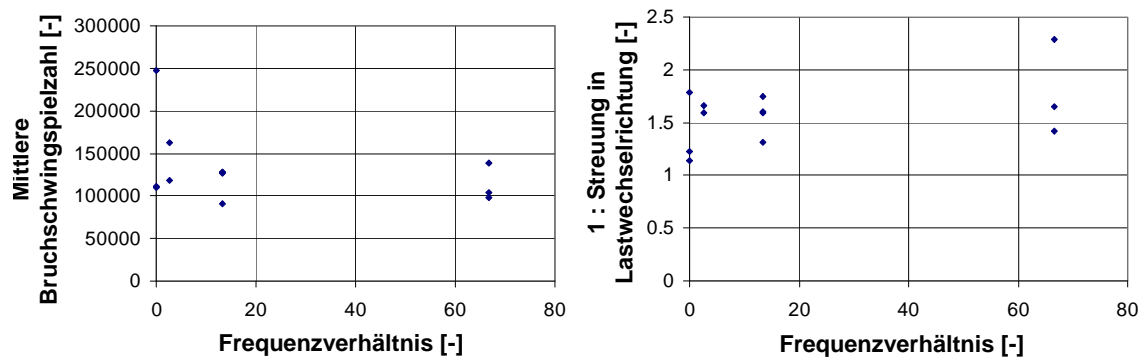


Abbildung 7.13: Mittlere Bruchschwingspielzahl und Streuung der Einzelversuche über dem Frequenzverhältnis

### 7.3.5 Auswertung der Verweildauer

Es soll nun die Verweildauer des Prüfsignals bei hoher Last als von der Frequenz unabhängige Größe zur Auswertung herangezogen werden. Als Schwelle wird das Maximum der Grundschiwingung bei 450 MPa festgelegt, siehe Abbildung 7.14. Dieser Wert ermöglicht die Berücksichtigung sowohl der Signalform als auch der überlagerten Schwiwingung. Gezählt wird die Zeit, die das Messsignal pro Zyklus oberhalb der Schwelle liegt.

Abbildung 7.15 zeigt die mittlere Bruchschwingspielzahl der Einzelversuche über der Verweildauer unter Hinzufügung einer logarithmischen Trendlinie. Es ist ein Abfall des Wertes mit steigender Verweildauer zu beobachten. Aufgrund der geringen Größe der Veränderung lässt sich diese Beobachtung nur als Tendenz bezeichnen.

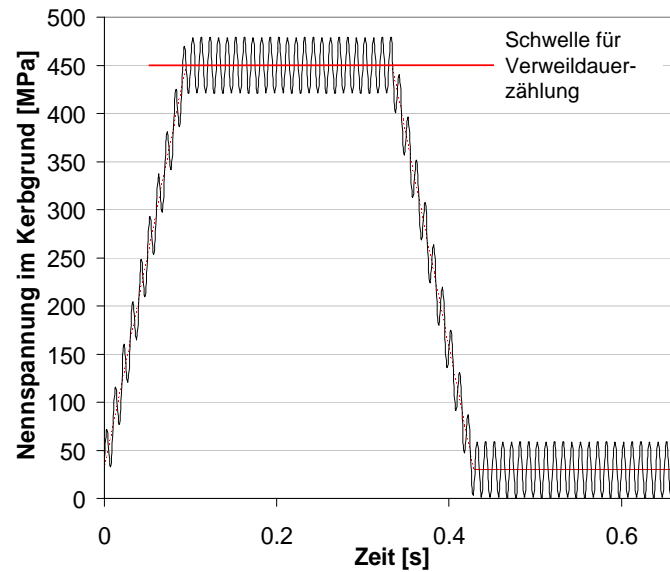


Abbildung 7.14: Schwelle für die Bestimmung der Verweildauer aus Messsignalen

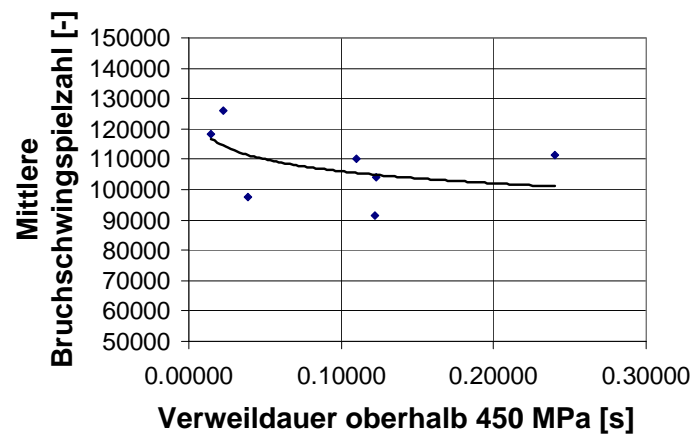


Abbildung 7.15: Mittlere Bruchschwingspielzahl der Einzelversuche über der Verweildauer

### 7.3.6 Schadensanalyse

Es ist an 10 Proben aus unterschiedlichen Teilversuchen eine Schadensanalyse durchgeführt worden. Dabei zeigt sich kein Unterschied im Bruchbild. Alle Prüflinge weisen mehrere Schwingbruchausgänge auf, die alle von der Oberfläche ausgehen. Einschlüsse an den Bruchausgängen konnten nicht gefunden werden. Die Ausgangspunkte liegen im Bereich der eingebrachten Kerbe und die Risse verlaufen im rechten Winkel zur Probenachse und somit senkrecht zur Lastrichtung. Es wurden oberflächige Riefen, eingebracht durch die Probefertigung, mit einer Tiefe von 1-2  $\mu\text{m}$  festgestellt. Die Bruchausgänge liegen entlang dieser

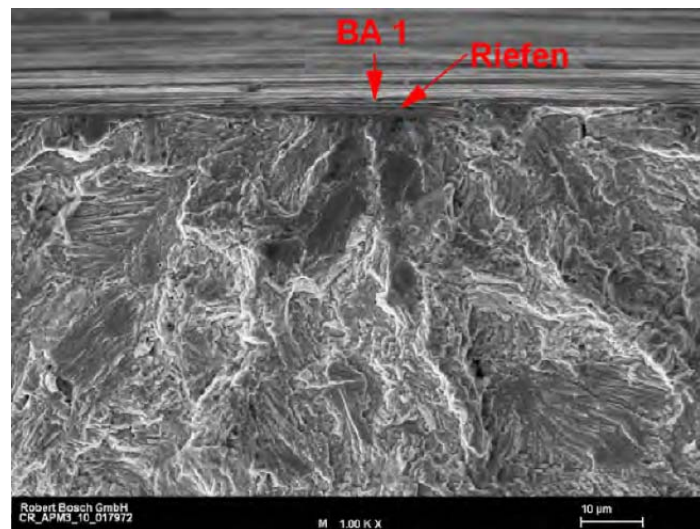


Struktur. Somit zeigt sich bei der Schadensanalyse eine ähnliche Situation wie bei den Bauteilversuchen.

Abbildung 7.16 zeigt exemplarisch eine Schwingbruchfläche in Draufsicht. Gut zu erkennen ist die fein strukturierte Schwingbruchfläche. Sie macht den Großteil der gesamten Bruchfläche aus. Darunter liegt die wabige Restgewaltbruchfläche. Sie ist deutlich zerklüfteter und kleiner. Die Pfeile markieren die Schwingbruchausgänge, von denen die Bruchausgangsfläche 1 (BA1) näher betrachtet werden soll, Abbildung 7.17. Der Bruchausgang liegt an einer durch die Fertigung einbrachten Riefe. Einschlüsse oder andere Inhomogenitäten des Werkstoffs sind nicht zu erkennen. Dies entspricht auch der Situation an den Bauteilversuchen.



**Abbildung 7.16:** Ansicht einer Schwingbruchfläche, Vergrößerung: 20x



**Abbildung 7.17:** Detailansicht des Bruchausganges (BA 1) am Bild 7.16; Vergrößerung: 1000x

## 8 Diskussion der Versuchsergebnisse

Bei den Untersuchungen im Rahmen dieses Projektes stand die phänomenologische Betrachtung der Versuchsergebnisse im Vordergrund. An einzelnen Stellen sollen dennoch Ansätze zur Erklärung der zugrunde liegenden Mechanismen diskutiert werden. Dies geschieht unter Zusammenfassung der an Proben und Bauteilen gewonnenen Erkenntnisse.

### 8.1 Einfluss des Prüfsignals

Grundlage für diese Arbeit ist die Vermutung, dass das Prüfsignal einen deutlichen Einfluss auf die Ermüdung der erprobten Bauteile hat. Die Untersuchungen sind vor diesem Hintergrund geplant worden. Es werden nun die maßgeblichen Prüfsignalparameter einzeln diskutiert.

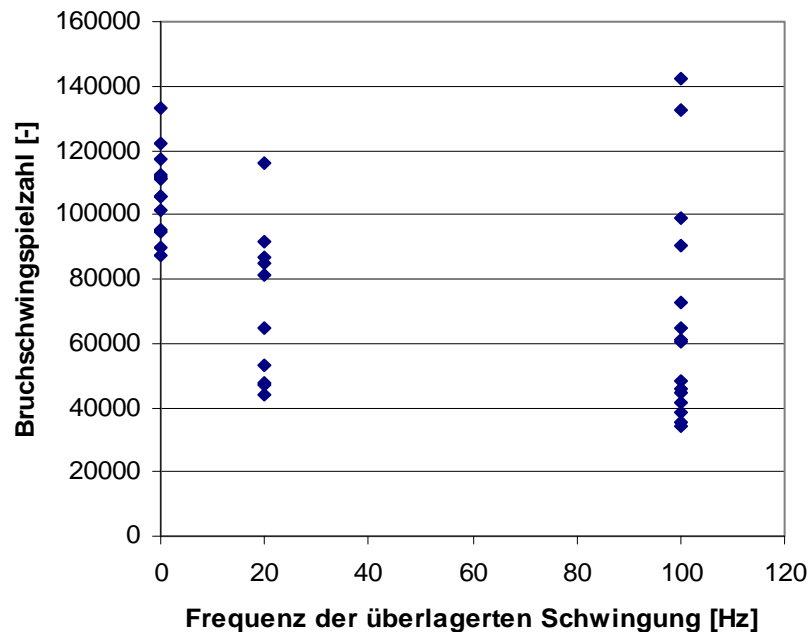
#### 8.1.1 Überlagerte Schwingung

Einer der auffälligsten Unterschiede zwischen der Belastung am Fahrzeug und der Erprobung ist das Vorhandensein einer überlagerten, hochfrequenten Schwingung.

Der Einfluss dieser Schwingung konnte in Bauteilversuchen aufgrund der Versuchstechnik nicht einzeln untersucht werden. Im Verbund sämtlicher praxisnaher Bedingungen (unregelmäßige, niederfrequente Grundschwingung, überlagerte hochfrequente Schwingung, Dieseldieselkraftstoff) zeigt sich eine Reduzierung von Streuung und Lebensdauer, siehe Abschnitt 6.3.1.

Abbildung 8.1 zeigt das Ergebnis der zusammengenommenen Auswertung aller Probenversuche mit Hinblick auf diese Einflussgröße. Es sind sämtliche Versuche mit einer Frequenz der Grundschwingung von 1,5 Hz herangezogen worden. Da die Proben zum Teil auf verschiedenen Lastniveaus geprüft wurden, wurden die Bruchschwingungszahlen entsprechend der Steigung der ermittelten Zeitfestigkeitsgeraden auf ein Lastniveau umgerechnet, um den Vergleich zu ermöglichen. Es zeigt sich kein deutlicher Einfluss der überlagerten Schwingung auf die Lebensdauer. Die Mittelwerte aller Einzelversuche liegen auf vergleichbarem Niveau, vgl. die Auswertung der Faktorvariation in Abschnitt 7.3.1.

An den Proben konnte somit, bei einer Untersuchung mit fahrzeugnahen Prüfsignalparametern, kein Einfluss einer überlagerten Schwingung oder ihrer Frequenz auf die Schwingfestigkeit festgestellt werden. In den Bauteilversuchen konnte diese Einflussgröße nicht einzeln untersucht werden. Eine Übertragbarkeit der Ergebnisse aufgrund der beschriebenen Ähnlichkeit wird angenommen. Hierbei wird unterstellt, dass der an den Probenversuchen nicht nachgebildete Medieneinfluss keine Auswirkungen auf den Effekt der überlagerten Schwin-



**Abbildung 8.1:** Bruchschwingspielzahl über der Frequenz der überlagerten Schwingung; 0 Hz entspricht keiner überlagerten Schwingung; Frequenz der Grundschwingung 1,5 Hz; Zusammengezogen auf 240 MPa

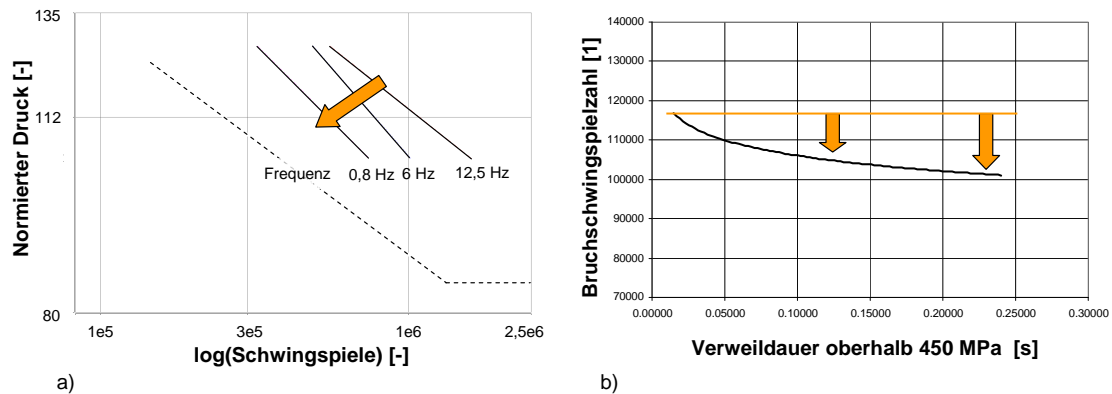
gung hat. Unter diesen Annahmen ist keine Ungenauigkeit zu erwarten, wenn aus einer Fahrzeugmessung durch Rainflowklassierung und Omission die überlagerte Schwingung entfernt wird. Die überlagerte Schwingung stellt also keine bestimmende Größe für die Erprobung von Common-Rail-Komponenten dar.

### 8.1.2 Frequenz und Verweildauer

Die Verweildauer, festgelegt als die Zeit innerhalb eines Schwingspieles über die die Last oberhalb einer festgelegten Schwelle liegt, ist abhängig von der Frequenz der Lastwechsel und der Signalform. Es handelt sich also bei Frequenz und Verweildauer um abhängige Größen, sie werden daher zusammen behandelt.

An Bauteilen wurden Betriebsfestigkeitsversuche mit unterschiedlichen Frequenzen durchgeführt, die von der in der Erprobung üblichen Frequenz von 12,5 Hz bis zu einer praxisnahen Frequenz von 0,8 Hz reichen, Abbildung 8.2. Es zeigt sich, eine Verschiebung der Gaßnerlinie zu geringeren Bruchschwingspielzahlen. Die Steigung der Gaßnerlinie zeigt dabei keine eindeutige Tendenz zur Zu- oder Abnahme.

An Proben, die in Bezug auf Formzahl und Werkstoff den Bauteilen entsprechen (vgl. Abschnitt 7.1 - „Probendefinition“), zeigt sich ein ähnliches Bild. Die Absenkung der Frequenz von 7,5 auf 1,5 Hz führt zu einer Reduzierung der Lebensdauer um 18%. Diese Absenkung ist von ähnlicher Größe wie an den Bauteilen, bei denen eine Frequenzveränderung von 6



**Abbildung 8.2:** Einfluss von Frequenz und Verweildauer; a) an Bauteilen, b) an Proben

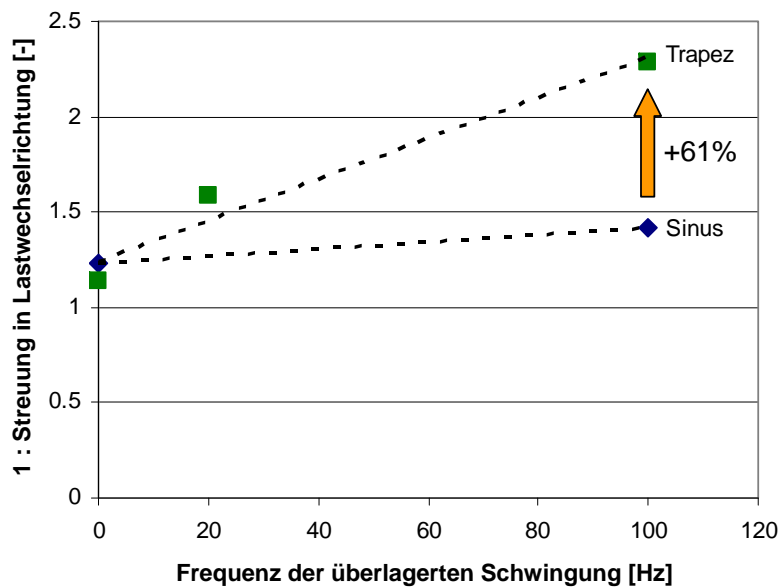
auf 0,8 Hz zu einer 33%igen Reduktion der Lebensdauer geführt hat. Bei Betrachtung der Verweildauer zeigt sich eine Korrelation mit der Bruchschwingenspielzahl. Auch hier führt eine Steigerung des Wertes zu einer Reduktion der mittleren Bruchschwingenspielzahl.

Insgesamt zeigt sich ein Einfluss von signifikanter Größe auf die Lebensdauer der Bauteile und Proben. Ursächlich für diesen Effekt können mehrere Mechanismen sein, vgl. Abschnitt 2.4.1.4. Aufgrund der guten Übereinstimmung mit allen beobachteten Ergebnissen kommt vor allem Schwingungsrissskorrosion infrage, da keine Dauerfestigkeit festzustellen ist, eine erhöhte Streuung in Probenversuchen festgestellt werden konnte und eine Abhängigkeit von der Frequenz bzw. Verweildauer gezeigt werden konnte. Diese Beobachtungen sind charakteristisch für das Auftreten von Schwingungsrissskorrosion. Als frequenzabhängiger Mechanismus kann diese Form der Korrosion für den beobachteten Effekt sowohl an den Proben als auch an den Bauteilen ursächlich sein. Die Voraussetzung für diese Form der Schädigung sind eine dynamische Belastung und ein korrosives Medium. Bei den Bauteilen ist dieses Medium Hydrauliköl, bei den Proben Luft. Eine geringere Frequenz führt zu einer längeren Einwirkzeit dieses Mediums. Daher ist eine Abhängigkeit vom Lastniveau vorhanden. Eine geringere Belastung führt zu längeren Laufzeiten und somit zu einer längeren Einwirkzeit. Über die Versuchsergebnisse hinaus ist ein negativer Einfluss auf Dauerfestigkeit und Eckschwingenspielzahl zu erwarten. In diesem Lastbereich wurden aufgrund der extrem langen Versuchslaufzeiten bei geringen Frequenzen keine Versuche durchgeführt. Aus der Bruchanalyse lassen sich keine Rückschlüsse auf eine erfolgte Schwingungsrissskorrosion ziehen, da sich die Schwingbruchflächen, vor allem bei hoher Last oder hoher Frequenz kaum von einem Dauerbruch ohne Korrosionseinwirkung unterscheiden.

Die Ergebnisse zeigen, dass die Prüfsignalparameter Frequenz und Verweildauer die Lebensdauer von Bauteilen und Proben in signifikanter Größe beeinflussen.

### 8.1.3 Signalform

Der Einfluss der Signalform ist in den Bauteilversuchen lediglich integral enthalten und kann nicht einzeln ausgewertet werden. Aus diesem Grund wurden Probenversuche mit Sinussignal (Erprobung) und Trapezsignal (fahrzeugnah) durchgeführt. Die mittleren Bruchschwingspielzahlen unterscheiden sich zwischen den Signalformen kaum, vgl. Abschnitt 7.3.3. Ein anderes Bild ergibt sich bei Betrachtung der Streuung in Lastwechselrichtung  $T_N$  in Anhängigkeit von der Frequenz der überlagerten Schwingung, Abbildung 8.3. Eine Frequenz der überlagerten Schwingung von 0 Hz entspricht dabei keiner überlagerten Schwingung, vgl. Abbildung 7.5. Ohne eine überlagerte Schwingung ist die Streuung bei beiden Signalformen fast identisch.



**Abbildung 8.3:** Streuung in Lastwechselrichtung in Abhängigkeit von der Signalform und der Frequenz der überlagerten Schwingung

Das Hinzufügen der zweiten Schwingung führt bei dem sinusförmigen Grundsignal zu einem leichten Anstieg des Wertes, wohingegen die Streuung bei trapezförmiger Grundschwingung mit zunehmender Frequenz der überlagerten Schwingung stark zunimmt. Bei einer Frequenz von 100 Hz liegt sie 61% über der des Sinussignals. Zur Beurteilung der Signifikanz der Streuung liegen zu wenige Versuchsdaten vor.

Der deutliche Anstieg der Streuung kann mit den vorliegenden Daten nicht begründet werden. Ein Zusammenhang mit der größeren Anzahl kleiner Schwingspiele mit hoher Mittelspannung ist zu vermuten. Ein möglicher Zusammenhang mit einer Korrosion der Proben ist nicht auszuschließen. Eine überlagerte Schwingung könnte dazu geeignet sein Korrosionsprodukte von der Werkstückoberfläche abzutragen, wie Shah-Khan [SK93] vermutet.

## 8.2 Auswirkung der unterschiedlichen Belastung zwischen Fahrzeug und Erprobung

Sämtliche Unterschiede in der Belastung der Bauteile zwischen der Erprobung und der Anwendung am Fahrzeug, die einen Einfluss auf die Lebensdauer vermuten lassen, werden in den beiden Vergleichsversuchen abgebildet. Diese sind eine überlagerte Schwingung, ein Prüfsignal mit einer geringen Lastwechselfrequenz und einer vom Sinus abweichenden Signalform und das Medium Diesel, Abbildung 8.4.

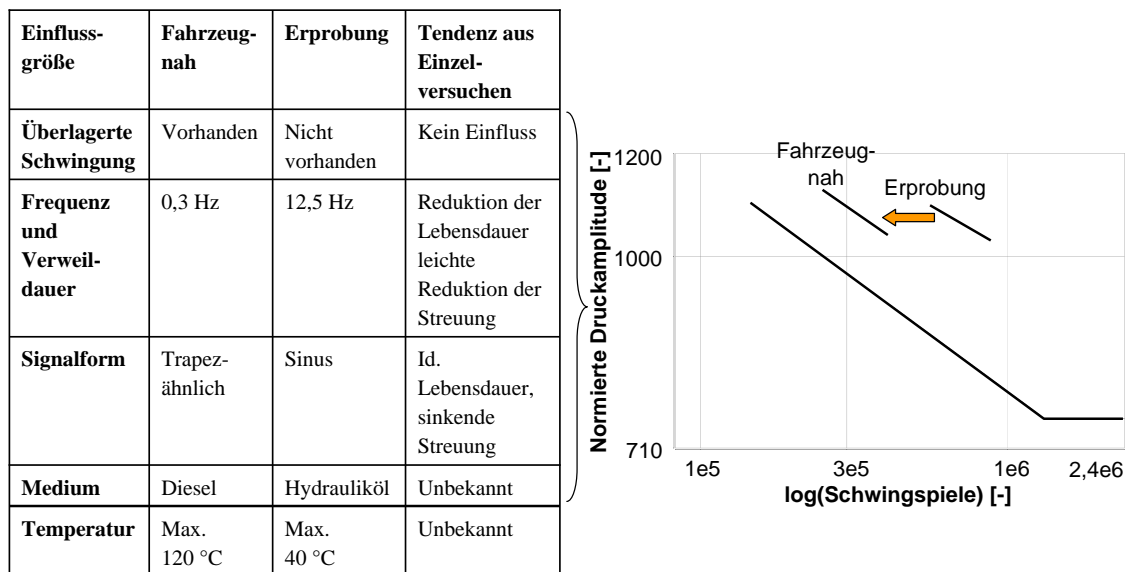


Abbildung 8.4: Einfluss der feldnahen Belastung auf die Schwingfestigkeit

Im Ergebnis zeigt sich ein ähnliches Bild wie bei der Reduktion von Frequenz bzw. Verweildauer an Proben. Eine Verschiebung zu kürzeren Bruchschwingspielzahlen, ein Absinken der Schadenssumme um 41% und eine geringere Streuung der Versuchspunkte. Betrachtet man nur den Prüfsignaleinfluss an Bauteilen, so reduziert sich die Schadenssumme auf vergleichbaren Lastniveaus um 46%, vgl. hierzu die Bauteilversuche am Innendruckpulsator bei reduzierter Prüffrequenz und hinzugefügten Haltezeiten (Varianten C1 und C2 in Abschnitt 6.2). Daher kann die Frequenz und Verweildauer des Prüfsignals als hauptsächlich für den beobachteten Unterschied angesehen werden.

Die überlagerte Schwingung hat sich in Probenversuchen als nicht ursächlich erwiesen. Gleiches gilt für die Signalform, die lediglich einen Einfluss auf die insgesamt leicht reduzierte Streuung in Lastwechselrichtung haben könnte. Der Einfluss des Mediums bleibt unerkannt, da die Variation nur dieser Einflussgröße nicht durchgeführt wurde. Ihr Einfluss kann jedoch als gering eingeschätzt werden, da die Veränderung der Lebensdauer quantitativ bereits durch den Einfluss des Prüfsignals erklärt werden kann. Ebenso verhält es sich mit dem Effekt der Temperatur, der zudem in der Literatur hinlänglich untersucht ist und der in

diesem Bereich als sehr gering einzuschätzen ist [Rad07].

Als mögliche Ursache für die beobachteten Unterschiede kommt Schwingungsrissskorrosion infrage. Die Gründe dafür sind, dass die Versuche in einem potenziell korrosiven Medium stattfinden und die als Hauptursachen identifizierten Einflussgrößen Frequenz und Verweildauer die Einwirkzeit des Mediums vergrößern und so die beobachtete Reduktion der Lebensdauer verursachen können. Die Ursache ist identisch mit der des Haupteinflussfaktors Frequenz und Verweildauer, vgl. Abschnitt 8.1.2.



## Literaturverzeichnis

- [AL79] ATKINSON, J.D. und LINDLEY, T.C.: Effect of stress waveform and holdtime on environmentally assisted fatigue crack propagation in a C-Mn structural steel, Band 13, Seiten 444–448. 1979.
- [Amz94] AMZALLAG, C., GEREY J.P. ROBERT J.P. ROBERT J.L.: Standardization of the rainflow counting method for fatigue analysis. International Journal of Fatigue, (16/4), 1994.
- [Bar72] BARSOM, J.M.: Effect of cyclic stress form on corrosion fatigue crack propagation below  $K_{Isc}$  in an high yield strength steel. In: Corrosion Fatigue: Chemistry, Mechanics and Mircostrucure, Band NACE-2, Seiten 424–436, Houston, 1972.
- [Bas10] BASQUIN, O.H.: The exponential law of endurance tests. In: ASTM Proceedings, Seiten 625–630, Philadelphia, 1910. American Society for Testing and Materials.
- [Bho86] BHONGBHIBHAT, T.: Festigkeitsverhalten von Stählen unter mehrachsiger phasenverschobener Schwingbeanspruchung mit unterschiedlichen Schwingungsformen und Frequenzen. Band 86-01 der Reihe Techn.-wiss. Ber. MPA Stuttgart. 1986.
- [BNT82] BIGNONNET, A., NAMDAR-IRANI, R. und TRUCHON, M.: The influence of test frequency on fatigue crack growth in air and crack surface oxide formation. Scripta Metallurgica, 16:795–798, 1982.
- [Bos05] BOSCHINTERNER BERICHT: CR/APM22 Nr. 697. 2005.
- [BS03] BACHER-HÖCHST, M. und SCHEFFOLD, A.: Statistische Methoden zur Ermittlung der Betriebsfestigkeit. In: 7. Informations- und Diskussionsveranstaltung Schraubenverbindung. Neue Ergebnisse aus Forschung und Praxis, 2003.
- [BS04] BARGEL, H. J. und SCHULZE, G.: Werkstoffkunde für Ingenieure. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, 7. Auflage, 2004.
- [BS05] BACHER-HÖCHST, M. und SCHEFFOLD, A.: Systemverhalten und Betriebsfestigkeit von Komponenten in modernen Einspritzsystemen und Bremsanlagen. Konstruktion, Band 57, Heft 7/8, 2005.

- [Bur96] BURGAHN, F.; SCHULZE, V.; VÖHRINGER O.; MACHERAUCH E.: Modellierung des Einflusses von Temperatur und Verformungsgeschwindigkeit auf die Fließspannung von Ck45 bei Temperaturen  $T < 0,3T_s$ . Materialwissenschaft und Werkstofftechnik, 27:521–230, 1996.
- [Bux92] BUXBAUM, O.: Betriebsfestigkeit. Stahleisen GmbH, Düsseldorf, 2. Auflage, 1992.
- [CD56] CORTEN, H.T. und DOLAN, T.J.: Cumulative Fatigue Damage. Technischer Bericht, 1956.
- [Clo86] CLORMANN, U.H., SEEGER T.: Rainflow HCM - Ein Zählverfahren für Betriebsfestigkeitsnachweise auf werkstoffmechanischer Grundlage. Der Stahlbau, (55/3), 1986.
- [Den71] DENGEL, D.: Einige grundlegende Gesichtspunkte für die Planung und Auswertung von Dauerschwingversuchen. Materialprüfung, 13(5):145–151, 1971.
- [DR84] DORN, L. und RIPPL, P.: Schwingfestigkeitsverhalten metallischer Werkstoffe, Teil 2: Eigenschaftsänderung und Einflüsse auf die Lebensdauer dynamisch beanspruchter Bauteile. Metall, 38(9):844–848, 1984.
- [EEKZ94] EULITZ, K.G., ESDERTS, A., KOTTE, L.K. und ZENNER, H.: Verbesserung der Lebensdauerabschätzung durch systematische Aufarbeitung und Auswertung vorliegender Versuchsreihen. In: Forschungshefte Forschungskuratorium Maschinenbau e.V., Heft 189, 1994.
- [EGZ92] ESDERTS, A., GEHLKAN, C. und ZENNER, H.: Betriebsfeste Auslegung von Komponenten verfahrenstechnischer Maschinen. In: Kolloquium des DGF-Sonderforschungsbereiches 18D, TU Clausthal, 1992.
- [Eif81] EIFLER, D.: Inhomogene Deformationserscheinungen bei Schwingbeanspruchung eines unterschiedlich wärmebehandelten Stahles des Typs 42CrMo4. Doktorarbeit, Universität Karlsruhe, 1981.
- [Fau79] FAULKNER, M.G.; BELLOW, D.G.: Influence of testing frequency on the fatigue of butt welded steel joints. Weld. Res. Int., 9(3):12–21, 1979.
- [Gaß39] GASSNER, E.: Festigkeitsversuche mit wiederholter Beanspruchung im Flugzeugbau. Deutsche Luftwacht, Luftwissen 6, (2), 1939.
- [Gei08] GEISELHART, S.: Analyse der Belastungsstreuung und Kollektivzusammensetzung in Bezug auf die Schädigung von Einspritzkomponenten im Dieselmotor. Diplomarbeit, Universität Stuttgart, 2008.

- [Gla88] GLASER, A.: Mittelspannungseinfluss auf das Verformungsverhalten von Ck45 und 42CrMo4 bei spannungs- und dehnungskontrollierter homogen-einachsiger Schwingbeanspruchung. Doktorarbeit, Universität Karlsruhe, 1988.
- [Got01] GOTTSTEIN, G.: Physikalische Grundlagen der Materialkunde. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, 2. Auflage, 2001.
- [Gru94] GRUBISIC, V.: Determination of load spectra for design and testing. International Journal of Vehicle Design, (15), 1994.
- [GS32] GOUGH, H.J. und SOPWITH, D.G.: Atmospheric Action as a Factor in Fatigue of Metals. J. Inst. Metals, 43(93), 1932.
- [GS33] GOUGH, H.J. und SOPWITH, D.G.: Some comparative corrosion fatigue tests employing two types of stressing action. J. Iron Steel Inst., Seiten 301 – 333, 1933.
- [Gyö56] GYÖRGYI, F.: Influence of Loading Frequency and other factors on fatigue test results of butt welded joints. Scientific Society Of Mechanical Engineers, Budapest, 1956. International Institute of Welding Hungarian National Committee.
- [GZ07] GUDEHUS, H. und ZENNER, H.: Leitfaden für eine Betriebsfestigkeitsrechnung. Verlag Stahleisen, Düsseldorf, 4. Auflage, 2007.
- [Hai70] HAIBACH, E.: Modifizierte lineare Schadensakkumulationshypothese zur Berücksichtigung des Dauerfestigkeitsabfalls mit fortschreitender Schädigung. Technischer Bericht, Darmstadt, 1970.
- [Hai06] HAIBACH, E.: Betriebsfestigkeit. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 3. Auflage, 2006.
- [Har61] HARRIS, W.J.: Metallic Fatigue. In: International Series of Monographs in Aeronautics and Astronautics, Band 1. Pergamon Press, Oxford, 1961.
- [Hei70] HEIMBACH, H.: Zum Einfluss der Belastungsfrequenz auf die Zeit- und Dauerfestigkeit von Stahl. Materialprüfung, (11), 1970.
- [Her76] HERZ, K.: Einfluss der Dehngeschwindigkeit auf das Wechselverformungsverhalten von  $\alpha$ -Einkristallen. Doktorarbeit, Universität Stuttgart, 1976.
- [HJM88] HECK, G., JÖLLER, A. und MAURER, K.L.: Dehnungsgesteuerte Schwingversuche an Schweissverbindungen mit Überlagerung verschiedener Schwingungsformen. Werkstoffprüfung, 1988.
- [HK36] HEMPEL und KÖRBER: Abhängigkeit der Wechselfestigkeit des Stahles von der Lastwechselfrequenz. Mitt. d. Kaiser Wilhelm Institut f. Eisenhüttenforschung 18, Seiten 15–19, 1936.

- [HL76] HAIBACH, E. und LEHRKE, H.-P.: Das Verfahren der Amplitudentransformation zur Lebensdauerberechnung bei Schwingbeanspruchung. Archiv für das Eisenhüttenwesen, (47/10):623–628, 1976.
- [HN73] HORIKAWA, T. und NAKAMURA, H.: Fatigue Strength under Superposed Wave Stress. In: Intern. Sympos. Marine Engr. Tokyo, 1973.
- [HS70] HARTMAN, A. und SCHIJVE, J.: The Effects of Environment and Load Frequency on the Crack Propagation Law for Macro Fatigue Crack Growth in Aluminium Alloys. Engineering Fracture Mechanics, 1, 1970.
- [HS85] HEULER, P. und SEEGER, T.: Verkürzung von Last-Zeit-Folgen für den Betriebsfestigkeitsnachweis auf der Grundlage örtlicher Beanspruchungen. Materialprüfung, (27/6), 1985.
- [HZS94] HÄNEL, B., ZENNER, H. und SEEGER, T.: Festigkeitsnachweis – Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile (Kommentare). Technischer Bericht, Frankfurt/M., 1994.
- [Jen25a] JENKIN, C.F.: High Frequency Fatigue Tests. In: 1925 Proc. Roy. Soc., Band 109, 1925.
- [Jen25b] JENKIN, C.F.: High frequency fatigue tests. In: Proc. Roy. Soc. Lond., A 109, 1925.
- [JL29] JENKIN, C.F. und LEHMAN, G.D.: High Frequency Fatigue. In: 1929 Proc. Roy. Soc., Band 125, 1929.
- [KAA75] KOCKS, U.F., ARGON, A.S. und ASHBY, M.F.: Thermodynamics and Kinetics of Slip. Prog. Mater. Sci., 19, 1975.
- [KfV98] KRÜGER, R., FAHL, U. und VOSS, A.: Alternative Kraftstoffe und Antriebe-ein Weg zur Minderung der Kohlenwasserstoffemissionen. ATZ 100, 1998.
- [Kle08] KLEPPMANN, W.: Taschenbuch Versuchsplanung. Carl Hanser Verlag, München, Wien, 5. Auflage, 2008.
- [Kol97a] KOLLER, R. E.: Betriebslasten Analysieren. In: Grundlagen der Betriebsfestigkeit, Seminar, EMPA, 1997.
- [Kol97b] KOLLER, R.E.: Einflüsse auf die Schwingfestigkeit, Konferenz-Einzelbericht: Grundlagen der Betriebsfestigkeit. Seiten 1–25. EMPA, 1997.
- [Kop02] KOPP, P.: HCF-LCF-Bauteilbeanspruchung - Untersuchung des langzeitigen Werkstoffverhaltens bei bauteilrelevanter Belastungskombination aus niederzyklischer Zugschwell und hochzyklischer Wechselverformung unter

- Berücksichtigung der Kerbwirkung - Abschlussbericht. Technischer Bericht, 2002.
- [KS85] KLÄTSCHKE H. und STEINHILBER, H.: Trennung überlagerter Beanspruchungs-Zeit-Funktionen durch Filterung mit variabler Grenzfrequenz. In: Bericht Nr. TB-174, Fraunhofer-Institut für Betriebsfestigkeit Darmstadt, 1985.
- [KT60] KAWAMOTO, M. und TABUCHI, S.: The influence of loading frequency on the fatigue strength of steels. Japan. Soc. Test. Mat., 9(82), 1960.
- [KY68] KOIBUCHI, K. und YAMANE, M.: Wave-form effect on fatigue strength and its rheological analysis. Band 11 der Reihe Bulletin of JSME, Seiten 761–770. 1968.
- [Ley09] LEYENDECKER, T.: Untersuchungen zum Einfluss des Prüfsignals auf die Schwingfestigkeit des Common-Rail-Systems. Doktorarbeit, Universität Karlsruhe (TH), Aachen, 2009.
- [LMS05] LMS DEUTSCHLAND GMBH: LMS TecWare Documentation, 2005.
- [Lom56] LOMAS, T.W., WARD J.O. RAIT J.R. COLBECK E.W.: The influence of frequency of vibration on the endurance limit of ferrous alloys at speeds up to 150000 cycles per minute using a pneumatic resonance system. IME-ASME International Conference on fatigue of metals, Seiten 375–385, 1956.
- [Mac92] MACHERAUCH, E.: Praktikum in Werkstoffkunde. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft, Braunschweig, Wiesbaden, 10. Auflage, 1992.
- [ME68] MATSUIISHI, M. und ENDO, T.: Fatigue of metals subjected to varying stress. Japan Soc. Mech. Eng., 1968.
- [Min45] MINER, M.A.: Cumulative damage in fatigue. J. Appl. Mech., (12), 1945.
- [Moo50] MOORE, H.F.; WILSON, B.L.; HOWELL F.M.; GOHN G.R.: Report of the task group on effect of speed of testing on fatigue test results. Proceedings ASTM, Seiten 421–421, 1950.
- [N.N78] N.N.: DIN 50100 - Dauerschwingversuch. 1978.
- [N.N03] N.N.: FKM-Richtlinie - Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile. Forschungskuratorium Maschinenbau (FKM), Frankfurt / Main, 5. Auflage, 2003.
- [N.N08] N.N.: TF024 - Seminar Bauteil-Schwingfestigkeit (Bosch intern). 2008.
- [NNN90] NAGASE, Y., NAKAMURA, T. und NAKAMURA, Y.: Fatigue Gauge Utilizing Slip Deformation of Aluminium Foil. JSME International Journal, 33(4):506–513, 1990.

- [OK88] OPPERMAN, H. und KLÄTSCHKE, H.: Zulässige Verkürzung zufallsartiger Lastfolgen für Betriebsfestigkeitsversuche. In: Vorträge des fünften LBF-Kolloquiums am 8. und 9. März 1988, Darmstadt, 1988.
- [Pal24] PALMGREN, A.: Die Lebensdauer von Kugellagern. VDI-Z, (51), 1924.
- [Rad07] RADAJ, D.: Ermüdungsfestigkeit. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 3. Auflage, 2007.
- [Rei78] REIK, W.: Zum Wechselverformungsverhalten des Edeltahles Ck45 im normalisierten Zustand. Doktorarbeit, Universität Karlsruhe, 1978.
- [RM08] ROOS, E. und MAILE, K.: Werkstoffkunde für Ingenieure. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, 3. Auflage, 2008.
- [Ros64] ROSSOW, E.: Eine einfache Rechenschiebernäherung an die den normal scores entsprechenden Prozentpunkte. Qualitätskontrolle, 9(12):146/47, 1964).
- [RS89] ROEDER, E. und SCHUMACHER, G.: Dauerschwingverhalten nichtrostender Stähle unter gleichzeitiger korrosiver Beanspruchung, Teil 2: Schwingungsrissskorrosionsverhalten. Steel Research, (60/9), 1989.
- [RS08] RICHARD, H.A. und SANDER, M.: Ermüdungsrisse: Erkennen, sicher beurteilen, vermeiden. Vieweg + Teubner, 1. Auflage, 2008.
- [SB90] SHAH-KHAN, M.Z. und BURCH, I.A.: Effect of superimposed high frequency flutter on the fatigue life of a submarine hull steel. International Journal of Fracture, (44/3), 1990.
- [Sch97] SCHOTT, G.: Werkstoffkermüdung - Ermüdungsfestigkeit. Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Stuttgart, 4. Auflage, 1997.
- [Sch09] SCHIJVE, J.: Fatigue of Structures an Materials. Springer Science+Business Media, 2. Auflage, 2009.
- [SD90] SONSINO, C. M. und DIETRICH, K.: Korrosionsschwingfestigkeit der Stahlgußsorten G-X5CrNi134 und G-X5CrNi174 für Laufräder von Wasserkraftmaschinen und Pumpen. In: Werkstoff u. Korrosion 41, Seite 330–342, 1990.
- [SFW03] STEINWEGER, T., FLAMM, M. und WELTIN, U.: Ein Beitrag zur Prüfzeitverkürzung bei der Prüfung von Elastomerebauteilen. Schriftreihe Kunststofftechnik (VDI), 2003.
- [SG05] SPECKHARDT, H. und GUGAU, M.: Korrosion und Korrosionsschutz von Metallen. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 21 Auflage, 2005.

- [SK93] SHAH-KHAN, M.Z.: Influence of loading profile and superimposed flutter load frequency on the fracture behaviour of a submarine hull steel. International Journal of Fatigue, (15/3), 1993.
- [Son03] SONSINO, C.M.: Versuchszeitverkürzung in der Betriebsfestigkeitsprüfung. MP Materialprüfung, (45/4), 2003.
- [Son05] SONSINO, C.M.: Dauerfestigkeit - eine Fiktion. Konstruktion, 57(4):87–92, 2005.
- [TMM94] TAKAHASHI, I., MAENAKA, H. und MIYAMOTO, T.: Fatigue life estimation of welded joints of an aluminium alloy under superimposed random load waves: application of a 2-dimensional rainflow method. Fatigue Fract. Engng Struct., 17(12), 1994.
- [TO63] TANAKA, T. und OOKA, K.: Effect of loading frequency on the fatigue strength of steels at elevated temperatures. In: Bull. ISME, Band 6. 1963.
- [UB04] ULRICH, D. und BERTSCHE, B.: Verification of Load Collectives for the Testing of Automotive Diesel Common Rail Systems. In: Proc. European Safety and Reliability Conference, Berlin, 2004.
- [Vei78] VEITH, H.: Zum Temperatur- und Frequenzeinfluss auf die Wechselentfestigung von Baustählen. In: Archiv Eisenhüttenwesen, Band 49, Seiten 351–355. 1978.
- [Vei82] VEITH, H.: On the microplastic behaviour of structural steels before fatigue softening. RES Mechanica Letters, 2(1):35–40, 1982.
- [WC99] WANG, Z. und CHEN, Z. W.: Influence of small load cycle omission on fatigue damage accumulation. In: International fatigue conference, 1999.
- [WG56] WADE, A.R. und GROOTENHUIS, P.: Very High-Speed Fatigue Testing. In: Proc. Int. Conf. Fatigue of Metals, 1956.
- [WG98] WENDLER-KALSCH, E. und GRÄFEN, H.: Korrosionsschadenskunde. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 1998.
- [Wie75] WIELKE, B.: Zur frequenzabhängigkeit der Ermüdung von Aluminium. Zeitschrift für Metallkunde, 65/9, 1975.
- [WS98] WERNER, S. und SONSINO, C.M.: Einfluss der Versuchsfrequenz auf die Schwingfestigkeit von Aluminium und Aluminiumlegierungen. Technischer Bericht, Darmstadt, 1998.
- [Wys53] WYSS, T.: Influence of testing frequency on the fatigue strength of steels an light alloys. In: Bull ASTM, Nummer 188. 1953.

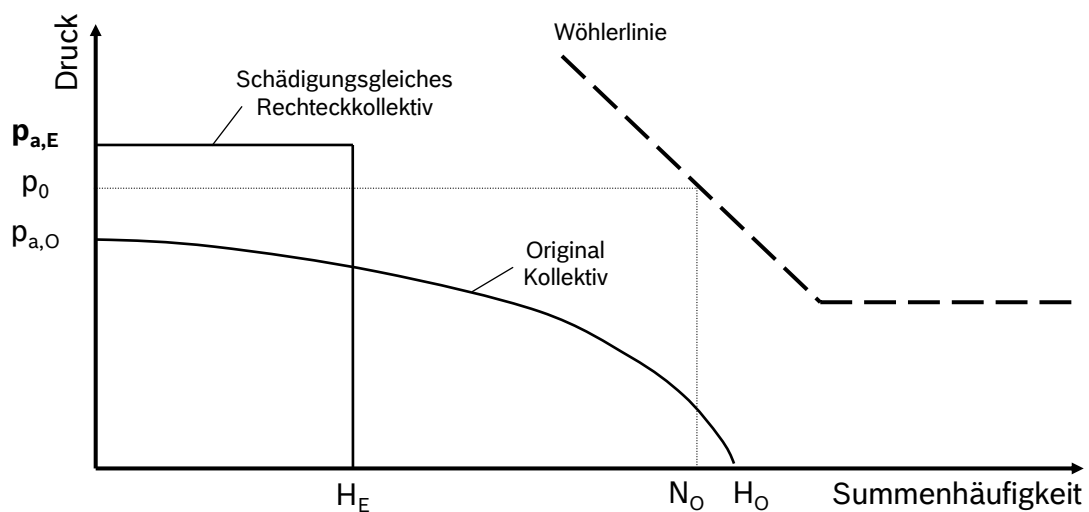
- [Zen97] ZENNER, H.: Möglichkeiten der Versuchszeitreduzierung. In: DVM-Bericht 123 „Betriebsfestigkeit und Entwicklungszeitverkürzung“. 1997.
- [Zen98] ZENNER, H.: Versuchszeit reduzieren Möglichkeiten und Grenzen. Materialprüfung, 40(6):240–244, 1998.
- [ZL92] ZENNER, H. und LIU, J.: Vorschlag zur Verbesserung der Lebensdauerabschätzung nach dem Nennspannungskonzept. Konstruktion 44, 1992.



## Anhang

### A Signalbearbeitung

Berechnung eines Schädigungsgleichen Rechteck Ersatzkollektives nach Haibach [Hai06]



$p_0, N_0$  ist ein Bezugspunkt auf der Zeitfestigkeitslinie

Die Schadenssumme des Kollektives beträgt:

$$D_O = \left( \sum h_O \cdot p_{a,O} \right) / N_0 \cdot p_0^k$$

Die Schadenssumme des Rechteck-Ersatzkollektiv beträgt:

$$D_E = H_E \cdot p_{a,E} / N_0 \cdot p_0^k$$

Beide Schadenssummen müssen identisch sein:

$$D_O = D_E \quad \rightarrow \quad p_{a,E} = \frac{\left( \sum h_O \cdot p_{a,O} \right)}{H_E}$$

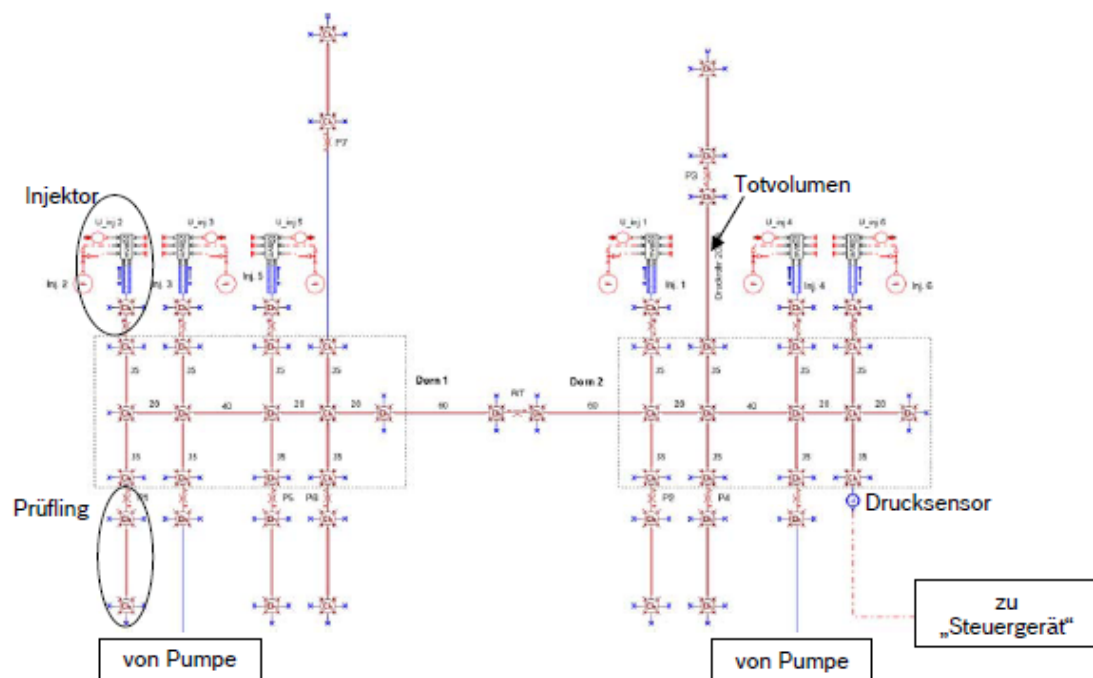
Kollektivumfang des Ersatzkollektives  $H_E$  wird vorgegeben

## B Prüfstand

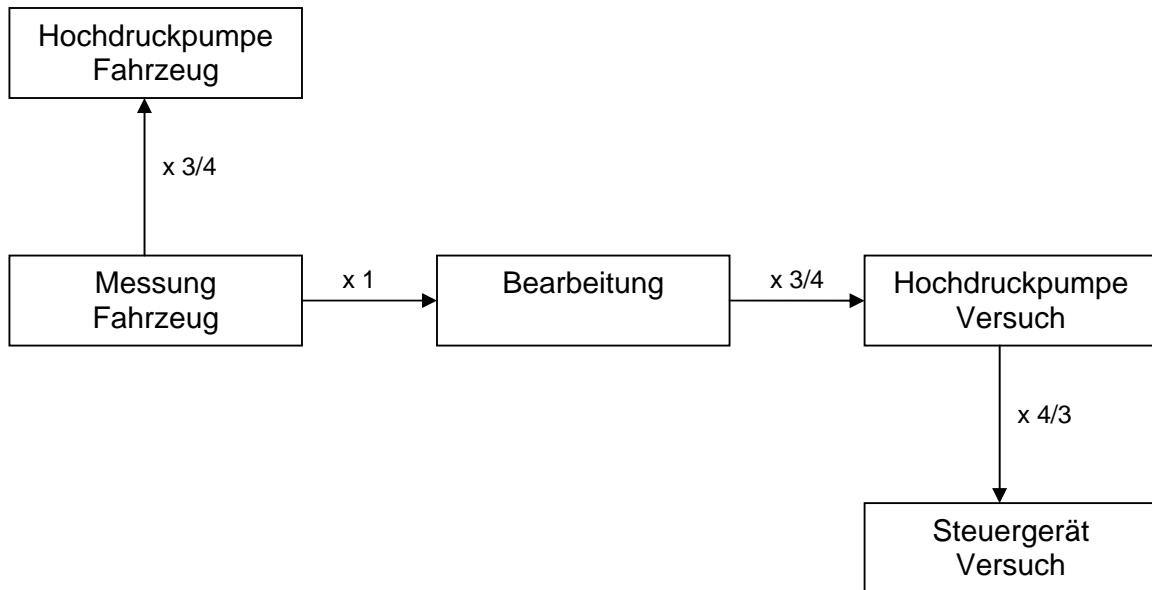
Am Prüfstand verwendete Serienkomponenten

Komponente	Bezeichnung	TT-Nr.
Injektor	CRI 3.3	0445 117 001
Hochdruckpumpe	CP 4.2	0 445 010 617
Rail Druck Sensor	RDS 4.5 mit Sonderabgleich auf 2600 bar	0 261 B08 817_06
Steuergerät	EDC 17	-

Modell der Hydraulik- /Steuergerätsimulation des Prüfstandes, Eingesetzte Software: AMESim



### Berücksichtigung des Übersetzungsverhältnisses von Pumpe zu Motor

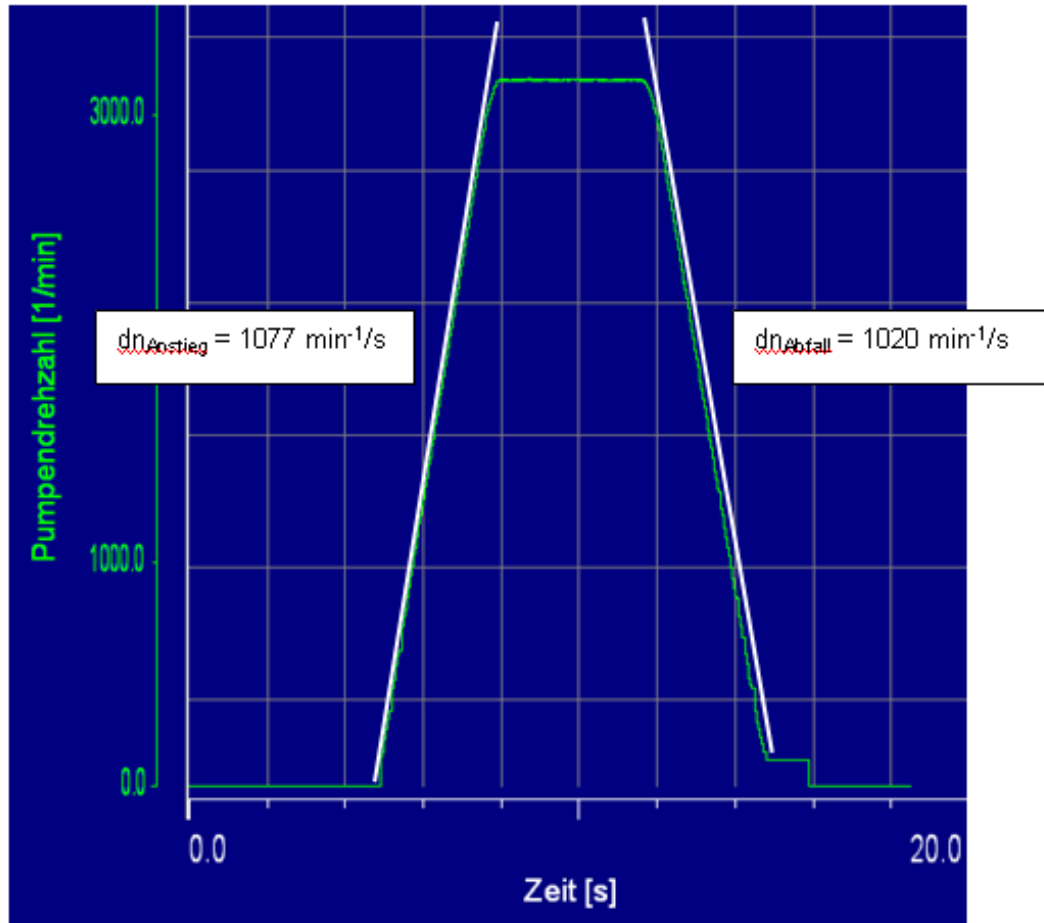


Das Übersetzungsverhältnis von Hochdruckpumpe zu Motor  $\ddot{U}$  des zugrunde gelegten Fahrzeuges beträgt:

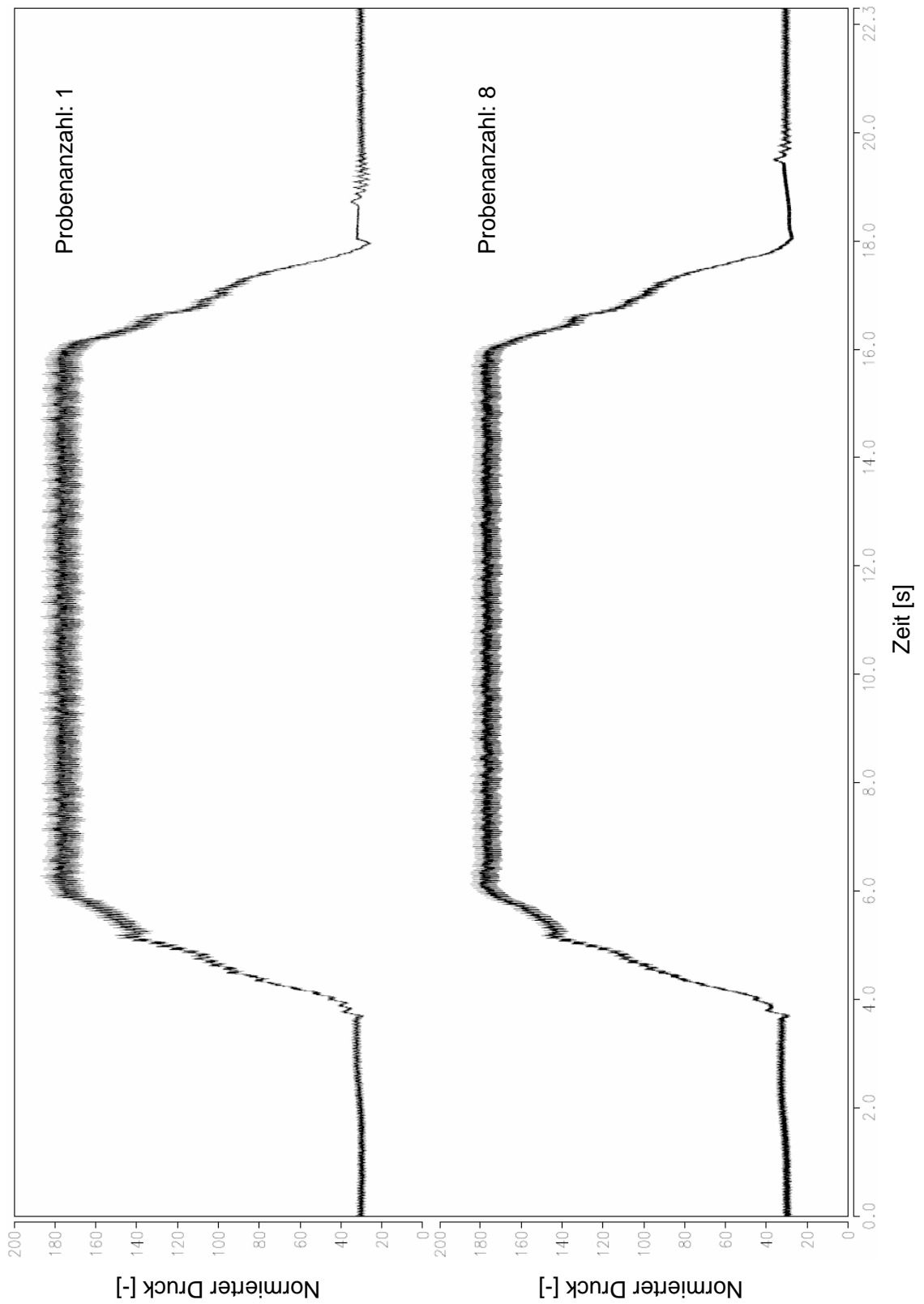
$$\ddot{U} = \text{Pumpe/Motor} = 3/4$$

Die Pumpe dreht somit langsamer als der Motor. Dies wird bei der Bearbeitung des Drehzahlsignals berücksichtigt. Der Versuchsstand dreht somit entsprechend der Pumpendrehzahl aus der Feldmessung. Das Steuergerät benötigt jedoch die Motordrehzahl. Diese Diskrepanz wird elektronisch über ein VD $\ddot{U}$  (Variable Drehzahlübersetzung) korrigiert. Das an der Anlage gemessene Drehzahlsignal wird in Echtzeit mit dem Faktor  $1/\ddot{U}$  multipliziert. Somit ist das Übersetzungsverhältnis berücksichtigt.

Gemessener Drehzahlverlauf am Prüfstand bei Vorgabe eines Spungsignals der Soll-Drehzahl von null auf Maximum und zurück auf null, Bestimmung der Drehzahlgradienten des Prüfstandes



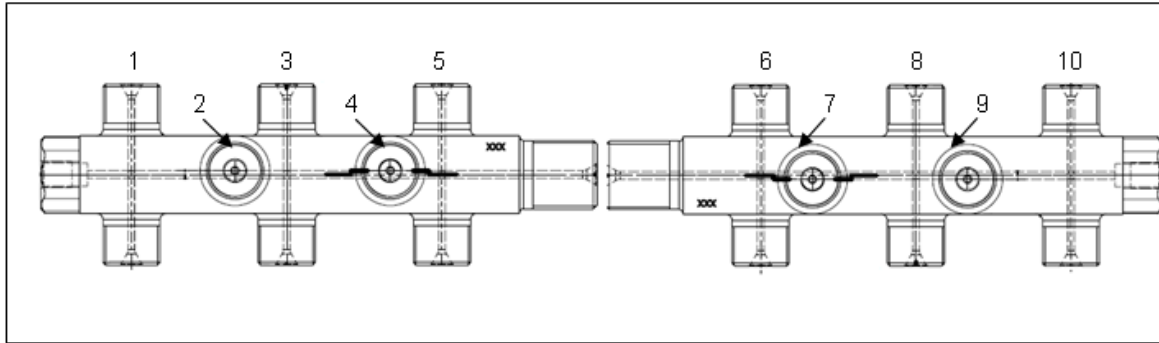
**Einfluss der Probenanzahl**



## Einfluss der Probenposition

### Nummerierung der Anschlüsse für Proben

(Blick Richtung Pumpe)



### Auswertung der Messungen an den einzelnen Probenanschlüssen

Messstelle Nr.	$A_{\text{Üs max}}$	$A_{\text{Üs leer}}$	$f_{\text{Üs max}}$	$f_{\text{Üs leer}}$	Abw. M. $A_{\text{Üs max}}$	Abw. M. $A_{\text{Üs leer}}$	Abw. M. $f_{\text{Üs max}}$	Abw. M. $f_{\text{Üs leer}}$
1	15,3	3,8	27,9	36,3	0,9	0,1	-0,9	7,6
2	16,9	4,3	27,5	39,4	-0,7	-0,3	0,6	-0,3
3	16,6	4,2	27,9	39,4	-0,4	-0,2	-0,9	-0,3
4	16,4	3,9	27,5	39,4	-0,2	0,0	0,6	-0,3
5	17,1	3,8	27,9	37,8	-0,9	0,1	-0,9	3,8
6	15,7	3,7	27,5	39,4	0,5	0,2	0,6	-0,3
8	16,6	3,9	27,5	41,3	-0,4	0,0	0,6	-5,2
10	14,9	3,8	27,6	41,2	1,3	0,1	0,2	-4,9
Mittelwert	16,2	3,9	27,6	39,3	-	-	-	-

$A_{\text{Üs max}}$ : Normierte Amplitude der überlagerten Schwingung bei Maximaldruck [1]

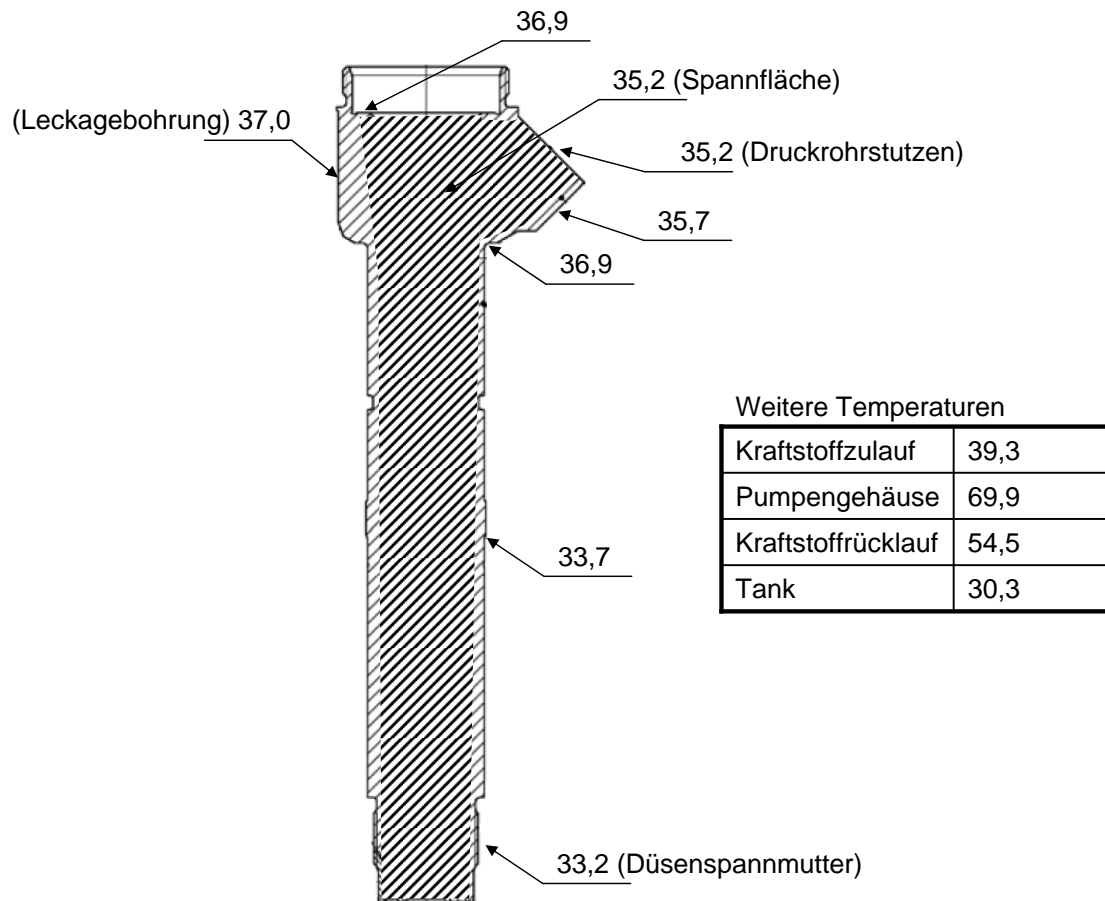
$A_{\text{Üs leer}}$ : Normierte Amplitude der überlagerten Schwingung bei Leerlaufdruck [1]

$f_{\text{Üs max}}$ : Frequenz der überlagerten Schwingung bei Maximaldruck [Hz]

$f_{\text{Üs leer}}$ : Frequenz der überlagerten Schwingung bei Leerlaufdruck [Hz]

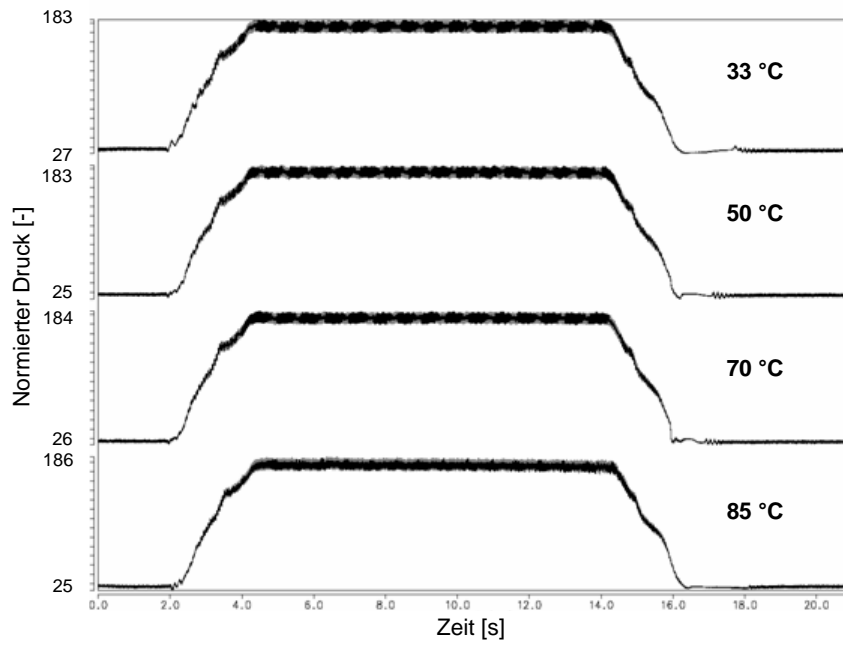
Abw.M.: Abweichung vom Mittelwert der jeweiligen Größe

Aus technischen Gründen konnte an den Messstellen 7 und 9 keine Messung erfolgen.

**Bauteiltemperatur am Prüfstand zur praxisnahen Bauteilerprobung**

Alle Werte in °C; Messung nach ca. 19 h Laufzeit; Bauteilposition 8; Max. 253 norm. Druck

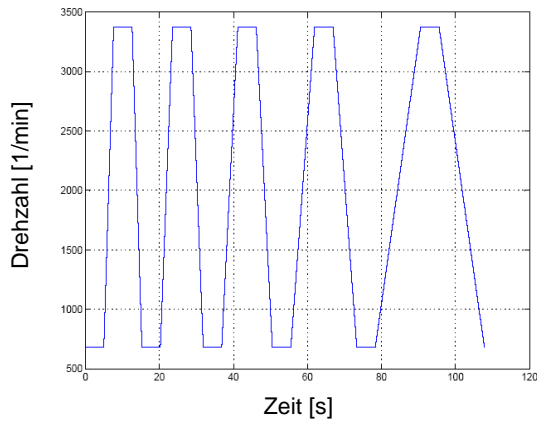
### Einfluss der Pumpenzulauf­temperatur



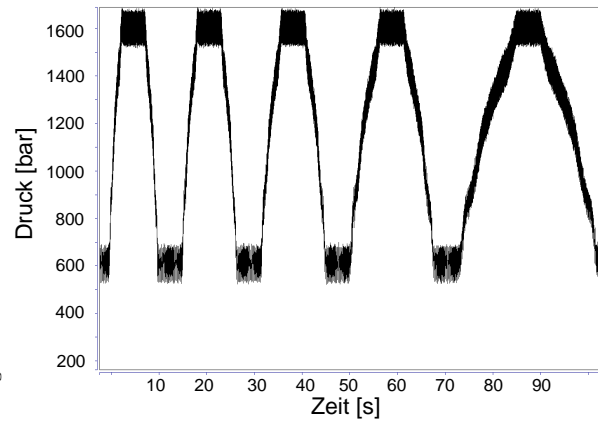
Temperatur [°C]	Normierte Amplitude bei max. Druck [-]	Frequenz bei max. Druck [Hz]	Normierte Amplitude bei min. Druck [-]	Frequenz bei min. Druck [Hz]
33	13,5	27,2	3,7	35,3
50	13,5	27,6	4,0	33,1
70	13,5	26,9	3,7	34,9
85	14,3	27,2	3,6	34,8



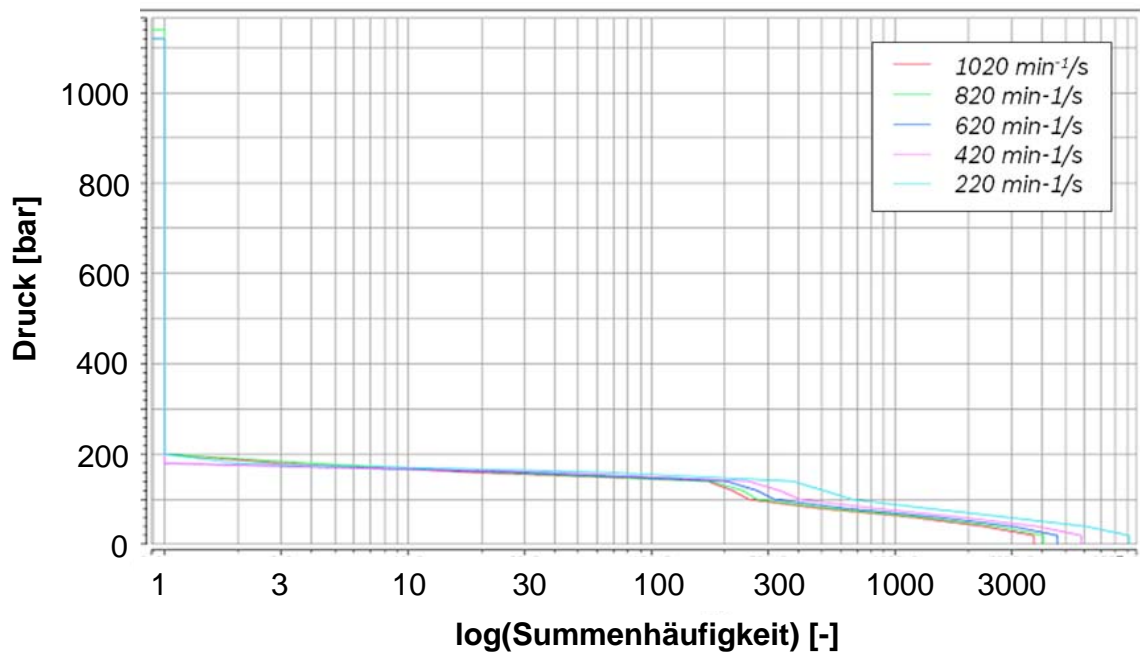
### Einfluss des Drehzahlgradienten



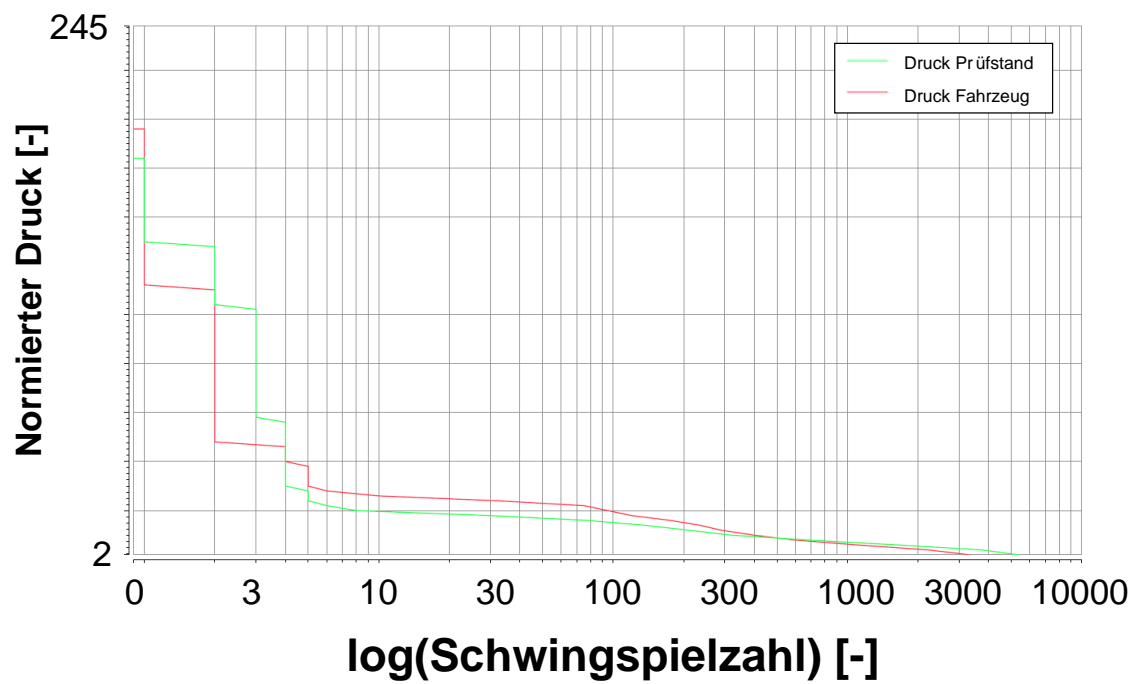
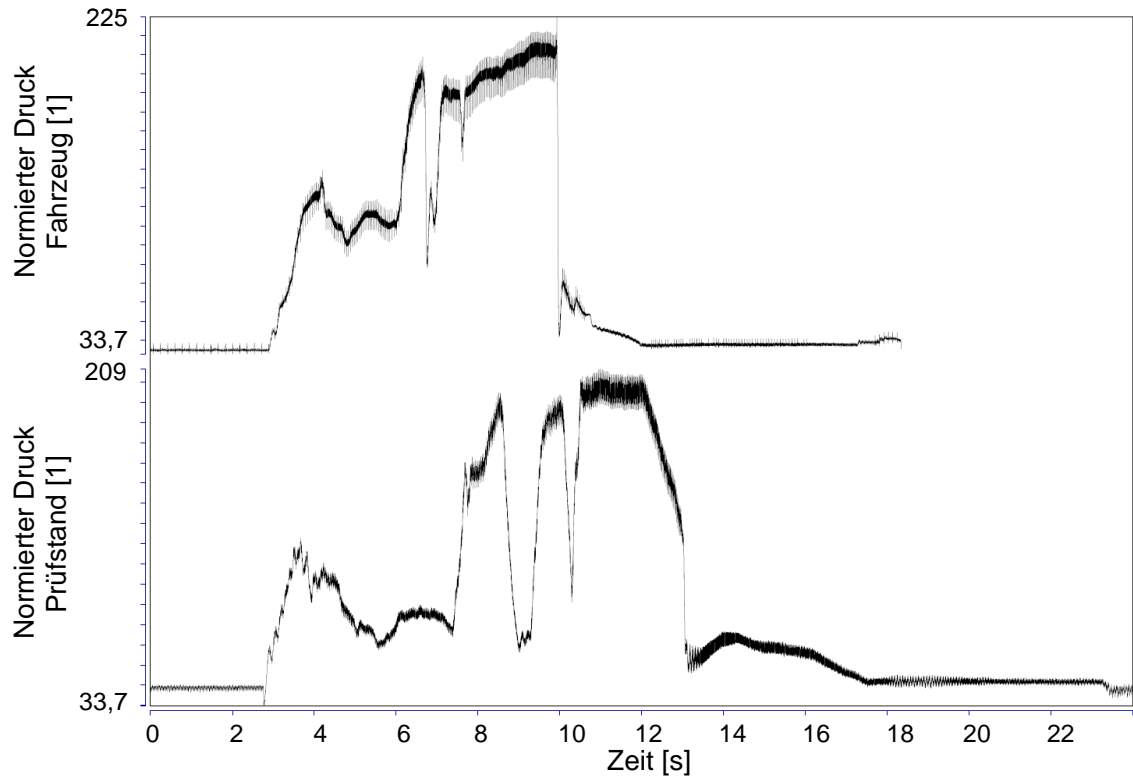
a) Vorgabesignal



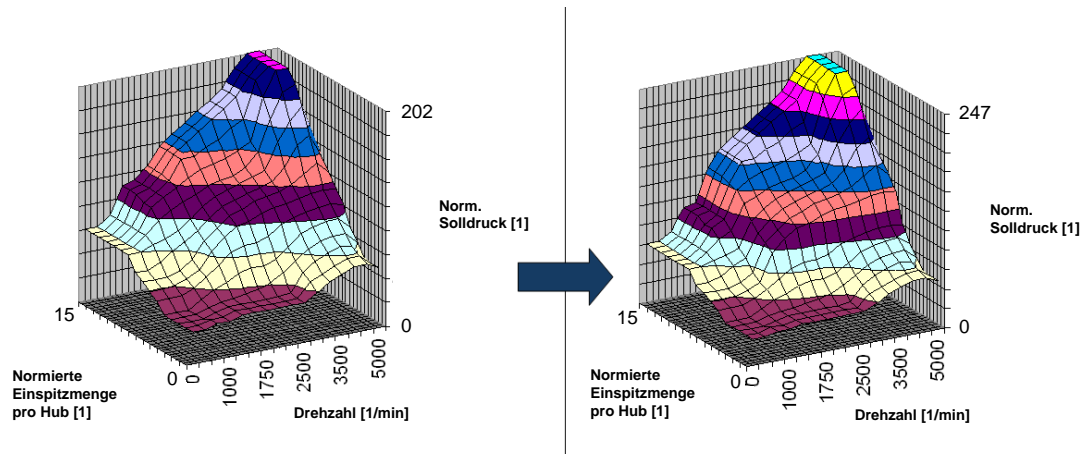
b) Messsignal



## Einfluss des Drehzahlgradienten

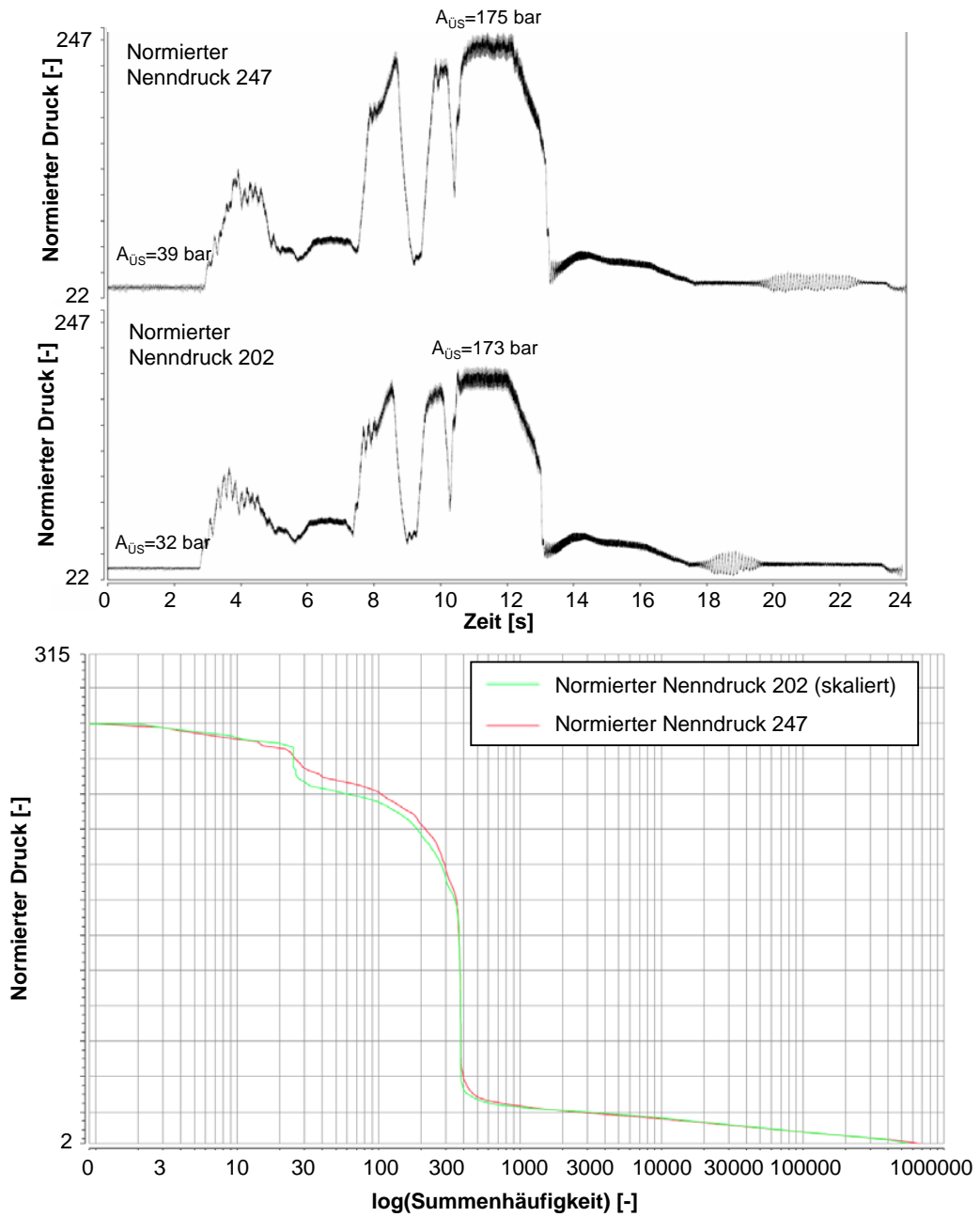


## Anpassung des Solldruckes des Steuergerätes

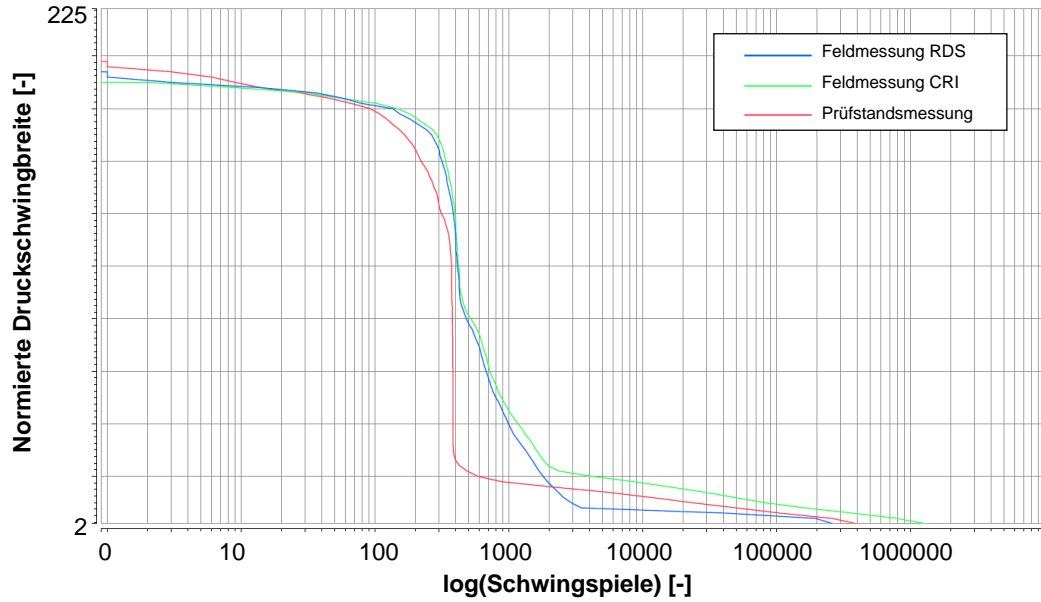


Kennfeldeinträge Drehzahl  $> 1500$  1/min und Einspitzmenge  $> 5$   
mit Faktor  $247/202$  multipliziert

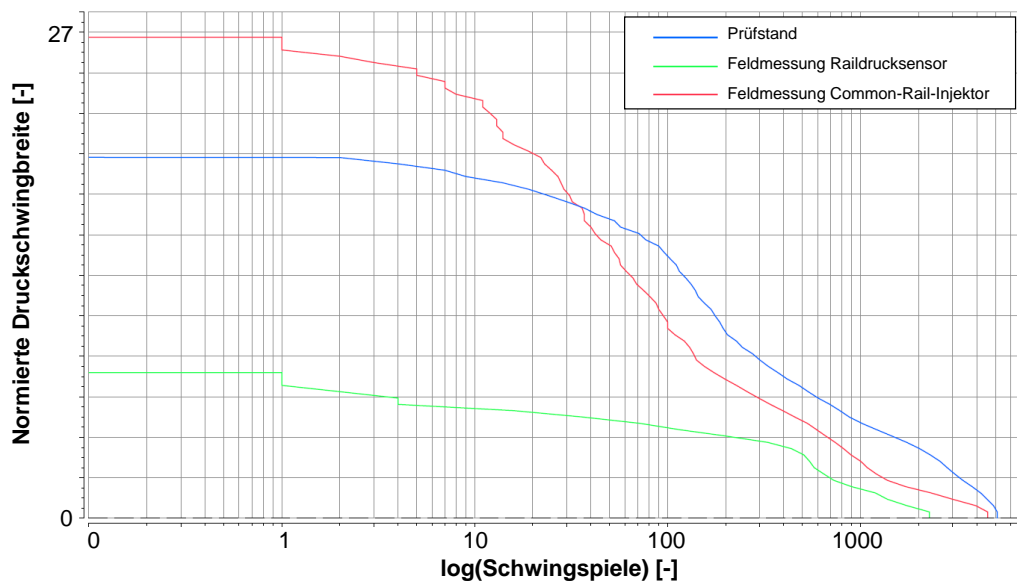
## Einfluss der Druckerhöhung über Systemdruck der Feldmessung



Spannenpaardarstellung der Kollektive der Fahrzeug- und der Prüfstands-  
messung (Motorstarts entfernt, skaliert)



Spannenpaardarstellung der überlagerten Schwingung der Feldverläufe und der  
am Prüfstand gemessenen Verläufe (Hochpassfilter)



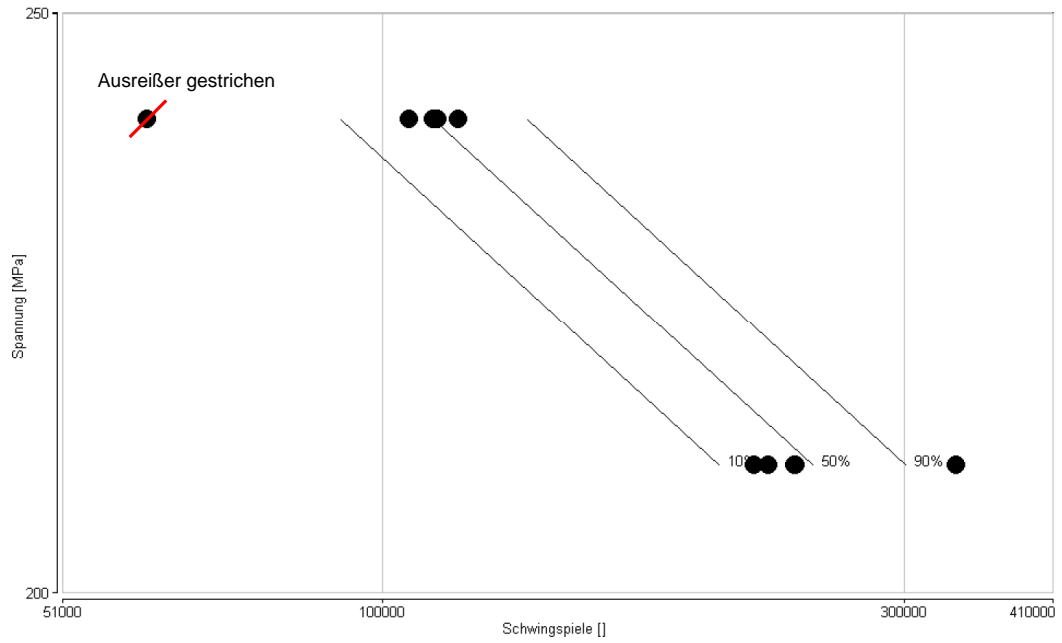
## C Probenversuche

### Chemische Analyse einer Probe

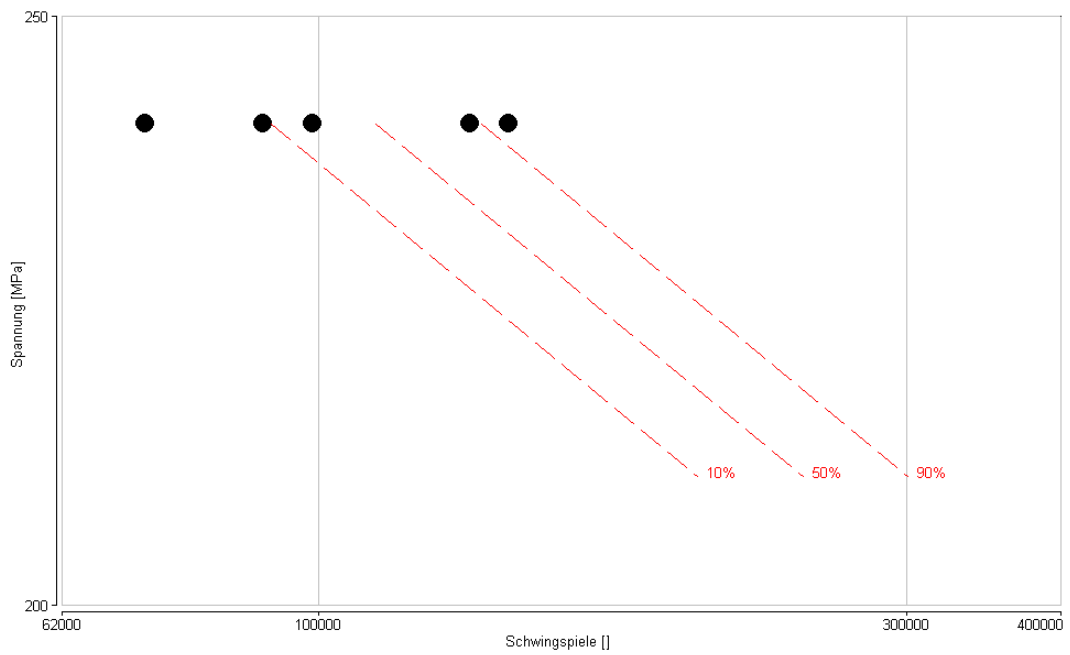
	Ist	Soll nach DIN EN 10083-1
C	0,52 (!)	0,45 bis 0,49
Si	0,21	max. 0,40
Mn	0,84	0,50 bis 0,85
P	0,0364 (!)	max. 0,035
S	0,0327	0,020 bis 0,040
Pb	0,1830	0,15 bis 0,30
Al	0,0562 (!)	max. 0,040
Mo	0,005	max. 0,10
Cr	0,14 (!)	0,15 bis 0,25
Ni	0,024	max. 0,30
Cu	0,017	max. 0,30
Sn	0,005	max. 0,030
Ti	0,0024	max. 0,0050
O2	k.A.	max. 0,0050
Ca	0,0010	max. 0,0015



MPA Varianten C1 und C2 - Einordnung der Versuchsergebnisse

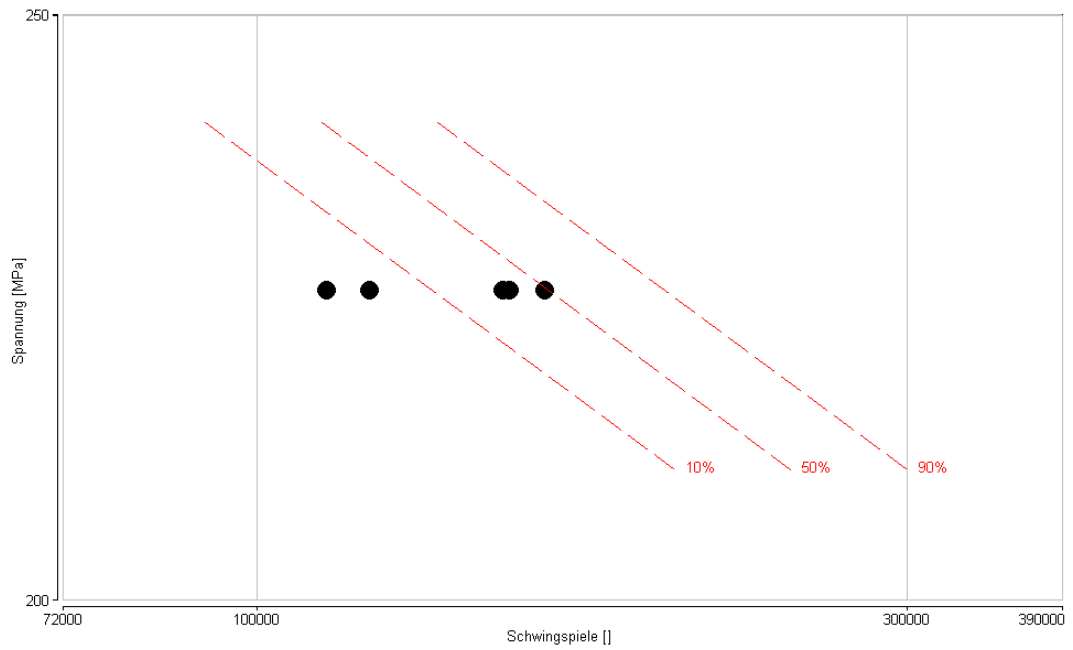


MPA Variante B1 und Zeitfestigkeitsgerade

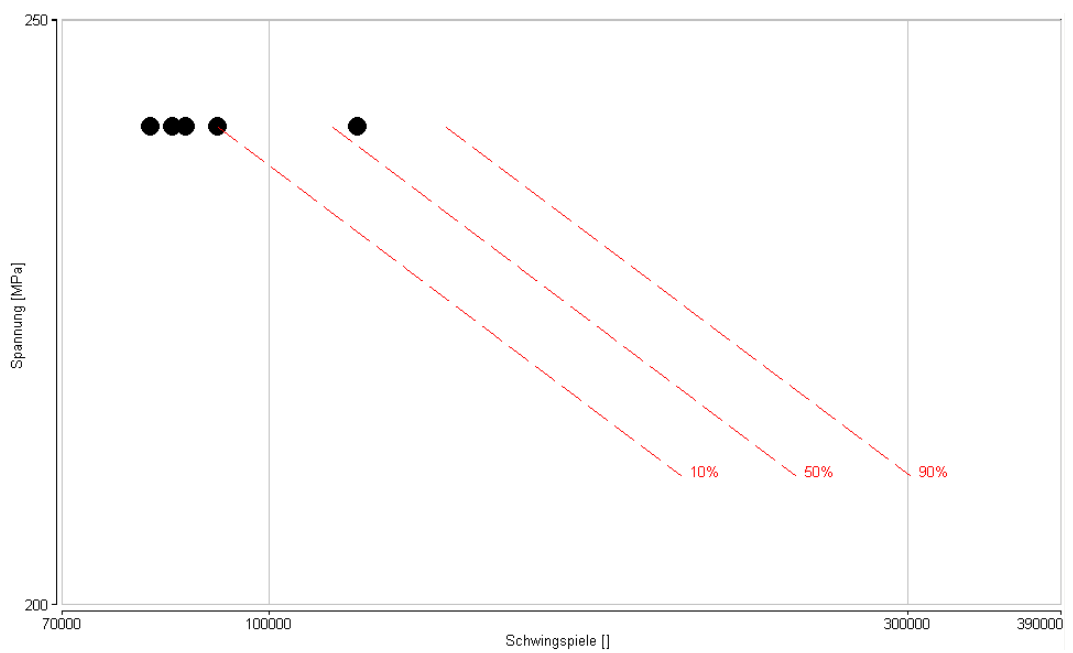




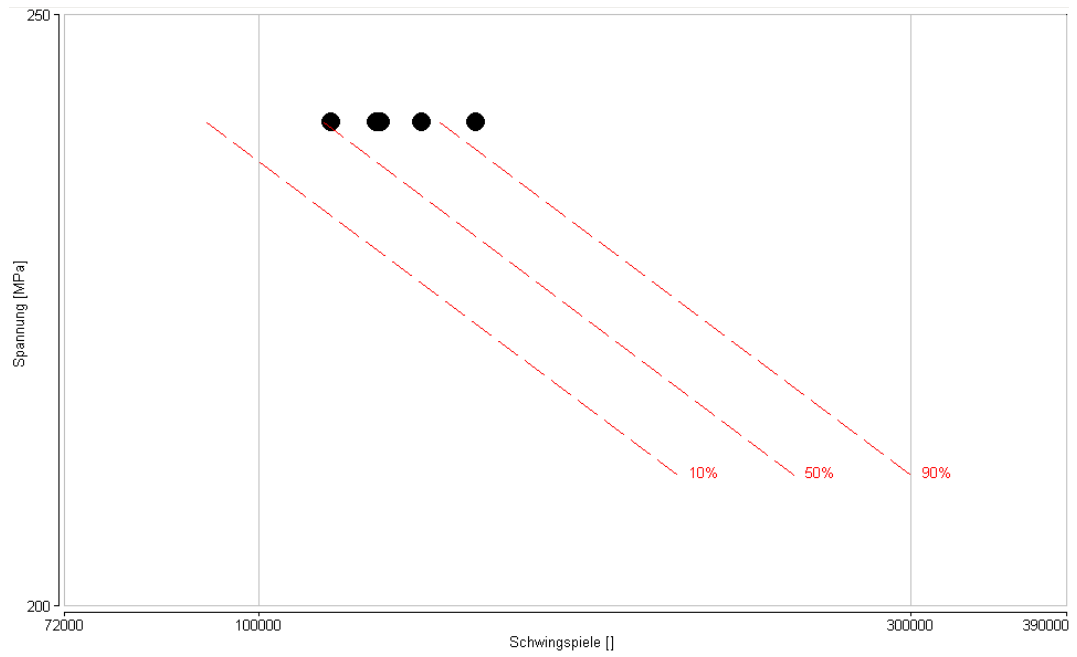
**MPA Variante B2 und Zeitfestigkeitsgerade**



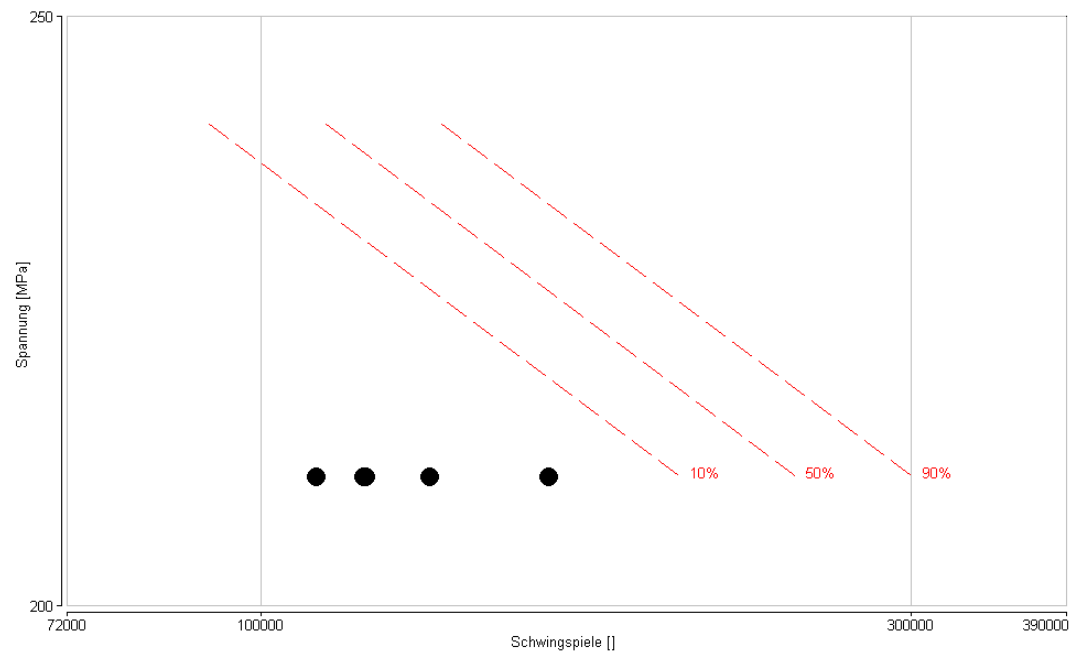
**MPA Variante B3 und Zeitfestigkeitsgerade**



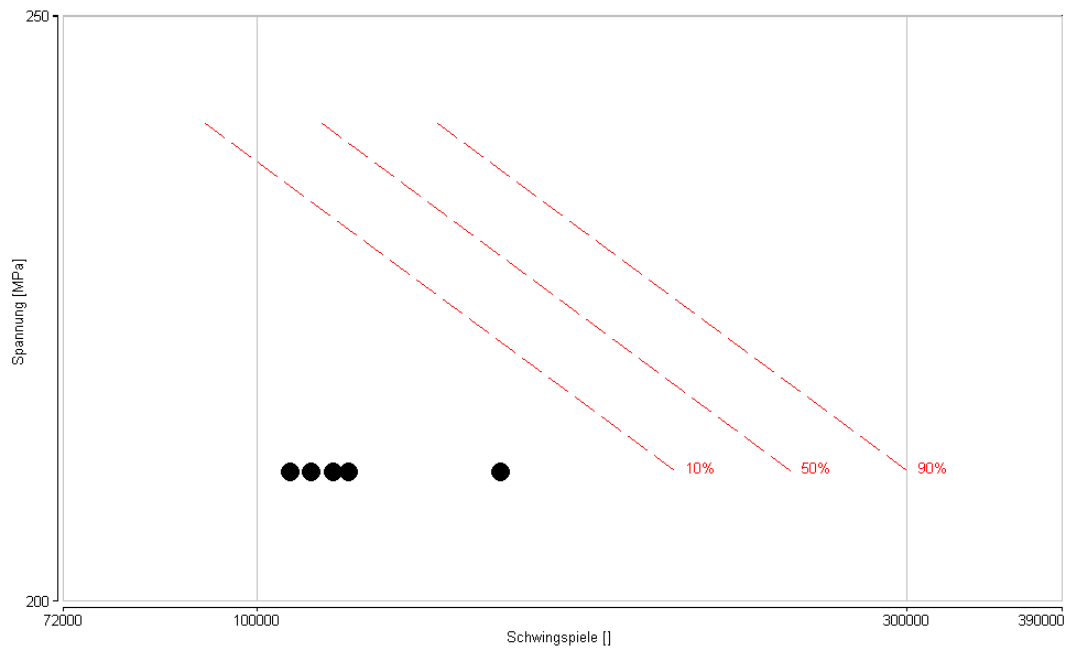
### MPA Variante B4 und Zeitfestigkeitsgerade



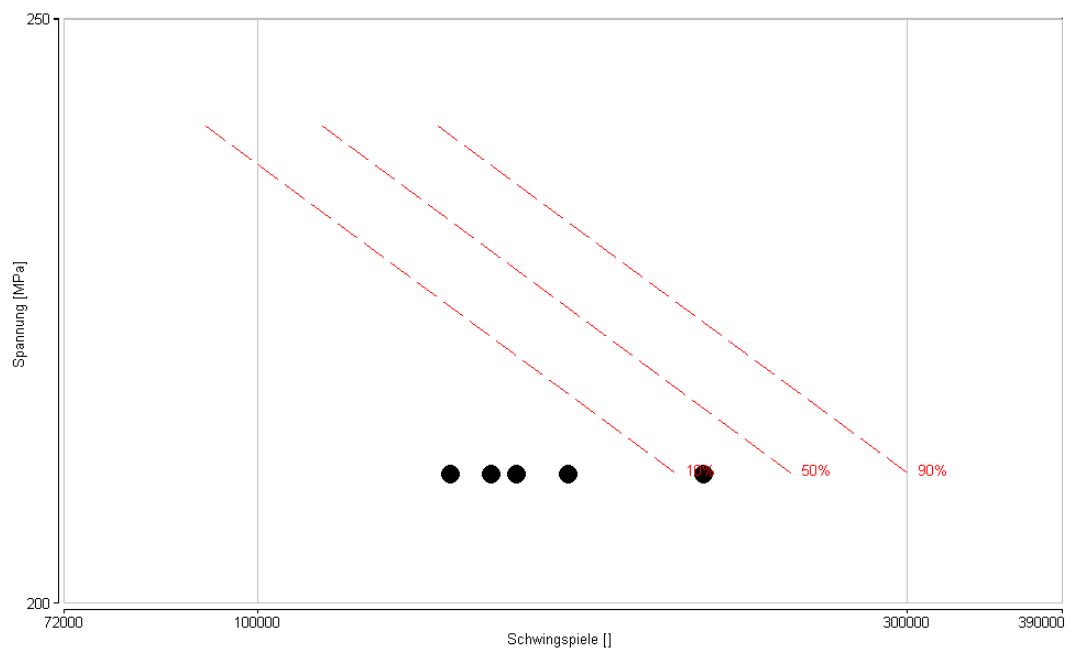
### MPA Variante B5 und Zeitfestigkeitsgerade



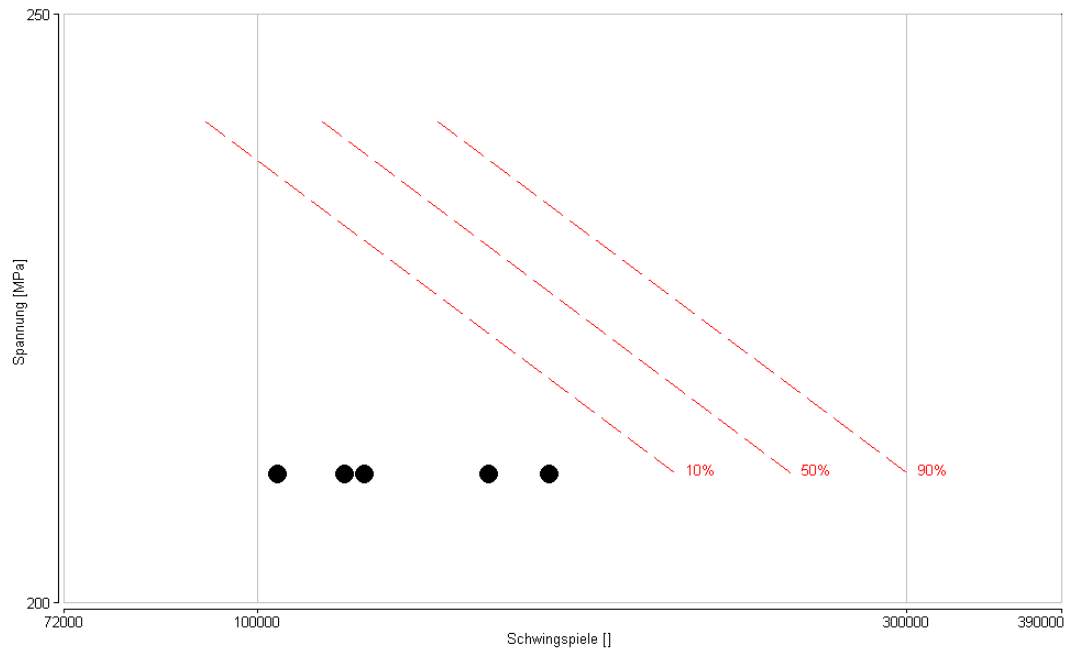
**MPA Variante B6 und Zeitfestigkeitsgerade**



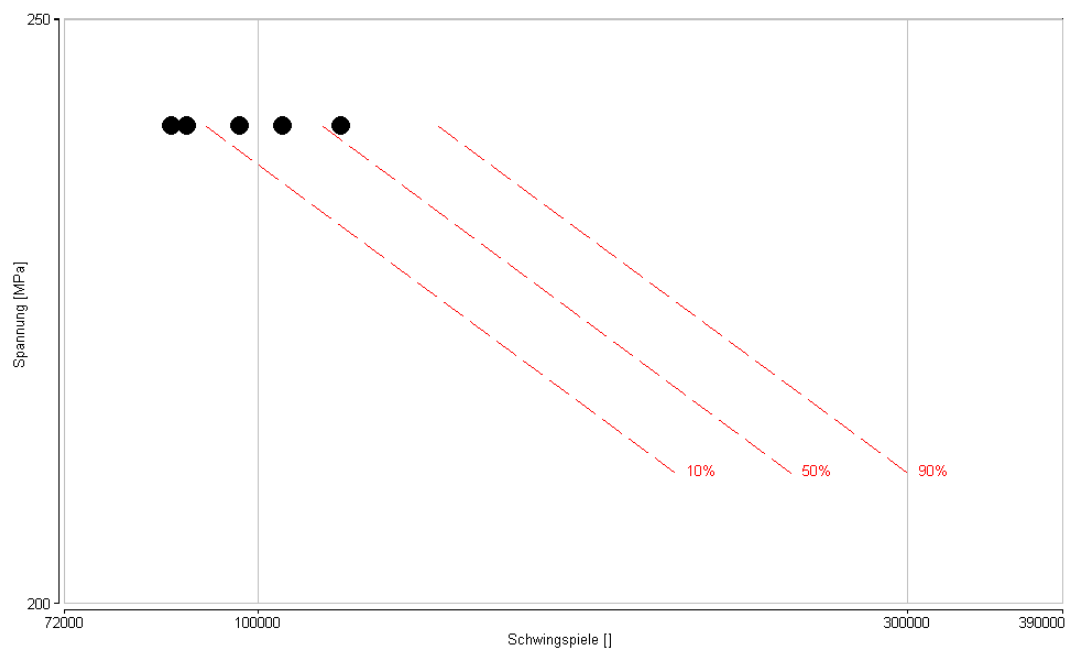
**MPA Variante B7 und Zeitfestigkeitsgerade**



### MPA Variante B8 und Zeitfestigkeitsgerade



### MPA Variante A1 und Zeitfestigkeitsgerade



### MPA Variante A2 und Zeitfestigkeitsgerade

