

Diplomarbeit

Optimierung der Auslegung einer Abgaskrümm- Verschraubung eines Hoch- leistungs-Dieselmotors

Verfasser
Matthias Gruber

Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik
Technische Universität Graz
Vorstand: Univ.-Prof. DI Dr. Helmut Eichlseder

Betreuer:
Ass. Prof. DI Dr. Roland Kirchberger

Externe Betreuer:
DI Stefan Enzendorfer BMW Motoren Steyr GmbH, ZM-E 43
Ing. Ewald Kasper BMW Motoren Steyr GmbH, ZM-E 43
Dr. Martin Prosi BMW Motoren Steyr GmbH, ZM-E 23

Steyr, 5. März 2012

**Diese Diplomarbeit ist
2 Jahre gesperrt,
bis März 2014**

Vorwort

Diese Diplomarbeit wurde im Entwicklungszentrum für Dieselmotoren, der BMW Motoren GmbH in Steyr durchgeführt. Dies gab mir die Gelegenheit, mein bisher gelerntes Wissen anzuwenden und zu vertiefen. Außerdem habe ich einen Einblick in die Abläufe und Vorgehensweisen bei der Entwicklung von Dieselmotoren erhalten. Auch auf technische Fragen, welche über das Thema meiner Diplomarbeit hinausgingen, habe ich immer eine Antwort erhalten. Ich kann daher jedem empfehlen, der an einem Unternehmen als Arbeitgeber interessiert ist, seine Diplomarbeit, wenn möglich in Zusammenarbeit mit diesem durchzuführen.

Ohne die Unterstützung von anderen Personen wäre diese Diplomarbeit nicht möglich gewesen.

Ich möchte mich bei Herrn Ass. Prof. DI Dr. Roland Kirchberger, für die tolle Betreuung seitens des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik in Graz, bedanken.

Besonders bedanken möchte ich mich ebenfalls, bei meinen Betreuern der BMW Motoren GmbH in Steyr, Herrn DI Stefan Enzendorfer, Herrn Ing. Ewald Kasper und Herrn Dr. Martin Prosi, welche mich tatkräftig unterstützt haben und immer ein offenes Ohr für meine Fragen hatten.

Großer Dank gebührt auch dem Leiter der Abteilung Mechanik/Kühlung, Herrn DI Werner Mallinger und dem Leiter der Fachabteilung für Qualität, Dauererprobung und Prüftechnik, Herrn DI Rudolf Wichtl, welche es mir ermöglicht haben, die Diplomarbeit bei BMW durchzuführen.

Außerdem möchte ich mich bei den Mitarbeitern des Aggregateprüfstandes und des Werkstofflabors, allem voran bei Herrn Sebastian Blumenschein und Herrn Ewald Langensteiner, für die tatkräftige Unterstützung bei meinen Versuchen bedanken.

Außerdem gebührt Dank, den Mitarbeitern der mechanischen Fertigung, ohne diese hätte ich meine Versuche nicht durchführen können.

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Matthias Gruber

Steyr, 5. März 2012

Zusammenfassung

Ein Großteil der Auslegung von Bauteilen in Verbrennungskraftmaschinen wird heutzutage auf virtuellem Weg durchgeführt. Für die Erstellung einer Simulation werden jedoch immer die entsprechenden Randbedingungen benötigt. Aus falschen Randbedingungen resultieren inkorrekte Simulationsergebnisse, egal wie gut das Simulationsmodell auch ist. Im Rahmen dieser Diplomarbeit wurden solche Rand- und Übergangsbedingungen zur Simulation der Belastungen auf eine Abgaskrümmerverschraubung ermittelt. Es wurde ein Prüfaufbau zur Ermittlung des Kontakt-Wärmeübergangskoeffizienten verschiedener Materialpaarungen angefertigt. Dieser Koeffizient wird dann benötigt, wenn zwei Bauteile mit technisch rauen Oberflächen miteinander in Kontakt stehen und ein Wärmestrom über diese fließt. Ein weiterer Versuch bestand darin, die Reibkoeffizienten beim Ausdehnen des Abgaskrümmers zu bestimmen. Bei diesem Versuch wurden zusätzlich verschiedene Schraubensicherungsverfahren gegen selbstständiges Losdrehen getestet. Außerdem wurden am Motorenprüfstand die Temperaturen der Stiftschrauben am Abgaskrümmers und die Umgebungstemperaturen gemessen. Alle hier ermittelten Kennwerte wurden von der Berechnungsabteilung in die bisherigen Modelle übernommen. Die durch die neuen Werte entstehenden Verbesserungen in der Simulation, werden im letzten Kapitel der Diplomarbeit dargestellt.

Abstract

Most of the parts in modern combustion engines are designed with the help of computer aided design tools. For the creation of simulation models boundary conditions are needed. The simulation results are only as accurate as the boundary conditions what makes them very important. The purpose of this thesis was to determine boundary conditions for the simulation of an exhaust manifold and its screw connection. One part was the design of an experiment to determine contact heat transfer coefficients. They are important to determine the heat flow over two or more parts which are connected together. Also the friction coefficient of the exhaust manifold was determined in an experiment. This is important for the thermal expansion of the exhaust manifold. Also the temperatures of the exhaust manifold screws and their environment has been measured on the engine test bench. All of the determined coefficients have been put into existing simulation models to show their improvement on the result.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	5
Eidesstattliche Erklärung	7
Zusammenfassung	9
Abstract	11
Formelzeichen	15
1 Einleitung	1
2 Abgaskrümmerverschraubung	1
2.1 Auslegung der Verschraubung	3
2.2 Versuchsträger	8
3 Theoretischer Hintergrund	13
3.1 Schrauben	13
3.1.1 Grundlagen	13
3.1.2 Berechnung	19
3.1.3 Selbstständiges Lösen (2)	21
3.1.4 Schraubensicherungen	23
3.1.5 Streuung der Vorspannkraft	24
3.1.6 Schraubenwerkstoffe für hohe Temperaturen	25
3.2 Wärmeübertragung	28
3.2.1 Wärmeleitung	28
3.2.2 Konvektion	29
3.2.3 Strahlung	31
3.2.4 Thermischer Kontakt	31
3.2.5 Modellansätze thermischer Kontakt	33
4 Experimentelle Untersuchungen	36
4.1 Kontaktwärmeübergang	36
4.1.1 Einleitung	36
4.1.2 Messverfahren	37
4.1.3 Versuchsaufbau	40
4.1.4 Versuchsablauf	45
4.1.5 Ergebnisse	50
4.2 Zug-/Druckversuche	57
4.2.1 Versuchsaufbau	57
4.2.2 Reibungsermittlung	60
4.2.3 Selbstständiges Losdrehen	66
4.3 Vorspannkraftermittlung	71
4.4 Erfassung der Umgebungstemperatur	74
4.5 Abgleich von Versuchsergebnissen mit der Simulation	78
4.6 Zusammenfassung und Ausblick	80
5 Anhang	81

5.1	EXCEL Diagramme der Zug-/Druckversuche zur Reibungsermittlung	81
5.2	Verwendete Software	84
5.3	Literaturverzeichnis	85
5.4	Abbildungsverzeichnis	86
5.5	CATIA Zeichnungen	89

Formelzeichen

A	mm^2	Fläche
A_S	mm^2	Nenn-Spannungsquerschnitt im Schraubengewinde
c_p	$\frac{J}{kgK}$	Spezifische Wärmekapazität bei $p=const.$
D_{KM}	mm	Reibungsdurchmesser der Kopf- bzw. Mutternaulagefläche
\dot{e}_S	$\frac{W}{m^2}$	Emission eines schwarzen Körpers
E	$\frac{N}{mm^2}$	Elastizitätsmodul
f_Z	mm	Plastische Verformung beim Setzen
F	N	Kraft
F_A	N	Betriebskraft
F_{Kerf}	N	Erforderliche Klemmkraft
F_M	N	Montagevorspannkraft
F_{Mmax}	N	Maximale Montagevorspannkraft
F_N	N	Normalkraft
\dot{F}_N	N	Projektion der Normalkraft auf der Gewindeflanke
F_Q	N	Querkraft
F_R	N	Reibkraft
F_S	N	Schraubenkraft
F_U	N	Umfangskraft
F_V	N	Vorspannkraft
F_Z	N	Vorspannkraftverlust durch Setzen
\dot{H}_A	W	Abgasenthalpie

\dot{H}_E	W	Enthalpiestrom der Luft
$\overline{H_G}$	$\frac{J}{m^3}$	Gemischheizwert
H_U	$\frac{KJ}{kg}$	Untere Heizwert
I	A	Elektrischer Strom
I	mm^3	Flächenträgheitsmoment
l	mm	Länge
l_K	mm	Klemmlänge
l_0	mm	Ausgangslänge
Δl	mm	Längenänderung
L	m	Charakteristische Länge
L_{st}	$\frac{kg_{Luft}}{kg_{Br}}$	Stöchiometrischer Luftbedarf
M_G	Nm	Im Gewinde wirksames Anzugsmoment
M_{KR}	Nm	Reibungsmoment in der Kopf- bzw. Mutternauflagefläche
n	min^{-1}	Drehzahl
n	–	Krafteinleitungsfaktor
Nu	–	Nusselt-Zahl
p_e	bar	Effektiver Mitteldruck
P	–	Steigung
P_{Gzul}	$\frac{N}{mm^2}$	Grenz-Flächenpressung
P_e	KW	Effektive Leistung
Pr	–	Prandtl-Zahl
\dot{q}	$\frac{W}{m^2}$	Wärmestromdichte

\vec{q}	$\frac{W}{m^2}$	Wärmestromdichtevektor
\dot{q}_Q	$\frac{W}{m^2}$	Wärmestromdichte einer Wärmequelle
\dot{q}_x	$\frac{W}{m^2}$	Wärmestromdichte einer Wärmequelle in x-Richtung
\dot{Q}	W	Wärmestrom
\dot{Q}_{AB}	W	Abgeführter Wärmestrom
Q_B	J	Brenstoffenergie
r	mm	Radius
R	Ω	Elektrischer Widerstand
Re	–	Reynolds-Zahl
R_m	$\frac{N}{mm^2}$	Zugfestigkeit
$R_{p0,2}$	$\frac{N}{mm^2}$	0,2% Dehngrenze
R_{th}	$\frac{m^2 K}{W}$	Thermischer Kontaktwiderstand
S_q	mm	Grenzverschiebung
ΔT	K	Laplace-Operator auf die Temperatur angewandt
ΔT	K	Temperaturänderung
$T_F(t)$	K	Fluidtemperatur abhängig von t
T_K	K	Temperatur an der Kontaktfläche
ΔT_K	K	Temperaturunterschied an der Kontaktfläche
$T_W(t)$	K	Wandtemperatur abhängig von t
U	V	Elektrische Spannung
U_∞	$\frac{m}{s}$	Strömungsgeschwindigkeit außerhalb der Grenzschicht
V_h	l	Hubraum

$\Delta x_{i,j}$	mm	Abstand zwischen den Messpunkten i und j
α	$\frac{W}{m^2K}$	Wärmeübergangskoeffizient
α	$^\circ$	Gewinde-Flankenwinkel
a	$\frac{m^2}{s}$	Wärmeleitwert
α	K^{-1}	Wärmeausdehnungskoeffizient
α_A	–	Anzugsfaktor (F_{Mmax}/F_{Mmin})
α_K	$\frac{W}{m^2K}$	Kontakt-Wärmeübergangskoeffizient
δ_P	$\frac{mm}{N}$	Elastische Nachgiebigkeit der Platte
δ_S	$\frac{mm}{N}$	Elastische Nachgiebigkeit der Schraube
δ_t	m	Höhe der thermischen Grenzschicht
ε	–	Dehnung
ε	–	Emissionszahl
η_e	–	Effektiver Wirkungsgrad
λ	–	Luftverhältnis
λ	$\frac{W}{mK}$	Wärmeleitfähigkeit
λ_a	–	Luftaufwand
μ_G	–	Gewindereibungszahl
$\acute{\mu}_G$	–	Durch Flankenwinkel vergrößerte Gewindereibungszahl
μ_K	–	Reibungszahl in der Kopf- bzw. Mutternauflagefläche
μ_{Tr}	–	Reibung in der Trennfuge
ν	$\frac{ms}{kg}$	Kinematische Viskosität
ρ	$^\circ$	Reibungswinkel zu $\acute{\mu}_G$

ρ_L	$\frac{kg}{m^3}$	Dichte der Luft
σ	$\frac{N}{mm^2}$	Mechanische Spannung
σ	$\frac{W}{m^2K^4}$	Stefan-Boltzmann Konstante
ϕ_K	–	Kraftverhältnis
φ	°	Steigungswinkel

1 Einleitung

Ein immer größerer Anteil der Auslegung von Bauteilen wird mit verschiedenen Simulationstools durchgeführt. Da aber eine Simulation immer angewiesen ist auf die richtigen Eingabeparameter, kommt diesen eine sehr große Bedeutung zu. Diese Diplomarbeit befasst sich zum Großteil mit der Ermittlung von Eingangsgrößen zur Simulation des Abgaskrümmers und dessen Verschraubung. Bei einer Verschraubung ist es besonders wichtig die Belastungen möglichst genau zu kennen, um diese exakt auslegen zu können. Der erste Teil der Arbeit enthält Grundlagen zum Thema Abgaskrümmerverschraubung und theoretische Hintergrundinformationen zu den durchgeführten Versuchen. Außerdem sind hier die bei BMW gewonnenen Erkenntnisse zu diesem Thema in kompakter Form zusammengefasst, damit diese im Bedarfsfall nachgeschlagen werden können. Der zweite Teil beschreibt die durchgeführten Versuche und stellt die dabei ermittelten Ergebnisse dar.

2 Abgaskrümmerverschraubung

Der Abgaskrümmen (AGK) oder Krümmer hat die Aufgabe, das Abgas der einzelnen Zylinder aus dem Zylinderkopf strömungsgünstig abzuführen (1). Die Abgaskrümmerverschraubung befestigt den Abgaskrümmen am Zylinderkopf und hat mehrere Aufgaben zu erfüllen:

- Befestigung des Abgaskrümmers am Zylinderkopf
- Die Dichtheit der Verbindung in allen Betriebspunkten zu gewährleisten
- Wärmedehnung des Krümmers nicht zu behindern, es soll also keine zu große Vorspannkraft vorliegen
- Befestigung der Aufladegruppe und Aufnahme der Schwingungen
- Lösbarkeit der Verbindung nach dem Betrieb soll noch möglich sein

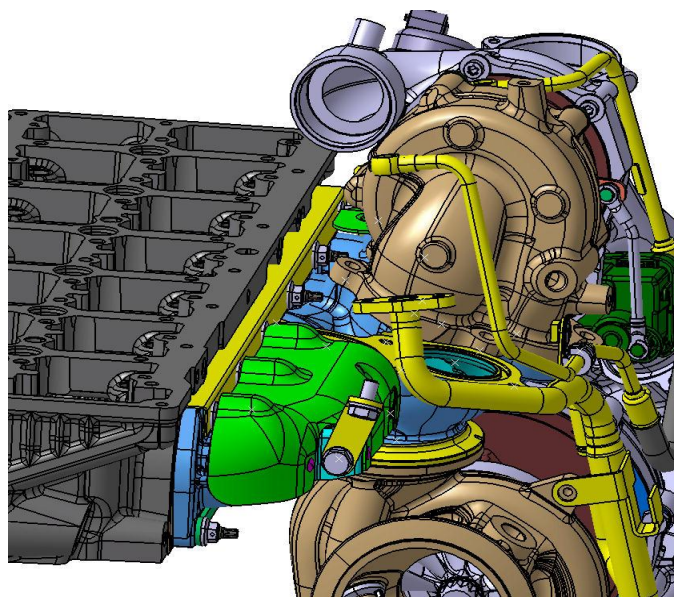
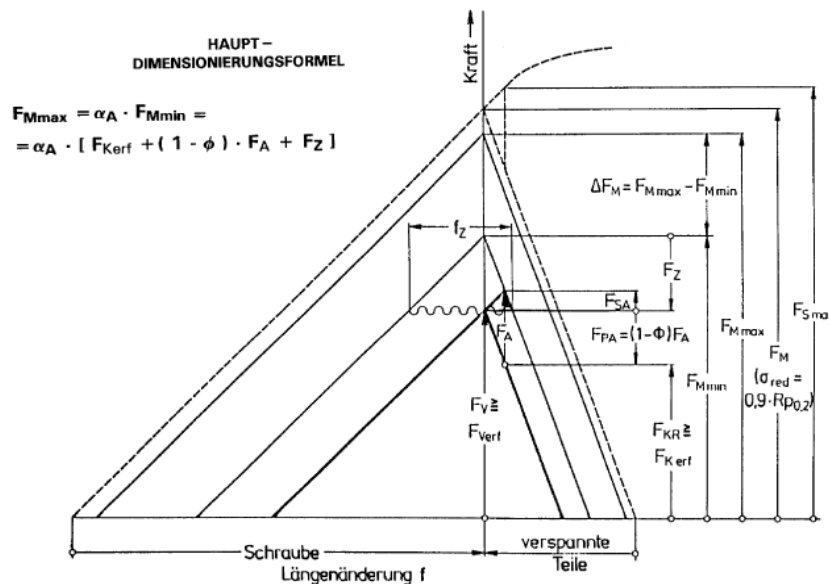


Abbildung 2-1: CAD 3D Modell eines verschraubten AGK mit Ladegruppe

Um die Dichtheit während des gesamten Betriebes sicherzustellen, muss zu jedem Zeitpunkt eine gewisse Restklemmkraft vorhanden sein.

Die Vorspannkraft beim Anziehen der Schrauben muss so gewählt werden, dass diese Forderung zu jedem Zeitpunkt erfüllt wird. Sehr gut lässt sich die Situation anhand des folgenden Verspannungsdreiecks (Abbildung 2-2) erklären:



Zur Montage des Abgaskrümmers wird die Schraubverbindung mit einem bestimmten Drehmoment angezogen (drehmomentgesteuertes Anziehen). Bei der auftretenden Reibung im Gewinde und unter dem Kopf treten fertigungsbedingt Schwankungen auf, welche zu unterschiedlichen Vorspannkraften führen. Je nachdem wie groß der Anteil des Anzugsmomentes ist, welcher zur Erhöhung der Vorspannkraft beiträgt, variiert diese. Beim Anziehen der Mutter werden Unebenheiten in den verschraubten Flächen geglättet, und dadurch geht die Vorspannkraft F_Z verloren. Im Betrieb treten Kräfte F_A an der Schraubverbindung auf, welche die wirksame Klemmkraft auf die verschraubten Teile vermindern kann, auch diese müssen berücksichtigt werden. Ein Abgaskrümmers ist ein thermisch hoch beanspruchtes Bauteil, das vom Abgas mit Temperaturen $>800\text{ °C}$ durchströmt wird. Dadurch tritt beim Aufheiz-/ Abkühlvorgang noch ein zusätzlicher Effekt ein. Der Krümmer erhitzt sich schneller als die im Zylinderkopf eingeschraubten und somit gekühlten Stiftschrauben. Dadurch dehnt sich der Krümmer weiter aus als die Stiftschraube und es kommt zu einer Erhöhung der Vorspannkraft. Beim Wechsel von einem Volllastpunkt in die Schubphase ist der Sachverhalt genau umgekehrt. Die Stiftschraube kühlt langsamer ab als der Krümmer, dadurch geht auch die Dehnung langsamer zurück und die Restklemmkraft weist kurzfristig geringere Werte auf.

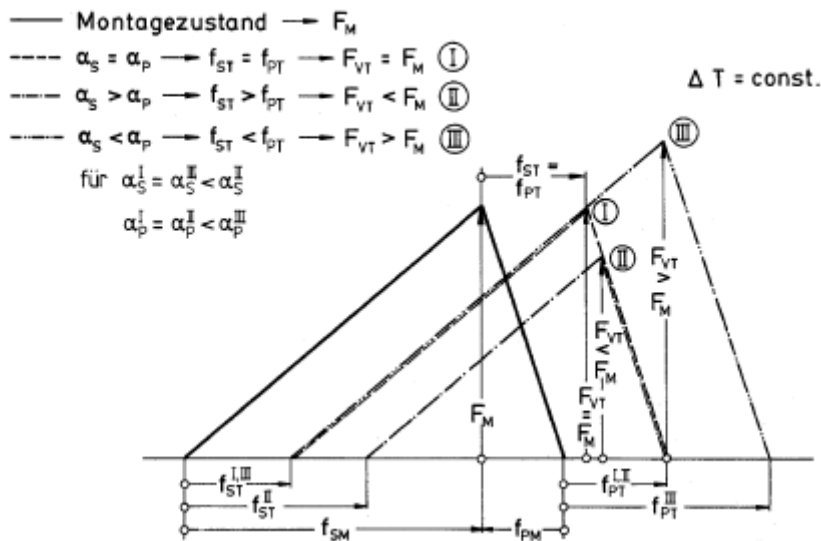


Abbildung 2-3: Schwankung der Vorspannkraft (thermisch bedingt) (2)

In Abbildung 2-3 sind 3 verschiedene Sachverhalte dargestellt. Bei dem ersten Verspannungsdreieck links, dehnen sich Schraube und Flansch bei einer Temperaturerhöhung gleich aus. Dadurch bleibt die Vorspannkraft unverändert. Der Punkt II zeigt einen Vorspannkraftabfall aufgrund einer größeren Wärmedehnung der Schraube. Punkt III zeigt den umgekehrten Fall, die verschraubten Teile dehnen sich mehr aus als die Schraube und es kommt zu einer Erhöhung der Vorspannkraft.

2.1 Auslegung der Verschraubung

Eine Krümmerverschraubung ist keine Verschraubung im klassischen Sinn. Es gibt einige Unterschiede zur Auslegung nach VDI 2230 für hochbeanspruchte Schraubverbindungen. Bei dieser Methode werden Schrauben nach der Montagebeanspruchung, unter Berücksichtigung der Montageturstionsbeanspruchung beim Anziehen, dimensioniert. Diese wird so gewählt, dass 90 % der Streckgrenze der Schraube ausgenutzt werden (3).

$$F_{Mmax} = \alpha_A \cdot [F_{kerf} + (1 - n \cdot \phi_k) \cdot F_A] \quad (2.1)$$

Danach kann in den entsprechenden Tabellen für das gewählte Anzugsverfahren, welche auch das beim Anzug entstehende Torsionsmoment berücksichtigen, je nach Festigkeitsklasse der entsprechende Schraubendurchmesser ermittelt werden.

$$F_M(Tabelle) \geq F_{Mmax} \quad (2.2)$$

Ist die maximale Schraubenkraft größer als die Zulässige, muss eine höhere Festigkeitsklasse gewählt, oder der Schraubendurchmesser erhöht werden. Wird der Durchmesser verändert, muss die Rechnung mit diesem wiederholt werden, da sich das Klemmlängenverhältnis l_k/d ändert. Hier unterscheidet sich die Abgaskrümmerverschraubung wesentlich, da nicht 90 % der Streckgrenze ausgenutzt werden. Durch die hohe thermische Belastung und die

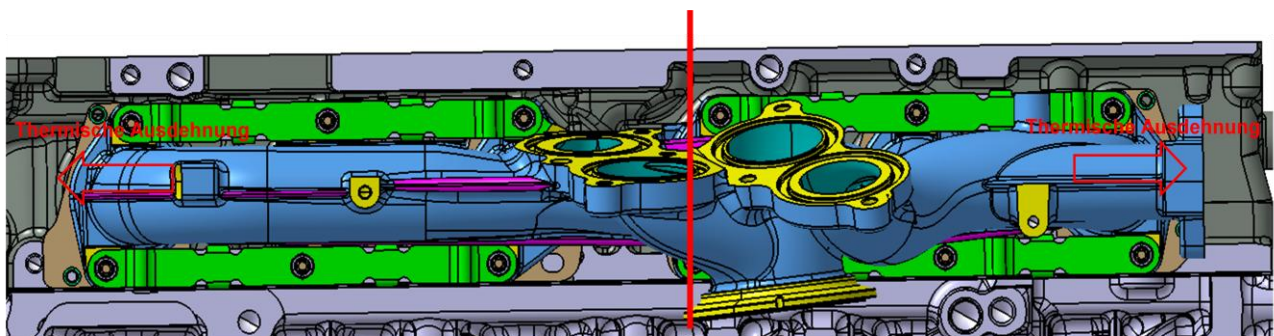
auftretenden Scherkräfte und Biegemomente beim Ausdehnen des Krümmers ist dies nicht möglich.

Dies bringt uns gleich zum nächsten Unterschied, die Aufnahme von Querkräften. Bei einer Verschraubung nach VDI 2230 gilt die Forderung, diese Kräfte über die Reibung in den Trennfugen mit einer entsprechend hohen Vorspannkraft aufzunehmen.

$$F_{Kerf} = \frac{F_Q}{\mu_{Tr}} \quad (2.3)$$

Bei der Verschraubung eines Abgaskrümmers ist dies nicht der Fall, es ist sogar unerwünscht. Hier ist eher darauf zu achten, den Krümmer bei seiner Wärmedehnung möglichst wenig zu behindern, da sonst die Kräfte auf den Krümmer und die Verschraubung sehr groß werden. Die Verbindung soll gerade so viel vorgespannt werden, dass die Dichtheit in jedem Zustand gewährleistet ist, aber nicht mehr. Eine Erhöhung der Vorspannkraft führt zu einer größeren Belastung im gesamten Schraubverbund.

Zusätzlich zu den in Abbildung 2-2 dargestellten Betriebskräften F_A welche von der Schraube aufgenommen werden, treten durch die thermische Ausdehnung des Krümmers noch weitere Belastungen auf. Abbildung 2-4 zeigt einen am Zylinderkopf verschraubten Abgaskrümmer ohne Aufladegruppe. Tritt nun eine Temperaturerhöhung ein, dehnt sich der Krümmer aus.



Fixpunkt bei Zylinder 3

Abbildung 2-4: CAD Ansicht eines verschraubten Krümmers ohne Aufladegruppe

Die Verschraubung an Zylinder 3, welche im oberen Bild durch eine rote Linie gekennzeichnet ist stellt dabei den Mittelpunkt dar. Die untere Stiftschraube am AGK-Flansch dieses Zylinders befindet sich geometrisch fast in der Mitte des Abgaskrümmers. Diese Bohrung im Abgaskrümmerflansch ist nicht wie die übrigen als Langloch ausgeführt. Außerdem ist neben der Bohrung ein Passtift angebracht, der die Aufnahme von auftretenden Querkräften an dieser Stelle übernimmt. Von diesem Mittelpunkt, dehnt sich der Krümmer in alle Richtungen aus. Die größte Wärmedehnung tritt an den Verschraubungen der beiden äußeren Zylinder, hier am Beispiel eines Reihen 6-Zylinders, bei Zylinder 1 und 6 auf.

Dies ergibt sich aus Formel (2.4) für die Wärmedehnung, da an diesen Zylindern der Abstand vom Mittelpunkt und damit auch die Wärmedehnung am größten ist.

$$\Delta l = l_0 \cdot \alpha \cdot \Delta T \quad (2.4)$$

Bei der Wärmedehnung treten die in der folgenden Abbildung 2-5 dargestellten Belastungen auf.

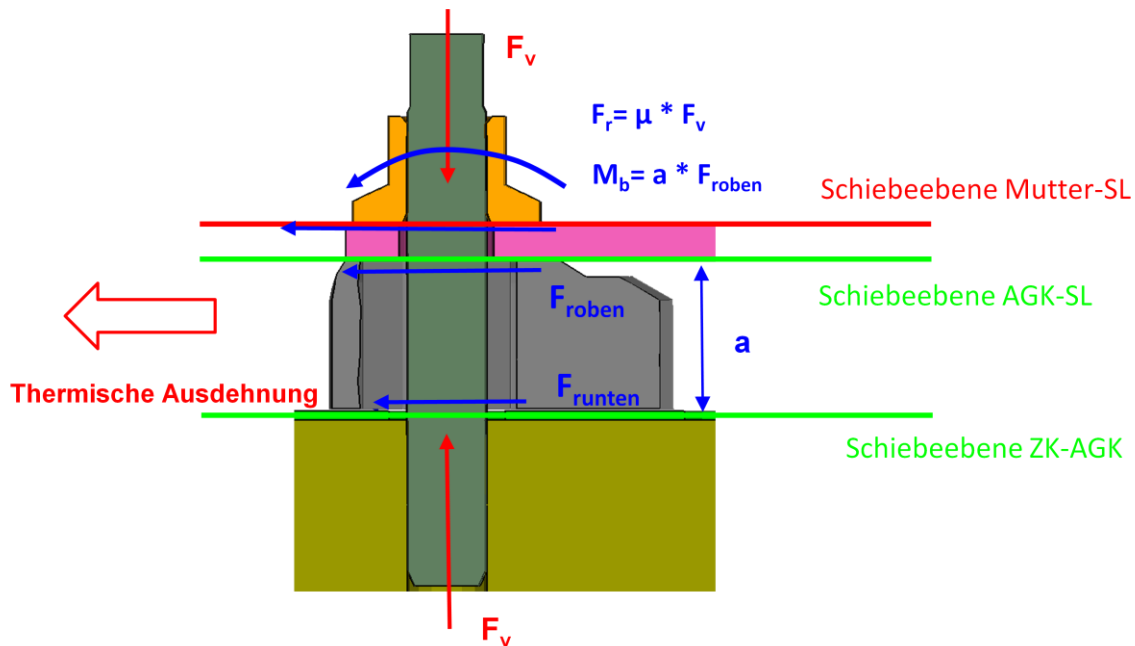


Abbildung 2-5: Zusätzliche Belastungen durch die thermische Ausdehnung des Abgaskrümmers

Hier lässt sich besonders gut erkennen, dass eine Erhöhung der Vorspannkraft F_v die Reibkräfte und damit auch die Biege- und Scherbeanspruchung der Stiftschraube erhöhen. Die Reibung zwischen Mutter und Schiebeleiste (SL) soll möglichst groß sein, um eine Relativbewegung und somit ein mögliches Aufdrehen der Verbindung zu vermeiden. Somit wird die maximal auftretende Biegebeanspruchung vom Reibbeiwert zwischen der Schiebeleiste und dem Abgaskrümmers beeinflusst.

Durch die hohe thermische Belastung und die damit verbundene Querbewegung des Krümmers zur Schraubenachse ist eine rechnerische Auslegung der Verbindung nach VDI 2230 nur schwer möglich. Außerdem treten zusätzlich zur Querbewegung des AGK, noch weitere Verformungen durch die hohen Temperaturunterschiede auf. Daher ist man bei BMW Motoren in Steyr dazu übergegangen, den Abgaskrümmers und dessen Verschraubung durch eine Kombination aus Simulation und dem Durchführen von Versuchsläufen am Motorenprüfstand auszulegen. Abbildung 2-6 zeigt den grundlegenden Ablauf der Auslegung eines Abgaskrümmers mittels Simulation, in chronologischer Reihenfolge.

1D CFD Gesamtmotormodell (Betriebspunkte)

Gekoppelt
Transiente Rechnung (Ladungswechsel)
Keine räumliche Strömungsauflösung

3D stat. CFD (Optimierung der Strömungsführung)

Räumliche Strömungsauflösung
Schnelle Rechnung (2 Std.)
Fixe Randbedingungen und stationär

1D/3D CFD - Koppelung am Gesamtmodell

Detailliertes Modell (Transient, 3D, gekoppelt)
Lange Rechenzeit (1-2 Wochen)

Temperaturfeld Bauteil (2-3 Tage)

Spannungsrechnung Bauteil (5-10 Tage)

Abbildung 2-6: Chronologischer Ablauf einer Abgaskrümmers Auslegung (4)

Zur thermomechanischen Auslegung wird ein spezieller Zyklus verwendet, welcher einen Wechsel zwischen Volllast- und Schubphasen darstellt (Abbildung 2-1).

Diese Simulation ist für den Krümmer und dessen Verschraubung ein wichtiges Auslegungskriterium.

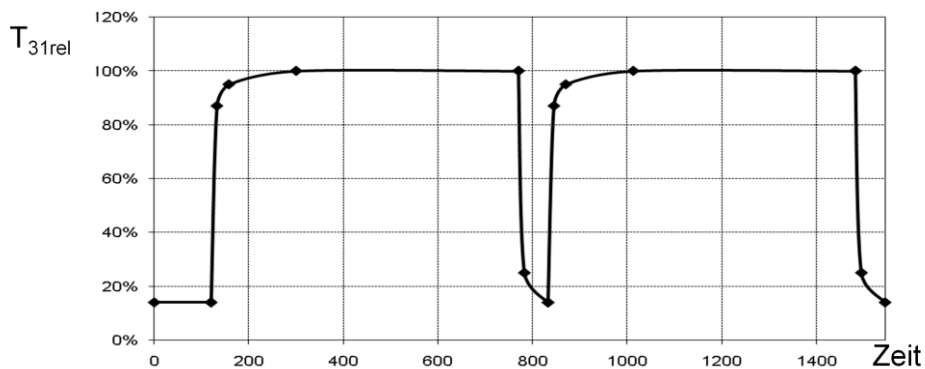


Abbildung 2-7: Testzyklus für thermomechanische Ermüdung

Auf der Y-Achse des Diagramms ist hier die relative Temperatur T_{31} am Eintritt des Turboladers aufgetragen, also die momentane Temperatur bezogen auf den maximal auftretenden Wert. Diese hängt sehr stark von der Last ab und ist somit ein Indikator für den Lastzustand eines Motors.

Im Zuge der Simulation des Krümmers werden auch die Belastungen auf die Verschraubung ermittelt. Die Auslegung des Krümmers und der Verschraubung stehen in einem sehr engen Zusammenhang, da die Belastung der Schrauben von der Dehnung und der Steifigkeit des Krümmers abhängen. Umgekehrt wird der Abgaskrümmers durch eine Verschraubung mit sehr hohen Vorspannkräften mehr belastet. Abbildung 2-8 zeigt die durch eine Simulation ermittelten Schwankungen der Vorspannkraft, durch thermische Ausdehnungseffekte während des Betriebs.

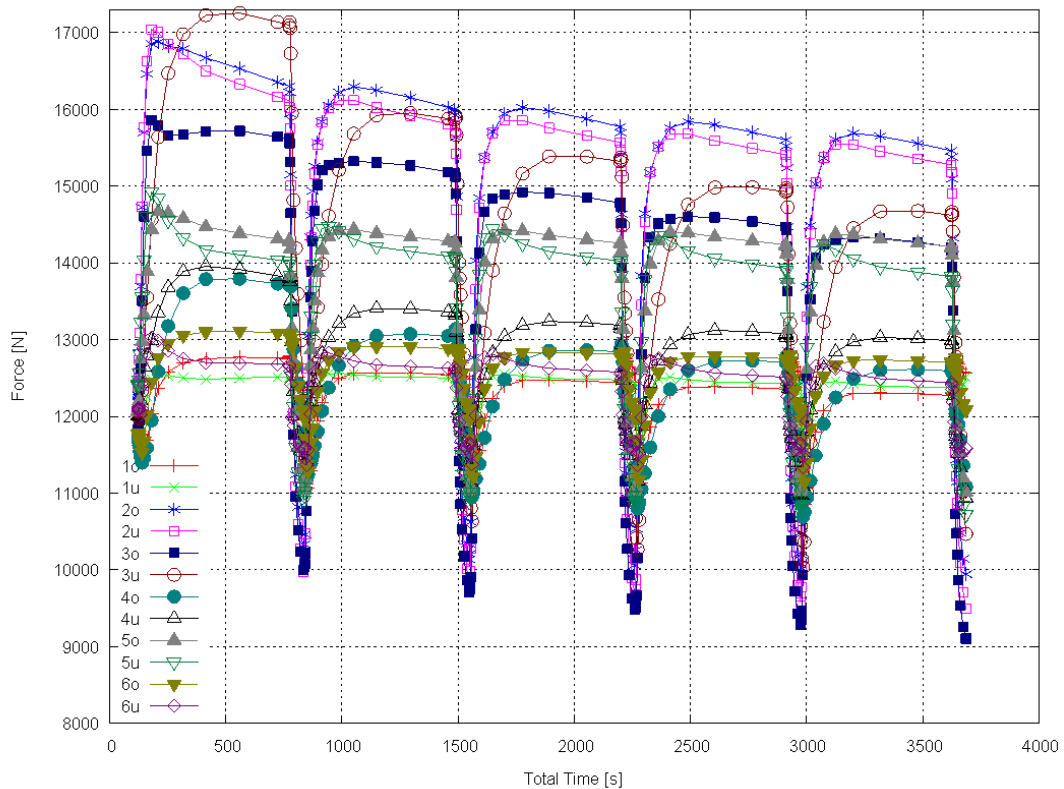


Abbildung 2-8. Verlauf der Vorspannkraft bei Schwankungen der Abgastemperatur T_{31} (4)

In Abbildung 2-9 werden die, durch die thermische Ausdehnung des Krümmers zusätzlich auftretenden Spannungen in den Stiftschrauben dargestellt.

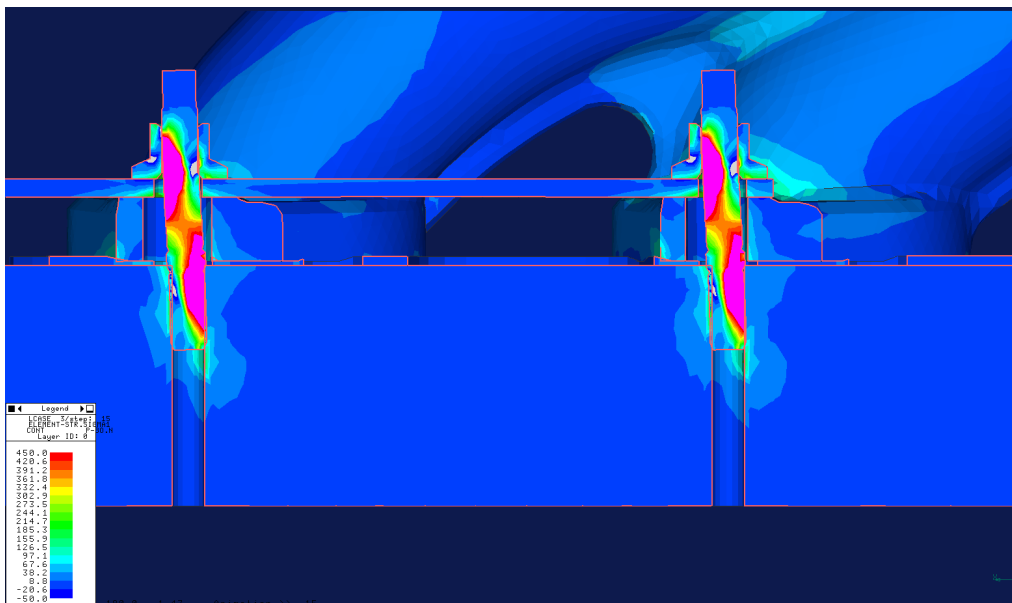


Abbildung 2-9 : Auftretende Spannungen in den Schrauben durch die Wärmedehnung des AGK (aus der Simulation) (4)

Wie anfangs erwähnt benötigen Simulationen jedoch Eingangsgrößen, die meistens nur im Betrieb gemessen oder durch Versuche ermittelt werden können.

2.2 Versuchsträger

In diesem Abschnitt soll der in dieser Diplomarbeit behandelte Versuchsträger etwas näher erklärt werden. Zusätzlich werden die in der Vergangenheit aufgetretenen Probleme und bisher von BMW durchgeführten Entwicklungsschritte an der Verschraubung kurz zusammengefasst.

Durch die CO₂ Problematik und steigende Treibstoffpreise geht der Trend bei Verbrennungskraftmaschinen in Richtung Hubraumverkleinerung und höhere Aufladung der Motoren. Dadurch findet eine Verschiebung zu höheren Lastpunkten statt, welche in weiterer Folge in einem besseren mechanischen Wirkungsgrad des Motors resultiert. Auch Hochleistungsmotoren sind immer öfter von dieser Entwicklung betroffen. Bei BMW wurden vor einigen Jahren die Entwicklung von 8-Zylinder Dieselmotoren eingestellt. Hier findet nun ein hochaufladener 6-Zylinder Dieselmotor seinen Platz. Dazu wird bei BMW erstmals ein Motor mit 3 Turboladern ausgestattet. Dadurch soll der Motor mit 3l Hubraum die gleiche Leistung wie der 4,4l V8 erreichen. Durch die Reduktion der Zylinderanzahl soll die Reibung minimiert werden. Das durch die Verkleinerung des Hubvolumens verlorengegangene Drehmoment soll durch die höhere Aufladung wieder zurückgewonnen werden. Es wird also der Mitteldruck p_e über den Luftaufwand λ_a erhöht.

Der Mitteldruck kann berechnet werden aus:

$$p_e = \overline{H_G} \cdot \lambda_a \cdot \eta_e \quad (2.5)$$

Mit $\overline{H_G}$, dem Gemischheizwert für luftansaugende Motoren:

$$\overline{H_G} = \frac{H_u \cdot \rho_L}{\lambda \cdot L_{st}} \quad (2.6)$$

Aus diesen Größen kann nun auch auf die Leistung der Verbrennungskraftmaschine (für einen 4 Takt Prozess) geschlossen werden mit:

$$P_e = p_e \cdot V_H \cdot \frac{n}{2} \quad (2.7)$$

Wie im oberen Absatz schon erwähnt wurde die Leistungssteigerung bei diesem Motor über eine Steigerung des Mitteldrucks p_e , welcher durch eine sehr hohe Aufladung und eine damit verbundene Erhöhung des Luftaufwandes λ_a erreicht wurde, realisiert. Dabei treten für die Verbrennungskraftmaschine sehr hohe Belastungen auf. Die Verwendung von 3 Turboladern erhöht die Luftmasse durch den Motor und bei gleichbleibendem λ auch die eingebrachte Energie (Gemischheizwert). Durch den wesentlich höheren Abgasmassenstrom wird unter

anderem der Abgaskrümmer und in weiterer Folge dessen Verschraubung wesentlich mehr belastet.

Betrachtet man den Motor als stationäres System so ergeben sich die zugeführten Energien aus der Brennstoffenergie Q_B und dem eingehenden Enthalpiestrom der Luft H_E . Die zugeführte Brennstoffenergie wird dabei zu einem Teil in die gewünschte Nutzleistung P_e umgewandelt. Der Rest wird in Form der Abgasenthalpie H_A bzw. als Wärme Q_{AB} über Kühlwasser, Öl und durch Konvektion und Strahlung abgegeben (5).

$$\dot{Q}_B = P_e + (\dot{H}_A - \dot{H}_E) + \dot{Q}_{AB} \quad (2.8)$$

Die Erhöhung der eingebrachten Energie in den Motor bei gleichbleibendem Hubvolumen bedeutet eine höhere Belastung für alle Bauteile.

Wegen der Leistungssteigerung reichte die bisher bei den Reihen-6-Zylindermotoren eingesetzte Krümmerverschraubung nicht mehr aus. Durch die hohen Abgastemperaturen verbunden mit erhöhtem Abgasdurchsatz stößt diese an ihre Grenzen, weshalb eine grundlegende Überarbeitung des Verschraubungskonzeptes erfolgen musste. Bei den ersten Versuchen mit noch altem Verschraubungskonzept trat ein zu hoher Vorspannkraftverlust auf und als Folge kam es vereinzelt sogar zu Schraubenbrüchen. Beides führte zu Undichtheiten im Abgassystem.



Abbildung 2-10: Undichtheit am AGK durch unzulässig hohen Vorspannkraftabfall

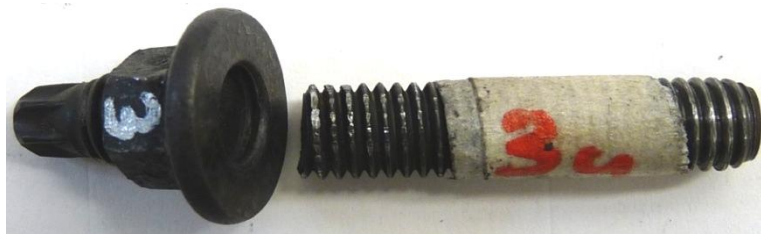


Abbildung 2-11: Bruch einer Stiftschraube

Im Zuge der umfangreichen Untersuchungen bei BMW Motoren Steyr zum Thema Abgaskrümmerverschraubung wurde eine Liste mit Ursachen und Abhilfemaßnahmen erarbeitet (Abbildung 2-12).



Abbildung 2-12: Ursachen und Lösungsansätze für die auftretenden Probleme an der Verschraubung des AGK

Bei einer Messung der Schraubentemperaturen am Motorenprüfstand, mit und ohne Zusatzgebläse hat sich herausgestellt, dass die maximalen Temperaturen der Schrauben wesentlich über den erwarteten Werten liegen (Abbildung 2-13).

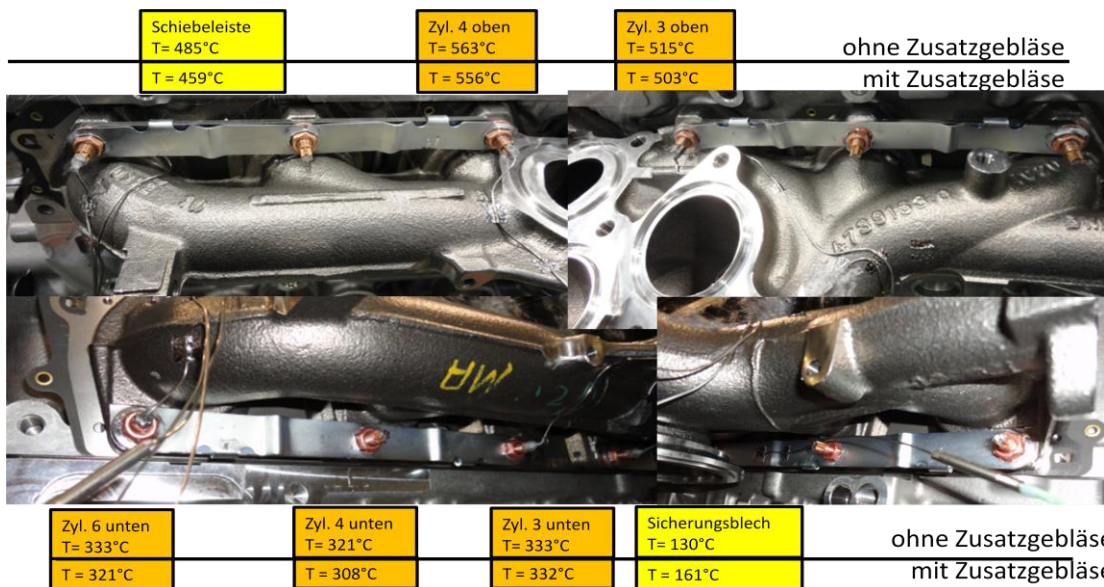


Abbildung 2-13: Ergebnisse der Temperaturmessungen an der AGK Verschraubung (von BMW Steyr durchgeführt)

Der bisher eingesetzte Schraubenwerkstoff 22MnB5 besitzt im Betriebsbereich nur mehr 50% seiner Ausgangsstreckgrenze. Daher kommt es vermehrt zu plastischen Verformungen bzw. zu Gewaltbrüchen der Stiftschrauben.

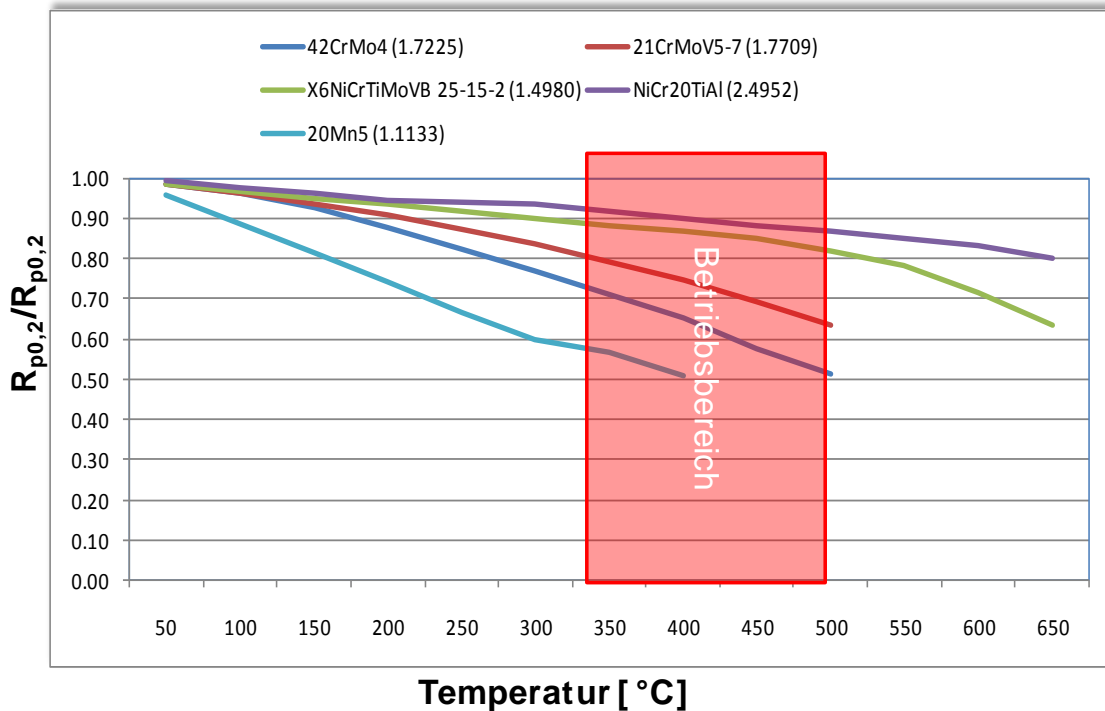


Abbildung 2-14: Verlauf der Streckgrenzen von Schraubenwerkstoffen über der Temperatur

Die sehr hohen Temperaturen haben dazu geführt, dass auf hochwarmfeste Schraubenwerkstoffe zurückgegriffen werden musste. Dabei fiel die Entscheidung auf den Werkstoff 1.7709 (21CrMoV 5-7). Dieser besitzt im Betriebsbereich noch ca. 70% seiner ursprünglichen Streckgrenze bei Raumtemperatur (20°C). Zusätzlich wurde der Schraubendurchmesser von M7 auf M8 erhöht. Die Schrauben sind kupferbeschichtet um die Reibung im Gewinde beim Einschrauben zu reduzieren und die Verbindung nach dem Betrieb noch lösen zu können. Die üblich angewandte Methode, die Schrauben zu ölen, kann hier durch die hohen Temperaturen im Betrieb nicht angewendet werden. Zwischen der Kontaktfläche von Mutter und Krümmer befindet sich außerdem eine sogenannte Schiebeleiste. Diese ist auf der Seite zum Krümmer beschichtet, um ein einfaches Gleiten des Krümmers zu ermöglichen. Die eigentliche Funktion der Schiebeleiste ist es, die Biegung der Schrauben untereinander auszugleichen. Zu diesem Zweck werden je 3 Schrauben durch eine Schiebeleiste verbunden. Wie in Absatz 2.1 bereits erwähnt, erfährt die äußerste Stiftschraube die größte Biegung, da sich der Krümmer dort um den größten Betrag ausdehnt. Durch die Schiebeleiste wird die Kraft auf die je 3 zusammengefassten Stehbolzen aufgeteilt, wie in Abbildung 2-15 gezeigt wird.

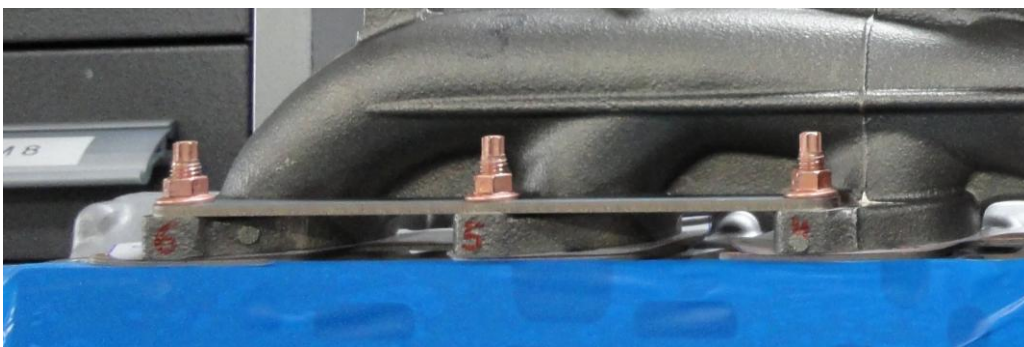


Abbildung 2-15: Drei mit einer Schiebeleiste verbundene Stiftschrauben

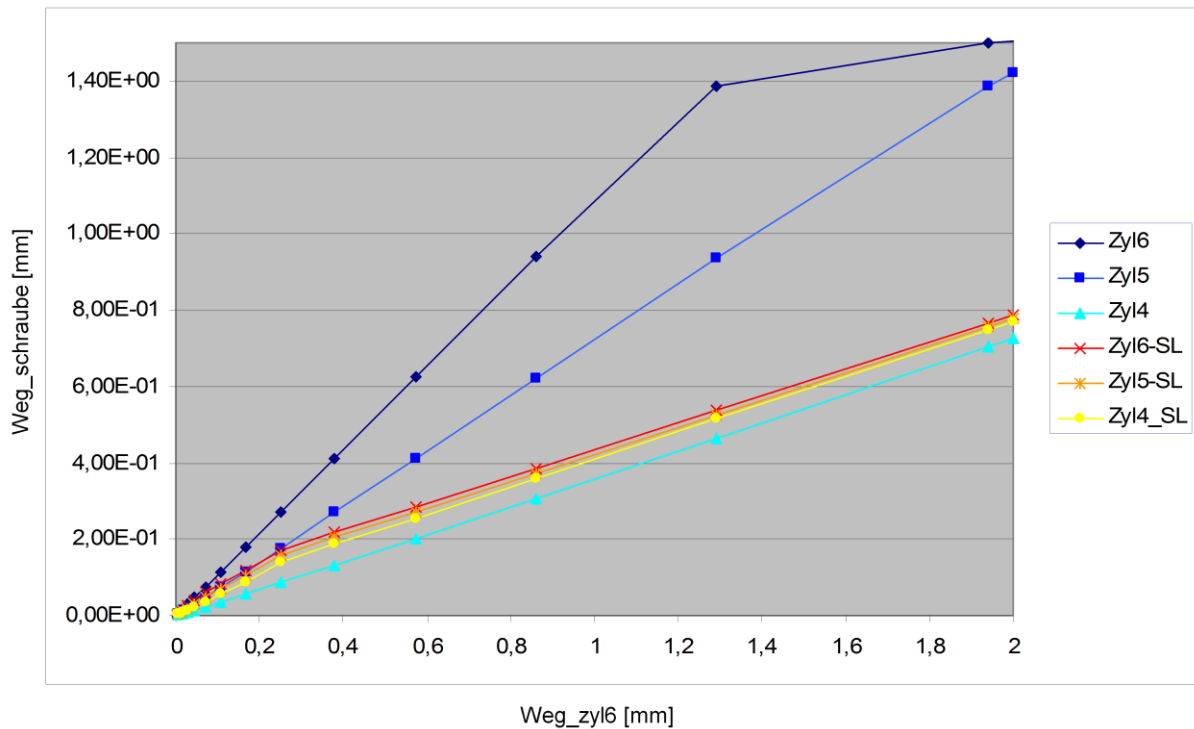


Abbildung 2-16: Simulation der Stiftschraubenbiegung mit und ohne Schiebeleiste (4)

Diese Maßnahmen haben wesentlich zur Verbesserung der Dauerhaltbarkeit der Verbindung beigetragen.

Ein weiteres Problem stellt das selbstständige Lösen von Muttern dar. Um dies zu verhindern, kommt ein Aufschlagblech zum Einsatz. Dieses wird über je 3 Muttern aufgeschlagen und dabei plastisch verformt. Dadurch sichert dieses die Muttern formschlüssig gegen das Aufdrehen.



Abbildung 2-17: Aufschlagblech über die Stiftschrauben von 3 Zylindern

Auch die Schiebeleiste soll bei diesem Problem Abhilfe verschaffen. Durch den höheren Reibbeiwert unter der Mutter und den, im Verhältnis dazu, geringeren Reibbeiwert der Beschichtung zum Krümmer hin wird die Bewegung unter der Mutter stark reduziert. Die Beschichtung erhöht außerdem die Laufzeitstabilität da sich eine Materialpaarung Stahl/Stahl mit der Zeit verreibt.

3 Theoretischer Hintergrund

3.1 Schrauben

Eine Schraube stellt eine kraftschlüssige bzw. reibschlüssige Verbindung her, die beliebig oft wieder gelöst werden kann.

3.1.1 Grundlagen

Beim Fügen einer Schraubenverbindung wird eine translatorische von einer rotatorischen Bewegung überlagert. Betrachtet man nun einen fixen Punkt während der Schraubbewegung und folgt diesem, entsteht die Schraubenlinie. Wickelt man diese ab, erhält man das Steigungsdreieck mit dem dazugehörigen Steigungswinkel (Abbildung 3-1).

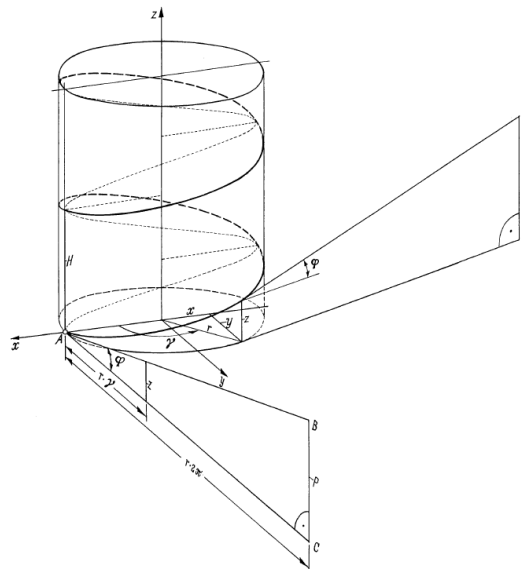


Abbildung 3-1: Entstehung der Schraubenlinie (2)

Die Steigung P oder auch Ganghöhe ist definiert als die Höhe, um die ein fixer Punkt A bei einer vollen Umdrehung der Schraube axial verschoben wird.

$$P = r \cdot 2\pi \cdot \tan \varphi \quad (3.1)$$

$$\tan \varphi = \frac{P}{r \cdot 2\pi} \quad (3.2)$$

Die je nach Bedarfsfall zur Anwendung kommenden Gewindeformen sind in der folgenden Tabelle dargestellt.

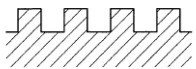
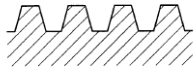
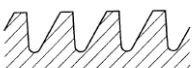
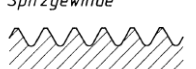
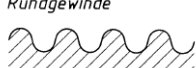
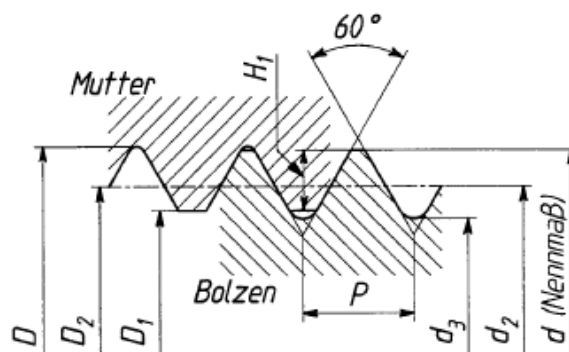
Gewindeart	Verwendung	Normen
Flachgewinde 	<i>technisch keine Bedeutung mehr</i> - keine Zentrierung - ersetzt durch Trapezgewinde	—
Trapezgewinde 	<i>Bewegungsgewinde</i> - für große Wege (große Steigungen durch mehrgängige Gewinde möglich) - unbestimmte Lastrichtung	DIN 103
Sägewinde 	<i>Bewegungsgewinde</i> - für große, einseitig wirkende Kräfte	DIN 513 DIN 2781
Spitzgewinde 	<i>Befestigungsgewinde</i> - wichtigstes Verbindungselement	DIN 13
Rundgewinde 	<i>Elektrogewinde (Glühbirne)</i> <i>Befestigungsgewinde (Fahrzeugkupplungen)</i> - unempfindlich gegen Schmutz	DIN 405 DIN 20400 DIN 70156 DIN 40400

Tabelle 3-1: Gewindeformen (2)

In der folgenden Abbildung 3-2 werden anhand einer Spitzgewindeschraube die genormten Abmessungen einer Schraube dargestellt.



DNenndurchmesser
 P.....Steigung
 d₃...Kerndurchmesser
 d₂...Flankendurchmesser
 A_s...Spannungsquerschnitt
 H₁...tragende Gewindetiefe

Abbildung 3-2 Gewindebezeichnung nach DIN 13 (3)

Schrauben und Muttern aus niedrig legiertem Stahl werden in der Regel in verschiedene Festigkeitsklassen unterteilt. Die Bezeichnung für Schrauben besteht aus 2 Zahlen. Die Erste entspricht einem Hundertstel der Nominalzugfestigkeit. Die zweite Zahl entspricht dem Verhältnis der R_{p02} Dehngrenze zur Nominalzugfestigkeit.

Bsp.: **M10 8.8**

1. Zahl: 8
$$R_m = 8 \cdot 100 = 800 \frac{N}{mm^2} \quad (3.3)$$

2. Zahl: 8
$$R_{p02} = 800 \cdot 0,8 = 640 \frac{N}{mm^2} \quad (3.4)$$

Das Verhalten einer Schraubenverbindung wird zu einem großen Teil von der elastischen Nachgiebigkeit der Schraube und der verschraubten Teile bestimmt. Beim Anziehen der Schraube bzw. der Mutter werden die verschraubten Teile zusammengedrückt und die Schraube wird gedehnt. Im elastischen Bereich gilt das Hook'sche Gesetz.

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} \quad (3.5)$$

Die Dehnung ε ist definiert als die Längenänderung Δl bezogen auf die Ausgangslänge l .

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} \quad (3.6)$$

Die Spannung σ kann man auch schreiben als Kraft F pro Fläche A .

$$\sigma = \frac{F}{A} \left[\frac{N}{mm^2} \right] \quad (3.7)$$

Setzt man nun die Gleichungen (3.5) und (3.6) in die Gleichung (3.5) ein und formt diese um kann man die elastische Nachgiebigkeit δ definieren.

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} \Rightarrow \frac{\Delta l}{l} = \frac{F}{A \cdot E} \left[\frac{mm}{mm} \right] \quad (3.8)$$

$$\delta_s = \frac{\Delta l}{F} = \frac{l}{A \cdot E} \left[\frac{mm}{N} \right] \quad (3.9)$$

Die elastische Nachgiebigkeit eines Bauteils hängt damit von der Länge l , der Querschnittsfläche A und dem E-Modul des Werkstoffes ab.

Stellt man nun die Dehnung der Schraube und die Stauchung der verschraubten Teile über die Vorspannkraft der Verbindung dar und nimmt von beiden den absoluten Betrag, erhält man ein sogenanntes Verspannungsschaubild (Abbildung 3-3).

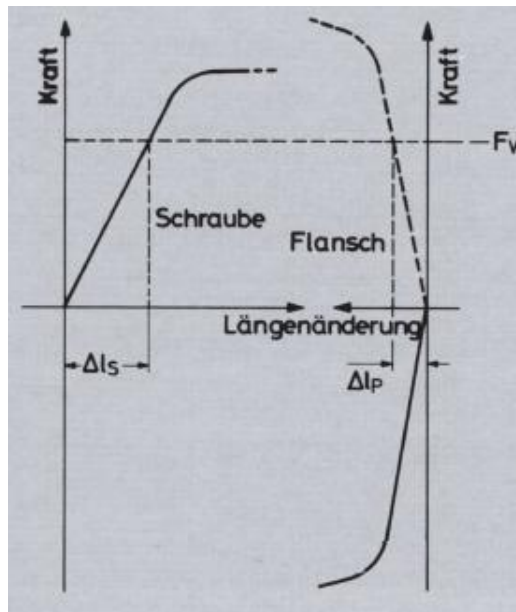


Abbildung 3-3: Verspannungsschaubild (3)

Nimmt man nun eine Betriebskraft an, welche direkt unter dem Schraubenkopf angreift, so muss die Schraube die gesamte Kraft F_A übernehmen. Dadurch wird sich die Schraube um einen bestimmten Betrag zusätzlich längen. Die verschraubten Teile, welche durch die Vorspannkraft zusammengepresst wurden, erhalten dadurch die Möglichkeit, sich um diesen Betrag zu dehnen und sich dadurch etwas zu entlasten. Dadurch sinkt die vorher vorhandene Vorspannkraft F_v auf die Restklemmkraft F_k mit der die Teile noch zusammengehalten werden.

Dieser Vorgang lässt sich sehr anschaulich in einem Verspannungsdiagramm darstellen.

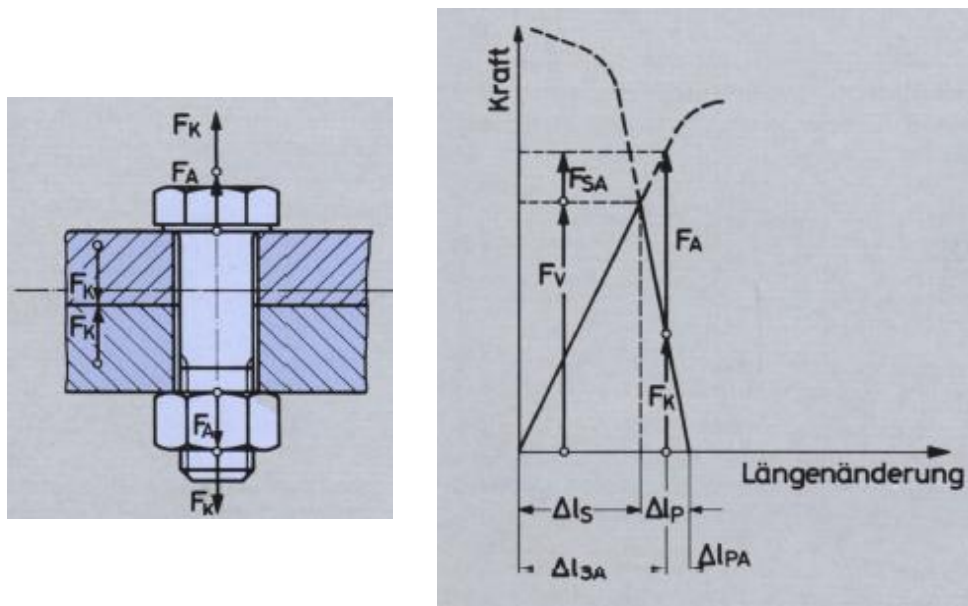


Abbildung 3-4: Darstellung einer Betriebskraft im Verspannungsschaubild (3)

Beim Anziehen einer Schraube trägt nicht das gesamte, aufgebrachte Anzugsmoment zur Erhöhung der Vorspannkraft bei. Ein großer Teil muss dafür aufgewendet werden, die Reibung im Gewinde und unter der Kopf- bzw. Mutterauflagefläche zu überwinden. Stellt man sich nun vor, dass die gesamte Kraft beim Anziehen einer Schraube, wie in Abbildung 3-5

dargestellt auf ein Mutternelement wirkt, kann man die Vorgänge beim Anziehen sehr anschaulich beschreiben (6).

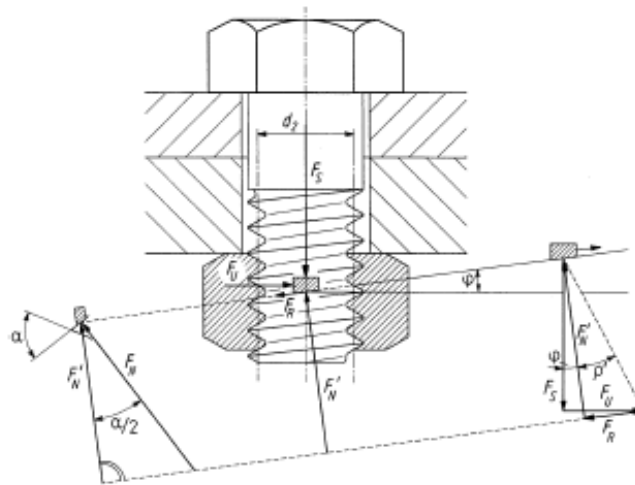


Abbildung 3-5: Kräfte beim Anziehen einer Schraubenverbindung (6)

Das Mutternelement wird durch die Längskraft F_S belastet und durch die Umfangskraft F_U aufwärts geschoben. Dabei entsteht eine Normalkraft F_N auf das Element und durch diese nach dem Coulombschen Reibungsgesetz auch eine gegen die Bewegungsrichtung gerichtete Reibkraft F_R . Da genormte Schrauben immer geneigte Gewindeflanken aufweisen ergibt sich die Normalkraft aus:

$$F_N = F_V \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) \quad (3.10)$$

Für die Reibkraft ergibt sich dann:

$$F_R = F_N \cdot \mu_G = F_V \cdot \mu_G \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) \quad (3.11)$$

Damit F_R einfach berechnet werden kann, wird der scheinbare Reibbeiwert μ'_G eingeführt, der nach folgender Formel definiert ist.

$$\mu'_G = \frac{\mu_G}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} = \tan(\rho) \quad (3.12)$$

Das benötigte Anziehmoment kann nun durch die Umfangskraft F_U , welche am Durchmesser $\frac{d_2}{2}$ angreift, berechnet werden.

$$F_U = F_V \cdot \tan(\varphi + \rho) \quad (3.13)$$

$$M_G = F_U \cdot \frac{d_2}{2} = F_V \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\varphi + \rho) \quad (3.14)$$

Dazu kommt noch das unter dem Kopf angreifende und gegen die Bewegungsrichtung wirkende Reibmoment M_{KR} .

$$M_{KR} = F_V \cdot \mu_K \cdot \frac{D_{Km}}{2} \quad (3.15)$$

Damit ergibt sich das insgesamt aufzubringende Moment beim Anzug einer Schraube nach Formel (3.16) und kann in einen Nutz – und einen Reibanteil aufgeteilt werden.

$$M_A = \underbrace{F_V \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan \varphi}_{\text{Nutzmoment}} + \underbrace{\mu_K \cdot \frac{D_{Km}}{2} + F_V \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan \rho}_{\text{Reibmoment}} \quad (3.16)$$

Beim Lösen der Verbindung wirkt die Reibkraft wieder der Bewegung entgegen, also in die entgegengesetzte Richtung als beim Anziehen.

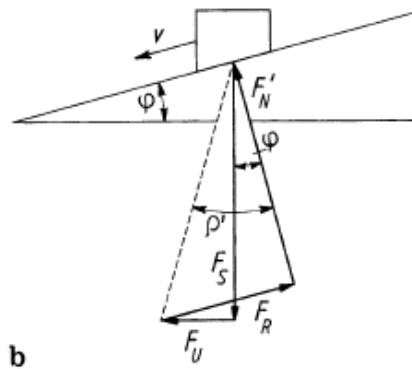


Abbildung 3-6: Kräfte beim Lösen einer Schraubverbindung mit Selbsthemmung (6)

Hier sind prinzipiell zwei Fälle zu unterscheiden. Bei dem oben in Abbildung 3-6 gezeigten Fall gilt $\rho' > \varphi$, also tritt Selbsthemmung auf und es muss eine zusätzliche Kraft F_U in Löse- richtung aufgebracht werden, um die Verbindung zu lösen. Ist die Verbindung nicht selbst- hemmend, also gilt $\rho' < \varphi$, muss eine Kraft gegen die Löserichtung aufgebracht werden, um die Verbindung im Gleichgewicht zu halten (Abbildung 3-7).

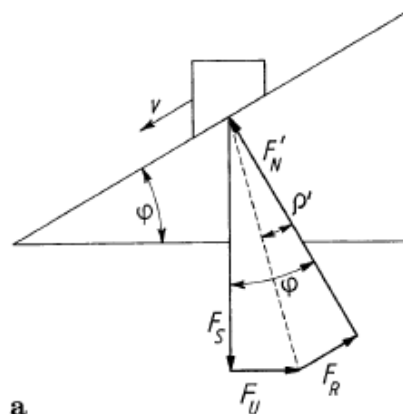


Abbildung 3-7: Kräfte beim Lösen einer Schraubverbindung ohne Selbsthemmung (6)

Befestigungsschrauben sind immer selbsthemmend ausgeführt da sonst ein Verspannen der Teile nicht möglich wäre.

$$M_L = F_V \cdot \left[\frac{d_2}{2} \cdot \tan(\varphi - \rho) - \mu_K \cdot \frac{D_{Km}}{2} \right] \quad (3.17)$$

3.1.2 Berechnung

In diesem Abschnitt möchte ich nun in einer vereinfachten Form die grundlegende Auslegung einer Schraubverbindung erläutern. Wie oben bereits erwähnt, wird diese mit Hilfe der VDI 2230-Richtlinie durchgeführt.

Bei einer Schraubverbindung können die in Abbildung 3-9 dargestellten Kräfte auftreten: Eine axiale Betriebskraft F_A , eine Querkraft F_Q , ein Biegemoment M_B und ein Torsionsmoment M_T .

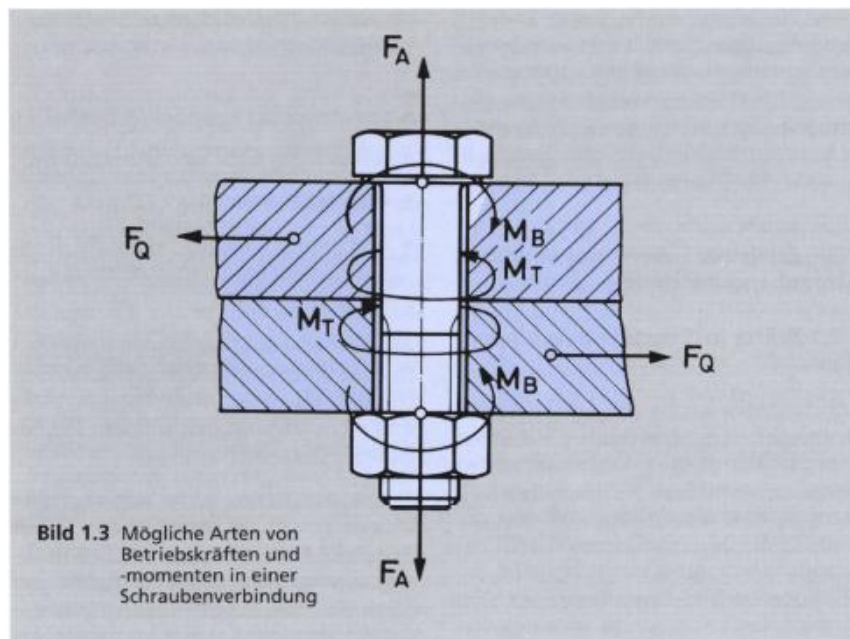


Abbildung 3-8 Mögliche Arten von Betriebskräften in einer Schraubverbindung (3)

Für die Berechnung einer Schraubverbindung müssen diese Betriebskräfte bekannt sein. Zusätzlich müssen noch folgende Faktoren berücksichtigt werden:

- Die erforderliche Klemmkraft F_{Kerf} . Wird z.B. benötigt, um die notwendige Pressung für Dichtungen zu gewährleisten oder Querkräfte reibschlüssig übertragen zu können.
- Den Anziehfaktor α_A . Dieser ist ein Maß für die Streuung der Montagevorspannkraft.
- Durch Setzvorgänge entstehen Verluste der Vorspannkraft F_Z .
- Durch die angreifende Betriebskraft und die daraus resultierende Dehnung der Schraube tritt ebenfalls ein Klemmkraftverlust F_{PA} ein.

Um sicherzustellen, dass im Betrieb eine ausreichende Restklemmkraft vorhanden ist, muss eine Schraube unter Berücksichtigung der Betriebskräfte und der oben genannten Faktoren nach der folgenden Formel dimensioniert werden.

$$F_V = \alpha_A \cdot (F_{kerf} + (1 - n \cdot \Phi) \cdot F_A + F_Z) \quad (3.18)$$

Einer der möglichen Rechengänge zur Dimensionierung von Schrauben:

- Vordimensionierung aufgrund von Tabellen
 1. Anziehungsfaktor α_A aus Tabellen
 2. Errechnen der maximalen Schraubkraft

$$F_{smax} \sim (F_A + F_{kerf}) \cdot \alpha_A \quad (3.19)$$

3. Berechnen der erforderlichen Streckgrenzenlast

$$F_{p0,2erf} = F_{smax} \cdot 1,1 \quad (3.20)$$

4. Aus Tabellen kann überschlägig die erforderliche Festigkeitsklasse und die Abmessung der Schraube ermittelt werden
5. Mit diesen Informationen kann das Klemmlängenverhältnis l_k/d berechnet werden
6. Die Flächenpressung unter dem Schraubenkopf bzw. der Mutter kann aus einer Tabelle abgeschätzt werden.

- Berechnung der Verbindung
 1. Berechnung der maximalen Montagevorspannkraft mit der Formel (3.19)
 2. Ermitteln des Vorspannkraftverlustes durch Setzen:

$$F_Z = f_Z \cdot \frac{\phi_K}{\delta_P} \quad (3.21)$$

$$\phi_K = \frac{1}{1 + \frac{\delta_S}{\delta_P}} \quad (3.22)$$

3. Ermitteln der Kräfteinleitung
4. Mittels Formel (3.18) Berechnung von F_{Mmax} . Damit kann mittels Tabelle aus der VDI 2230 ermittelt werden, ob die Vordimensionierung richtig war und welches Anzugsmoment nötig ist.

- Kontrolle
 1. Maximal zulässige Schraubkraft

$$\frac{n \cdot \phi_K \cdot F_A}{A_s} < 0,1 \cdot R_{p0,2} \quad (3.23)$$

2. Dauerschwingbeanspruchung im Gewinde

$$\sigma_a = n \cdot \phi_k \cdot \frac{F_{Amax} - F_{Amin}}{2 \cdot A_s} < \sigma_A \quad (3.24)$$

3. Flächenpressung unter der Kopf- bzw. Mutternaufgabe

$$p = \frac{F_{smax}}{A_p} < p_{Gzul} \quad (3.25)$$

3.1.3 Selbstständiges Lösen (2)

Beim Verschrauben von Teilen entsteht in der Trennfuge eine Kraft, die sogenannte Klemmkraft. Diese ist am Anfang gleich der Montagevorspannkraft. Während des Betriebs darf eine vorgegebene Mindestrestklemmkraft nicht unterschritten werden oder diese sogar auf Null sinken. Die Restklemmkraft kann laut (7) durch folgende Faktoren sinken:

- Ungenügende Vorspannkraft durch zu große Streuung beim Anziehen
- Höhere Setzbeträge als bei der Berechnung angenommen
- Übermäßige Entspannung der verspannten Teile infolge Überlastung der Verbindung durch zu große Axialkräfte

Nach (2) kommen noch weitere Faktoren hinzu, die vor allem die Höhe des Setzbetrages beeinflussen:

- Zu hohe Flächenpressung
- Hohe Temperaturen (Kriechen)
- Elastische Nachgiebigkeit der spannenden/verspannten Teile

Tritt durch einen dieser Faktoren ein unzulässig hoher Verlust der Vorspannkraft auf, spricht man vom sogenannten Lockern der Verbindung. Oft kommt es jedoch auch zum sogenannten Losdrehen der Verbindung, ohne dass einer der oben genannten Fälle zutrifft. Dies kann vor allem bei wechselnder Querbeanspruchung auf die Schraube und bei Vibrationen auftreten. Lange war man der Meinung, dass ein selbstständiges Aufdrehen von Schrauben nicht möglich ist, da durch die Selbsthemmung ja gilt $\rho > \varphi$ und dadurch das Lösemoment stets größer Null ist.

$$M_L = F_V \cdot \left[\frac{d_2}{2} \cdot \tan(\rho - \varphi) + \mu_K \cdot \frac{D_{Km}}{2} \right] \quad (3.26)$$

Nach (2) können Relativbewegungen in quer zur Schraubenachse beanspruchten Schraubenverbindungen den Reibschluss im Gewinde und an der Kopf- bzw. Mutternaufgabe völlig aufheben (Abbildung 3-9).

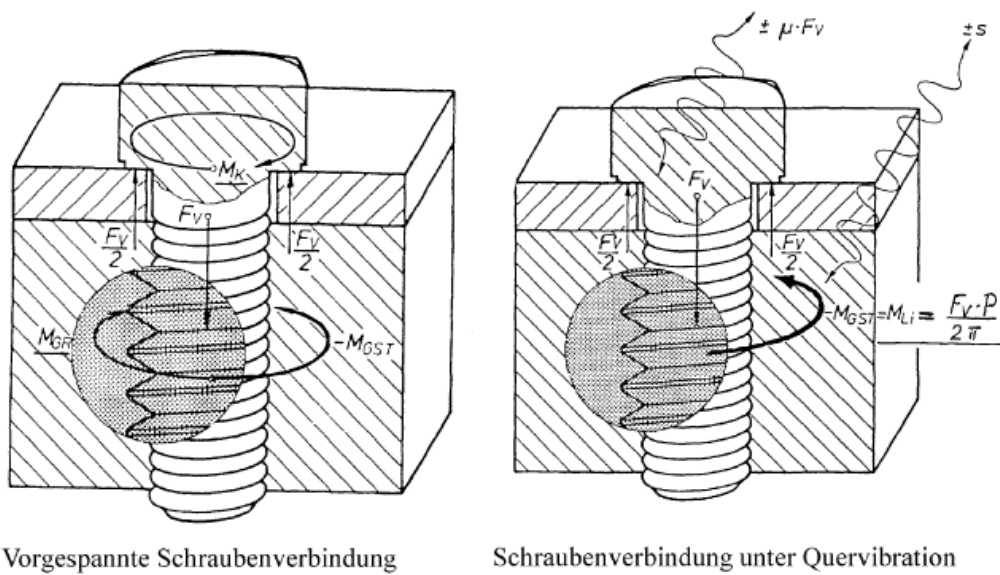


Abbildung 3-9: Selbstständiges Losdrehen von Schraubenverbindungen (2)

Nimmt man nun Formel (3.26) und setzt $\rho = 0$, so bleibt nur das innere Losdrehmoment M_{Li} über.

$$M_{Li} = F_V \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(-\varphi) \quad (3.27)$$

Wird der Biege­widerstand der Schraube überschritten, tritt auch unter der Kopf- bzw. Mutter­auflage Gleiten auf. Dies definiert die sogenannte Grenzverschiebung, ab der es zu selbstständigem Losdrehen kommen kann.

$$F_Q \geq F_V \cdot \mu_k \quad (3.28)$$

$$s_Q = \frac{F_V \cdot \mu_k \cdot l_k^3}{12 \cdot E \cdot I} \quad (3.29)$$

Wird diese im Betrieb überschritten, sind zusätzliche Maßnahmen zur Sicherung gegen das selbstständige Losdrehen der Verbindung erforderlich.

3.1.4 Schraubensicherungen

Um Schrauben gegen das selbstständige Losdrehen zu sichern, ergeben sich nach Formel (3.29) einige konstruktive Maßnahmen.

- Hohe Klemmkraft, damit es zu keinen Relativbewegungen kommt
- Erhöhung der Reibung unter dem Kopf
- Eine hohe Klemmlänge
- Geeigneter Werkstoff mit niedrigem E- Modul
- Verringerung des Widerstandsmomentes durch einen geringeren Durchmesser

Kann keine dieser konstruktiven Maßnahmen umgesetzt werden, sind zusätzliche Sicherungselemente notwendig. Diese können nach der folgenden Tabelle 3-2 eingeteilt werden.

Ursache des Lösens	Einteilung der Sicherungselemente nach		Beispiele
	Wirksamkeit	Funktionalität	
LOCKERN durch Setzen	Setzsicherung	Mitverspannte federnde Elemente	Tellerfedern. Spannscheiben DIN 6796, DIN 6908.
		Formschlüssige Elemente	Kronenmuttern DIN 935, DIN 979. Schrauben mit Splintloch DIN 962. Drahtsicherung.
LOSDREHEN durch Aufheben der Selbsthemmung	Verliersicherung	Klemmende Elemente	Sechskantmuttern mit Klemmteil. Muttern mit Kunststoff-einsatz. Schrauben mit Kunststoff-beschichtung im Gewinde. Gewindefuchende Schrauben DIN 7500.
		Sperrende Elemente	Spernzahnschrauben. Spernzahnmuttern.
LOSDREHEN durch Aufheben der Selbsthemmung	Losdrehsicherung	Klebende Elemente	Flüssig-Klebstoff. Schrauben mit mikrover-kapselter Klebstoffvorbe-schichtung.

Tabelle 3-2: Einteilung von Schraubensicherungen (2)

Hierbei wird zwischen Losdrehsicherungen und Verliersicherungen unterschieden.

Als Verliersicherung werden jene Elemente bezeichnet, die zwar ein Auseinanderfallen der Verbindung verhindern, jedoch Vorspannkraftverluste von bis zu 80% zulassen.

Eine Losdrehsicherung erhöht die Grenzverschiebung soweit, dass es nicht mehr zu einem selbstständigen Losdrehen kommen kann und ein Großteil der Vorspannkraft erhalten bleibt.

Kraftschlüssige Elemente

Im Gewinde befinden sich klemmende Elemente, die den Reibschluss auch bei dynamischen Querbelastungen aufrecht erhalten sollen.

Formschlüssige Elemente

Dazu zählen Schrauben und Muttern mit Verriegelungszähnen auf der Kopf- bzw. Mutternauflagefläche. Hier gibt es z.B.: die VERBUS TENSILOCK®. Die auf der Kopfauflegefläche befindlichen Zähne graben sich in die Auflagefläche ein und verhindern so ein Lösen durch

das innere Losdrehmoment der Schraube. Bei den VERBUS RIPP® Elementen werden wellenförmige Rippen anstatt der Sperrzähne verwendet.

Verkleben

Durch das Verkleben von Schrauben wird das innere Losdrehmoment im Gewinde erhöht und Relativbewegungen im Gewinde werden verhindert. Immer öfter werden Schrauben auf diese Weise gesichert, jedoch ist die Einsatztemperatur derzeit auf 170 °C begrenzt.

3.1.5 Streuung der Vorspannkraft

Bei einem Großteil der Schraubverbindungen wird durch das Drehen der Mutter oder am Schraubenkopf die erforderliche Vorspannkraft erzeugt. Es ist besonders wichtig, diese möglichst genau zu erreichen. Da die Vorspannkraft direkt nur mit großem Aufwand gemessen werden kann, wird meistens auf indirekte Größen zur Bestimmung zurückgegriffen.

- Anziehdrehmoment
- Drehwinkel
- Elastische Dehnung

Dies ist nur ein kleiner Auszug der häufig verwendeten, indirekten Messgrößen zur Ermittlung der Vorspannkraft. Aufgrund der sehr einfachen und wirtschaftlichen Messbarkeit des Drehmoments beim Anziehen der Schraube, ist dies die am häufigsten eingesetzte Methode. Darum möchte ich hier auch nur auf diese etwas näher eingehen. Durch die Relativbewegung beim Anziehen im Gewinde und an der Kopfauflagefläche, entsteht Reibung, welche überwunden werden muss. Nach (3) werden fast 90% des Anziehdrehmoments zur Überwindung dieser benötigt. Das dabei benötigte Drehmoment setzt sich wie bereits in Formel (3.16) aus einem Gewindeanziehmoment, das wiederum in Reibmoment und Nutmoment unterteilt werden kann und dem Kopfreibungsmoment zusammen.

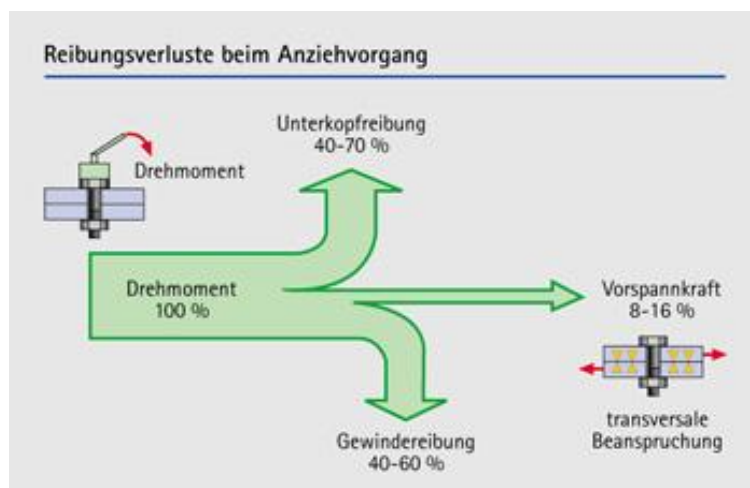


Abbildung 3-10: Reibungsverluste beim Anziehvorgang (8)

Daher haben unterschiedliche Reibbeiwerte einen erheblichen Einfluss auf die tatsächlich erreichte Vorspannkraft.

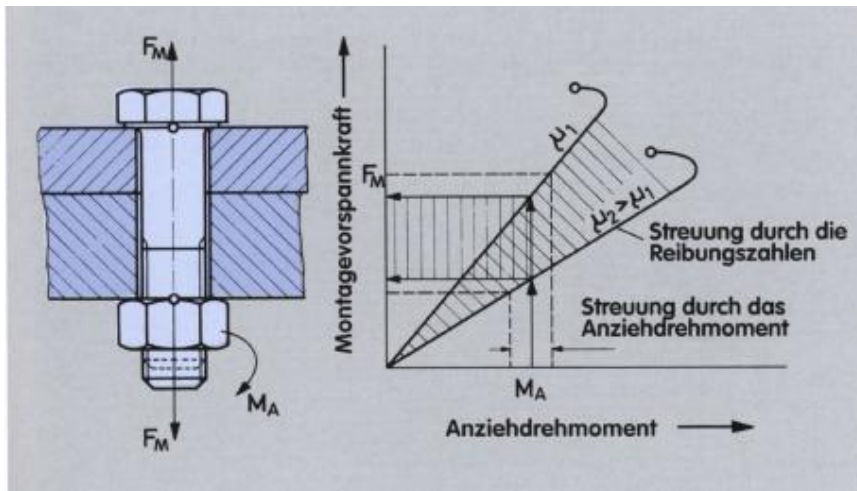


Abbildung 3-11: Bestimmung der Vorspannkraft aus dem Anziehdrehmoment (3)

Die Reibungszahlen können durch eine Vielzahl von Faktoren wie:

- Oberflächenbeschaffenheit (Rauheit, Härte, Ebenheit)
- Schmierung
- Oberflächenbeschichtung
- Anziehggeschwindigkeit

beeinflusst werden.

Diese mögliche Abweichung wird in der VDI 2230 Richtlinie, zur Berechnung von hochbeanspruchten Schraubenverbindungen, durch den Anziehungsfaktor α_A berücksichtigt.

3.1.6 Schraubenwerkstoffe für hohe Temperaturen

Das Verhalten von Werkstoffen ist von der Betriebstemperatur abhängig. Bei Schraubenwerkstoffen müssen bei hohen Betriebstemperaturen (+300°C) nach (3), vor allem folgende Effekte beachtet werden:

- Abfall der Streck- und Zugfestigkeitswerte, sowie des E-Moduls
- Erhöhung der Werkstoffzähigkeit
- Thermische Dehnung der Werkstoffe
- Kriechen der Werkstoffe unter Zugbeanspruchung, plastische Verformung tritt auch unterhalb der Werkstoffstreckgrenze auf, dabei kommt es zu einer Abnahme der Vorspannkraft über der Zeit = Relaxation

Während die Verformung bei niedrigen Temperaturen eine Funktion der aufgetragten Spannung ist ($\varepsilon = f(\sigma)$), ist die Verformung bei hohen Temperaturen eine Funktion der Beanspruchungszeit und -temperatur ($\varepsilon = f(\sigma, t, T)$), was auf einen Anteil thermisch aktivierter Vorgänge bei der Verformung zurückzuführen ist (9).

Daher ist es, bei der Auslegung von Schraubenverbindungen für hohe Temperaturen besonders wichtig, dass die mechanischen Eigenschaften von Werkstoffen, unter Beanspruchung,

über lange Zeit erhalten bleiben. Vor allem eine hohe Zeitstandfestigkeit, eine hohe Zeitdehngrenze und ein hoher Relaxationswiderstand sind notwendig.

Die Zeitdehngrenze beschreibt den maximal zulässigen Betrag an Kriechdehnung, während der erwarteten Lebensdauer (9).

Unter Zeitstandfestigkeit versteht man die Spannung, die nach einer gewissen Zeit zum Bruch führt.

Der Relaxationswiderstand sagt aus, welchen Anteil an Vorspannkraft eine Schraube über der Zeit unter hohen Temperaturen erhalten kann.

Schraubenwerkstoffe können, hinsichtlich des zulässigen Temperaturbereichs während des Betriebs in 3 Gruppen unterteilt werden (3):

Bis 300°C

Schrauben für den Temperaturbereich bis 300 °C werden über die erforderliche Festigkeitsklasse ausgewählt. Besondere Anforderungen bezüglich, der Werkstoffeigenschaften unter Temperatureinfluss werden hier nicht gestellt. Es werden un- und niedriglegierte Stähle verwendet.

+300 bis 540°C

Im Bereich ab 300°C werden Schrauben nicht mehr in Festigkeitsklassen eingeteilt, sondern nach den Werkstoffen ausgewählt. Bis 540°C werden ferritisch/perlitische Stähle eingesetzt, die aufgrund ihres abgesenkten Kohlenstoffgehalts und einem höheren Anteil der Legierungselemente Chrom, Molybdän und Vanadium eine höhere Zeitstandfestigkeit besitzen

+540°C bis 650°C

Hier kommen hochlegierte austenitische Chrom-Nickel-Molybdän-Stähle zur Anwendung. Für höhere Temperaturen kommen auch Legierungen auf Nickel-Basis zum Einsatz.

Bei einer Betriebstemperatur über 300°C sollten unbedingt warmfeste oder hochwarmfeste Schraubenwerkstoffe verwendet werden. Die folgenden zwei Tabellen zeigen Werkstoffe für warmfeste Schraubenverbindungen nach DIN EN 10269.

Werkstoff-Kurzname	Werkstoffnummer	Kennzeichen	Dehngrenze	Zugfestigkeit	Anhalt für die übliche obere Grenze der Anwendungstemperaturen im Dauerbetrieb
			$R_{p0,2}$	R_m	
			N/mm ² min.	N/mm ² min.	°C
C35; C35V ¹⁾	1.0501	Y			+350
Ck 35 (C35E)	1.1181	YK	300	500	+350 ²⁾
35B2	1.5511	YB	300	500	+350 ²⁾
24CrMo5	1.7258	G	420	600	+400
21CrMoV5-7	1.7709	GA	550	700	+540
40CrMoV4-6	1.7711	GB	700	850	+500
X22CrMoV12-1	1.4923	V	600	800	+580
X22CrMoV12-1	1.4923	VH	700	900	+580
X19CrMoNbVN11-1	1.4913	VW	750	900	+580
X7CrNiMoBNb16-16	1.4986	S	500	650	+650
X6NiCrTiMoVB25-15-2	1.4980	SD	600	900	+650
NiCr20TiAl	2.4952	SB	600	1000	+700

Tabelle 3-3: Werkstoffe für Anwendungstemperaturen von +300°C nach DIN 10269 (2)

In dieser Norm findet man auch Angaben über die Warmstreckgrenze und die Zeitdehngrenze von Werkstoffen.

Werkstoff		Mechanische Eigenschaften in (Mpa)														
Nr.	Kurzname nach DIN 17006	R_m	$R_{p0,2}$	Warmstreckgrenze $R_{p0,2T}$ für $d \leq 100$ bei T in °C						Zeitdehngrenze $R_{p0,2/10000}$ bei T in °C						
		min.	min.	200	300	400	500	600	700	200	300	400	500	600	700	800
1.5511	35B2	500	290	223	129	173	-	-	-		208 ⁴⁾	147	35	-	-	-
1.7218	25 CrMo4	600	440	412	363	304	235	-	-			274 ⁵⁾	147	64 ⁶⁾	-	-
1.7709	21CrMoV5-7	700	550	500	460	410	350	-	-			429 ⁵⁾	238	116 ⁴⁾	-	-
1.7711	40 CrMoV4-6	850	700	631	593	554	470	293								
1.4301	X5CrNi18-10	500	190	127	110	98	92	90 ¹⁾	-				121 ⁶⁾	94	35	-
1.4923	X21CrMoNiV12-1	800	600	530	480	420	335	230 ¹⁾	-			436 ⁷⁾	289	79	-	-
1.4980	X6NiCrTiMoVB25-15-2	900	600	560	540	520	490	430	-310 ²⁾				580	320	190 ⁸⁾	-
2.4952	NiCr20TiAl (Nimonic 80a)	1000	600	568	560	540	520	500	-450 ³⁾				624	398	173	58

Tabelle 3-4: Warmstreckgrenzen und Zeitstreckgrenzen für Schraubenwerkstoffe nach DIN EN 10269 (3)

3.2 Wärmeübertragung

3.2.1 Wärmeleitung

Unter Wärmeleitung versteht man den diffusiven Energietransport in Festkörpern und Fluiden. (10) Durch eine nicht homogene Temperaturverteilung in einem Festkörper oder einem ruhenden Fluid kommt es zu einem Wärmetransport. Die Wärmeströme fließen immer von den Gebieten mit höherer zu denen mit niedrigerer Temperatur. Der Wärmetransport kann durch die thermische Energiegleichung beschrieben werden.

$$\rho \frac{dh}{dt} = \frac{dp}{dt} + (\tau : \vec{\nabla} \cdot \vec{q}) - (\vec{\nabla} \cdot \vec{q}) + \dot{q}_Q \quad (3.30)$$

In Festkörpern und ruhenden Fluiden verschwinden alle Geschwindigkeitsterme, außerdem ist $\frac{dp}{dt} = 0$.

Verwendet man nun noch den Ansatz, dass $dh = c_p dT$ und die Fouriersche Wärmeleitungsgleichung erhält man für eine konstante Wärmeleitfähigkeit:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda}{\rho c_p} \Delta T + \frac{\dot{q}_Q}{\rho c_p} \quad (3.31)$$

Für Kartesische Koordinaten :

$$\Delta T = \left(\frac{\delta^2 T}{\delta x^2} + \frac{\delta^2 T}{\delta y^2} + \frac{\delta^2 T}{\delta z^2} \right)$$

Für einen stationären Zustand ohne innere Wärmequelle kann die Gleichung (3.31) noch weiter vereinfacht werden. Bei einem stationären Zustand ändert sich die Temperatur nicht über der Zeit, also kann man $\frac{\partial T}{\partial t} = 0$ setzen. Zusätzlich gilt ohne eine innere Wärmequelle noch dass $\dot{q} = 0$ ist. Die spezifische Wärmekapazität kann auch aus der Gleichung gestrichen werden. Daraus erhält man das Fourier'sche Wärmeleitungsgesetz:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \lambda_x = 0 \quad (3.32)$$

$$\frac{\delta T}{\delta x} \lambda = \text{const.} = \dot{q}_x \quad (3.33)$$

Diese Gleichung gilt für eindimensionale, stationäre und quellenfreie Wärmeleitungsprobleme.

3.2.2 Konvektion

Konvektion bezeichnet ganz allgemein den Transport einer physikalischen Größe durch Bewegung in einem Fluid. Konvektiver Wärmetransport ist also die Überlagerung von Wärmeleitung und Energietransport durch Strömung (11).

Es kann zwischen freier und erzwungener Konvektion unterschieden werden. Bei erzwungener Konvektion wird der Wärmeübergang durch die Temperaturunterschiede und die Strömung, die durch eine äußere Druckdifferenz aufrechterhalten wird, bestimmt. Bei freier Konvektion entsteht die Strömung nicht durch eine Druckdifferenz, sondern durch die Temperaturunterschiede im Fluid (12).

Bei Verbrennungskraftmaschinen hat man es oft mit erzwungener Konvektion zu tun, wie z.B. gaseitiger Wärmeübergang an Brennraumwänden, Kühlung des Zylinderkopfes durch den Wassermantel oder Aufheizen eines Abgaskrümmers. Zur Beschreibung wird, in der Regel, der Newton'sche Ansatz verwendet.

$$\dot{q}_w = \alpha(t) \cdot (T_w(t) - T_F(t)) \quad (3.34)$$

Der Wärmeübergang wird also von der Temperaturdifferenz zwischen dem Arbeitsmedium T_F und der umströmten Wand T_w und dem Wärmeübergangskoeffizienten α bestimmt. Eine große Herausforderung ist die Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten, da dieser von sehr vielen Parametern wie Druck, Temperatur, Geometrie und vor allem vom vorliegenden Strömungsfeld, abhängt. Dadurch ist es sehr schwer diese Zahl durch Versuche zu ermitteln oder mittels thermohydraulischen Gleichungen zu berechnen.

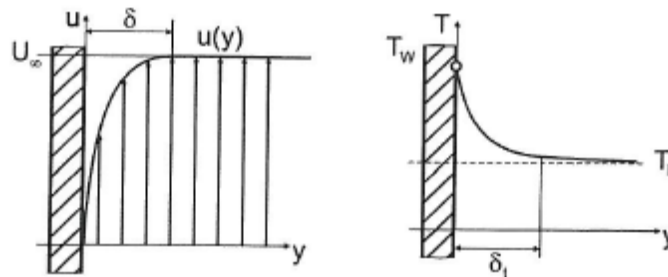


Abbildung 3-12: Zusammenhang zwischen Strömungsprofil und Temperaturverlauf an einer ebenen Wand (11)

Bei der Strömung eines Fluids längs einer Wand bildet sich eine sogenannte Grenzschicht aus. Es hat sich herausgestellt, dass wie in Abbildung 3-12 ein Zusammenhang zwischen dem Strömungsprofil und der Temperaturverteilung besteht. Die Temperatur ändert sich nur in der sogenannten thermischen Grenzschicht wesentlich, in größerer Entfernung der Platte ist sie annähernd konstant. In der thermischen Grenzschicht, besser gesagt an der Wand, wird die Wärme durch Leitung übertragen, da hier gilt $v(y=0)=0$. Die Wandschichtdicke kann annähernd dargestellt werden als die Strecke, die die Wandtangente beim Übergang T_F abschneidet Abbildung 3-13 (11).

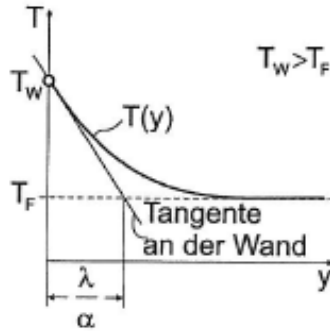


Abbildung 3-13. Fluidseitiges Temperaturprofil in Wandnähe (11)

$$\delta_t \approx \frac{\lambda}{\alpha} \quad (3.35)$$

Diese Grenzschicht ist sehr klein und kann nur sehr schwer gemessen werden. Zur Beschreibung von Wärmeübergängen werden in der Praxis daher oft dimensionslose Kennzahlen verwendet. Die Nußelt-Zahl stellt den dimensionslosen Wärmeübergangskoeffizienten dar und kennzeichnet ähnliche Temperaturfelder(5).

$$Nu = \frac{d}{\delta_t} = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} = \frac{\text{wirkliche Wärmestromdichte}}{\text{Wärmestromdichte bei reiner Leitung}} \quad (3.36)$$

Bei gleicher Reynoldszahl handelt es sich um ähnliche Strömungszustände.

$$Re = \frac{U_\infty \cdot L}{\nu} = \frac{\text{Trägheitskräfte}}{\text{Zähigkeitskräfte}} \quad (3.37)$$

Die Prandtlzahl beschreibt die für das Temperaturfeld wichtigen Einflussgrößen.

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\text{kinematische Viskosität}}{\text{Temperaturleitfähigkeit}} = \frac{\frac{\eta}{\rho}}{\frac{\lambda}{c \cdot \rho}} \quad (3.38)$$

$$Nu = f(Re, Pr, \text{Geometrie}) \quad (3.39)$$

Je nach vorliegendem Wärmeübergangsproblem gibt es nun verschiedene Ansätze bzw. empirisch ermittelte Formeln zur Berechnung der Nußelt Zahl, diese sollen aber hier nicht weiter behandelt werden.

3.2.3 Strahlung

Bei der Wärmeübertragung durch Strahlung werden von einem Körper elektromagnetische Wellen aufgrund dessen Temperatur ausgesendet. Treffen diese Wellen auf einen anderen Körper, werden diese zum Teil reflektiert, absorbiert bzw. hindurch gelassen.

Hier können die Körper je nach ihrem Verhalten unterteilt werden. Ein Körper, der die gesamte Strahlung absorbiert, wird schwarzer Körper genannt. Ein Körper welcher die gesamte Strahlung reflektiert, wird idealer Spiegel genannt. Wenn ein Körper die gesamte Strahlung durchlässt, nennt man ihn diatherman. Das elektromagnetische Spektrum umfasst einen Wellenlängenbereich zwischen 0,76 und 360 μm . Wärmestrahlung wird durch das Gesetz nach Stefan Boltzmann beschrieben (13).

Gesetz nach Stefan Boltzmann:

$$\dot{e}_s = \sigma \cdot T^4$$

In der Realität emittiert ein Körper weniger als ein schwarzer Körper. Dieses Verhalten wird durch das Kirchhoffsche Gesetz beschrieben.

Kirchhoffsches Gesetz:

$$\dot{e} = \varepsilon \cdot \dot{e}_s = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4$$

Um den Wärmeaustausch zwischen zwei Körpern mit den Temperaturen T_1 und T_2 durch Strahlung zu beschreiben wird folgende Gleichung verwendet:

$$\dot{Q}_{12} = c_{12} \cdot A \cdot (T_1^4 - T_2^4)$$

mit

$$c_{12} = \frac{\sigma}{\left(\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right)}$$

3.2.4 Thermischer Kontakt

Wenn zwei technisch raue Oberflächen in Kontakt zueinander stehen, so ist die tatsächliche Kontaktfläche nur ein geringer Teil der nominellen Kontaktfläche (nur etwa 1-5%) (14).

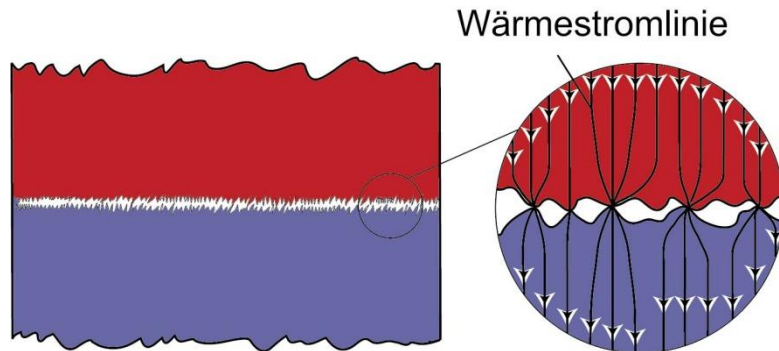


Abbildung 3-14 Entstehung des Kontaktwiderstandes (14)

Die Wärmeleitung findet, wie in Abbildung 3-14 dargestellt, nur über die sich berührenden Spitzen an der Kontaktfläche statt. Die mit Gas gefüllten Zwischenräume stellen einen zusätzlichen, thermischen Widerstand dar.

Erst ab höheren Temperaturen von $T > 400^\circ\text{C}$ spielt die Wärmeübertragung durch Wärmestrahlung in den Hohlräumen eine messbare Rolle. Nimmt nun der Anpressdruck an den Kontaktflächen zu, wird auch die an der Wärmeleitung beteiligte Fläche durch Verformung größer.

Der Wärmeübergang an einer Kontaktfläche hängt also von den Parametern Temperatur, Oberflächenbeschaffenheit, Materialpaarung und dem Anpressdruck ab, wobei dieser wohl den größten Einfluss hat. Der thermische Kontaktwiderstand wird in der Literatur durch einen Temperatursprung an der Kontaktstelle definiert (Abbildung 3-15).

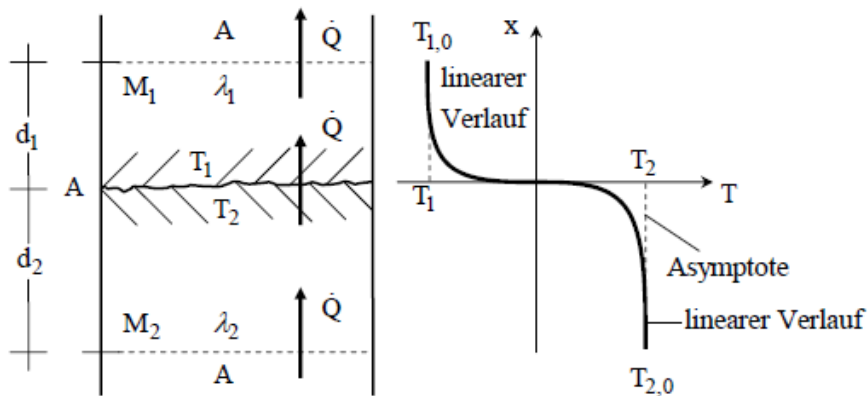


Abbildung 3-15 Thermischer Kontaktwiderstand (15)

Mit Hilfe des Temperatursprungs an der Kontaktfläche und dem Wärmestrom über diese, lässt sich der thermische Kontaktwiderstand wie folgt definieren:

$$R_{th} = \frac{\Delta T_K}{\dot{q}} \quad (3.40)$$

Der Kehrwert des thermischen Kontaktwiderstandes wird als Kontakt- Wärmeübergangskoeffizient bezeichnet:

$$\alpha_k = \frac{\dot{q}}{\Delta T} \quad (3.41)$$

Hier lässt sich sehr gut die Analogie zur Elektrotechnik erkennen wo der elektrische Widerstand definiert ist als:

$$R = \frac{U}{I} \quad (3.42)$$

und der Leitwert ebenfalls als der Kehrwert des Widerstandes.

3.2.5 Modellansätze thermischer Kontakt

In der Literatur finden sich einige Modelle zur Beschreibung des thermische Kontaktwiderstandes. Diese entscheiden sich im Wesentlichen durch den Einsatzbereich und die berücksichtigten Faktoren.

3.2.5.1 Modell auf Grundlage des prozentualen Kontaktanteils (16)

Das erste Modell beschreibt den Wärmeübergang anhand der Materialeigenschaften und der Änderung des prozentuellen Kontaktanteils. Es berücksichtigt die Oberflächenprofile und die Ähnlichkeit der beiden Kontaktflächen.

Der prozentuale Kontaktanteil F_k wird wie folgt bestimmt:

$$F_k = k_D \cdot C_{AB} \cdot 100\% \quad (3.43)$$

- F_k prozentualer Kontaktanteil
- k_D Koeffizient, basierend auf fraktaler Profilmessung der Kontaktgeometrie
- C_{AB} Kreuzkorrelationskoeffizient, basierend auf paarweiser Profilmessung

Der Einfluss des Kontaktdruckes auf den Kontakt-Wärmeübergangskoeffizienten wird ebenfalls über die Änderung des prozentualen Kontaktanteils abgebildet:

$$\alpha_k \sim f(\text{Material}, F_k)$$

Bis zu einem Sättigungspunkt, der sich je nach Material bei einem gewissen Anpressdruck bzw. einem prozentuellen Kontaktanteil einstellt, zeigt sich ein linearer Zusammenhang zwischen Kontaktanteil und dem Wärmeübergangskoeffizienten nach:

$$\alpha_k = C_p \cdot F_k \quad (3.44)$$

C_p Proportionalitätsfaktor aus Kontaktdruckversuchen ermittelt

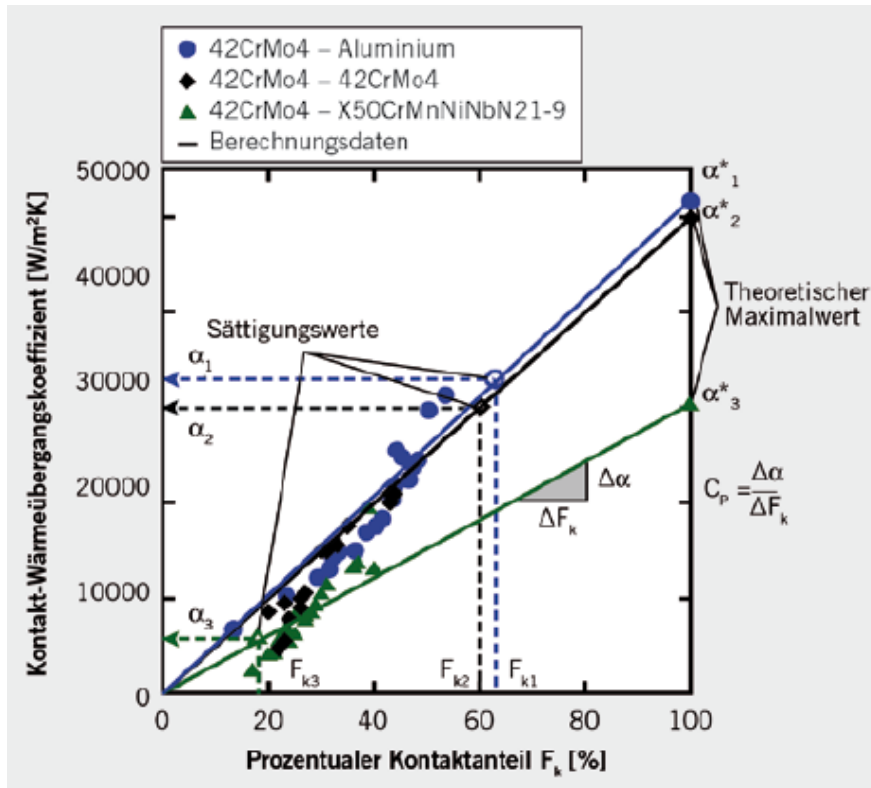


Abbildung 3-16 Modellansatz: prozentualer Kontaktanteil (16)

Da bei diesem Modell ein sehr aufwendiger Profilschan notwendig ist, wird der Anwendungsbereich sehr eingeschränkt und es wurden bisher nur sehr wenig Untersuchungen durchgeführt.

3.2.5.2 Empirisches Modell (16)

Das folgende empirische Modell basiert auf einfach zu ermittelnden Material-, Fertigungs- und Einsatzdaten und kommt somit ohne die aufwändigen Profilschans des vorherigen Ansatzes aus. Es dient vor allem zur überschlägigen Berechnung des Kontakt- Wärmeübergangskoeffizienten.

$$\alpha_k = C \cdot \frac{\overline{\lambda_{av}}}{\overline{\delta_{av}}} \left(\frac{P}{H_B} \cdot U \right) \sqrt{\frac{P_0}{P}} \quad (3.45)$$

C Konstante $C = 8 \cdot 10^{-3}$ aus experimentellen Daten

$\overline{\lambda_{av}}$... Mittelwert der Wärmeleitfähigkeiten

$\overline{\delta_{av}}$... Mittlere Spaltweite zwischen rauhen Oberflächen (aus R_z Werten)

H_B Härte nach Brinell

P Anliegender Kontaktdruck

P_0 Nomineller Kontaktdruck ($P_0=1$ MPa)

U Empirischer Koeffizient aus Versuchen ($U= 0,6 - 1,3$)

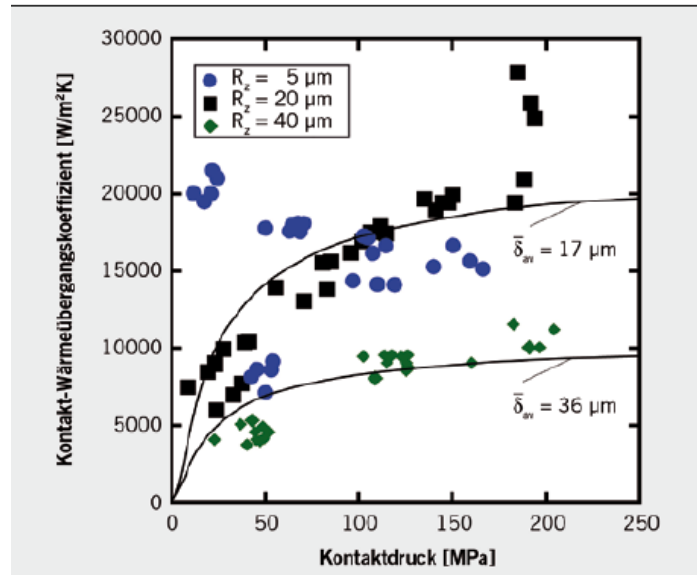


Abbildung 3-17: Vergleich empirisches Modell und Experiment

Dieses Modell zeigt eine relativ gute Übereinstimmung mit Versuchswerten im Bereich von 1 bis 250 MPa Kontaktdruck.

4 Experimentelle Untersuchungen

Dieser Abschnitt dient zur Beschreibung der von mir durchgeführten Versuche. Die dabei ermittelten Kennzahlen sollen die Genauigkeit der schon vorhandenen Simulationsmodelle verbessern.

4.1 Kontaktwärmeübergang

4.1.1 Einleitung

Um die thermische und mechanische Belastung von miteinander verschraubten Bauteilen ermitteln zu können, ist die kontaktdruckabhängige Wärmeübergangszahl von großer Bedeutung. Besonders im Bereich der Verbrennungskraftmaschinen gibt es Schnittstellen, in denen Bauteile mit hohem Anpressdruck und großen Temperaturunterschieden miteinander verbunden sind. Beispiele hierfür sind die Verbindung von Zylinderkopf/Zylinderkopfdichtung/Kurbelgehäuse, Ventilsitzring/Zylinderkopf, Zylinderlaufbuchse/Kurbelgehäuse und natürlich auch die in dieser Diplomarbeit behandelte Verbindung von Abgaskrümmers/Abgaskrümmersdichtung/Zylinderkopf. Der Abgaskrümmers wird vom heißen Abgas durchströmt und erwärmt sich. Im Gegensatz dazu ist die Schraube im Zylinderkopf eingeschraubt und wird durch diesen gekühlt. Um die Bauteiltemperaturen simulieren zu können, werden, als Eingangsgrößen, die Wärmeübergangszahlen der in Abbildung 4-1 dargestellten Kontaktflächen benötigt.

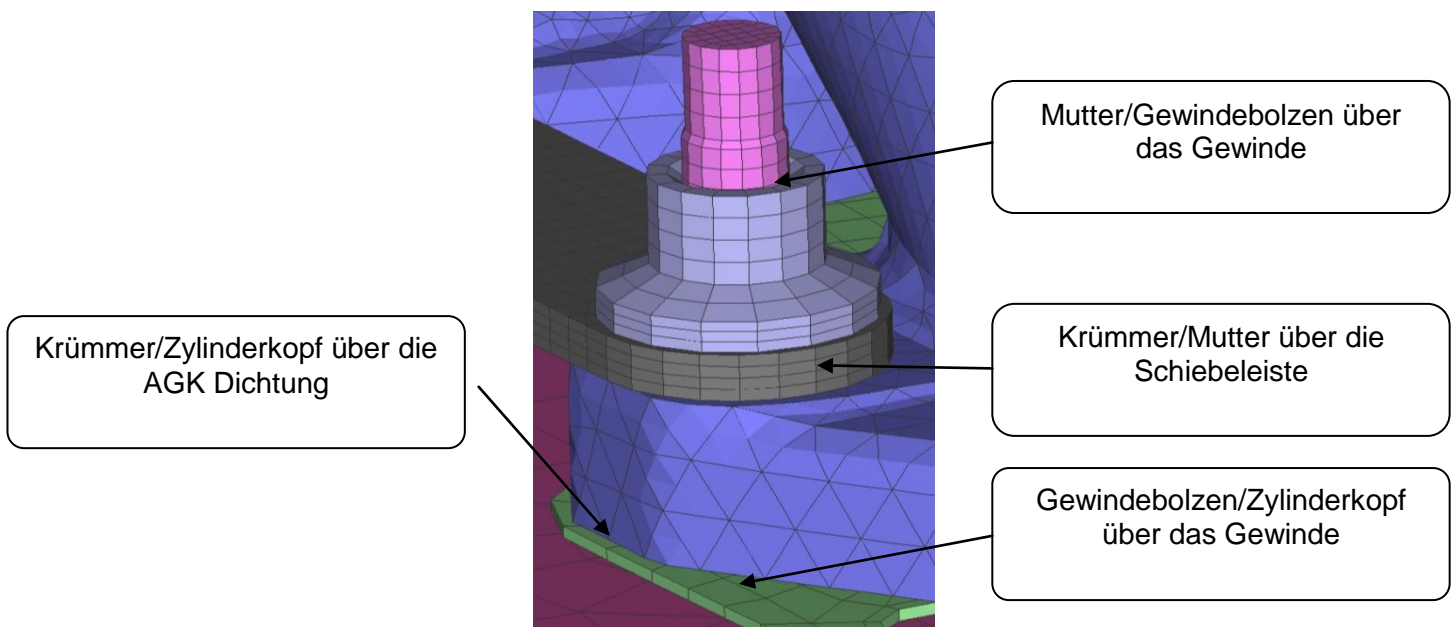


Abbildung 4-1: Thermische Übergänge der Krümmerverschraubung aus einem Simulationsmodell (4)

Ein besonders interessanter Effekt tritt beim Erwärmen des Krümmers auf. Dieser erhitzt sich beim Startvorgang des Motors bzw. beim Übergang einer Schubphase auf eine Vollastphase schneller als die Stiftschraube. Dadurch wird die Vorspannkraft der Verbindung erhöht. Beim Abkühlen ist die Situation umgekehrt, der Krümmer kühlt schneller ab als die Schraube

und dadurch sinkt auch die Vorspannkraft. Durch die sehr hohe Aufladung des Motors ist dieser thermisch und mechanisch sehr stark belastet. Eine möglichst exakte Bestimmung der Bauteiltemperaturen in der Simulation ist hier besonders wichtig. Zu diesem Zweck werden die kontaktdruckabhängigen Wärmeübergangszahlen bestimmt.

4.1.2 Messverfahren

Zur Bestimmung der Wärmeübergangszahlen zwischen zwei miteinander in Kontakt stehenden Bauteilen gibt es mehrere Möglichkeiten. Die Entscheidung fiel auf ein stationäres Messverfahren entschieden. Das Verfahren zeichnet sich durch die Verwendung von sehr einfacher Messtechnik aus. Es werden nur der Temperaturverlauf über eine Reihe von Thermoelementen und der herrschende Anpressdruck gemessen. Prinzipiell funktioniert das stationäre Verfahren wie in Abbildung 4-2 dargestellt.

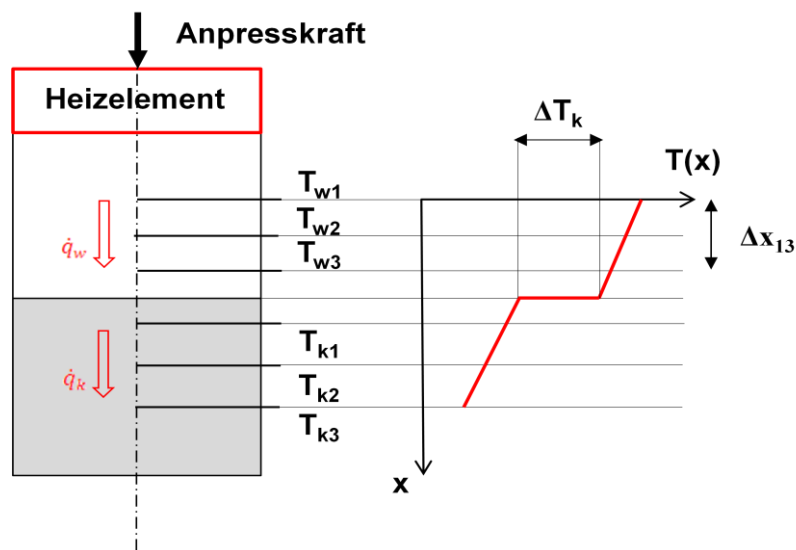


Abbildung 4-2: Prinzipielle Aufbau des stationären Verfahrens zur Ermittlung von kontaktdruckabhängigen Wärmeübergangszahlen

Zwei Proben werden mit einer Anpresskraft zusammengedrückt und von einer Seite beheizt. Dadurch stellt sich ein Wärmestrom durch die Proben ein. Die zwei Proben werden mit Thermoelementen zur Temperaturmessung versehen um daraus die Wärmestromdichte, bzw. durch Multiplikation mit der Fläche, den Wärmestrom nach dem Fourier'schen Wärmeleitungsgesetz zu berechnen.

$$\dot{q} = \lambda \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (4.1)$$

$$\dot{Q} = \dot{q} \cdot A = A \cdot \lambda \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (4.2)$$

Bei dieser Messmethode muss gewartet werden bis sich ein stationärer Zustand einstellt, also bis sich die Temperaturen über der Zeit nicht mehr ändern.

Eigentlich würde man nur 2 Temperaturmessstellen benötigen, um die Wärmestromdichte zu berechnen. Die in Abbildung 4-2 dargestellte dritte Messstelle in der Mitte, dient nur zur Überprüfung des Temperaturverlaufs in den Proben.

Der daraus ermittelte Wärmestrom, wird zur Berechnung der Wärmeübergangszahl benötigt, welche wie folgt definiert ist:

$$\alpha_k = \frac{\dot{q}}{\Delta T_k} \quad (4.3)$$

Der Wert ΔT_k ist der in Abbildung 4-2 dargestellte Temperatursprung an der Kontaktstelle der zwei Bauteile. Dazu benötigt man die Temperaturen direkt an der Kontaktstelle. Da eine direkte Messung dieser Temperaturen nicht möglich ist, werden diese aus, dem mit den drei Thermoelementen gemessenen Temperaturverlauf, extrapoliert. Dies geschieht durch einfaches Umformen der Wärmeleitungsgleichung Formel (4.1):

$$T_K = T_3 - \frac{\dot{q}}{\lambda} \Delta x_{MP-K} \quad (4.4)$$

Hier zeigt sich schon die erste Schwäche dieser Methode, nämlich die Abhängigkeit der extrapolierten Temperatur von der Wärmeleitfähigkeit λ .

Vor- und Nachteile des stationären Verfahrens:

Vorteile:

- Einfache Auswertung der Messdaten
- Relativ einfacher Messaufbau (nur Thermoelemente und Kraftmessung)
- Einfacher Versuchsaufbau

Nachteile:

- Lange Dauer pro Messung bis ein stationärer Zustand erreicht ist
- Anzahl der Messstellen begrenzt
- Prüfaufbau und Proben müssen eigens angefertigt werden
- Beeinflussung des Wärmestromverlaufs durch die Thermoelemente
- Einfluss der Umgebung

Als Alternative würde sich noch ein instationäres Verfahren zur Bestimmung der Wärmeübergangszahlen anbieten, siehe Abbildung 4-3.

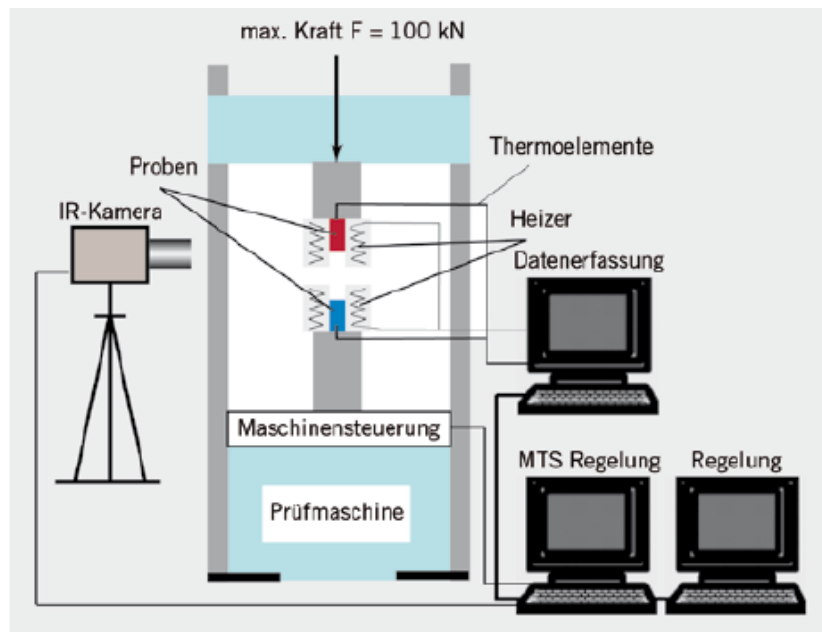


Abbildung 4-3 Prinzipieller Aufbau des instationären Verfahrens (16)

Beim instationären Verfahren wird der Verlauf des Temperaturfeldes in der Umgebung des Kontaktgebietes über der Zeit von einer Infrarotkamera erfasst. Zusätzlich benötigt man noch die Anfangstemperatur als Randbedingung, um auf die Wärmeflussdichte schließen zu können. Bei diesem Verfahren ergibt sich eine inverse Problemstellung was in diese Fall bedeutet, dass von der Wirkung, dem Temperaturfeld, auf die Ursache, die Wärmestromdichte geschlossen wird (17).

Vor- und Nachteile des Verfahrens:

Vorteile:

- Keine Beeinflussung des Temperaturfeldes durch berührungslose Messtechnik
- Messdauer pro Einzelmessung liegt im Sekundenbereich
- 2-dimensionale Messdatenerfassung

Nachteile:

- Teure Messtechnik im Vergleich zum stationären Verfahren
- Mathematisch aufwändige Messdatenauswertung
- Temperaturinformation nicht vom Inneren der Probe

4.1.3 Versuchsaufbau

Nach der Entscheidung für das stationäre Verfahren stellte sich die Frage wie der Versuchsaufbau in der Praxis realisiert werden kann. An den Aufbau werden folgende Anforderungen gestellt:

- Aufnahme von 2 Werkstoffproben
- Möglichkeit, eine Probe zu beheizen
- Einstellen des Anpressdrucks von 0 bis ca. 250 MPa
- Messen des Temperaturverlaufs und des Anpressdrucks

Aus dem Temperaturverlauf soll dann die Wärmeübergangszahl in Abhängigkeit vom Anpressdruck zwischen den Proben berechnet werden.

Anfangs standen einige Konzepte im Raum den geforderten Anpressdruck durch eine Verschraubung neben den Proben zu gewährleisten und diesen über eine Kraftmesseinrichtung zu messen. Aufgrund des großen Anpressdruckbereichs und der integrierten Kraftmessung fiel die Entscheidung, zugunsten der Universalprüfmaschine ZWICK 1484, welche normalerweise für Zugversuche und dergleichen verwendet wird. Diese bietet die Vorteile, dass die Anpresskraft in einem Bereich von 0 bis 200 kN eingestellt werden kann. Zusätzlich wird die Anpresskraft über die Betriebssoftware der Prüfmaschine gemessen. Es stehen zwei Betriebsarten zur Verfügung der lagegeregelte und der kraftgeregelte Betrieb. Letzterer ist für die Versuche sehr gut geeignet, da sich so eine konstante Anpresskraft realisieren lässt.



Abbildung 4-4: ZWICK Universalprüfmaschine 1484 mit dem 1. Versuchsaufbau

4.1.3.1 Heizmodul

Zum Beheizen der Materialprobe habe wurde eine Heizpatrone verwendet. Die Heizpatrone und eine entsprechende Steuerung waren bereits vorhanden und mussten daher nicht extra bestellt werden. Eine große Herausforderung war es, eine Vorrichtung zur Aufnahme der Heizpatrone und Materialproben zu entwerfen. Um den nötigen Anpressdruck aufbringen zu können, ohne die Heizpatrone dabei zu zerstören, wurde eigens ein Heizmodul konstruiert. Das Heizmodul muss folgende Funktionen erfüllen:

- Aufnahme der Heizpatrone
- Aufnahme der beheizten Probe
- Anbindung für die ZWICK Prüfmaschine

In der folgenden Abbildung ist eine 3D-Ansicht des Heizmoduls mit einer Beschriftung der einzelnen Teile zu sehen.

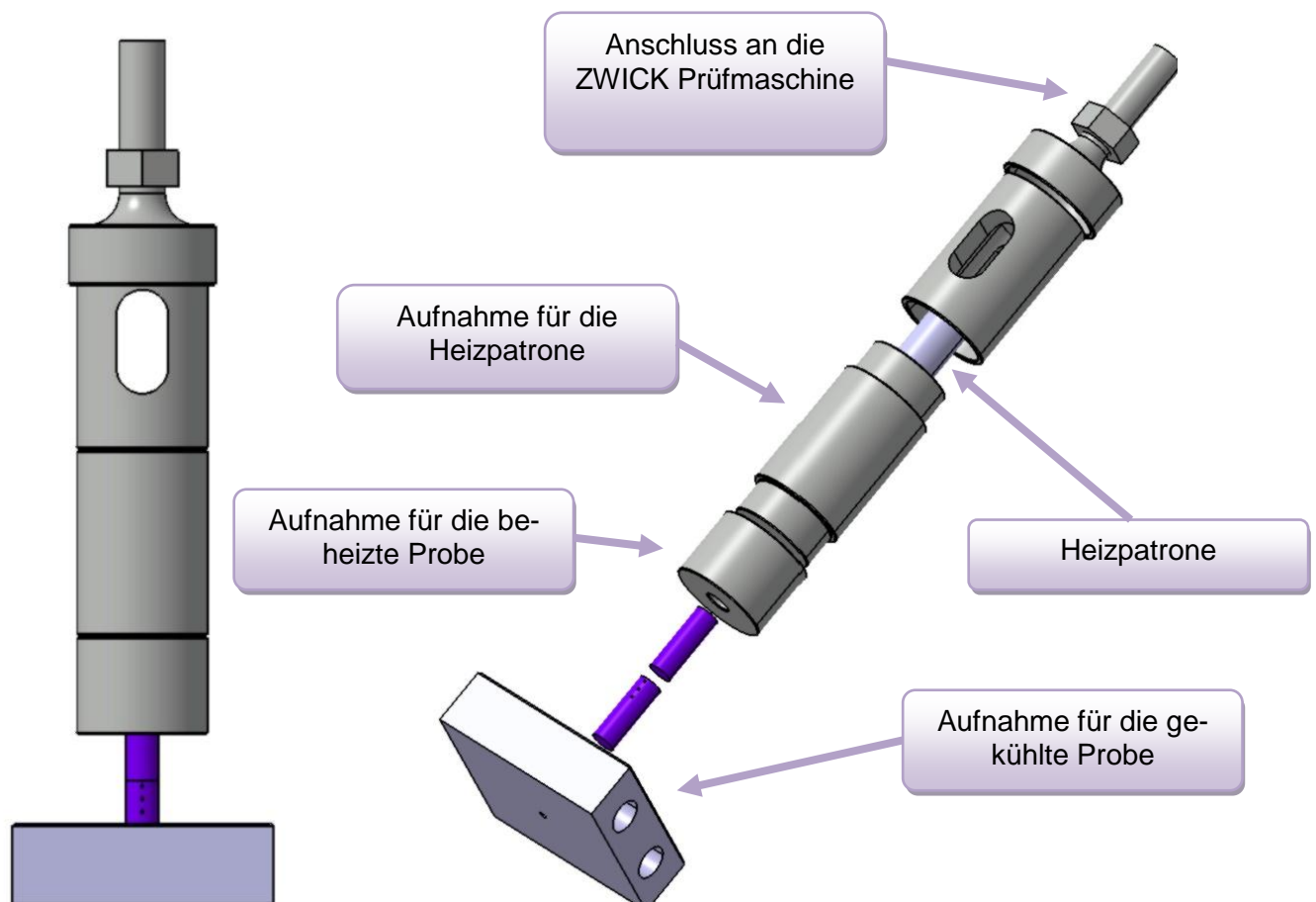


Abbildung 4-5: Heizelement zur Ermittlung der Kontakt- Wärmeübergangszahl

Das Heizmodul wurde in der mechanischen Fertigung im Entwicklungszentrum in Steyr gefertigt. Grundsätzlich besteht es aus einer Aufnahme für die Heizpatrone, der Aufnahme für die beheizte Probe, einem Kopfteil und einer Anbindung an die Prüfmaschine. Außerdem wurde noch eine Aufnahme für die gekühlte Probe gefertigt, in der sich zwei Durchgangsbohrungen mit Gewinde zur Anbindung einer Flüssigkeitskühlung befinden. Die einzelnen Bauteile sind jeweils mit der Passung H7/j6 an den Verbindungsstellen versehen, damit sie von

Hand fgbar sind und trotzdem die Wärme von der Heizpatrone in die Probe leiten können. Die Bohrung, in der sich die Heizpatrone befindet, hat die Passung H7 (laut Angaben im Internet (18)). Zusätzlich befindet sich noch eine 1mm-Bohrung in der Aufnahme für die Heizpatrone. Diese dient zur Montage eines Thermoelements, um die Temperatur der Heizpatrone einstellen zu können. Im Kopfteil befindet sich ein Langloch um die Anschlussleitungen der Heizpatrone herausführen zu können. Am oberen Ende ist der Anschluss an die ZWICK Prüfmaschine, welcher durch ein Gewinde M16 ausgeführt ist. Die Konstruktionszeichnungen der einzelnen Bauteile befinden sich im Anhang der Diplomarbeit ab Seite 89.

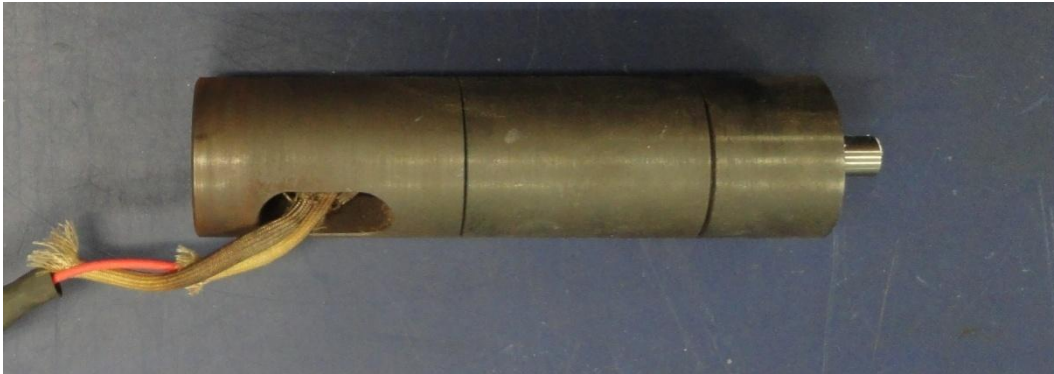


Abbildung 4-6: Heizmodul mit einer Probe

4.1.3.2 Werkstoffproben

Bei den Proben wurde großer Wert darauf gelegt, dass diese aus den Bauteilen selbst entnommen werden. Dadurch soll sichergestellt werden, dass die Materialeigenschaften gleich sind wie am realen Motor. Zylinderkopf und Krümmer sind Gussteile, bei denen sich das Gefüge je nach Ort der Probenentnahme unterscheiden kann. Die Stiftbolzen und die Schieberleisten sind z.B. an der Oberfläche beschichtet, was auch bei den entsprechenden Proben der Fall sein sollte. Aufgrund der Tatsache, dass die Proben aus den Originalbauteilen entnommen werden, sind die Abmessungen begrenzt. Für die Geometrie der Werkstoffproben wurden Zylinder gewählt, weil diese im Gegensatz zu rechteckigen Körpern in jeder Winkel-lage zueinander gemessen werden können. Außerdem sind diese rotationssymmetrisch, was die Eindimensionalität des Wärmestroms begünstigt. Die Abmessungen sind durch die maximal entnehmbare Probengröße aus den Originalbauteilen, mit einem Durchmesser von 10 mm und einer Länge von 30 mm begrenzt.

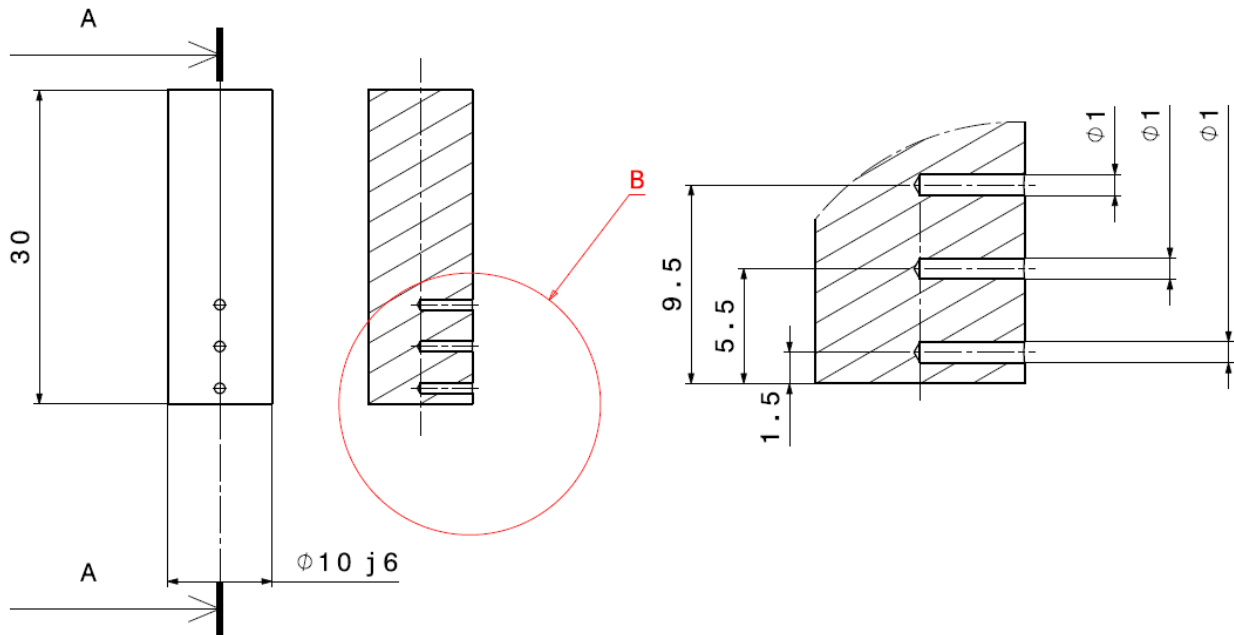


Abbildung 4-7: Konstruktionszeichnung der Werkstoffproben

Um das Messergebnis nicht zu verfälschen, wurden die kleinsten zur Verfügung stehenden Thermoelemente mit einem Durchmesser von 1 mm verwendet und dementsprechend auch die Bohrungen im gleichen Durchmesser ausgeführt. Die Tiefe der Bohrungen beträgt 5 mm, um den Wärmestrom in der Mitte der Probe zu erfassen. Über den Probendurchmesser ergibt sich auch die benötigte Anpresskraft. Um einen Anpressdruck von bis zu 250 MPa realisieren zu können, wird bei einer Probe mit einem Durchmesser von 10 mm eine Anpresskraft von ca. 20 kN benötigt.

$$F = \sigma \cdot A = 250 \text{ MPa} \cdot \frac{10^2 \cdot \pi}{4} = 19,6 \text{ kN} \quad (4.5)$$

Diese Anpresskraft lässt sich auf der ZWICK Prüfmaschine sehr einfach einstellen.

Die Oberflächenbeschaffenheit der Proben hat auch einen wesentlichen Einfluss auf den Wärmeübergangswert. Die Proben wurden wie auch schon das Heizmodul in der Mechanischen Fertigung im EWZ Steyr angefertigt. Die Oberflächen sind plangedreht, was in etwa den Rauheitswerten der Originalteile am Motor entspricht. Die Proben des Schraubenwerkstoffs wurden vom Hersteller geliefert und nur mehr mit den Bohrungen für die Thermoelemente versehen.

4.1.3.3 Messtechnik

Die Messung der vorhandenen Anpresskraft wurde mit der Standardsoftware der ZWICK Prüfmaschine durchgeführt.

Zur Temperaturmessung wurden Thermoelemente vom Typ K verwendet. Diese besitzen im Bereich von -40° C bis 1000 °C eine Grenzabweichung von 1,5 ° C. Die ersten Versuche

wurden mit Mantelthermoelementen durchgeführt, dies hat sich jedoch als nicht zielführend herausgestellt. Da die Bohrung nur 5 mm tief ist, die Thermolemente aber die Temperatur auf den ersten 10 mm nach der Spitze erfassen, waren die Ergebnisse nicht zufriedenstellend. Bei einigen Versuchen war der Wärmestrom durch die untere Probe größer als durch die Obere. Dies kann eigentlich nicht der Fall sein. Dieser Fehler kann daher kommen, dass in der unteren Probe eine höhere Temperatur gemessen wird als tatsächlich vorliegt. Um die Genauigkeit der gemessenen Temperaturen zu verbessern, wurden die Mantelthermolemente durch verdrehte Thermodrähte mit einem Schweißpunkt an der Spitze ersetzt. Diese erfassen die Temperatur nur punktuell am Schweißpunkt. Dadurch wurde die Möglichkeit das Messergebnis, durch die Umgebungstemperatur zu verfälschen, ausgeschlossen. Abbildung 4-8 zeigt ein solches Thermolement.

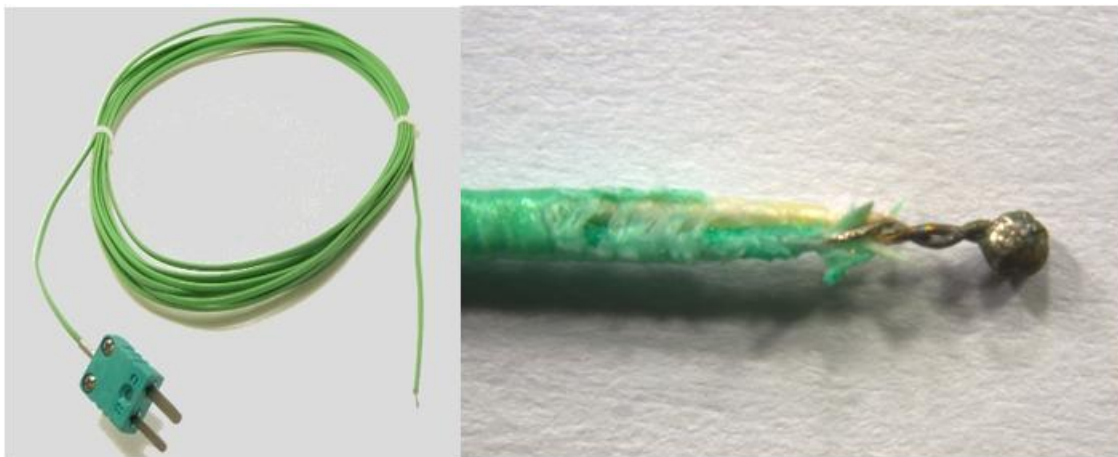


Abbildung 4-8: Thermolement Typ K verdreht mit Schweißpunkt

Die Auswertung der Thermolemente erfolgte über einen Messverstärker SIM Thermo Typ-K der Firma IPETRONIK, in dem sich auch die Vergleichsmessstellen befinden. Die Verbindung mit dem am Laptop laufenden Programm INCA, wurde über ein ES 591 Modul der Firma ETAS realisiert. Dieses verfügt über CAN Ein- und Ausgänge für den Messverstärker und über eine Ethernet Schnittstelle für den Laptop.

Eigenschaften

- 8 analoge Thermolement-Messeingänge
- Für Thermolemente Typ K (NiCr/NiAl)
- Für Thermolemente Typ N (NiCrSi/NiSi)
- Jeder Eingang mit PT100 für die Referenztemperatur (Kaltstellenkompensation)
- Linearisierung der Sensorkennlinie
- Sensorbruchererkennung
- Messkonfiguration über Software einstellbar
- Messdatenausgabe auf CAN
- Vollständige galvanische Trennung (Messeingänge und CAN)
- Für mobile Anwendungen im Fahrzeug und stationäre Anwendungen am Prüfstand

Abbildung 4-9: Eigenschaften des Messverstärkers SIM-Thermo(19)

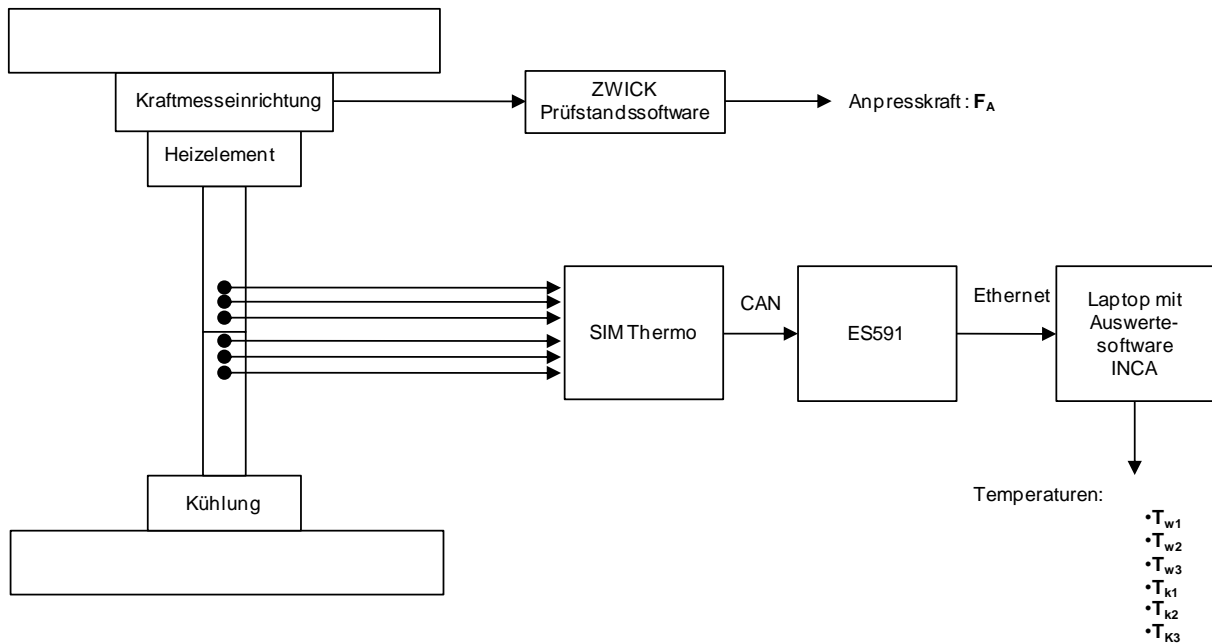


Abbildung 4-10. Versuchsaufbau mit Messtechnik

4.1.4 Versuchsablauf

Der Versuchsablauf gliedert sich in folgende Schritte:

1. Einstellen der Temperatur an der Heizpatrone
2. Gewünschten Anpressdruck einstellen
3. Warten bis sich ein stationärer Zustand eingestellt hat
4. Messdaten aufnehmen
5. In EXCEL-File eintragen und Kontakt-Wärmeübergangszahl berechnen

Zuerst mussten einige Versuchspunkte angefahren werden, um abschätzen zu können, wie lange es dauert, bis sich ein stationärer Zustand einstellt. Eine große Herausforderung war es anfangs auch die richtige Einstellung beim Heizelement zu treffen. Am Regler befindet sich keine Skala oder dergleichen. Danach wurde bei der ZWICK Prüfmaschine ein Stufenprogramm eingestellt. Es wurde in Schritten von 1 kN die Anpresskraft erhöht und diese dann für einige Minuten gehalten. Am Ende dieser Haltephase werden die Messdaten aufgenommen und der entsprechende Kontaktwärmübergang berechnet.

Bei den ersten Versuchen wurde ein besonderes Augenmerk darauf gelegt, Fehler im Prüfaufbau zu finden und die erhaltenen Ergebnisse auf Plausibilität zu prüfen. Zuerst wurden die Temperaturverläufe unter die Lupe genommen, ob diese, wie angenommen, annähernd linear verlaufen. Zusätzlich kann z.B. der Wärmestrom zur Kontrolle herangezogen werden, um die erhaltenen Ergebnisse zu kontrollieren. Dieser sollte in der oberen Probe leicht über der unteren liegen, da über die Oberflächen der Proben Wärme an die Umgebung abgegeben wird. Außerdem wurden wiederholt dieselben Punkte angefahren, um die Reproduzierbarkeit der Ergebnisse zu überprüfen.

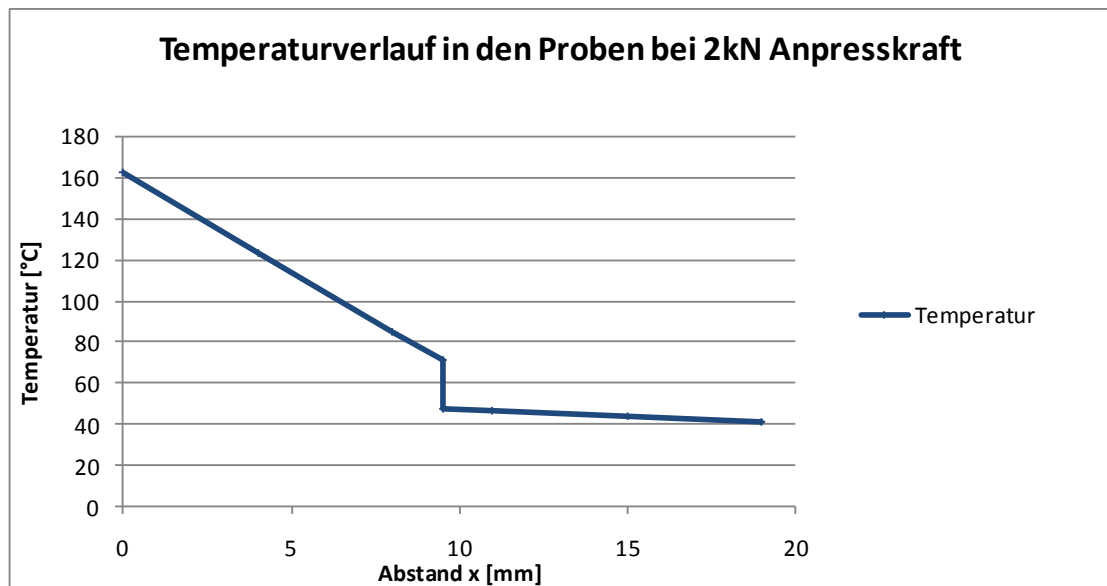


Abbildung 4-11: Temperaturverlauf der Probenpaarung 1.7711/AlSi7MgCu0,5

Die Abbildung 4-11 zeigt, den Temperaturverlauf in den Proben, bei der Ermittlung des Kontaktwärmeübergangs vom Zylinderkopf, auf den Abgaskrümmen, über die AGK-Dichtung. Der Temperatursprung an der Kontaktfläche ($x=9,5\text{mm}$) kann deutlich erkannt werden. Auch die Annahme, dass die Temperaturen in den Proben linear nach unten abnehmen, konnte bestätigt werden. In der oberen Probe, die des Abgaskrümmenwerkstoffs, ist die Steigung durch den niedrigeren Wärmeleitwert größer als in der unteren Probe

Die ersten Versuche liefen relativ problemlos und zufriedenstellend. Ein großes Verbesserungspotential bestand jedoch in der Kühlung der unteren Probe. Zuerst habe wurde versucht ohne eine Flüssigkeitskühlung auszukommen, was sich vor allem bei hohen Anpresskräften der Proben als schwierig herausgestellt hat.

Teilweise betrug der extrapolierte Temperaturunterschied an den Kontaktflächen nur ca. $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ und war damit geringer als die Messgenauigkeit der Thermoelemente, welche $1,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ beträgt. Die erhaltenen Ergebnisse unterlagen großen Schwankungen.

Verstärkt hat sich dieser Effekt dadurch, dass ein großer Teil des Wärmestroms nicht über die Probe geflossen ist, sondern in die Aufnahme der ZWICK Prüfmaschine. Dadurch ist die Heizpatrone sehr bald an ihre Leistungsgrenzen gestoßen. Temperaturen größer 170°C bei T_{w1} konnten nicht mehr dargestellt werden. Zusätzlich wird die Kraftmesseinrichtung, welche sich direkt über der oberen Aufnahme befindet, erwärmt und es können Abweichungen in der Kraftmessung entstehen.

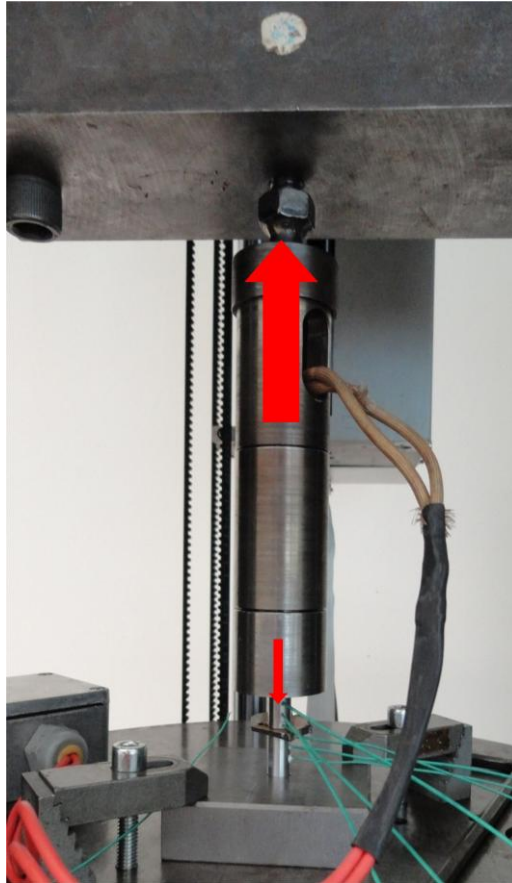


Abbildung 4-12: Erster Versuchsaufbau ohne Kühlung mit einem großen Wärmestrom nach oben

Damit eine möglichst große Temperaturdifferenz zwischen der beheizten und der gekühlten Probe realisiert werden konnte wurden, einige Änderungen am Versuchsaufbau vorgenommen.

- Flüssigkeitskühlung der unteren Probe
- Isolation des Heizelements nach oben
- Isolation des Heizelements an der Mantelfläche

Zur Kühlung wurden eine Zusatzwasserpumpe aus einem Fahrzeug und ein Ausgleichsbehälter verwendet. Da keine Ansteuerung für diese Pumpe zur Verfügung stand, wurde der Ausgleichsbehälter mit Eiswasser gefüllt um eine konstante Temperatur einzustellen. Dieses wurde nach jedem Versuch gewechselt. Zur Isolierung des Heizelements gegen die Umgebung, wurde eine Isolierung für Heizungsrohre verwendet. Um den Wärmestrom nach oben in die Prüfmaschine zu verkleinern, wurde ein Stück isolierendes Material zwischen das Heizelement und die Anbindung an die ZWICK gelegt.

Eigentlich war es geplant, die Versuche im kraftgeregelten Betrieb durchzuführen, jedoch versagte die Regelung der Prüfmaschine ab Werten von 10 kN Anpresskraft. Darum wurden die Versuche lagegeregelt durchgeführt. Eine Änderung der Anpresskraft im lagegeregelten Betrieb tritt dann auf, wenn die Heizleistung größer ist als die Kühlleistung. Dann erwärmen sich die Proben und das Heizelement und die Anpresskraft erhöht sich durch die thermische Ausdehnung. Umgekehrt sinkt diese während der Verweilzeit, wenn die Heizleistung kleiner ist als die Kühlleistung. Dies machte es etwas schwieriger, einen stationären Zustand herzu-

stellen. Wenn die Anpresskraft sich in der Beharrungszeit verändert hatte wurde die Heizleistung erhöht/abgesenkt. Zum Zeitpunkt, an dem die Temperaturen übernommen wurden, wurde zusätzlich noch die aktuelle Anpresskraft aufgezeichnet. Nach einigen Versuchspunkten konnten die entsprechenden Einstellungen vorher schon einigermaßen abgeschätzt werden. Daher sollte für eine eventuelle Fortsetzung der Versuche auf jeden Fall eine geregelte Beheizung und Kühlung der Proben vorgesehen werden.

Durch diese Maßnahmen konnte die Streuung der gemessenen Werte deutlich verringert werden. Besonders bei hohen Anpresskräften hat sich der Temperaturunterschied zwischen den Proben, und somit die Genauigkeit, wesentlich erhöht. Um die Aussagekraft noch weiter zu verbessern, wurden die Messpunkte mehrmals mit unterschiedlichen Konfigurationen angefahren. Zu den durchgeführten Variationen zählen z.B. das Vertauschen der Proben von oben nach unten oder das Ändern des Temperaturniveaus. Mit den durchgeführten Veränderungen am Prüfaufbau konnten nun plausible und mehrmals reproduzierbare Kontaktwärmübergangszahlen mit einer annehmbaren Streuung ermittelt werden.

Die Versuche sollten eigentlich mit den gleichen mittleren Temperaturen durchgeführt werden, welche an den Bauteilen im realen Betrieb auftreten. Mit dem zur Verfügung stehenden Heizelement konnten jedoch keine Temperaturen über 300°C in der beheizten Probe, dargestellt werden.

Laut Literatur (17) kann bei Temperaturen ab $T > 300^\circ\text{C}$ ein Anstieg des Wärmeübergangskoeffizienten festgestellt werden. Bei einer höheren mittleren Temperatur nimmt der Anteil der Wärmeübertragung durch Strahlung zu. Außerdem sinken die Streckgrenze und das E-Modul mit steigender Temperatur. Daher muss weniger Arbeit aufgebracht werden, bis es zu Deformationen an der Kontaktfläche kommt.

Die Abbildung 4-13 zeigt den Prüfaufbau mit Kühlung der unteren Probe. Links oben ist der Ausgleichsbehälter zu sehen. Etwas darunter auf der linken Seite befindet sich die Pumpe.



Abbildung 4-13: ZWICK Prüfmaschine mit Kühlaufbau

In Abbildung 4-14 sieht man die restlichen Veränderungen am Prüfaufbau. Dazu gehören die Isolierung des Heizelements und die Kühlung der unteren Probenaufnahme.

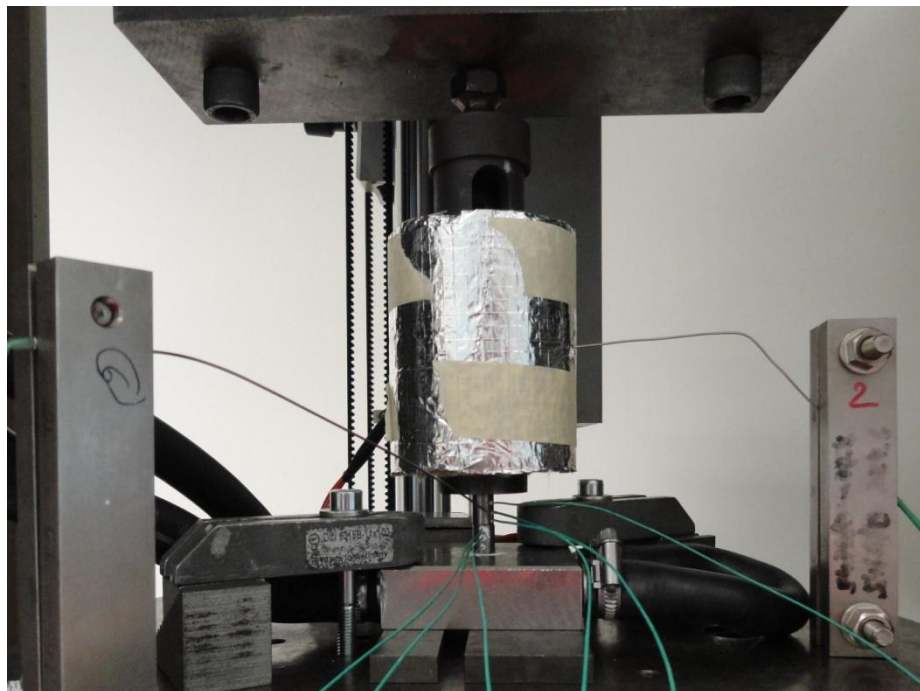


Abbildung 4-14: Versuchsaufbau zur Ermittlung von Kontakt-Wärmeübergangszahlen

4.1.5 Ergebnisse

Die Ermittlung der Kontakt-Wärmeübergangszahl wird nach dem zuvor erwähnten stationären Verfahren durchgeführt. Wenn sich ein stationärer Zustand eingestellt hat, werden die über die Thermoelemente erfassten Temperaturen verwendet, um die Wärmeströme, q_w in der beheizten Probe und q_k in der gekühlten Probe, nach der Fourier'schen Wärmeleitungsgleichung (4.6) zu ermitteln.

$$\dot{q} = \lambda \cdot \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (4.6)$$

Um nun die Kontakt-Wärmeübergangszahl berechnen zu können, werden noch die Temperaturen an den beiden Kontaktflächen benötigt. Diese können einfach durch das Umformen der oberen Gleichung berechnet werden. Es wird ein linearer Verlauf der Temperatur angenommen wobei die Temperatur vom nächstgelegenen Messpunkt zur Kontaktstelle extrapoliert wird:

$$T_K = T_3 - \frac{\dot{q}}{\lambda} \Delta x_{MP-K} \quad (4.7)$$

Bei den Messungen hat sich ergeben, dass die Annahme eines linearen Temperaturverlaufs die Realität ausreichend gut beschreibt. Beim Berechnen der Kontakt-Wärmeübergangszahl nach der folgenden Formel (4.8) stellt sich die Frage, welcher Wärmestrom über die Kontaktfläche fließt.

$$\alpha_k = \frac{\dot{q}}{\Delta T_k} \quad (4.8)$$

Bei einem adiabaten Probenaufbau müsste gelten $\dot{q}_w = \dot{q}_k$. In der Realität geht jedoch Wärme über die Oberflächen der Proben durch Konvektion verloren. Dadurch sollte sich ein etwas kleinerer Wärmestrom durch die gekühlte Probe, im Gegensatz zur beheizten, ergeben. In der Diplomarbeit wurde der Mittelwert der beiden Wärmeströme für die Berechnung verwendet, da der Wärmestrom über die Kontaktfläche nicht exakt ermittelt werden kann. Im Mittel liegt der Unterschied zwischen den beiden Wärmeströmen bei Werten $< 5\%$.

Setzt man nun die obigen Gleichungen zusammen und verwendet nur gemessene und bekannte Werte, ergibt sich für den Kontakt-Wärmeübergangskoeffizienten folgende Formel.

$$\alpha_k = \frac{2 \cdot \left(\frac{\lambda_w \cdot (T_{w1} - T_{w3})}{\Delta x_{13w}} + \frac{\lambda_k \cdot (T_{k1} - T_{k3})}{\Delta x_{13k}} \right)}{T_{w3} - T_{k1} - \left(\frac{(T_{w1} - T_{w3}) \cdot \Delta x_{3w-k}}{\Delta x_{13w}} \right) + \left(\frac{(T_{k1} - T_{k3}) \cdot \Delta x_{1k-k}}{\Delta x_{13k}} \right)} \quad (4.9)$$

4.1.5.1 Zylinderkopf/Abgaskrümmen Dichtung/Abgaskrümmen

Bauteil	Werkstoff	Wärmeleitwert
Zylinderkopf	AlSi7MgCu0,5	$\lambda = 158 \text{ W/mK}$ (bei 20°C)
AGK Dichtung	mehrlagig, Werte zur Berechnung nicht notwendig	
Abgaskrümmen	1.4848(GX40CrNiSi25-20)	$\lambda = 12,3 \text{ W/mK}$ (bei 20°C)

Der Wärmeübergang zwischen Abgaskrümmen und Zylinderkopf über die AGK-Dichtung beeinflusst in einem großen Maß die Auslegung des Abgaskrümmers. Die Temperaturen der AGK-Flansche ändern sich sehr stark mit dem Kontakt- Wärmeübergangskoeffizienten. Auch die Temperaturen der Verschraubung sind sehr stark von dieser Größe abhängig.

Die Dichtung zwischen Abgaskrümmen und Zylinderkopf soll die Dichtheit der Verbindung in jedem Betriebspunkt sicherstellen, damit das Abgas nicht an den Dichtflächen entweichen kann. Dazu wird hier eine mehrlagige Stahldichtung verwendet. Beim Anzug der Abgaskrümmerverschraubung wirkt eine Pressung auf die Dichtung. Die in Abbildung 4-15 dargestellten Halbsicken bilden dann eine durchgehende Dichtfläche.

Zur Bestimmung dieser Kontakt- Wärmeübergangszahl wurde die Dichtung zwischen den zwei Proben eingeklemmt (Abbildung 4-16). Dabei wurde der Übergang über die Stopperlage der Dichtung ermittelt da dieser viel größer ist als über die Sicken. Deshalb kann der Wärmeübergang über diese vernachlässigt werden, ohne einen großen Fehler in der Berechnung zu erhalten.

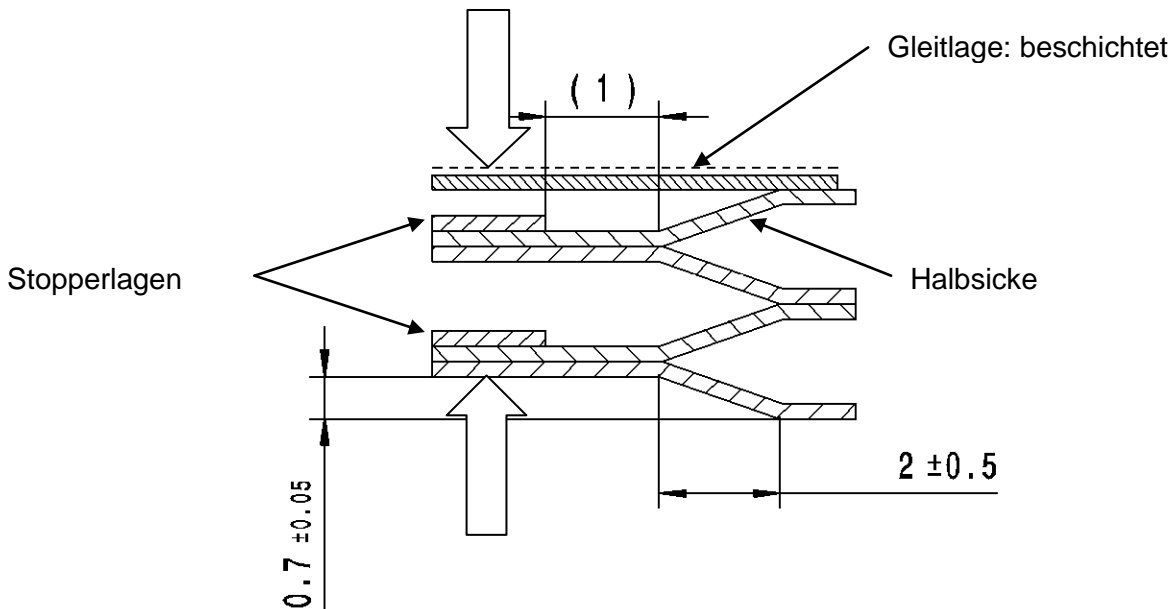


Abbildung 4-15: Schnitt durch die 7- lagige Abgaskrümmen-Stahldichtung

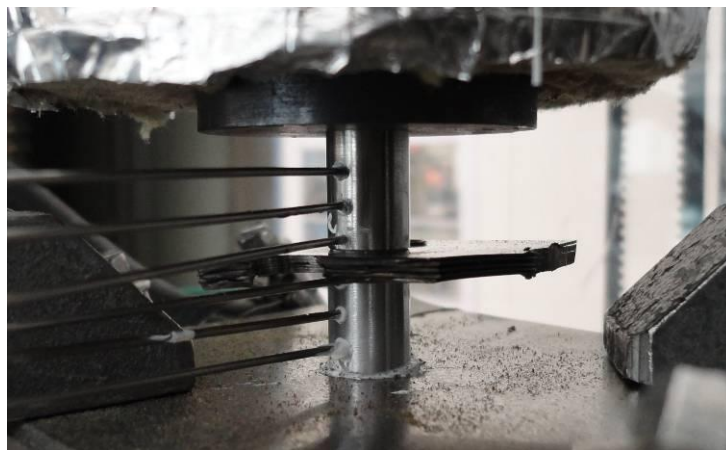


Abbildung 4-16: Probenanordnung mit eingeklemmter Abgaskrümmen- Dichtung

In den folgenden Diagrammen zur Darstellung der kontaktdruckabhängigen Wärmeübergangszahl werden die gemessenen Werte als blaue Rechtecke dargestellt. Zusätzlich wird eine Trendlinie in Form eines quadratischen Polynoms und die Formel zur Berechnung dieser hinzugefügt.

In Abbildung 4-17 fällt die Wärmeübergangszahl zum Ende hin wieder leicht ab, obwohl sie eigentlich einen annähernd konstanten Wert annehmen sollte. Dieser Abfall entsteht durch die Wahl einer polynomischen Interpolationsfunktion. Werte in diesem Bereich werden jedoch von der Simulation nicht benötigt, daher ist dieser Fehler nicht von großer Bedeutung.

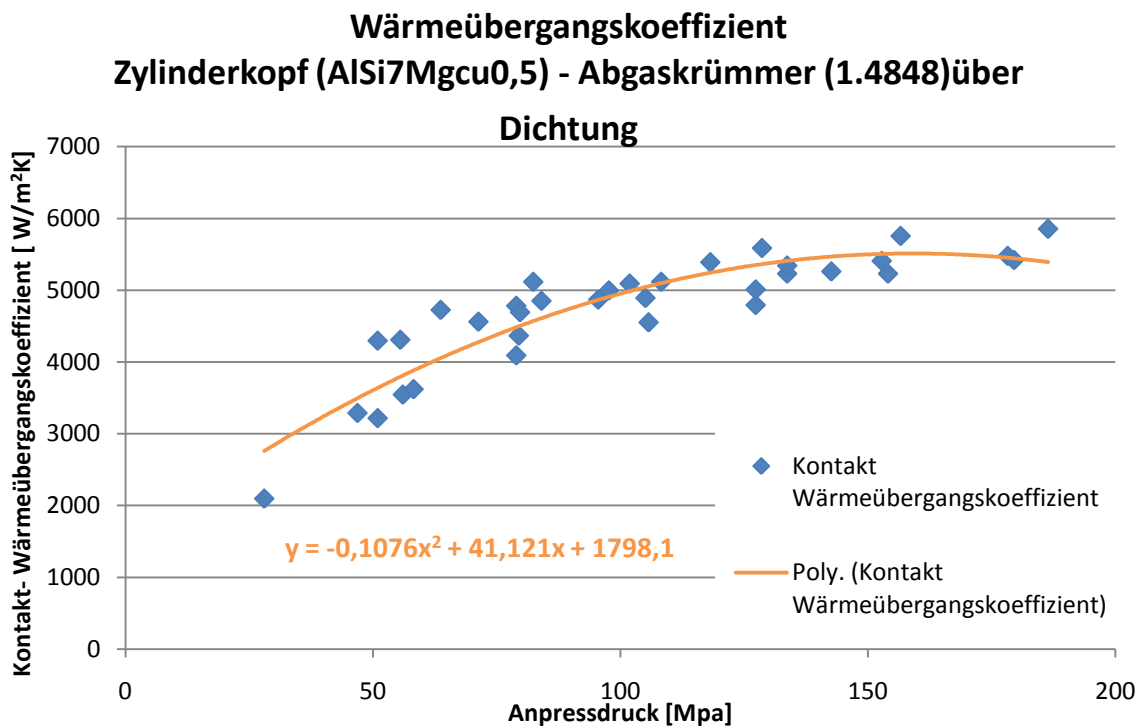


Abbildung 4-17: Kontaktdruckabhängiger Wärmeübergangskoeffizient Zylinderkopf/AGK Dichtung/AGK

4.1.5.2 Gewinde Zylinderkopf/Gewinde Schraube

Bauteil	Werkstoff	Wärmeleitfähigkeit
Zylinderkopf	AlSi7MgCu0,5	$\lambda=158$ W/mK (bei 20 °C)
Stiftschraube	1.7711(40CrMo 4 7)	$\lambda= 33$ W/mK (bei 20°C)

Die Stiftschrauben für die Abgaskrümmerverschraubung sind im Zylinderkopf eingeschraubt. Der Abgaskrümm (1.4848) wird vom Abgas durchströmt und dabei aufgeheizt. Dadurch werden etwas verzögert auch die Stiftschrauben erwärmt. Die Kühlung des Zylinderkopfes, in den die Stiftschrauben eingeschraubt sind, wirkt dieser Erwärmung entgegen. Um die Temperaturbelastung der Schrauben in einer Simulation ermitteln zu können, muss die Wärmeübergangszahl im Gewinde bekannt sein. Besonders kritisch ist die Situation durch die zeitverzögerte Erwärmung der Schraube, bei der durch die Temperaturdehnung, zusätzliche mechanische Belastungen entstehen.

In Abbildung 4-18 ist der Wärmeübergangskoeffizient für das Schraubenmaterial auf den Zylinderkopf dargestellt. Der Wert ist um mehr als das 10 fache höher, als beim Übergang vom AGK, über die AGK-Dichtung, auf den Zylinderkopf. Dieses Ergebnis war zu erwarten,

da weniger Kontaktflächen überwunden werden müssen. Außerdem kommt es, durch den härteren Schraubenwerkstoff, zum Eindringen der Unebenheiten des besonders bei höheren Temperaturen weichen Aluminiums. Dadurch wird der Übergangskoeffizient erhöht.

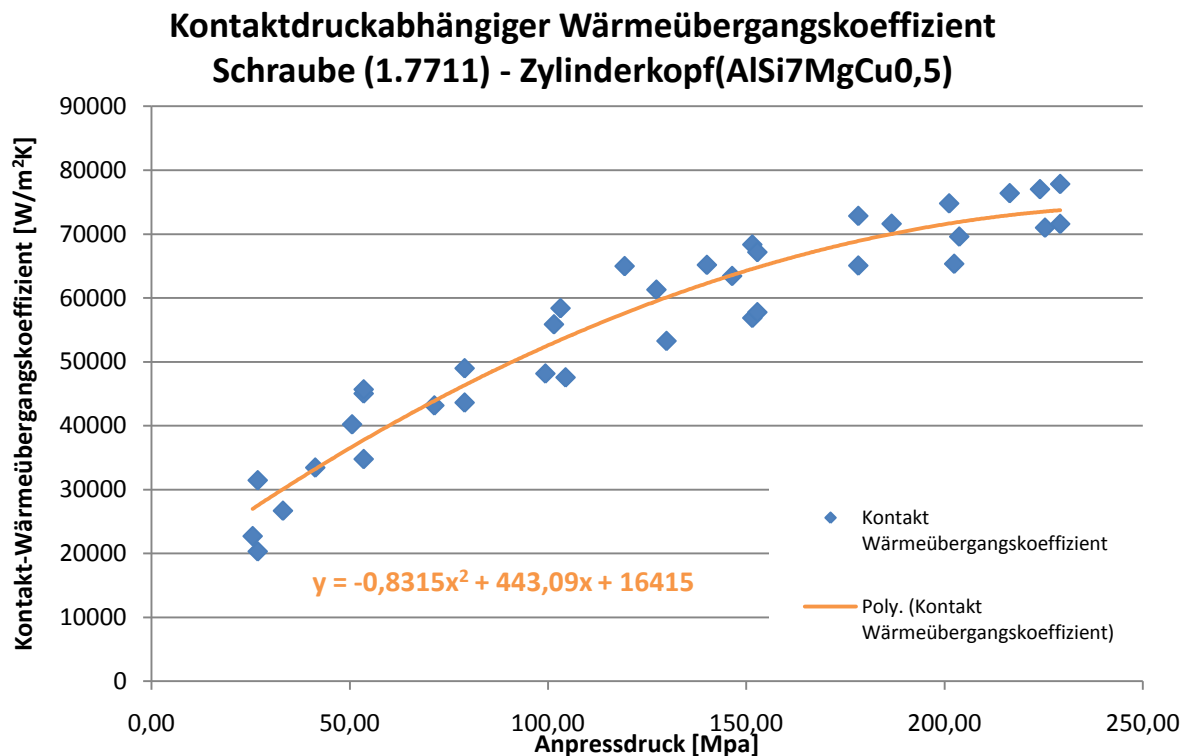


Abbildung 4-18: Kontakt-Druckabhängiger Wärmeübergangskoeffizient Zylinderkopf/Stiftschraube

4.1.5.3 Krümmer/Schiebeleiste/Mutter

Bauteil	Werkstoff	Wärmeleitfähigkeit
Abgaskrümmer	1.4848(GX40CrNiSi25-20)	$\lambda = 12,3 \text{ W/mK}$
Schiebeleiste	1.4301 (X5CrNi18-10), beschichtet	
Mutter	1.7711(40CrMo 4 7)	$\lambda = 33 \text{ W/mK}$ (bei 20°C)

Um die einzelnen Stehbolzen gegeneinander abzustützen, befindet sich zwischen Mutter und Krümmer die Schiebeleiste. Beim Erhitzen des Krümmers durch das Abgas stellt sich, wie im obigen Punkt schon erwähnt, ein Wärmestrom vom „beheizten“ Krümmer zur vom Kühlmantel des Zylinderkopfs gekühlten Schraube ein. Dabei müssen auch die in Abbildung 4-19 dargestellten Wärmeübergangswiderstände vom Krümmer auf die Schiebeleiste und weiter auf die hochwarmfeste Mutter überwunden werden. Da es leider nicht möglich war, von unserem Lieferanten eine entsprechende Probe des Schiebeleistenmaterials zu erhal-

ten, wurde die Schiebeleiste zwischen den zwei Proben angeordnet und als zusätzlicher Widerstand betrachten, siehe Abbildung 4-19

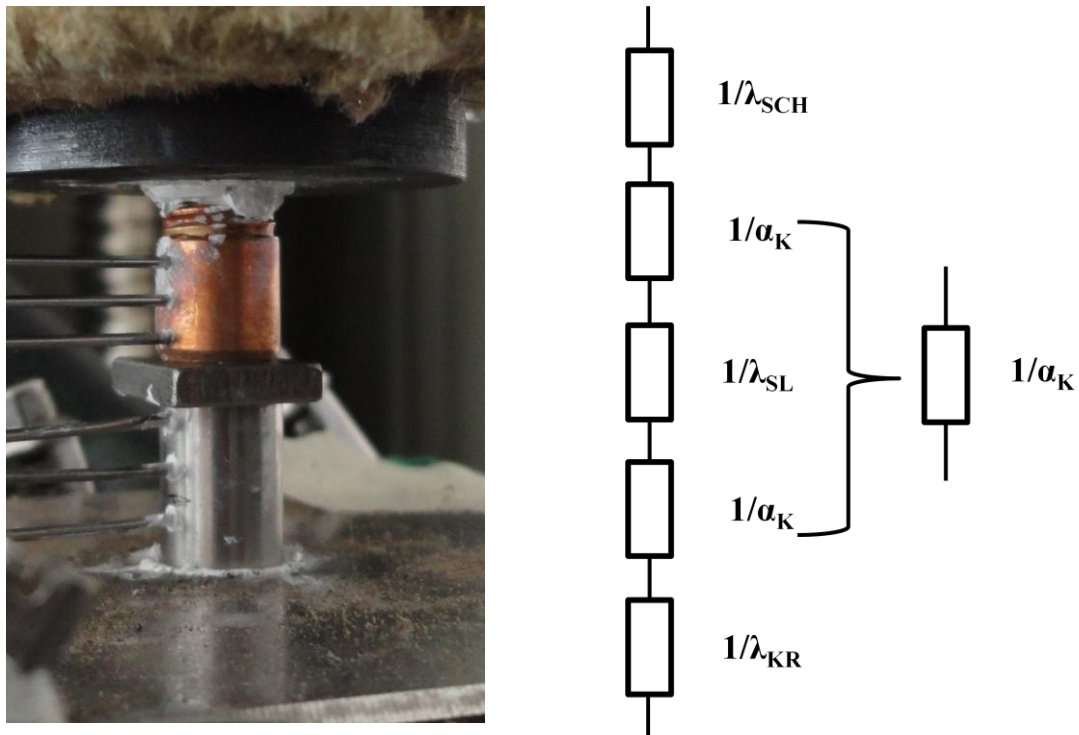


Abbildung 4-19: Ersatzschaubild für den Versuch mit Schiebeleiste

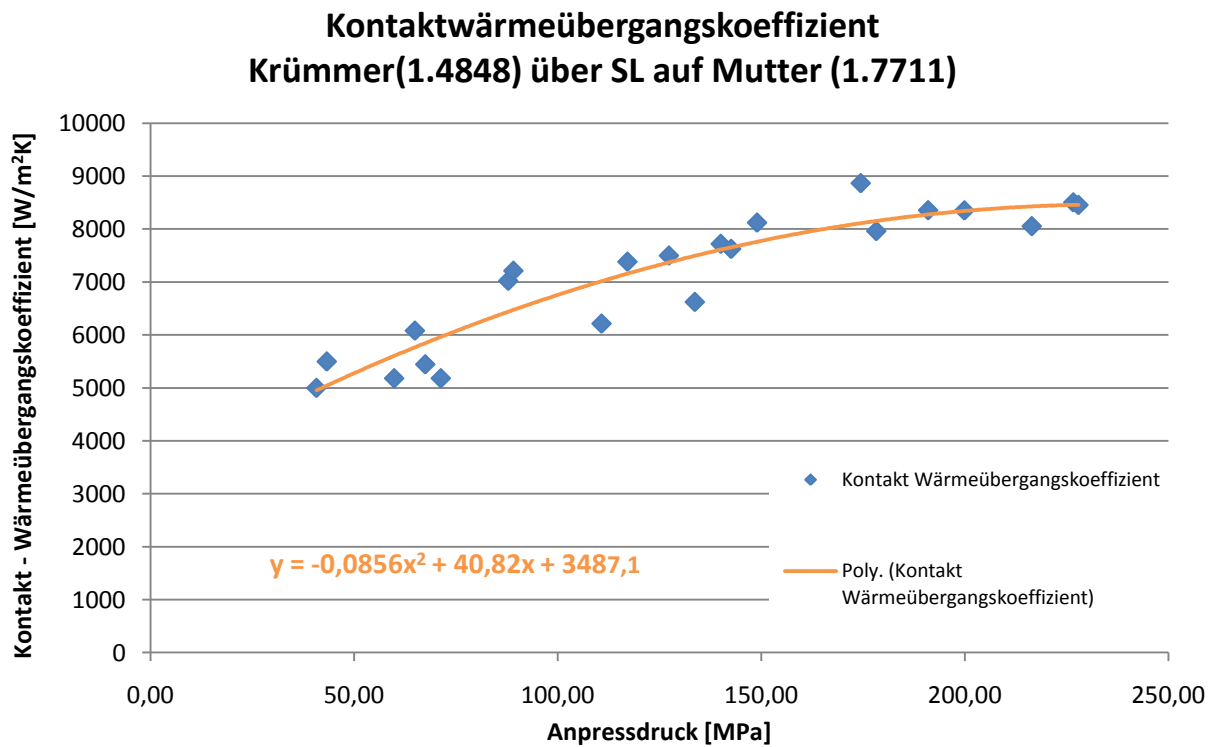


Abbildung 4-20: Kontaktdruckabhängiger Wärmeübergangskoeffizient AGK/Mutter

4.1.5.4 Schraubengewinde/Mutterngewinde

Bauteil	Werkstoff	Wärmeleitfähigkeit
Mutter	1.7711 (40CrMo 4 7)	33 W/mK (bei 20°C)
Schraube	1.7711 (40CrMo 4 7)	33 W/mK (bei 20°C)

Als letztes Glied in der Kette fehlt noch der Wärmeübergang von der Mutter auf die Stiftschraube. Hierbei handelt es sich wieder um eine Wärmeleitung über ein Schraubengewinde. Der Versuchsaufbau gleicht dem zur Ermittlung der Kontakt-Wärmeübergangszahl zwischen Zylinderkopf und Stehbolzen.

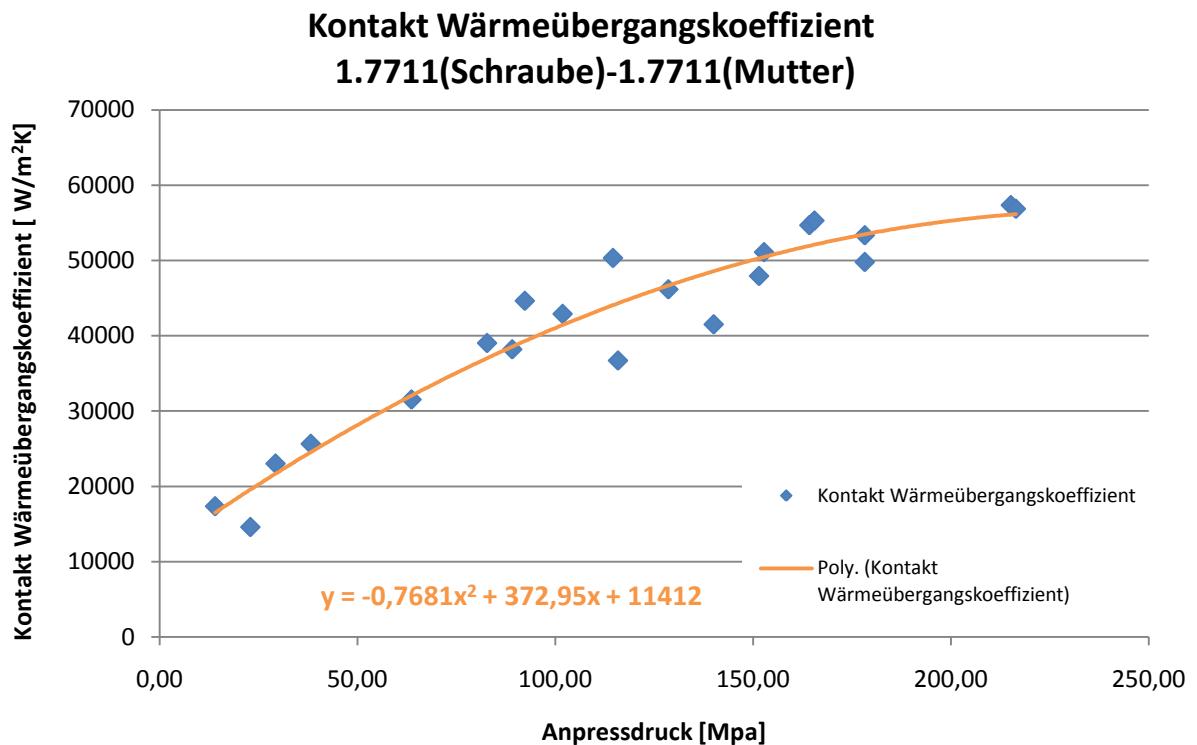


Abbildung 4-21: Kontaktdruckabhängiger Wärmeübergangskoeffizient Schraube/Mutter

4.2 Zug-/Druckversuche

Die Belastung der Verschraubung bei der Wärmedehnung des Abgaskrümmers hängt sehr stark von den Reibbeiwerten an den beiden Flächen der Flansche ab (siehe Abbildung 2-5). Im realen Motorbetrieb ist es durch die hohen Temperaturen und das geringe Platzangebot nur sehr schwer möglich, Messungen durchzuführen. Daher hat sich auch hier ein Aggregatversuch angeboten. Im Zuge dieses Versuchs sollen die Reibbeiwerte an den beiden Flanschflächen des AGK ermittelt werden. Zusätzlich wurde noch eine Abschätzung bezüglich der Funktion von verschiedenen Sicherungsmethoden gegen das selbstständige Losdrehen der Verschraubung durchgeführt.

4.2.1 Versuchsaufbau

Der nun vorgestellte Versuchsaufbau war bereits vor der Diplomarbeit bei BMW Steyr vorhanden. Wie schon bei den vorhergehenden Versuchen zum Thema Kontakt-Wärmeübergangszahlen, werden auch die Zug-/Druckversuche auf der ZWICK Prüfmaschine durchgeführt. Dabei wird der Weg, den der Krümmer bei der Wärmedehnung zurücklegt auf der Universalprüfmaschine nachgestellt.

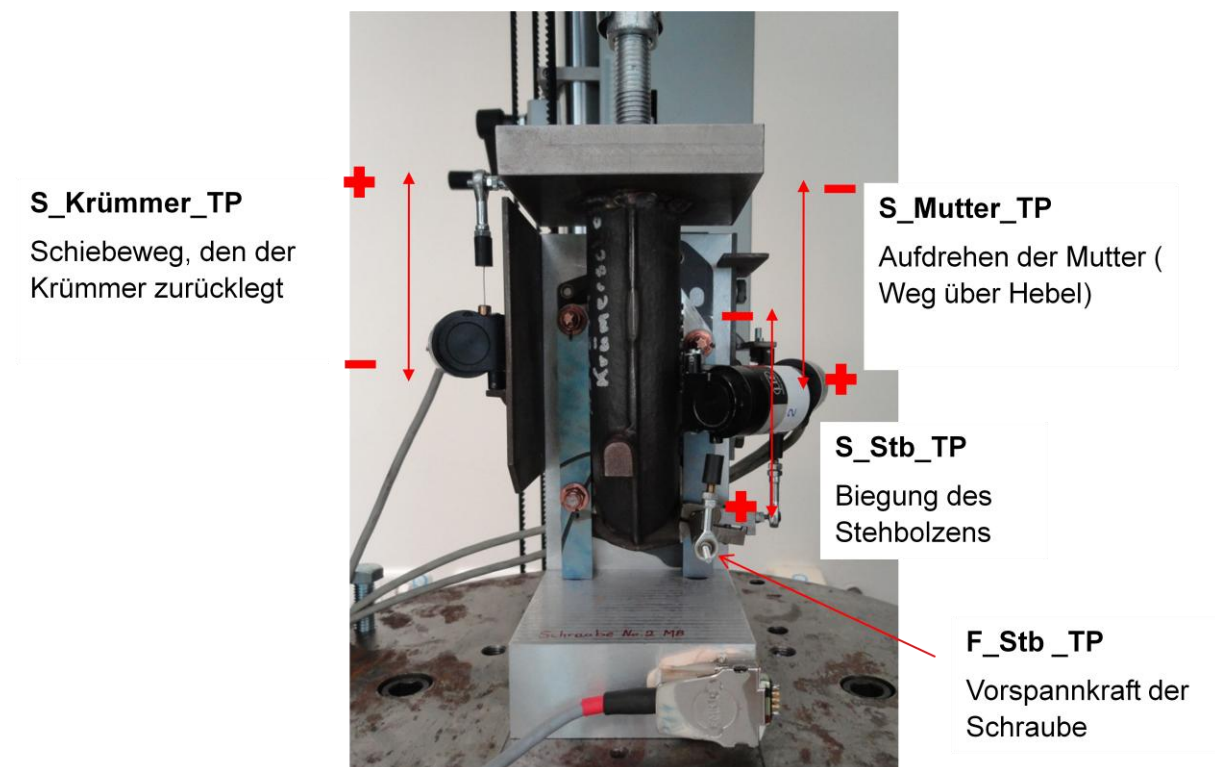


Abbildung 4-22: Versuchsaufbau für die Zug-/Druckversuche

Bei dieser Schiebewegung des Krümmers werden über die Messeinrichtungen der ZWICK Prüfmaschine der Weg, um den der Krümmer verschoben wird und die dazu benötigte Kraft gemessen. Zusätzlich werden über die in Abbildung 4-22 dargestellten Seilzugsensoren der zurückgelegte Verschiebeweg ($S_{\text{Krümmer_TP}}$), die Biegung der Stiftschraube rechts unten ($S_{\text{Stb_TP}}$) und, falls vorhanden, das Aufdrehen der Mutter ($S_{\text{Mutter_TP}}$) gemessen. Bei den Seilzugsensoren der Firma Micro-Epsilon handelt es sich um sogenannte resistive

Sensoren, bei denen über den Seilzug ein Potentiometer verstellt wird und sich dadurch der Widerstand ändert.

Um die Drehbewegung der Schraube messen zu können, wird ein Hebel an der Mutter angebracht und über einen Seilzugsensor der Weg gemessen. Dadurch lässt sich sehr einfach der Winkel, um den sich die Mutter gedreht hat mit der Formel (4.10) berechnen.

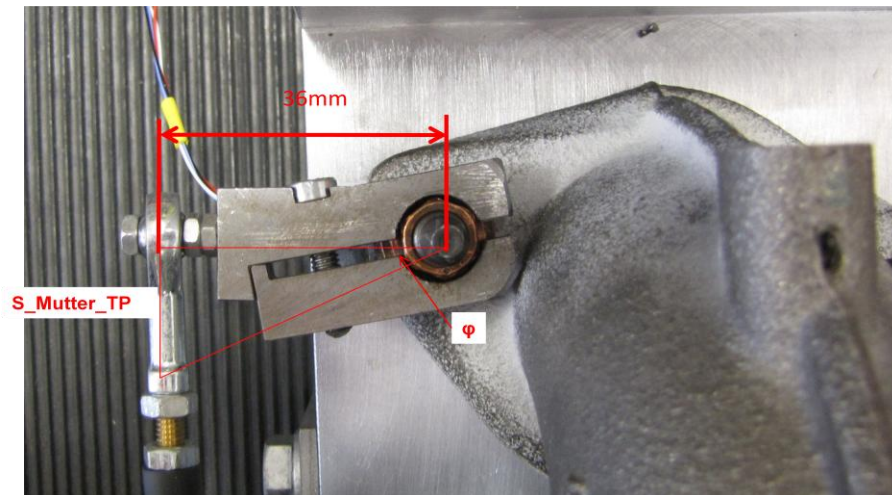


Abbildung 4-23: Konstruktion zur Verdrehwinkelmessung an der Mutter

$$\varphi = \tan^{-1} \left(\frac{s_{\text{Mutter_TP}}}{36 \text{ mm}} \right) \quad (4.10)$$

Um mit einem Seilzugsensor die Biegung der Stiftschraube messen zu können, wurde hier ein zylindrisches Zwischenstück angeschraubt.

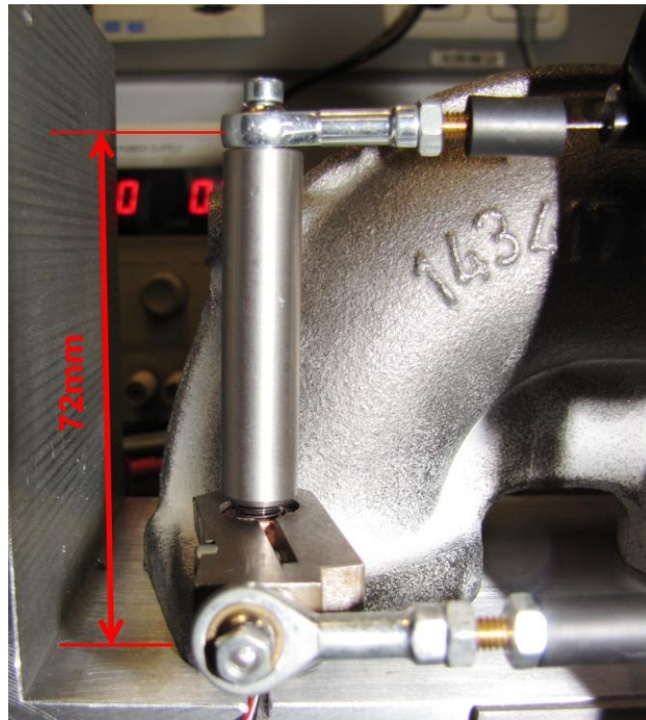


Abbildung 4-24: Messaufbau für Bolzenbiegung

Die oben in Abbildung 4-24 dargestellte Stiftschraube ist zusätzlich noch mit mehreren DMS bestückt. Mit Hilfe dieser DMS wird die Schraubenvorspannkraft (F_{Stb_P}) gemessen.

Daten zur verwendeten Messtechnik:

DMS Stehbolzen :

DMS-Hersteller:	Vishay 350 Ohm
Richtung der Messgröße:	Längsrichtung
Art der Verschaltung:	DMS-Vollbrücke (Wheatstonesche Brückenschaltung)

Einstellungen HBM MGC-Plus(Messverstärker):

Aufnehmer-Daten:

Typ: DMS Vollbrücke
Speisespannung: 2,5 V

Einheiten:	kN	mv/V
Nullpunkt:	0,000	-1,82665
Nennwert:	15,74133	4,000

Signalaufbereitung:

TP 100Hz

<u>Analogausgangskennlinie:</u>	kN	V
Pkt1:	0,000	0,000
Pkt2:	15,74133	10,000

1,574133 kN / V

Seilzugsensoren:

Versorgungsspannung 24 VDC

Seilzugsensor Nr.1	(S_Krümmer)	8,516mm / Volt
Seilzugsensor Nr.2	(S_Stb)	8,333mm / Volt
Seilzugsensor Nr.3	(S_Mutter)	8,343mm / Volt

Durch den großen Umfang an Sensoren können nicht nur die Reibbeiwerte zwischen Dichtung und Abgaskrümmer bzw. Schiebeleiste und Abgaskrümmer ermittelt, sondern auch Aussagen bezüglich dem selbstständigen Losdrehen der Mutter durch die Querbewegung und dem Setzverhalten der Verbindung getroffen werden. Der Nachteil bei diesem Aufbau ist, dass die Versuche bei Raumtemperatur durchgeführt werden und so der Einfluss der Temperatur nicht im Ergebnis enthalten ist. Will man diesen darstellen, müsste der Messaufbau auf einem Motor im Prüfstandsbetrieb angebracht, oder der Krümmer zyklisch beheizt und gekühlt werden. Für eine Applikation der Sensoren im Motor ist zu wenig Platz. Außerdem stellen die auftretenden Temperaturen ein großes Problem für die Messtechnik dar.

4.2.2 Reibungsermittlung

Zur Ermittlung der Reibung wird der Krümmer am Versuchsaufbau verschraubt.. Um die Messreihen besser miteinander vergleichen zu können, wurde hier beim DMS-bestückten Stiftschrauben eine gewisse Vorspannkraft eingestellt, und danach die anderen Schrauben mit dem dabei ermitteltem Drehmoment angezogen. Danach wird der Krümmer aus der Ausgangslage verschoben und die dazu benötigte Kraft wird über die Kraftmesseinrichtung der ZWICK Prüfmaschine gemessen. Dadurch entsteht ein Kraft/Weg Diagramm, das sich laut Theorie in 3 Phasen gliedern soll:

Zuerst kommt es zu elastischen Verformungen im Prüfaufbau und im Krümmer, diese sind in Abbildung 4-27 als eine Gerade dargestellt. Nach dem Hook'schen Gesetz ergibt sich dafür:

$$\sigma = \frac{F}{A} = E \cdot \varepsilon \quad (4.11)$$

Anschließend beginnt der Krümmer auf der Dichtung zu rutschen. Anfangs bewegt sich die Schiebeleiste noch mit dem Krümmer mit und die Stiftschraube wird gebogen. Die Biegung hängt vom Reibbeiwert μ_1 ab und stellt die zweite Phase dar (Abbildung 4-27 grüne Kurve). Ein großer Reibbeiwert μ_1 führt zu einer größeren Biegung der Schraube. Eine Erhöhung

des Reibbeiwertes μ_2 oder der Vorspannkraft führt zu einer größeren elastischen Verformung, bevor der Krümmer zu rutschen beginnt.

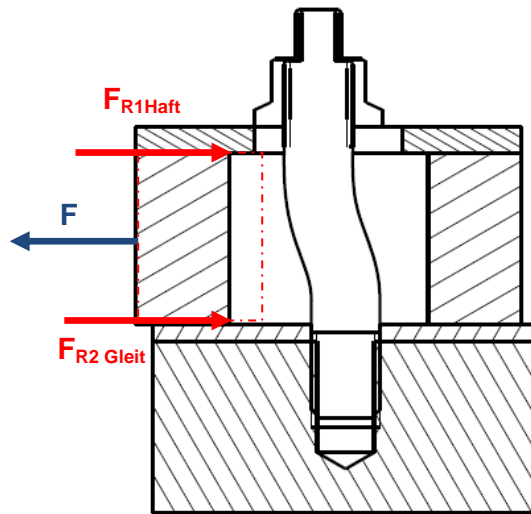


Abbildung 4-25: Schematische Darstellung der Kräftesituation, Krümmer rutscht auf einer Fläche

Wird nun die Schiebekraft größer als das Produkt aus Normalkraft und Reibbeiwert zwischen Krümmer und Schiebeleiste, beginnt der Krümmer auch an dieser Fläche zu rutschen und es tritt Gleitreibung auf. Dieser Fall wird in Abbildung 4-26 dargestellt.

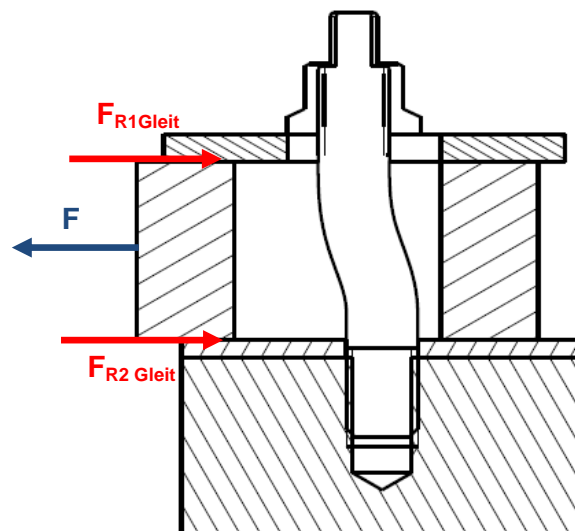


Abbildung 4-26: Schematische Darstellung der Kräftesituation, Krümmer rutscht auf beiden Flächen

Der Krümmer gleitet nun an beiden Flächen, dadurch ergibt sich die benötigte Kraft zum Verschieben aus dem Produkt der Normalkraft und den Reibbeiwerten der Flächen. Durch Umformen der Gleichung kann die Summe der beiden Reibbeiwerte berechnet werden:

$$\mu_1 + \mu_2 = \frac{F}{4 \cdot F_N} \quad (4.12)$$

Die Division durch 4 im Nenner kommt daher, dass beim Versuchsaufbau der Krümmer mit 4 Stiftschrauben verschraubt wurde. Der Reibbeiwert zwischen Krümmer und der Dichtung lässt sich aus dem folgenden Diagramm ermitteln. An dem Punkt, an dem die Gerade in eine gekrümmte Kurve übergeht, also wo die Schraubenbiegung beginnt, liegt die Reibkraft $\mu_2 \cdot F_N$ an.

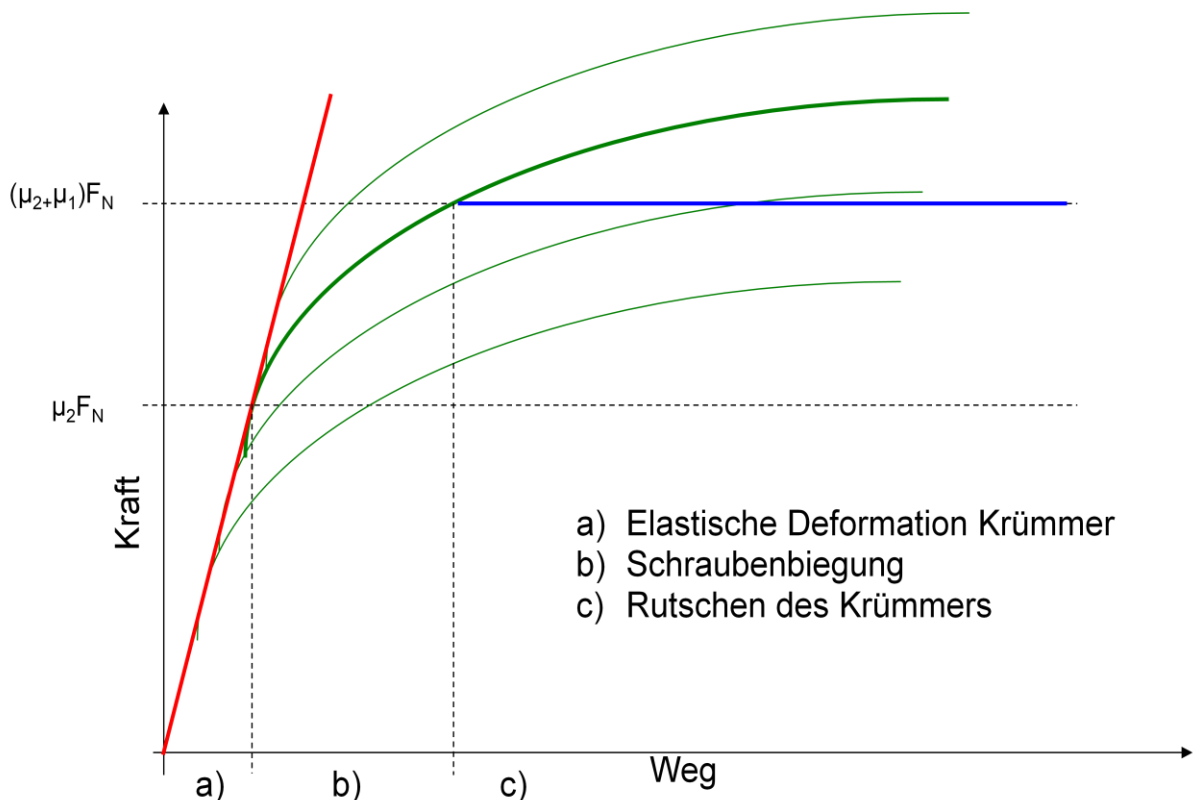


Abbildung 4-27: Theoretische Kraft/Weg Kurve für eine Verschraubung

Sind nun die Werte $\mu_1 + \mu_2$ und μ_1 bekannt, lässt sich daraus der Reibbeiwert zwischen Schiebeleiste und Krümmer durch Subtraktion der Ergebnisse berechnen.

Die folgende Abbildung 4-28 zeigt das bei einem solchen Versuch erstellte Kraft/Weg Diagramm der ZWICK Prüfstandssoftware. Dabei wird die benötigte Verschiebekraft über den Verschiebeweg dargestellt. Zusätzlich wird noch ein *.dat-File mit den Messdaten erstellt. Bei diesem Versuch wurde der Versuchsaufbau so eingestellt, dass sich die Stiftschrauben in der Mitte der Bohrungen befinden. Aus dieser Position wird dann die Bodenplatte um 1,2 mm nach oben, zurück in die Ausgangsposition und dann um 1,2 mm nach unten bewegt. Dieser Zyklus kann beliebig oft wiederholt werden. Die zwei Stellen, an denen die Kraft über den Weg für einige Zeit den Wert 0 annimmt, zeigen das Spiel im Prüfaufbau, welches vor allem durch die Anbindung an die Prüfmaschine zustande kommt (siehe Abbildung 4-29).

Sehr gut kann man auch die 3 vorher erwähnten Phasen, elastische Verformung, Biegung der Schraube und Rutschen des Krümmers erkennen.

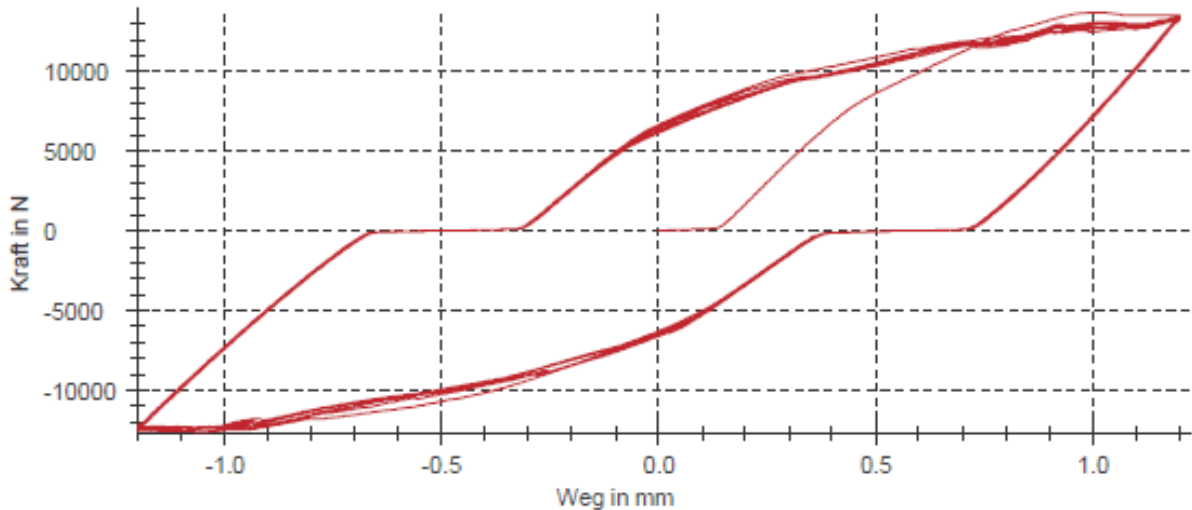


Abbildung 4-28. Kraft/Weg Diagramm der ZWICK Prüfsoftware

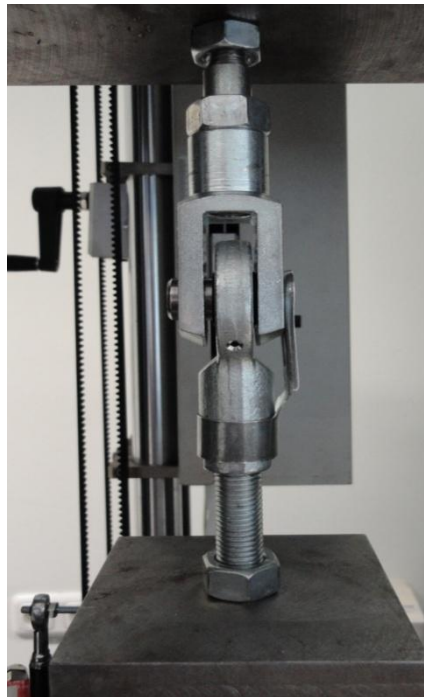


Abbildung 4-29: Anbindung des Prüfaufbaus an die ZWICK

Zur Ermittlung der Reibung wurde eine ganze Reihe von Versuchen gefahren um ein Aussagekräftiges Ergebnis zu erhalten. Einen großen Unsicherheitsfaktor stellt die tatsächlich vorhandene Vorspannkraft dar. Da nur an einem Stiftschrauben DMS appliziert sind und die anderen auf ein bestimmtes Drehmoment angezogen sind, können hier wesentliche Unterschiede durch die Streuung der Gewinde- und Kopfreibung auftreten. Bei den Versuchen zur Bestimmung der Reibung wurde außerdem nur die Gleitlage der Abgaskrümmers-Dichtung verbaut, da nur ein geringer Umfang an Versuchsteilen vorhanden war. Zusätzlich wird ein großer Teil, des bereits nach dem ersten Verschieben des Krümmers auftretenden Setzbeitrages, eliminiert. Nach den ersten Versuchen mussten die Stiftschrauben mit Silikonspray behandelt werden um die Gewindereibung wieder auf einen normalen Wert zu reduzieren. Die Kupferschicht war durch das ständige Lösen und Anziehen der Muttern sehr stark abgetragen, was das benötigte Anzugsmoment zum Erreichen der Vorspannkraft deutlich erhöht hatte.

Hier wird nun die prinzipielle Vorgehensweise zur Reibungsermittlung, anhand der Auswertung eines Versuchs erläutert. Am Ende werden die Werte der anderen Versuche in tabellarische Form dargestellt und im Anhang befinden sich die Diagramme zu den entsprechenden Versuchen.

Da sich die von der ZWICK erstellten Diagramme nicht zum Auswerten eignen, wurde aus dem Datenfile ein Zyklus herausgenommen und in EXCEL dargestellt. Zwei eingepassten Geraden stellen die elastische Deformation(rot) und das Kraftniveau ab welchem der Krümmer auf beiden Flächen rutscht(grün) dar.

Kraft/ Weg Diagramm zur Ermittlung der Reibung

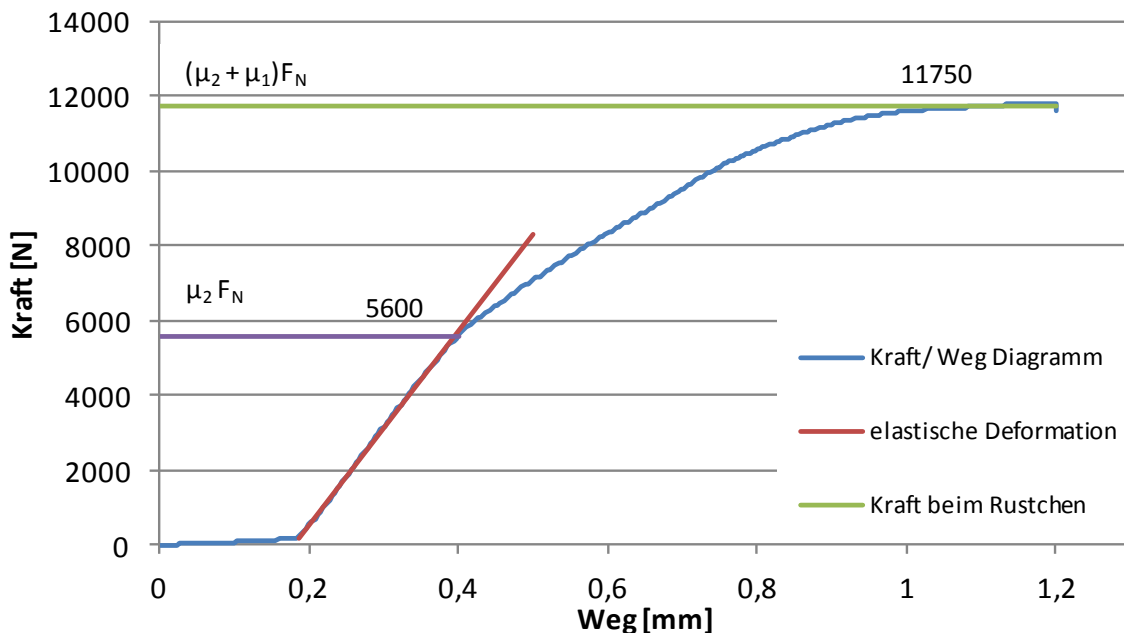


Abbildung 4-30: Kraft/Weg Diagramm zur Ermittlung der Reibung am AGK

Zur Berechnung der Reibung ergaben sich nun folgende Werte:

- Vorspannkraft (DMS Messwert) F_N = 9,83kN
- Kraft, bei welcher der Krümmer an beiden Flächen gleitet F₁ = 11,75kN
- Kraft, bei der Schraubenbiegung beginnt F₂ = 5,6kN

$$\mu_2 = \frac{F_2}{4 \cdot F_N} = \frac{5,6}{4 \cdot 9,83} = 0,142 \tag{4.13}$$

$$\mu_1 + \mu_2 = \frac{F_1}{4 \cdot F_N} = \frac{11,75}{4 \cdot 9,83} = 0,3 \tag{4.14}$$

$$\mu_1 = 0,299 - 0,142 = 0,157 \tag{4.15}$$

Die Ergebnisse scheinen recht plausibel zu sein. Auf beiden Gleitflächen tritt eine ähnliche Materialpaarung auf, daher sind die ermittelten Reibbeiwerte auch in derselben Größenordnung. Die Dichtung, sowie die Schiebeleiste sind, wie bereits erwähnt, beschichtet, und der Krümmer ist an beiden Flächen bearbeitet.

	F_V [kN]	F_1 [kN]	F_2 [kN]	μ_1	μ_2
Versuch 1	9,4	11	4,9	0,165	0,13
Versuch 8	8,9	9,2	3,85	0,15	0,108
Versuch 9	9,83	11,75	5,6	0,158	0,142
Versuch 10	10	13,1	6,6	0,1675	0,16
Versuch 15	9,8	12,9	6,2	0,178	0,158
Versuch 17	10	14,3	6,7	0,19	0,168
Mittelwert	9,66	12,04	5,64	0,168	0,144

Tabelle 4-1: Gemessene Kräfte und daraus berechnete Reibbeiwerte



Abbildung 4-31: Gebrauchsspuren an der Gleitlage nach den Versuchen



Abbildung 4-32: Abrieb der Kupferschicht an der Stiftschraube

4.2.3 Selbstständiges Losdrehen

Durch die Querbewegung des Krümmers bei der Wärmeausdehnung, kann es zu einem selbstständigen Losdrehen der Muttern im Betrieb kommen. Zusätzlich treten auch noch Vibrationen durch den Motor und die Turbolader an der Schraubverbindung auf, welche das Losdrehen noch weiter begünstigen können. Wie der Vorgang des selbstständigen Losdrehens vor sich geht, ist im theoretischen Teil dieser Diplomarbeit, unter Kapitel 3.1.3, genauer erklärt. Eigentlich kann eine Aussage über das Losdrehverhalten nur durch einen realen Betrieb des Motors am Prüfstand oder im Fahrzeug gemacht werden, da nur dort die realen Belastungen wie Temperatur, Temperaturdehnung des Krümmers und Vibrationen auftreten. Da Prüfstandsläufe aber sehr kostenintensiv sind und die Anzahl an Versuchsträgern begrenzt ist, soll im Rahmen der Diplomarbeit nur eine Abschätzung des Verhaltens gemacht werden. Verschiedene Sicherungsmethoden werden anhand der nachgestellten Querbewegung verglichen und es wird eine Vorauswahl getroffen, welche davon an einem Versuchsträger weiter getestet werden sollen.

Bei den ersten Versuchen, die eigentlich zur Ermittlung der Reibung gedacht waren, trat das Problem auf, dass die Vorspannkraft deutlich abgefallen ist. Wertet man die erhaltenen Daten mit der Software Concerto aus und vergleicht eine Verbindung, bei der selbstständiges Lösen auftritt mit einer, bei der dies nicht der Fall ist, so sieht man einen deutlichen Unterschied.

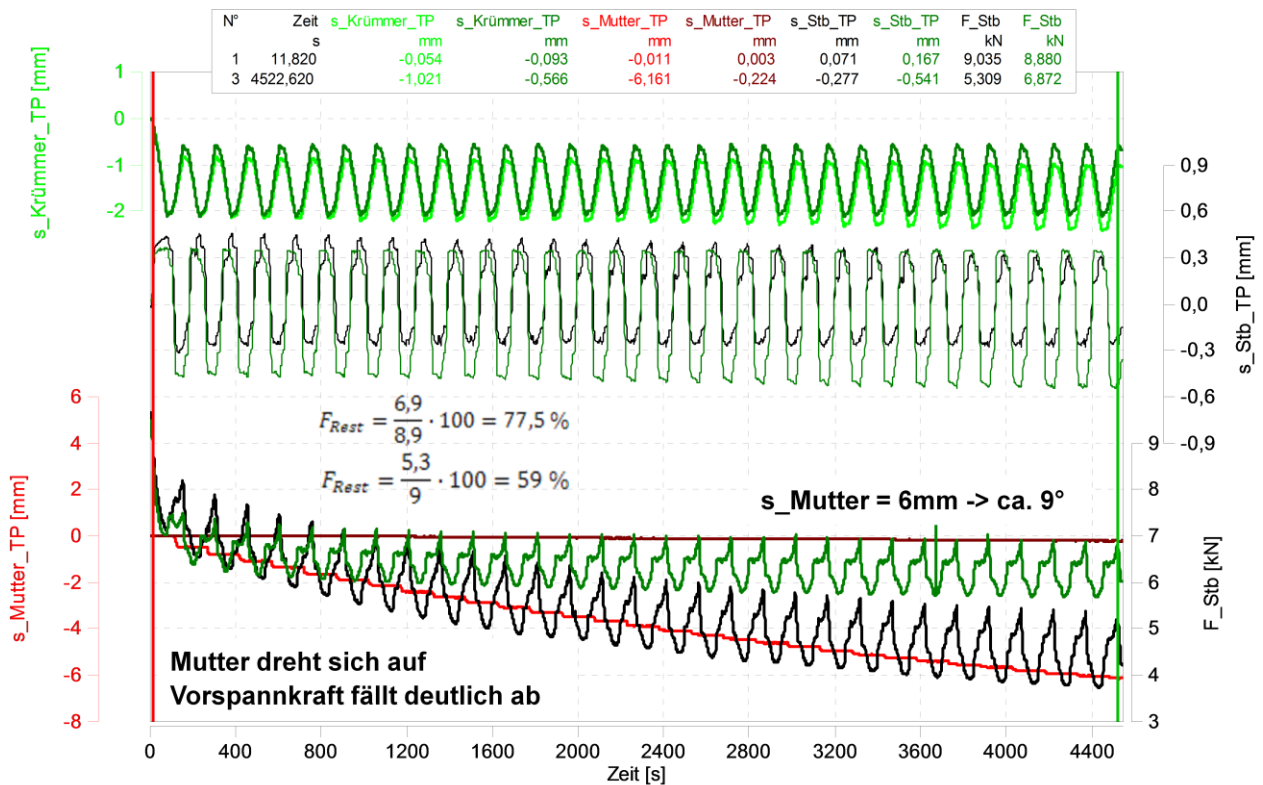


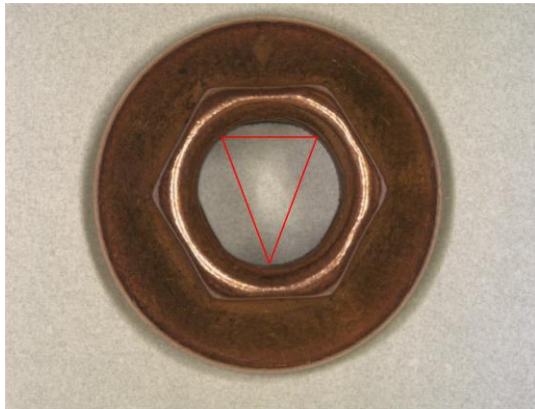
Abbildung 4-33: Vergleich selbstständiges Losdrehen und gesicherte Mutter

Nach nur 30 Zyklen ist die Vorspannkraft bei der ungesicherten Verbindung auf 59% des ursprünglichen Wertes abgefallen, im Gegensatz zu 77,5% bei der gesicherten. Die Mutter hat sich um etwa 9° aufgedreht. Auch bei der gesicherten Verbindung tritt ein relativ großer Setzbetrag durch die verbaute mehrlagige Stahldichtung auf.

Um das Verhalten zu Testen wurde die L-förmige Aufnahme, auf der die Stiftschraube eingeschraubt ist, vor dem Versuch so positioniert, dass sich diese in der Mitte der Bohrung befindet. Dann wurde die Aufnahme abwechselnd um $\pm 1,2$ mm aus der Ruhelage verschoben. Dabei treten wieder die 3 im vorigen Kapitel beschriebenen Phasen, elastische Verformung, Biegung der Stiftschraube und Rutschen des Krümmers auf. Bei allen Versuchen war das Ziel, den Krümmer so zu verschrauben, dass eine Vorspannkraft von 10 kN erreicht wird, wie im zukünftigen Serieneinsatz auch. Außerdem wurde bei allen Versuchen, die auf der Krümmerseite beschichtete Schiebeleiste mitverschraubt. Wie bei den Versuchen zur Reibungsermittlung, wurde auch hier nur die Gleitlage der Dichtung verbaut, um nicht bei jedem Versuch eine neue Dichtung montieren zu müssen.

Im Zuge der Versuche wurde eine Reihe von Sicherungsmethoden getestet:

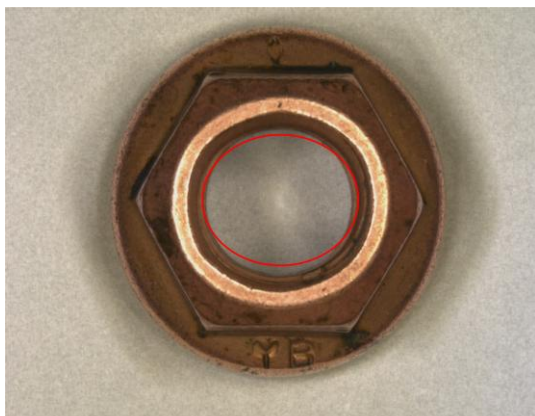
Hochwarmfeste Mutter M8 (derzeitiger Serienstand), ohne zusätzliche Sicherung



Diese Muttern werden durch 3 Umformungen am Gewinde gesicherte (rotes Dreieck). Dadurch verklemmt sich das Gewinde an diesen 3 Stellen. Diese Art gehört zur Kategorie der Verliersicherungen und erhält nur einen kleinen Anteil der ursprünglichen Vorspannkraft.

Abbildung 4-34: Hochwarmfeste Quetschmutter M8 BMW

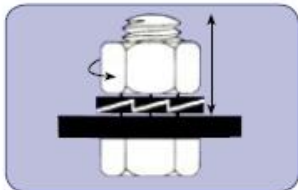
Quetschmuttern M8 (derzeit bei einem Mitbewerber im Einsatz)



Diese Muttern werden durch 2 Umformungen am Gewinde (rote Ellipse) gesichert. Das Gewinde verklemmt sich dadurch an diesen 2 Stellen. Diese Muttern gehören auch zur Kategorie der Verliersicherungen.

Abbildung 4-35: Hochwarmfeste Quetschmutter M8

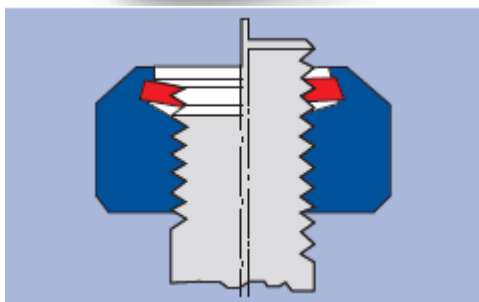
Disc Lock ® Sicherungsscheibe (20)



Hierbei handelt es sich um 2 Scheiben mit Keilflächen an der Innenseite und Rippen an der Außenseite. Durch die Rippen soll Außen ein Formschluss entstehen. Bei einem Aufdrehen der Mutter muss die obere Scheibe an den Keilflächen der unteren hochlaufen. Die Steigung der Keile ist größer als die Gewindesteigung. Damit wird die Schraube gestreckt was die Vorspannkraft erhöht. Laut Hersteller handelt es sich hier um eine Losdrehsicherung, welche einen Vorspannkraftabfall verhindert.

Abbildung 4-36: Disc Lock Sicherungsscheibe(20)

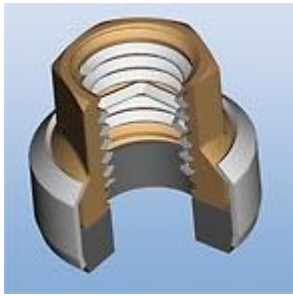
FS Ganzstahlsicherungsmutter (Flaig und Hommel) (21)



Dieser Muttertyp besitzt wieder ein klemmendes Element im Gewinde. Hier wird dies nicht durch eine Verformung von außen erreicht, sondern durch ein steigungsversetztes Element im Mutterkörper (rot dargestellt). Dieses übt eine Kraft auf das Gewinde in axialer und radialer Richtung aus. Diese Mutter gehört laut Definition auch zum Typ der Verliersicherungen.

Abbildung 4-37: FS-Ganzstahlsicherungsmutter(21)

HELICOIL® Sicherungsmutter (Im Einsatz bei einem Mitbewerber) (22)



Eine weitere Mutter die zur Kategorie der Verliersicherungen gehört. Einige Gewindegänge besitzen eine Polygonform und werden beim Einschrauben geklemmt.

Abbildung 4-38: HELICOIL Sicherungsmutter(23)

Sicherungsblech (vorgesehen als Sicherung in der Serie)



Hier wird eine Blechleiste mit drei Bohrungen(eine für jede Mutter) über drei Muttern aufgeschlagen. Die Bohrungen sind etwas zu klein für die Muttern ausgeführt, dadurch wird das Blech an diesen Stellen plastisch verformt (siehe linkes Bild). Dadurch sollen die Muttern gegen ein selbstständiges Losdrehen gesichert sein.

Abbildung 4-39: Sicherungsblech von BMW

Mit den einzelnen Konfigurationen wurden Versuche mit je 20 Zyklen durchgeführt (Abbildung 4-40).

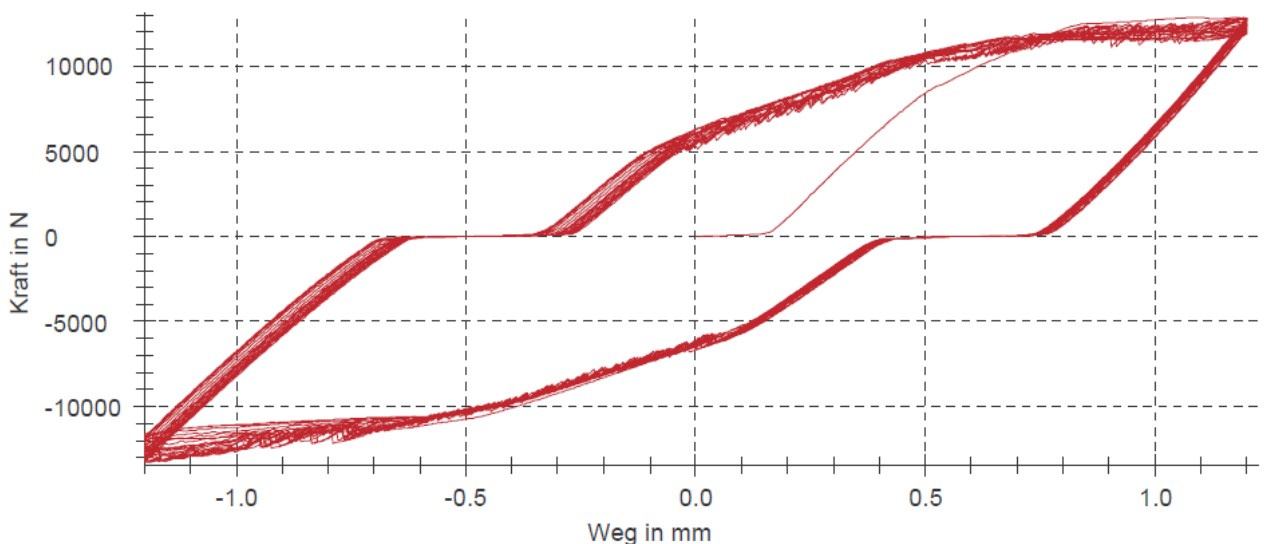


Abbildung 4-40: Kraft/Weg Diagramm ZWICK 20 Zyklen

Ausgewertet wurde hier die Vorspannkraft am Ende jedes Zyklus und zwar zu dem Zeitpunkt, an dem die Biegung des Bolzens (S_Stb_TP) gleich Null ist. Außerdem wurde zusätzlich noch der Verdrehwinkel der Mutter über das vorhin vorgestellte System mit Seilzug (S_Mutter_TP) und Hebel ermittelt. Mit diesen Werten wurde je ein Diagramm in EXCEL erstellt.

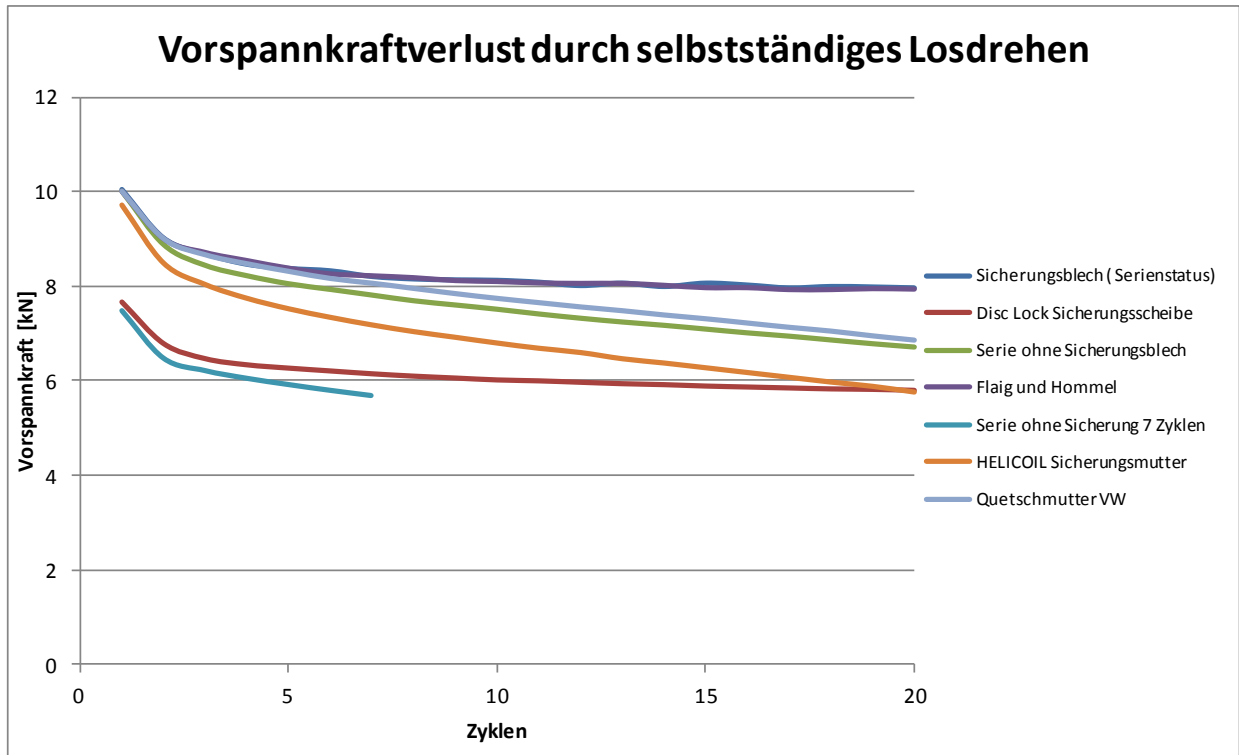


Abbildung 4-41: Vorspannkraftverlust durch selbstständiges Losdrehen

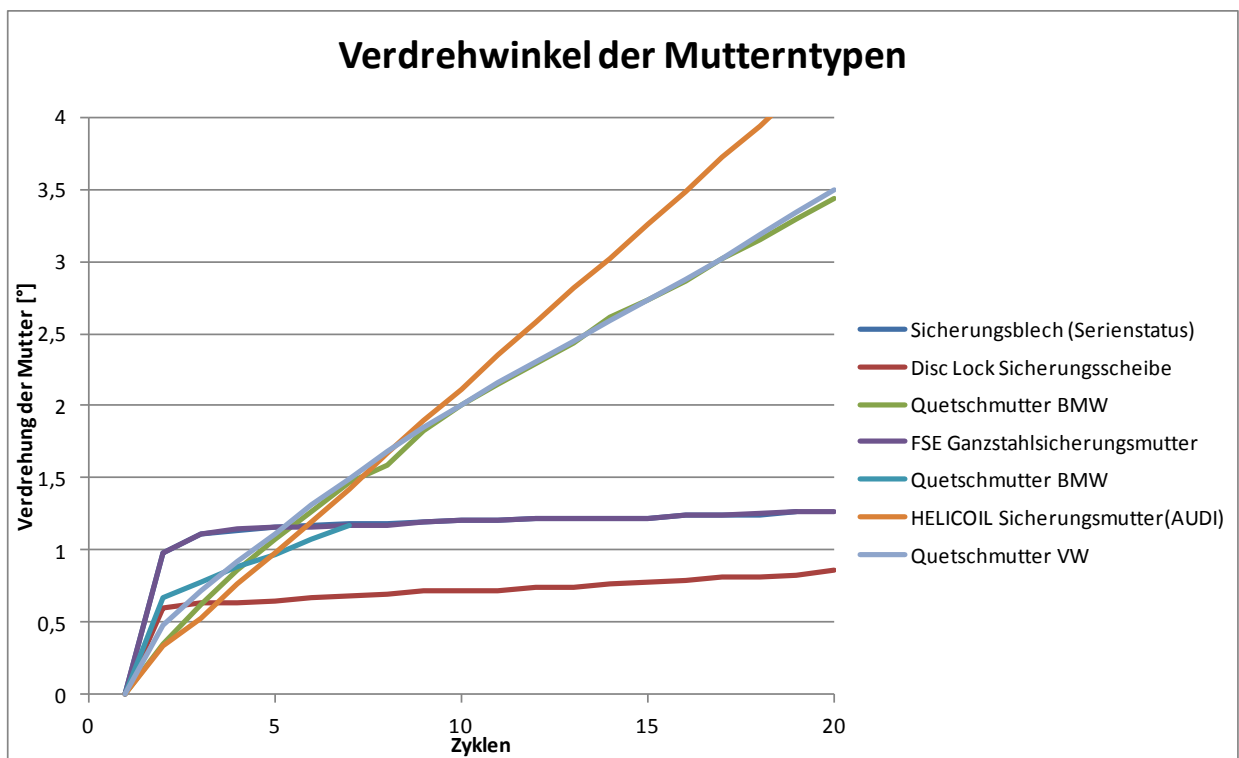


Abbildung 4-42: Verdrehwinkel durch selbstständiges Losdrehen

Ohne eine zusätzliche Sicherung versagten die beiden getesteten Quetschmuttern und es kam zum selbstständigen Losdrehen. Auch die HELICOIL® Sicherungsmuttern zeigten in den 20 Zyklen keinen Sicherungseffekt. Das Aufschlagblech, sowie die FS-Ganzstahlsicherungsmutter und die Disc-Lock Scheibe drehten sich anfangs leicht auf, stabilisierten sich jedoch nach wenigen Zyklen auf einen konstanten Wert. Überrascht hat das Ergebnis der FS-Ganzstahlsicherungsmutter welche, eigentlich laut Definition, nur eine Verliersicherung sein sollte. Die Disc Lock Scheibe zeigte zwar sehr gute Sicherungseigenschaften, jedoch konnte nicht die volle Vorspannkraft eingestellt werden. Um die hier getesteten 7 kN zu erreichen, war bereits ein Anzugsmoment von 30 Nm nötig. Im Vergleich dazu reichte bei der hochwarmfesten Mutter ein Anzugsmoment von 13 Nm zum Erreichen der gewünschten Vorspannkraft von 10 kN. Dies erklärt sich durch die Rippen an den Außenseiten der Disc Lock Scheiben. In der folgenden Abbildung lässt sich gut erkennen dass sich die Rippen in die Schiebeleiste drücken und einen Formschluss herstellen. An der Mutter rutschen sie jedoch entlang und tragen Material ab welches vor den Rippen hergeschoben wird.



Abbildung 4-43: Abdrücke der Disc Lock Scheiben auf Schiebeleiste(links) und Mutter(rechts)

Die FS Sicherungsmuttern wird in weiterer Folge an einem Versuchsträger verbaut und am Motorenprüfstand getestet werden. Das Sicherungsblech, welches zurzeit im Einsatz ist, hat auch in diesem Versuch seine Wirkung bestätigt.

4.3 Vorspannkraftermittlung

Beim Anziehen von Schrauben gibt es, wie im Theorieteil schon erwähnt, eine Vielzahl an Möglichkeiten die gewünschte Vorspannkraft einzustellen. Entweder wird sie direkt gemessen oder indirekt über eine andere messbare Größe eingestellt. Aufgrund der einfachen Messbarkeit wird hier das Anzugsmoment als Steuergröße verwendet.

Werden Schrauben immer mit demselben Drehmoment angezogen, kommt es trotzdem zu unterschiedlichen Vorspannkraften. Diese Streuung ergibt sich durch unterschiedliche Reibzahlen im Gewinde und auf der Kopfaufgabefläche. Um die gewünschte Vorspannkraft einstellen zu können, muss das dafür benötigte Anzugsmoment ermittelt werden.

Dazu wurden Stiftschrauben in eine „Dummy“ Platte eingeschraubt und verklebt. Mit einem Kraftmessring und zwei Beilagscheiben wurde die auch am realen Motor vorhandene Klemmlänge dargestellt.



Abbildung 4-44: Stiftschraube mit Kraftmessring zur Ermittlung des Anzugsmoments

Nun wurden mehrere Stiftschrauben mit einem Moment von 5 Nm angezogen und dann in Schritten von je 5° weiter verschraubt. Dabei wurde über den Kraftmessring die erreichte Vorspannkraft und über einen Drehmomentschlüssel das dafür benötigte Drehmoment, aufgezeichnet. Die Vorspannkraft wurde für jede Schraube über das benötigte Drehmoment dargestellt. Die dabei entstandenen Kurven wurden gemeinsam ausgewertet und ein entsprechendes Anzugsmoment definiert. Dieser Wert ist so gewählt das, unter Berücksichtigung der Streuung, die minimal notwendige Vorspannkraft immer erreicht wird.

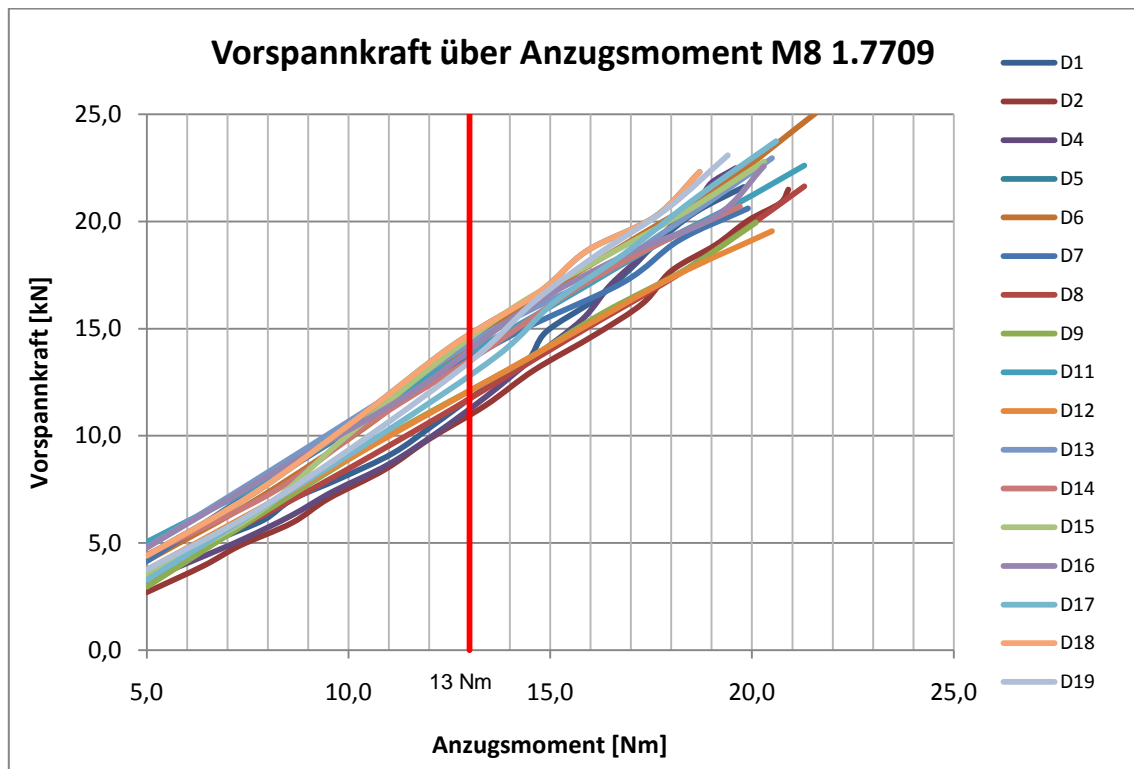


Abbildung 4-45: Ermittelte Vorspannkraftverläufe über das Anzugsmoment

Bei den Versuchen hat sich gezeigt, dass die Vorspannkraft, bei einem Anzugsmoment von 13 Nm, bei Werten zwischen 10-15 kN liegt.

Um das gewählte Anzugsmoment zu überprüfen wurden weitere Versuche durchgeführt. Bei diesen wurden die Stiftschrauben mit dem zuvor ermittelten Anzugsmoment angezogen und die Vorspannkraft gemessen. Dadurch sollte abgeschätzt werden wie sehr die Vorspannkraft in der Serienmontage streut.

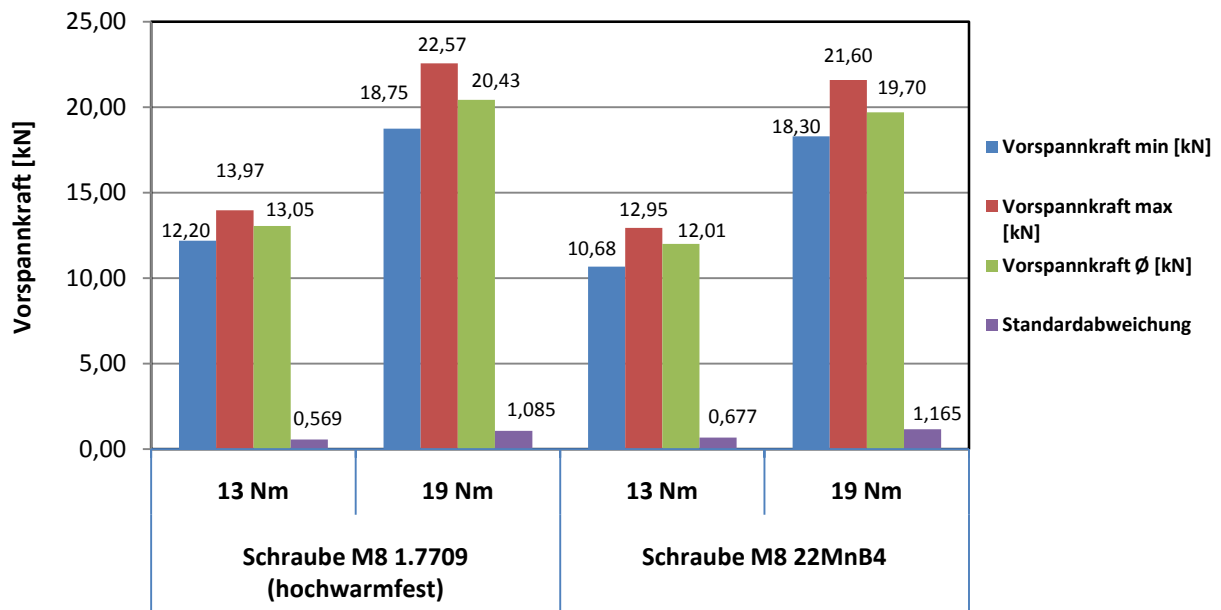


Abbildung 4-46: Vorspannkraftstreuung zweier Schraubentypen bei 13 Nm und 19 Nm

Die Versuche wurden mit 13 und 19 Nm durchgeführt. Beim Umstieg auf die kupferbeschichteten Stiftschrauben musste, durch die Änderung der Reibbeiwerte, das Anzugsmoment reduziert werden.

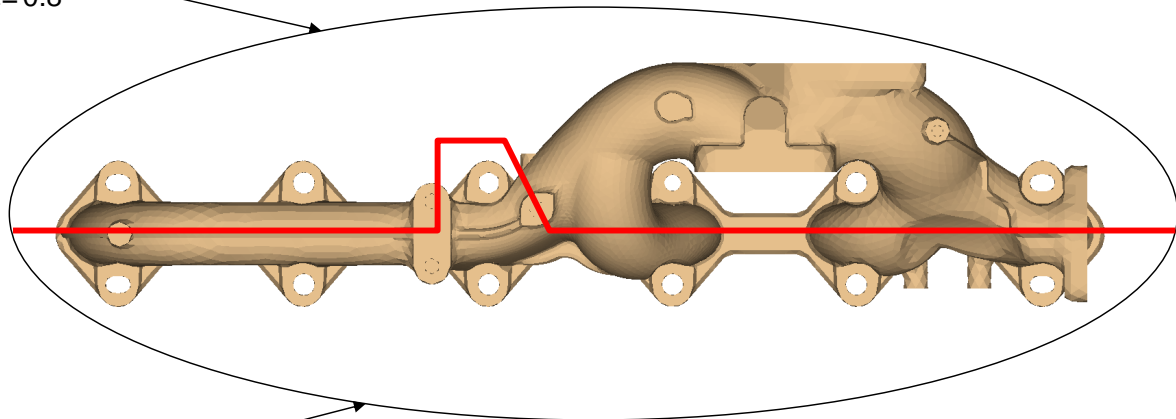
Die Vorspannkräfte lagen bei allen Versuchsteilen über den geforderten 10 kN und das zuvor ermittelte Anzugsmoment von 13 Nm kann in der Serie umgesetzt werden.

4.4 Erfassung der Umgebungstemperatur

Zur Simulation der thermomechanischen Belastung der Abgaskrümerverschraubung werden Werte der auftretenden Umgebungstemperaturen benötigt. Diese variieren sehr stark zwischen den Zylindern. Bisher war in der Simulation ein Zwei-Zonen-Modell im Einsatz, bei dem der Krümmer in 2 Bereiche geteilt wird. Diese Aufteilung entspricht, der durch Hitzeschutzschilder abgedeckten und freien Bereiche. Daher wurde die Randbedingungen dementsprechend gewählt.

Randbedingungen:

$T_U=280^{\circ}\text{C}$
 $\alpha=0.05\text{ W/mm}^2\text{K}$
 $\epsilon=0.8$



Randbedingungen:

$T_U=80^{\circ}\text{C}$
 $\alpha=0.5\text{ W/mm}^2\text{K}$
 $\epsilon=0.8$

4-47: Randbedingungen zur TMF Simulation des M57TUE2TL (4)

In den zwei Bereichen werden unterschiedliche Randbedingungen für die Simulation verwendet. Bei dem in dieser Diplomarbeit betrachteten Versuchsträger, ist dies eher kritisch zu sehen. Die vorderen 3 Zylinder werden von der Aufladegruppe und dem Hitzeschild sehr gut gegen die Umgebung abgeschirmt. Bei Zylinder 5 und 6 befindet sich nur im oberen Bereich ein Hitzeschild und die unteren Verschraubungen können sehr gut von der Umgebungsluft umströmt werden. Besonders am Motorenprüfstand kommt es zu Schäden am Abgaskrümmer und der Verschraubung welche im Fahrzeug so nicht auftreten. Diese Gründe waren die Motivation, zur Ermittlung der Umgebungstemperaturen im Prüfstandsbetrieb.

Bei einem Testlauf wird der Motor von vorne angeströmt und der Fahrtwind entsprechend der Geschwindigkeit simuliert. Zusätzlich wird die Auslassseite des Motors noch mit einem Gebläse gekühlt.

Zur Analyse der Umgebungstemperaturen wurde an den Zylindern 2, 3 und 5 jeweils oben und unten zwischen der Stiftschraube und dem Krümmer ein Thermoelement angebracht, (Abbildung 4-48). Außerdem werden noch die Schraubentemperaturen an diesen Zylindern und T_{AGK_hmWT} (die höchste mittlere Wandtemperatur laut Simulation) mitgemessen. Dadurch kann das Simulationsmodell, welches zum Teil auf Eingangsgrößen beruht die in dieser Diplomarbeit ermittelt wurden, mit der Messung verglichen werden.

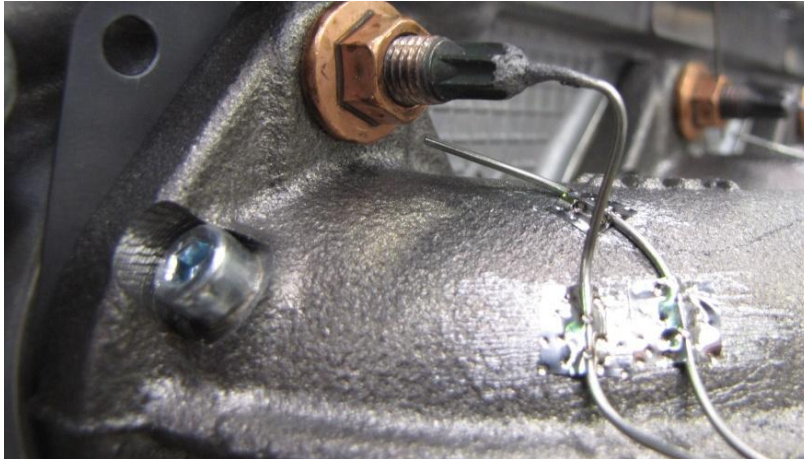


Abbildung 4-48: Angebrachte Thermoelemente zur Temperaturmessung am AGK

Das folgende Bild zeigt einen Versuchsträger mit der Bezeichnung N57D Triturbo am Prüfstand. Rechts oben befindet sich die Aufladegruppe, welche mit einem Hitzeschild gegen die Umgebung isoliert ist, um Kunststoffbauteile zu schützen. Links unten im Bild befindet sich der DPF (Dieselpartikelfilter). Trotz einer Kühlung durch ein Gebläse am Prüfstand, treten hier sehr hohe Temperaturen am Krümmer auf.

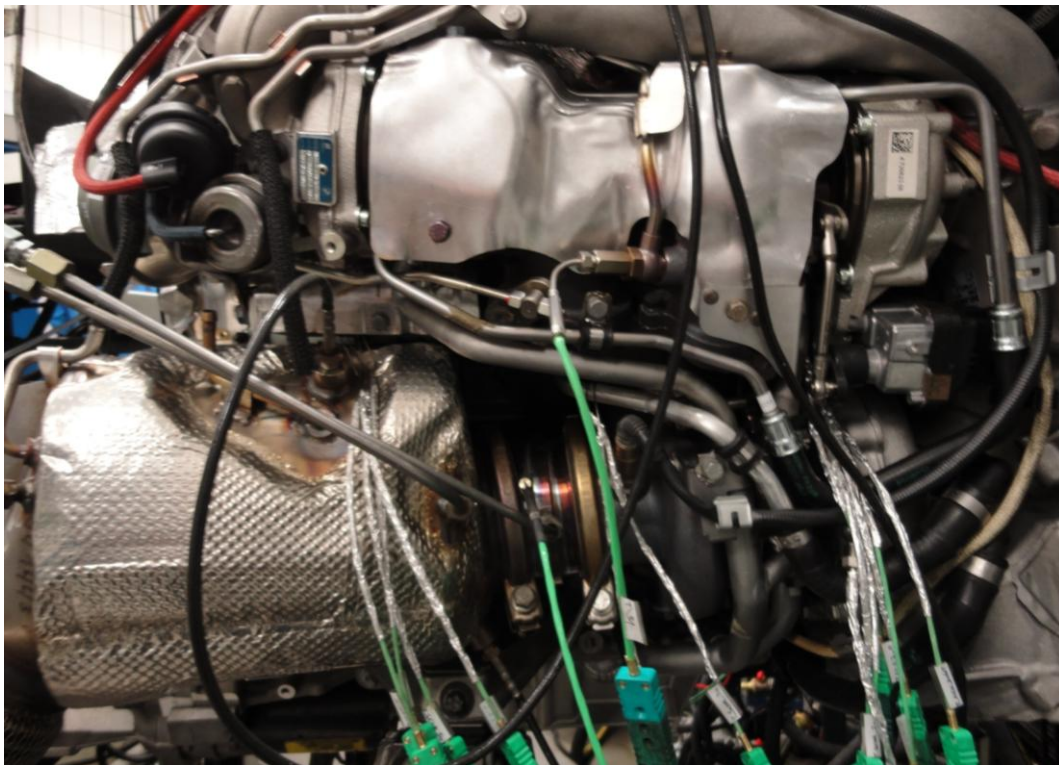


Abbildung 4-49: Bauraumsituation beim N57D Triturbo

Um die Belastung zu ermitteln wurden einige Zyklen eines Hochlasttestlaufs am Prüfstand gefahren. Dieser stellt eine Fahrt auf der Rundstrecke in Miramas, dem BMW Testgelände in Frankreich, dar.

recorder_time	T31	T_AGK_hmWT	T_Schr_2o	T_Schr_2o_U	T_Schr_2u	T_Schr_2u_U	T_Schr_3o	T_Schr_3o_U	T_Schr_3u	T_Schr_3u_U	T_Schr_5o	T_Schr_5o_U	T_Schr_5u	T_Schr_5u_U
ms	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
566523,000	658,212	762,518	419,341	305,778	394,066	323,065	544,415	639,994	488,281	478,311	372,319	261,864	315,857	189,848
842323,000	246,486	262,856	214,798	131,533	199,793	103,207	281,960	252,537	258,833	179,178	187,046	111,168	167,727	84,853
275800,000	-411,726	-499,662	-204,543	-174,245	-194,273	-219,858	-262,455	-387,456	-229,448	-299,133	-185,273	-150,696	-148,130	-104,995

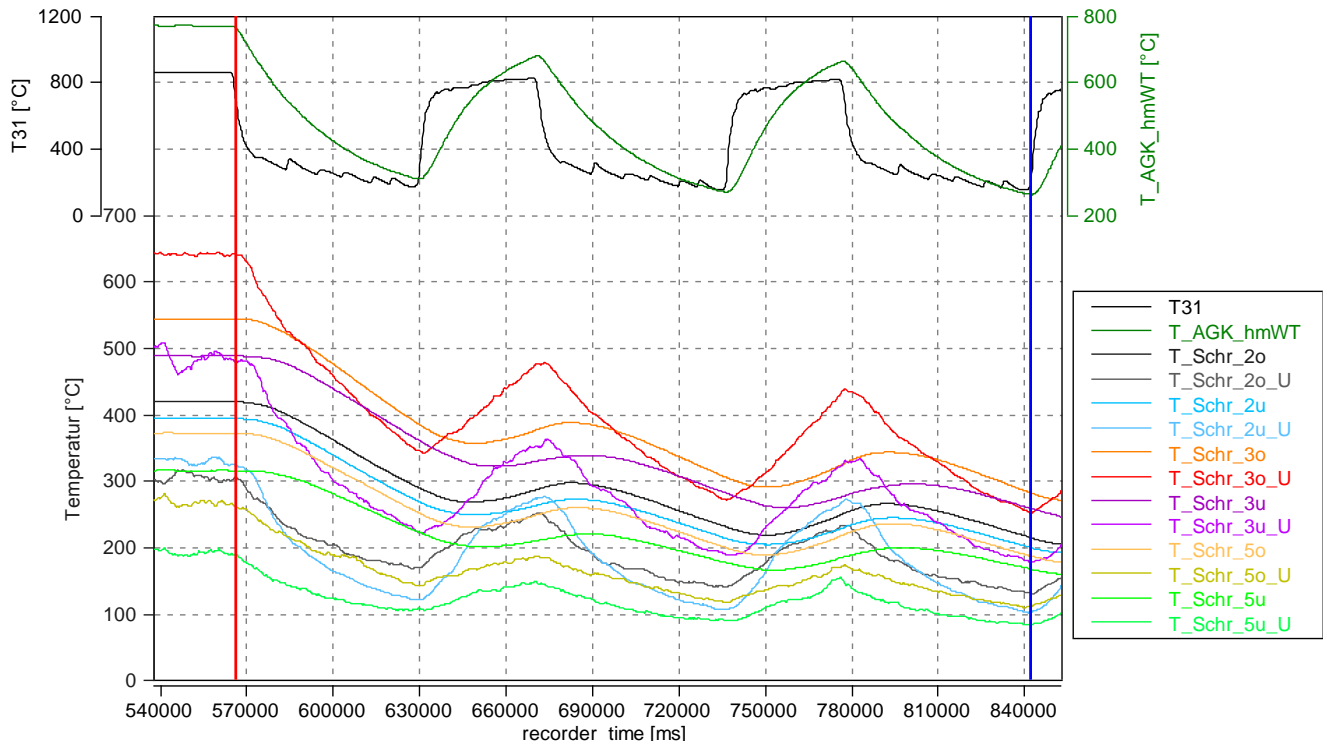


Abbildung 4-50: Gemessene Temperaturen am AGK des Versuchsträgers N57D30S1

Die Abkürzungen der in Abbildung 4-50 dargestellten Messwerte haben folgende Bedeutung:

T31	Eintrittstemperatur des Abgases in den Turbolader
T_AGK_hmWT	Höchste mittlere Wandtemperatur (aus der Simulation)
T_Schr_xo	Schraubentemperatur an Zylinder x oben
T_Schr_xu	Schraubentemperatur an Zylinder x unten
T_Schr_xo_U	Umgebungstemperatur zwischen Stiftschraube und Krümmer an Zylinder x, wieder oben und unten gemessen

Wie zu erwarten war stieg die Temperatur des Krümmer und aller Schrauben, mit einer geringen Verzögerung, analog zur Abgastemperatur T_{31} an. Die höchste Schraubentemperatur zeigte die Stiftschraube an Zylinder 3 oben mit 544°C . Diese Schraube befindet sich sehr nahe an der Hochdruckstufe der Aufladegruppe. Die gemessenen Umgebungstemperaturen befinden sich im Bereich von 190°C bis 640°C . Die bisherige Annahme eines Zwei-Zonen-Modells, in der Simulation, ist hier nicht mehr ausreichend genau. Besonders im Bereich der Aufladegruppe, bei den Zylindern 2 und 3, lag die Umgebungstemperatur deutlich über der Temperatur der Stiftschrauben. Die Stiftschrauben werden also von der Umgebung aufgeheizt. In dem Bereich der gut umströmt ist, also an Zylinder 5 unten, ist dies umgekehrt: Die Umgebungstemperatur lag unter der Schraubentemperatur, diese werden also von der Umgebungsluft gekühlt.

Die hier ermittelten Werte fließen in die Simulation ein. Zusätzlich konnte gezeigt werden, dass die Wahl des Schraubenwerkstoffs 21CrMoV 5 7 (1.7709) richtig war, da dieser für Temperaturen bis zu 540°C geeignet ist.

Zum Vergleichen der auftretenden Temperaturen wurde noch eine Messung an einem 3 Zylinder Dieselmotor durchgeführt. Diese soll von der Leistungsdichte genau das Gegenteil darstellen.

recorder_time	T31	T_AGK_hmWT	T_SCHR_1o	T_SCHR_1u	T_SCHR_2o	T_SCHR_2u	T_SCHR_3o	T_SCHR_3u	T_U_S1_o	T_U_S1_u	T_U_S2_o1	T_U_S2_o2	T_U_S2_u	T_U_S3_o	T_U_S3_u
s	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
603,000	136,020	230,120	99,900	105,310	92,920	121,020	85,150	100,770	85,690	57,830	41,840	31,030	71,530	35,140	63,150
1178,700	770,200	668,980	217,990	208,910	194,950	226,980	175,750	184,300	167,020	148,860	96,060	54,950	155,670	61,080	164,490
575,700	634,180	438,860	118,090	103,600	102,030	105,960	90,600	83,530	101,330	91,030	54,120	23,920	84,140	25,920	101,340

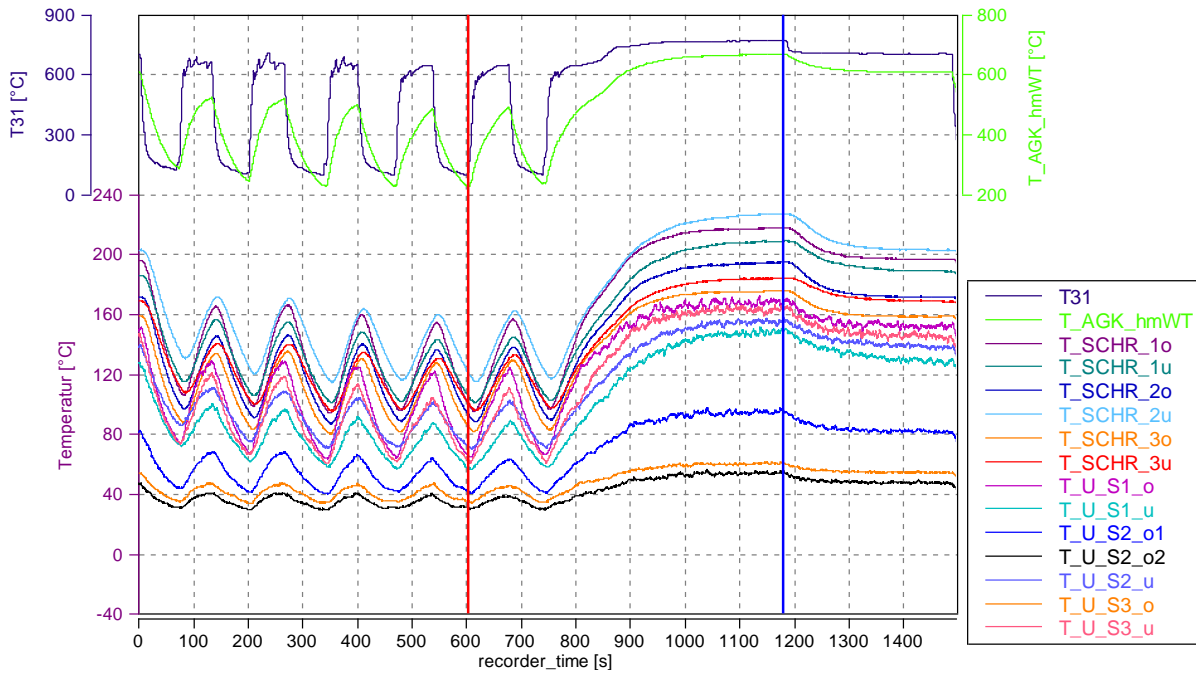


Abbildung 4-51: Temperaturmessung am AGK eines 3-Zylinder Dieselmotors

Die maximal auftretende Schraubentemperatur beträgt hier 230°C (Abbildung 4-51). Auf diesem Temperaturniveau ist ein Einsatz von warmfesten Schrauben noch nicht nötig. Außerdem befindet sich hier die Umgebungstemperatur immer unter der Schraubentemperatur.

4.5 Abgleich von Versuchsergebnissen mit der Simulation

Die nun folgenden Berechnungen der Temperatur- und Spannungsverteilung am AGK und der Verschraubung wurden, mit den in dieser Diplomarbeit ermittelten Kennzahlen durchgeführt. In diesem Abschnitt soll der Unterschied, welcher durch verschiedenen Eingabeparameter in Simulationen entsteht, dargestellt werden. Es werden immer Ergebnisse von Simulationen mit den neuen Eingabeparametern, mit alten Ergebnissen verglichen. Alle Simulationen wurden in der Abteilung ZM-E 23, bei BMW Motoren Steyr, erstellt.

Durch die Ergebnisse aus den Temperaturmessungen wurde das Simulationsmodell in 12 Zonen aufgeteilt, also für jeden Schraubenbereich eine eigene Zone, statt bisher nur in Zwei. Die beiden nächsten Abbildungen zeigen die Änderungen in der Simulation, durch die neuen Randbedingungen. Die Skalierung von beiden Bildern ist gleich.

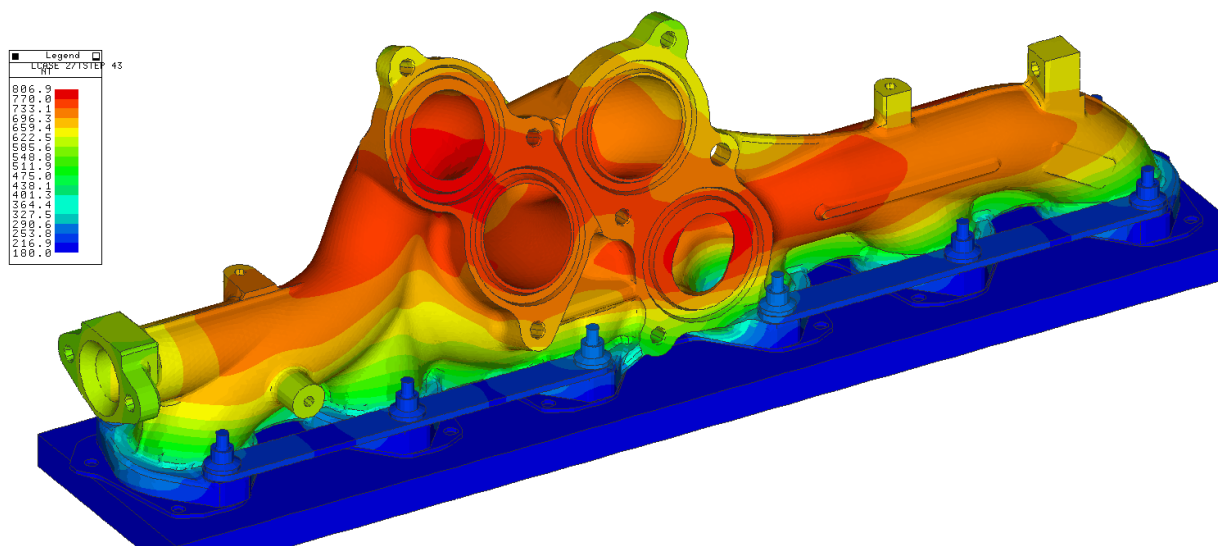


Abbildung 4-52: Temperaturverteilung in der Simulation mit den alten Parametern bei rel. $T_{31} = 100\%$

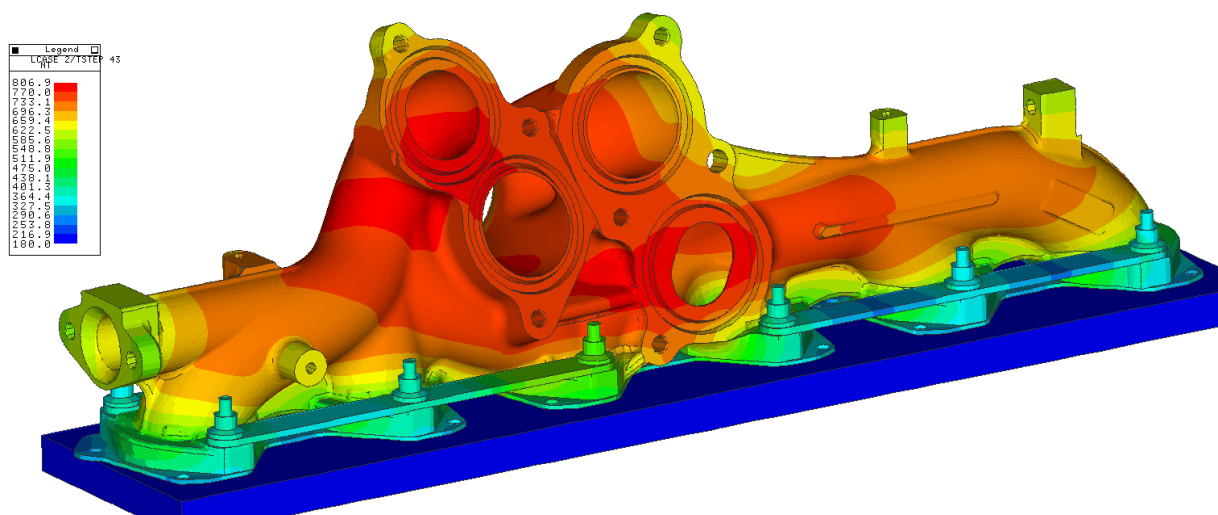


Abbildung 4-53: Temperaturverteilung in der Simulation mit den neuen Parametern bei rel. $T_{31} = 100\%$ (Kontakt-Wärmeübergangszahl, Umgebungstemperaturen, 12-Zonen-Modell)

Durch die neuen Randbedingungen (Umgebungstemperaturen und Kontakt-Wärmeübergangszahlen) ist eine eindeutige Änderung in der Temperaturverteilung zu erkennen. Die Flansche des AGK und die dazugehörigen Stiftschrauben werden deutlich wärmer als zuvor. Der Unterschied bei den Schraubentemperaturen hat sich erhöht und ent-

spricht nun den am Prüfstand gemessenen Daten. Mit diesen Daten wurde zusätzlich noch die temperaturbedingte Schwankung der Schraubennormalkraft simuliert.

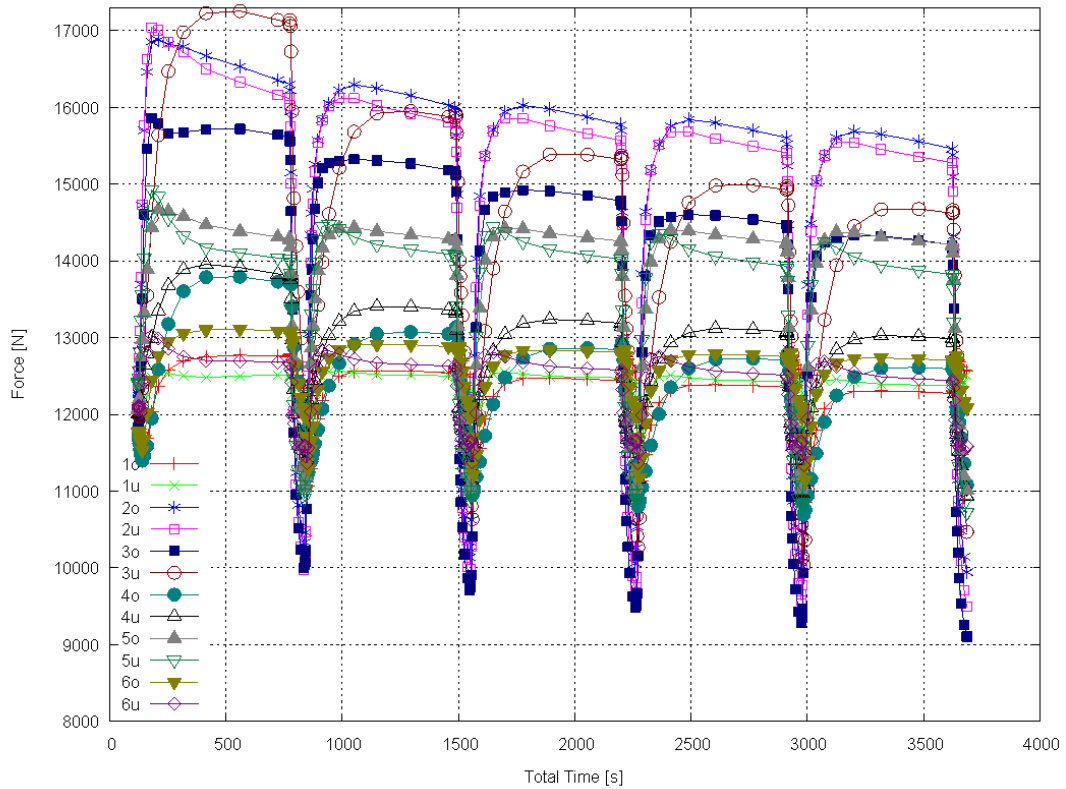


Abbildung 4-54: Verlauf der Schraubennormalkraft bei Änderung der Abgastemperatur T_{31} (Simulation mit Zwei-Zonen-Modell)(4)

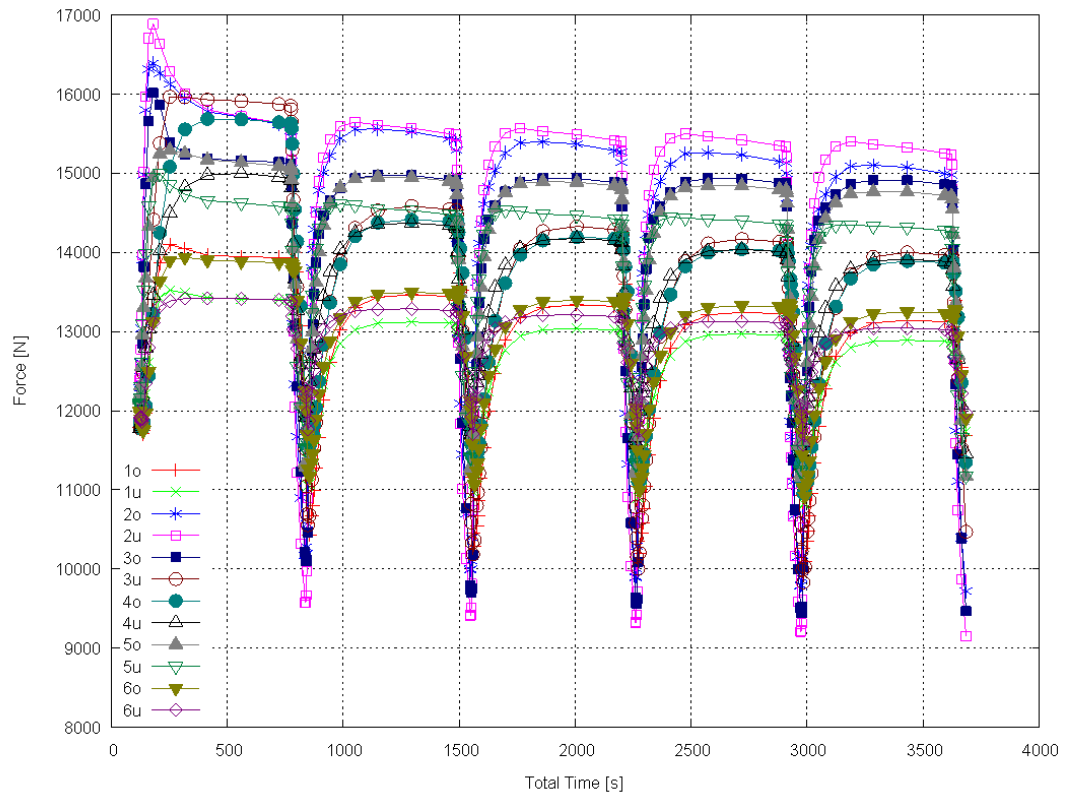


Abbildung 4-55: Verlauf der Schraubennormalkraft bei Änderung der Abgastemperatur T_{31} (Simulation mit Zwölf-Zonen-Modell)(4)

Die Verschraubung im neuen 12-Zonen-Modell unterliegt viel geringeren Temperaturschwankungen, was sich indirekt auf die Schwankungsbreite der Schraubenkräfte auswirkt. Vergleicht man die beiden obigen Abbildungen dann erkennt man im eingeschwungenen Zyklus (5 Zyklus) eine geringere Streuung der Schraubenkräfte im durchwärmten Fall. Allgemein sind die Einflüsse der Temperatur auf die Schraubenkräfte aufgrund des hochwertigen Schraubenwerkstoffes dennoch gering ausfallen.

4.6 Zusammenfassung und Ausblick

Der theoretische Teil der Diplomarbeit erklärt die Grundlagen zum Thema Abgaskrümmerverschraubung. Im Versuchsteil wurden die Kontakt-Wärmeübergangszahlen, die Reibbeiwerte und die Umgebungstemperaturen ermittelt. Zur Ermittlung der Wärmeübergangszahlen wurde ein Prüfaufbau entworfen. Die ermittelten Randbedingungen wurden in die Simulation übernommen. Deren Einfluss auf das Simulationsergebnis ist im letzten Kapitel dargestellt. Die Kontakt-Wärmeübergangszahlen und die Umgebungstemperatur wurden bisher niedriger angenommen als diese im Betrieb sind. Es konnte gezeigt werden, dass die Umgebungstemperatur einen sehr großen Einfluss auf die thermomechanische Belastung des Abgaskrümmers hat. Durch immer dichter werdendes Packaging und die hohe Leistungsdichte moderner Verbrennungskraftmaschinen, sind diese Temperaturen stark angestiegen. Die Simulationsergebnisse stimmen nun mit den am Prüfstand gemessenen Werten deutlich besser überein und die Belastungen können dadurch genauer berechnet werden. In zukünftigen Projekten bei BMW Motoren in Steyr wird die Umgebungstemperatur bereits bei den ersten Prototypen ermittelt, um die Belastungen des Abgaskrümmers genauer simulieren zu können. Dafür wurden einige Standardmessstellen definiert, welche auch in der Zukunft verwendet werden.

Bei weiterführenden Versuchen zum Thema, Kontakt-Wärmeübergangszahlen sollten folgende Punkte beachtet werden:

- Größerer Umfang an Versuchsteilen um die Aussagekraft zu erhöhen
- Verwenden einer Kühlmittelkonditionierung, welche auf eine konstante Temperaturdifferenz zwischen den Proben hinregelt
- Bei Werkstoffen mit guten Wärmeleitwerten eine längere Probe fertigen lassen, um einen ausreichenden Temperaturunterschied zwischen den Messstellen zu erreichen.
- Ausweiten der Versuche auf andere Motoren

5 Anhang

5.1 EXCEL Diagramme der Zug-/Druckversuche zur Reibungsermittlung

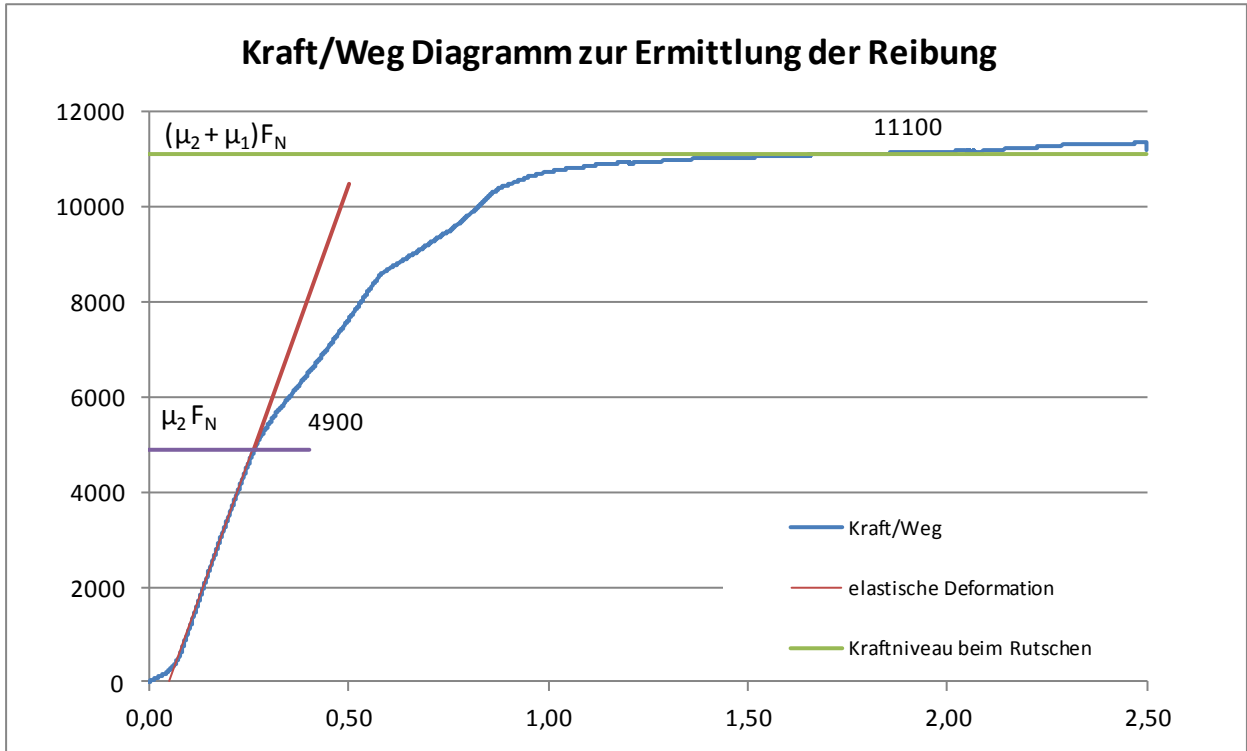


Abbildung 5-1: Kraft/Weg Diagramm zur Ermittlung der Reibung Versuch 1

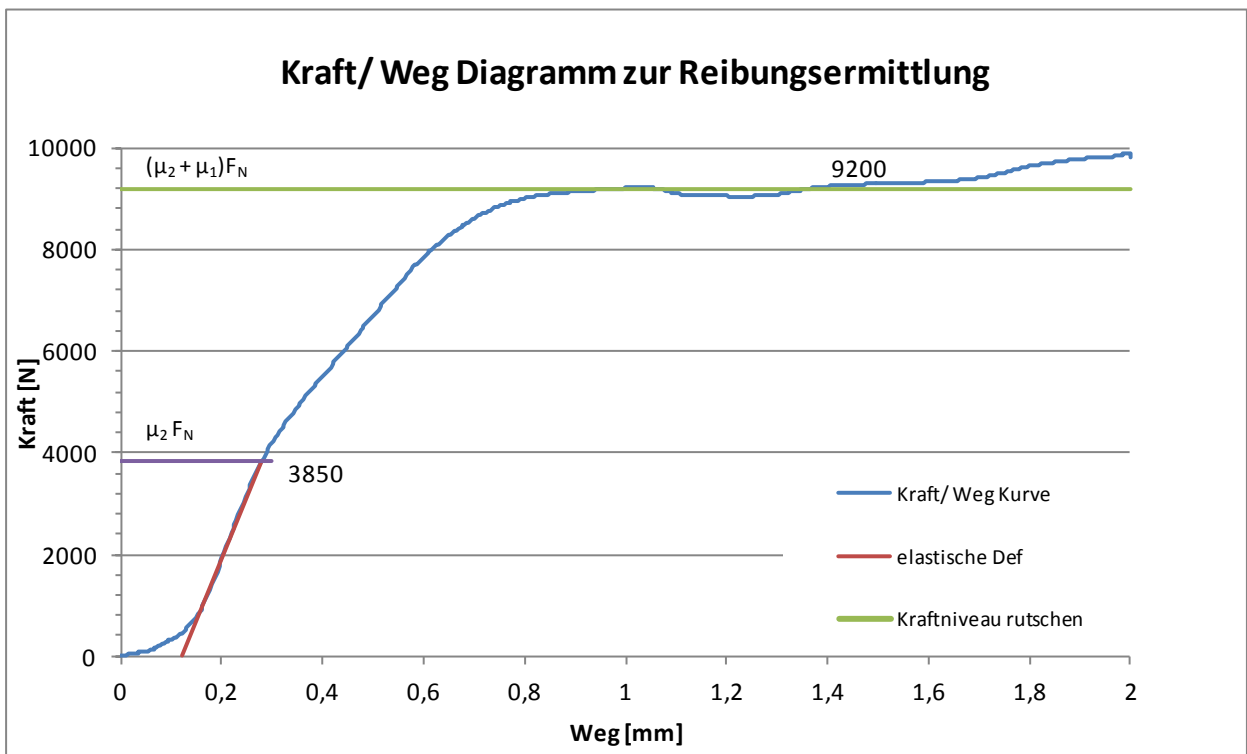


Abbildung 5-2: Kraft/Weg Diagramm zur Ermittlung der Reibung Versuch 8

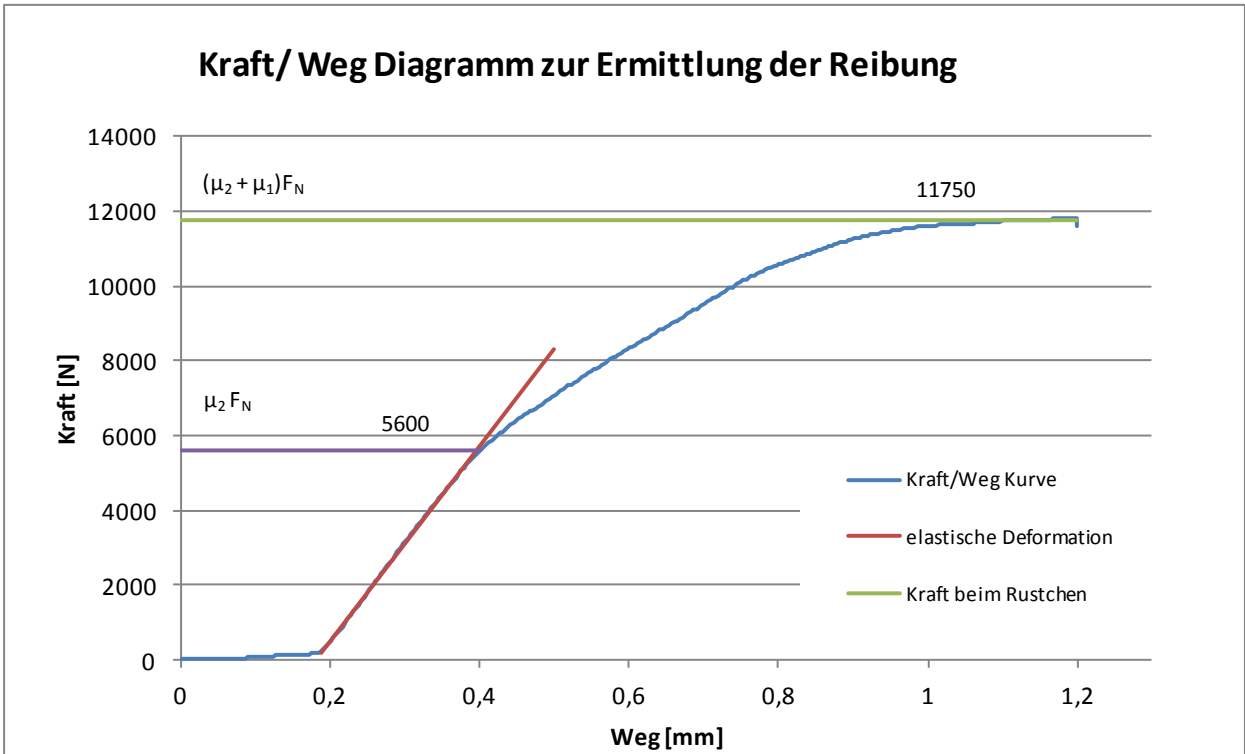


Abbildung 5-3: Kraft/Weg Diagramm zur Ermittlung der Reibung Versuch 9

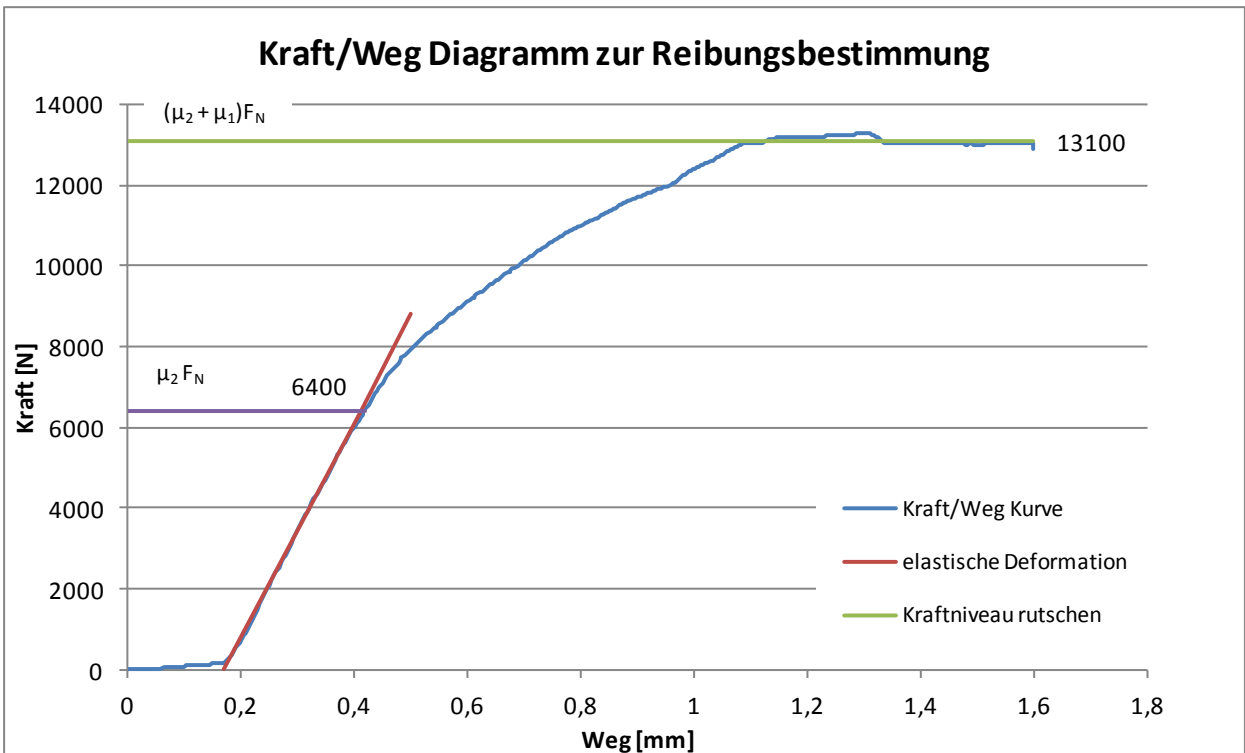


Abbildung 5-4: Kraft/Weg Diagramm zur Ermittlung der Reibung Versuch 10

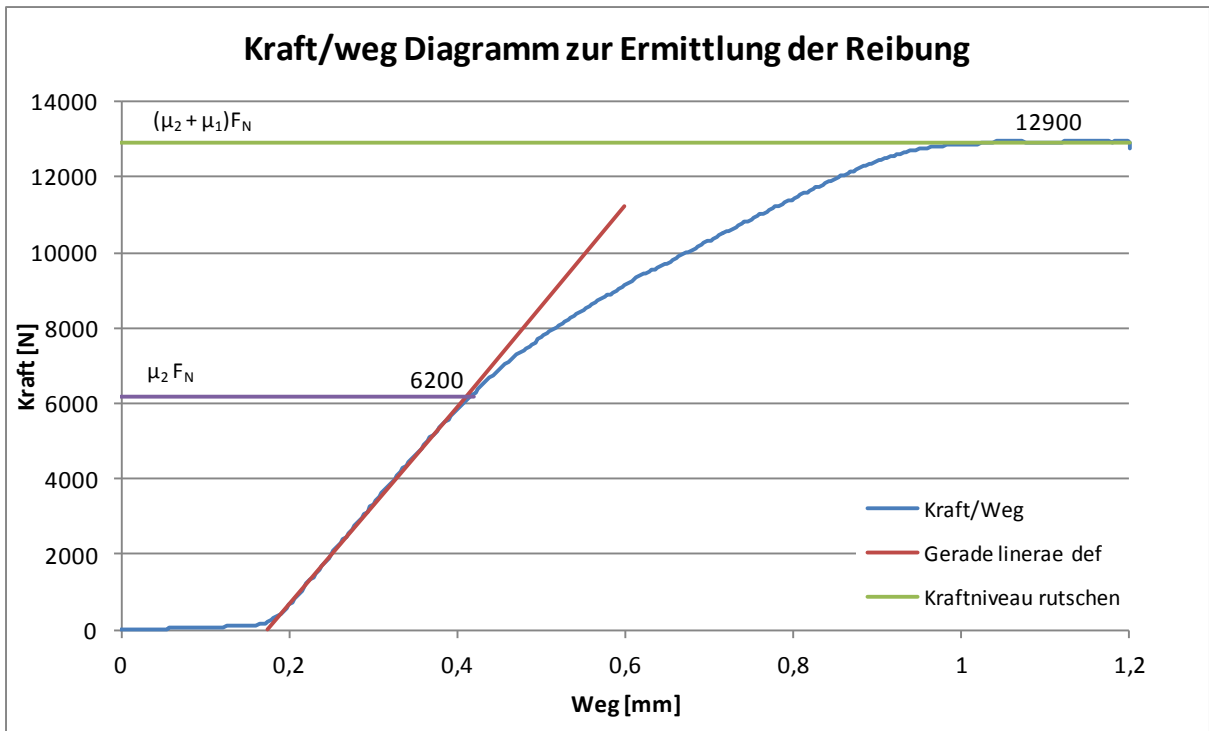


Abbildung 5-5: Kraft/Weg Diagramm zur Ermittlung der Reibung Versuch 15

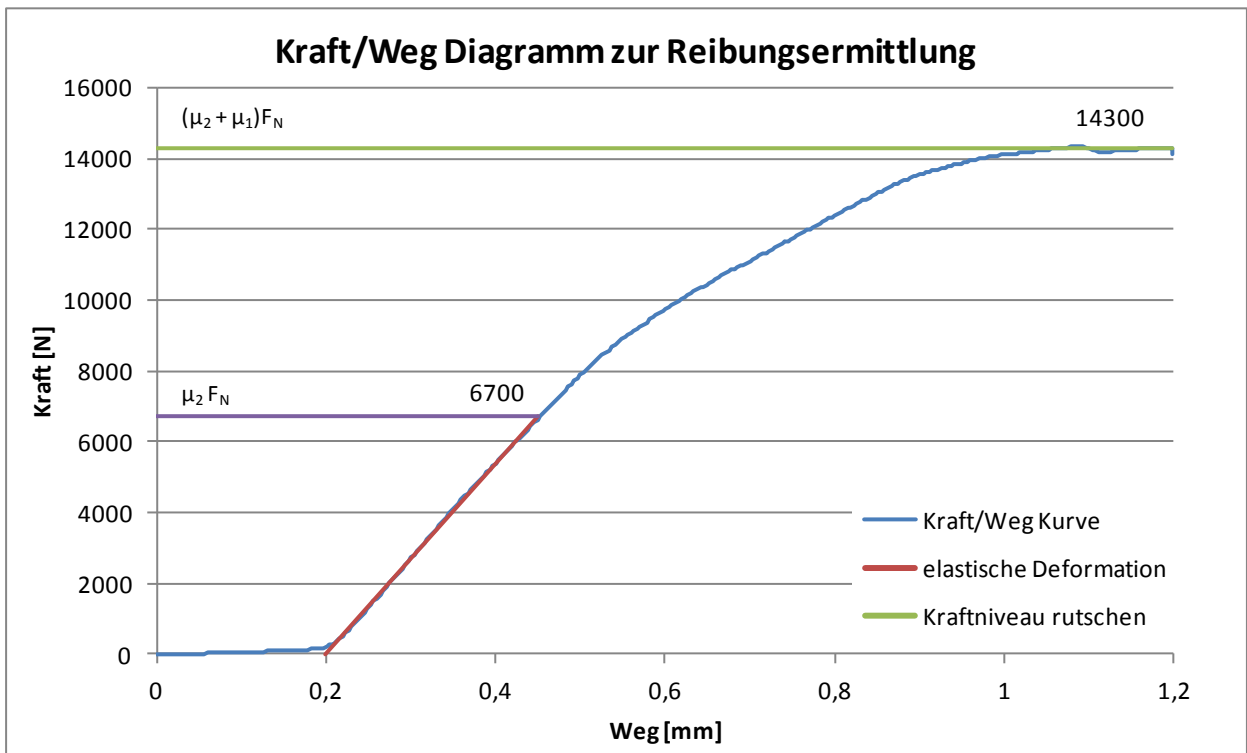


Abbildung 5-6: Kraft/Weg Diagramm zur Ermittlung der Reibung Versuch 17

5.2 Verwendete Software

AVL IndiCom	Datenerfassungstool	Messdatenerfassung bei den Zug-/Druckversuchen
AVL Concerto 2011 Version 4.3a	Datenverarbeitung	Auswerten der Temperaturmessungen am AGK und der Sensoren beim den Zug-/Druckversuchen
ETAS Inca V 5.4	Applikations- und Diagnose-tool	Messdatenerfassung bei den Kontakt-Wärmeübergangszahlen
Microsoft EXCEL 2007	Tabellenkalkulation	Auswerten der Zug-/Druckversuche und der Kontakt-Wärmeübergangszahlen
Abaqus Version 6.11-1	FE-Software	Die Simulationen in dieser DA wurden von Herrn Dr. Prosi mit diesem Programm erstellt.

5.3 Literaturverzeichnis

1. **R. van Basshuysen, F. Schäfer.** *Lexikon Motorentechnik.* Wiesbaden : Vieweg und Sohn, 2004. 3-528-03903-5.
2. **K. H. Kloos, W. Thomala.** *Schraubenverbindungen.* Berlin : Springer, 2007. 978-3-540-21282-9.
3. **K.H. Illgner, J. Esser.** *Schrauben Vademecum.* Bramsche : Rasch, 2001. 3-934326-46-7.
4. **Prosi, M.** BMW Motoren GmbH Steyr, ZM-E 23 : s.n.
5. **Wimmer, A.** Vorlesungsskript Thermodynamik des Verbrennungsmotors. Graz : s.n., 2010.
6. **Horst Haberhauer, Ferdinand Bodenstein.** *Maschinenelement.* Berlin : Springer, 2007. 3-540-34463-2.
7. **K.H. Kübler, W.J. Mages.** *Handbuch der hochfesten Schrauben.* Bielefeld : Girardet Buchverlag GmbH, 1986. 3-7736-1290-7.
8. **Intellifast.** *Intellifast.* [Online] 20. 11 2011. www.intellifast.de.
9. **Cerjak, H.** Vorlesungsskriptum Werkstoffkunde. Graz : s.n., 2000.
10. **Steinrück, H.** Wärmeübetragung. Wien : Technische Universität Wien, 2008.
11. **Brenn.** Vorlesungsskriptum Strömungslehre und Wärmeübetragung. Graz : s.n., 2008.
12. **Böckh, P. v.** *Wärmeübertragung Grundlagen und Praxis.* Berlin : Springer, 2006. 3-540-31432-6.
13. **K. H. Grote, J Feldhusen.** *Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau.* Berlin : Springer, 2007.
14. **Ustinov, Dipl.-Ing. V.** http://www.wsa.rwth-aachen.de/uploads/tx_inetfiles/Kontaktwaermeuebertragung_FVV.pdf. [Online]
15. **Herwig, H.** *Wärmeübertragung.* Berlin : Springer, 2000.
16. **V. Ustinov, S. Schulz, R. Kneer, E. El-Magd.** Modellentwicklung für den kontaktdruckabhängigen Wärmeübergang . *MTZ Motortechnische Zeitschrift.* 02 2011.
17. **Steinberg, Simon.** Untersuchung thermischer Kontaktwiderstände an Verbrennungsmotoren der BMW Group. Berlin : s.n., 2008.
18. ELKUME. [Online] Elkume. <http://www.elkume.at/produkte/heizpatronen.php>.
19. IPETRONIK GmbH & Co. KG. [Online] <http://www.ipetronik.com/>.
20. Disc Lock Europa. [Online] 2011. www.disc-lock.de.
21. **Flaig und Hommel.** Produktfolder FS Ganzstahlsicherungsmutter. s.l. : Flaig und Hommel, 2011.
22. **A. Eiser, J. Böhme, M.Glanz, M. Marques.** Der neue 2,5l TFSI Fünfzylinder motor für den Audi TT RS. *MTZ.* 2010, 05.
23. Böllhoff. [Online] 2011. <http://www.boellhoff.de/de/de/verbindungselemente/spezialverbindungselemente/gewindetechnik/sicherungsmuttern-helicoil.php>.

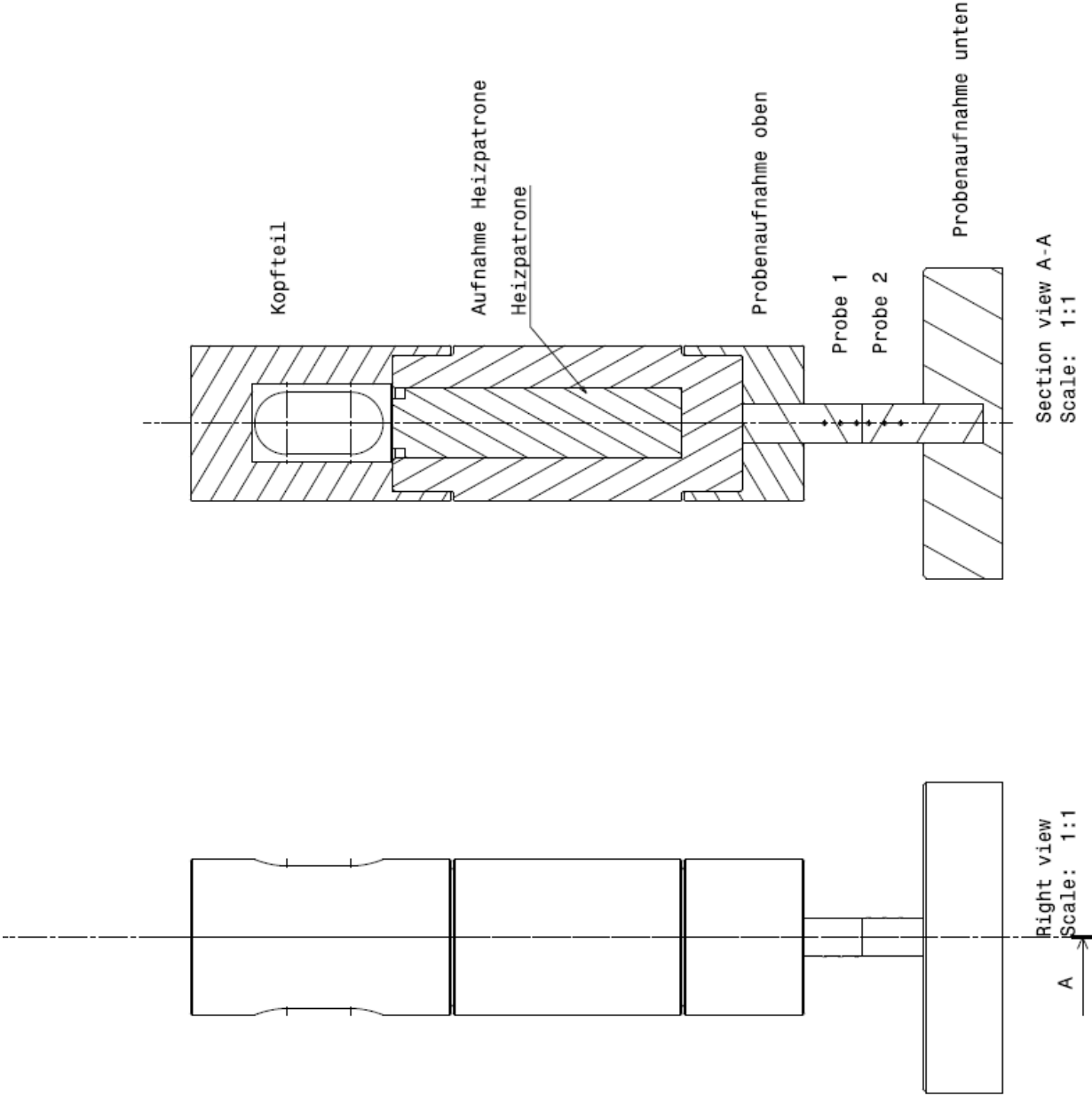
5.4 Abbildungsverzeichnis

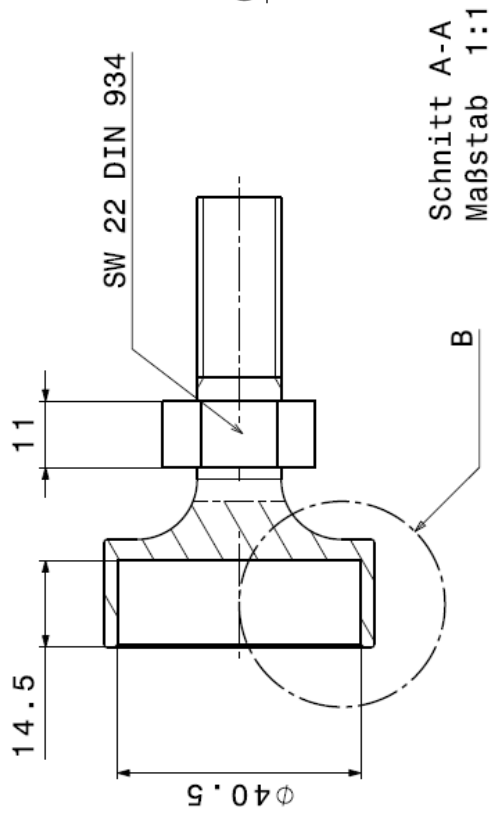
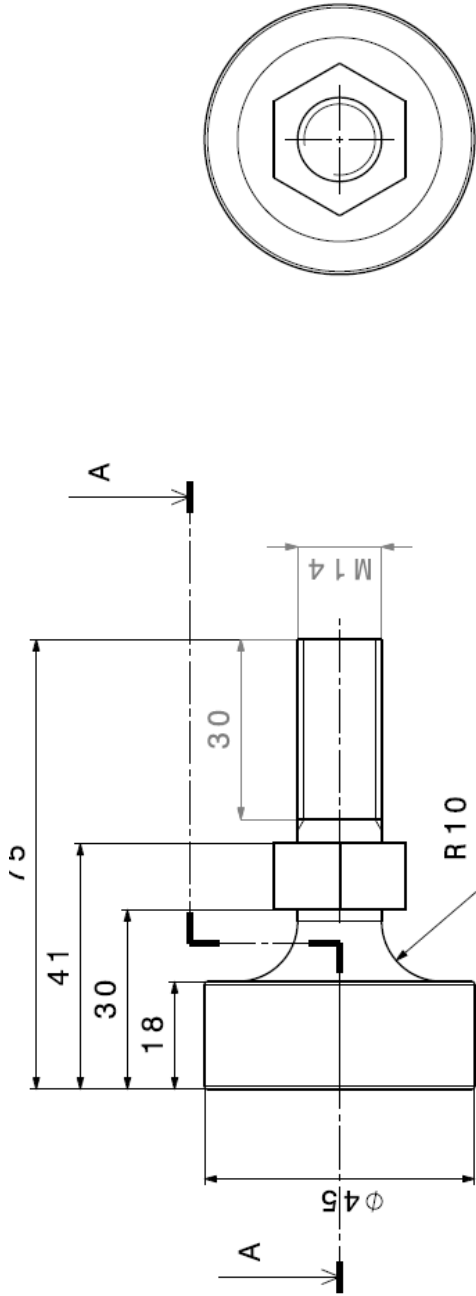
Abbildung 2-1: CAD 3D Modell eines verschraubten AGK mit Ladegruppe	1
Abbildung 2-2: Verspannungsdreieck mit Belastungen (2)	2
Abbildung 2-3: Schwankung der Vorspannkraft (thermisch bedingt) (2)	3
Abbildung 2-4: CAD Ansicht eines verschraubten Krümmers ohne Aufladegruppe	4
Abbildung 2-5: Zusätzliche Belastungen durch die thermische Ausdehnung des Abgaskrümmers	5
Abbildung 2-6: Chronologischer Ablauf einer Abgaskrümmers Auslegung (4).....	6
Abbildung 2-7: Testzyklus für thermomechanische Ermüdung	6
Abbildung 2-8: Verlauf der Vorspannkraft bei Schwankungen der Abgastemperatur T_{31} (4) ...	7
Abbildung 2-9 : Auftretende Spannungen in den Schrauben durch die Wärmedehnung des AGK	7
Abbildung 2-10: Undichtheit am AGK durch unzulässig hohen Vorspannkraftabfall.....	9
Abbildung 2-11: Bruch einer Stiftschraube.....	9
Abbildung 2-12: Ursachen und Lösungsansätze für die auftretenden Probleme an der Verschraubung des AGK.....	10
Abbildung 2-13: Ergebnisse der Temperaturmessungen an der AGK Verschraubung (von BMW Steyr durchgeführt)	10
Abbildung 2-14: Verlauf der Streckgrenzen von Schraubenwerkstoffen über der Temperatur	11
Abbildung 2-15: Drei mit einer Schiebeleiste verbundene Stiftschrauben	11
Abbildung 2-16: Simulation der Stiftschraubenbiegung mit und ohne Schiebeleiste (4)	12
Abbildung 2-17: Aufschlagblech über die Stiftschrauben von 3 Zylindern	12
Abbildung 3-1: Entstehung der Schraubenlinie (2).....	13
Abbildung 3-2 Gewindebezeichnung nach DIN 13 (3)	14
Abbildung 3-3: Verspannungsschaubild (3)	16
Abbildung 3-4: Darstellung einer Betriebskraft im Verspannungsschaubild (3)	16
Abbildung 3-5: Kräfte beim Anziehen einer Schraubenverbindung (6).....	17
Abbildung 3-6: Kräfte beim Lösen einer Schraubverbindung mit Selbsthemmung (6).....	18
Abbildung 3-7: Kräfte beim Lösen einer Schraubverbindung ohne Selbsthemmung (6).....	18
Abbildung 3-8 Mögliche Arten von Betriebskräften in einer Schraubverbindung (3).....	19
Abbildung 3-9: Selbstständiges Losdrehen von Schraubenverbindungen (2)	22
Abbildung 3-10: Reibungsverluste beim Anziehvorgang (8)	24
Abbildung 3-11: Bestimmung der Vorspannkraft aus dem Anziehdrehmoment (3)	25
Abbildung 3-12: Zusammenhang zwischen Strömungsprofil und Temperaturverlauf an einer ebenen Wand (11).....	29
Abbildung 3-13. Fluidseitiges Temperaturprofil in Wandnähe (11).....	30
Abbildung 3-14 Entstehung des Kontaktwiderstandes (14).....	32
Abbildung 3-15 Thermischer Kontaktwiderstand (15)	32
Abbildung 3-16 Modellansatz: prozentualer Kontaktanteil (16)	34
Abbildung 3-17: Vergleich empirisches Modell und Experiment.....	35
Abbildung 4-1: Thermische Übergänge der Krümmerverschraubung aus einem Simulationsmodell (4)	36
Abbildung 4-2: Prinzipielle Aufbau des stationären Verfahrens zur Ermittlung von kontaktdruckabhängigen Wärmeübergangszahlen	37
Abbildung 4-3 Prinzipieller Aufbau des instationären Verfahrens (16)	39
Abbildung 4-4: ZWICK Universalprüfmaschine 1484 mit dem 1. Versuchsaufbau	40
Abbildung 4-5: Heizelement zur Ermittlung der Kontakt- Wärmeübergangszahl	41
Abbildung 4-6: Heizmodul mit einer Probe.....	42
Abbildung 4-7: Konstruktionszeichnung der Werkstoffproben.....	43
Abbildung 4-8: Thermoelement Typ K verdreht mit Schweißpunkt	44
Abbildung 4-9: Eigenschaften des Messverstärkers SIM-Thermo(19)	44
Abbildung 4-10. Versuchsaufbau mit Messtechnik	45
Abbildung 4-11: Temperaturverlauf der Probenpaarung 1.7711/AlSi7MgCu0,5.....	46

Abbildung 4-12: Erster Versuchsaufbau ohne Kühlung mit einem großen Wärmestrom nach oben	47
Abbildung 4-13: ZWICK Prüfmaschine mit Kühlaufbau	49
Abbildung 4-14: Versuchsaufbau zur Ermittlung von Kontakt-Wärmeübergangszahlen.....	49
Abbildung 4-15: Schnitt durch die 7- lagige Abgaskrümmen-Stahldichtung	52
Abbildung 4-16: Probenanordnung mit eingeklemmter Abgaskrümmen- Dichtung	52
Abbildung 4-17: Kontaktdruckabhängiger Wärmeübergangskoeffizient Zylinderkopf/AGK Dichtung/AGK	53
Abbildung 4-18: Kontaktdruckabhängiger Wärmeübergangskoeffizient Zylinderkopf/Stiftschraube	54
Abbildung 4-19: Ersatzschaubild für den Versuch mit Schiebeleiste.....	55
Abbildung 4-20: Kontaktdruckabhängiger Wärmeübergangskoeffizient AGK/Mutter.....	55
Abbildung 4-21: Kontaktdruckabhängiger Wärmeübergangskoeffizient Schraube/Mutter	56
Abbildung 4-22: Versuchsaufbau für die Zug-/Druckversuche	57
Abbildung 4-23: Konstruktion zur Verdrehwinkelmessung an der Mutter	58
Abbildung 4-24: Messaufbau für Bolzenbiegung.....	59
Abbildung 4-25: Schematische Darstellung der Kräftesituation Krümmer rutscht auf einer Fläche	61
Abbildung 4-26: Schematische Darstellung der Kräftesituation Krümmer rutscht auf beiden Flächen	61
Abbildung 4-27: Theoretische Kraft/Weg Kurve für eine Verschraubung	62
Abbildung 4-28. Kraft/Weg Diagramm der ZWICK Prüfsoftware	63
Abbildung 4-29: Anbindung des Prüfaufbaus an die ZWICK.....	63
Abbildung 4-30: Kraft/Weg Diagramm zur Ermittlung der Reibung am AGK	64
Abbildung 4-31: Gebrauchsspuren an der Gleitlage nach den Versuchen	65
Abbildung 4-32: Abrieb der Kupferschicht an der Stiftschraube	65
Abbildung 4-33: Vergleich selbstständiges Losdrehen und gesicherte Mutter	66
Abbildung 4-34: Hochwarmfeste Quetschmutter M8 BMW	67
Abbildung 4-35: Hochwarmfeste Quetschmutter M8.....	67
Abbildung 4-36: Disc Lock Sicherungsscheibe(20).....	68
Abbildung 4-37: FS-Ganzstahlsicherungsmutter(21)	68
Abbildung 4-38: HELICOIL Sicherungsmutter(23)	69
Abbildung 4-39: Sicherungsblech von BMW.....	69
Abbildung 4-40: Kraft/Weg Diagramm ZWICK 20 Zyklen.....	69
Abbildung 4-41: Vorspannkraftverlust durch selbstständiges Losdrehen	70
Abbildung 4-42: Verdrehwinkel durch selbstständiges Losdrehen	70
Abbildung 4-43: Abdrücke der Disc Lock Scheiben auf Schiebleiste(links) und Mutter(rechts)	71
Abbildung 4-44: Stiftschraube mit Kraftmessring zur Ermittlung des Anzugsmoments	72
Abbildung 4-45: Ermittelte Vorspannkraftverläufe über das Anzugsmoment.....	72
Abbildung 4-46: Vorspannkraftstreuung zweier Schraubentypen bei 13 Nm und 19 Nm	73
4-47: Randbedingungen zur TMF Simulation des M57TUE2TL (4).....	74
Abbildung 4-48: Angebrachte Thermoelemente zur Temperaturmessung am AGK.....	75
Abbildung 4-49: Bauraumsituation beim N57D Triturbo	75
Abbildung 4-50: Gemessene Temperaturen am AGK des Versuchsträgers N57D30S1	76
Abbildung 4-51: Temperaturmessung am AGK eines 3-Zylinder Dieselmotors.....	77
Abbildung 4-52: Temperaturverteilung in der Simulation mit den alten Parametern bei rel. T_{31} =100%.....	78
Abbildung 4-53: Temperaturverteilung in der Simulation mit den neuen Parametern bei rel. T_{31} =100% (Kontakt-Wärmeübergangszahl, Umgebungstemperaturen, 12-Zonen-Modell)...	78
Abbildung 4-54: Verlauf der Schraubennormalkraft bei Änderung der Abgastemperatur T_{31}	79
Abbildung 4-55: Verlauf der Schraubennormalkraft bei Änderung der Abgastemperatur T_{31}	79
Abbildung 5-1:Kraft/Weg Diagramm zur Ermittlung der Reibung Versuch 1	81
Abbildung 5-2: Kraft/Weg Diagramm zur Ermittlung der Reibung Versuch 8	81
Abbildung 5-3: Kraft/Weg Diagramm zur Ermittlung der Reibung Versuch 9	82
Abbildung 5-4: Kraft/Weg Diagramm zur Ermittlung der Reibung Versuch 10	82

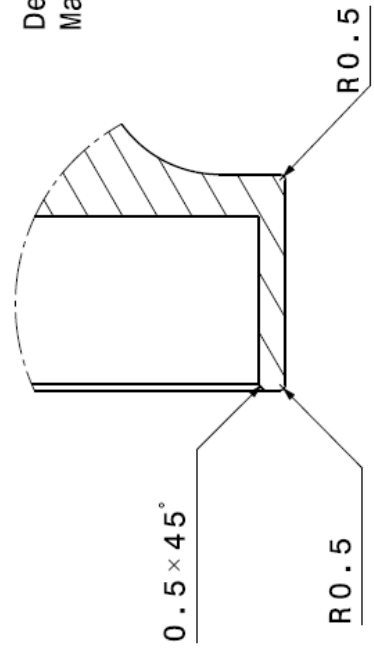
Abbildung 5-5: Kraft/Weg Diagramm zur Ermittlung der Reibung Versuch 15	83
Abbildung 5-6: Kraft/Weg Diagramm zur Ermittlung der Reibung Versuch 17	83

5.5 CATIA Zeichnungen

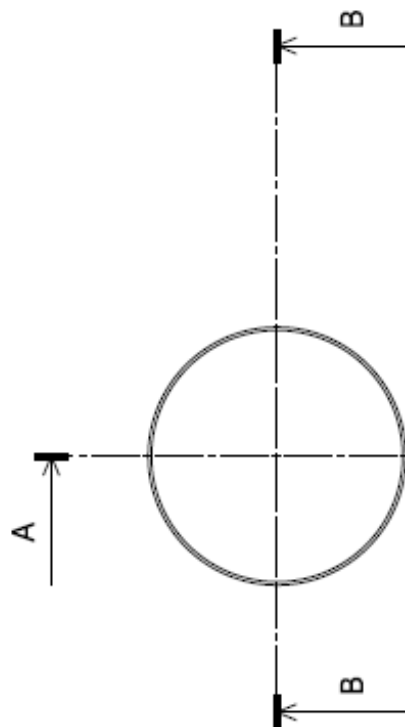




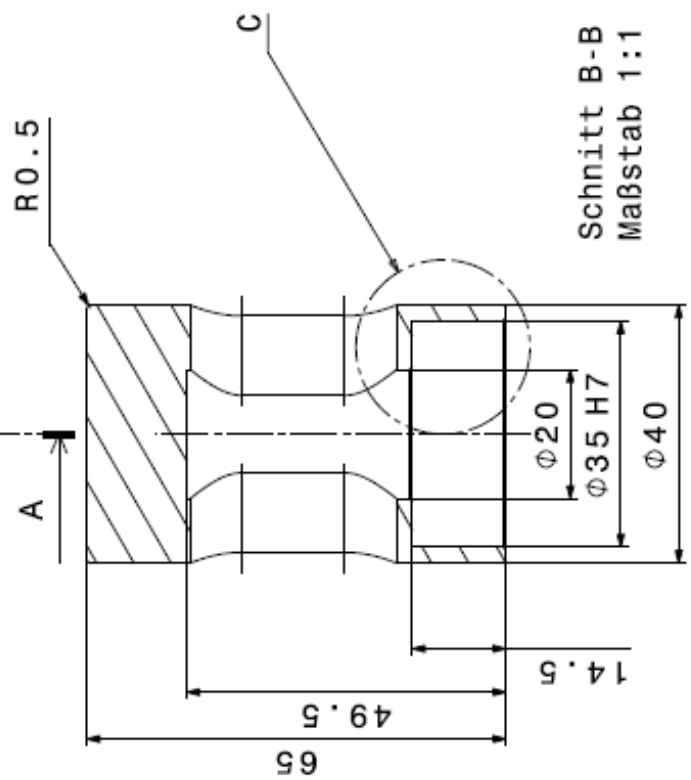
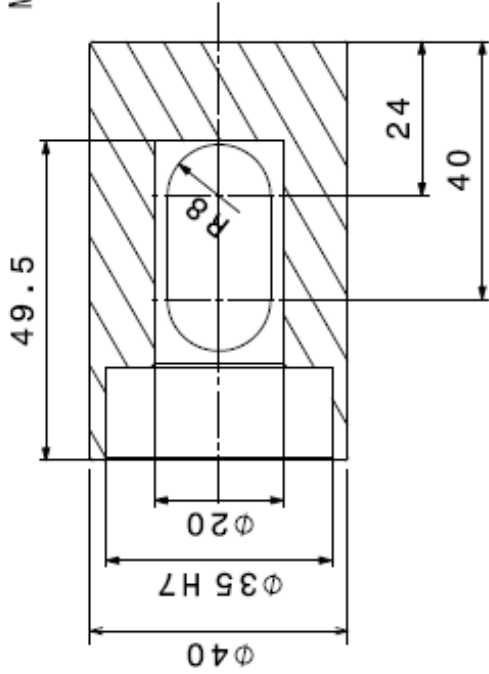
Detail B
Maßstab: 2:1



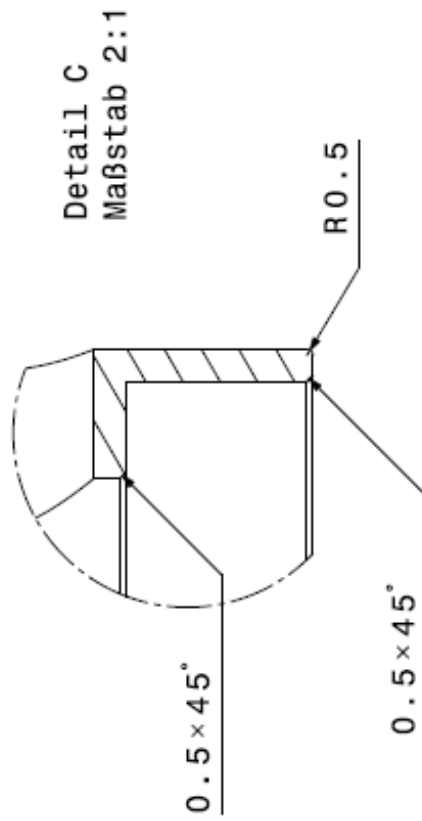
Schnitt A-A
Maßstab 1:1



Schnitt A-A
Maßstab 1:1

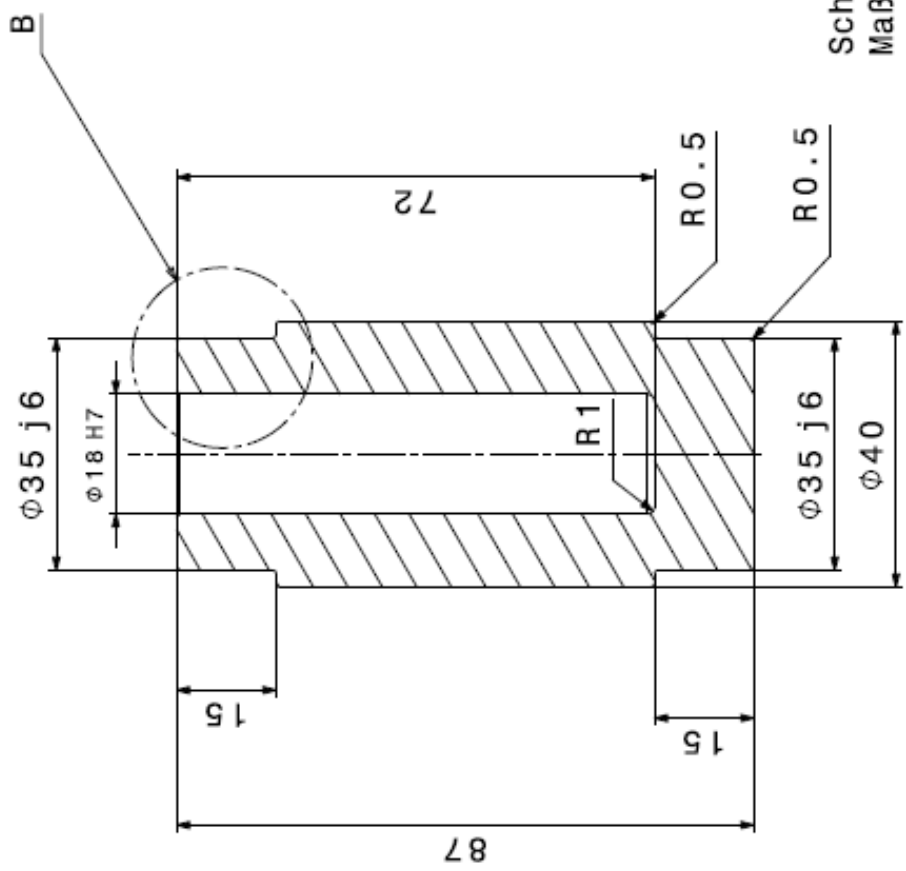
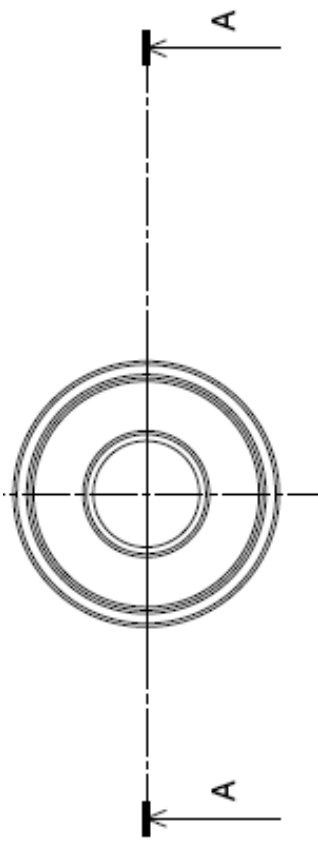


Schnitt B-B
Maßstab 1:1

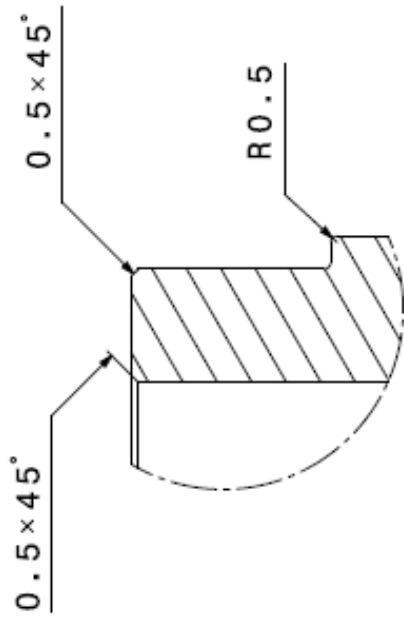


Detail C
Maßstab 2:1

Kopfteil mit Ausnehmung
zum durchführen der Anschlüsse
des Heizelements

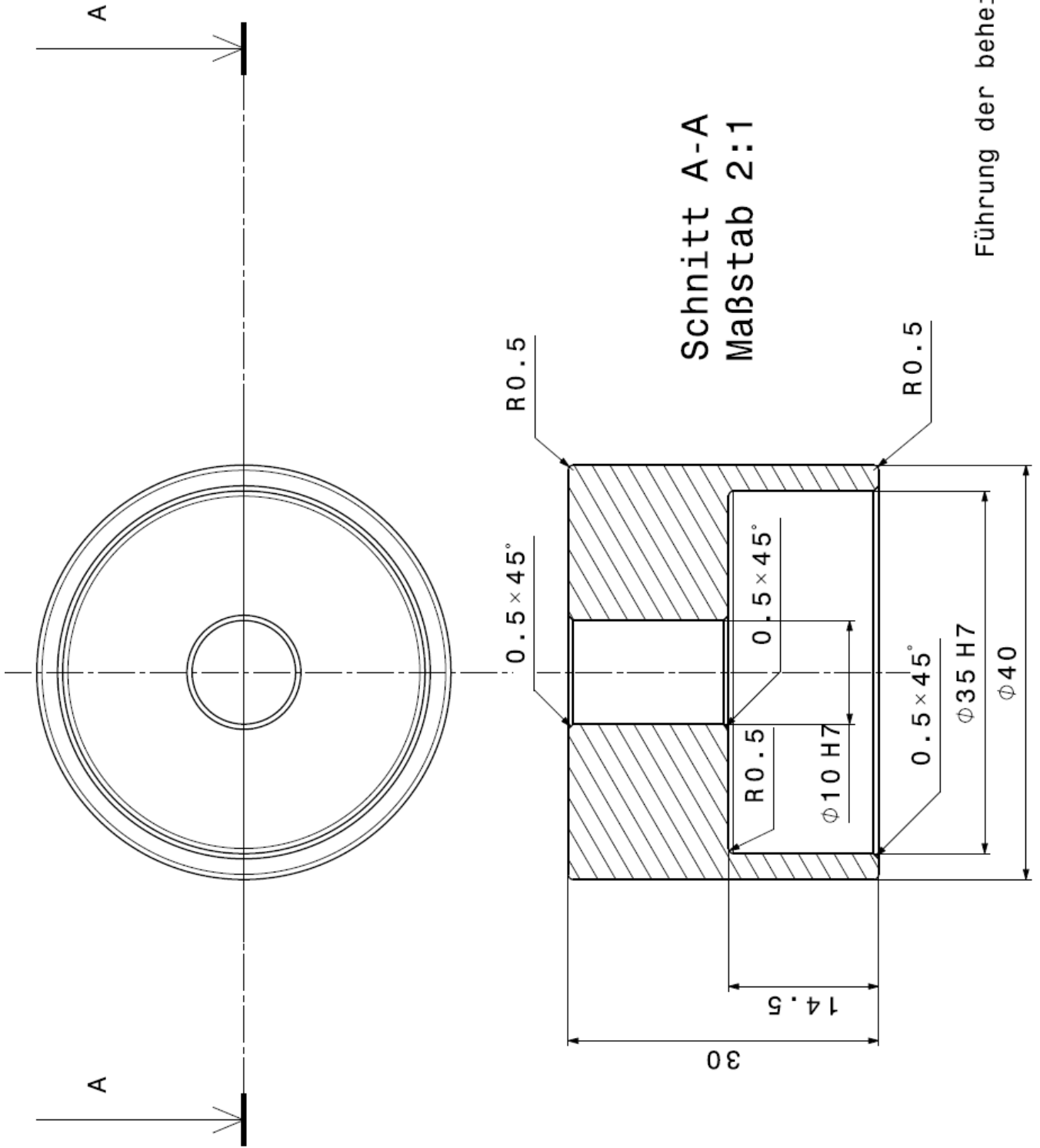


Schnitt A-A
Maßstab 1:1



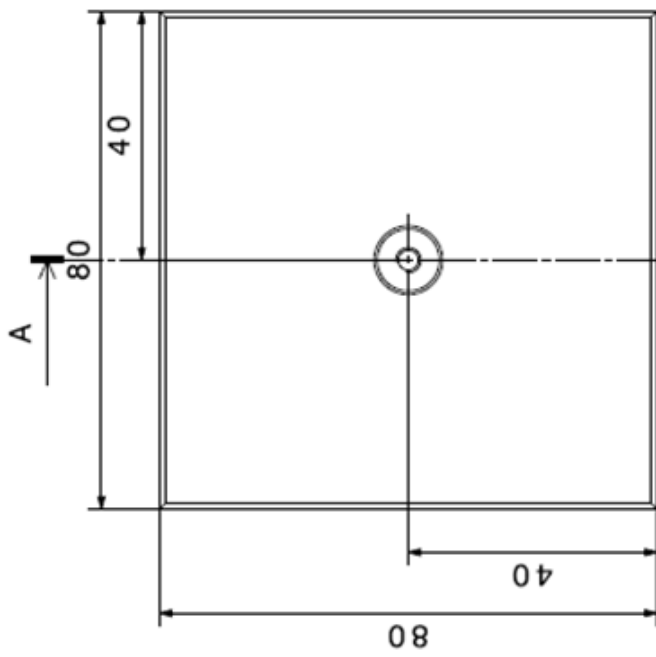
Detail B
Maßstab 2:1

Aufnahme für die Heizpatrone
mit Passung H7 für die Bohrung
laut Hersteller

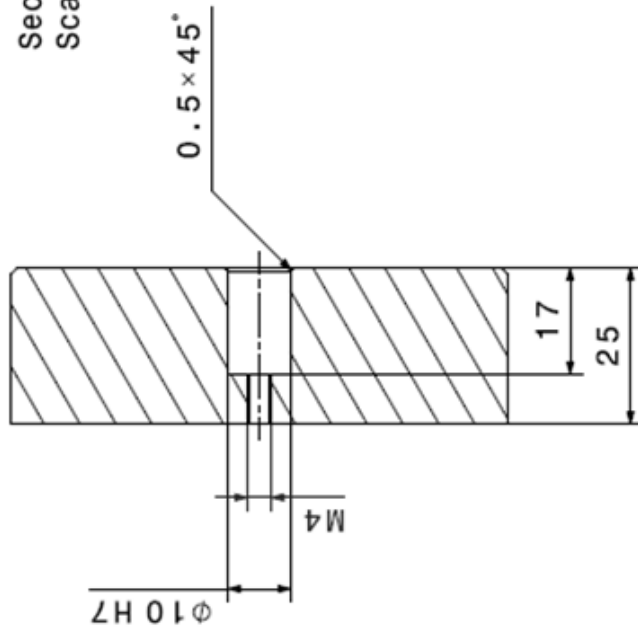


Schnitt A-A
Maßstab 2:1

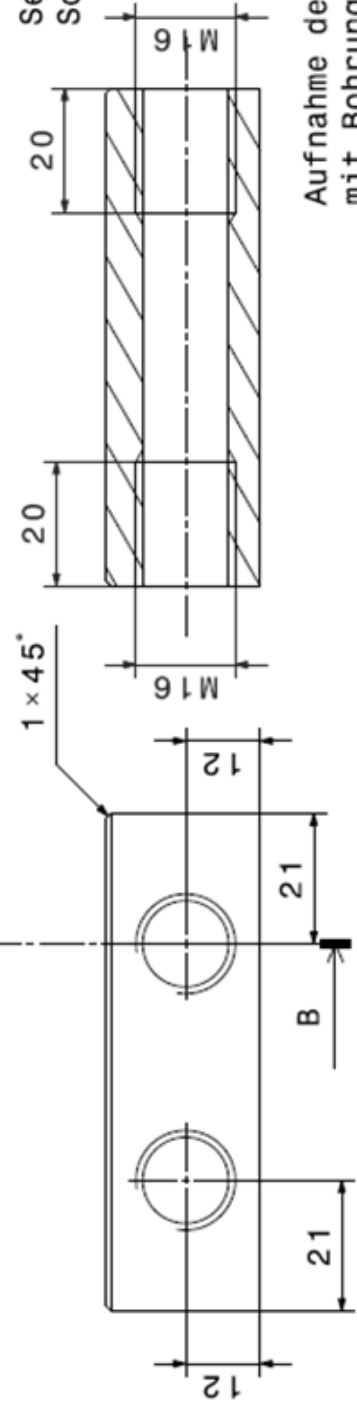
Führung der beheizten Probe



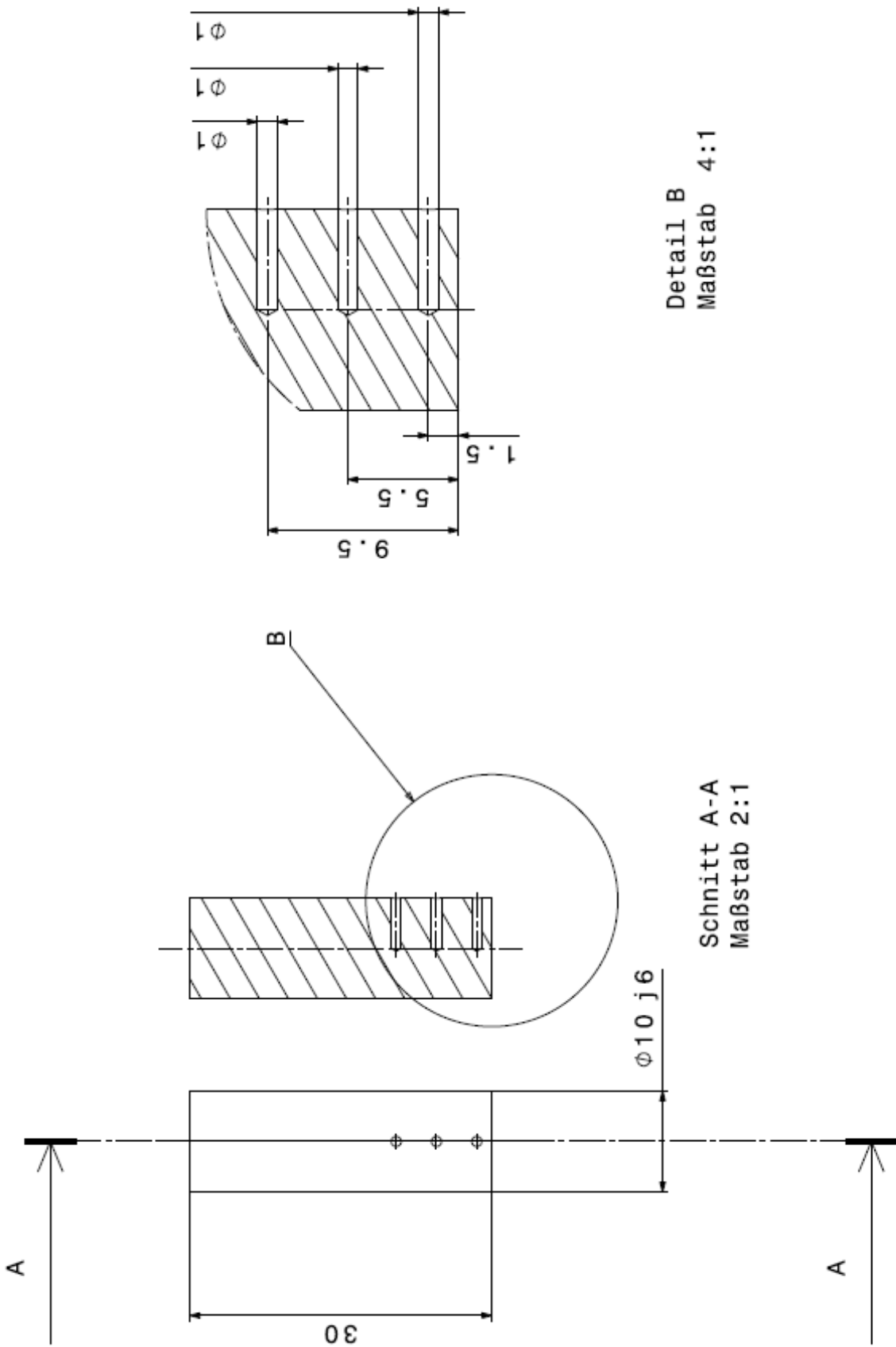
Section view A-A
Scale: 1:1



Section view B-B
Scale: 1:1



Aufnahme der unter Probe
mit Bohrungen für die
Kühlung mit Flüssigkeit



Detail B
Maßstab 4:1

Schnitt A-A
Maßstab 2:1