



**MONTAN
UNIVERSITÄT**
WWW.UNILEOBEN.AC.AT

Montanuniversität Leoben

Department Product Engineering
Lehrstuhl für Allgemeinen Maschinenbau



COMET Competence Centers for Excellent Technologies

COMET

Competence Centers for
Excellent Technologies

**Entwicklung eines neuartigen Prüfkonzepts
zur Ermittlung der lokalen Zahnfußtragfähigkeit
von Hypoidtellerrädern**

Diplomarbeit

Philip Herics

Leoben, Oktober 2009

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre hiermit an Eides statt, die vorliegende Diplomarbeit

„Entwicklung eines neuartigen Prüfkonzepts zur Ermittlung der lokalen Zahnfußtragfähigkeit von Hypoidtellerrädern“

unter Zuhilfenahme der angeführten Quellen eigenständig angefertigt zu haben.

Philip Herics

Leoben, im Oktober 2009

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meines Diplomstudiums Montanmaschinenwesen mit Schwerpunkt Computational Design am Department Product Engineering, Lehrstuhl für Allgemeinen Maschinenbau, an der Montanuniversität Leoben.

Dem Leiter des Lehrstuhls, Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Wilfried Eichlseder danke ich für die Schaffung der Voraussetzungen zur Durchführung dieser Arbeit und für seine Unterstützung.

Herrn Dipl.-Ing. Christoph Haberer danke ich besonders für die Betreuung und Förderung, die er mir im Laufe der Arbeit entgegengebracht hat.

Bedanken möchte ich mich auch bei allen Mitarbeitern des Lehrstuhls für Allgemeinen Maschinenbau sowie des CD-Labors für Betriebsfestigkeit, die mich in meiner Tätigkeit unterstützt haben.

Der größte Dank gilt jedoch meinen Eltern, meiner Schwester und den Großeltern die mich während meines gesamten Studiums unterstützt, begleitet und motiviert haben.

Kurzfassung

Die Automobilindustrie ist ständig, bestrebt durch innovative Ideen die Produktionskosten für Getriebebauteile zu senken und gleichzeitig die Tragfähigkeit der Komponenten zu steigern. Dieser Entwicklungstrend erfordert genaue Kenntnisse über die Tragfähigkeit und Schadensmechanismen von Getriebeverzahnungen. Der Bruch eines Zahnes limitiert dabei die Leistungübertragung des gesamten Getriebes und führt zu Totalzerstörung. Die Ermittlung der Zahnfußtragfähigkeit von geradverzahnten Stirnrädern im Einzelkontakt kann auf einem Pulsator erfolgen. Für Hypoidtellerräder ist bislang jedoch noch keine experimentelle Prüfmöglichkeit bekannt. Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist daher die Konzeption und Konstruktion einer Prüfvorrichtung für ein Hypoidtellerrad. Zusätzlich soll durch numerische Finite Elemente Simulation der Übertrag der Prüfergebnisse in Auslegungskennwerte geschaffen werden. Der Vergleich der zulässigen Zahnfußspannung des Hypoidtellerrades mit unterschiedlicher Einsatzhärtetiefe soll die Relevanz der Randschicht aufzeigen.

Das Ablaufdiagramm der Diplomarbeit ist in Abb. 1.1 dargestellt. Die Geometrie der einsatzgehärteten und fertig bearbeiteten Hypoidtellerräder F-Serie wurde zur Entwicklung des neuen Prüfkonzeptes digitalisiert. Nach der Konstruktion und dem Aufbau des Prüfstandes wurde das Tragbild in ersten Testprüfungen eingestellt und optimiert. Parallel wurde eine FE – Simulation des Prüfstandes zur Berechnung der Zahnfußspannung und zur Beurteilung der Tragbildlage geschaffen. Zur Beurteilung der Einsatzhärtetiefe wurde die lokale Bauteilwöhlerlinie des Serien – Hypoidtellerrades mit Einsatzhärtetiefe Eht 0,9mm mit der Variante Hypoidtellerrad Eht 0,65mm verglichen und diskutiert. Der Übertrag der Prüfergebnisse erfolgte wiederum durch numerische Simulation. Die geschaffene Prüfvorrichtung eignet sich sehr gut zur experimentellen Ermittlung der Zahnfußtragfähigkeit von Hypoidtellerrädern. Weiters kann ein deutlicher Unterschied der Zahnfußtragfähigkeit zwischen den Hypoidtellerradvarianten Eht 0,65 und Eht 0,9 gezeigt werden.

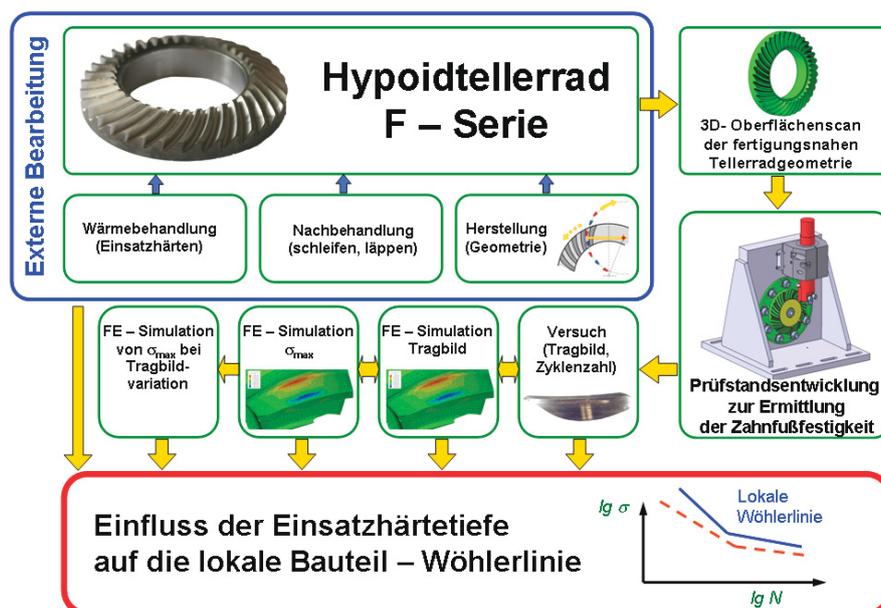


Abb. 1.1: Ablaufdiagramm der Diplomarbeit

Abstract

The development of modern automotive drivetrains is governed by the competing demands of constantly increasing transmitted power as well as weight and cost reduction. To meet these controversial goals simultaneously, it is necessary to characterise the load carrying capacity and the damage mechanisms of gear toothings. The fracture of one tooth root limits the kinematical function of transmitted power and leads to the total damage of the gear pair. The evaluation of the tooth root load carrying capacity for spur and helical gears in single contact can be performed on a servo hydraulic test bench. For complex hypoid gears no convenient experimental solution exists. Therefore the aim of the diploma thesis is the conception and construction of a new test procedure for testing hypoid wheels in single contact. Additionally the fatigue results by means of Wöhler curves out of the hypoid wheel tests are transformed into design values via Finite Element Simulations. The comparison of the fatigue values of two hypoid wheels with different case hardening depths point the relevance of the heat treatment out.

The flow chart of the diploma thesis is pictured in Abb. 1.2. The true manufactured geometry of the hypoid wheel F-series was digitised by means of optical scanning. After the development of the hypoid wheel test rig the bearing face of the experimental tests was adjusted and optimised. Simultaneously a Finite Element (FE) Simulation of the test procedure was built up to validate and transfer the bearing faces out of the experimental tests and to evaluate the local stress in the tooth root. To estimate the influence of two different case hardening considerations on the load carrying capacity of the tooth root, the serial hypoid wheel with the characteristic case hardening depth 0,9mm is compared with the hypoid wheel with reduced case hardening depth of 0,65mm. The developed experimental test procedure for the hypoid wheel F-series leads to proper tooth root fatigue results, whereby comparing the different case depth variants a distinct difference can be seen.

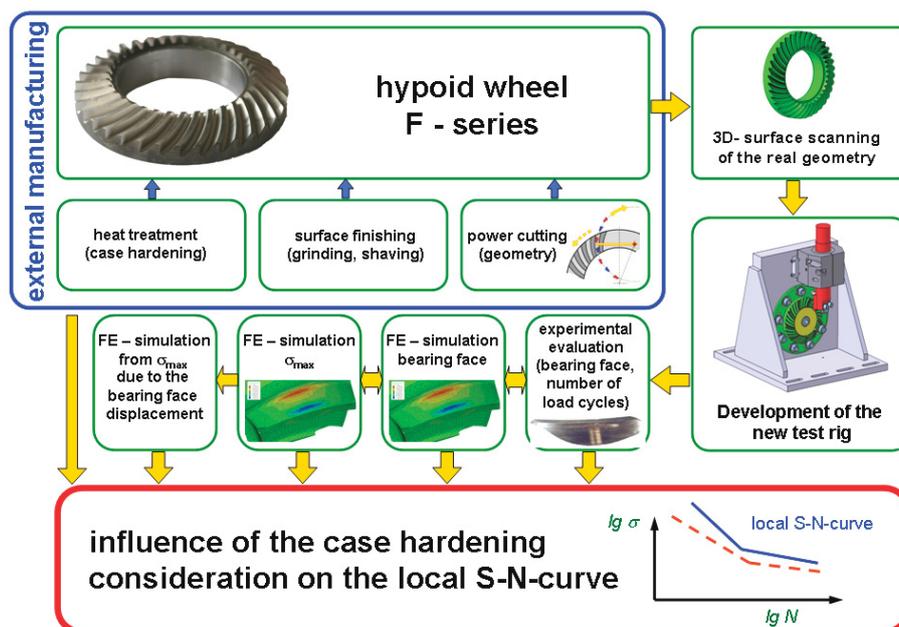


Abb. 1.2: cycle of the diploma thesis

Inhaltsverzeichnis

1. Motivation zur Arbeit	1
2. Aufgabenstellung und Zielsetzung.....	2
3. Verzahnungstheorie	3
3.1. Theorie der Kegelradverzahnung.....	3
3.2. Theorie der Hypoidverzahnung.....	5
3.3. FZG Tragfähigkeitsgrenzen	8
3.4. Methoden zur Bestimmung der Zahnfußspannung σ_F nach <i>DIN 3990</i> für gerad- und schrägverzahnte Stirnräder	11
3.5. Berechnung der Zahnfußtragfähigkeit von Kegelrädern nach <i>DIN 3991-3</i>	12
3.6. Anwendungsgrenzen der Normung zur Berechnung einer Hypoidverzahnung	18
3.7. Prinzip der Einsatzhärtung	18
4. Betriebsfestigkeit von Getriebekomponenten.....	20
4.1. Allgemeine Betrachtung der Ermüdung.....	20
4.2. Begriffe und Definitionen bei schwingender Belastung	20
4.3. Theorie der Wöhlerlinie	21
4.4. Beurteilung der Zahnfußtragfähigkeit durch das örtliche Spannungskonzeptes auf Gradientenbasis	23
4.4.1. Stützziffer (n_z).....	25
4.4.2. Oberflächenverfestigung durch Einsatzhärten ($f_{RS,D}$)	29
4.4.3. Rauigkeitseinfluss ($f_{OR,D}$).....	29
4.4.4. Mittelspannungseinfluss ($f_{Mi,D}$).....	30
4.4.5. Optimale Einsatzhärtetiefe von Zahnrädern	31
5. Neuentwicklung einer Prüfstrategie zur Untersuchung des Schwingfestigkeitsverhaltens von Hypoidtellerrädern	34
5.1. Bestehendes Prüfkonzept zur Untersuchung von Zahnfußfestigkeiten von Hypoidverzahnungen....	34
5.2. Anforderungen an das neue Prüfkonzept	38
5.3. Lösungsansätze zur Realisierung der gestellten Anforderungen.....	39
5.4. Prüfmethodik und Versuchsdurchführung	43
5.4.1. Tellerrad – Anschlussplatteneinheit	45
5.4.2. Belastungseinheit	46
5.4.3. Schweißkonsole.....	47
5.5. Tragbildeinstellung beim Hypoidtellerradprüfstand	48
5.6. Unterschied des Prüfverfahrens zum realen Einsatz der Verzahnung.....	51
6. Das Tragbild im Einzelkontakt.....	53
7. Ermittlung der lokalen Zahnfußspannungswerte durch die FE – Simulation.....	55
7.1. Tragbildabgleich der FE – Simulation mit dem Versuch.....	55
7.2. Einfluss der Tragbildverschiebung auf die Zahnfußtragfähigkeit.....	57
8. Materialuntersuchungen an den Hypoidtellerrädern F– Serie.....	59
8.1. Untersuchungen der Einsatzhärtetiefe.....	59
8.1.1. Ermittlung der Härteverläufe für die erste Prüfkörpervariante.....	60
8.1.2. Ermittlung der Härteverläufe für die zweite Hypoidtellerradvariante.....	60
8.2. Untersuchung der Gefügeausbildungen	61

9. Bruchanalyse.....	63
10. Ergebnisse der Wählerversuche	65
11. Zusammenfassung.....	68
12. Verwendete Formelzeichen	71
13. Literaturverzeichnis.....	73
14. Danksagung.....	75
15. Anhang	76

1. Motivation zur Arbeit

Die Automobilindustrie ist ständig bestrebt, ihre Produkte und Herstellprozesse zu optimieren. Durch gezielte Vorentwicklung und Überprüfung der Serientauglichkeit ergibt sich somit die Chance, innovative Ideen in der Serienproduktion umzusetzen. Der entscheidende Wettbewerbsvorteil wird mit einem Produkt erreicht, welches sich wirtschaftlich herstellen lässt und gleichzeitig die geforderten Tragfähigkeiten und Eigenschaften im Betrieb aufweist. Zur Übertragung, Übersetzung und Verteilung von Drehmoment und Drehzahl kommen verschiedenste Zahnradgetriebe zum Einsatz. Diese werden im Betrieb hochdynamisch belastet, wobei zahlreiche Ermüdungsvorgänge in komplexer Wechselwirkung zueinander stehen. Die Ermüdung des Zahnfußes, der Zahnfußbruch, limitiert dabei die kinematische Funktion des Gesamtsystems. Für Winkelgetriebe, welche auch in Achsgetrieben Verwendung finden (Abb. 1.1), gibt es bislang nur die Möglichkeit, die Zahnfußtragfähigkeit in aufwendigen Prüfläufen im Prüfgetriebe oder realen Getriebe zu untersuchen. Der Zahnfußbruch wird im Prüflauf meist durch zahlreiche vorangehende Schadensmechanismen der Zahnflanke verursacht. Die Ermittlung absoluter Kennwerte der Zahnfußtragfähigkeit am Pulsator ist bislang nur für Stirnräder durchführbar. Die experimentelle Ermittlung der Zahnfußtragfähigkeit eines einsatzgehärteten Hypoidtellerrades mittels eines neuartigen Prüfkonzeptes ist daher zentrales Thema der vorliegenden Diplomarbeit.

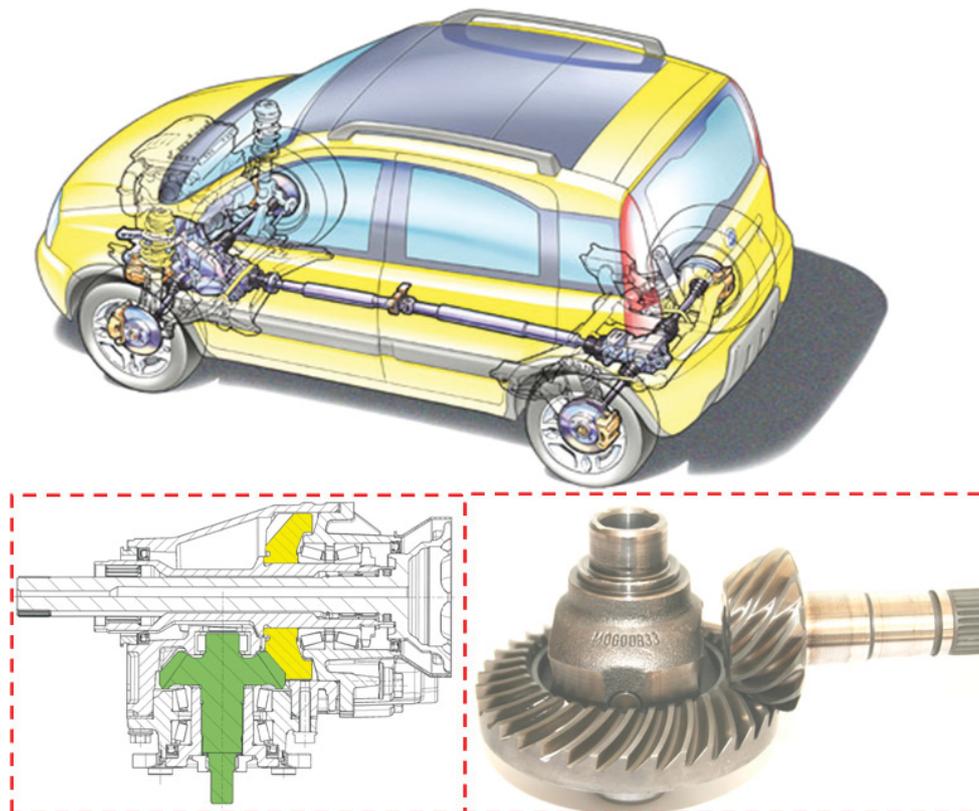


Abb. 1.1: Schnittzeichnung eines Achsgetriebes; Hypoidtellerrad mit Differentialkorb und Hypoidschaftkegelrad

2. Aufgabenstellung und Zielsetzung

Durch die steigenden Anforderungen an ein höheres Leistungsgewicht moderner Fahrzeuggetriebe ist es erforderlich, die Tragfähigkeit der Verzahnungen genau zu charakterisieren. Für die Bestimmung der Zahnfußtragfähigkeit von Hypoidtellerrädern ist bislang keine brauchbare Prüfmethode bekannt. Die Prüfung im realen Getriebe oder am Hypoidverspannungsprüfstand ist sehr zeit- und kostenintensiv und liefert durch den Mehrfacheingriff und zahlreiche dynamische Einflüsse keine absolute Aussage über die Zahnfußtragfähigkeit eines Zahnes. Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist daher die Entwicklung eines Prüfstandes zur Bestimmung der Zahnfußtragfähigkeit des Hypoidtellerrades F-Serie im Einzelkontakt. Damit kann die Lebensdauer eines Zahnfußes im Zeit- und Dauerfestigkeitsgebiet anhand einer Wöhlerlinie ausgewertet werden. Durch die Finite Elemente (FE) Simulation des Prüfaufbaus wird die aus dem Experiment erhaltene Kraft- versus Lastwechsel- Wöhlerlinie übergeführt in eine Spannung- versus Lastwechsel- Wöhlerlinie. Dies ermöglicht eine absolute Aussage zur Zahnfußtragfähigkeit und liefert den für Neuauslegungen charakteristischen Wert für die Zahnfußdauerfestigkeit σ_{flim} . Den Einfluss der Tragbildverschiebung entlang der Zahnflanke auf den Spannungswert im Zahnfuß wird ebenfalls in einer FE – Parameterstudie erforscht. Die ausführliche Bruch- und Schadensanalyse zeigt den Anriss- und Bruchverlauf im Zahnfuß. Eine Studie zum Einfluss der Einsatzhärtetiefe EHT600 HV1 auf die Zahnfußtragfähigkeit des Hypoidtellerrades charakterisiert die Relevanz der einsatzgehärteten Randschicht (Abb. 2.1).



Abb. 2.1: Hypoidtellerradvariante F – Serie

3. Verzahnungstheorie

Zur stetigen Übertragung von Leistung und Drehbewegung werden im modernen Automobilbau zahlreiche Verzahnungsvarianten eingesetzt. Zur Verteilung der Antriebskraft an die Hinterräder wird im Hinterachsgetriebe ein Winkeltrieb verwendet. Aufgrund der engen Platzverhältnisse und Notwendigkeit eines Winkeleinbaus benötigt man Wälzgetriebe mit sich schneidenden bzw. sich kreuzenden Achsen. Die Grundlagen dieser Verzahnungsart wird in den folgenden Kapiteln beschrieben.

3.1. Theorie der Kegelradverzahnung

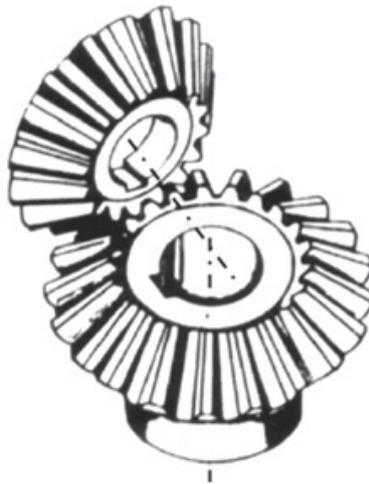


Abb. 3.1: Kegelradverzahnung [1]

Die Theorie der Kegelradverzahnung beruht auf zwei kegeligen Grundkörpern (Wälzkegel), die entlang einer Mantellinie, ohne Gleiten, abrollen. Dabei schneiden sich die Achsen der aneinander wälzenden Grundkörper (Abb. 3.1). Man erhält das so genannte Planrad (Erzeugerrad) welches zur Herstellung von geradzahnten Kegelradpaarungen herangezogen werden kann (Abb. 3.2). Bei der Erzeugung der Verzahnung wälzt jeweils ein Rad einer Paarung mit der durch die Werkzeugbewegung verkörperten Planverzahnung ab. So eine Art der Verzahnung wird als Paarverzahnung oder als Satzräderverzahnung bezeichnet. Die Planverzahnung kann somit durch die Teilkegellänge, die Zahnbreite, die Zahnform und die Form und Richtung der Flankenlinie sowie die Kopf- und Fußfläche beschrieben werden. Durch die Angabe der Planverzahnung sowie der Teilkegel- und Achswinkel zwischen Teller- und Schaftkegelrad lässt sich in weiterer Folge die Kegelrad-Paarverzahnung eindeutig festlegen. Bei der Hypoidverzahnung ist die Angabe der Achsversetzung noch zusätzlich ausschlaggebend. [2]

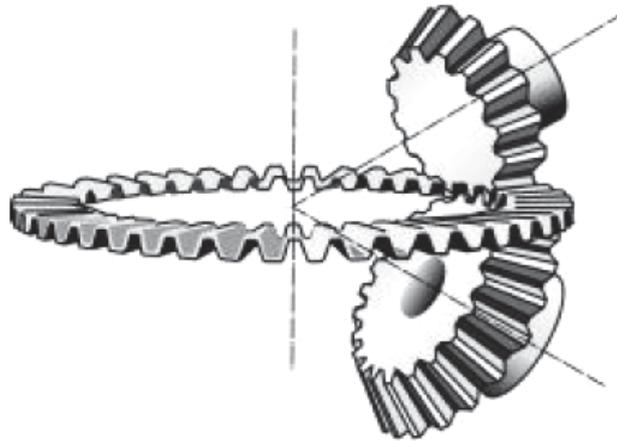


Abb. 3.2: Planrad der Kegelradverzahnung [2]

Durch die Wahl des Bezugsprofils der Planradverzahnung als Trapezform, so wie bei der Stirnradverzahnung, erhält man bei der Erzeugung der Kegelverzahnung eine Oktoidenverzahnung. Grund für diese Bezeichnung findet man in der 8-förmigen Eingriffslinie die am betrachteten Kugelmantel der Kegelradpaarung verläuft. Bei der Fertigung von Kegelrädern wird demnach wie bei Stirnrädern die Gerade der Zahnflanke im Wälzverfahren als Werkzeugschneide längs der Flankenlinie bewegt.

Vorteile dieser Oktoiden liegen, so wie bei Evolventen, im konstanten Übersetzungsverhältnis und der Unempfindlichkeit gegen Relativverschiebungen zwischen Teller- und Schaftkegelrad senkrecht zum Teilkegel. Die Flankenlinien vom Teller- oder Schaftkegelrad sind Schnittlinien der Zahnflanken mit dem Teilkegel und ergeben sich mit der Festlegung der Flankenlinie des Planrades. Unterschiedliche Bauformen von Kegelrädern werden durch die Geometrie der Flankenlinien bestimmt (Abb. 3.3). Der Flankenverlauf steht im direkten Zusammenhang mit der Schneidbewegung des Werkzeuges und bestimmt somit das Fertigungsverfahren. [2]

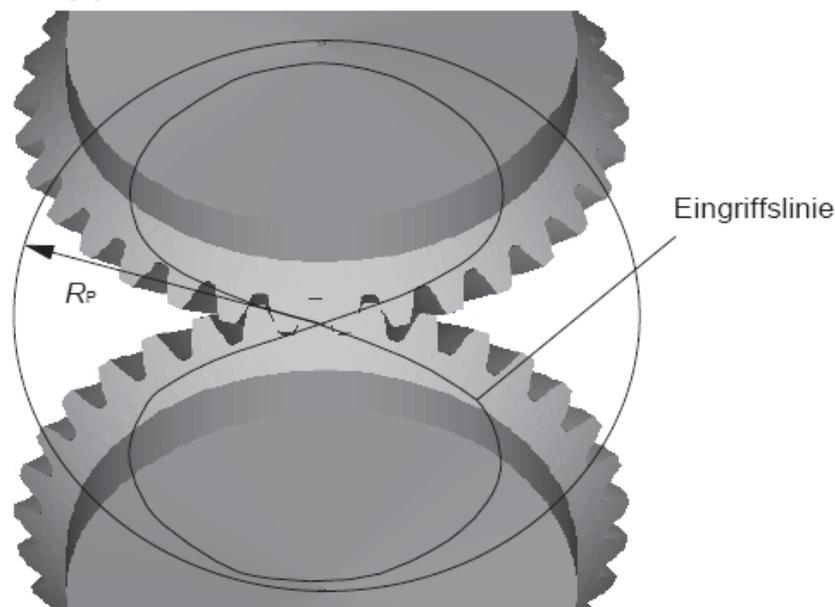


Abb. 3.3: Eine Oktoidenverzahnung erhält man bei der Erzeugung von Kegelverzahnungen [2]

3.2. Theorie der Hypoidverzahnung

Bei achsversetzten Spiralkegelrädern, die nach *DIN 868* [3] als Hypoidpaar bezeichnet werden, schneiden sich die Achsen der Verzahnung nicht, sondern kreuzen sich im Abstand a_v , der so genannten Achsversetzung (Abb. 3.4). Es handelt sich dann um ein Kegelschraubgetriebe, bei dem der Achswinkel Σ derjenige Winkel ist, den die Achsen in einer Ebene senkrecht zur Kreuzungslinie bilden und der dem Zahneingriff der Kegelräder zugewandt ist. In den meisten Anwendungsfällen wird ein Winkel von $\Sigma = 90^\circ$ verwendet. [4]

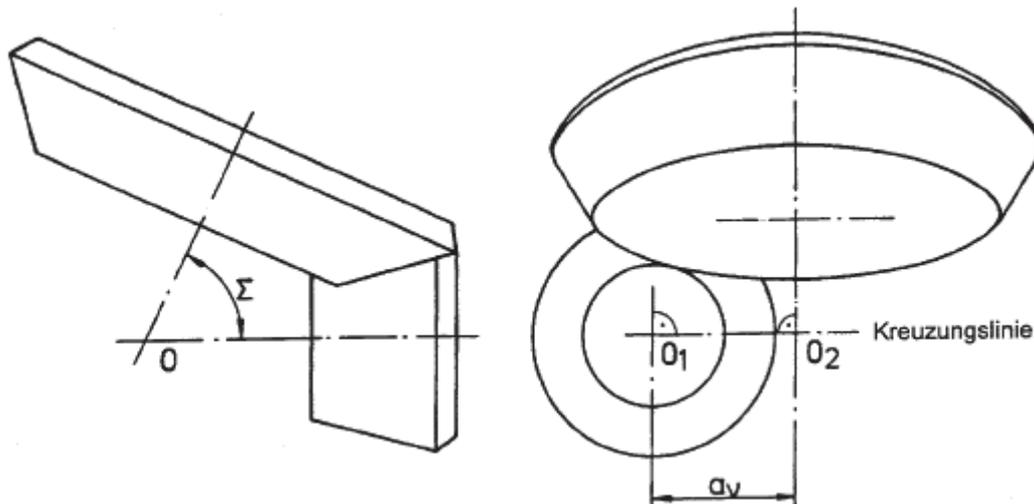


Abb. 3.4: Achsversetzung bei Hypoidverzahnungen [4]

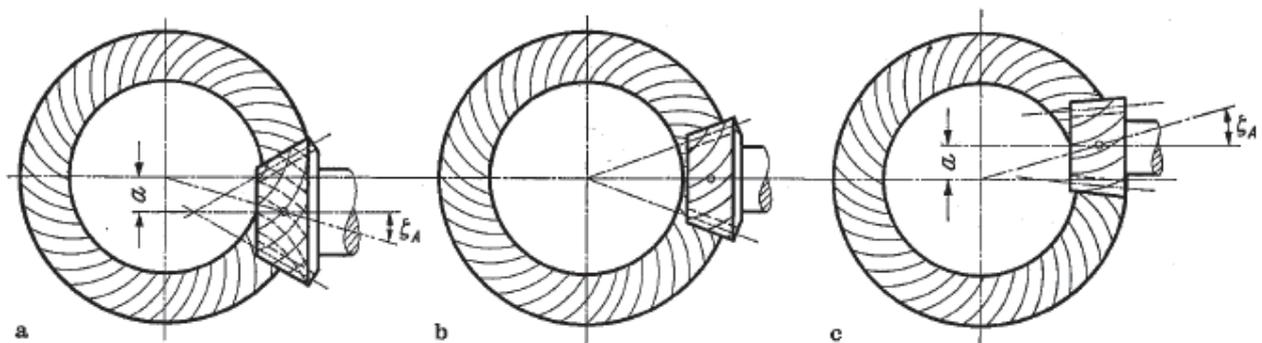


Abb. 3.5: Hypoidradpaare, a) Plus-Achsversetzung; b) ohne Achsversetzung (Kegelradpaar);
c) Minus- Achsversetzung [5]

Unter Berücksichtigung der Spiralrichtung gibt es zwei Möglichkeiten für die Durchführung der Achsversetzung. Bei der positiven Achsversetzung werden, bei gleich bleibender Größe des Tellerrades, der Durchmesser, die Sprungüberdeckung und Spiralwinkel des Ritzels größer als bei dem entsprechenden Getriebe ohne Achsversatz. Dadurch ergibt sich eine höhere Belastbarkeit und Laufruhe. Bei negativer Achsversetzung werden sie kleiner. Im Gegensatz zu nicht achsversetzten Kegelrädern ist die Spiralrichtung durch Konstruktionsvorgaben weitgehend festgelegt. Das treibende Ritzel sollte eine Spiralrichtung bekommen, die – von der Spitze aus gesehen – mit der Drehrichtung gleichsinnig ist. Hierdurch erhält das Tellerrad die geringste Axialkraft, was sich aufgrund des großen

Hebelarmes vorteilhaft auswirkt (Abb. 3.5). Durch die Achsversetzung wandert die Antriebswelle in weitere Folge nach unten. Diese Maßnahme verringert die Geräuschemission aufgrund der höheren Überdeckung. Jedoch wird dadurch eine erhöhte Gleitbewegung zwischen den beiden Kontaktpartnern generiert was in einer steigenden Verschleiß- und Fressbeanspruchung resultiert und somit den Wirkungsgrad verringert. Daher sind zur Verbesserung der Fressstragfähigkeit besondere Schmieröle (EP-Öl, Hypoidöl) erforderlich [5].

Hypoidradsätze sind sehr empfindlich gegenüber Lageänderungen der Achsen. Dies kann zu einseitigem Tragen, unruhigem Lauf oder Klemmen führen. Daraus ergeben sich hohe Ansprüche an die Fertigungsgenauigkeit und Montage. Zur Verbesserung der Verlagerungsempfindlichkeit werden Verzahnungen mit Profilkorrekturen (Längs- und Profilballigkeit, Eingriffswinkel, Spiralwinkel und Zahnverwindung) versehen. Form und Größe der Modifikationen werden durch die Angabe der minimalen Abstände zwischen den Zahnflanken einer Verzahnungspaarung dargestellt (Abb. 3.6). Diese Art der Darstellung wird auch als Ease-Off bezeichnet. [6]

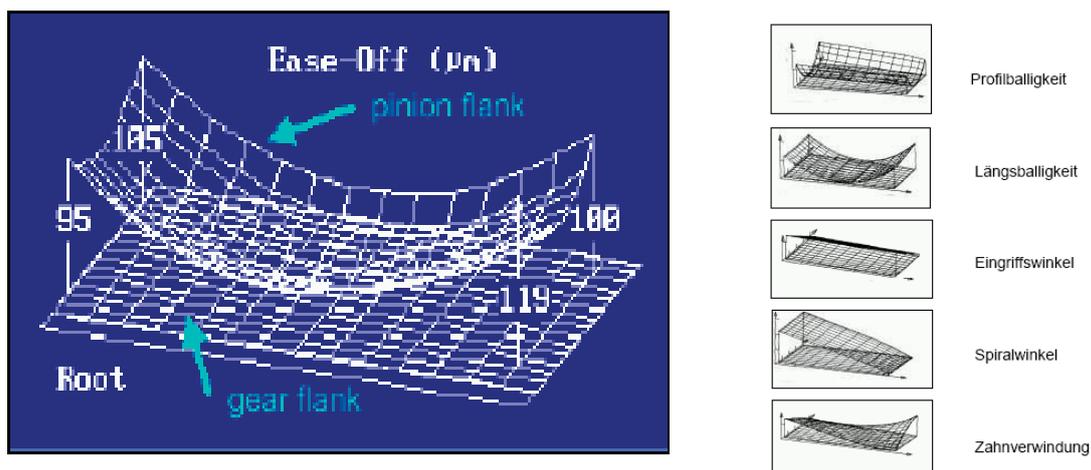


Abb. 3.6: Ease-Off (Fa. OERLINKON GEARTEC) [6]

Abhängig von der axialen Lage des Teller- und Ritzelrades sowie der Winkellage der Schaftkegelachse zur Tellerradplanfläche insbesondere bei fliegender Lagerung, wandert im Betrieb das Tragbild in Abhängigkeit der Last. Bei der Entwicklung muss daher auf den Einfluss der Verformung einzelner Getriebekomponenten wie z.B. des Getriebegehäuses oder der Getriebewellen, ausgelöst durch Kräfte und Temperatureinwirkungen während des Betriebes, geachtet werden. Die Veränderung des Tragbildes aufgrund der erwähnten Einflüsse darf einen gewissen Toleranzbereich nicht überschreiten.

Die Lage und Länge des integrierten Tragbildes lässt sich durch Tragbildpaste oder Tragbildlack feststellen. Bei geringer Belastung soll mindestens 50% der Zahnlänge überdeckt werden. Bei voller Last sollte das Tragbild theoretisch 100% der Zahnlänge überdecken. Das Verhalten der einzelnen Getriebekomponenten ist jedoch aufgrund von Toleranzen, Härteverzügen und Verformungen unter Last nicht ausreichend bekannt. Deshalb wird im Allgemeinen ein kürzeres Tragbild angestrebt. Es soll bis etwa 85% der Zahnlänge überdecken, die Zahnenden sollten frei bleiben um ein Kantentragen mit Sicherheit zu

verhindern. Unter Last ergibt sich aus der Kontaktbedingung der im Eingriff stehenden Zahnflanken eine Axialkraft F_a und eine Vertikalkraft F_v (Abb. 3.7). [6]

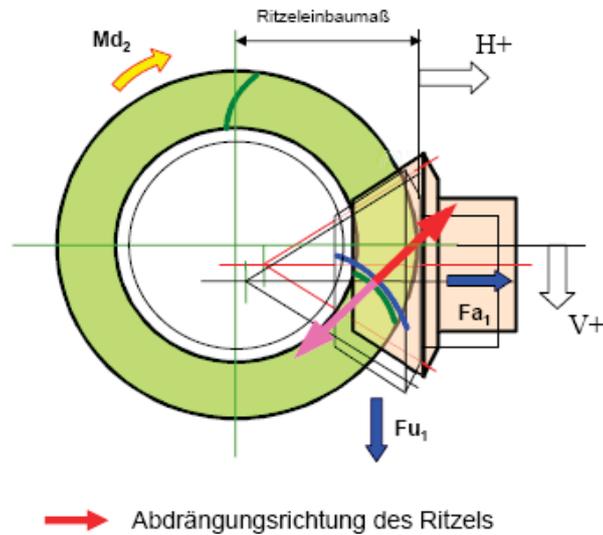


Abb. 3.7: Triebkräfte bei Hypoidrädern [6]

Bei Hypoidrädern sind die Flankenlinien wie bei Bogenzahn-Kegelrädern (Spiralkegelrädern) gekrümmt und haben je nach Herstellungsverfahren eine Epizykloide, eine Evolvente oder einen Kreisbogen als Flankenlinie. Die Verzahnung, der in der Arbeit betrachteten Hypoidtellerradvariante, wird durch ein diskontinuierliches Teilschnittverfahren (Face – Milling – Verfahren) hergestellt. Dabei wird das Tellerrad auf der Aufspannplatte des Werkzeugtisches niedergespannt und durch die kreisende Bewegung des Werkzeugs entsteht eine Zahnücke. Das Tellerrad wird in weiterer Folge um die Teilung der Verzahnung gedreht und das Werkzeug erstellt eine neue Zahnücke. Die Merkmale dieser Verzahnungsherstellung sind unter anderem ein kreisbogenförmiges Zahnprofil mit konstanter Zahnückenweite und konstanter Zahnkopfdicke (Abb. 3.8). [6]

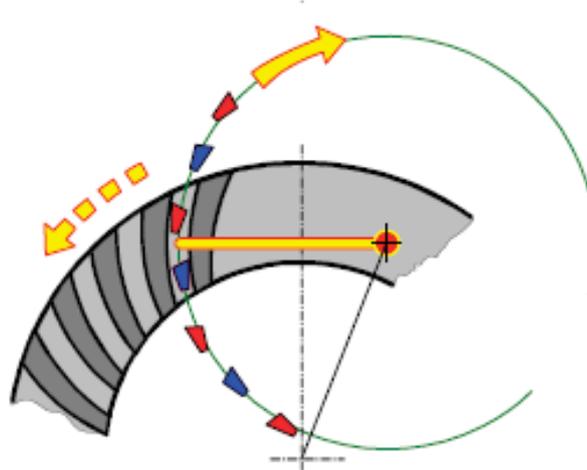


Abb. 3.8: Verzahnungsverfahren (Fa. OERLINKON GEARTEC) [6]

Das treibende Ritzel sollte eine Spiralrichtung bekommen, die – von der Spitze aus gesehen, mit der Drehrichtung gleichsinnig ist. Hierdurch erhält das Tellerrad die geringere Axialkraft, was sich aufgrund des großen Hebelarmes vorteilhaft auswirkt.

Der Kontakt der Zahnflanken wird während des Abwälzvorganges anhand von Berührlinien beschrieben. Bei einem geradzahnten Kegelrad verlaufen diese parallel. Im Gegensatz dazu verlaufen die Berührlinien in einem bogenverzahnten Kegelrad unter einem bestimmten Winkel zur Teilkegellinie (Abb. 3.9) und sind unterschiedlich lang. Die Länge nimmt bei der Bewegung des Kontaktes von Ferse – Kopf zu Zehe – Fuß zwischen Wälzbeginn und Wälzmitte zu. Beim Wälzen von Wälzmitte zu Wälzende nimmt sie wieder ab. Summiert man alle Berührlinien die während eines vollständigen Durchwälzens eines Zahnpaars auf, entsteht das Tragbild dieses Zahnes. Bei zusammengebauten Kegelradsätzen befinden sich während des Abwälzvorganges, die gesamte Oberfläche der sich berührenden Zahnflanken im gemeinsamen Kontakt. Die somit entstandenen Tragbilder erstrecken sich über den gesamten Bereich der Zahnflanken. Durch Lageänderungen infolge von Montage- und Fertigungsabweichungen bzw. durch belastungsbedingte Verformungen würden zusammengebaute Kegelradsätze zu erhöhtem Verschleiß durch Kantenträger, unruhigem Lauf oder Klemmen führen [6].

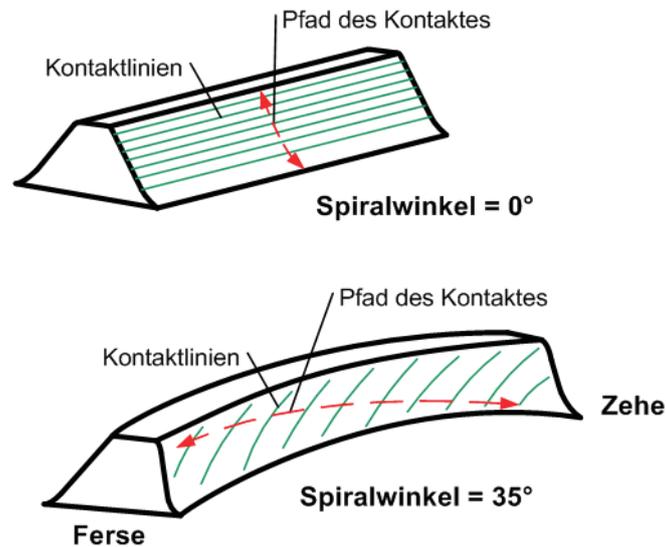


Abb. 3.9: Kontaktlinienverlauf von geradem Zahn und Kreisbogenzahn [6]

3.3. FZG Tragfähigkeitsgrenzen

Die Tragfähigkeit eines Zahnrades wird je nach Beanspruchung durch unterschiedliche Schadensmechanismen begrenzt. Innerhalb der geforderten Lebensdauer darf kein Schaden auftreten der das Getriebe unbrauchbar macht. Es werden drei wesentliche Schadensfälle unterschieden:

1. Zahnbruch

Der Bruch eines Zahnes bedeutet im Allgemeinen das Ende der Lebensdauer des Getriebes. Nach dem Bruchaussehen kann auf die Schadensursache geschlossen werden (Gewalt- oder Dauerbruch). Der Ausfall eines Zahnes zerstört die Kinematik des Getriebes, die Kraftübertragung wird unterbrochen. Durch die hohe Zugbeanspruchung, welche aus der Biegebelastung des Zahnes und der Spannungsüberhöhung durch die Kerbe resultiert, kommt

es zur Ermüdung des Zahnfußes (Abb. 3.10). Zusätzlich fördern zu geringe Zahnquerschnitte sowie die Ausbildung des Eingriffswinkels und der Zahnbreite diesen Schadensmechanismus.



Abb. 3.10: Zahnfußbruch: Hypoidtellerrad F- Serie

Aufgrund der hohen Hertz'schen Pressung unterhalb der Oberfläche, im Bereich der Einsatzhärtetiefe, werden Risse generiert die in weiterer Folge zum Ausfall der Zahnflanke führen. Außerdem begrenzen mögliche Oberflächen- bzw. Materialfehler die Lebensdauer einer jeden Verzahnung.



Abb. 3.11: Zahnflankenbruch: Hypoidtellerrad V-Serie

2. Ermüdungserscheinungen an den Zahnflanken

Durch Überschreitung der ertragbaren zyklischen Pressung im Kontakt zweier im Eingriff stehende Zahnflanken, können es zur Ermüdung der Zahnflanke kommen. Es entstehen grübchenartige Vertiefungen (Pittings). Diese Kontaktermüdungserscheinung der gehärteten Randschicht ist die Folge von zyklischer Be- und Entlastungen, die erst dann als unzulässig angesehen wird, wenn sie bei unveränderten Betriebsbedingungen mit wachsender Laufzeit

zunimmt, bzw. die Grübchen größer werden. Dieser Schaden führt zu einer erhöhten inneren Dynamik, wobei ein zulässiges Geräusch- und Schwingungsverhalten überschritten wird.

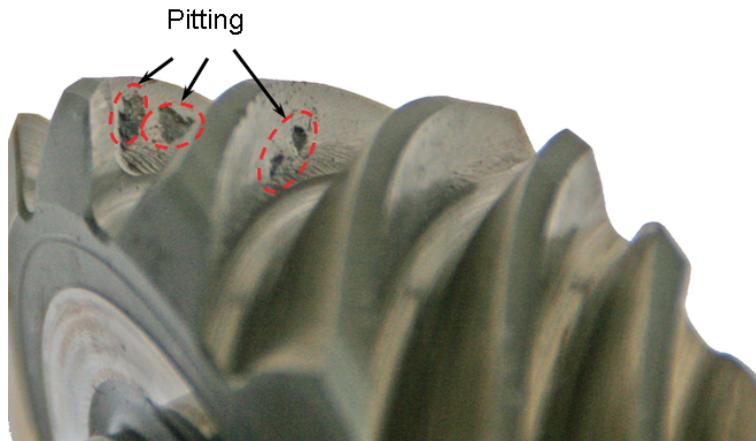


Abb. 3.12: Pitting: Hypoidschaftkegelrad F-Serie

3. Fressen

Durch die gemeinsame Wirkung von hoher Kontaktpressung und hoher Gleitgeschwindigkeit zwischen zwei Zahnflanken und der daraus folgenden Temperaturerhöhung kann der Schmierfilm abreißen, so dass die beiden Zahnflanken unmittelbar aufeinander reiben. Dies führt zu kurzzeitigen örtlichen Verschweißungen der Flanke. Eine zu große Rauigkeit der Flankenoberfläche, zu geringes Flankenspiel, ein ungeeigneter Schmierstoff führen u.a. zu einem Fressschaden. Insbesondere bei schnell laufenden Getrieben kann Fressen zum Ansteigen der Temperatur, der Zahnkräfte sowie des Geräusches und schließlich wegen der starken Flankenschäden zum Zahnbruch führen.

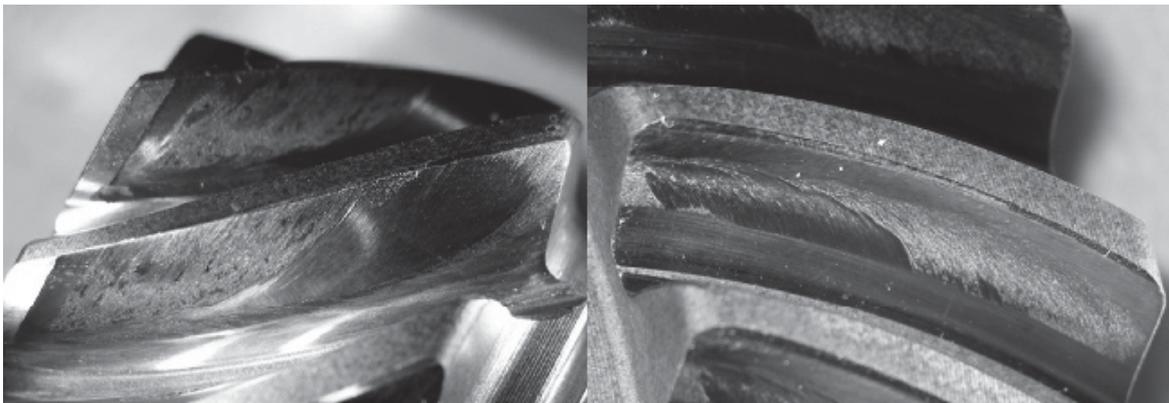


Abb. 3.13: Fressen der Zahnflanke eines schrägverzahnten Stirnrades

Abb. 3.14 zeigt die Tragfähigkeitsgrenzen für Zahnräder a) aus Vergütungsstahl und b) aus oberflächengehärteten Zahnrädern für unterschiedliche Schädigungsmechanismen in Abhängigkeit von Drehmoment und Umfangsgeschwindigkeit. [1, 5]

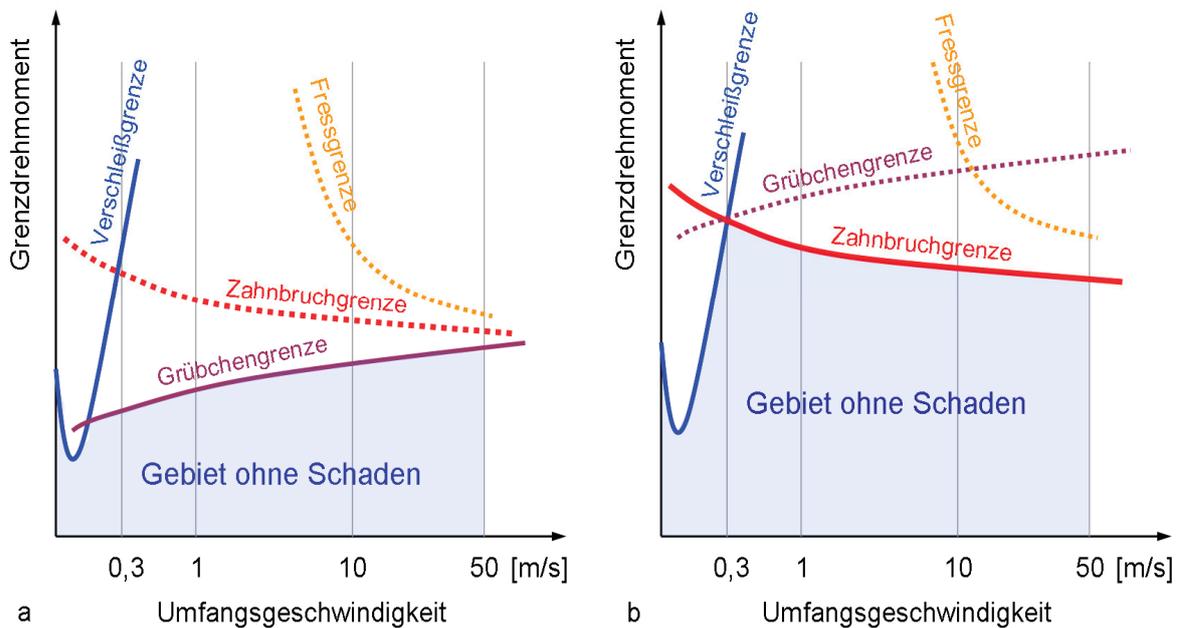


Abb. 3.14: Schadensbereiche für a) Zahnräder aus Vergütungsstahl und b) oberflächengehärtete Zahnräder [5]

3.4. Methoden zur Bestimmung der Zahnfußspannung σ_F nach DIN 3990 für gerad- und schrägverzahnte Stirnräder

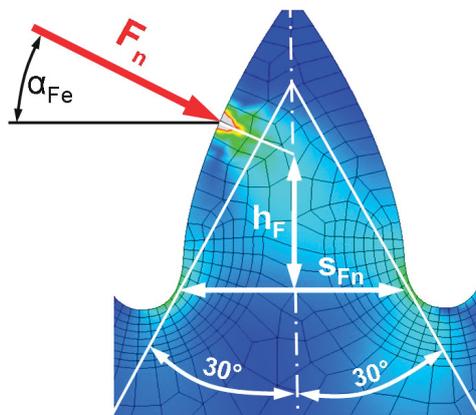


Abb. 3.15: Kräfteinleitung am Zahn [5]

Zur Berechnung der Zahnfußtragfähigkeit gibt es diverse Berechnungsmethoden:

Methode A:

Die maximale Zugspannung kann prinzipiell mit jedem geeigneten Berechnungsverfahren bestimmt werden (z.B. nach der Methode der Finiten Elemente, mit Integralgleichungen, mit konformen Abbildungen oder ebenso durch spannungsoptische Untersuchungen, Messungen der Dehnungen usw.). Dabei ist derjenige Kraftangriff zu Grunde zu legen, der unter Berücksichtigung der Kraftaufteilung auf mehrere gleichzeitig im Eingriff befindliche Zahnpaare die höchste Zahnfußspannung ergibt. Die Anwendung der Methode A ist wegen des großen Aufwandes nur in Sonderfällen gerechtfertigt. [7]

Methode B:

Man geht hierbei von der Annahme aus, dass die größte Zahnfußspannung bei Kraftangriff im äußeren Einzeleingriffspunkt auftritt (bei Schrägstirnrädern für die Ersatzverzahnung im Normalschnitt mit Ansatz der Zahnnormalkraft im Stirnschnitt und bezogen auf die Zahnbreite des aktuellen Stirnrades), bei Verzahnungen mit Profilüberdeckung $2 \leq \varepsilon_{an} \leq 3$ im inneren Doppelengriffspunkt.

Die Berechnung basiert auf der am Zahn angreifenden Nenn-Umfangskraft einer fehlerfreien, starren Verzahnung und auf Festigkeitswerten, die an Standard-Referenz-Prüfrädern unter Standard-Prüfbedingungen ermittelt wurden. In Wirklichkeit liegen abweichende Voraussetzungen vor. Dies sind z.B. äußere Zusatzkräfte durch Anfahrstöße, Verzahnungsfehler, Verformungen, Belastungsschwankungen usw.

Die Wirkung dieser Abweichungen soll durch Einflussfaktoren erfasst werden. Diese Einflussfaktoren basieren auf Forschungsergebnissen und Betriebserfahrungen.

Methode B eignet sich für genauere Berechnungen und ist zweckmäßig für EDV-Programme sowie für die Auswertung von Pulsversuchen (gegebener Kraftangriffspunkt). [7]

Methode C:

Diese vereinfachte Rechenmethode ist von Methode B abgeleitet. Man berechnet hierbei zunächst (mit den Faktoren Y_{Fa} und Y_{Sa}) die örtlichen Zahnfußspannungen für Kraftangriff am Zahnkopf und rechnet dann mit dem Faktor Y_{ε} näherungsweise auf den äußeren Einzeleingriffspunkt um.

Der Formfaktor Y_{Fa} (für die Nennspannung) und der Spannungskorrekturfaktor Y_{Sa} werden für eine Reihe von Bezugsprofilen in Diagrammen angegeben.

Methode C ist nur zulässig für Verzahnungen mit $\varepsilon_{an} < 2$. Sie ist zweckmäßig, wenn kein EDV-Programm zur Verfügung steht. Sie ist für die meisten Fälle ausreichend genau und führt im Allgemeinen zu geringfügig höheren Spannungen als Methode B. [7]

3.5. Berechnung der Zahnfußtragfähigkeit von Kegelrädern nach DIN 3991-3

Die Zahnfußbeanspruchung ergibt sich aus einer Kombination von Biege- Druck- und Schubbelastung, die durch die Kontaktkraft der im Eingriff befindlichen Zähne hervorgerufen werden. Nach *DIN 3990 – 3 1987* [7] wird zur rechnerischen Beurteilung der Zahnfußtragfähigkeit von Stirnrädern und in weiterer Folge auch von Kegelrädern die maximale Zugspannung im Zahnfuß benutzt und mit der zulässigen Zahnfußspannung verglichen, da im Allgemeinen der Dauerbruch von der zugbeanspruchten Fußausrundung ausgeht. Das Maximum der Zahnfußbeanspruchung tritt in der Regel an der Zahnfußoberfläche im Bereich der 30°-Tangente auf, wo aufgrund der Kerbwirkung in der Zahnfußrundung eine zusätzliche Spannungsüberhöhung vorliegt. Aus Abb. 3.16 ist ersichtlich, dass aufgrund der Spannungsüberhöhung die Druckspannungen im Allgemeinen betragsmäßig größer sind als die Zugspannungen. Das Spannungsmaximum tritt somit am druckbeanspruchten Zahnfuß auf. An dieser Stelle treten auch häufig die ersten Risse auf. Da

sich allerdings die Belastungsrichtung im Fahrzeugbetrieb relativ selten ändert, führen diese Risse in der Regel nicht zum Zahnbruch. Der Zahnbruch hat vielmehr den Ausgang an dem auf Zug beanspruchten Zahnfuß. [7]

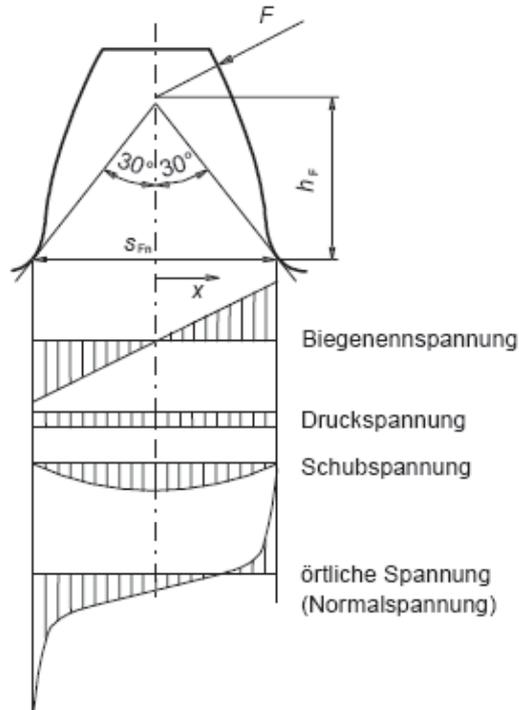


Abb. 3.16: Spannung am Zahnfuß [1]

Für die Tragfähigkeitsberechnung von achsversetzten Kegelrädern (Hypoidrädern) werden von einigen Verzahnungstechnologieentwicklern selbst entwickelte Verfahren zur Verfügung gestellt. Die Nachrechnung der Grübchen- und Zahnfußtragfähigkeit kann jedoch auch nach Norm *DIN 3991-2* [8] bzw. *DIN 3991-3* [9] durchgeführt werden, unter der Annahme, dass man die Hypoidräder durch Ersatzkegelräder annähert. Allerdings ist die Berechnung der Fresstragfähigkeit aufgrund der besonderen Wälz- und Gleitverhältnisse (Zahnlängsgleiten) für Hypoidräder nicht geeignet. Diese Einflussgrößen werden nach *Niemann/Winter* [5] detaillierter ausgeführt.

Bei der Berechnung der Zahnfußspannung nach den Angaben der Norm werden Hypoidräder durch äquivalente Ersatzkegelräder und in weiterer Folge durch schrägverzahnte Ersatzstirnräder geometrisch angenähert. Dabei entsteht ein virtuelles Ersatzkegelradpaar, indem das Tellerrad unverändert bleibt. Das Schaftkegelrad erfährt jedoch eine größere Zähnezahl wobei allerdings der Schrägungswinkel und Stirnmodul dem des Tellerrades entspricht. Die Überleitung des Ersatzkegelrades zum Ersatzstirnrad erfolgt durch die *Tredgold'sche Näherung* (Abb. 3.17). Dabei entspricht der Schrägungswinkel β_m der ermittelten Schrägverzahnung dem mittleren Spiralwinkel der ursprünglichen Bogenverzahnung. [2, 5, 9]

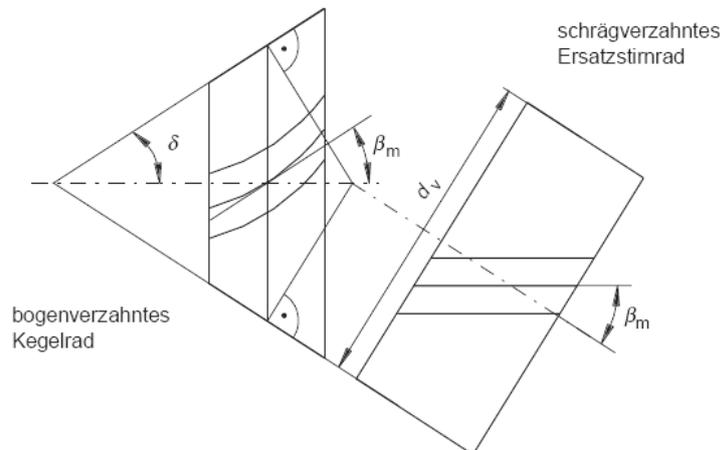


Abb. 3.17: Tredgold'sche Näherung: Bildung des Ersatzstirnrades aus dem bogenverzahnten Kegelrad [2]

Nach *DIN 3991-3* [9] erhält man die Zahnfußbeanspruchung durch die Kraftereinleitung am Zahnkopf. Das daraus hervorgerufene statische Biegemoment M_b berechnet sich mit

$$M_b = F_k \cdot h \quad \text{Glg. (3.1).}$$

Die statische Nennspannung σ_{FN} erhält man durch Division des Biegemomentes durch das im Fußquerschnitt wirkende Widerstandsmoment W_F .

$$\sigma_{FN} = \frac{M_b}{W_F} \quad \text{Glg. (3.2).}$$

Der kritische Querschnitt ergibt sich aus der Verbindung der Berührungspunkte der 30°-Tangente mit dem Zahnfußradius (Abb. 3.18). Daraus folgt das Widerstandsmoment mit

$$W_F = \frac{b \cdot s_F^2}{6} \quad \text{Glg. (3.3).}$$

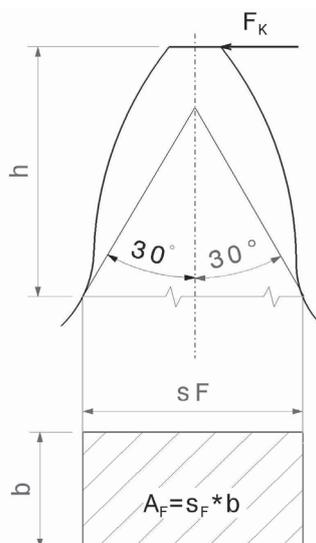


Abb. 3.18: Bestimmung des Berechnungsquerschnittes mit der Zahnfußdicke s_F und des Biegehebelarmes h für Kraftangriff am Zahnkopf des Zahnprofils des Ersatzstirnrades [7]

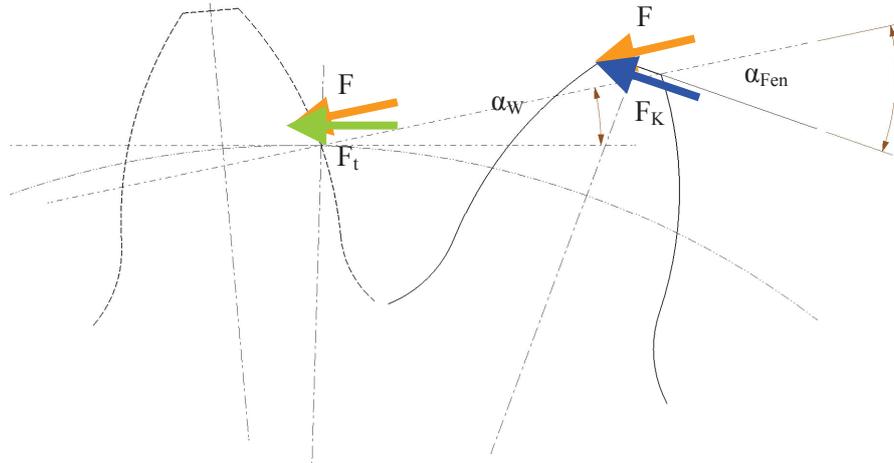


Abb. 3.19: Kraftangriff am Zahn [7]

Die Kraftkomponente F_k wird durch die Verschiebung der Zahnnormalkraft F , welche aus der Nennumfangskraft F_t ermittelt wird, auf den Eingriffspunkt am Zahnkopf erreicht (Abb. 3.19).

$$F = \frac{F_t}{\cos \alpha_W} \quad \text{Glg. (3.4).}$$

$$F_K = F \cdot \cos \alpha_{Fen} = F_t \cdot \frac{\cos \alpha_{Fen}}{\cos \alpha_W} \quad \text{Glg. (3.5).}$$

Das Biegemoment ergibt sich somit nach Glg. (3.1) und Glg. (3.5) aus

$$M_b = F_t \cdot \frac{\cos \alpha_{Fen}}{\cos \alpha_W} \cdot h \quad \text{Glg. (3.6).}$$

Nach dem Einsetzen von M_b und W_F aus Glg. (3.6) und Glg. (3.3) in Glg. (3.2) ergibt sich die Biegeennspannung

$$\sigma_{FN} = F_t \cdot \frac{\cos \alpha_{Fen}}{\cos \alpha_W} \cdot h \cdot \frac{6}{b \cdot s_F^2} \quad \text{Glg. (3.7),}$$

die durch die Einführung vom Normalmodul an der mittleren Teilkegellänge m_n wie folgt erweitert werden kann:

$$\sigma_{FN} = F_t \cdot \frac{\cos \alpha_{Fen}}{\cos \alpha_W} \cdot h \cdot \frac{6}{b \cdot s_F^2} \cdot \frac{m_n}{m_n} \quad \text{Glg. (3.8).}$$

Berücksichtigt man nun den Einfluss der Zahnform auf die Biegeennspannung für den Kraftangriff am Zahnkopf durch den Formfaktor

$$Y_{Fa} = \frac{6 \cdot h \cdot m_n}{s_F^2} \cdot \frac{\cos \alpha_{Fen}}{\cos \alpha_W} \quad \text{Glg. (3.9).}$$

erhält man schließlich für die Biegeennspannung:

$$\sigma_{FN} = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_{Fa} \quad \text{Glg. (3.10)}$$

Somit ist die Biegeennspannung σ_{FN} nur durch den Betrag der Last vom Kraftangriffswinkel, von den Zahnquerschnittsabmessungen und vom Biegehebelarm abhängig.

Bei der Berechnung der Zahnfußtragfähigkeit geht man üblicherweise mit einer Kraftereinleitung in der Zahnbreitenmitte aus, da bei mittigem Tragbild die höchste Beanspruchung im Zahnfuß erwartet wird [2]. Nach *DIN 3991-3* [9] wird die maximale Zahnfußspannung σ_F im kritischen Querschnitt betrachtet. Diese muss gleich oder kleiner als die zulässige Zahnfußspannung σ_{FP} sein. Sie ist getrennt für Ritzel und Rad zu ermitteln.

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b_{eF} \cdot m_{nm}} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_K \quad \text{Glg. (3.11)}$$

σ_{F0} Ist die durch statisches Nennmoment hervorgerufene **maximale Zugspannung** am Zahnfuß.

m_{nm} Ist der **Normalmodul** in Mitte der Zahnbreite

b_{eF} Dies entspricht im Allgemeinen einer 85% igen Überdeckung der **Zahnbreite** bei einem Volllasttragbild. 85% der Zahnbreite sind im Eingriff.

Y_{Fa} Der **Formfaktor** berücksichtigt den Einfluss der Zahnform auf die Biegeennspannung für Kraftangriff am Zahnkopf.

Y_{Sa} Der **Spannungskorrekturfaktor** berücksichtigt die Umrechnung der Biegeennspannung bei Kraftangriff am Zahnkopf auf die entsprechende örtliche Zahnfußspannung. Y_{Sa} erfasst damit die spannungserhöhende Wirkung der Kerbe (=Fußrundung) und die Tatsache, dass im kritischen Fußquerschnitt ein komplexer Spannungszustand herrscht, berücksichtigt jedoch nicht den Einfluss des Biegehebelarmes.

Y_{ε} Der **Überdeckungsfaktor** berücksichtigt die Umrechnung der für Kraftangriff am Zahnkopf ermittelten örtlichen Spannung auf die Verhältnisse bei Kraftangriff im äußeren Einzelleingriffspunkt.

Y_{β} Der **Schrägenfaktor** berücksichtigt den Einfluss der bei Schräg- und Bogenverzahnung schräg verlaufenden Berührlinien auf die Fußbeanspruchung.

Y_K Der **Kegelfaktor** berücksichtigt den Einfluss der von Stirnrädern abweichenden Zahnform bei Kegelrädern, z.B. Zahnlängskrümmung, Einspannbedingungen, Zahnsteifigkeit.

Zur Beurteilung der Zahnfußtragfähigkeit wird schlussendlich die Zahnfußspannung σ_F ermittelt, die kleiner sein muss als die zulässige Zahnfußspannung σ_{FP} . Die Zahnfußspannung σ_F entsteht aus dem Produkt der örtlichen Zahnfußspannung σ_{F0} und Faktoren, die Krafterhöhungen durch dynamische Einwirkungen oder ungleichmäßige Kraftverteilungen durch geometrische Abweichungen mitberücksichtigen:

$$\sigma_F = \sigma_{F0} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \leq \sigma_{FP} \quad \text{Glg. (3.12)}$$

K_A Der **Anwendungsfaktor** berücksichtigt das Betriebsverhalten von Antriebs- und Arbeitsmaschine, das zu Belastungen führt, die von Nennmoment abweichen (z.B. erhöhtes Anlaufmoment der Antriebsmaschine oder ungleichmäßiges Betriebsverhalten der Arbeitsmaschine), sog. „äußere“ Zusatzkräfte.

K_V Der **Dynamikfaktor** berücksichtigt als Folge von Schwingungen auftretende dynamische Zusatzkräfte (sog. „innere“ Zusatzkräfte). Schwingungen können z.B. durch die Zahneingriffsstöße angeregt werden.

$K_{F\beta}$ Der **Breitenfaktor** berücksichtigt Verzahnungsabweichungen die zu einer ungleichen Kraftverteilung führen, z.B. über die Zahnbreite.

Hinweise zur Bestimmung der einzelnen Faktoren und den wesentlichen Einflussgrößen sind aus *DIN 3990-3* [7] und *Niemann/ Winter* [5] zu entnehmen.

Die Ermittlung der zulässigen Zahnfußspannung σ_{FP} erfolgt nach *DIN 3991-3 1988* [9] und *DIN 3990-3 1987* [7] in Abhängigkeit von der Rechengenauigkeit nach vier verschiedenen Methoden.

Nach *Methode A* wird die zulässige Zahnfußspannung σ_{FP} aus der Wöhlerlinie des aktuellen Zahnrades für die betreffende Betriebsbedingung berechnet. Es werden also Laufversuche mit den aktuellen Radpaaren bei wirklichkeitsgetreuen Betriebsbedingungen durchgeführt.

Bei *Methode B* werden aus Lauf- und Pulsversuchen mit Standard-Referenz-Prüfrädern (Stirnräder) aus einer Reihe von gebräuchlichen Werkstoffen und Wärmebehandlungsverfahren Schadenslinien ermittelt. Daraus ergibt sich der Dauerfestigkeitskennwert σ_{Flim} und der Lebensdauerfaktor Y_{NT} . Der Lebensdauerfaktor Y_{NT} berücksichtigt die höhere Tragfähigkeit für eine begrenzte Anzahl von Lastwechseln (d.h. die Zeitfestigkeit). Die Prüfradswerte werden mit den Einflussfaktoren der Kerbempfindlichkeit des Werkstoffes $Y_{\delta relT}$, der Oberflächenbeschaffenheit Y_{RrelT} und der Baugröße Y_X auf die Maße und den Zustand des aktuellen Zahnrades wie folgt umgerechnet:

$$\sigma = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_{St} \cdot Y_{NT}}{S_{Fmin}} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X \quad \text{Glg. (3.13),}$$

wobei der übrig gebliebene Spannungskorrekturfaktor Y_{St} die spannungserhöhende Wirkung der Zahnfußausrundung (die Kerbwirkung) auf die Biegespannung bei den Standard-Referenz-Prüfrädern berücksichtigt und S_{Fmin} den in Abhängigkeit vom Anwendungsfall geforderten Mindest-Sicherheitsfaktor bezeichnet. Für die Standard-Referenz-Prüfräder, nach welchen die Grenzwerte der Zahnfußspannungen in *DIN 3990-5* [10] angegeben werden, nimmt der Spannungskorrekturfaktor Y_{St} den Wert 2 an. Die Werte für den Sicherheitsfaktor Y_{NT} sind in den Anwendungsnormen für Stirnradgetriebe nach *DIN 3990-1 1987* [11] angegeben. Sie gelten nach *DIN 3991-1 1988* [12] sinngemäß auch für Kegelräder.

In weiterer Folge kann auch die statische Festigkeit mit den entsprechenden Werten für Y_{NT} , S_{Fmin} , $Y_{\delta relT}$, Y_{RrelT} und Y_X bestimmt werden. Zur Ermittlung der Zeitfestigkeit kann σ_{FP} für die

betreffende Lastwechselzahl grafisch oder rechnerisch aufgrund der Dauerfestigkeitswerte und der statischen Festigkeit aus dem Verlauf der Wöhlerlinie interpoliert werden.

Bei der *Methode C* werden Biegeschwell-Festigkeitswerte aus gekerbten bzw. bei *Methode D* aus ungekerbten, polierten Flachproben ermittelt. Diese Werte werden ähnlich wie bei der *Methode B* mit den jeweiligen Einflussfaktoren auf die Maße des aktuellen Zahnrades umgerechnet. [7]

Bei genormten Berechnungsverfahren zur Tragfähigkeitsberechnung von Hypoidzahnradern erfolgt also die Berechnung der Zahnfußspannungen auf Basis der Berechnungsmethoden von Stirnrädern und erfordert Kenntnis über die Spannungskonzentration durch die Geometrie der Fußausrundung. Bei Hypoidrädern ändert sich der Spiralwinkel und somit die Geometrie der Zahnflanke und des Zahnfußes über die Zahnbreite. Es hat sich nach *Hünecke* [2] erwiesen, dass Berechnungen von genormten im Vergleich zu exakten Verfahren auch bei mittlerer Tragbildlage nicht immer ausreichend genaue Ergebnisse liefern. Der Grund liegt nicht nur bei der Erfassung verschiedener Einflussfaktoren mittels Näherungsfunktionen, sondern insbesondere bei den Unterschieden zwischen der Annäherung der Geometrie an Stirnräder und der exakten Geometrie.

3.6. Anwendungsgrenzen der Normung zur Berechnung einer Hypoidverzahnung

Die Verzahnungsentwicklung und Tragfähigkeitsberechnung von Hypoidverzahnungen ist ein sehr komplexes Themengebiet. Jedes Hypoidradpaar wird speziell auf die geforderten Eigenschaften hin optimiert, wobei die Zug- und Schubflanke des Hypoidzahnes getrennt voneinander ausgelegt und berechnet werden. Da sich die Achse des Hypoidtellerrades mit der Achse des Hypoidschaftkegelrades, aufgrund des Achsversatzes nicht schneidet, kann man eine starke Beeinflussung und Wechselwirkung der verschiedenen Geometrie- und Verzahnungsparameter auf die verschiedenen Tragfähigkeitsgrenzen beobachten. Optimierungsziele, wie zum Beispiel die Gleitgeschwindigkeit, die Steifigkeit des Zahnes, Tragfähigkeit der Zahnflanke und des Zahnfußes oder Wirkungsgrad, verhalten sich teils konträr zueinander, wobei beim Auffinden der Geometrieparameter ein optimierter Kompromiss geschlossen werden muss.

Durch die Komplexität der Geometrie und die Variationsvielfalt der Geometrieparameter ist die experimentelle Bestimmung sämtlicher Geometrieinflüsse auf die Tragfähigkeit der Verzahnung unmöglich. Insgesamt gibt es 14 verschiedene Fertigungsverfahren für Kegelräder, was dies erschwert. Für eine angedachte Normung müsste der Einfluss sämtlicher Fertigungsverfahren mit allen Geometrieparametern charakterisiert werden.

Einige Verzahnungstechnologieentwickler beziehen sich daher auf deren selbst entwickelte Werksnorm, wie zum Beispiel die *KLINGENBERG WERKNORM*©, [13].

3.7. Prinzip der Einsatzhärtung

Die Verwendung von hochbeanspruchten, schnelllaufenden Verzahnungskomponenten im Fahrzeuggetriebebau fordert ein leistungsfähiges Werkstoffverhalten. Dabei kommen oftmals

einsatzgehärtete Stähle zum Einsatz, welche trotz hoher Härte an der Oberfläche ein zähes Gefüge im Kern vorweisen. Bei Zahnrädern wird die Einsatzhärtung vor allem zur Erhöhung der randzonennahen Zahnfuß- und Zahnflankentragfähigkeiten eingesetzt.

Das Grundprinzip der Einsatzhärtung ist die oberflächennahe Aufkohlung des kohlenstoffarmen, nicht härtbaren Stahles. Bei höherer Temperatur erfolgt die Diffusion von Kohlenstoffatomen aus der Bauteilumgebung in die Randzone, wobei je nach Wärmebehandlungsprofil und Menge an Kohlenstoffatomen (Abb. 3.20, Abb. 3.21) eine veränderte Oberflächenschicht eingestellt werden kann. Das kohlenstoffhaltige Medium befindet sich dabei in einem festen, flüssigen oder gasförmigen Aggregatzustand. Das schnelle Abschrecken aus der Einsatztemperatur bewirkt eine Ausbildung eines harten, martensitischen Gefüges in der Randzone des Bauteils. [14]

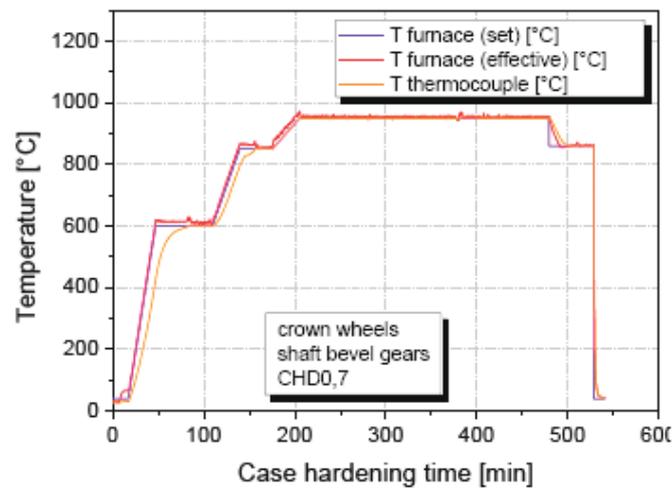


Abb. 3.20: Zeit – Temperatur – Profil der Wärmebehandlung bei Eht=0,7mm [15]

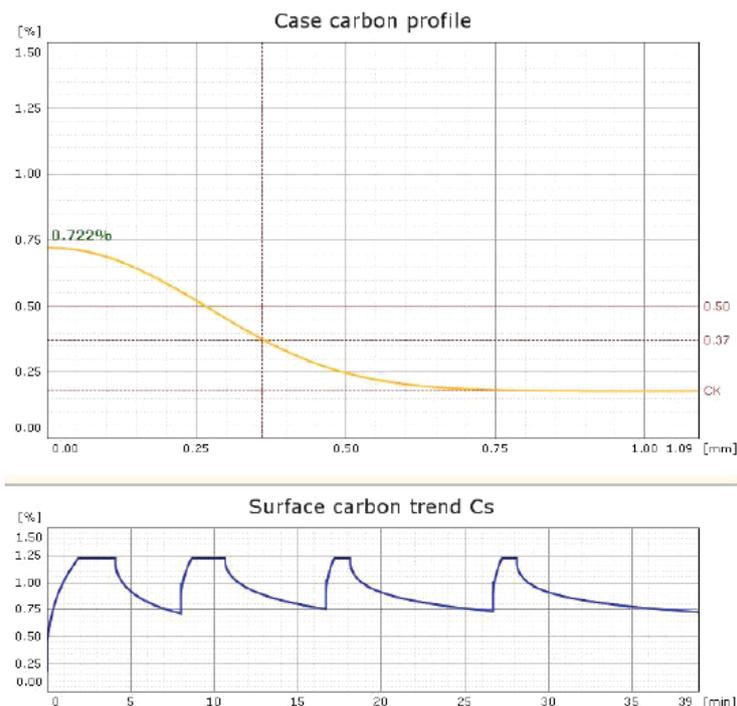


Abb. 3.21: Kohlenstoffgehalt in Abhängigkeit der Tiefe bzw. der Einsatzhärtezeit [15]

4. Betriebsfestigkeit von Getriebekomponenten

4.1. Allgemeine Betrachtung der Ermüdung

Getriebebauteile unterliegen im Betrieb vorwiegend dynamischen Belastungen. Komplexe Ermüdungsvorgänge und Wechselwirkungen unter zyklischer Belastung führen zu frühzeitigem Ausfällen. Bei der Auslegung der Getriebebauteile muss daher die Betriebsfestigkeit berücksichtigt werden. Dazu müssen einzelne Schadensmechanismen getrennt voneinander analysiert und charakterisiert werden.

4.2. Begriffe und Definitionen bei schwingender Belastung

In der Ermüdungsberechnung und in der unter Laborbedingungen durchgeführten experimentellen Ermittlung der Tragfähigkeit im Einzelkontakt werden, abweichend vom realen Betrieb, die Belastungen meist sinusförmig aufgetragen. Dabei schwingt die Belastung um einen Mittelwert. Die folgenden Kenngrößen werden dadurch charakterisiert (Abb. 4.1):

- Oberspannung (σ_o)
- Unterspannung (σ_u)
- Spannungsamplitude (σ_A)
- Mittelspannung (σ_m)
- Spannungsverhältnis (R)

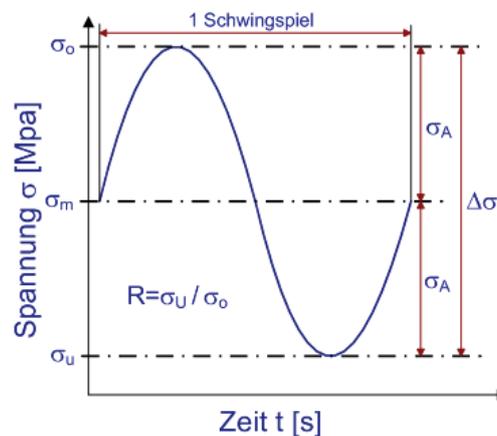


Abb. 4.1: Schwingenspiel

Dabei gelten folgende Beziehungen:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_o - \sigma_u}{2} \quad \text{Glg. (4.1)}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_o + \sigma_u}{2} \quad \text{Glg. (4.2)}$$

$$R = \frac{\sigma_u}{\sigma_o} \quad \text{Glg. (4.3)}$$

Zur eindeutigen Definition einer Belastung ist das Spannungsverhältnis R und die Mittelspannung σ_m erforderlich. Durch das R -Verhältnis kann die Lage der Mittelspannung und somit die Beanspruchungsart in Abb. 4.2 lokalisiert werden. Systematisch können 7 Beanspruchungsfälle unterschieden werden, wobei diese wie folgt in drei Hauptbereiche gegliedert sind : [14]

- Druckschwellbereich (I) mit $\sigma_O \leq 0$ mit der reinen Druckschwellbeanspruchung $\sigma_O = 0$ (Fall 2)
- Wechselbereich (II) mit $\sigma_O > 0$ und $\sigma_U < 0$ mit der reinen Wechselbeanspruchung $\sigma_M = 0$ (Fall 4)
- Zugschwellbereich (III) mit $\sigma_U \geq 0$ mit der reinen Zugschwellbeanspruchung $\sigma_U = 0$ (Fall 6)

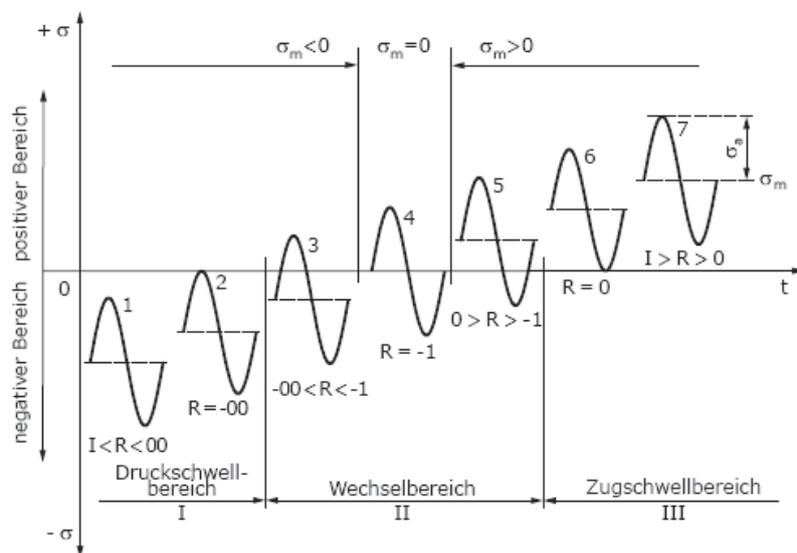


Abb. 4.2: Belastungsfälle beim Schwingfestigkeitsversuch [14]

Betrachtet man dieses Hypoidtellerrad in Hinblick auf die Zahnfußtragfähigkeit so wird hier durch den ständigen Kontakt der beiden im Eingriff stehenden Partner eine zugschwellende Belastung im Zahnfuß generiert. Somit wird hier im Zugschwellbereich (III), konkreter im Fall 7 gearbeitet was ein Spannungsverhältnis R stets größer null jedoch kleiner 1 ergibt.

4.3. Theorie der Wöhlerlinie

Zur Beschreibung der Schwingfestigkeit und der Ermittlung der Tragfähigkeit des Zahnfußes im Zeit- und Dauerfestigkeitsschaubildes wird in weiterer Folge der Wöhlerversuch verwendet. Dabei werden üblicherweise durch sinusförmigen Lastverlauf mit konstanter Spannungsamplitude $\sigma_A = \text{konst.}$ und konstanter Mittelspannung $\sigma_m = \text{konst.}$ Schwingversuche (auch Einstufenversuche genannt) durchgeführt. Durch den Wöhlerversuch kann folgende Aussage getroffen werden [14, 16]:

- Der Bruch tritt unterhalb der statischen Festigkeit des Zahnfußes (Zugfestigkeit R_m für Schwingspiel null bzw. eins) auf, wenn die Belastungen wiederholt auftreten.
- Je kleiner die Amplituden sind, desto höher ist die ertragbare Schwingzahl.

- Unterhalb der Dauerfestigkeit σ_{AD} treten keine Brüche auf, d.h. die ertragbare Schwingspielzahl wird unendlich groß (Durchläufer).

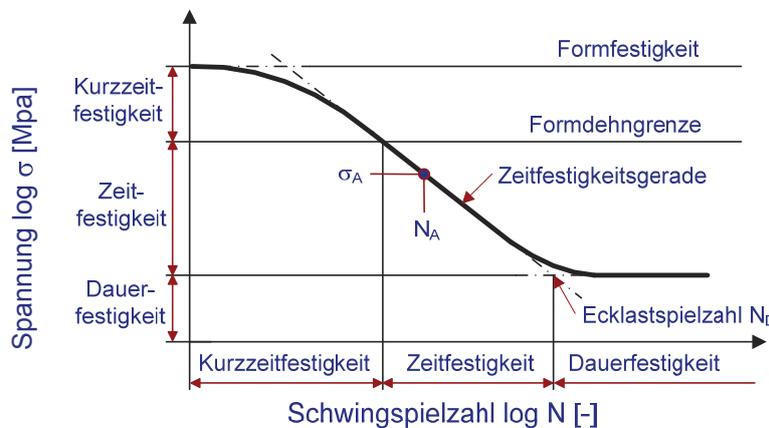


Abb. 4.3: Wöhlerlinie im Kurz- Zeit- und Dauerfestigkeitsgebiet [14]

Die durch den Wöhlerversuch ermittelten Wöhlerlinien werden in mehrere Bereiche unterteilt. Bei der Ermittlung der Zeitfestigkeit wird die bis zum Bruch ertragende Schwingspielzahl N aufgenommen. Werden Zeitfestigkeitswerte über die Zahl der ertragbaren Schwingspiele aufgetragen, ergibt sich die Zeitfestigkeitsgerade (Abb. 4.3). Die maximal ertragbare Nennspannung des Prüfquerschnittes bei einmaliger Belastung wird durch die sog. Formfestigkeit belegt. Die Abgrenzung der Zeit- zur Kurzeitfestigkeit bildet die Formdehngrenze. Sie beschreibt die maximale Nennspannung, die ein belasteter Bauteil ohne plastische Verformung erträgt. Bei einer allmählichen Verringerung der Belastung wird bis zum Einsetzen des Bruches eine immer höhere Schwingspielzahl erreicht. Bei einer genügend niedrigen Belastung tritt schließlich nach Erreichen einer bestimmten Schwingspielzahl, auch bei der Fortsetzung dieser Belastung, kein Bruch mehr auf. Die dieser Belastung entsprechende Beanspruchung wird als Dauerfestigkeit σ_{ad} bezeichnet. Der Übergang von der Zeitfestigkeit zur Dauerfestigkeit liegt bei Stahl in etwa zwischen $N_D = 2 \cdot 10^6$ und $N_D = 10^7$ Lastspielen. Werden die Zeit- und Dauerfestigkeitswerte über die Zahl der ertragbaren Schwingspiele aufgetragen, ergibt sich die sog. Wöhlerlinie, die sich von der Kurzeitfestigkeit über die Zeitfestigkeit bis zur Dauerfestigkeitsgrenze erstreckt. Durch die Auftragung der Wöhlerlinien im doppellogarithmischen Maßstab erhält man einen linearen Verlauf.

Die Darstellung der Wöhlerlinie erfolgt durch die Angabe der Dauerfestigkeit σ_{ad} , der Lastspielzahl am Schnittpunkt der Dauerfestigkeit- mit der Zeitfestigkeitslinie (Ecklastspielzahl) N_D sowie der Neigung der Zeitfestigkeitslinie mit dem Exponenten k . Glg. (4.4). [14, 17]

$$N = N_D \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_{ad}} \right)^{-k} \quad \text{für } \sigma_a \geq \sigma_{ad} \quad \text{Glg. (4.4)}$$

Da das Bruchverhalten metallischer Werkstoffe sehr stark von Defekten, Inhomogenitäten, der Wärmebehandlung, Abweichungen der Ist- und Sollgeometrie, der

Oberflächenbeschaffenheit und noch anderen Einflüssen abhängt, stellen sich experimentell ermittelte Wöhlerlinien durch die Streuung der Versuchsergebnisse nicht als Linien, sondern als Streubänder dar. Die Ermittlung des Mittelwertes und der Streubreiten erfordert eine gewisse Anzahl von Versuchen. Statistische Methoden sind daher unabdingbar, um die Anzahl der Versuchsträger einzuschränken. [14, 17]

4.4. Beurteilung der Zahnfußtragfähigkeit durch das örtliche Spannungskonzept auf Gradientenbasis

In der modernen Automobilindustrie wird zur Auslegung von neuen Komponenten gerne auf bereits bestehende Erfahrungen und Kenntnisse in Bezug auf Material- und Bauteilverhalten aufgebaut. Aufgrund der oftmals auftretenden komplexen Geometrien kann ein normiertes bzw. *FKM* – gerichtetes Berechnungsverfahren zum Nachweis der Tragfähigkeit des Bauteils nicht verwendet werden. So wie bei den Hypoidteller- und Schafrädern wird für die Ermittlung der lokalen Tragfähigkeit auf ein geeignetes Lebensdauerkonzept zurückgegriffen. Das örtliche Spannungskonzept auf Gradientenbasis nach *Eichlseder* [17] bezieht sich dabei auf die Aufwertung von einer bereits bestehenden Werkstoff – Zug-/ Druckdauerfestigkeit mit einigen wesentlichen Einflussfaktoren (Glg. (4.5)). Diese müssen je nach Herstellung, Beanspruchungsart, Geometrie und Anwendungsgebiet unterschiedlich klassiert und berücksichtigt werden. Der bekannte Last – Zeit – Verlauf definiert das vorherrschende Lastkollektiv des Bauteils. Zur Validierung bzw. Erfassung der lokalen Festigkeiten muss eine Spannungssimulation mit der Finite Elemente Methode durchgeführt werden. Es ist dabei wichtig alle geometrischen Parameter, die den Spannungsverlauf beeinflussen, exakt zu erfassen. So werden z.B. die Zahnfußausrundungen, geometrische Kerben bei FEM-Berechnungen durch ein feineres Netz nachgebildet. Anhand der Kombination von Lastkollektiv, auftretenden lokalen Spannungen sowie der Werkstoffwöhlerlinie kann die Schadensakkumulationsrechnung durchgeführt und auf die Lebensdauer des Bauteils geschlossen werden. (Abb. 4.4)

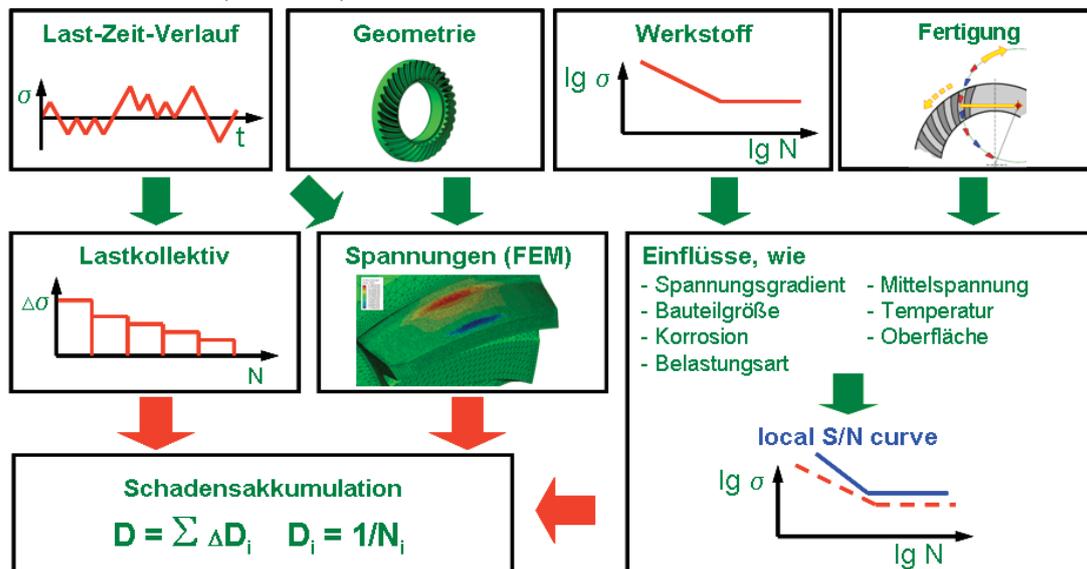


Abb. 4.4: Lebensdauervorhersage auf Basis örtlicher Spannungen und Spannungsgradienten [17]

Bei Einführung einer neuen Herstelltechnologie, Wärmebehandlung oder eines neuen Werkstoffes könne die neuen Einflüsse auf die Betriebsfestigkeit in einer Art stufenweisen Untersuchung und Charakterisierung, „Von der Probe zum Bauteil“, bestimmt werden. Beim Probenversuch unter Laborbedingungen können zum Beispiel der Einfluss einzelner Änderungen der Randschicht auf das Schwingfestigkeitsverhalten erfasst werden (Abb. 4.5). Weiters kann zum Beispiel bei der Untersuchung des gesamten Getriebes im Betrieb der Einfluss dynamischer Effekte und das Wechselspiel mehrerer Schädigungsmechanismen bestimmt werden. Im Gegensatz dazu wird in der Bauteilprüfung die lokale Zahnfußtragfähigkeit durch Einzelzahnbelastung ermittelt. Die Konzeption zur Ermittlung der Bauteilbetriebsfestigkeit des Hypoidtellerrades F – Serie ist zentrales Thema der vorliegenden Diplomarbeit.



Abb. 4.5: Unterschiede der einzelnen Charakterisierungsstufen für eine Hypoidverzahnung

$$\sigma_{aD} = \sigma_{zdw} \cdot f_{St,D} \cdot f_{TG,D} \cdot f_{Te,D} \cdot f_{Mi,D} \cdot \sqrt{n_{\chi}^2 + f^2_{OR,D} + f^2_{RS,D} - 2} \quad \text{Glg. (4.5)}$$

Die einzelnen Faktoren im Detail:

- σ_{aD} Die **Dauerfestigkeitsamplitude** ist die Spannung im Kerbgrund des Bauteils
- σ_{zdw} Die **Zug/ Druck- Wechselfestigkeit** wird an einer glatten, polierten Probe ermittelt und wird in weiterer Folge durch die Einflussfaktoren aufgewertet.
- $f_{St,d}$ Der **statistische Größeneinfluss** berücksichtigt die steigende Fehlstellenwahrscheinlichkeit aufgrund des größer belasteten Werkstoffvolumens
- $f_{TG,D}$ Der **technologische Einfluss** berücksichtigt die mit zunehmender Bauteilgröße abnehmende Werkstofffestigkeit.
- $f_{Te,D}$ Der **Temperatureinfluss** berücksichtigt die abnehmende Werkstofffestigkeit bei Belastung in einem höheren Temperaturbereich.
- $f_{Mi,D}$ Der **Mittelspannungseinfluss** berücksichtigt die Abminderung der Dauerfestigkeitsamplitude mit steigender Mittelspannung.

- n_χ Die **Stützzahl** berücksichtigt die durch den unregelmäßigen Spannungsverlauf verursachte lokale Erhöhung der Dauerfestigkeitsamplitude (Stützwirkung)
- $f_{OR,D}$ Der **Oberflächenrauigkeitsfaktor** beschreibt die Abminderung der Dauerfestigkeit bei steigenden Rauigkeitswerten.
- $f_{RS,D}$ Durch den **Randschichtfaktor** wird die Oberflächenverfestigung bewertet.

Diese Einflüsse können sich auf den Bauteil festigkeitssteigernd oder –mindernd auswirken, bei gleichzeitigem Auftreten können sich die Effekte verstärken oder abschwächen. Die experimentelle Ermittlung der Auswirkungen auf die Schwingfestigkeit ist in seiner ganzen Fülle aus Kosten- und Zeitgründen unmöglich und kann daher nur punktuell erfolgen. Getriebebauteile unterliegen im Betrieb in Abhängigkeit der Belastung verschiedensten Schadensmechanismen (Abb. 4.6), welche zusätzlich unter Wechselwirkung stehen. Zur Beurteilung der Zahnfußtragfähigkeit ist es daher wichtig ein Prüfkonzept zu entwickeln wodurch rein der Zahnfuß betrachtet werden kann. Bauteile haben an jeder Stelle andere Schwingfestigkeitseigenschaften, die Wöhlerkurve des gesamten Bauteiles ergibt sich daher aus der Einhüllenden aller lokalen Wöhlerlinien (Abb. 4.6). [18]

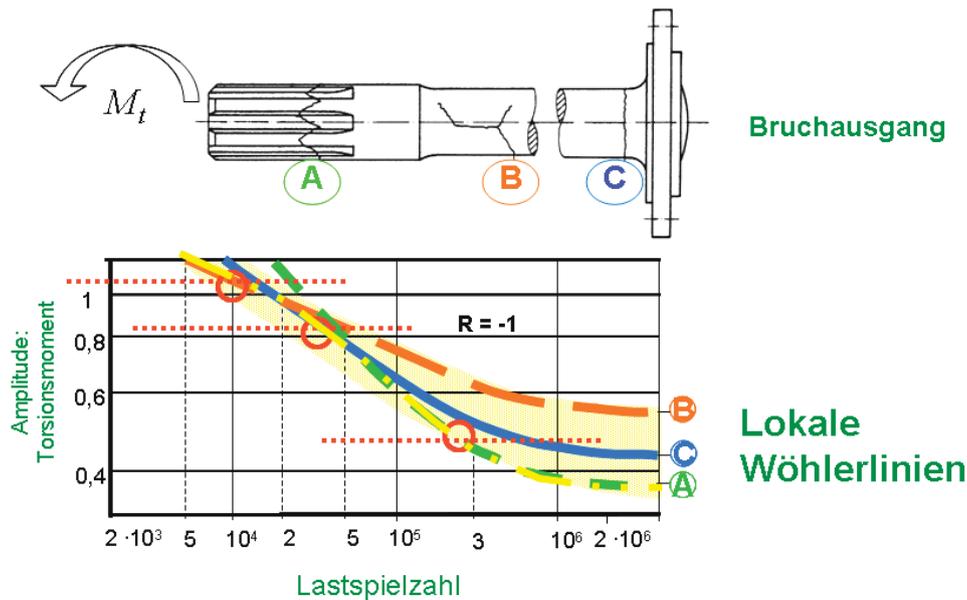


Abb. 4.6: lokale Wöhlerlinie nach Haibach [19]

4.4.1. Stützziffer (n_χ)

Die Beschreibung der Spannungsampludenerhöhung σ_{amax} bei quasistatischer Belastung eines gekerbten Bauteils gegenüber der Nennspannung σ_{anenn} erfolgt mit der Formzahl K_t :

$$K_t = \frac{\sigma_{amax}}{\sigma_{anenn}} \quad \text{Glg. (4.6)}$$

Die Formzahl hängt nicht nur von der Kerbgeometrie, sondern auch von der Beanspruchungsart ab. Bei gleicher Kerbformzahl eines gekerbten Rundstabes gilt für die Grundbeanspruchungen: $K_{t\sigma} > K_{tB} > K_{tt}$ (Abb. 4.7). [16]

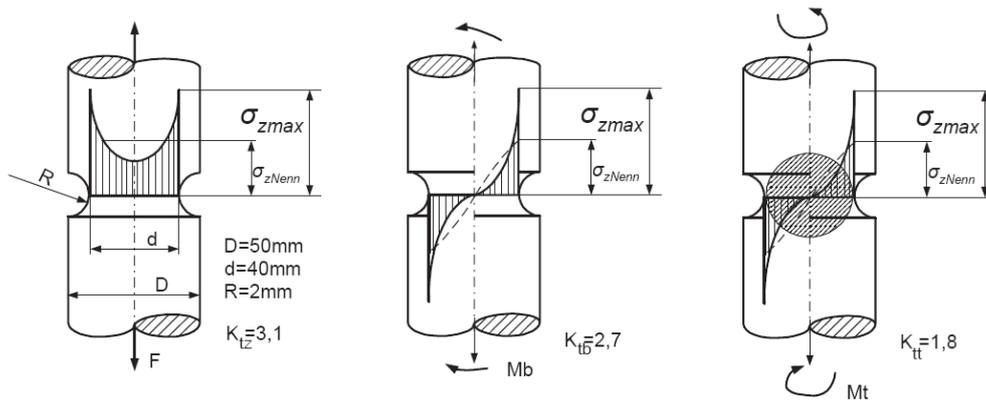


Abb. 4.7: Unterschiede des Kerbeinflusses durch unterschiedliche Belastungsart [16]

Durch die Kerbwirkung wird die Dauerfestigkeit eines Bauteils stark gesenkt. Daher ist es auch nahe liegend anzunehmen, dass die Festigkeit der gekerbten Probe (σ_{aDK} , wobei K die Notation für Kerbwirkung bedeutet) im Vergleich mit der Dauerfestigkeit der glatten Standardprobe (σ_{aD}), den folgenden Gesetzmäßigkeiten unterliegt:

$$\sigma_{aDK} = \frac{\sigma_{aD}}{K_t} \quad \text{Glg. (4.7)}$$

Durch Versuche wurde jedoch gezeigt, dass der Wechselbruch des gekerbten Stabes erst bei einer größeren Wechsel-Nennspannung eintritt:

$$\sigma_{aDK} = \frac{\sigma_{aD}}{K_f} \quad \text{Glg. (4.8)}$$

Wobei:

$$K_f \leq K_t \quad \text{Glg. (4.9)}$$

Das Verhältnis der Ermüdungsfestigkeit der glatten (polierten) Probe zur Ermüdungsfestigkeit der gekerbten Probe mit gleichen Abmessungen, gleichem Werkstoff und gleicher Beanspruchungsart wird Kerbwirkungszahl K_f genannt (Glg. (4.10)).

$$K_f = \frac{\sigma_{aD}}{\sigma_{aDK}} \quad \text{Glg. (4.10)}$$

Der Unterschied zwischen K_t und K_f wird damit erklärt, dass nicht die Spannungsspitze selber für das Versagen verantwortlich ist, sondern ein mittlerer Spannungswert in unmittelbarer Umgebung des Maximums. Demzufolge ist die relative Steilheit des Spannungsverlaufs in der Nähe der Spannungsspitze (Kerbgrund) (Abb. 4.8); d.h. ein auf die Spannung bezogener Spannungsgradient.

$$\chi' = \frac{1}{\sigma_{\max}} \cdot \frac{d\sigma}{dx} \quad \text{Glg. (4.11)}$$

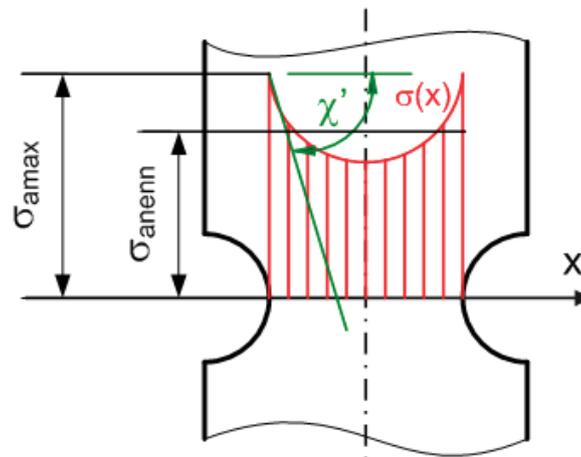


Abb. 4.8: lokale Spannungsüberhöhung in einem gekerbten Zugstab [19]

Ein hoher Spannungsgradient ergibt einen kleineren mittleren Spannungswert in der Nähe des Maximums und somit kleinere Kerbwirkung. Hohe, lokale Spannungsspitzen wirken sich demnach weniger wechselfestigkeitsmindernd aus als wenn diese Spannungen über einen größeren Bereich verlaufen. Dieses Phänomen wird durch die Stützwirkung beschrieben wo sich demnach die hoch beanspruchten Metallkristalle im Kerbgrund an den weniger belasteten Kristallen in der Nachbarschaft der Spannungsspitze abstützen (Abb. 4.9).

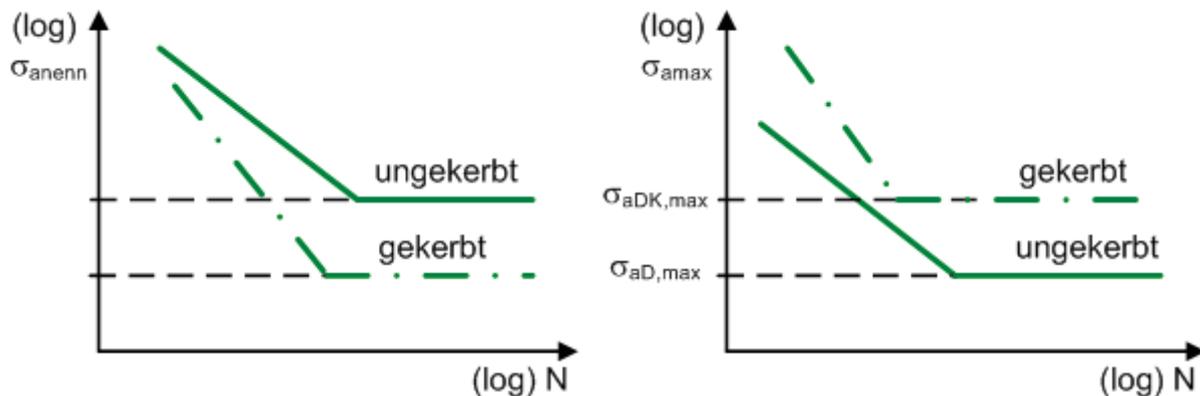


Abb. 4.9: Auswirkung der Stützwirkung auf die Wöhlerlinie [16]

Grundsätzlich wirkt sich eine Kerbe im Bauteil in Bezug auf die Nennspannung festigkeitsmindernd aus, d.h. mit zunehmender Kerbschärfe findet man eine Wöhlerlinie die niedrigere Festigkeitswerte aufweist als die Wöhlerlinie einer glatten, ungekerbten Probe. Betrachtet man jedoch, den auf die Maximalspannung bezogenen Spannungsgradienten, so ertragen gekerbte Proben mit hohem Spannungsgradienten örtlich (lokal) eine höhere Spannung. Dieses Phänomen wird, so wie oben, mit der Stützziffer n beschrieben (Glg. (4.12)).

$$n = \frac{K_t}{K_f} \quad \text{Glg. (4.12)}$$

Daher wird das Verhältnis aus Spannungserhöhung im Kerbgrund, beschrieben durch die Formzahl K_t (Glg. (4.6)), zum Festigkeitsabfall bezüglich Nennspannung im Dauerfestigkeitsbereich, beschrieben durch die Kerbwirkungszahl K_f (Glg. (4.10)), als

Stützziffer n bezeichnet. Wenn n den Wert eins erreicht bedeutet dies, dass der Werkstoff voll kerbempfindlich ist, d.h. $K_t = K_f$. Erreicht n hingegen den selben Wert wie K_b , dann wird der Werkstoff als voll kerbunempfindlich betrachtet, d.h. die Schwingfestigkeit bezüglich der Nennspannung bleibt unverändert und $n = K_t$.

Setzt man in die Gleichung Glg. (4.12) die Definitionen für K_t und K_f nach den Gleichungen Glg. (4.6) und Glg. (4.10) ein, dann lässt sich die Stützziffer auch mit den maximal auftretenden Spannungen im Kerbgrund wie folgt definieren (Glg. (4.13)): [16, 17]

$$n = \frac{\sigma_{aDK}}{\sigma_{aD\max}} \quad \text{Glg. (4.13)}$$

Um die Dauerfestigkeit durch den Einfluss des Spannungsgradienten χ' beschreiben zu können, verwendet man die Gleichung Glg. (4.14) nach Eichlseder [16]:

$$\sigma_D = \sigma_{zdw} \cdot \left(1 + \left(\frac{\sigma_{bw}}{\sigma_{zdw}} - 1 \right) \cdot \left(\frac{\chi'}{2/b} \right)^{K_D} \right) \quad \text{Glg. (4.14)}$$

oder:

$$\sigma_D = \sigma_{zdw} \cdot n_\chi \quad \text{Glg. (4.15)}$$

Die Stützziffer n_χ lautet daher:

$$n_\chi = \left(1 + \left(\frac{\sigma_{bw}}{\sigma_{zdw}} - 1 \right) \cdot \left(\frac{\chi'}{2/b} \right)^{K_D} \right) \quad \text{Glg. (4.16)}$$

Durch die Stützzahl n_χ werden die lokalen Erhöhungen der Dauerfestigkeit berücksichtigt die durch die unregelmäßigen Spannungsverläufe verursacht worden sind. Bei reiner Zugbeanspruchung in einem kerbfreien Bauteil ist der bezogene Spannungsgradient $\chi' = 0$. Daher ist die Stützziffer $n = 1$. Bei reiner Biegung eines kerbfreien Probestabes der Dicke b ergibt sich der Spannungsgradient zu $2/b$ und liefert das Ergebnis Glg. (4.17):

$$n_\chi = \frac{\sigma_{bw}}{\sigma_{zdw}} \quad \text{Glg. (4.17)}$$

Zur Beschreibung der Dauerfestigkeit von Bauteilen mit beliebigen Spannungsgradienten muss nun zwischen diesen Werten inter- bzw. extrapoliert werden. Somit erhöht sich die Dauerfestigkeit von biegebeanspruchten Bauteilen um den Faktor n_χ im Gegensatz zu zug-/druckbeanspruchten Proben. Der Zusammenhang kann in Abb. 4.10 (Dauerfestigkeit in Abhängigkeit des Spannungsgradienten) dargestellt werden. Die Erfahrungen zeigen jedoch das kein linearer Verlauf erreicht wird sondern mit zunehmenden Spannungsgradienten χ' eine Verflachung der Kurve auftritt.

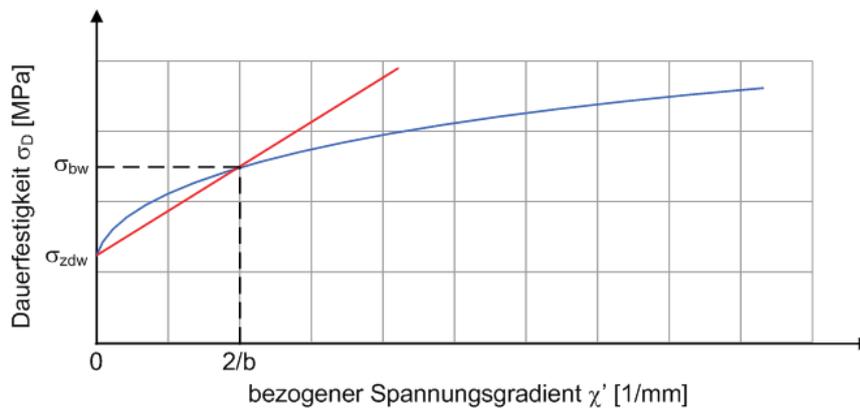


Abb. 4.10: Dauerfestigkeit in Abhängigkeit des Spannungsgradienten χ'

Durch die Glg. (4.15) ist die Wöhlerlinie für Bauteile mit Kerben und unregelmäßiger Spannungsverteilung definiert und kann zur Lebensdauerberechnung von geometrisch komplexen Bauteilen herangezogen werden.

Allgemein ist zu erwähnen, dass mit zunehmender Kerbung eine steilere Neigung und eine niedrigere Ecklastspielzahl erreicht werden. (Abb. 4.11). [16]

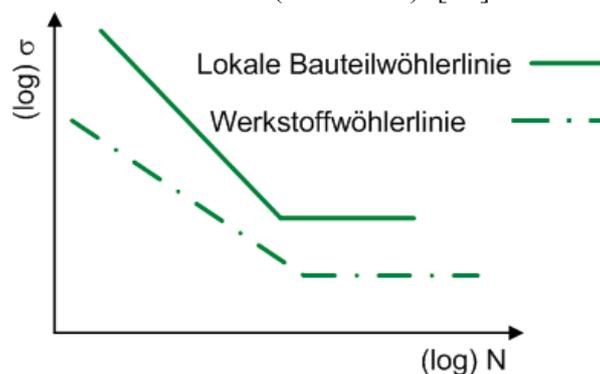


Abb. 4.11: Unterschied Probenwöhlerlinie/ lokale Wöhlerlinie

4.4.2. Oberflächenverfestigung durch Einsatzhärten ($f_{RS,D}$)

Für das Hypoidtellerad F-Serie wurde der Einsatzstahl 20MnCr5 verwendet. Der Kohlenstoffgehalt des Werkstoffes liegt unterhalb der Härtebarkeitsgrenze ($C=0,3\%$) bei $C=0,2\%$. Durch langzeitige Glühbehandlung in kohlenstoffhaltiger Umgebung erreicht man je nach Einwirkzeit, Temperatur und Aufkohlverfahren eine definierte Diffusion der Kohlenstoffatome in die Oberflächenschicht. Die Aufkohlung kann in eine Tiefe von bis zu 2,5mm mit einem Kohlenstoffgehalt von bis zu $C \approx 0,9\%$ erfolgen. Durch die darauf folgende Härtung erhält man Druckeigenspannungen in der Randschicht, welche sich positiv auf die Schwingfestigkeitseigenschaften auswirken. Diese Maßnahme kann die Lebensdauer laut [16] um einen Faktor von bis zu 2,5 erhöhen. [15, 20]

4.4.3. Rauigkeitseinfluss ($f_{OR,D}$)

Je nach Anwendung, benötigt man an einem Bauteil eine raue bzw. weniger raue Oberfläche. Durch diese Oberflächentopographie stellt man Mikrokerben fest, welche die Schwingfestigkeit beeinflussen. Die Oberflächentopographie wird mit der gemittelten

Rauhtiefe R_z beschrieben und in Abhängigkeit der Zugfestigkeit erhält man einen Rauheitsfaktor $f_{OR,D}$, der die Dauerfestigkeit je nach Rauhtiefe herabsetzt (Abb. 4.12). Die Rauhtiefe der Zahnflanke und des Zahnfußes des Hypoidtellerrades F-Serie betragen $R_z=6,3\mu\text{m}$. [16]

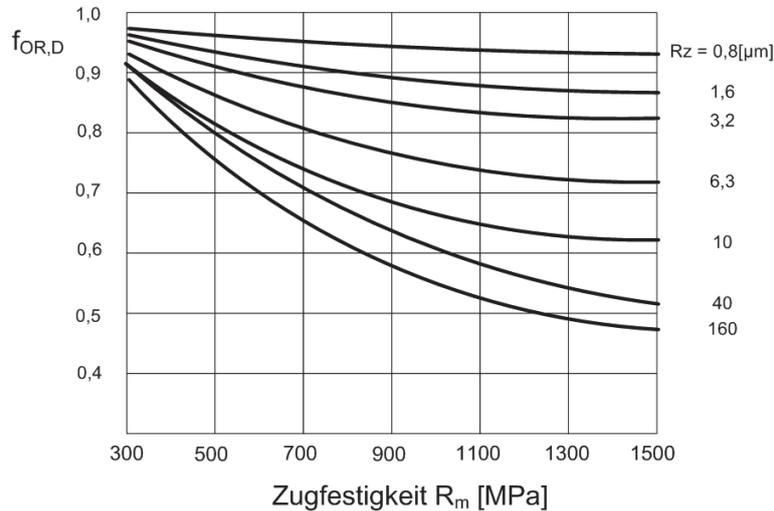


Abb. 4.12: Oberflächenfaktor $f_{OR,D}$ in Abhängigkeit der Zugfestigkeit R_m

4.4.4. Mittelspannungseinfluss ($f_{Mi,D}$)

Zur Darstellung des Spannungsverhältnisses und der Mittelspannung wird in der heutigen Schwingfestigkeitsforschung das Haigh – Diagramm verwendet (Abb. 4.13). Dabei wird die ertragbare Spannungsamplitude über der vorherrschenden Mittelspannung aufgetragen. Zur Kennzeichnung des Einflusses der Mittelspannung σ_m bzw. des Spannungsverhältnisses R auf die Spannungsamplitude σ_a durch einen einzelnen Zahlenwert wird die Mittelspannungsempfindlichkeit M definiert (Glg. (4.18)):

$$M = \frac{\sigma_a(R = -1) - \sigma_a(R = 0)}{\sigma_m(R = 0)} = \frac{\sigma_a(R = -1)}{\sigma_a(R = 0)} - 1 = \tan \alpha \quad \text{Glg. (4.18)}$$

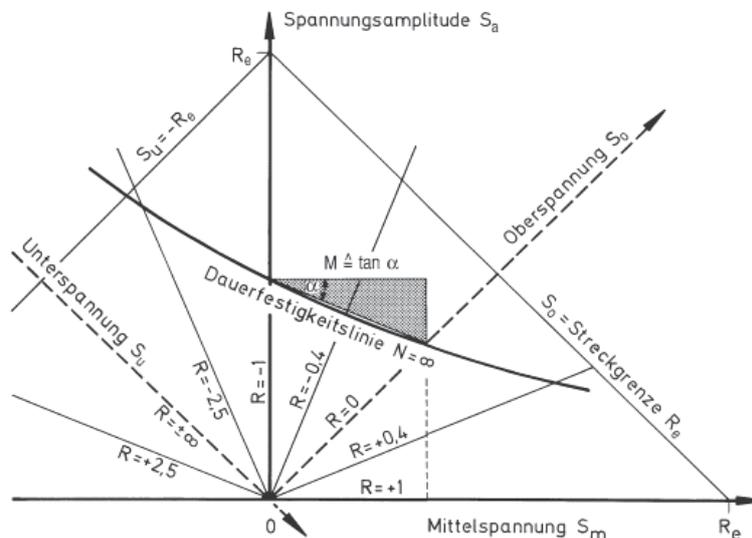


Abb. 4.13: Dauerfestigkeitsschaubild nach Haigh [19]

Im Haigh – Diagramm wird demnach die Mittelspannungsempfindlichkeit mit der Neigung der Zeit- und Dauerfestigkeitslinie ($N = \text{konstant}$) zwischen Wechsel- und Schwellfestigkeit, $R = -1$ und $R = 0$, $M = \tan \alpha$, wobei α von der Horizontalen aus gemessen wird, bezeichnet. Hat die Mittelspannung σ_m keinen Einfluss auf die Schwingfestigkeit so erhält man eine horizontale Linie und die Spannungsamplitude ist unabhängig von der Mittelspannung ($M = 0$). Im Grenzfall $M = 1$ ist die Linie unter 45° geneigt, d.h. die ertragbare Spannungsamplitude σ_a bei $R = -1$ ist doppelt so groß wie die für $R = 0$. Die ertragbare Schwingzahl ist eine Funktion der Oberspannung, also abhängig von der Spannungsamplitude und der Mittelspannung. D.h. die Mittelspannung hat in diesem Fall neben der Spannungsamplitude volles Gewicht. Durch die Gleichung Glg. (4.19) kann die Abminderung der ertragbaren Spannungsamplitude durch die vorherrschende Mittelspannung beschrieben werden.

$$\sigma_a = \sigma_w - M \cdot \sigma_m \quad \text{Glg. (4.19)}$$

Je nach verwendetem Werkstoff erhält man eine unterschiedliche Mittelspannungsempfindlichkeit. Für höherfeste Werkstoffe erreicht man sogar einen Wert von bis zu $M = 0,6$ (Abb. 4.14). [19]

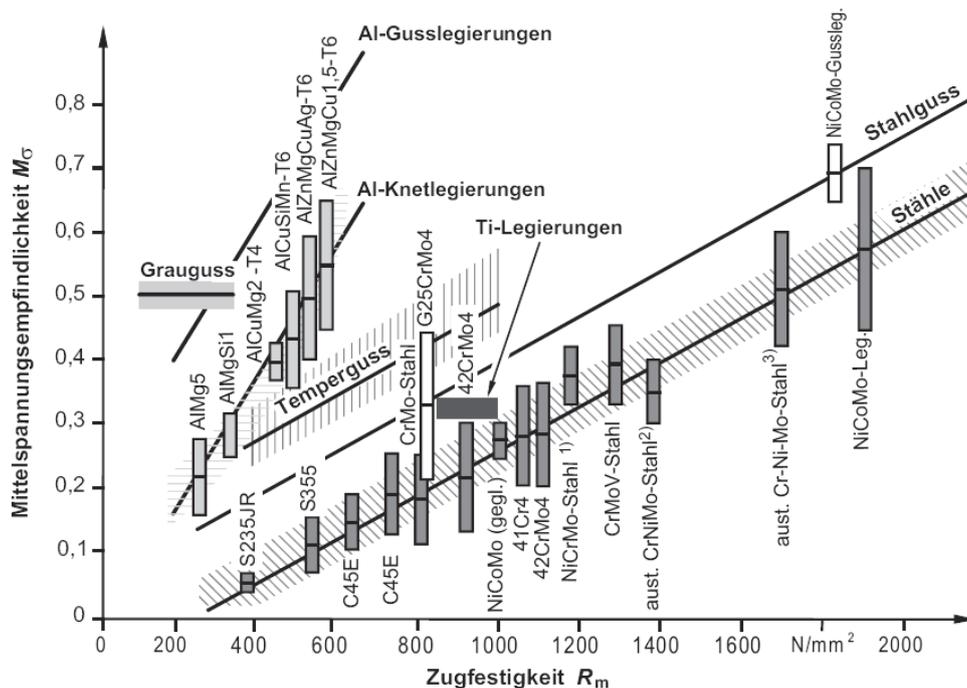


Abb. 4.14: Mittelspannungsempfindlichkeit M
verschiedener Stahl-, Eisenguss und Aluminium – Werkstoffe [19]

4.4.5. Optimale Einsatzhärtetiefe von Zahnrädern

Die Einsatzhärtung im Getriebebau spielt eine wesentliche Rolle. Durch die Variation von gewissen Einstellparametern bei der Einsatzhärtung kann ein Optimum für die Bauteileigenschaften erstellt werden. Neben der Einsatzhärtetiefe gelten auch die Rand- und Kernhärte, der Kohlenstoffgehalt der Randschicht, die chemische Zusammensetzung, die

Korngröße und der Eigenspannungszustand als wichtige Einflussgrößen für die Tragfähigkeit von Zahnrädern.

In der Fachliteratur existieren zahlreiche Empfehlungen bzw. Richtlinien zur Wahl der Einhärtetiefe (Eht) bei Zahnrädern. In Abhängigkeit auf welchen Bereich der Zahngeometrie (Zahnfuß oder Zahnflanke) man sich bezieht, ist ein Bezug auf den Modul m_n bzw. den Ersatzkrümmungsradius ρ_c im Wälzpunkt der Verzahnung gegeben. Die Angaben basieren auf praktischen Erfahrungen und/oder experimentellen Erkenntnissen, sowie theoretischen Untersuchungen [21].

Die nach *DIN 3990 – 5 1987* [10] angegebenen Werte für die Zahnfuß- und Zahnflankendauerfestigkeiten von einsatzgehärteten Stählen (Abb. 4.15), die aus Lauf- und Pulsversuchen mit Referenzstirnrädern ermittelt wurden, sind von der Werkstoffqualität sowie der Oberflächen- und Kernhärte abhängig ([10] Abschnitt 5). Die angegebenen Dauerfestigkeitswerte gelten für Einhärtungstiefen von $0,15 \cdot m_n$ bei 550HV1. D.h. der Härtewert von 550HV1 nach dem Vickershärteverfahren wird bei einer Belastung von einem Kilopond gemessen.

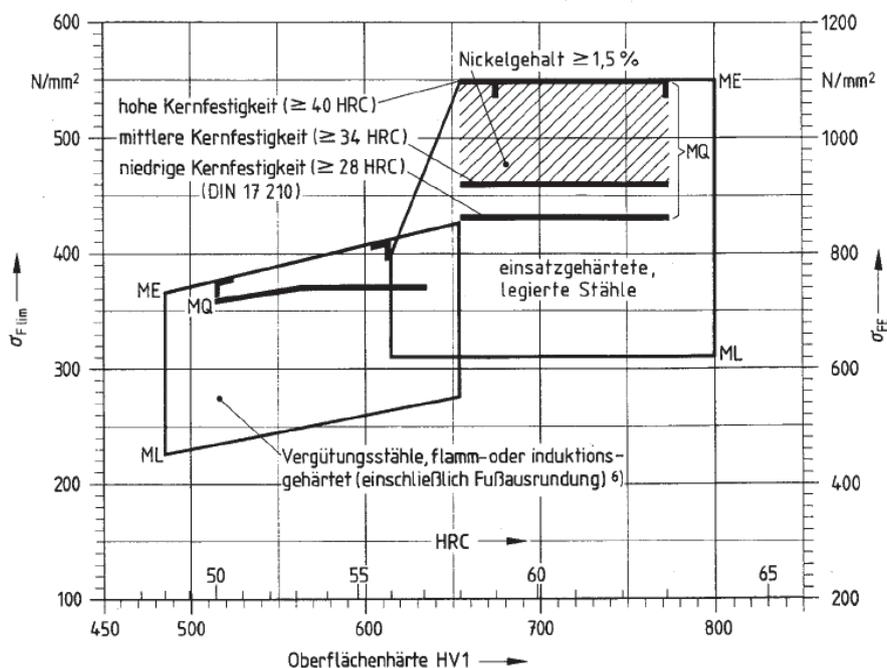


Abb. 4.15: Richtwerte für die Zahnfuß - Dauerfestigkeit von einsatz- und randschichtgehärteten Stählen [10]

Als optimale Eht empfiehlt *DIN 3990-5* die nach *Rösch* [22] bzw. nach der amerikanischen Norm *AGMA 170.01-1976* ermittelten Werte. Durch *Rösch* wurden zur Ermittlung der idealen Einsatzhärtetiefe Grundlagenversuche der typischen Biege- und Wälzbeanspruchung bei Zahnrädern durchgeführt. Als Prüfkörper dienten geradzahnente Stirnräder und Rollen aus 16MnCr5 für Pulsator-, Lauf- und Rollenversuche mit Einsatzhärtetiefen von 0,15 bis 1,6mm [15].

Durch den Vergleich der Ergebnisse beider Beanspruchungsformen wurde ersichtlich, dass sich eine bestimmte Variante der Eht unterschiedlich auf die Zahnfuß- und Zahnflankentragfähigkeit auswirkt. Das Maximum der Tragfähigkeit ist im Zahnfuß bei

bedeutend geringeren Eht als an der Zahnflanke erreichbar. Der Bereich der bestmöglichen Eht in Bezug auf die Zahnfußtragfähigkeit liegt nach *Rösch* bei etwa 0,1 bis 0,2 m_n . (Abb. 4.16)

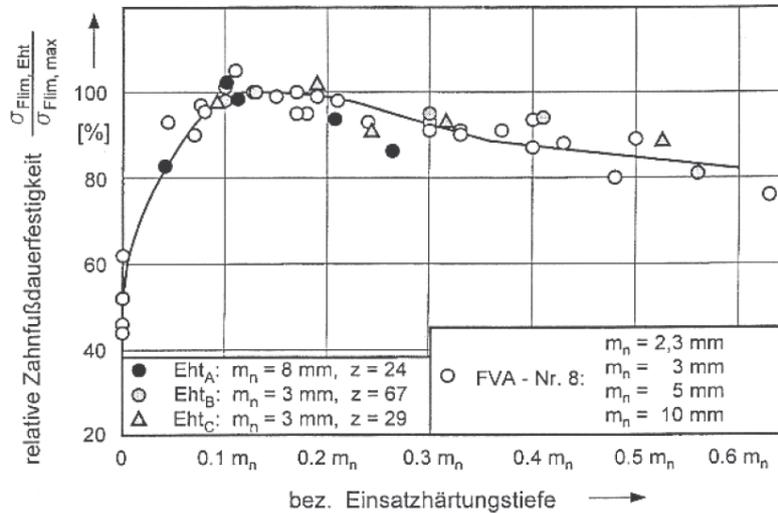


Abb. 4.16: Einfluss der Eht auf die Zahnfußtragfähigkeit bei Stirnrädern [22]

Für die Zahnflankentragfähigkeit ist ein starker Abfall bei Unterschreiten einer bestimmten Grenz-Eht gegeben. Nach *Rösch* gilt Glg. (4.20) zur Ermittlung der Grenz-Eht bei 550HV1:

$$X_{Grenz} = \frac{\rho_c + 10}{25} \pm 0,15mm \quad \text{Glg. (4.20)}$$

Daraus ist ersichtlich, dass sie nur von der Größe des Ersatzkrümmungsradius im Wälzpunkt ρ_c abhängig ist. Die nach *DIN 3990-5* angegebenen Dauerfestigkeitswerte gelten ausschließlich bei Einhaltung dieser Grenz-Eht bei 550HV1. Unter anderem wird in der vorliegenden Diplomarbeit der Einfluss zweier Eht-Variationen auf die lokale Zahnfußtragfähigkeit F-Serie studiert.

5. Neuentwicklung einer Prüfstrategie zur Untersuchung des Schwingfestigkeitsverhaltens von Hypoidtellerrädern

Motivation der Entwicklung des neuen Prüfstandes war das Interesse an der Bestimmung der Zahnfußtragfähigkeit der Hypoidtellerradvariante F – Serie, welches in einem Hinterachsgetriebe eines Serienpersonenkraftwagen eingesetzt wird (Abb. 5.1). Je nach Fahrtrichtung wird die konvexe bzw. konkave Zahnflanke belastet. Bei dem vorliegenden Tellerrad wird zur Ermittlung der Zahnfußtragfähigkeit die konvexe Zahnflanke geprüft. Das Hypoidtellerrad hat einen Außendurchmesser von $D=143\text{mm}$, einen Innendurchmesser von $d=85\text{mm}$ und die Zähnezahl beträgt $z=36$. Laut Herstellerangaben wird diese Hypoidvariante mit einem Dauermoment von $T=596\text{Nm}$ belastet. Da im Versuch lediglich nur ein Zahn geprüft wird, kann die Belastung des Einzelzahn auf eine Kraft von $F=10,25\text{kN}$ auf dem Niveau des Dauermomentes abgeschätzt werden. Aufgrund der Tatsache, dass eine lokale Bauteilwöhlerlinie erstellt werden soll, muss man im Zeitfestigkeitsgebiet mit höheren Belastungen rechnen. Die Abschätzung der Prüfkräfte ist für die Dimensionierung des Prüfaufbaus erforderlich. Damit bei der Versuchsdurchführung ein permanenter Kontakt und kein Abheben der beiden Kontaktpartner erreicht wird, arbeitet man im Versuch stets im Druckschwellbereich wobei das Spannungsverhältnis R immer positiv ist.



Abb. 5.1: Hypoidtellerrad F – Serie

5.1. Bestehendes Prüfkonzep zur Untersuchung von Zahnfußfestigkeiten von Hypoidverzahnungen

Zur Untersuchung der Zahnfußtragfähigkeit von Hypoidverzahnungen wurde bisher der Hypoidradprüfstand des Lehrstuhls für Allgemeinen Maschinenbau herangezogen. Dabei handelt es sich um einen Prüfaufbau bei dem das Hypoidtellerrad und Hypoidschaftkegelrad gegeneinander verspannt werden und durch Entfernen der Nachbarzähne am Tellerrad eine Einzelkontaktprüfung gewährleistet wird. Auf dem Hydropulsprüfstand können maximale Drehmomente von $T=4000\text{Nm}$ erzeugt werden, wobei Prüffrequenzen bis $f=16\text{Hz}$ realisierbar sind.

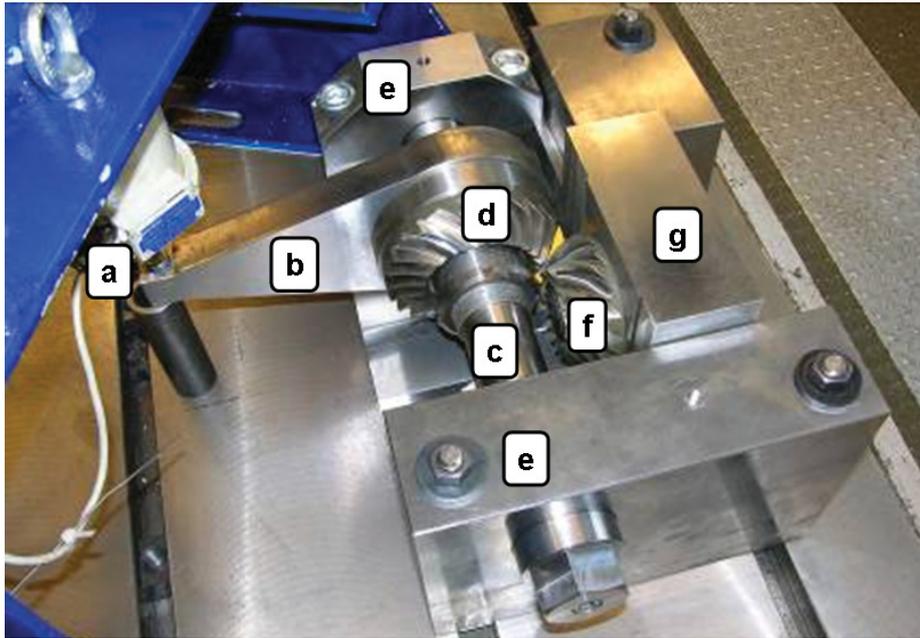


Abb. 5.2: Aufbau des bisherigen Hypoidprüfstandes [23-26]

Zur Steuerung der beaufschlagten Prüfkräfte und Belastungsfrequenzen wird hier das „*Instron Structural Testing System (IST)*“ mit dem „*FASTRACK 8800*“ Steuerungssystem verwendet. Wie in Abb. 5.2 ersichtlich wird über einen Servo-Hydraulik-Zylinder (a) die Prüfkraft auf den Hebelarm (b) übertragen. Die Drehmomentübertragung auf die Welle (c) und auf das Hypoidtellerrad (d) erfolgt mittels einer Passstiftverbindung. Ein kombiniertes Radial-, Axiallager in den Lagerungen (e) dient zur Aufnahme der eingeleiteten Kräfte. Das Schaftkegelrad (f) wird durch eine Keilverzahnung im Prüfbock (g) gegen Verdrehung gesichert und über eine Mutter gespannt.

Unerwartete Ereignisse und resultierende Optimierungsmaßnahmen:

Mit dem vorliegenden Prüfkonzept können vergleichende Untersuchungen an Hypoidtellerrädern durchgeführt werden. Ausgehend von der Relativbewegung zwischen den Kontaktpartnern – konkave Zahnflanke des Hypoidtellerrades gegen konvexe Zahnflanke des Hypoidschaftkegelrades – erhält man durch die hohe Kontaktbelastung und kleine, durch die elastische Nachgiebigkeit bedingte, Relativbewegungen, Frettingbildung auf den Zahnflanken. Die dadurch generierten Mikrorisse an der Zahnflanke führten unter anderem auch zum vorzeitigen Versagen der Zahnflanke. Außerdem kam es durch die hohe Torsionsbeanspruchung des Ritzelschaftes auch zu Ausfällen der Keilverzahnung am Schaftkegelrad und der Passstiftverbindung. Eine Aussage über die Zahnfußtragfähigkeit eines Hypoidzahnes ist daher nur bedingt möglich. Folglich wurden einige Optimierungsmaßnahmen an der Prüfanlage durchgeführt. Zur Steifigkeitserhöhung des Ritzels montierte man eine Fixierschale über dem Kegel des Schaftkegelrades (2) (Abb. 5.3). Zusätzlich erhöhte man durch Plandrehen der Stirnfläche am Ritzel die Kontaktfläche zwischen Aufspanbock und Schaftkegelrad (1). Um das frühzeitige Ausfallen der Ritzelzähne zu vermeiden verwendete man Doppelzähne (3), d.h. bei der Herstellung wurde

nur jede zweite Zahnücke erzeugt. Anhand der Steifigkeitserhöhung kam es folglich zum Bruch des Hypoidtellerrades. Die Kontaktflächen wurden vor dem Zusammenbau mit einer Molykote-Schmierpaste (4) bestrichen um die Frettingbildung zu minimieren. [26]

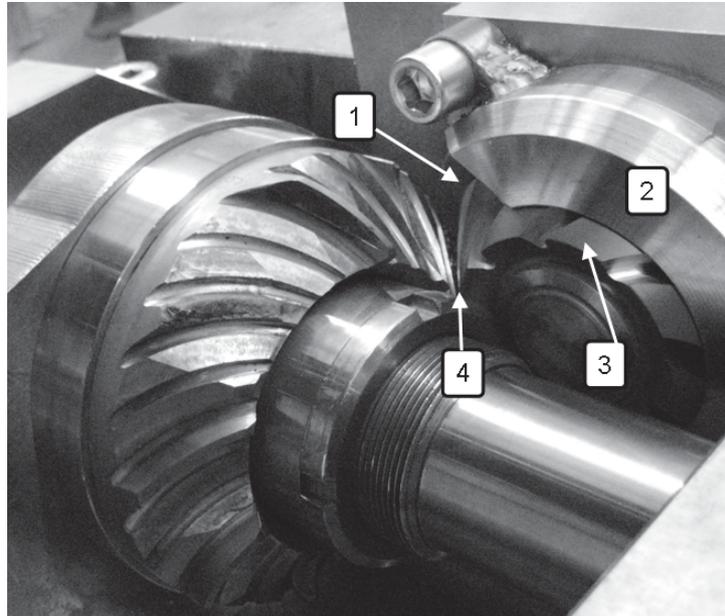


Abb. 5.3: Optimierungsmaßnahmen beim bestehenden Hypoidprüfstand [26]

In den folgenden Abbildungen sind die Schadensfälle des bestehenden Hypoidprüfstandes abgebildet. In Abb. 5.5 und Abb. 5.6 ist das Versagen der Keilverzahnung bzw. des Schaftes des Hypoidschaftkegelrades ersichtlich. Die Ermüdung der Zahnflanken konnte auf die hohe Frettingbelastung, welche durch die Mikroslipbewegung der Kontaktpartner erstellt wurde, zurückgeführt werden (Abb. 5.7).



Ermüdung der Zahnflanke aufgrund Frettingbildung

Torsionsbruch im Wellenübergang (zu hohe Schubbelastung)



Versagen der Keilverzahnung am Hypoidschaftkegelrad

Tellerradbruch durch erhöhte Steifigkeit des Prüfstandes



Versagen des Zahnfußes an der kritischen Stelle

Abb. 5.4: Versagensmechanismen der Prüfkörper beim alten Versuchsaufbau [26]

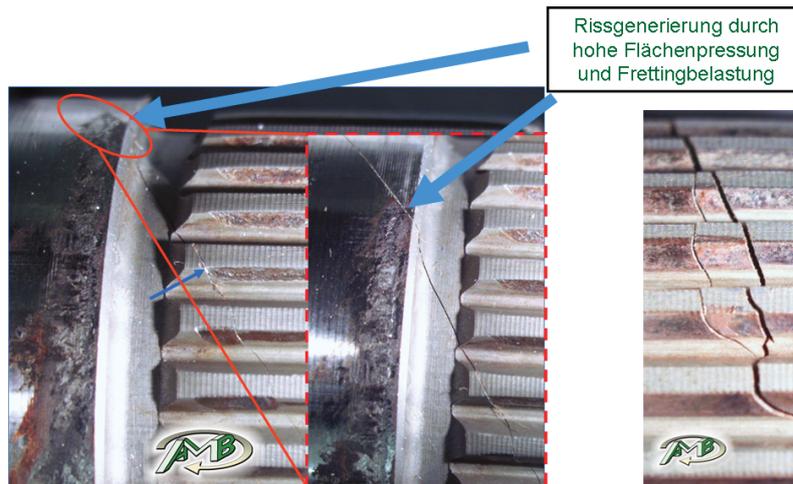


Abb. 5.5: Schaftbruch des Hypoidschaftkegelrades durch Ermüdung der Keilverzahnung [26]

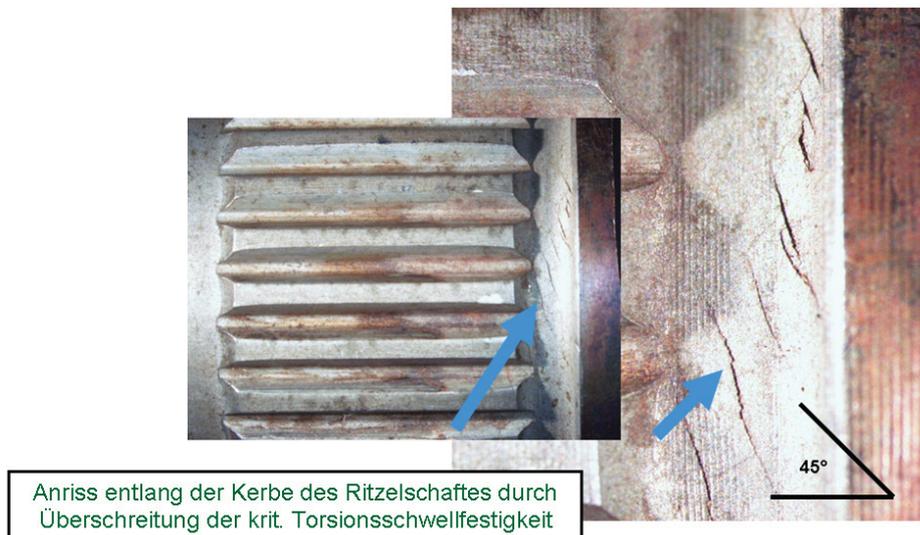


Abb. 5.6: Anriss des Hypoidschaftkegelrades durch Überschreiten der kritischen Torsionsschwellfestigkeit [26]

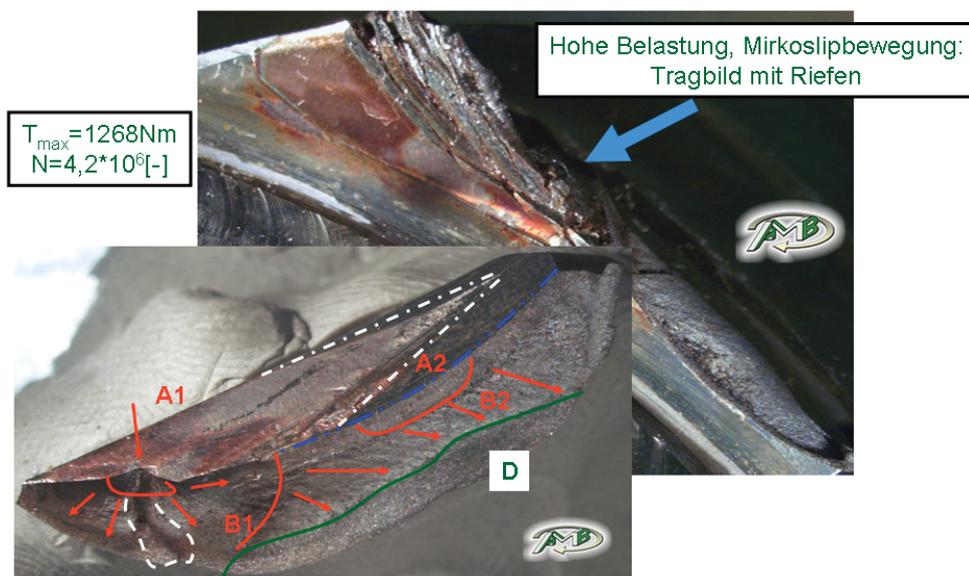


Abb. 5.7: Ermüdung der Zahnflanke des Hypoidtellerrades [26]

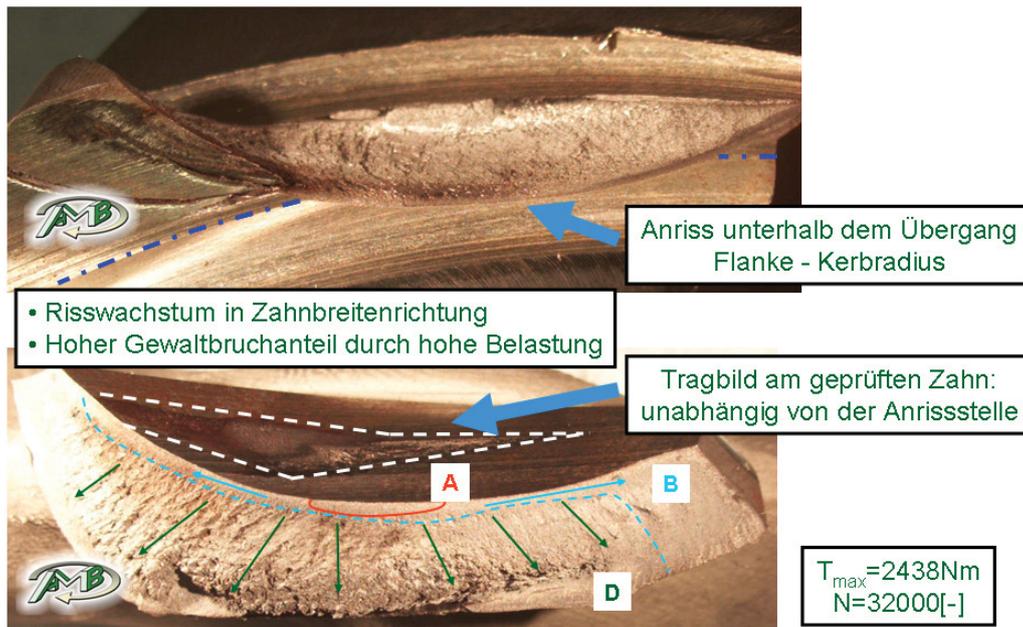


Abb. 5.8: Zahnfußbruch des Hypoidtellerrades [26]

5.2. Anforderungen an das neue Prüfkonzept

Es werden hohe Anforderungen an das neue Prüfkonzept gestellt um störende Einflüsse, Wechselwirkungen und ungewollte Schadensmechanismen zu vermeiden. Somit ergeben sich einige wesentliche Anforderungen welche im neuen Konzept berücksichtigt werden:

- Durch wenig bewegte Komponenten kann die elastische Nachgiebigkeit des Systems verringert werden. Der Vorteil zeigt sich in einer höher erreichbaren Prüffrequenz. Zusätzlich werden die Trägheitskräfte, welche auf die Prüfkraft Einfluss haben, verringert.
- Bei Konstruktion der Prüfanlage soll die Relativbewegung zwischen dem Prüfzahn und dem Belastungskörper gering gehalten werden um einen Ausfall des Zahnes an der Zahnflanke durch Verschleiß bzw. Fretting zu vermeiden.
- Mit einer Normalbelastung auf der Zahnflanke sollen die Querkraft gering gehalten werden.
- Aus Wirtschaftlichkeit soll bei dieser Prüfanlage eine höhere Prüffrequenz angestrebt werden. Dadurch wird die Prüfzeit verkürzt und man übertrifft die bisherige Versuchsmethodik.
- Die Nachgiebigkeit des gesamten Prüfaufbaus soll sehr niedrig sein um keine Beeinflussung der Prüfmethode auf den Versuch zu erhalten.
- Das Belastungstragbild im Versuch soll mit geringem Aufwand reproduzierbar eingestellt werden können. Die Einstellung der Achslage soll wenn möglich nur einmal erfolgen. Dies garantiert die Vergleichbarkeit!
- Je weniger Teile im gesamten Prüfaufbau verwendet werden, desto weniger Komponenten können ausfallen. Jedoch soll die Anlage so konstruiert werden damit die möglichen Verschleißteile günstig sind und rasch ausgewechselt werden können.

5.3. Lösungsansätze zur Realisierung der gestellten Anforderungen

Um den aufgezählten Anforderungen gerecht zu werden, wurden mehrere Vorentwürfe und Konzepte verfolgt, welche folgend beschrieben sind:

Prüfkonzept 1:

Bei diesem Entwurf wird die Zahnfußtragfähigkeit der konkaven Zahnflanke des Hypoidtellerades geprüft. Dabei stellt die Konstruktion und Herstellung des Druckkörpers das größte Problem dar. Die Fixierung des Hypoidtellerades soll durch eine Spannvorrichtung erfolgen, welche die negative Form des Hypoidtellerades besitzt. Diese kann durch Schraubverbindungen an den fünf Langlöchern an einem massiven Aufspannbock befestigt werden. Die Führung und Positionierung des Druckkörpers erfolgt durch eine Ständerkonstruktion mit Linearführung, an der eine vertikale Verschiebung sowie eine Verdrehung durchgeführt werden kann. Die gesamte Prüfeinheit kann auf einem Aufspanntisch einer Resonanzprüfmaschine sowie auf dem Hydropulsprüfstand aufgebaut werden. Durch Adaptierung des Druckkörpers mit der Belastungseinheit der Prüfmaschine wird der permanente Kontakt zwischen Hypoidtelleradzahn und Druckkörper sichergestellt. (Abb. 5.9)

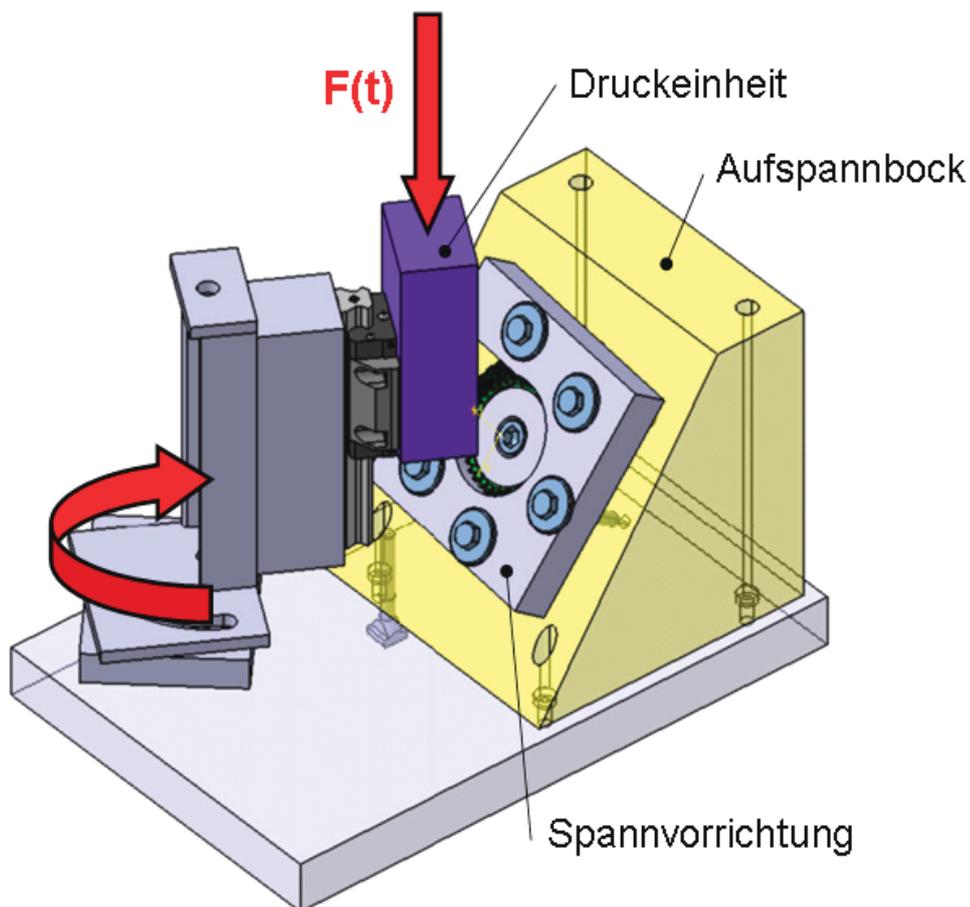


Abb. 5.9: Hypoidtellerad: Prüfkonzept 1

Prüfkonzept 2:

Dieses Prüfkonzept wurde für die Prüfmaschine *SincoTec POWER SWING NewLine MOT 100 kN* des Instituts für Allgemeinen Maschinenbau entwickelt. Die konkave Zahnflanke des Hypoidtellerrades F – Serie dient als Ausgangspunkt der Prüfstandsentwicklung. Da bei dieser Maschine die Schwingungen durch das untere Maschinenfeld eingeleitet werden, positioniert man den Hypoidtellerradprüfstand am stationären Teil der Resonanzprüfmaschine um durch die reduzierte zu schwingende Masse eine höhere Belastungsfrequenz erzielen zu können. Lediglich der Druckkörper wird auf dem bewegten Teil der Maschine durch einen Adapterbolzen fixiert. Die Einstellung des Tragbildes erfolgt durch die Verschiebung der beiden Aufspannplatten, welche zwischen Adapterbolzen und Aufspannklotz liegen, und der Verdrehung der Hypoidtellerrad – Negativform – Einheit. (Abb. 5.10)

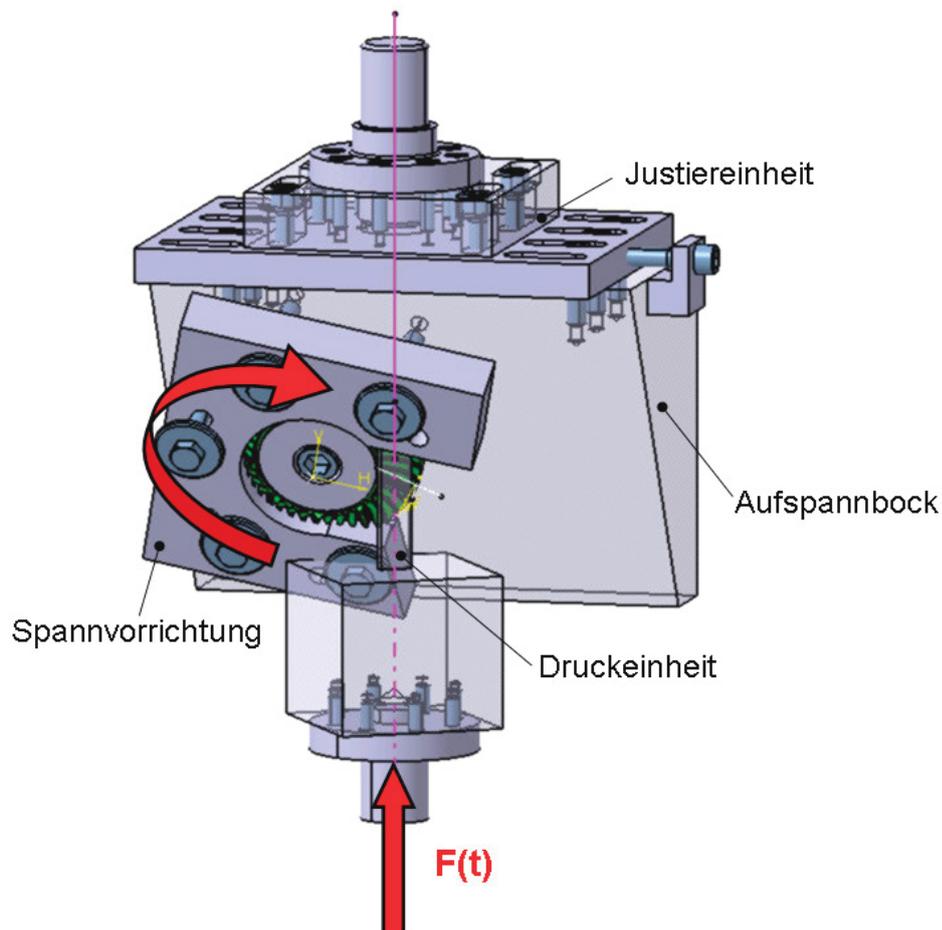


Abb. 5.10: Hypoidtellerrad: Prüfkonzept 2

Prüfkonzept 3:

Durch die Tatsache, dass hier die konvexe Seite des Hypoidtellerradzahnes auf die Zahnfußtragfähigkeit untersucht werden soll, konzipierte man ein neuartiges, von den vorigen Prüfkonzepten abweichende, Prüfungsmethode. Die Fixierung des Hypoidtellerrades erfolgt nunmehr durch die Verschraubung einer Anschlussplatte, welche durch eine Laserschweißverbindung mit dem Hypoidtellerrad verbunden ist. Durch die annähernd

rechtwinkelige Lage der Zahnflanke mit der Stirnseite der Anschlussplatte kann hier auf eine schräge Ausführung des Aufspannblocks verzichtet werden. Die form- und kraftschlüssige Verbindung der Hypoidtellerrad – Anschlussplatten – Einheit erfolgt durch einen zentralen Stützbolzen und durch acht Schraubverbindungen auf der Stirnseite der Anschlussplatte. Um die Massen des Prüfstandes zu reduzieren wird das Aufspannfeld als Schweißkonstruktion erstellt und auf dem Maschinenbett der Resonanzprüfmaschine *SincoTec POWER SWING MAG 150kN* fest verschraubt. Die Druckeinheit, welche im Schwingkörper der Prüfmaschine eingespannt ist, wird durch ein lineares Kugelumlaufbüchsenlager in horizontaler Position gehalten. Dadurch können auch gering auftretende Querkräfte an die Schweißkonsole übertragen werden. Der Druckkörper wird im Druckbolzen durch zwei Schrauben verspannt und kann nach Bedarf bzw. Verschleiß ausgewechselt werden. Die Tragbildeinstellung erfolgt durch Positionierung der Schweißkonsole auf dem Aufspannbett der Resonanzprüfmaschine sowie Verdrehung der Tellerrad – Anschlussplatten – Einheit. (Abb. 5.11)

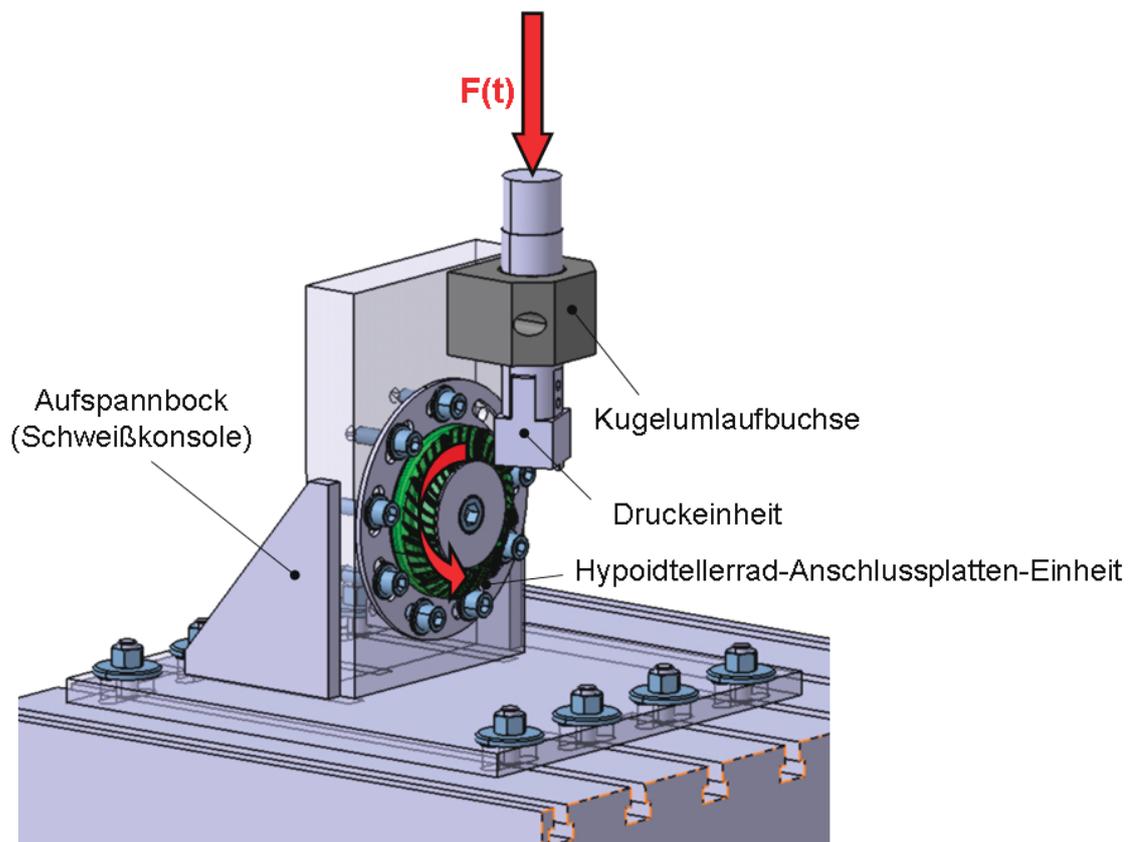


Abb. 5.11: Hypoidtellerrad: Prüfkonzept 3

Prüfkonzept 4:

Das Prüfkonzept 4 (Abb. 5.12) ist eine Detaillierung des Prüfkonzepts 3. Hier wird der Druckkörper einfacher ausgeführt. Die Versteifungsrippen an der Schweißkonsole werden im Gegensatz zum Prüfkonzept 3 seitenverkehrt angebracht da, wie in der durchgeführte Spannungssimulation der Prüfapparatur gezeigt, der kritische, maximal belastete Zugbereiche an der Seite der Tellerrad – Anschlussplatten – Einheit liegen.

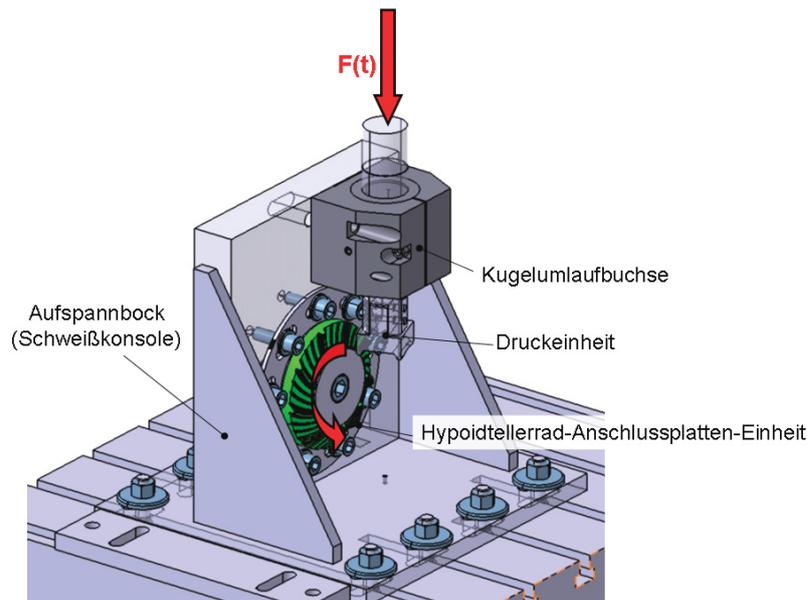


Abb. 5.12: Hypoidtellerrad: Prüfkonzept 4

Von der bisherigen Prüfmöglichkeit am Hydropulsprüffeld wurde Abstand genommen und die Prüfmöglichkeit auf der Resonanzprüfmaschine *SINCO TEC: POWER SWING MAG 150kN* realisiert. Der zur Verfügung stehende magnetisch gesteuerte Resonanzprüfstand des Lehrstuhls für Allgemeinen Maschinenbau, der in Abhängigkeit der Steifigkeit des gesamten Prüfaufbaus den Prüfkörper mit gedämpfter Eigenfrequenz belastet, wurde verwendet.

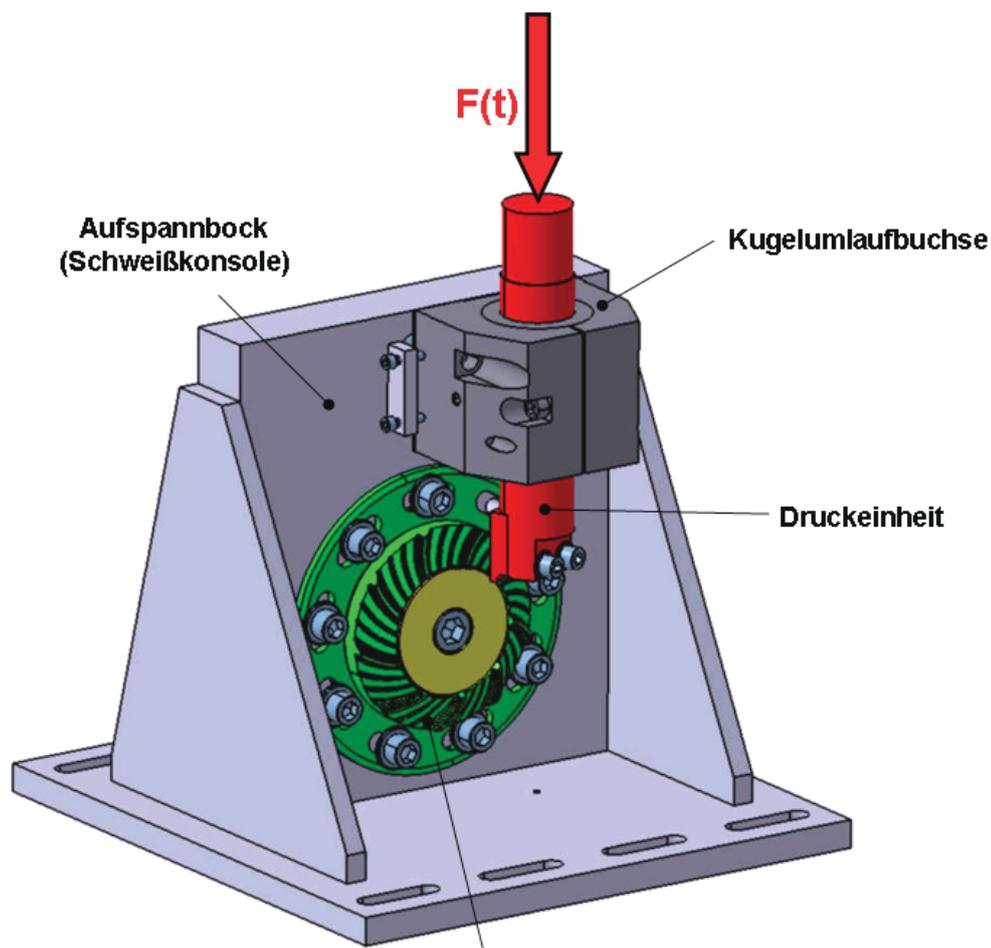
Der Resonanzprüfstand *SINCO TEC: POWER SWING MAG 150kN* ist als Dreimassenschwinger ausgeführt. Er besteht aus einem mittels eines Elektromagneten erregten Schwingkopf, der im oberen Teil der Maschine angeordnet ist und die dynamische Amplitude erzeugt. Der Schwingkopf stützt sich über Vorspannfedern am Maschinenrahmen ab. Der Mittellastantrieb ist im unteren Teil der Maschine angeordnet und bringt die statische Vorlast mit Hilfe eines servogeregelten Getriebemotors auf. Die Steuerung des Prüfstands übernimmt das Regelsystem *EXCITATION MAG*. Die komplette Regelelektronik für das Regelsystem ist in einem Industrie-PC-Schrank untergebracht. Durch die Anordnung der Einzelkomponenten und der Vorspannfedern der Maschine sind auch auftretende Querkräfte kompensierbar. [27]



Abb. 5.13: Resonanzprüfstand SincoTec: POWER SWING MAG 150kN [27]

5.4. Prüfmethodik und Versuchsdurchführung

Beim neu konstruierten Hypoidtellerradprüfstand werden die in Kapitel 5.2 angeführten Anforderungen durch ein System aus mehreren Baugruppen realisiert. Das Hypoidtellerrad wird dabei in Verbindung mit einer Anschlussplatte am Aufspannblock (Schweißkonsole) mittels Schraubverbindungen befestigt. Die dynamische Belastung des Prüfzahnes erfolgt über die Druckeinheit, eine Kombination aus einer auswechselbaren Druckleiste und einem Führungsbolzen, welche über ein Adapterstück in der Resonanzprüfmaschine *SINCO TEC: POWER SWING MAG 150kN* verbunden ist. Zur Stabilisierung der Druckeinheit wird eine Kugelumlaufbuchse an der Schweißkonsole angebracht um somit auch die auftretenden Querkräfte kompensieren zu können. (Abb. 5.14)



Hypoidtellerrad-Anschlussplatten-Einheit

Abb. 5.14: Systemaufbau des Hypoidtellerradprüfstandes

Der neu konstruierte Prüfstand besteht aus mehreren Einzelkomponenten, die in Baugruppen zusammengebaut sind. (Abb. 5.15) Der detaillierte Aufbau der Prüfapparatur sowie die Ausrichtung der einzelnen Prüfstandskomponenten werden im Folgenden beschrieben:

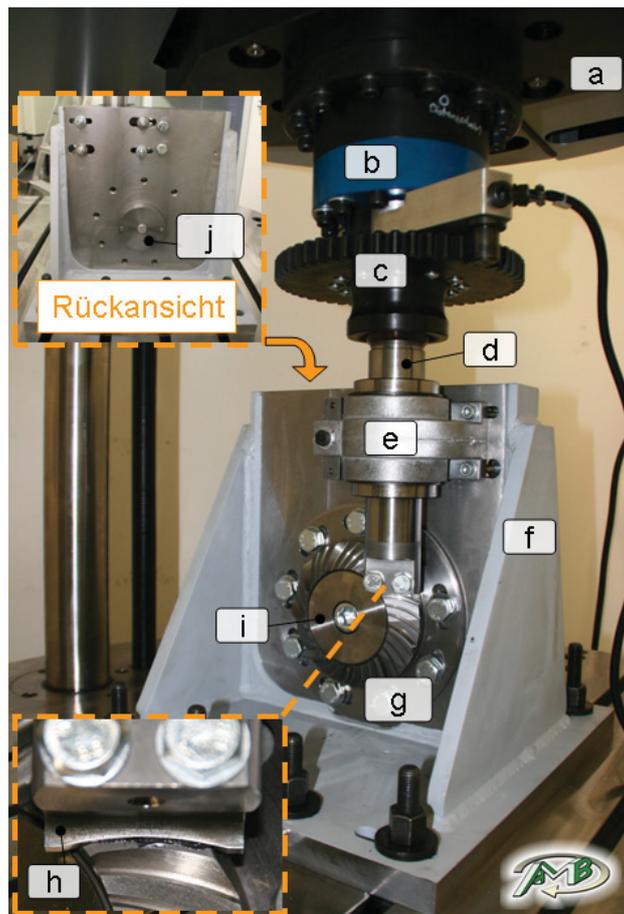


Abb. 5.15: detaillierter Systemaufbau der Hypoidprüfapparatur

Dabei positioniert man die Schweißkonsole **f** mit ihrer Seitenfläche parallel zu den Nuten des Aufspanntisches der Prüfapparatur. Weiters verschiebt man die Schweißkonsole so weit in Richtung der Nutausnehmung damit der Belastungsbolzen **d** konzentrisch mit dem Gewindeloch der Verspannungseinheit **c** auf der Traverse **a** ist. Nunmehr verdreht man den Belastungsbolzen soweit, dass die Aufspannfläche der Tellerrad – Anschlussplatteneinheit **g** und der Kontaktfläche der Druckleiste und Belastungsbolzen in einem Winkel von 22° liegt. Als Verdrehsicherung dient die spezielle Keilverbindung der Verspannungseinheit **c**.

Nach einmaliger Ausrichtung des Druckbolzens kann mit der Feinjustierung begonnen werden. Dabei verschiebt man den Belastungsbolzen **d** mittels Steuerungseinheit der Prüfapparatur in vertikale Richtung um genügend Platz zur Positionierung des Prüfkörpers **g** zu erhalten. Nach Einbau des Stützbolzens **i** und Verdrehung der Tellerrad – Anschlussplatteneinheit **g** auf die gewünschte Position wird dieser durch eine Innensechskantschraube an der Stützscheibe **j** fixiert. Zur Vermeidung der Reibkorrosionsbildung werden die Kontaktflächen zwischen Stützbolzen und Schweißkonsole mit einer Molykote-Schmierpaste benetzt. Vor der Montage der Druckleiste mit den beiden M10 Sechskantschrauben benetzt man die Kontaktflächen ebenfalls mit der Molykote. Zur Verdrehsicherung und Stabilisierung des Prüfkörperassemblies werden die M14 Sechskantschrauben in den dafür vorgesehenen Gewindelöchern verspannt. Abschließend wird auch die Zahnflanke mit Molykote versehen und die Belastungseinheit bis auf Kontakt

mit dem zu prüfenden Tellerradzahn verschoben wobei ein Ansteigen der Kraftmesswerte an der Steuerungseinheit beobachtet werden kann. An der Kraftmessdose **b** werden sämtliche Werte wie Mittel-, Amplitudenlast abgenommen und in der Steuereinheit der Prüfmaschine mit dem Sollwert verglichen (Abb. 5.15).

Voraussetzung der Versuchsdurchführung auf der Resonanzprüfmaschine *SINCO TEC: POWER SWING MAG 150kN* ist ein schwingfähiger Prüfaufbau, d.h. dass vor Beginn der Prüfung die Resonanzfrequenz des Prüfaufbaus ermittelt wird. Durch Voreinstellungen wie Mittel- und Amplitudenkraft wird unter magnetischen Anregungsschwingmechanismen eine gedämpfte Resonanzfrequenz bestimmt, welche zur Versuchsführung verwendet werden kann. Da bei dieser Versuchsmethodik ein ständiger Kontakt der beiden Kontaktpartner Voraussetzung ist, wird die Prüfung im druckschwellenden Bereich durchgeführt. Dabei wird eine um 0,5kN höhere Mittelkraft als Amplitudenkraft eingestellt, um ein Abheben der Kontaktpartner zu verhindern (Abb. 5.16).

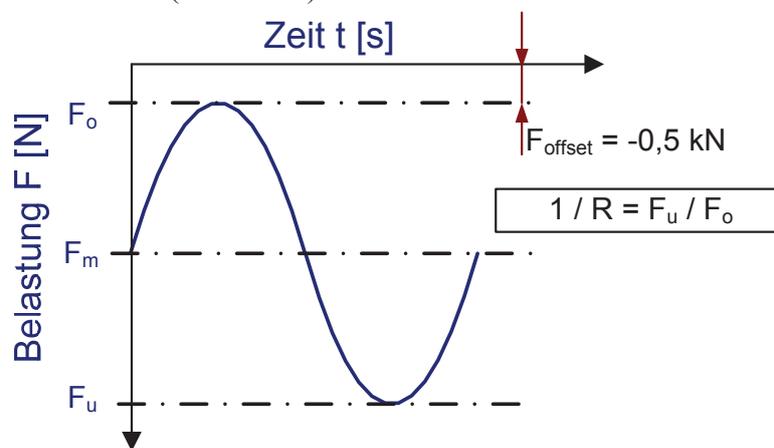


Abb. 5.16: Druckbelastung des Prüfzahnes mit; $F_{\text{offset}} = -0,5\text{kN}$

Nach dem Aufbringen der vordefinierten Mittellast durch den Mittellastmotor im unteren Teil der Prüfanlage erfolgt die dynamische Anregung des Schwingkopfes mittels Elektromagneten in der Traverse. Je nach Steifigkeit des gesamten Systems liegt die Belastungsfrequenz bei ca. $f=85\text{Hz}$. Bei Erreichen eines voreingestellten Frequenzunterschiedes stoppt die dynamische Belastung wobei die Mittellast weiterhin erhalten bleibt. Der Bruch eines Zahnes wird über das Abbruchkriterium, ein Frequenzunterschied von $\pm 1,5\text{Hz}$, festgelegt.

5.4.1. Tellerrad – Anschlussplatteneinheit

Durch die gewählte Einzelkontaktprüfung – Prüfkopf gegen Hypoidzahnflanke – konnte aus Platzgründen nur jeder vierte Zahn des Hypoidtellerrades geprüft werden. Die Nachbarzähne mussten spanend entfernt werden (Abb. 5.17). Somit konnte die Schwingprüfung an neun Zähne pro Tellerrad durchgeführt werden. Durch die Anforderung einer stabilen, verdrehsteifen Fixierung des Hypoidtellerrades, wurde das Hypoidtellerrad am rückseitigen Umfang mit einer Anschlussplatte verpresst und laserverschweißt (Abb. 5.17). Das Laserschweißverfahren garantiert eine niedrige Wärmeinbringung und einen geringen Verzug der verschweißten Bauteile. Neun Langlöcher am Umfang der Anschlussplatte garantieren die Möglichkeit einer genauen Positionierung und eine feste Verbindung mit der

Schweißkonsole. Zusätzlich wird die Hypoidtellerrad-Anschlussplatteneinheit mit einem Stützbolzen auf die Schweißkonsole nieder gespannt. Der verwendete Stützbolzen dient zur Zentrierung und Fixierung der Hypoidtellerrad-Anschlussplatteneinheit und wird zentral mittels Innensechskantschraube an der Schweißkonsole befestigt (Abb. 5.17).

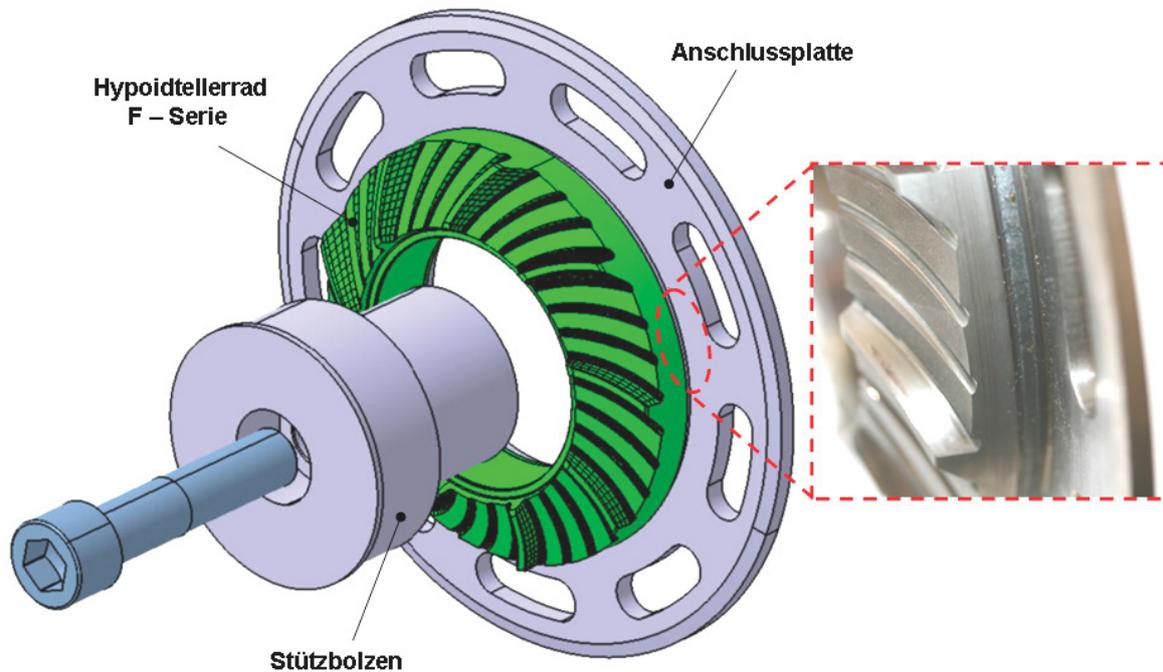


Abb. 5.17: Tellerrad – Anschlussplatteneinheit – Zusammenbau mit Stützbolzen und Fixierschraube

5.4.2. Belastungseinheit

Für die Einzelkontaktprüfung der konvexen Zahnflanke des Hypoidtellerrades wurde ein spezieller Druckkopf konzipiert (Abb. 5.18). Dieser wurde auf das Kontakttragbild zwischen Druckkopf und Zahnflanke optimiert, wobei die Geometrie der konvexen Hypoidzahnflanke entlang des Tellerradzahnes durch einen Ersatzkrümmungsradius angenähert wurde. Die Kontaktfläche des Druckkopfes wurde mit einer Höhen- und Breitenballigkeit ausgestattet. Im Zuge der Entwicklung wurde ein möglichst günstig-austauschbarer Druckkopf geschaffen. Als Werkstoff konnte dabei ein hochlegierter Kaltarbeitsstahl, X155CrVMo12-1 (1.2379) mit guter Zähigkeit und hoher Anlassbeständigkeit gefunden werden. Durch den erhöhten Vanadium-Gehalt des Werkstoffes und der Härtung erhält man eine hohe Verschleißfestigkeit des Druckkopfes.

Der Druckkopf wird durch zwei Schrauben im Belastungsbolzen gesichert (Abb. 5.18). Die Durchgangslöcher im Belastungsbolzen wurden mit einer Spielpassung versehen um bei der Tragbildeinstellung zusätzliche Einstellbarkeit zu gewinnen. Weiters wird die Kraft auf den Druckkopf über die Rückenfläche in den Druckbolzen abgeleitet. Der Druckbolzen wird mit einer Feingewindeverschraubung in die Schwingtraverse der Prüfapparatur (*SINCOTEC POWER SWING MAG 150kN*) eingeschraubt und mittels einer speziellen Keilverbindung gegen Verdrehung gesichert. Durch die exzentrische Krafteinleitung in den Druckkopf wird eine Querkraft generiert, welche teilweise durch das kippsteife Wellenführungslager aufgenommen wird (Abb. 5.18) und in die Schweißkonsole abgeleitet wird.

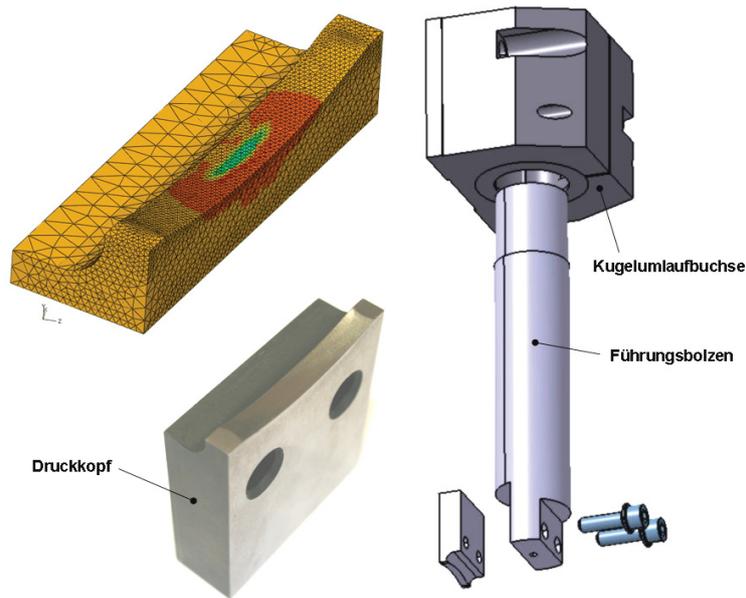


Abb. 5.18: Zusammenstellung Belastungseinheit

5.4.3. Schweißkonsole

Der massiv ausgeführte Aufspannblock – die Schweißkonsole – dient zur Aufnahme der Hypoidtellerrad – Anschlussplatteneinheit. Die Schweißkonsole wurde aus verschiedenen Platten, durch Kehlnähte, zusammengeschweißt. Auf der Aufspannplatte **a** wird die Tellerrad – Anschlussplatten – Einheit durch acht Schrauben **d** nieder gespannt. Die Aufspannplatte wurde mit zusätzlichen Versteifungsrippen mit der Grundplatte verschweißt. Die Grundplatte kann durch die Langlochausnehmungen **c** am Aufspanntisch der Prüfapparatur mittels Nutsteinschrauben befestigt werden. Das Einstellblech mit den beiden Justierschrauben **b** wird bei der Positionierung des Wellenführungslagers verwendet. Mit der in der Stützscheibe **e** zentrisch ausgerichteten Gewindebohrung wird der Stützbolzen verschraubt um den Prüfkörper zu fixieren (Abb. 5.19).

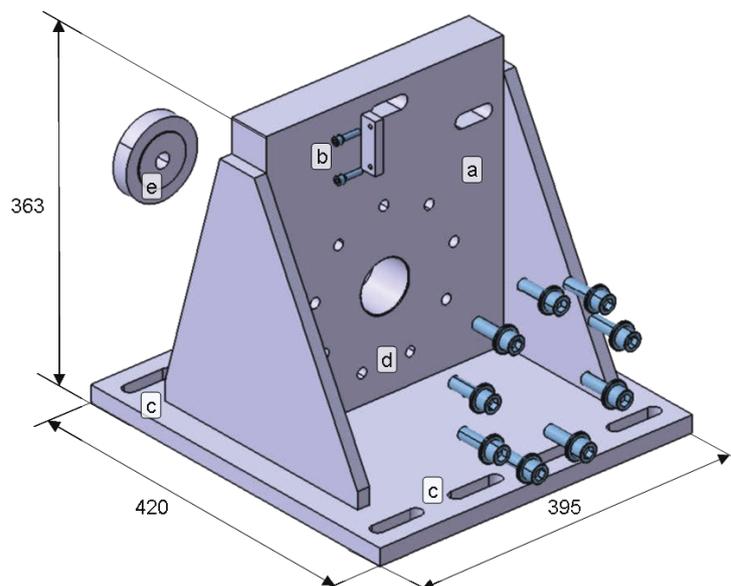


Abb. 5.19: Schweißkonsole

Um die Deformation des gesamten Prüfaufbaus abschätzen zu können, wurde ein einfaches FE-Modell der Schweißkonsole geschaffen. Dies wird bei einer Maximallast von $F = 30\text{kN}$ überprüft. Die Simulation zeigt keine wesentliche Deformation ($U = 0,001877\text{mm}$), wodurch ein Einfluss auf die Hypoidtellerradprüfung ausgeschlossen werden kann. (Abb. 5.20).

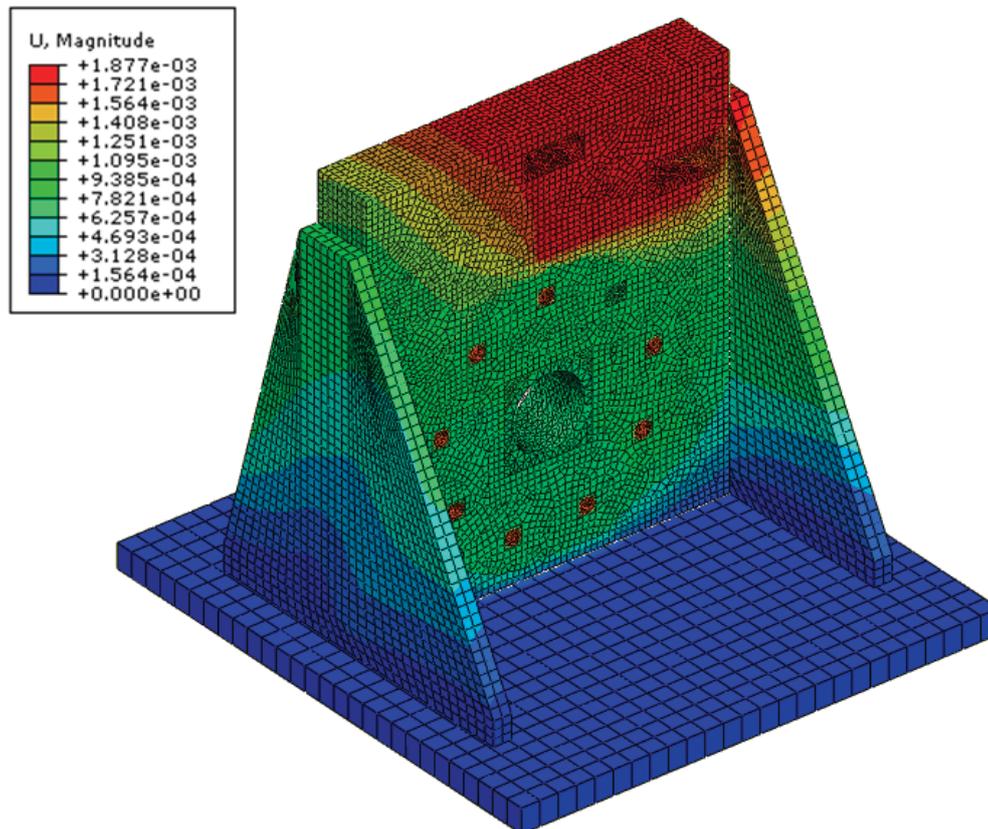


Abb. 5.20: Finite Elemente Verformungssimulation der Schweißkonsole

5.5. Tragbildeinstellung beim Hypoidtellerradprüfstand

Die Einstellung des Tragbildes im Einzelkontakt zwischen Druckkopf und Hypoidtellerrad stellt eine sehr große Herausforderung dar. In der Praxis liegen lediglich integrierte Tragbilder des Abwälzversuches vor. Das Tragbild im realen Betrieb wird über die Mikrogeometrie der Zahnflanken definiert, wobei die genaue Einbaulage des Hypoidtellerrades – das Einbaumaß, die Lage des Schaftkegelrades, das Setzmaß und der Hypoidversatz – Voraussetzung für den fehlerfreien Abwälzvorgang sind. Die Einbaulagen dürfen den festgelegten Toleranzbereich nicht überschreiten da es sonst zu einer ungewünschten Verschiebung des Tragbildes kommt, wodurch die Hypoidzähne nicht optimal belastet werden. Eine zu große Verschiebung führt zu Abwälzfehlern, wie zum Beispiel Kopf- Fersen- oder Zehentragen. Dabei kommt es zu einer kritischen Kanten- bzw. Flankenpressung am belasteten Zahn wodurch ein vorzeitiger Ausfall der Verzahnung möglich ist. Für die Schwingprüfung am Hypoidtellerradprüfstand wurde zur Vergleichsprüfung eigens ein reproduzierbares Tragbild geschaffen. Durch die Anforderung nach einer schnellen, einfachen Einstellung des Tragbildes wurde bei der Entwicklung darauf geachtet so wenig Einstellparameter wie nur möglich zu erhalten. Somit

versuchte man möglichst viele Voreinstellungen zu treffen um bei der Versuchsdurchführung nur geringen Einfluss auf die Tragbildeinstellung zu erhalten.



Abb. 5.21: reproduzierbares Tragbild Hypoidtellerrad F - Serie

Bei diesem Prüfkonzept müssen lediglich vier Einstellmöglichkeiten getroffen werden. Wobei drei dieser Parameter einmalig bei dem Aufbau der gesamten Prüfanlage eingestellt werden. Der Abstand **a** von 58,2mm (Abb. 5.22), zwischen Tellerradachse und Kontaktpunkt an der Zahnflanke, wird durch die Positionierung des Wellenführungslagers bestimmt und muss in einem Toleranzbereich von $\pm 0,05\text{mm}$ sehr genau eingehalten werden. Anhand der Justierschrauben auf der Schweißkonsole kann das Lager entlang der Langlöcher verschoben werden. Durch Befestigung dieses Führungsbauteils mittels vier Befestigungsschrauben wird eine Veränderung dieses Abstandes bei der Versuchsdurchführung vermieden. Das Einbaumaß **b** zwischen der Aufspannfläche der Tellerrad – Anschlussplatteneinheit und der Achse der Belastungseinheit ist einerseits durch die Dimension des Wellenführungslagers vorgegeben und wird durch die Stärke der Anschlussplatte genau eingepasst. Durch Variation des Maßes von 50mm kann das Tragbild in der Höhe des Zahnes eingestellt werden. Dabei muss die Anschlussplatte auf der Kontaktfläche (Aufspannfeld – Anschlussplatte) auf das gewünschte Maß plangedreht werden. Jedoch erhält man durch diese Maßnahme für alle neun Prüfzähne dasselbe Einbaumaß. Die Winkellage **c** der Druckleiste zum Tellerrad soll so ausgerichtet werden damit Kopfkante des Tellerrades und die Kante der Druckleiste parallel verlaufen. Dabei stellt sich ein Winkel von ca. 22° ein. Diese zwei bzw. drei Parametereinstellungen müssen einmal vorgenommen werden und bleiben den gesamten Versuchsablauf erhalten. Die einzige Einstellung für jeden Prüfzahn erfolgt durch das Höhenmaß **c** wodurch der Verdrehwinkel der Tellerrad – Anschlussplatteneinheit zur Druckleiste immer eingehalten werden muss. Durch verschiedene Winkellagen würde sich das Tragbild irgendwo entlang der Linie Zehe – Ferse (siehe Abb. 3.9) am Tellerradzahn einstellen. Um jedoch den gleichen Verdrehwinkel zu erhalten verwendet man einen speziell angefertigten Justierstab, welcher den Abstand zwischen Grundplatte und Kopfkante der konkaven Zahnflanke definiert (**d**, Abb. 5.22 bzw. Abb. 5.23). Als Verdrehsicherung dient die Keilverbindung in der Schraubverbindung der Schwingtraverse.

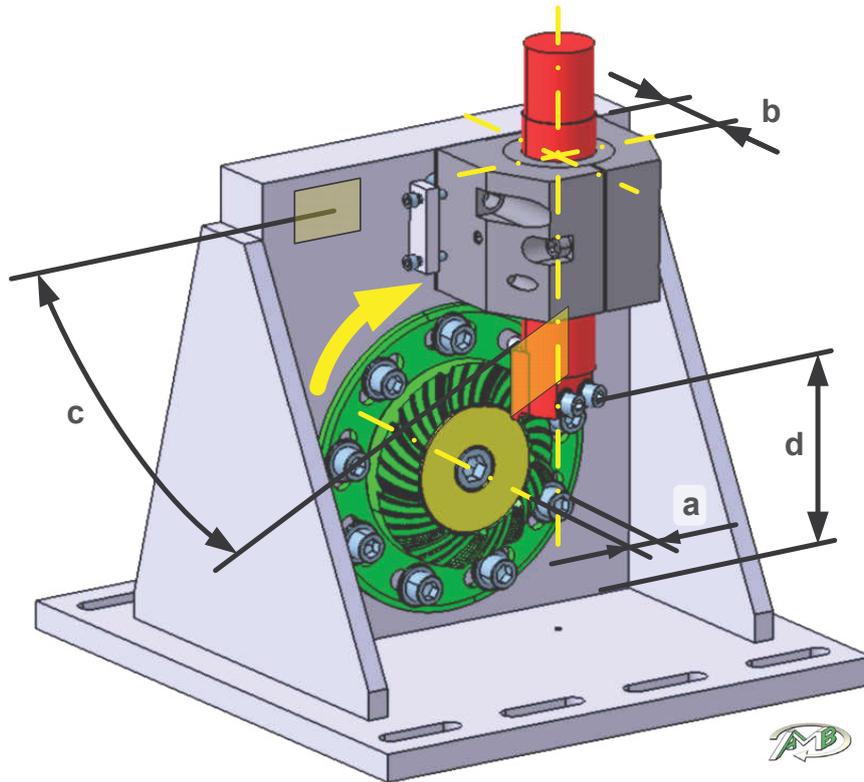


Abb. 5.22: Tragbildeinstellung am Hypoidtellerradprüfstand

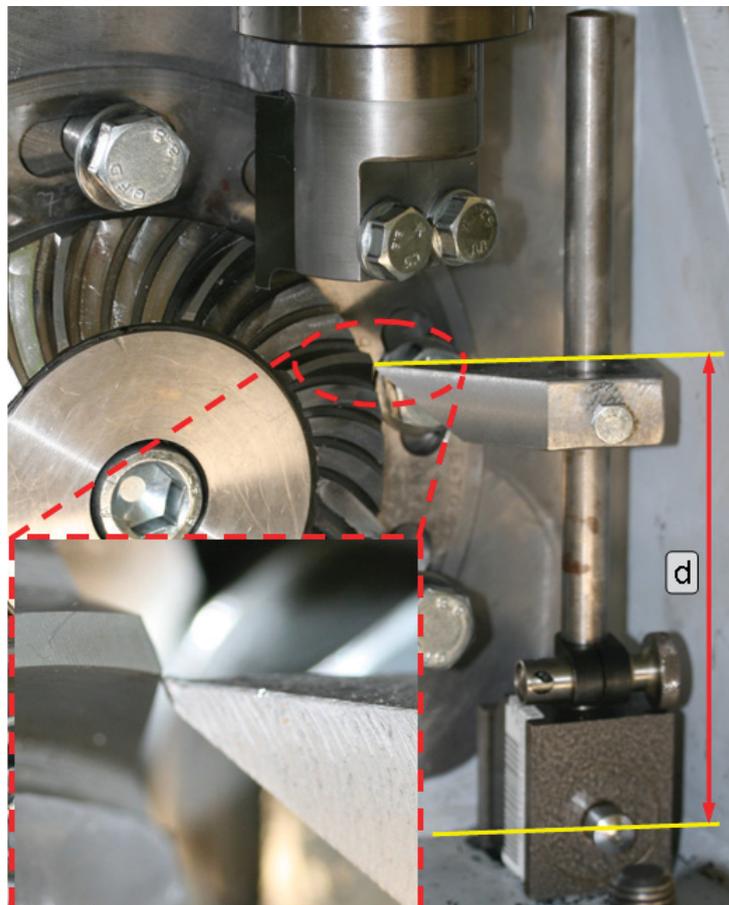


Abb. 5.23: Justierstab zum Einstellen des optimalen Tragbildes

5.6. Unterschied des Prüfverfahrens zum realen Einsatz der Verzahnung

Im realen Einsatz der Hypoidverzahnungsvariante im Hinterachsgetriebe erfolgt ein Abwälzen der Zahnflanken des Hypoidtellerrades und Schaftkegelrades miteinander. Im Betrieb wirken unterschiedliche Schädigungsmechanismen und dynamische Wechselwirkungen wobei eine Absolutaussage der Tragfähigkeit des Zahnfußes nicht getroffen werden kann. Durch die Prüfmethodik im Einzelkontakt – Belastung eines Zahnes – generierte man daher ein Versuchsverfahren, das sich ausschließlich auf die Tragfähigkeit des Zahnfußes konzentriert. Als wesentlicher Unterschied zum realen Abwälzverhalten kann der Einzelkontakt angesehen werden. Da im Prüfbetrieb keine Abwälzbewegung vorhanden ist, wird ein kleines Tragbild generiert, wodurch die Belastung auf einen kleineren Bereich einer einzigen Zahnflanke konzentriert wird. Durch die geringe Relativbewegung zwischen Druckkopf und Hypoidzahnflanke erreicht man auch eine Minimierung von anderen Schädigungsmechanismen, wie Verschleiß, Fressen oder Fretting. Die Prüfmethodik weicht auch dahingehend von dem Realverhalten ab, als dass die Konstruktion sehr steif und stabil ausgeführt wird um eine mögliche elastische Verformung des Prüfaufbaus gering zu halten. Da in dieser Versuchsmethodik die Kontaktpartner ständig im Eingriff sind und kein Abwälzen vorliegt, kann sich weiters zwischen den Zahnflanken kein schützender Schmierfilm aufbauen. Vor Beginn des Versuchs werden die Flanken mit einer Molykote – Schmierpaste benetzt, was die Frettingbelastung mindert. Durch die hohe Belastungsfrequenz von ca. $f=85\text{ Hz}$, welche durch die magnetische Resonanzprüfmaschine *SINCOTEC POWER SWING MAG 150 kN* erzeugt wird, weicht man wesentlich von der drehzahlabhängigen Beanspruchungsfrequenz im Betrieb der Hypoidverzahnung ab. Wird das Fahrzeug mit einer Geschwindigkeit von 180km/h bewegt, erhält man eine Winkelfrequenz von ca. $f=25\text{ Hz}$ des Hypoidtellerrades. Somit wird bei der Bauteilprüfung der Zahn um das 3,5 – fache schneller belastet, was zu einer Minimierung der Prüfdauer führt. Die höhere Prüffrequenz hat jedoch keinen Einfluss auf die Zahnfußtragfähigkeit. Im Realverhalten ist die Belastungsweise intermittierend mit Belastungspausen. Aufgrund des ständigen Kontaktes im Pulsatorversuch erhält man ein Spannungsverhältnis R von größer 0, wohingegen beim Einbau im Getriebe ein R kleiner gleich 0 erreicht wird. Der Beanspruchungsverlauf des Tellerrades im Getriebe erfolgt annähernd sinusförmig mit überlagerten Schwingungen. [28]

Da im Realbetrieb die beiden Kontaktpartner Tellerrad und Schaftkegelrad miteinander abwälzen entsteht kein stationäres Tragbild an der Zahnflanke. Zeitabhängig wird der gesamte Zahn belastet. Es ist daher kein direkter Vergleich zwischen dem Prüfstand und dem Realverhalten möglich. D.h. dass beim Zahnfußfestigkeitsprüfstand das Tragbild stets mit der vordefinierten Prüfkraft belastet wird und dabei immer der gleiche Hebelarm sicher gestellt ist. Die oben angeführten spezifischen Bauteilprüfungscharakteristika erweisen sich lediglich bei der Bewertung der Zahnfußfestigkeit als nützlich, da hier eine vergleichende Festigkeitsprüfung durchgeführt wird.

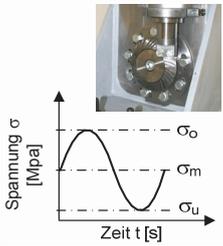
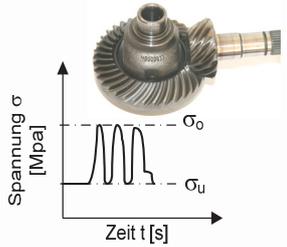
		Beanspruchungsparameter			
		Beanspruchungs- geschwindigkeit	Beanspruchungs- weise	Spannungs- verhältnis $R = \sigma_u / \sigma_o$	Beanspruchungs- verlauf
Pulsversuch		frequenz- abhängig, i.A. gering	kontinuierlich bzw. impulsartig	$R > 0$	sinusförmig bzw. impulsartig
Realverhalten		drehzahl- und zähnezahl- abhängig i.A.hoch	intermittierend mit Belastungspause	$R \leq 0$	angenähert sinusförmig mit überlagerten Schwingungen

Abb. 5.24: Einflussgrößen auf die Lebensdauer im Pulsatorversuch und im Realverhalten einer Hypoidverzahnung [28]

6. Das Tragbild im Einzelkontakt

Grundlage für eine brauchbare Bestimmung der maximalen Spannung im Zahnfuß des Hypoidtellerrades ist die Definition eines vergleichbaren Tragbildes. Angesichts der Versuchsdurchführung und des anfänglich noch zu ermittelnden optimalen Kontaktbereiches der beiden Kontaktpartner erhält man unterschiedlich platzierte Tragbilder, welche in weiterer Folge vermessen werden. Die einzelnen Parameter für die Position der Mittelpunkte bzw. Größe der Tragbilder sind in Tab. 6.1 ersichtlich. Dabei werden die Werte x und y von einem Bezugspunkt am Zahn des Hypoidtellerrades vermessen (Abb. 6.1). Die Werte a und b bestimmen die Größe der entstehenden Kontaktellipse.

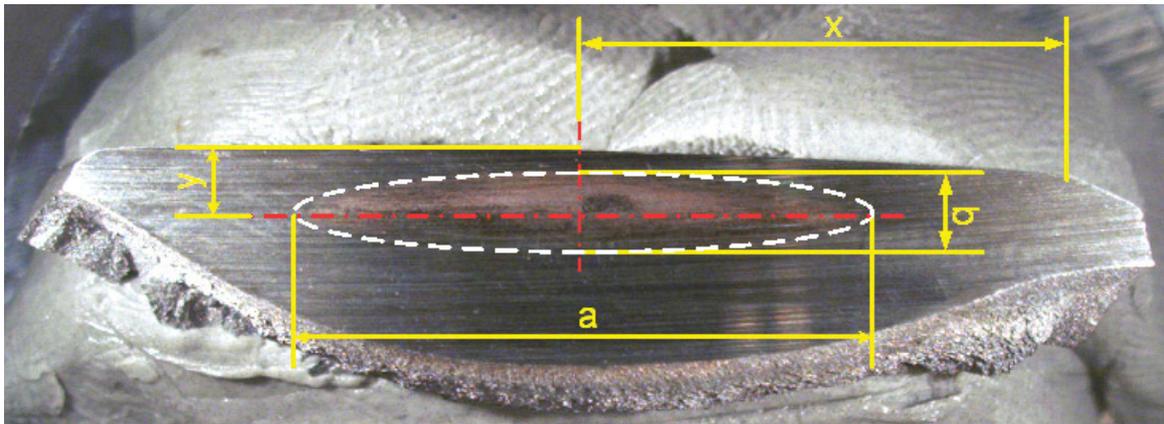


Abb. 6.1: Vermessungspunkte des Tragbildes

Die erhaltenen Messwerte x und y liegen im Wesentlichen in einem akzeptablem Toleranzbereich, welcher sich über wenige zehntel Millimeter erstreckt. Die Größe des Tragbildes hängt auch von der Höhe der Belastung ab. Mit steigender Größe der Last F erreicht man eine Vergrößerung des Kontaktbereiches. Dies ist auf die höhere elastische Nachgiebigkeit bzw. Verformung des Prüfzahnes zurückzuführen (Abb. 6.2). Pro Hypoidtellerradvariante wurden drei Hypoidtellerräder zu je neun Zähnen geprüft. In Tab. 6.1 sind die drei geprüften Tellerräder jeder Wärmebehandlungsvariante (Typ 1 und Typ 2) in einer anderen Farbe dargestellt und die Messwerte nach steigendem Drehmoment gelistet. Durch die anfänglichen Einstellungen für ein optimales Tragbild wurden nicht alle Messwerte in dieser Auswertung berücksichtigt.

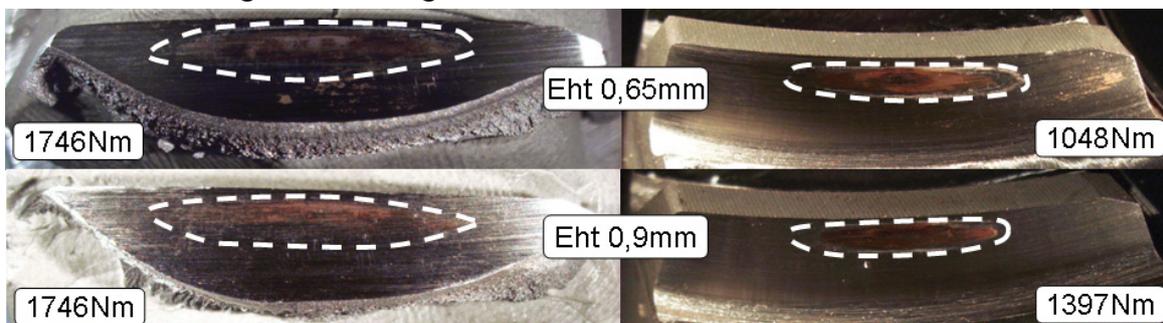


Abb. 6.2: Vergleich der Tragbilder bei unterschiedlichen Lastniveaus und unterschiedlicher Einsatzhärte

Typ 1 Einsatzhärtetiefe Eht 0,9						Typ 2 Einsatzhärtetiefe Eht 0,65					
x	y	a	b	Last- wechsel [-]	T_{\max} [Nm] (Hebelarm h = 58,2mm)	x	y	a	b	Last- wechsel [-]	T_{\max} [Nm] (Hebelarm h = 58,2mm)
12,0	1,5	14,6	2,5	313.946	1397	12,5	1,6	10,7	2,0	1,E+07	1048
12,5	1,5	14,0	2,0	1.537.181	1397	12,7	1,7	11,7	2,0	1,E+07	1077
14,0	1,3	13,4	1,8	1,E+07	1397	12,0	1,8	11,0	2,2	1,E+07	1077
12,0	2	14,0	2,0	1,E+07	1397	12,7	1,7	10,7	2,0	1,E+07	1077
12,5	1,5	14,5	2,0	1,E+07	1397	12,0	1,7	14,5	2,6	7.786.020	1106
12,0	1,8	14,0	2,0	1,E+07	1426	12,0	1,6	10,5	1,5	1,E+07	1106
12,0	1,8	14,7	2,5	262.163	1455	12,3	1,5	11,0	2,5	1,E+07	1164
11,5	1	15,0	2,5	61.455	1513	12,7	1,7	14,5	3,0	415.978	1164
12,5	1,5	14,0	2,5	2.585.724	1513	12,0	1,8	10,9	2,1	1,E+07	1280
12,5	1,5	14,3	2,0	416.022	1513	11,8	1,8	11,9	2,0	189.600	1280
12,3	1,2	15,0	2,0	365.086	1513	12,8	2,0	15,0	2,5	252260	1280
12,5	1,8	14,0	2,0	227.344	1513	12,5	1,8	15,0	2,6	228.839	1280
12,5	2	15,5	2,1	171.217	1630	12,2	1,5	15,5	2,5	1.377.483	1397
12,5	1,5	14,3	2,0	132.343	1630	12,0	1,5	14,5	2,6	289.645	1397
12,0	1,5	14,5	2,0	2.278.249	1630	12,5	2,0	15,0	3,0	189.157	1397
12,3	1,6	14,5	2,5	228.458	1630	12,2	1,8	15,0	3,0	165.346	1513
12,3	1,8	15,0	2,5	67.032	1630	12,0	1,8	14,5	2,6	215.404	1513
12,7	1,8	15,0	2,0	46.136	1746	12,5	1,7	15,5	2,7	51.857	1630
11,5	1,5	14,0	2,0	75.005	1746	12,5	1,5	15,5	2,5	87.924	1630
12,5	1,6	15,0	2,0	229.372	1746	12,0	1,7	15,5	3,0	85.525	1630
						12,5	2,0	15,4	3,0	107.701	1630
						12,0	2,0	15,5	3,0	40.342	1746
						12,5	2,0	15,5	2,5	47.456	1746
						12,0	1,7	15,5	2,6	48.200	1746

Tellerrad:	FP01
	FP02
	FP03

Tab. 6.1: Vermessungsdaten des Kontaktbildes der beiden Hypoidvarianten

Durch die komplexe Zahngeometrie des Hypoidtellerrades ist es nicht möglich eine analytische Berechnung der auftretenden Zahnfußspannungen auf Basis von Nennspannungen durchzuführen. Die Berechnung erfolgt daher über die Finite Elemente (FE) Simulation des Prüfaufbaues. Die Tragbilder der Simulation werden auf die Tragbilder der Versuche angepasst.

7. Ermittlung der lokalen Zahnfußspannungswerte durch die FE – Simulation

Zur Bestimmung der lokalen Zahnfußspannung wird aufgrund der komplizierten Zahngeometrie eine Finite Elemente Simulation durchgeführt. Ausgehend von den Konstruktionszeichnungen im 3D – Zeichnungsprogramm *Dassault Systems Catia R8V18* werden zur Spannungsermittlung nur Teilsegmente des gesamten Prüfstandes zur Simulation herangezogen. Der Rechenaufwand kann daher wesentlich minimiert werden ohne dabei die Spannungssimulation zu beeinflussen. Die Bereiche der Kontaktfläche und des Zahnfußes werden durch ein feineres Netz nachgebildet. Zur Realisierung des Steifigkeitsverhaltens in der Versuchsmethodik werden die Schnittebenen des Hypoidtellerradsegmentes in der Simulation durch eine fest eingespannte, verformungsfreie Fläche versehen (roter Bereich, rechtes Bild, Abb. 7.1). Die Belastung wird durch eine konzentrierte, gleichbleibende Last auf die grüne Fläche des Druckkörpers aufgebracht, wobei eine Verschiebung nur in vertikale Richtung zulässig ist. Die Verwendung der Tetraederelemente (*C3D4*) ist auf die komplexe Bauteilgeometrie zurückzuführen (Abb. 7.1). Die Simulation wird durch lineare Ansatzfunktionen ohne reduzierte Integration berechnet.

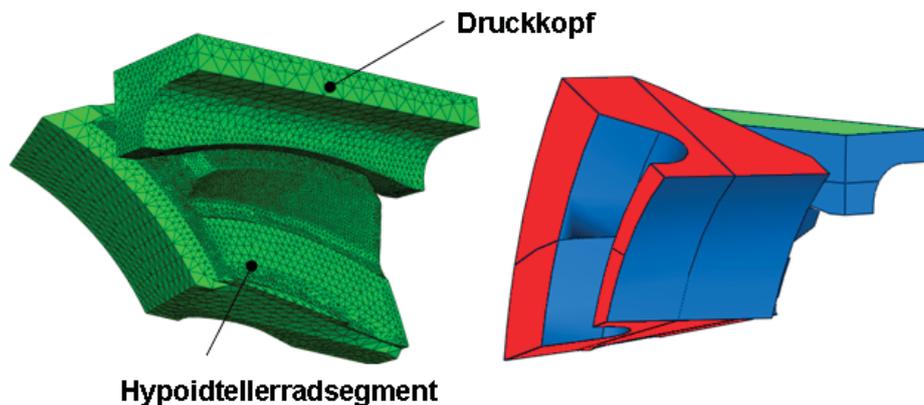


Abb. 7.1: Simulationsmodell der Kontaktpartner

7.1. Tragbildabgleich der FE – Simulation mit dem Versuch

Der essentielle Vergleich des erstellten Tragbildes der Versuchsmethodik mit jener der FE – Simulation stellt eine wichtige Aussage in Bezug auf die lokal vorherrschenden Spannungen dar. Durch die Prüfmethodik werden Tragbilder mit einem gewissen Streubereich von einigen zehntel Millimeter erstellt. Aufgrund der Wöhlerauswertung müssen unterschiedliche Belastungsniveaus simuliert werden. Diese Kriterien verlangen daher mehrere FE – Simulationen um eine aussagekräftige Beurteilung der Zahnfußtragfähigkeit in Abhängigkeit der Tragbildausbildung und Belastungsgröße zu erhalten. Eine sehr gute Annäherung des realen- und virtuellen Tragbildes erreicht man durch Variation der Abstände x und y (Abb. 6.1) und Drehwinkel der Zusammenstellung der beiden Bauteilsegmente in der Simulation (Verschiebung bzw. Verdrehung der beiden Bauteilsegmente).

Werden zur nötigen Spannungsermittlung die beiden Tragbilder von Versuch und FE – Simulation verglichen, bemerkt man ein um etwa 11 Prozent kleiner ausgeprägtes Kontaktbild in der FE - Simulation (Abb. 7.2). Dies hängt mit den Randbedingungen des Betriebsverhaltens sowie der Steifigkeit des Prüfaufbaus zusammen, welche in einer Simulation nur bedingt abgebildet werden kann. Beispiel für solch eine Abweichung der Festigkeitssimulation von dem Realverhalten ist die Abnutzung der Zahnflanke, die Verformung des Druckkörpers bei wiederholter Verwendung, sowie der Einfluss der Einsatzhärteschicht des Bauteils, welche mit fortschreitender Schwingpielzahl erhöht wird. Wichtig ist jedoch zu erwähnen, dass für die Spannungsermittlung die Koordinaten für die Mittelpunkte der beiden Tragbilder ident bleiben und somit ein gleicher Hebelarm zum Zahnfuß sichergestellt ist. Dadurch können die Zahnfußspannungen verglichen werden.

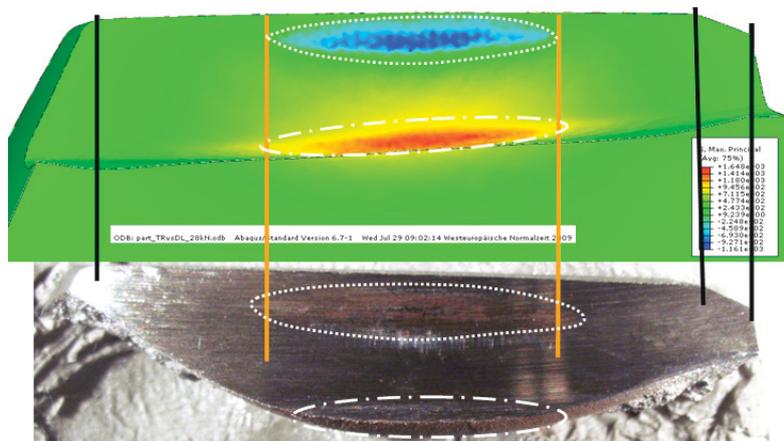


Abb. 7.2: Vergleich von Tragbild des Versuches mit dem der FE – Simulation

Durch den Übertrag des Versuchstragbildes in die Simulation konnte ein linearer Zusammenhang zwischen der Belastung und der auftretenden maximalen Zahnfußspannung gefunden werden. Eine höhere Last auf der Zahnflanke bewirkt zwar eine größere Ausbildung des Tragbildes (Abb. 6.2), dies beeinflusst die lokale Zahnfußspannung jedoch nicht, wie im linearen Zusammenhang von maximaler Belastung F_{max} und maximaler Zahnfußspannung σ_{max} in Abb. 7.3 ersichtlich ist.

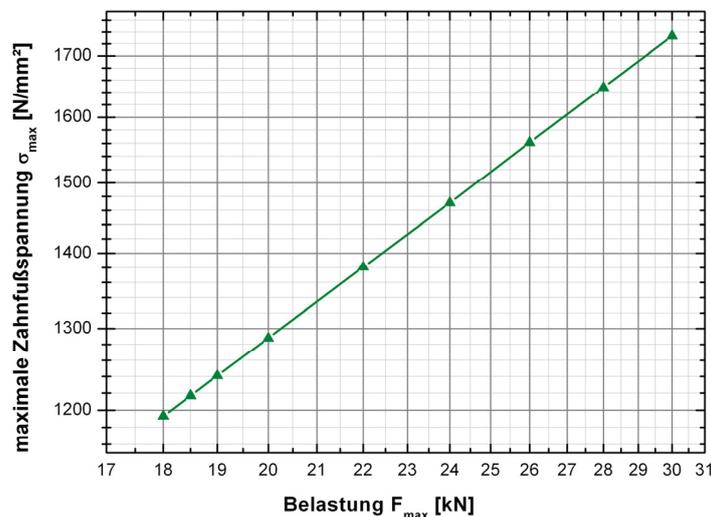


Abb. 7.3: lineare Korrelation der maximalen Prüfkraft F_{max} mit der maximalen Zahnfußspannung σ_{max}

7.2. Einfluss der Tragbildverschiebung auf die Zahnfußtragfähigkeit

Aufgrund der Tatsache, dass sich im Realverhalten der Hypoidverzahnung die beiden Kontaktpartner gegenseitig abwälzen und somit das Tragbild nicht an einem stationären Bereich verbleibt, wurde die Auswirkung einer Tragbildverschiebung entlang der Zahnflanke genauer untersucht. Zwar kann kein Vergleich zum realen Verhalten der Verzahnung gezogen werden, die Parameterstudie zeigt jedoch maßgebliche Beeinflussung der Zahnfußspannungen durch die Lage des Tragbildes.

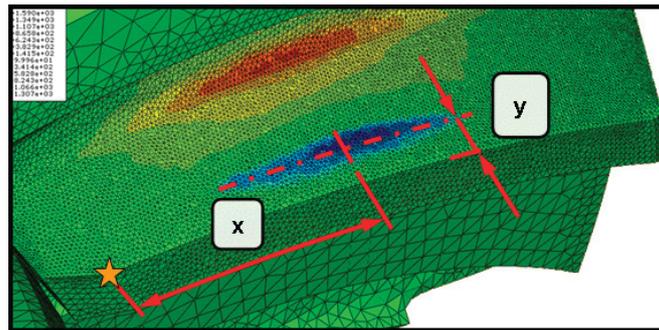


Abb. 7.4: Tragbildvermessungspunkte

Die FE – Simulationen zur Bestimmung des Einflusses der Tragbildverschiebung auf die Zahnfußtragfähigkeit wurden bei gleichem, maximalem Lastniveau von $F_{max}=30\text{kN}$ durchgeführt. Zur Referenzierung der entstandenen Tragbilder wurden diese durch die in Abb. 7.4 dargestellten Bemaßungen von einem Referenzpunkt aus vermessen (oranger Stern). Durch Verdrehung des Tellerrades bzw. Verschiebung des Belastungskörpers im FE – Modell, konnten unterschiedliche Tragbildpositionen simuliert werden. Die einzelnen Flächenschwerpunkte der FE – Tragbilder wurden in einem Diagramm eingetragen und mit den Tragbildmesspunkten der experimentellen Hypoidtellerradprüfung (Abb. 7.5) gegenübergestellt. Im Bereich von $x=12\text{mm}$ bis $x=13\text{mm}$ kann eine Übereinstimmung der Messpunkte von dem Versuchstragbild mit jenem der FE – Simulation gefunden werden. Die zahlreichen Messpunkte können in weiterer Folge in verschiedene Spannungsniveaus zusammengefasst werden da sich anhand der FE – Simulationen kein wesentlicher Unterschied in der Spannungsverteilung ergibt. Somit erhält man neun Teilbereiche die in Abb. 7.6 dargestellt sind. Aufgrund der im Versuch generierten Tragbilder wurden im Bereich von $y=1,8\text{mm}$ mehrere Tragbildvariationen durchgerechnet um eine detailliertere Aussage über die vorherrschenden Zahnfußspannungen zu erhalten. Betrachtet man nun die in Abb. 7.6 dargestellten Spannungscombinationen bemerkt man, dass bei einem konstanten Abstand des Tragbildes von der Kopfseite des Zahnes die maximale Zahnfußspannung in einem geringen Streubereich von ca. 70N/mm^2 liegt. Die FE – Simulationen wurden zur besseren Beurteilung durch die maximal auftretenden Zug- und Druckspannungen skaliert. Die maximalen Zahnfußspannungen sind demnach bei einem geringen Abstand von der Kopfseite sowie im Bereich der Zahnzehe zu finden. Diese Tatsache kann durch eine geringere Zahndicke und damit einem geringeren Widerstandsmoment im Bereich der Zehe begründet werden.

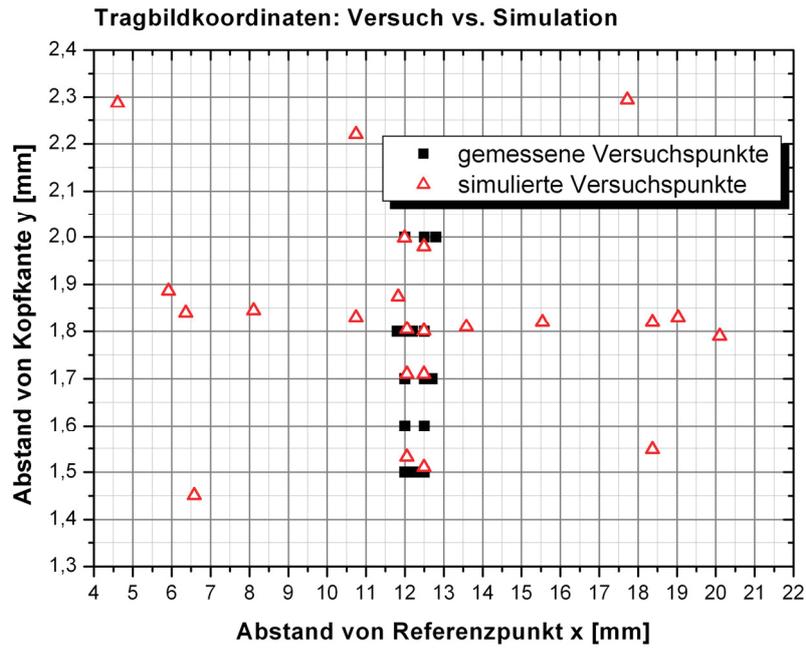


Abb. 7.5: Koordinatengegenüberstellung der Flächenschwerpunkte der erstellten Tragbilder

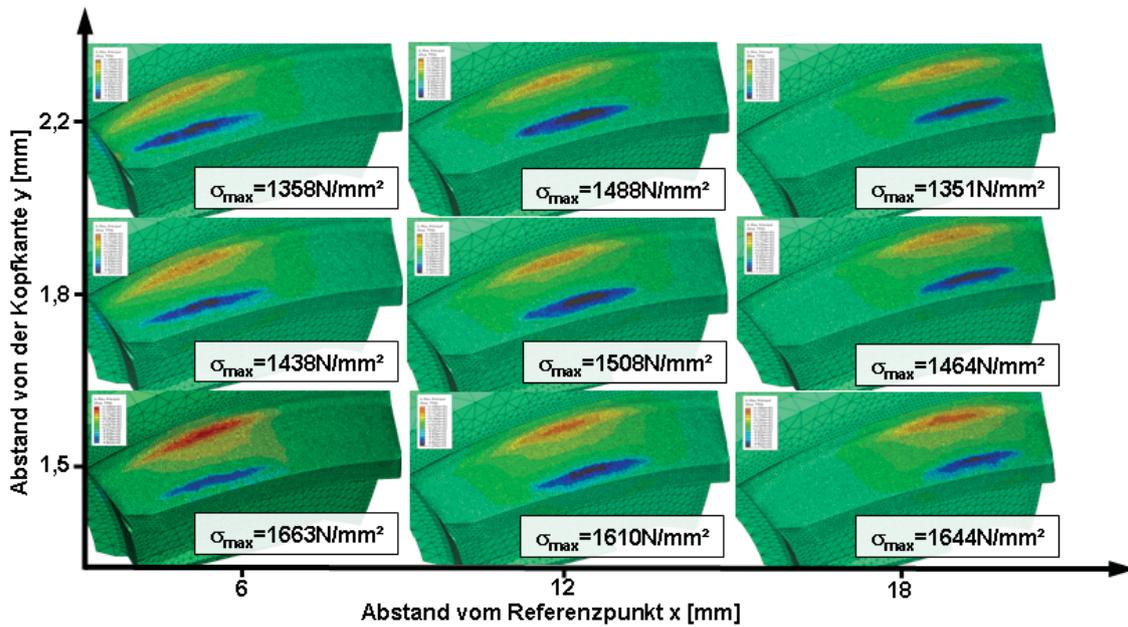


Abb. 7.6: Gegenüberstellung der maximalen Zahnfußspannung in Abhängigkeit der Tragbildverschiebung

8. Materialuntersuchungen an den Hypoidtellerrädern F– Serie

Generell werden im Fahrzeuggetriebebau und speziell bei Zahnrädern Werkstoffe mit hoher Tragfähigkeit, geringem Verschleiß, guter Bearbeitbarkeit verwendet. Das Material soll im Randbereich eine hohe Härte und gute duktile Kerneigenschaften aufweisen. Für das Hypoidtellerrad wird der Werkstoff 20MnCr5+HH mit der Werkstoffnummer 1.7147 verwendet. Bei der Einsatzhärtung erhält man durch Variation des Wärmebehandlungsprofils unterschiedlich ausgebildete Gefügestrukturen sowie verschiedene Härtetiefenverläufe. Um den Einfluss der unterschiedlichen Einsatzhärtetiefen auf das Schwingfestigkeitsverhalten im Zahnfuß des Tellerrades zu beurteilen, wird der Härtetiefenverlauf in Position 2, dem Zahnfuß, auf der konvexen Seite der Zahnflanke untersucht (Abb. 8.1).

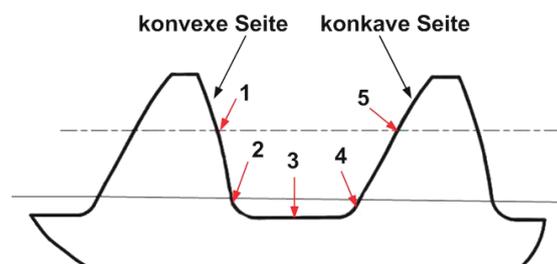


Abb. 8.1: Positionen der ermittelten Gefügestrukturen und Härtetiefenverläufe [29]

8.1. Untersuchungen der Einsatzhärtetiefe

Die einsatzgehärtete Randschicht beeinflusst maßgeblich die Zahnfußtragfähigkeit der Hypoidtellerräder. Es ist daher erforderlich die durch die Einsatzhärtung veränderte Randschicht zu charakterisieren. Im Allgemeinen wirkt sich eine härtere Randschicht positiv auf die Festigkeitseigenschaften des Zahnfußes aus, wobei durch Anpassung des Einsatzhärtetiefenverlaufs ein Optimum an Zahnfußtragfähigkeit erreicht werden kann. In der Serienproduktion wird unter anderem das Niederdruckaufkohlverfahren verwendet [15].

Es werden metallurgische Schlitze (Schlifflage A, B, C) erzeugt um die Einsatzhärtetiefe für die Grenzhärte 600 HV1 (Eht600) und die Oberflächenhärte 0,1 mm unter der Oberfläche (HV → HRC) zu ermitteln (Abb. 8.2).

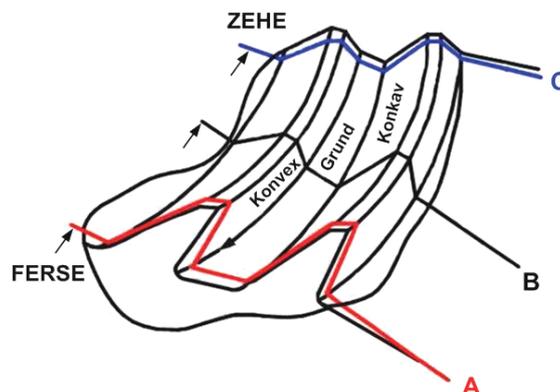


Abb. 8.2: metallurgische Schlifflage sowie Positionen der Einsatzhärtemessung [29]

8.1.1. Ermittlung der Härteverläufe für die erste Prüfkörpervariante

An den unterschiedlichen Messpositionen (Abb. 8.1) der Tellerradgeometrie erhält man an der oberflächennahen Zone bis zu einer Tiefe von 0,5 mm Härtewerte die in einem Bereich von ca. 680 HV bis 720 HV liegen. Mit zunehmendem Abstand von der Oberfläche sinkt der Härtewert. Die Einsatzhärte für die Grenzhärte von 600 HV1 liegt bei $1,1 \pm 0,32$ mm. Jedoch ist auffällig, dass die Messpositionen 1 und 5 diese Grenzhärte in einem wesentlich tieferen Oberflächenabstand erreichen. Grund dafür könnte die bessere Gasströmung bzw. das größere Gasvolumen für die Kohlenstoffaufnahme im Randbereich des Hypoidtellerrades im Ofen sein. Ab einem Oberflächenabstand von ca. 2,25mm beobachtet man einen Anstieg der Härtewerte, da man bereits in das Aufkohlgebiet der gegenüberliegenden Seite gelangt. Die Grenzhärte von 600HV1 wird an der Position 2 bei einer Tiefe von 0,9mm von der Oberfläche erreicht. Grundsätzlich ist in diesem Bauteil mit einer Oberflächenhärte von 59,5HRC bis 61HRC und einer Kernhärte von ca. 354HV1 zu rechnen. (Abb. 8.3)

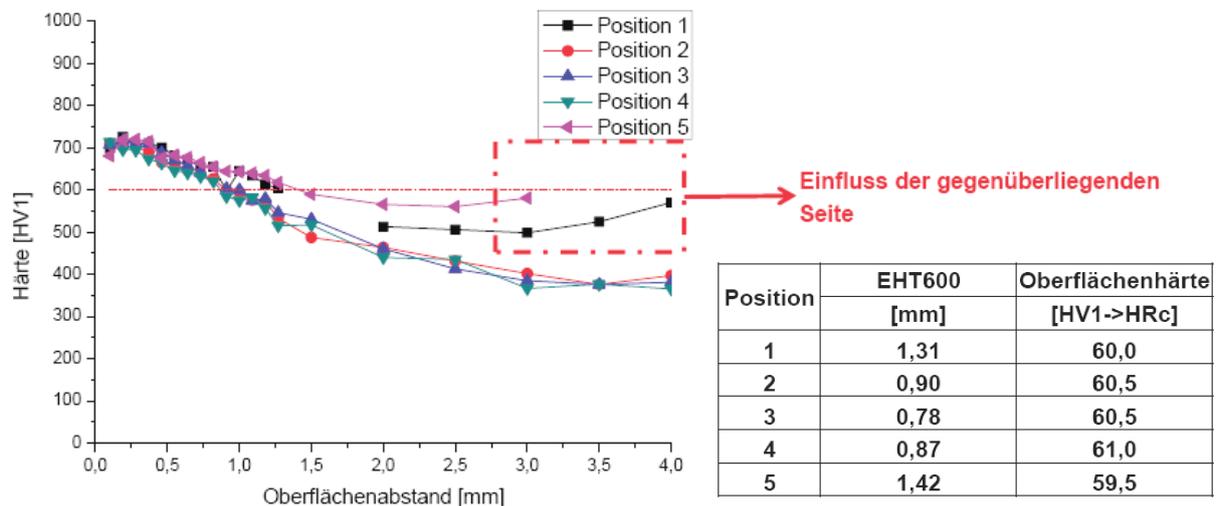


Abb. 8.3: Härteverlauf in Abhängigkeit des Oberflächenabstandes für die erste Prüfkörpervariante [29]

8.1.2. Ermittlung der Härteverläufe für die zweite Hypoidtellerradvariante

Am zweiten Hypoidtellerrad wird ein Oberflächenhärte von 59 HRC bis 60,5 HRC wobei die Kernhärte ebenfalls wie in der ersten Prüfkörpervariante bei ca. 353 HV1 liegt. Bis zum Oberflächenabstand von ca. 0,4mm liegen die Härtewerte in einem Bereich von 670HV1 bis 710HV1. Im Gegensatz zur ersten Wärmebehandlung weisen hier alle Messpositionen eine ähnliche Grenzhärtetiefe mit einer geringen Streuung der Grenzhärte 600 HV1 auf und liegen bei etwa $0,7 \pm 0,09$ mm. Im Bereich 2 des Zahnfußes wird die Grenzhärte 600HV1 bei einer Tiefe von 0,65 mm von der Oberfläche erreicht. (Abb. 8.4)

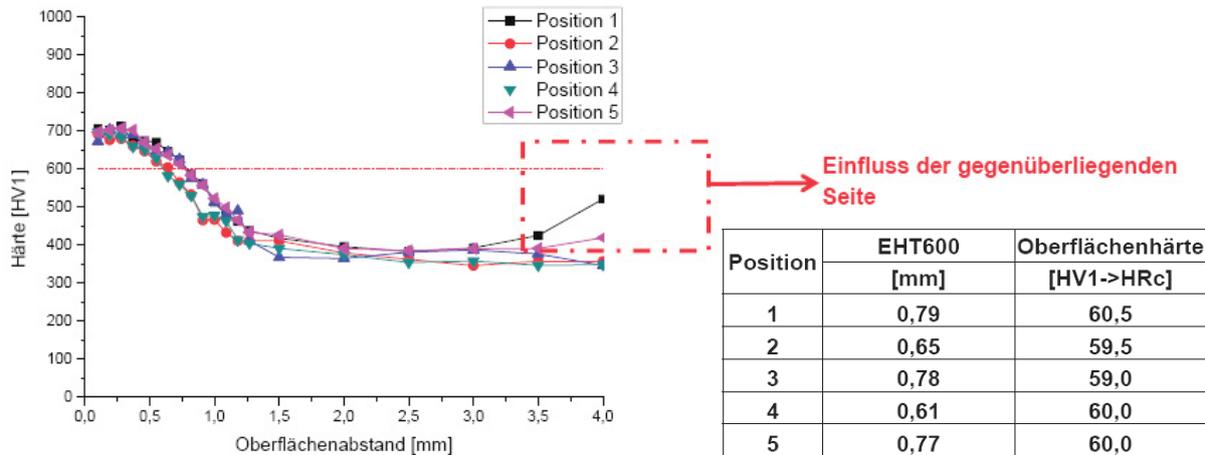


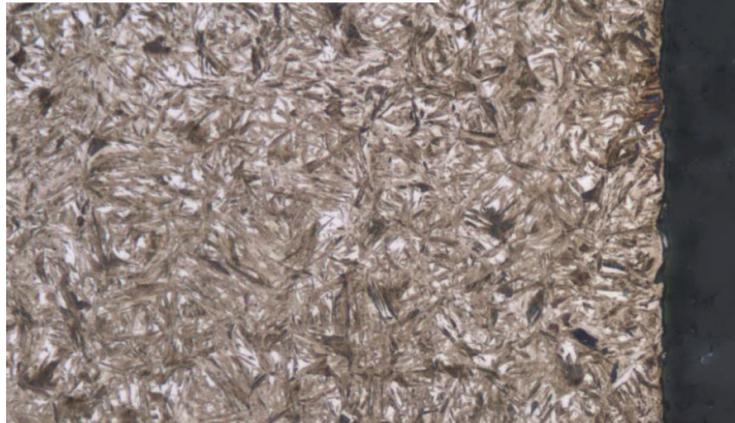
Abb. 8.4: Härteverlauf in Abhängigkeit des Oberflächenabstandes für die zweite Prüfkörpervariante [29]

8.2. Untersuchung der Gefügeausbildungen

Beim Werkstoff 20MnCr5+HH können durch die geeignete Wärmebehandlung die Tragfähigkeitseigenschaften verbessert werden. In diesem Fall erhält man durch die Einsatzhärtung verschiedene Gefügeausbildungen je nach Abstand von der Oberfläche. So wird durch die schnelle Abkühlgeschwindigkeit an den oberflächennahen Bereichen ein Martensitgefüge mit geringem Restaustenitgehalt erzeugt (Abb. 8.5). In den tieferen Regionen von der Oberfläche erreicht man bereits niedrigere Abkühlgeschwindigkeiten, was zu einer Ausbildung eines Martensit- und Zwischenstufengefüges führt (Abb. 8.6). Im Probenkern erreicht man lediglich eine Gefügestruktur der oberen Zwischenstufe (Abb. 8.7).

Das Hauptlegierungselement Kohlenstoff ist der wesentliche Einflussfaktor bezüglich der Morphologie und Härte des Gefüges. Der im Austenit gelöste Kohlenstoff bleibt auch bei rascher Abkühlung beim Abschrecken im Mischkristall zwangsgelöst wobei durch den Umklappvorgang ein hartes Gefüge entsteht. Mit steigendem Kohlenstoffgehalt, bis zu einem Gehalt von ca. 0,7%, erhält man je nach Abschreckmethode (Wasserbad, Ölbad, Luft) ein härteres Gefüge. Die Legierungselemente Mangan und Chrom tragen wesentlich zur Ausbildung des Gefüges bei. Mangan setzt die kritische Abkühlgeschwindigkeit sehr stark herab und erhöht damit die Härbarkeit. Streckgrenze sowie Festigkeit werden erhöht. Ferner wirkt sich Mangan günstig auf die Schmiedbarkeit und Schweißbarkeit aus und vergrößert stark die Einhärtetiefe. Durch Zugabe von Chrom wird die für die Martensitbildung erforderliche kritische Abkühlgeschwindigkeit verringert. Damit verbessert man die Härbarkeit und die Vergütbarkeit. Chrom ist ein Karbidbildner, was die Schnitthaltigkeit und Verschleißfestigkeit erhöht. Durch Zugabe von Chrom als Legierungselement wird die kritische Abkühlgeschwindigkeit gesenkt, die Verschleiß- Warm- und Zunderbeständigkeit erhöht und das Austenitgebiet stabilisiert. Als Karbidbildner steigert es stark die Zugfestigkeit des Materials. [30]

Bereich bis ca. 0,1 mm

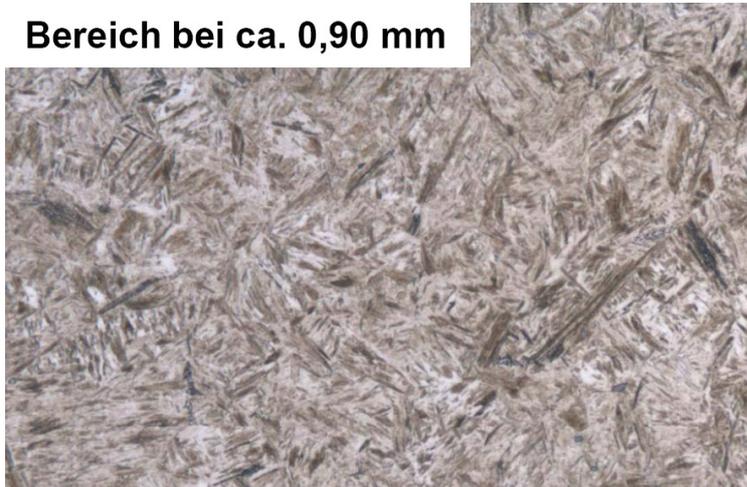


Martensit + ~10-15% Restaustenit

20 µm

Abb. 8.5: Gefügeausbildung im Bereich 0,1mm unter der Oberfläche [29]

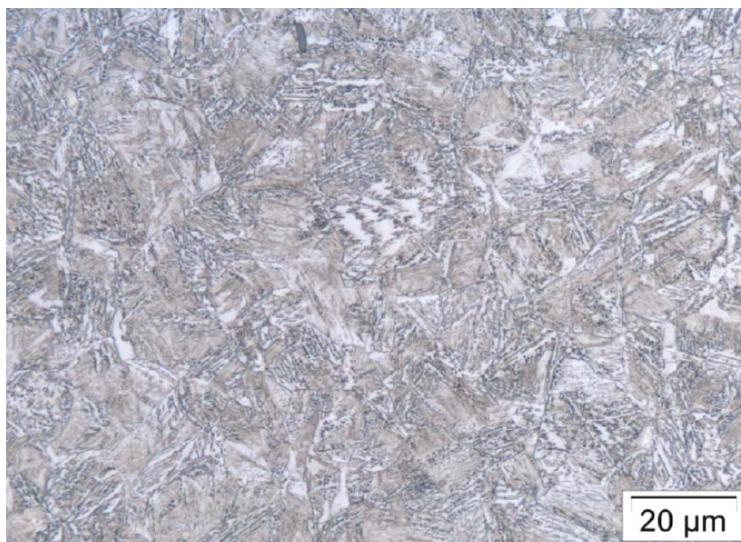
Bereich bei ca. 0,90 mm



Martensit + Zwischenstufe

20 µm

Abb. 8.6: Gefügeausbildung im Bereich 0,9mm unter der Oberfläche [29]



20 µm

Abb. 8.7: Gefügeausbildung im Probenkern vorwiegend obere Zwischenstufe [29]

9. Bruchanalyse

Die ausführliche Bruch- und Schadensanalyse dient zur genauen Charakterisierung des Rissausgangs und des Bruchverlaufs.

Im Allgemeinen lassen sich zwei verschiedene Zahnbruchformen feststellen. Einmal der *Gewaltbruch*, welcher eine Folge unvorhergesehener starker Überlastung bzw. Überschreitung der Bruchfestigkeit ist. Der durch Ermüdung hervorgerufene *Dauerbruch* besteht aus zwei unterschiedlichen Zonen, der Dauerbruchfläche und der Gewaltbruchfläche. Die Dauerbruchfläche sieht sehr feinkörnig aus, und zwar ist sie umso feinkörniger, je langsamer der Bruch fortschreitet. Diese Fläche zeigt häufig Reibkorrosion und ist vielfach mit so genannten Rastlinien durchsetzt, die etwa konzentrisch um den Ausgangspunkt des Dauerbruchs verlaufen, der auf der Seite der belasteten Zahnflanke beginnt. [16]

Das vorliegende Hypoidtellerrad wurde auf der konvexen Zahnflankenseite auf Zahnfußtragfähigkeit untersucht. Durch die neu entwickelte, experimentelle Prüfmethode erreicht man ausschließlich Zahnfußbrüche, wobei der Anrissort nahe der 30°-Tangente an der Zahnfußausrundung liegt. Durch das generierte Tragbild erfolgte der Anriss in etwa auf halber Zahnlänge. Der orange punktierte Bereich **1** markiert die Anrissstelle (Abb. 9.2 bis Abb. 9.3). In der Folge kommt es zu einem langsamen stabilen Risswachstum mit Hauptausbreitungsrichtung entlang des Zahnfußes und geringer Ausbreitung ins Zahninnere (**2**). Dies erkennt man an der feinen Struktur der Bruchfläche. Eine schnellere, stabile Rissausbreitung bemerkt man bei der Hypoidtellerradvariante mit der Einsatzhärtetiefe 0,9mm. Dies ist durch den Bereich **3** in Abb. 9.2 und Abb. 9.4 ersichtlich. In weiterer Folge kommt es durch die weitere Belastung zunehmend zu einem instabilen Risswachstum (Eht 0,9mm: **4**, Eht 0,65mm: **3**). Die Gewaltbruchfläche ist charakterisiert durch eine stark zerklüftete Struktur der Bruchfläche. Dies ist auf die härtere Randschicht sowie auf die sehr rasche Rissgeschwindigkeit zurückzuführen (Eht 0,9mm: **5**, Eht 0,65mm: **4**).

Die Bruchanalyse zeigt keinen Unterschied zwischen den einsatzgehärteten Hypoidtellerradvarianten. Die unterschiedlichen Einsatzhärtetiefen von 0,65mm und 0,9mm Eht600HV1 im Bereich der Zahnfußausrundung, der annähernd gleichen Kernhärte von ca.354HV1 sowie der hohen Belastungsfrequenz von $f=ca.85\text{Hz}$, zeigen keine Beeinflussung im Bezug auf Rissinitiierung, Rissausbreitung und Restbruch. Durch die erhöhte Zahnfußspannung bei einem erhöhten Lastniveau wird lediglich das Gebiet des stabilen Risswachstums (**2**) verkleinert.

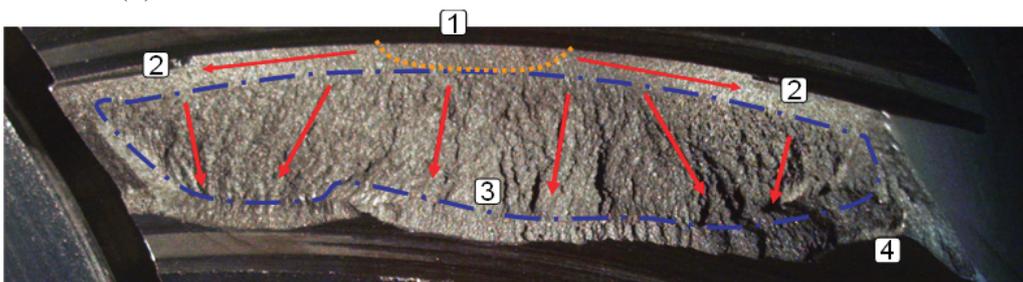


Abb. 9.1: Bruchfläche: Eht 0,65mm FP03_06; Fmax=30kN; N=47456[-]

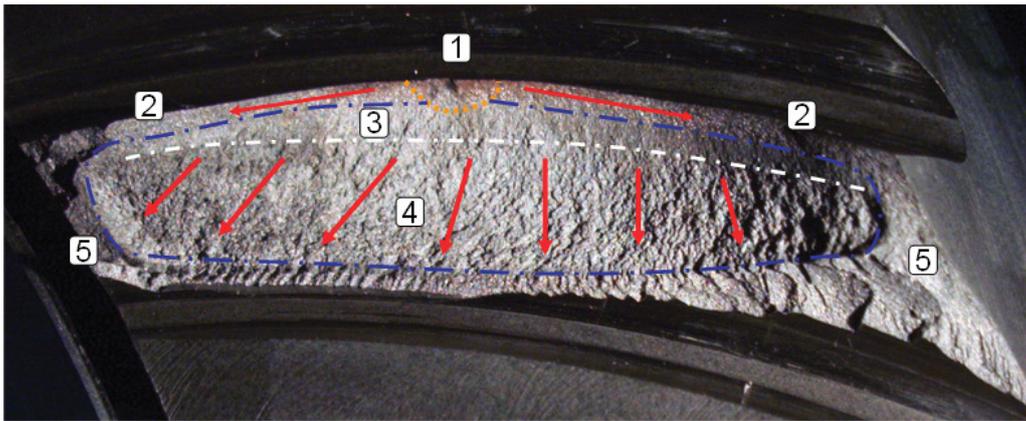


Abb. 9.2: Bruchfläche: Eht 0,9mm FP03_02; 30kN; N=46136[-]

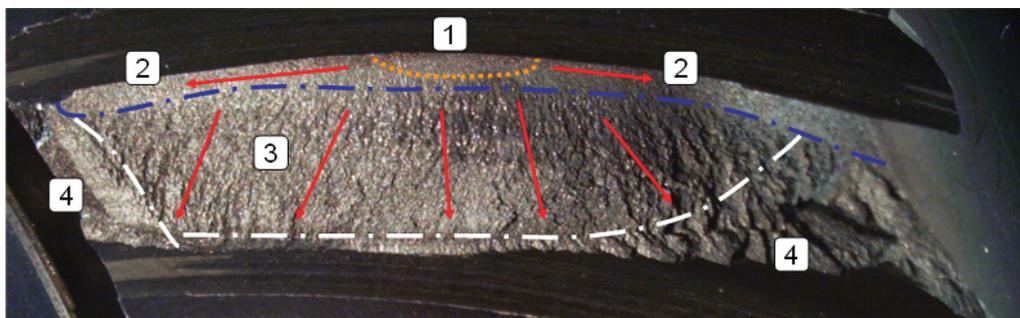


Abb. 9.3: Bruchfläche: Eht 0,65mm FP03_04; Fmax=26kN; N=215404

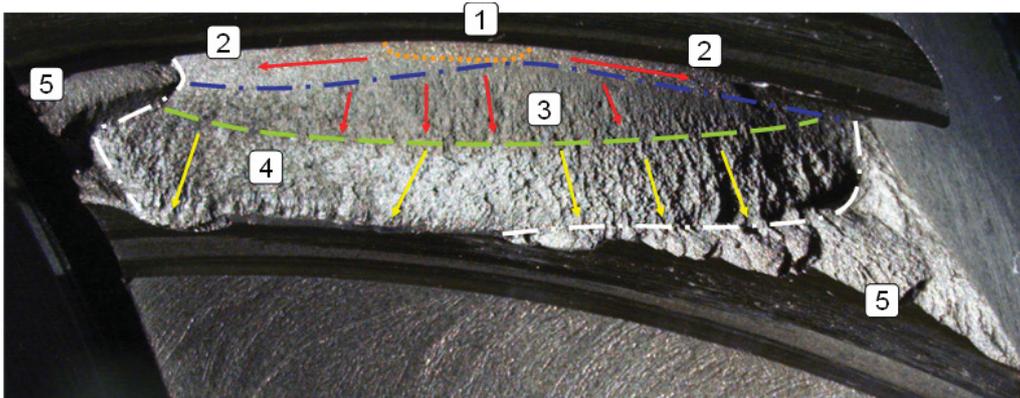


Abb. 9.4: Bruchfläche: Eht 0,9mm FP03_05; Fmax=26kN; N=227344[-]

Nach dem Anriss erfolgt eine Rissumleitung, wobei eine annähernd elliptische Bruchkante entsteht (Abb. 9.5).



Abb. 9.5: elliptische Bruchkante durch Spannungsverlagerung nach dem Anriss

10. Ergebnisse der Wöhlerversuche

Zur Ermittlung von Kennwerten für das mechanische Verhalten von Werkstoffen oder Bauteilen, wie z.B. Zahnräder, bei dauernder oder häufig wiederholter schwellender oder wechselnder Belastung dient der Dauerschwingversuch, der im Allgemeinen nach dem Wöhlerverfahren durchgeführt wird. Dabei ist eine ausführliche Darstellung der einzelnen Messergebnisse hinsichtlich maximal auftretender Zahnfußspannung und der dazugehörigen Lebensdauer möglich. In der Versuchsdurchführung wird in der Maschinensteuerung eine Mittellast vorgegeben um welche eine Lastamplitude in sinusartiger Form schwingt. Die Belastung des Prüfzahnes im schwellenden Druckbereich ergibt ein Spannungsverhältnis R von größer null. In der erforderlichen FE – Simulation zur Bestimmung der maximal auftretenden Zahnfußspannung wird als Belastung die Maximallast der Versuchsdurchführung gewählt. Die erhaltenen Festigkeitswerte definieren die unterschiedlichen Lastniveaus an denen zumindest zwei Versuche durchgeführt werden.

Als erster Versuchskörper wurde das Hypoidtellerrad mit der größeren Einsatzhärtetiefe Eht 0,9mm verwendet. Das Ergebnis der Schwingfestigkeitsuntersuchung der Hypoidtellerradvariante Eht 0,9mm ist in Form einer Wöhlerkurve in Abb. 10.1 dargestellt. Das oberste Spannungsniveau von $\sigma_{max} = 1733 \text{ N/mm}^2$ und das Dauerfestigkeitsniveau von $\sigma_{max,D} = 1490 \text{ N/mm}^2$ definieren die Neigung der Zeitfestigkeitsgeraden von $k = 13$. Die Ecklastspielzahl von $N_D = 622000$ Lastwechsel charakterisiert den Übergang in das Dauerfestigkeitsgebiet. Durch eine auffällig große Streuung zwischen der 90% - igen und 10% - igen Überlebenswahrscheinlichkeit im Zeitfestigkeitsbereich von $Tn = 1:16,2$ ist jede Aussage bezüglich Lebensdauer sehr konservativ zu beurteilen. Im Dauerfestigkeitsbereich verzeichnet man jedoch eine geringe Streuung von nur $Tsd = 1:1,02$ (Abb. 10.1).

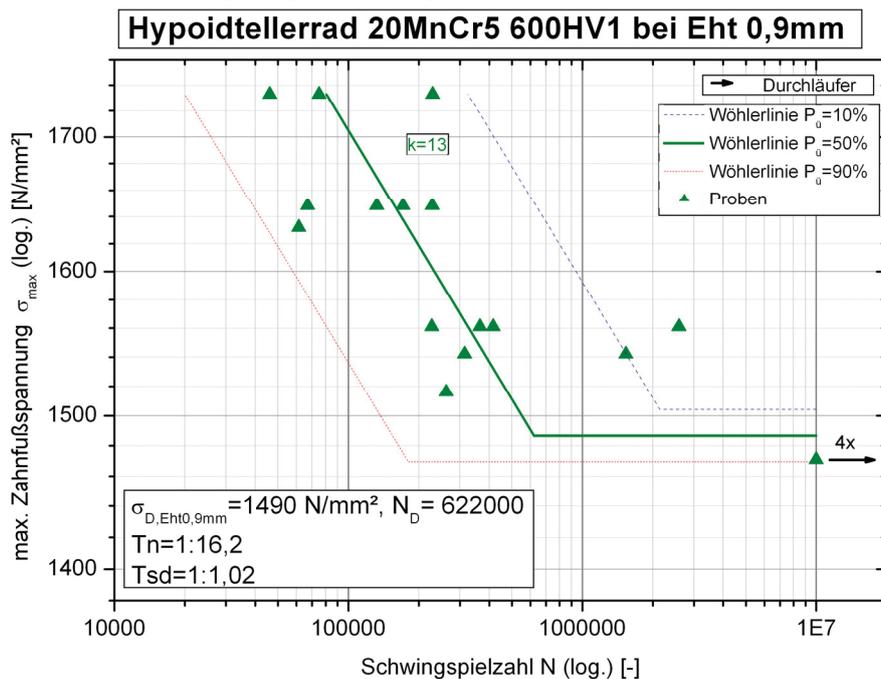


Abb. 10.1: Wöhlerauswertung Hypoidtellerrad 20MnCr5 Eht 0,9mm

Betrachtet man die Wärmebehandlungsvariante mit der geringeren Einsatzhärte­tiefe Eht 0,65mm, liegt man mit der Dauerfestigkeit bei einem niedrigeren Niveau von $\sigma_{max,D} = 1270 \text{ N/mm}^2$. Die Neigung der Zeitfestigkeitsgeraden beträgt $k = 8,3$. Die Ecklastspielzahl von $N_D = 798000$ Lastwechseln definieren das Ende der Zeitfestigkeitsgerade. Die Streuungen der Überlebenswahrscheinlichkeiten liegen im Zeitfestigkeitsbereich bei $T_n = 1:2,5$ und im Dauerfestigkeitsbereich bei $T_{sd} = 1:1,11$ (Abb. 10.2).

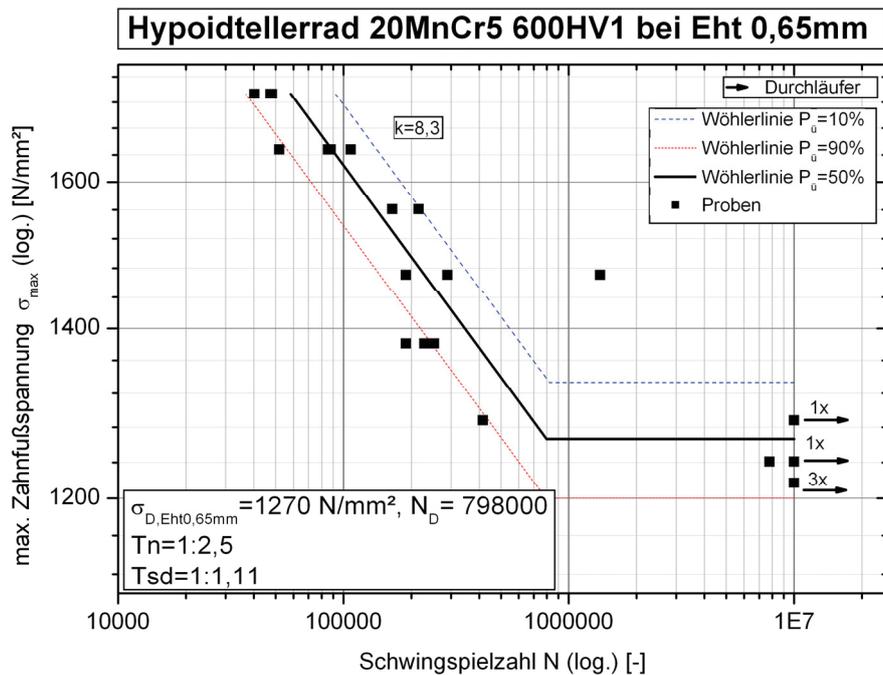


Abb. 10.2: Wöhlerauswertung Hypoidtellerrad 20MnCr5 Eht 0,65mm

Vergleicht man die beiden Wärmebehandlungsvarianten miteinander so stellt man fest, dass die Zahnfußdauerfestigkeit der Eht 0,65mm Variante um 15% tiefer liegt als jene der Eht 0,9mm. Weiters wird bei der Einsatzhärte­tiefe Eht 0,9mm eine geringere Empfindlichkeit auf Kerbeinfluss beobachtet, dies ist durch die geringste Neigung $k=13$ ersichtlich. Diese Tatsachen können durch die tiefere Einsatzhärteschicht auch eine Veränderung des Randschichtzustandes ergibt. Man kann davon ausgehen, dass Druckeigen­spannungen in einer größeren Tiefe zu einer zusätzlichen Stützwirkung führen und die Tragfähigkeit des Hypoidtellerrades im Zahnfuß steigern.

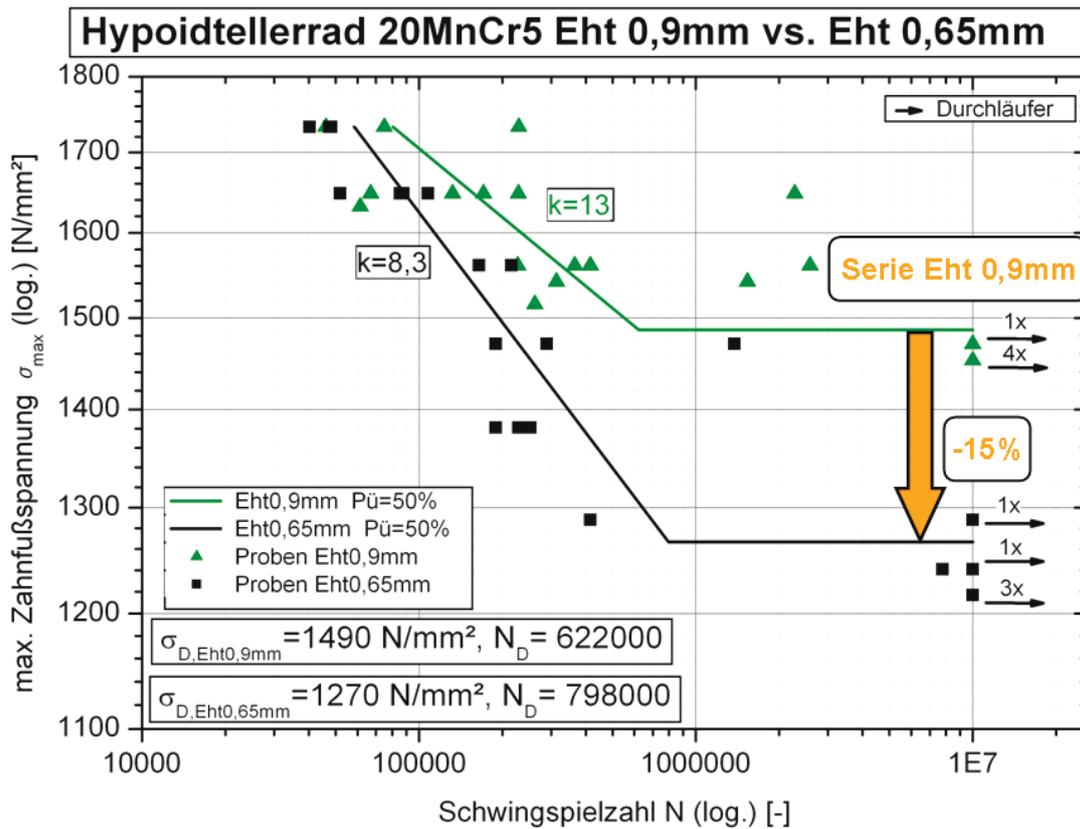


Abb. 10.3: Wöhlerauswertung: Hypoidtellerrad 20MnCr5 Eht 0,9mm vs. Eht 0,65mm

Die nach Rösch [22] ermittelte Abhängigkeit der relativen Zahnfußtragfähigkeit zu der bezogenen Einsatzhärte­tiefe kann bei den Hypoidtellerrädern nur bedingt angewendet werden. Grund dafür ist die Variation des Normalenmoduls m_n entlang des Hypoidzahnes. Das Hypoidtellerrad mit der Einsatzhärte­tiefe Eht 0,9mm findet in der Serienproduktion Verwendung und man besitzt bereits Erfahrungswerte bezüglich der Tragfähigkeitswerte. Daher wird auch diese Härte­profil als optimaler Bereich der Härte angesehen. Der Versuch die Einsatzhärte­tiefe auf Eht 0,65mm zu reduzieren führt, wie auch nach Rösch [22] beschrieben, zu einer Absenkung einer jeden Zahnfußtragfähigkeit.

11. Zusammenfassung

Die Automobilindustrie ist ständig bestrebt, durch innovative Ideen kostengünstig ihre Produkte zu produzieren. Jedoch darf unter diesen Maßnahmen der Standard der Qualität nicht herabgesetzt werden. Daher wird auch versucht, die Lebensdauer der einzelnen Getriebekomponenten zu optimieren um den sicheren Einsatz im alltäglichen Gebrauch zu erhalten. Der Ablauf der Diplomarbeit kann in Abb. 11.1 betrachtet werden.

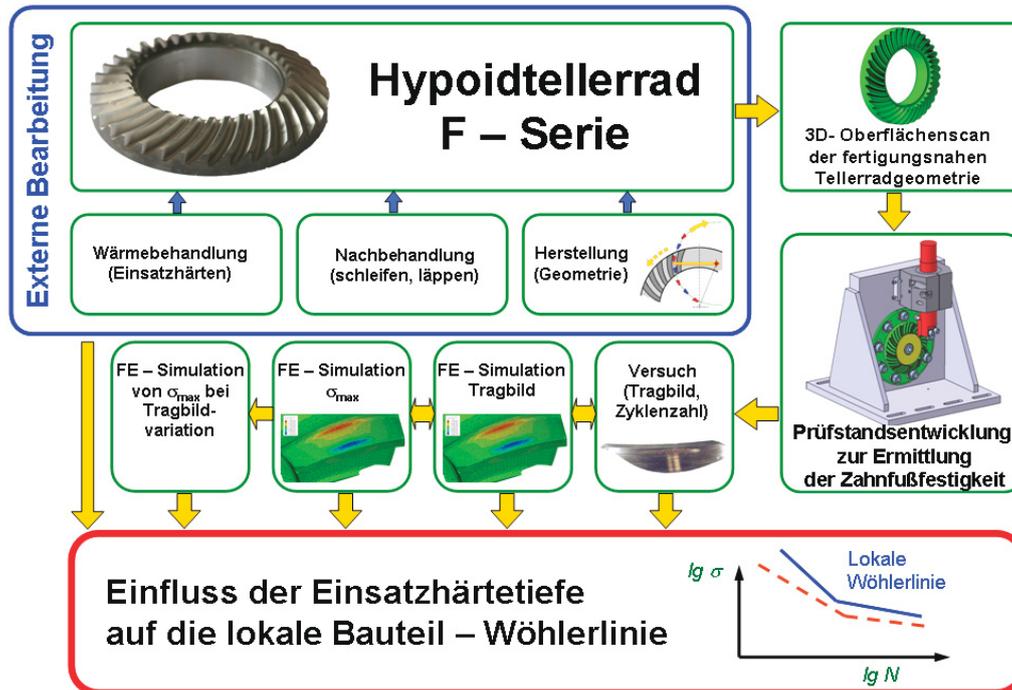


Abb. 11.1: Ablauf der Diplomarbeit

Da im Fahrzeuggetriebebau die Zahnfußtragfähigkeit ein limitierender Faktor in der Lebensdauer einer jeden Verzahnungspaarung ist, versucht man durch spezielle experimentelle Bauteilprüfverfahren die Grenzen der Tragfähigkeit auszuloten. Die vorliegende Diplomarbeit beschäftigt sich daher mit der Entwicklung eines speziellen Prüfstandes zur Untersuchung der Zahnfußtragfähigkeit des Hypoidtellerrades F – Serie. Aufgrund der vertrauten Herausforderungen der bekannten Prüfmethodiken, versuchte man ein sehr einfaches und kostengünstiges Prüfsystem zu entwickeln. Nach Forderung des Verzahnungstechnologieherstellers soll die konvexe Seite der Hypoidzahnflanke durch einen Schwingfestigkeitsversuch auf ihre Zahnfußtragfähigkeit im Einzelkontakt untersucht werden. Als Prüfanlage wird daher die Resonanzprüfmaschine *POWER SWING MAG 150kN* des Institutes für Allgemeinen Maschinenbau verwendet. Durch die magnetische Steuerung der Belastung werden eine um den Faktor 3,5 höhere Prüffrequenzen, im Gegensatz zum realen Betrieb, erreicht. Nach einigen Konzeptentwürfen konnte ein gut geeignetes Prüfsystem entwickelt werden. Dabei wird das zu prüfende Hypoidtellerrad mit einer Anschlussplatte am Umfang laserverschweißt und durch Schraubverbindungen an einer Schweißkonsole befestigt. Die Zentrierung zwischen der Schweißkonsole und der Tellerrad – Anschlussplatten – Einheit erfolgt durch einen Stützbolzen, welcher auch zur Übertragung der Belastung eingebaut ist.

Durch die am Druckbolzen montierte Druckleiste werden der Kontakt und die Belastung mit dem Prüfzahn sichergestellt.

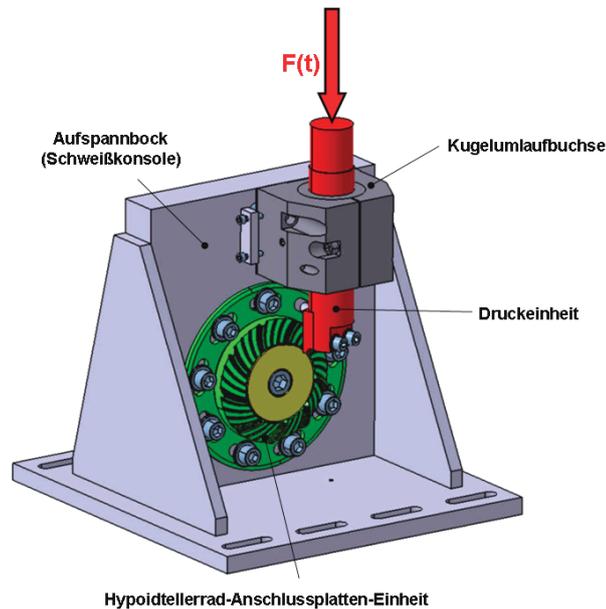


Abb. 11.2: Systemaufbau des Hypoidprüfstandes

Die Bewertung des neuen Prüfstandes erfolgte mit der Untersuchung des Schwingfestigkeitsverhaltens zweier unterschiedlich einsatzgehärteter Hypoidtellerräder vom Werkstoff 20MnCr5+HH. Durch die Einsatzhärtung werden zwei verschiedene Randschichtdicken von Eht 0,65mm und Eht 0,9 mm für eine Grenzhärte von 600HV1 erreicht. Zur Bestimmung der auftretenden lokalen Zahnfußspannungen an den unterschiedlichen Belastungsniveaus diente eine FE – Simulation des Prüfaufbaus. Die Ergebnisse der Wöhlerversuche sind in Abb. 11.3 dargestellt.

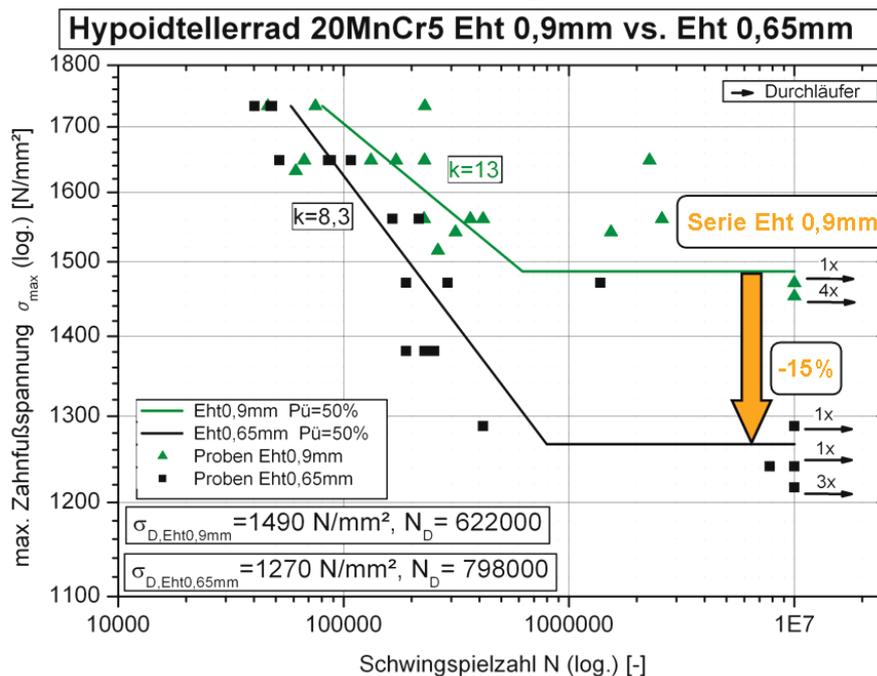


Abb. 11.3: Wöhlerauswertung: Hypoidtellerrad 20MnCr5+HH Eht 0,9mm vs. Eht 0,65mm



Die Auswertung des Schwingfestigkeitsversuchs ergab eine klare Unterscheidung der beiden unterschiedlichen Einsatzhärte­tiefen. Die Hypoidtellerräder mit der Serieneinsatzhärte­tiefe von Eht 0,9mm haben ein um ca. 15% höheres Dauerfestigkeitsniveau als jene mit der reduzierten Einsatzhärte­tiefe von 0,65mm. Die großen Streubereiche im Zeitfestigkeitsgebiet fordern jedoch eine sehr konservative Beurteilung des Schwingfestigkeitsverhaltens.

12. Verwendete Formelzeichen

Oberspannung	σ_O	[N/mm ²]
Unterspannung	σ_U	[N/mm ²]
Spannungsamplitude	σ_A	[N/mm ²]
Mittelspannung	σ_M	[N/mm ²]
Spannungsverhältnis	R	[-]
Zugspannung	R_m	[N/mm ²]
Schwingspielzahl	N	[-]
Ecklastschwingspielzahl	N_D	[-]
Biegewechselfestigkeit	σ_{bw}	[N/mm ²]
Zug/ Druck- Wechselfestigkeit	σ_{zdw}	[N/mm ²]
Dauerfestigkeitsamplitude	σ_{aD}	[N/mm ²]
statistischer Größeneinfluss	$f_{St,D}$	[-]
technologischer Einfluss	$f_{TG,D}$	[-]
Temperatureinfluss	$f_{Te,D}$	[-]
Mittelspannungseinfluss	$f_{Mi,D}$	[-]
Stützzahl	n_χ	[-]
Oberflächenrauheitsfaktor	$f_{OR,D}$	[-]
Randschichtfaktor	$f_{RS,D}$	[-]
Nennspannungsamplitude	σ_{anenn}	[N/mm ²]
Spannungsamplitudenerhöhung	σ_{amax}	[-]
Dauerfestigkeitsamplitude, gekerbter Stab	σ_{aDK}	[N/mm ²]
Kerbwirkungszahl	K_f	[-]
bezogener Spannungsgradient	χ'	[1/mm]
Durchmesser eines kerbfreien Biegeprobestabes	b	[mm]
Rauhtiefe	R_Z	[μ m]
Mittelspannungsempfindlichkeit	M	[-]
Achswinkel	Σ	[°]
Axialkraft	F_a	[N]
Vertikalkraft	F_V	[N]
Gleitgeschwindigkeiten	v	[m/s]
Profilüberdeckung	ε_{an}	[-]
Formfaktoren	Y_F	[-]
Spannungskorrekturfaktoren	Y_S	[-]
Schrägenfaktor	Y_β	[-]
Schrägungswinkel	β_m	[°]
Biegemoment am Zahn	M_b	[Nm]
Kraftangriff am Zahnkopf	F_k	[N]
Zahnfußdicke	s_F	[mm]
Biegehebelarm	h	[mm]

statische Nennspannung im Zahnfuß	σ_{FN}	[N/mm ²]
Widerstandsmoment	W_F	[mm ³]
Zahnnormalkraft	F	[N]
Nennumfangskraft	F_t	[N]
Winkel von Kraft im Wälzpunkt	$\cos\alpha_W$	[°]
Winkel von Kraft am Zahnkopf	$\cos\alpha_{Fen}$	[°]
Biegenennspannung	σ_{FN}	[N/mm ²]
Normalmodul	m_n	[m]
maximale Zugspannung am Zahnfuß	σ_{F0}	[N/mm ²]
Formfaktor	Y_{Fa}	[-]
Spannungskorrekturfaktor	Y_{Sa}	[-]
Überdeckungsfaktor	Y_ε	[-]
Schrägenfaktor	Y_β	[-]
Kegelfaktor	Y_K	[-]
Zahnfußspannung	σ_{FP}	[N/mm ²]
Anwendungsfaktor	K_A	[-]
Dynamikfaktor	K_V	[-]
Breitenfaktor	$K_{F\beta}$	[-]
Lebensdauerfaktor	Y_{NT}	[-]
Einflussfaktoren der Kerbempfindlichkeit des Werkstoffes	$Y_{\delta relT}$	[-]
Einflussfaktor der Oberflächenbeschaffenheit	Y_{RrelT}	[-]
Einflussfaktor der Baugröße	Y_X	[-]
Spannungskorrekturfaktor bei Referenzprüfrädern	Y_{St}	[-]
Mindest-Sicherheitsfaktor	S_{Fmin}	[-]
Dauerfestigkeitskennwert bei Referenzprüfrädern	σ_{flim}	[N/mm ²]
Ersatzkrümmungsradius im Wälzpunkt	ρ_C	[mm]
Grenz-Eht bei 550 HV1	X_{Grenz}	[mm]
maximales Belastungsdrehmoment	T_{max}	[Nm]
maximale Belastung durch Prüfmethdik	F_{max}	[N]
Streuung der Überlebenswahrscheinlichkeit, Zeitfestigkeit	T_n	[-]
Streuung der Überlebenswahrscheinlichkeit, Dauerfestigkeit	T_{sd}	[-]
Betrag der Verformung	U	[mm]

13. Literaturverzeichnis

- [1] H. Roloff; W. Matek: Maschinenelemente, 18. Auflage, Wiesbaden, Vieweg Verlag, 2007, ISBN 978-3-8348-0262-0.
- [2] C. Hünecke: Untersuchung der Zahnfußbeanspruchung bogenverzahnter Kegelräder mit und ohne Achsversatz auf Basis der genauen Zahngeometrie, Dissertation, TU Dresden, 2001.
- [3] DIN 868: Allgemeine Begriffe und Bestimmungsgrößen für Zahnräder, Zahnradpaare und Zahnradgetriebe, Berlin, 1976.
- [4] Klingelberg - Werknorm: Auslegung von Hypoid-Getrieben, KN 3029 Ausgabe Nr.3.
- [5] G. Niemann; H. Winter: Maschinenelemente Band II, 2. Auflage, Berlin, Heidelberg, New York, Tokio, Vieweg-Verlag, 1989, ISBN 0-387-11149-2.
- [6] GLEASON: Advanced Bevel Gear Technology, Rochester, New York, 2000.
- [7] DIN 3990 Teil 3: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern - Berechnung der Zahnfußtragfähigkeit, Berlin, Beuth - Verlag, 1987.
- [8] DIN 3991 Teil 2: Tragfähigkeitsberechnung von Kegelrädern ohne Achsversetzung - Berechnung der Grübchentragfähigkeit, Berlin, Beuth – Verlag GmbH, 1988.
- [9] DIN 3991 Teil 3: Tragfähigkeitsberechnung von Kegelrädern ohne Achsversetzung - Berechnung der Fresstragfähigkeit, Berlin, Beuth – Verlag GmbH, 1988.
- [10] DIN 3990 Teil 5: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern - Dauerfestigkeitswerte und Werkstoffqualitäten, Berlin, Beuth - Verlag, 1987.
- [11] DIN 3990 Teil 1: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern - Einführung und allgemeine Einflussfaktoren, Berlin, Beuth - Verlag, 1987.
- [12] DIN 3991 Teil 1: Tragfähigkeitsberechnung von Kegelrädern ohne Achsversetzung - Einführung und allgemeine Einflussfaktoren, Berlin, Beuth - Verlag, 1988.
- [13] Ch. Wirth: Zur Tragfähigkeit von Kegelrad- und Hypoidgetrieben, Dissertation, TU München, 2008.
- [14] M. Maier; P. Ermanni: Dimensionieren I, Skriptum, Technische Hochschule Zürich, 2007.
- [15] Th. Mayer: Grundlagenuntersuchung über den Einfluss des Härteverlaufes auf die Zahnfußtragfähigkeit von Laufverzahnungen am Beispiel einer Hypoidverzahnung aus dem Fahrzeugtriebbaubau, Diplomarbeit (FH), FH Joanneum Graz, 2007.
- [16] W. Eichlseder: Betriebsfestigkeit I, Skriptum, Montanuniversität Leoben, 2007.

- [17] W. Eichlseder: Beurteilung der Betriebsfestigkeit basierend auf Strukturspannungen und Einflussparametern, Potsdam, 19. CAD-FEM User's Meeting, 2001.
- [18] W. Eichlseder: Betriebsfestigkeit II, Skriptum, Montanuniversität Leoben, 2007.
- [19] E. Haibach: Betriebsfestigkeit, 2.Auflage, Wiesbaden, Springer Verlag, 2002, ISBN 3-540-43142-X.
- [20] FKM - Rechnerischer Festigkeitsnachweis von Maschinenbauteilen, VDMA Verlag, 1998.
- [21] Th. Tobie: Zur Grübchen- und Zahnfußtragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder, Dissertation, TU München, 2002.
- [22] H. Rösch: Ermittlung der richtigen Härtetiefe bei Wälz- und Biegebeanspruchung, FVA Forschungsheft Nr. 8, Antriebstechnik e.V., 1976.
- [23] Ch. Haberer; H. Leitner; W. Eichlseder; A. Dietrich: Fatigue Life Behavior of a Hypoid Gear Tooth Root Taking the Influences of Orbital Forging into Account, SAE World Congress, Paper No. 2009-01-0812, 20.-23. April, Detroit, 2009.
- [24] C. Haberer; A. Dietrich; W. Eichlseder: Virtuelle Produktentwicklung und Lebensdaueroptimierung am Beispiel Getriebeverzahnung, SIMPEP Kongress für Simulation im Produktentwicklungsprozess, 14. und 15. Juni, Würzburg, 2009.
- [25] C. Haberer; A. Dietrich; H. Leitner; W. Eichlseder: Tragfähigkeitssteigerung von Hypoidverzahnungen, VDI Fachtagung Getriebe in Fahrzeugen 2009, 30. Juni bis 1. Juli, Friedrichshafen, 2009.
- [26] Ph. Herics: Experimentelle Ermittlung der Zahnfußtragfähigkeit eines Hypoid-Tellerrades, Studienarbeit, Lehrstuhl für Allgemeinen Maschinenbau, Montanuniversität Leoben, 2008.
- [27] SincoTec GmbH: Bedienungs- und Wartungsanleitung POWER SWING MAG 150kN, Clausthal-Zellerfeld, SincoTec GmbH, 2008.
- [28] H. Retting: Ermittlung von Zahnfußfestigkeits - Kennwerten auf Verspannungsprüfständen und Pulsatoren; Vergleich der Prüfverfahren und der gewonnenen Kennwerte Antriebstechnik, 1987. 26 Nr.2: p. 51 - 55.
- [29] St. Marsoner: Werkstoffuntersuchung an einem Tellerrad (Gefüge, Chemie und Härte), Leoben, MCL, Comet-Projekt A6.5, 2009.
- [30] W. Seidel; F. Hahn; B. Thoden: Werkstofftechnik, 7.Auflage, Chemnitz, Carl Hanser Verlag München, 2008, 978-3-446-40789-3.

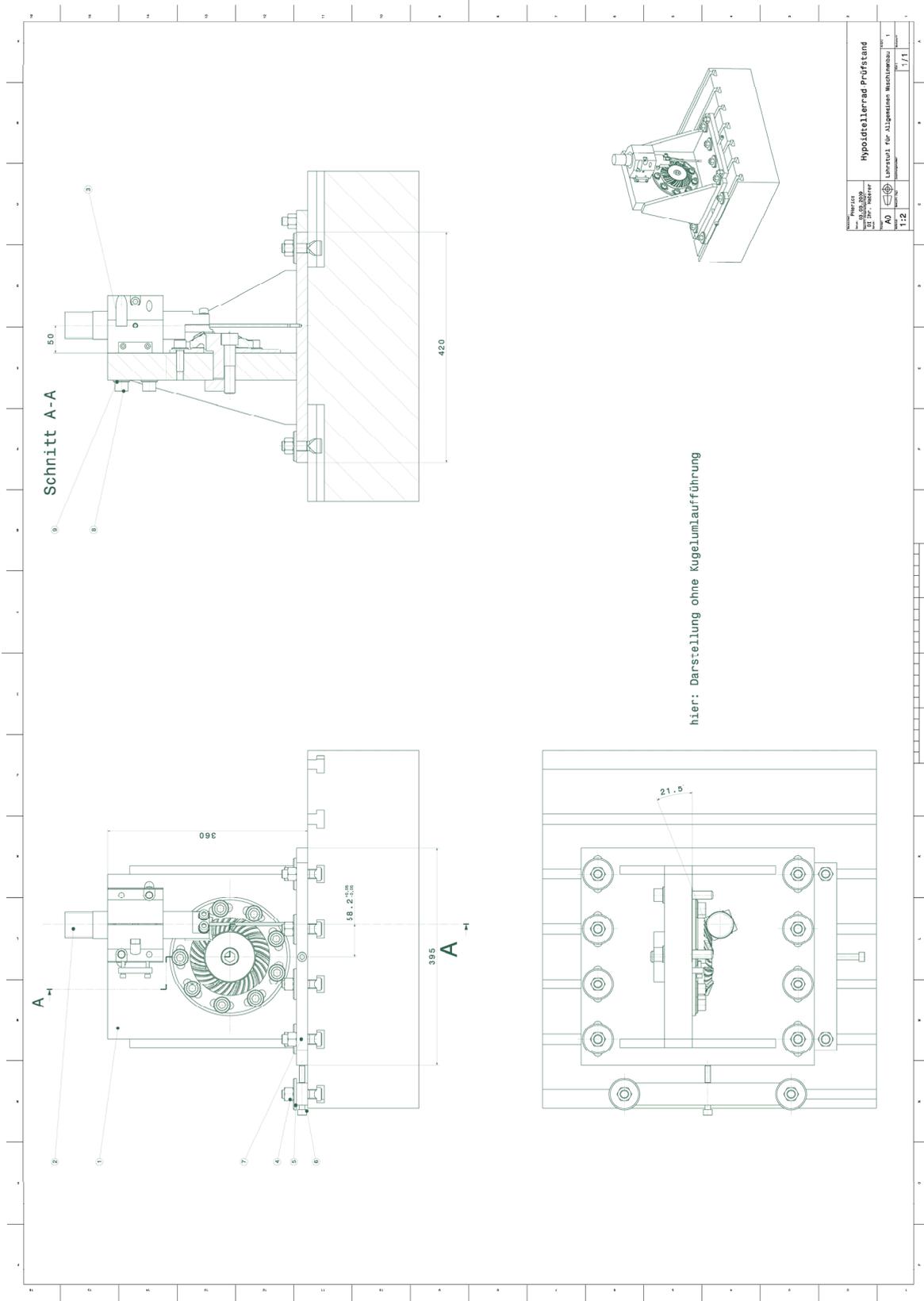


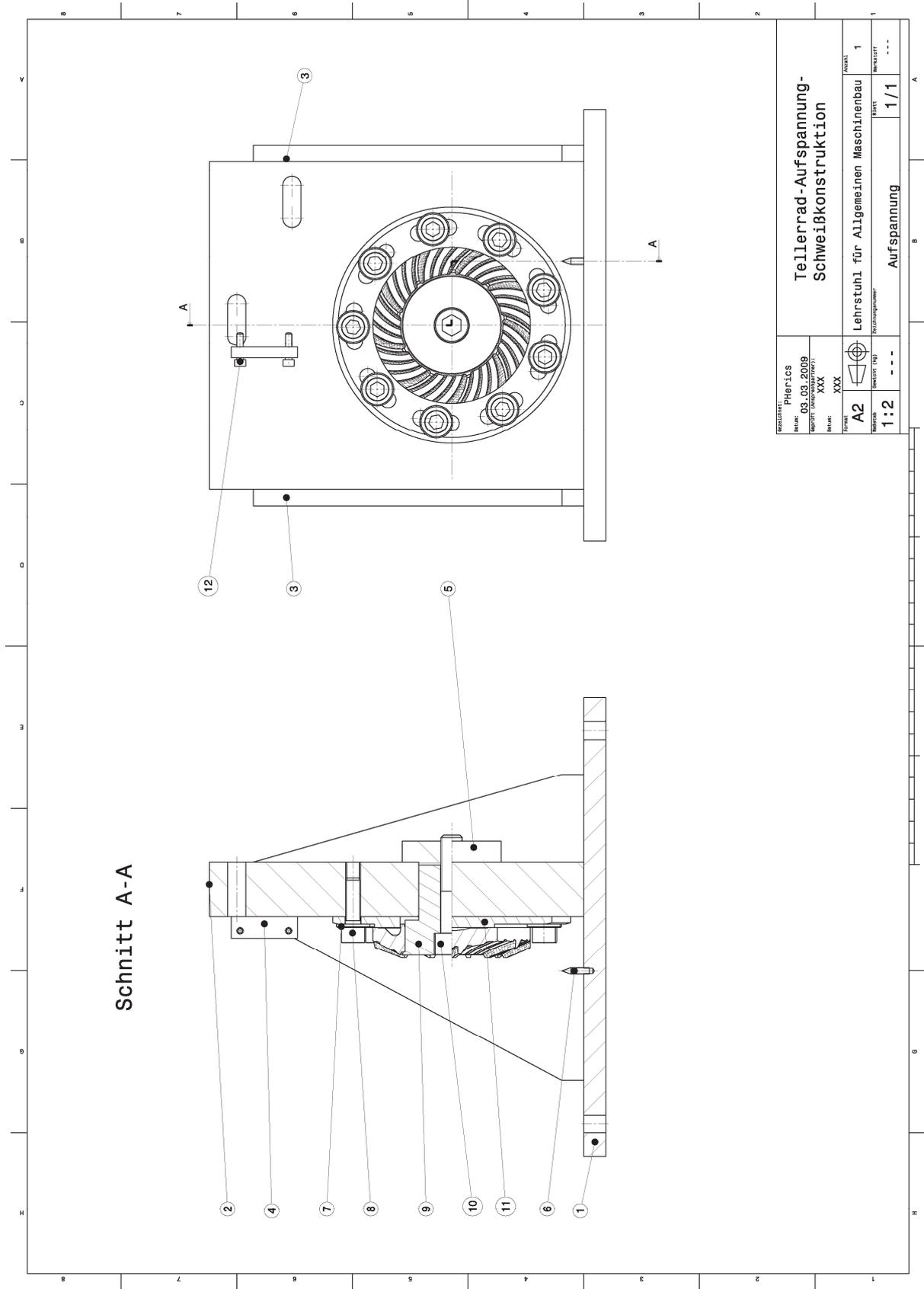
14. Danksagung

Der österreichischen Bundesregierung (insbesondere dem Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie und dem Bundesministerium für Wirtschaft und Arbeit) sowie dem Land Steiermark, vertreten durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft mbH und die Steirische Wirtschaftsförderungsgesellschaft mbH, wird für die finanzielle Unterstützung der Forschungsarbeiten im Rahmen des von der Materials Center Leoben Forschung GmbH abgewickelten K2 Zentrums für „Materials, Processing und Product Engineering“ im Rahmen des Österreichischen COMET Kompetenzzentren Programms sehr herzlich gedankt.

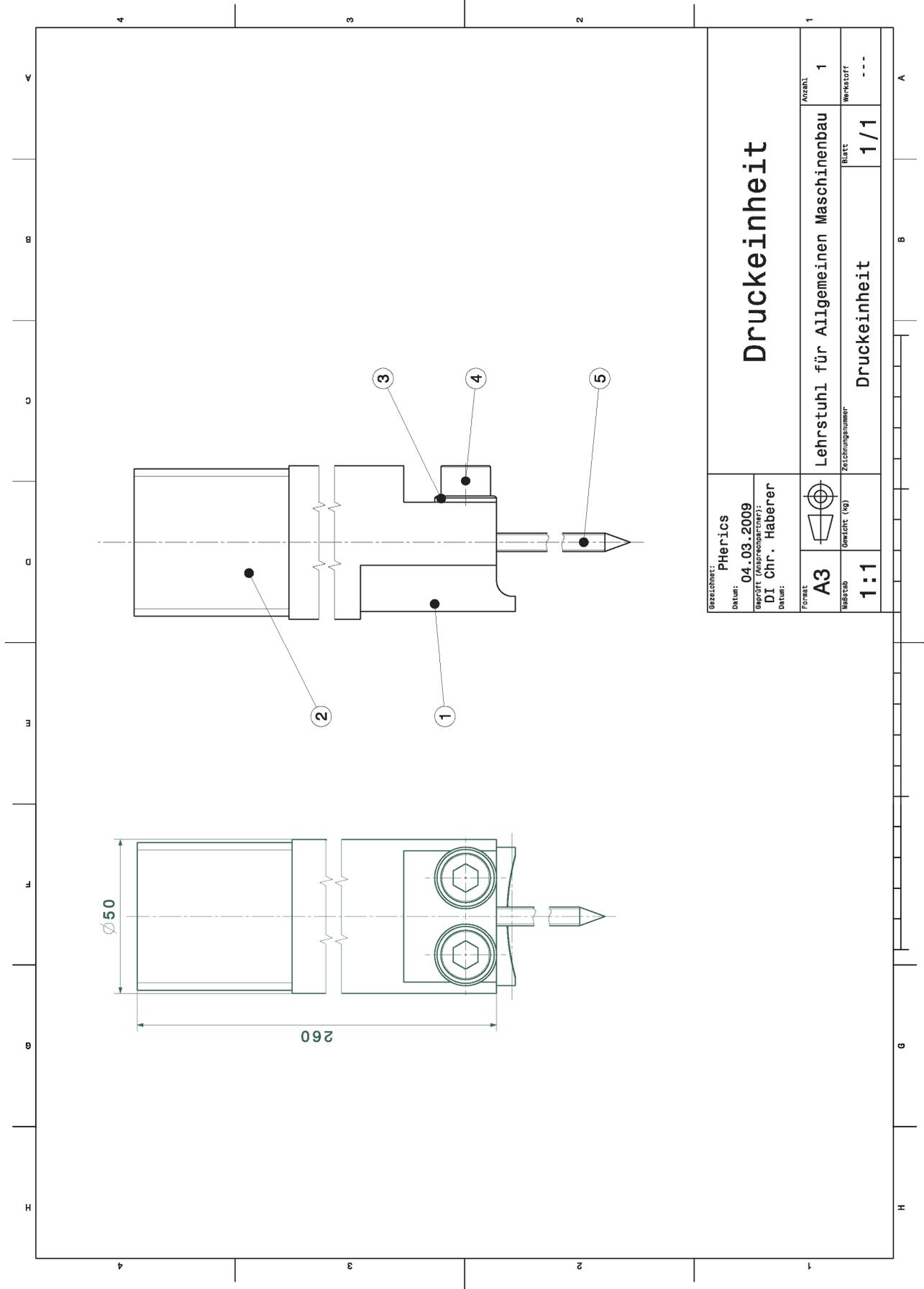
15. Anhang

Zusammenstellungszeichnungen

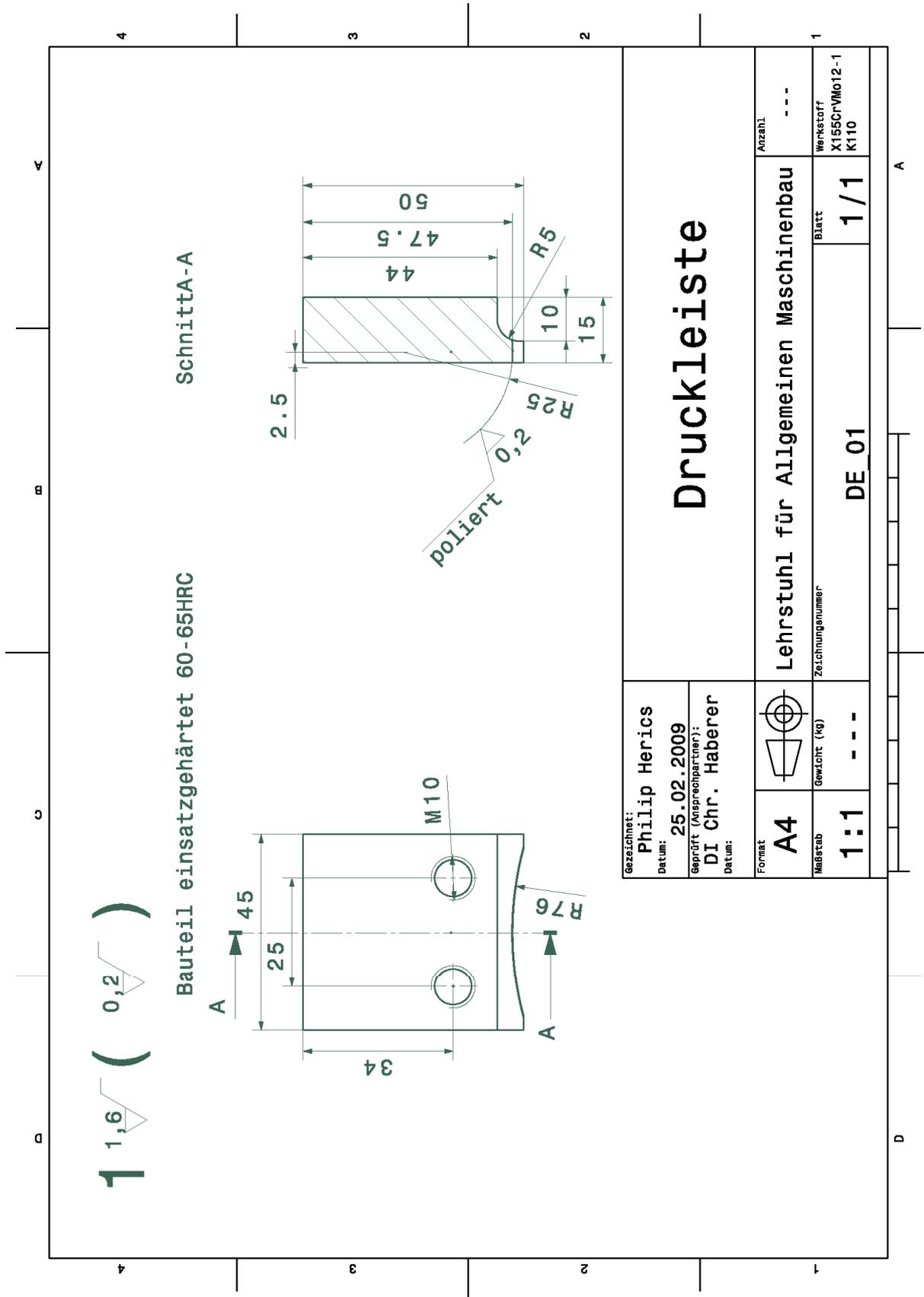


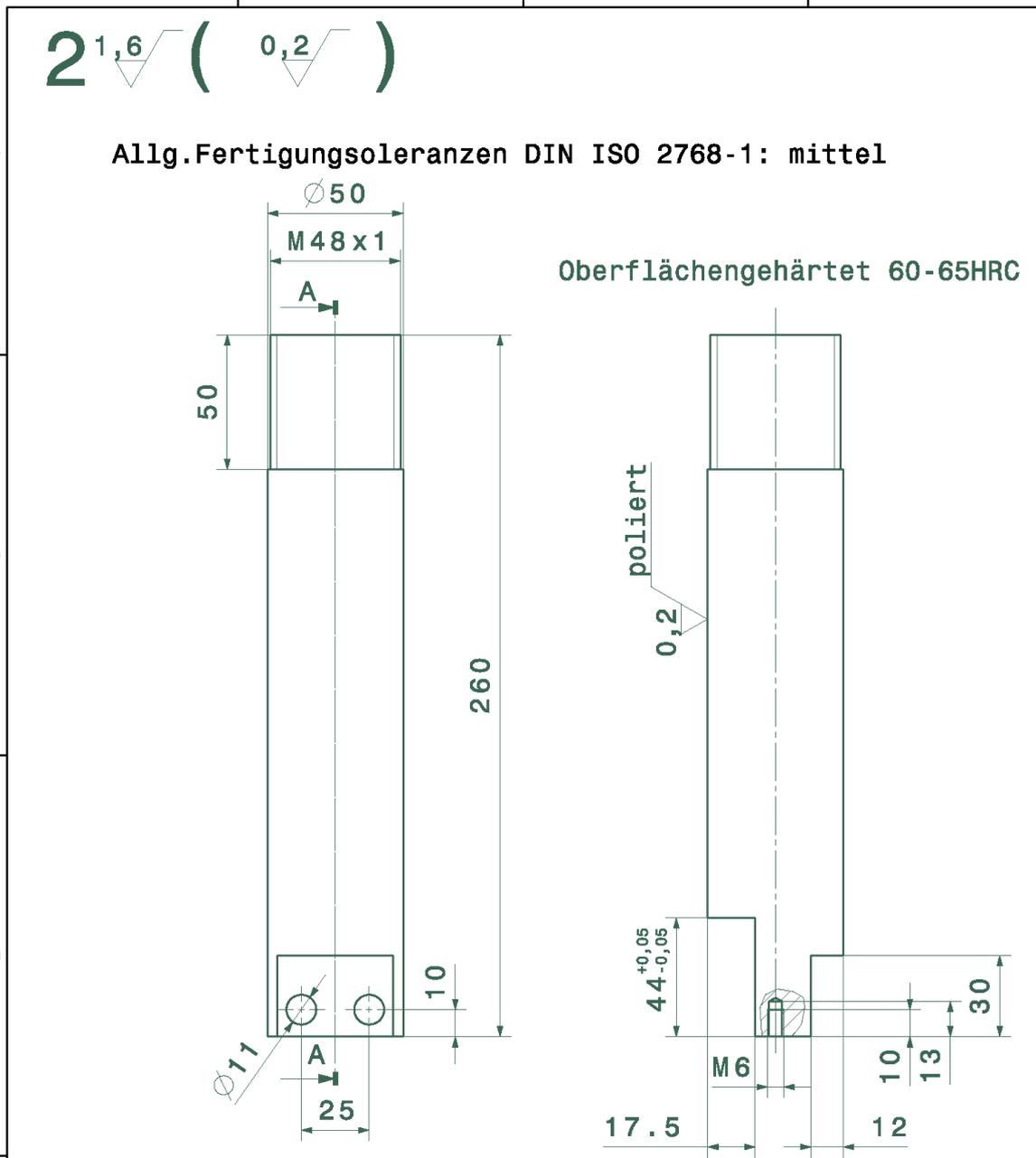


BEZUGSDOKUMENT: Phierics Datum: 03.03.2009 PROJEKT (Kurzbeschreibung): XXX Blatt: XXX		Tellerad-Aufspannung- Schweißkonstruktion	
FORM: A2 Maßstab: 1:2	LEHRSTUHL: Lehrstuhl für Allgemeinen Maschinenbau KURZLEISTUNGSGRUPPE: Aufspannung	BLATT: 1/1	BLATT: 1 ANZAHL BLÄTTER: ---

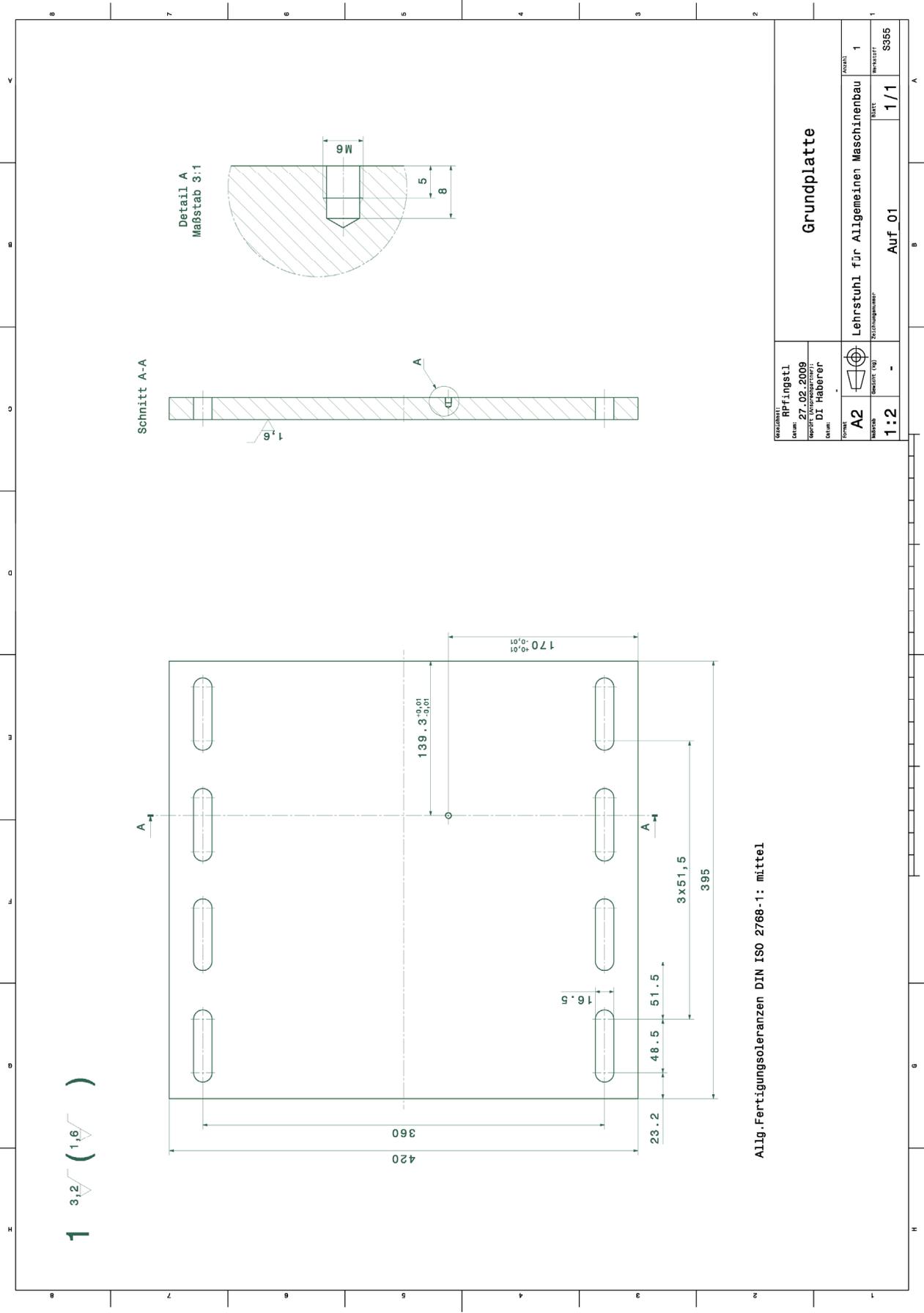


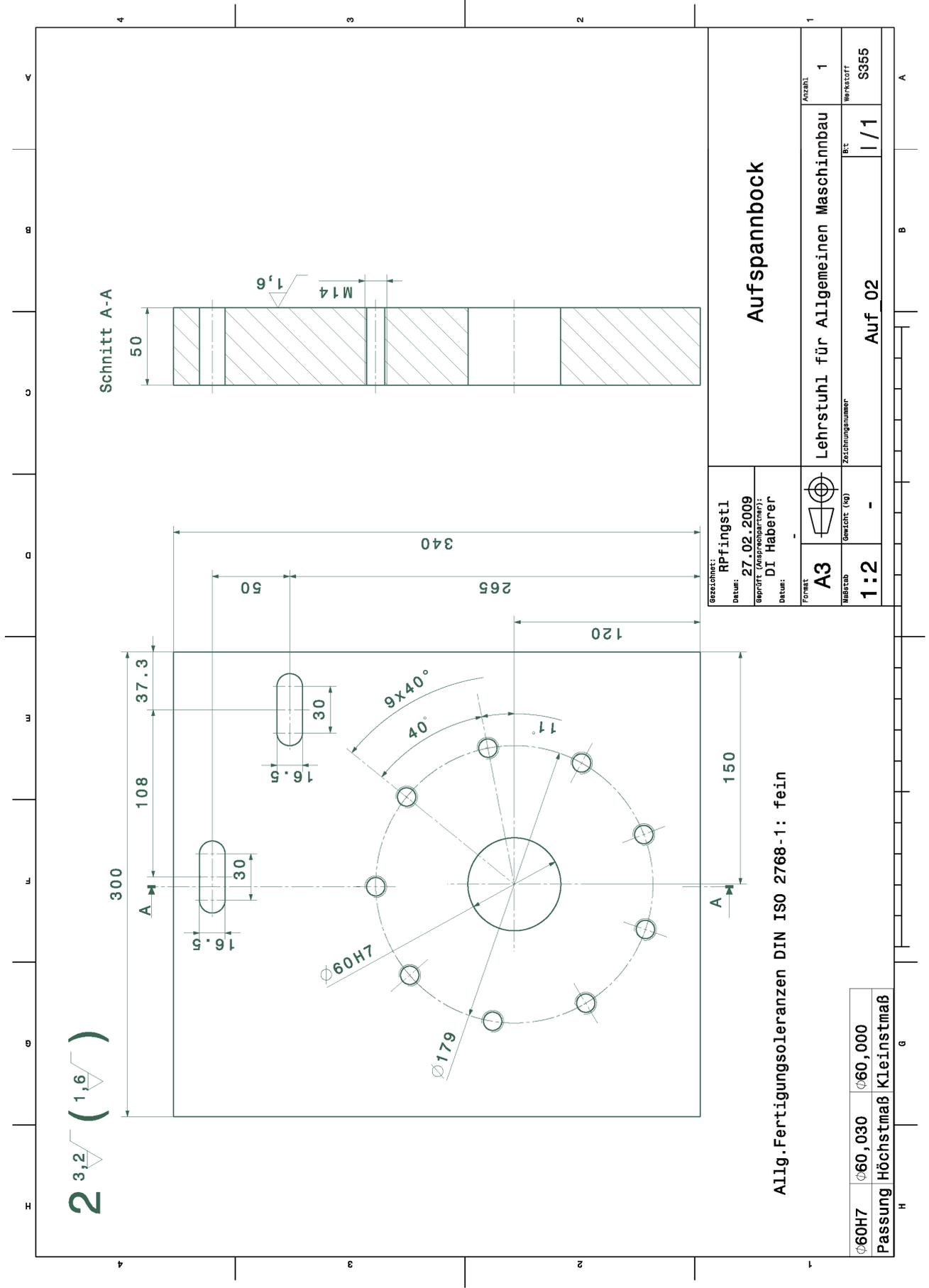
Einzelteilzeichnungen





Gezeichnet: RPfingstl Datum: 27.02.2009		<h1>Druckbolzen</h1>	
Geprüft (Ansprechpartner): DI Haberer Datum: -			
Format A4		Lehrstuhl für Allgemeinen Maschinenbau	Anzahl 1
Maßstab 1:2	Gewicht (kg) -	Zeichnungsnummer DE_02	Blatt 1/1
		Werkstoff 16MnCr5	



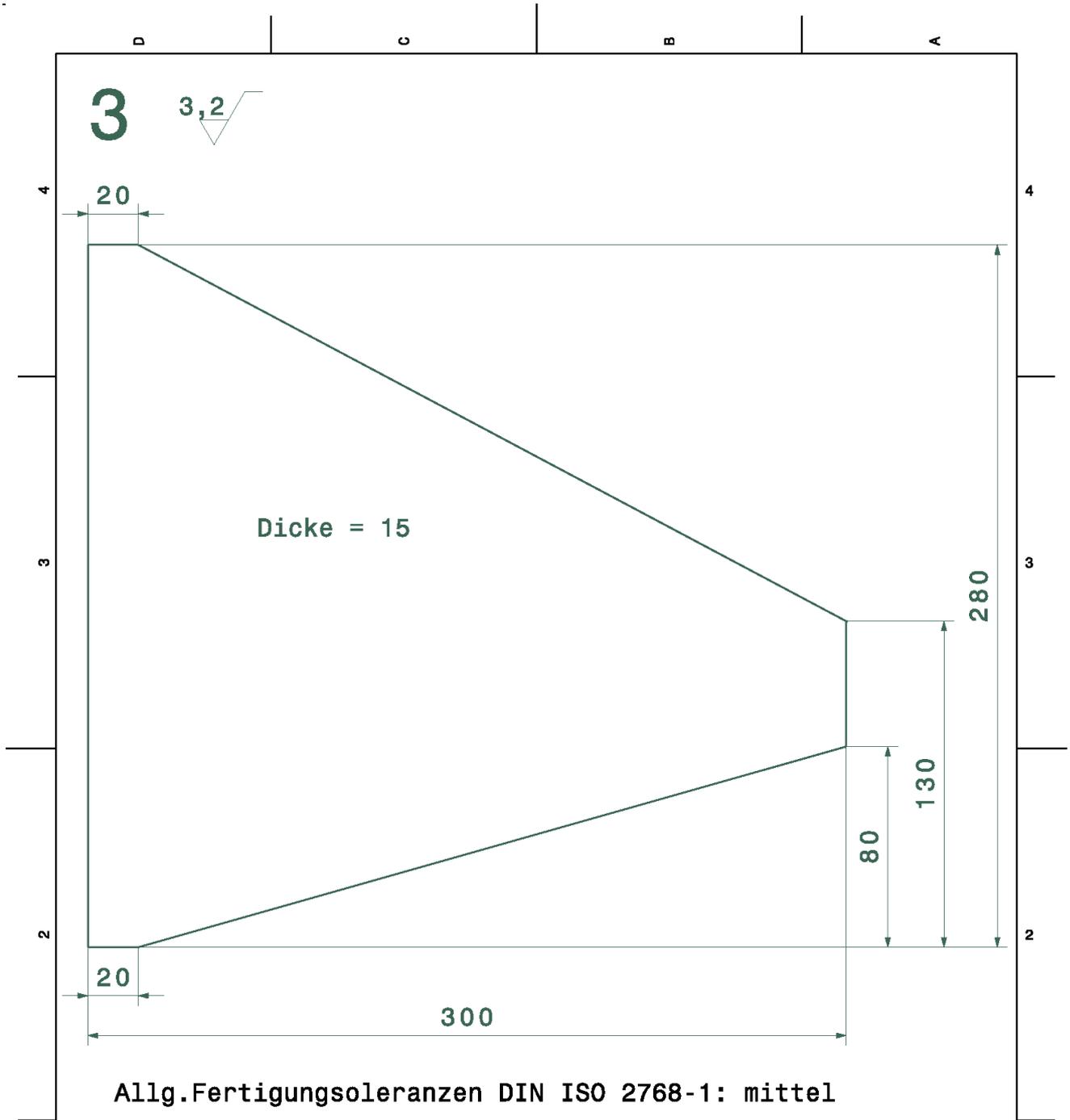


2 $3,2 \sqrt{1,6}$

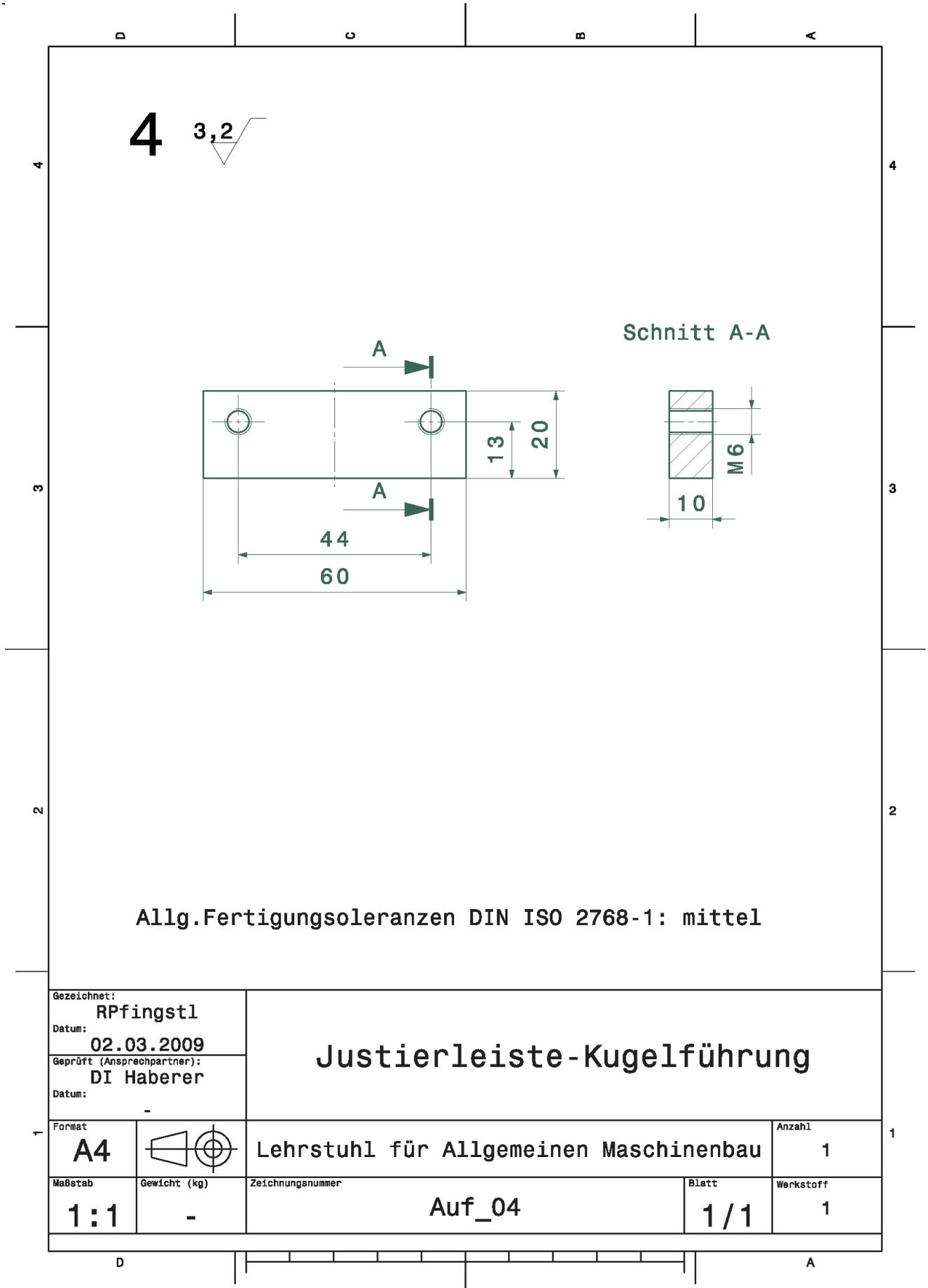
Gezeichnet: RPFingstl		Aufspannbock	
Datum: 27.02.2009		Lehrstuhl für Allgemeinen Maschinenbau	
Geprüft (Ansprechpartner): DI Haberer		Zerlegungsnummer	
Datum:		Auf_02	
Format: A3	Blattzahl: 1/1	Material: B7C	Werkstoff: S355
Maßstab: 1:2	Anzahl: 1		

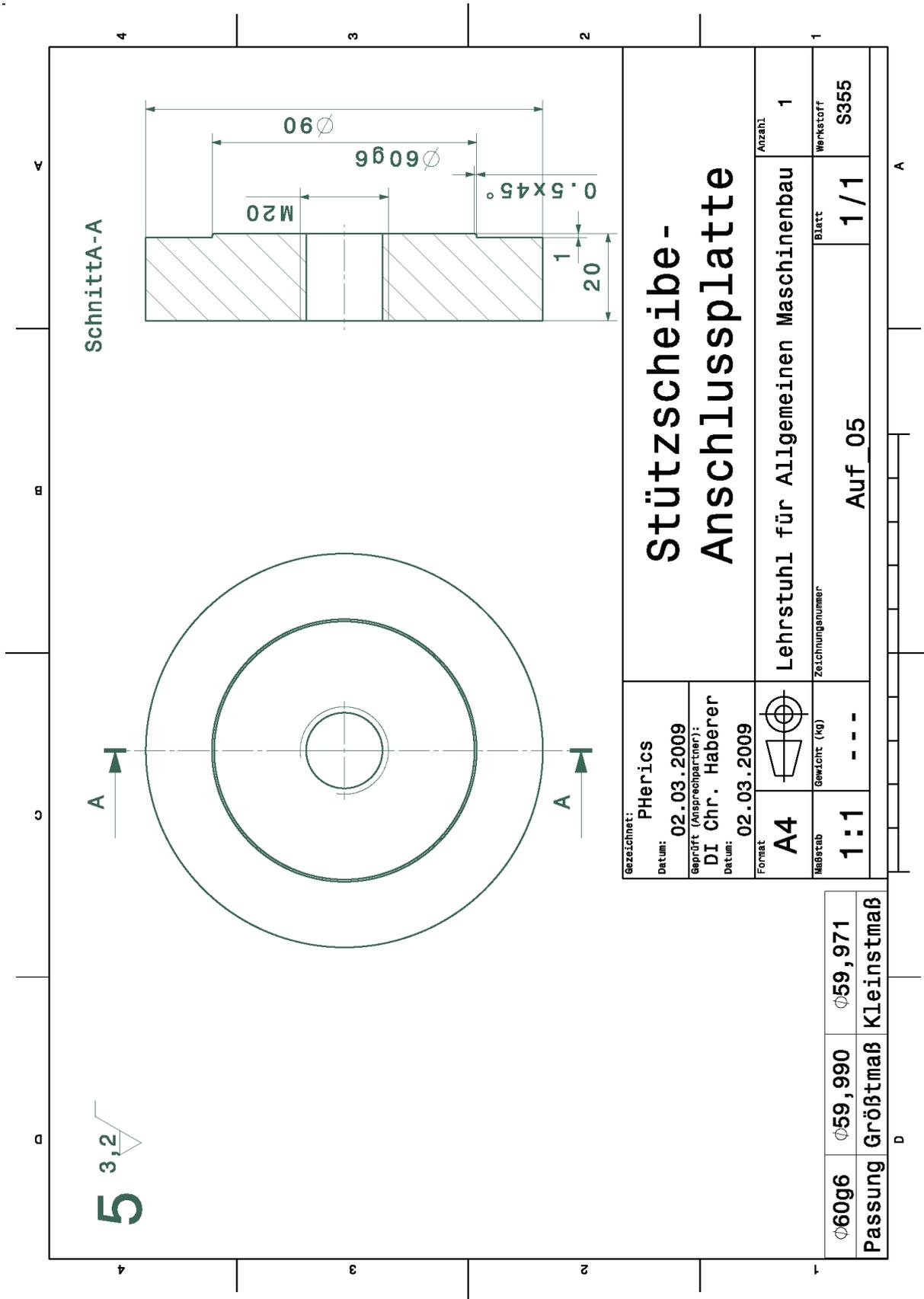
Allg. Fertigungstoleranzen DIN ISO 2768-1: fein

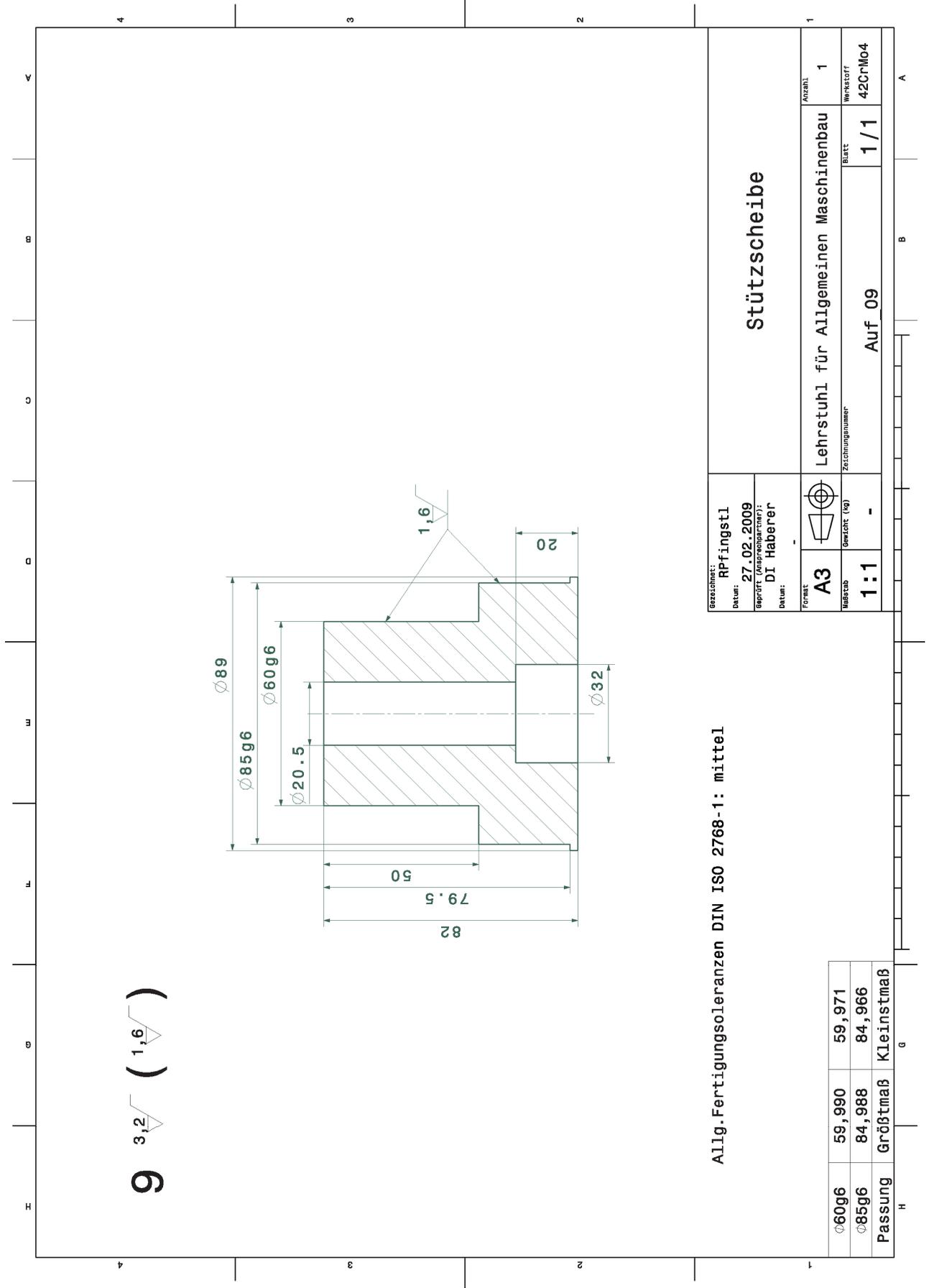
Passung	60H7	60,030	60,000
Höchstmaß	Kleinmaß		



Gezeichnet: RPfingstl		<h1>Versteifungsrippe</h1>		
Datum: 27.02.2009				
Geprüft (Ansprechpartner): DI Haberer				
Datum: -				
Format A4		Lehrstuhl für Allgemeinen Maschinenbau		Anzahl 2
Maßstab 1:2	Gewicht (kg) -	Zeichnungsnummer Auf_03	Blatt 1/1	Werkstoff S355







Allg. Fertigungstoleranzen DIN ISO 2768-1: mittel

Stützscheibe

Bezeichnung: Rpfingstl

Datum: 27.02.2009

Geprüft (Ansprechpartner): DI Haberer

Datum:

Formel: A3

Maßstab: 1:1

Gewicht (kg): -

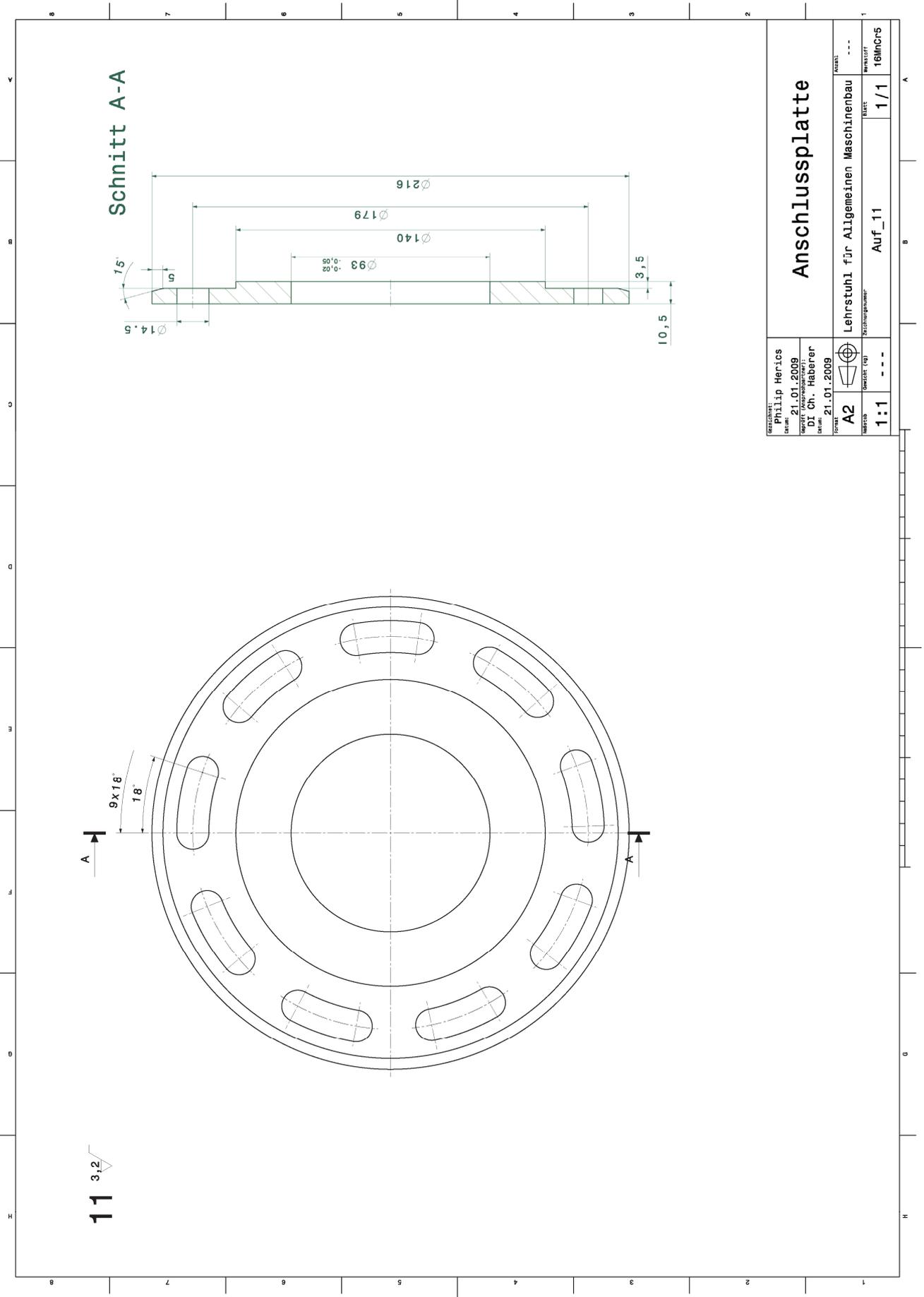
Anzahl: 1

Zeichnungsnummer: Auf_09

Werkstoff: 42CrMo4

Blatt: 1/1

$\varnothing 60\text{g6}$	59,990	59,971
$\varnothing 85\text{g6}$	84,988	84,966
Passung	Größtmaß	Kleinmaß



BEZUGSDRITTE: Philip Herics Datum: 21.01.2009 Angefertigt (Kontrolliert) DI Ch. Haberer Datum: 21.01.2009 Format: A2 Maßstab: 1:1 Zeichnungsnummer: Auf_11		ANWERT: --- 16MnCr5	
LEHRSTUHL FÜR ALLGEMEINEN MASCHINENBAU		BLATT: 1/1	

11 $\sqrt{3 \cdot 2}$

Stückliste Hypoidprüfstand

2	Beilagescheibe 16x30				ISO 7089	
2	Innensechskantschraub. M16x90				ISO 4762	
2	Innensechskantschraub. M6x25				ISO 4762	
2	Innensechskantschraub. M10x80				ISO 4762	
2	Beilagescheibe 10x20				ISO 7089	
2	Innensechskantschraub. M10x35				ISO 4762	
12	Beilagescheibe 16x56				ISO 7094	
12	T-Nut Schraube M16x63				DIN 787	
1	Innensechskantschraub. M20x90				ISO 4762	
9	Innensechskantschraub. M14x45				ISO 4762	
9	Beilagescheibe 16x30				ISO 7089	
1	Kugelumlauführung kngs50-c-pp-as				Schäffer	
4	Anschlussplatte	Auf_11	16MnCr5			
1	Stützscheibe_Anschlussplatte	Auf_09	42CrMo4			
1	Gewindestange M6				L=25mm	
1	Stützscheibe_Anschlussplatte	Auf_05	S355			
1	Justierleiste_Kugelführung	Auf_04	S355			
2	Versteifungsrippen	Auf_03	S355			
1	Aufspannbock	Auf_02	S355			
1	Grundplatte	Auf_01	S355			
1	Gewindestange M6				L=160mm	
1	Druckbolzen	DE_02	16MnCr5			
5	Druckleiste	DE_01	K110			
Stück	Benennung	Normblatt-Zeichnung.Nr.	Werkstoff	Nr.	Bemerkung	kg/Stk.

Philip Herics

Institut für Allgemeinen Maschinenbau
Montanuniversität Leoben
Franz Josef Str. 18
8700 Leoben

Tel.Nr.: +43 (0) 3842 402 1464
email: philip.herics@stud.unileoben.ac.at

Auswerteliste Eht 0,9mm

		Project Nr.:			Test Rig:		Sincotec MAG	R:
		Company:		MAGNA Powertrain	Date:		22.04.2009	
		Head:		Haberer	Test:			
		Tested by:		Herics / Haberer	cyclic pressure loading			
Material:		Specimen:		Surface:		Heat Treatment:		
20MnCr5		Hypoid F-Serie		Eht 0,9mm		case hardened		
Specimen Nr.	f [Hz]	Load-Amplitude [kN]	max. Load [kN]	Number of Load Cycles [-]	T _{max} [Nm] (Hebelarm h = 58,2mm)	σ _{toothroot} [N/mm ²]	Comment	
FP01_01	82,9	9,75	20,0	463.242	1164		Tragbild unzureichend; nicht in Auswertung	
FP01_02	85,7	9,75	20,0	10.000.000	1164		Oberflächenfehler, nicht in Auswertung	
FP01_03	84,6	12,75	26,0	36.142	1513	1632	Tragbild unzureichend; nicht in Auswertung	
FP01_04	85,2	12,75	26,0	293.375	1513	1632	Tragbild unzureichend; nicht in Auswertung	
FP01_05	85,6	12,75	26,0	61.455	1513	1632	tooth root fracture	
FP01_06	83,7	10,75	22,0	10.000.000	1280	1453	Tragbild unzureichend; nicht in Auswertung	
FP01_07	83,5	11,75	24,0	313.946	1397	1542	tooth root fracture	
FP01_08	82,2	11,75	24,0	1.537.181	1397	1542	tooth root fracture	
FP01_09	81,1	10,75	22,0	97.420	1280	1453	Oberflächenfehler, nicht in Auswertung	
FP02_01	88,2	13,75	28,0	10.000.000	1630	1648	Tragbild unzureichend; nicht in Auswertung	
FP02_02	84,6	13,75	28,0	171.217	1630	1648	tooth root fracture	
FP02_03	86	13,75	28,0	132.343	1630	1648	tooth root fracture	
FP02_04	88,7	11,75	24,0	10.000.000	1397	1471	run out	
FP02_05	88,3	12,75	26,0	2.585.724	1513	1561	tooth root fracture	
FP02_06	88,8	11,75	24,0	10.000.000	1397	1471	run out	
FP02_07	87,3	12,75	26,0	416.022	1513	1561	tooth root fracture	
FP02_08	86,4	12,75	26,0	365.086	1513	1561	tooth root fracture	
FP02_09	85,4	13,75	28,0	2.278.249	1630	1648	tooth root fracture	
FP03_01	83,7	11,75	24,0	10.000.000	1397	1471	run out	
FP03_02	87,7	14,75	30,0	46.136	1746	1733	tooth root fracture	
FP03_03	87,4	13,75	28,0	228.458	1630	1648	tooth root fracture	
FP03_04	88,4	14,75	30,0	75.005	1746	1733	tooth root fracture	
FP03_05	86,6	12,75	26,0	227.344	1513	1561	tooth root fracture	
FP03_06	87,3	13,75	28,0	67.032	1630	1648	tooth root fracture	
FP03_07	86,9	12,25	25,0	262.163	1455	1516	tooth root fracture	
FP03_08	85,4	12,00	24,5	10.000.000	1426	1471	run out	
FP03_09	88,3	14,75	30,0	229.372	1746	1733	tooth root fracture	

Auswerteliste Eht 0,65mm

		Project Nr.:		Test Rig:		Sincotec MAG		R:	
		Company:		MAGNA Powertrain		Date:		09.07.2009	
Head:		Haberer		Test:					
Tested by:		Herics / Haberer		cyclic pressure loading					
Material:		Specimen:		Surface:		Heat Treatment:			
20MnCr5		Hypoid F-Serie		Eht 0,65		case hardened			
Specimen Nr.	f [Hz]	Load-Amplitude [kN]	max. Load [kN]	Number of Load Cycles [-]	T _{max} [Nm] (Hebelarm h = 58,2mm)	σ _{toothroot} [N/mm ²]	Comment		
FP01_01	84,4	8,75	18,0	10.000.000	1048	1193	run out		
FP01_02	86,6	9,75	20,0	10.000.000	1164	1288	run out		
FP01_04	85,9	10,75	22,0	10.000.000	1280	1381	run out		
FP01_05	84,3	11,75	24,0	1.377.483	1397	1471	tooth root fracture		
FP01_08	83,9	11,75	24,0	289.645	1397	1471	tooth root fracture		
FP01_09	85,4	10,75	22,0	189.600	1280	1381	tooth root fracture		
FP02_01	86,5	13,75	28,0	51.857	1630	1648	tooth root fracture		
FP02_02	88,1	14,75	30,0	40.342	1746	1733	tooth root fracture		
FP02_03	85	9,25	19,0	7.786.020	1106	1241	tooth root fracture		
FP02_04	85,8	9,25	19,0	10.000.000	1106	1241	run out		
FP02_05	85,5	9,00	18,5	10.000.000	1077	1217	run out		
FP02_06	84,9	9,00	18,5	10.000.000	1077	1217	run out		
FP02_07	85,6	9,00	18,5	10.000.000	1077	1217	tooth root fracture		
FP02_08	86	13,75	28,0	87.924	1630	1648	tooth root fracture		
FP02_09	85,2	10,75	22,0	252.260	1280	1381	tooth root fracture		
FP03_01	83,3	14,75	30,0	47.456	1746	1733	tooth root fracture		
FP03_02	85,1	13,75	28,0	85.525	1630	1648	tooth root fracture		
FP03_03	83,6	12,75	26,0	165.000	1513	1561	tooth root fracture		
FP03_04	83,7	12,75	26,0	215.404	1513	1561	tooth root fracture		
FP03_05	84,5	13,75	28,0	107.701	1630	1648	tooth root fracture		
FP03_06	87,3	14,75	30,0	48.200	1746	1733	tooth root fracture		
FP03_07	84,3	10,75	22,0	228.839	1280	1381	tooth root fracture		
FP03_08	84,4	11,75	24,0	189.157	1397	1471	tooth root fracture		
FP03_09	83,5	9,75	20,0	415.978	1164	1288	tooth root fracture		