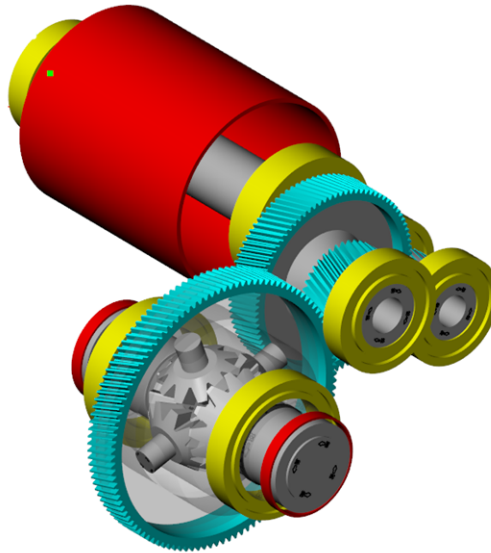


## Effizienter Auslegungsprozess für Stirnradgetriebe mit KISSsoft

M.Sc. ETH Ilja Tsikur, KISSsoft AG, Schweiz



### 1 Einleitung

Die Auslegung und Konstruktion von Getrieben erfolgen heutzutage in den meisten Fällen unter Einsatz von spezialisierter Software. Aktuelle Programme implementieren dabei die einschlägigen Normen, insbesondere für die Festigkeitsberechnungen. Die Vorgehensweise bei der Auslegung eines Getriebes wird hier am Beispiel des Programms KISSsoft illustriert. Diese Software führt quasi-statische Festigkeitsberechnungen für die in Getrieben verwendeten Maschinenelemente durch. Bei den Zahnradern werden zusätzlich die Zahnradgeometrie und Effekte wie Wirkungsgrad und Geräuschentwicklung behandelt. Als modernes Programm enthält KISSsoft auch eine Systembewertung, welche das Getriebe als Gesamtsystem betrachtet und die Konsistenz der einzelnen Auslegungen zueinander sicherstellt.

Allgemein kann die Auslegung von mehrstufigen Stirnradgetrieben in mehrere Abschnitte unterteilt werden. In einem ersten Schritt wird das Pflichtenheft analysiert und ein Getriebekonzept mit einem Kinematikmodell erstellt. Im zweiten Schritt wird die Gesamtübersetzung auf einzelne Getriebestufen verteilt. Danach werden die Stirnradstufen ausgelegt und optimiert. Im vierten Schritt werden Wellen und Lager ausgelegt und eine Systemdeformations- und Lastverteilungsberechnung durchgeführt. Anschließend wird die Mikrogeometrie der Verzahnungen definiert und auf verschiedene Kriterien hin optimiert. Als Beispiel soll ein mehrstufiges Elektrofahrzeuggetriebe dienen, das Schritt-für-Schritt ausgelegt wird. Die Auslegung der Wellen und Lager sowie des Differentials wird hier nicht im Detail behandelt.

### 2 Analyse des Pflichtenhefts und Erstellung des Kinematikmodells

Für das behandelte Beispiel eines Elektrofahrzeuggetriebes sind folgende Eckdaten gegeben: Der Elektromotor liefert eine Leistung von 80 kW bei einer Drehzahl von 6000 1/min. Das Fahrzeug soll bei diesen Betriebsbedingungen eine Geschwindigkeit von 80 km/h haben. Das Differential wird hier nicht modelliert, weil der Fokus in vorliegendem Fall auf den Stirnrädern liegt. Einfachheitshalber wird eine Differential-Übersetzung von 1 angenommen.

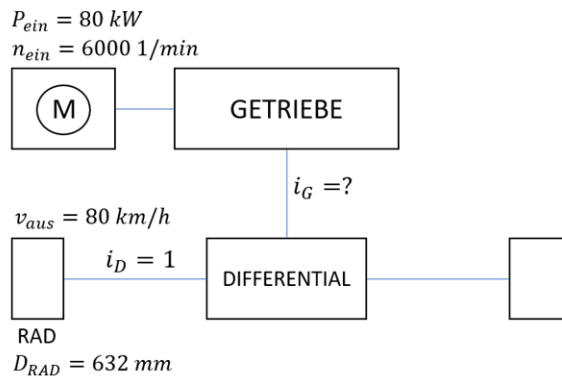


Abbildung 1: Getriebeschema

Die Gesamtübersetzung des Getriebes lässt sich mit der folgenden Formel berechnen:

$$i_{tot} = i_G \cdot i_D = \frac{n_{ein} \cdot D_{RAD} \cdot \pi}{v_{aus}}$$

$i_{tot}$  – Gesamtübersetzung,  $n_{ein}$  – Eingangs-drehzahl,  $D_{Rad}$  – Raddurchmesser,  $v_{aus}$  – Fahrzeuggeschwindigkeit,

Durch Einsetzen der Zahlen ergibt sich die Soll-Übersetzung

$$i_{tot} = i_G \cdot i_D = \frac{n_{ein} \cdot D_{RAD} \cdot \pi}{v_{aus}} = \frac{6000 \text{ (1/min)} \cdot 0.632 \text{ (m)} \cdot 3.14}{1333 \text{ (m/min)}} \approx 8.9$$

Da beim Differential eine Übersetzung von 1:1 angenommen wurde, ist die Gesamtübersetzung gleich der Soll-Übersetzung des Getriebes.

Außerdem entnehmen wir folgende Randbedingungen aus dem Pflichtenheft, zusammengefasst in einer Tabelle:

Rechenmethoden		Mindest-Sicherheiten / Lebensdauer	
Stirnräder	ISO 6336: 2019	Fuß Flanke	$S_{Fmin} = 1.6$ $S_{Hmin} = 1.1$
Wellen	DIN 743: 2012	Statisch Dynamisch	$S_{Smin} = 1.2$ $S_{Dmin} = 1.2$
Lager	ISO 281: 2007	Soll-Lebensdauer	$L_{hmin} = 5000h$
Werkstoffe			
Stirnräder	18 CrNiMo7-6 einsatzgehärtet C45 vergütet		
Wellen			
Schmierung			
Öl	Einspritzschmierung ISO VG 46, 80°		

Die Übersetzung pro Stufe sollte im Bereich 2 bis 5 liegen. Da eine Soll-Übersetzung von 8.9 verlangt wird, entscheiden wir uns für ein 2-stufiges Stirnradgetriebe. Im nächsten Schritt wird eine Kinematikskizze und ein entsprechendes Modell mit der Systemberechnung von KISSsoft erstellt.

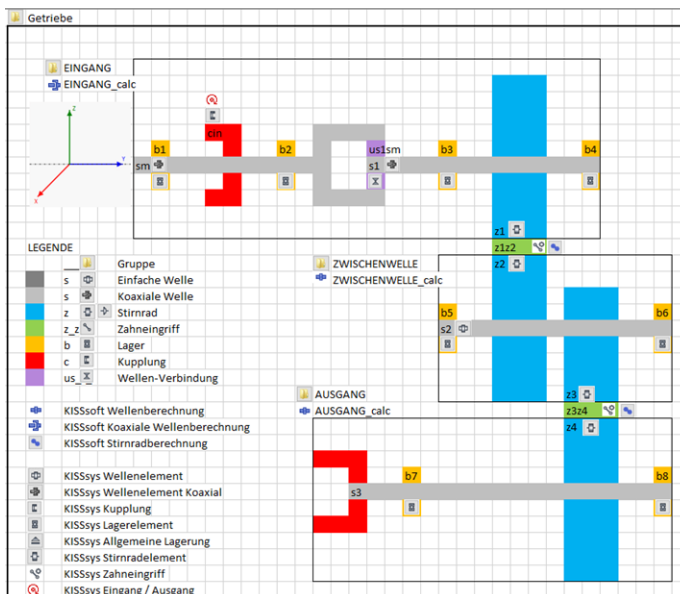


Abbildung 2: Kinematikskizze

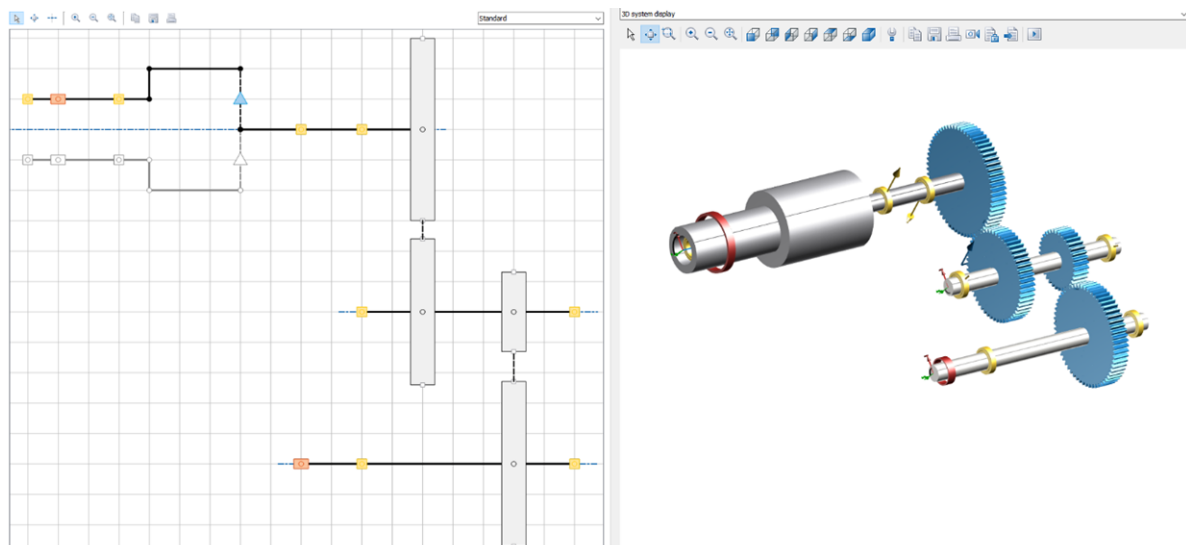


Abbildung 3: Getriebemodell im KISSsoft-Systemberechnungsmodul

### 3 Aufteilung der Übersetzung

Für die Aufteilung der Gesamtübersetzung auf die einzelnen Getriebestufen kann eine Formel aus der Literatur [6], [7] herangezogen werden. Die Übersetzungen für ein 2-stufiges Stirnradgetriebe ergeben sich dann folglich:

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = 0.7332 \cdot |i_{tot}|^{0.6438} = 0.7332 \cdot |8.9|^{0.6438} \approx 2.99$$

$$i_{34} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{|i_{tot}|}{i_{12}} = \frac{|8.9|}{2.99} \approx 2.97$$

Ganzzahlige Übersetzungen sind zu vermeiden, da dann immer die gleichen Zahnpaare pro Umdrehung in Kontakt sind. Sollte ein Zahn eine bestimmte Fertigungsabweichung aufweisen, würde diese Fertigungsabweichung immer mit dem gleichen Zahn am Gegenrad in Kontakt sein, was ungünstig wäre. Die höchste Anzahl Umdrehungen, bis zwei bestimmte Zähne wieder in Kontakt kommen, ergibt sich, wenn die beiden Zähnezahlen keinen gemeinsamen Teiler haben. Dann treffen erst nach  $z_1 \cdot z_2$  Umdrehungen dieselben Zähne wieder aufeinander.

Hier werden folgende Soll-Übersetzungen gewählt:

$$i_{12} = 3.05$$

$$i_{34} = 2.91$$

## 4 Auslegung von Stirnradstufen

Die Auslegung von Stirnrädern lässt sich in drei Schritte unterteilen: Im ersten Schritt werden verschiedene Grobdimensionen der Zahnradpaare wie Achsabstand und Zahnbreite, aber auch der Werkstoff, festgelegt. Der Achsabstand und die Zahnbreite sind direkt mit dem zur Verfügung stehenden Platz verknüpft (den Gehäusedimensionen) und beeinflussen Größe, Gewicht und Kosten der Zahnräder. Darüber hinaus hängt die Drehmomentkapazität stark von den gewählten Zahnradwerkstoffen, der Art der Wärmebehandlung und der Zahnradqualität ab. Mit einsatzgehärteten Zahnrädern lassen sich tendenziell höhere Drehmomentkapazitäten als mit nitrierten Zahnrädern erzielen. Allerdings ist ein Fertigbearbeitungsprozess (beispielsweise Schleifen) erforderlich, um den Verzug durch das Härten zu beheben. Hier spielen also auch Fertigungskosten mit hinein.

### 4.1 Grobdimensionierung von Zahnrädern

Die Software unterstützt die erste Grobdimensionierung mit einem eigenen Modul. Nach Vorgabe von Werkstoff, Leistungsdaten und Sollübersetzung, präsentiert die Grobauslegung eine Reihe von möglichen Lösungen für Achsabstand, Breite, Zähnezahl und Modul – zusammen mit Eigenschaften wie den berechneten Sicherheiten, Gewicht, Wirkungsgrad und anderen. Die Ergebnisse können dann nach verschiedenen Kriterien sortiert werden, um letztlich die gewünschte Lösung auszuwählen.

Eine wichtige erste Information ist die sinnvolle Dimensionierung von Achsabstand und Zahnradbreite. Dies gibt einen ersten schnellen Eindruck, in welcher Größenordnung sich das Getriebe bewegt. Wichtige Randbedingungen für die Grobauslegung sind das Verhältnis der Zahnbreite zum Normalmodul – bei Anwendungen wie Elektro-Fahrzeuggetrieben (Automotive) liegt es üblicherweise bei  $b/m_n \approx 15$ , und das Verhältnis von Zahnbreite zu Achsabstand gewöhnlich um 0.5. Abbildung 4 veranschaulicht den Datenfluss in diesem ersten Schritt.

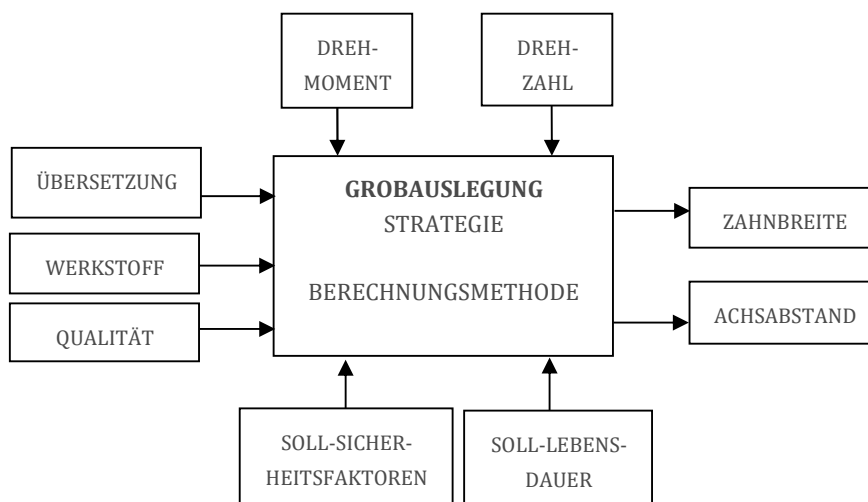


Abbildung 4: Grobauslegung

In diesem Beispiel haben wir uns für folgende Grobdimensionen des Getriebes entschieden:

### Erste Stufe

Zahnbreite (mm)	$b_1 = 31$	$b_2 = 31$
Achsabstand (mm)	$a = 96$	
Zähnezahl (grob)	$z_1 = 23$	$z_2 = 70$
Modul (grob) (mm)	$m_n = 2$	
Schrägungswinkel (grob)	$\beta = 15^\circ$ (Ritzel, rechts-steigend)	
Fusssicherheit (berechnet)	$S_{F1} = 2.99$	$S_{F2} = 2.86$
Flankensicherheit (berechnet)	$S_{H1} = 1.12$	$S_{H2} = 1.16$
Gesamtüberdeckung (berechnet)	$\varepsilon_v = 2.58$	

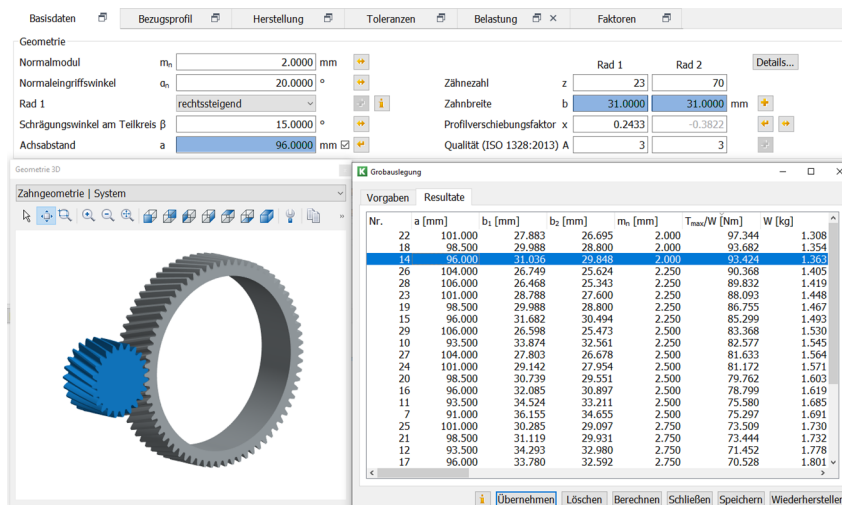


Abbildung 5: Grobauslegung in KISSsoft

$a$  – Achsabstand,  $b_{1,2}$  – Zahnbreite,  $m_n$  – Modul,  $W$  – Gewicht,  $T_{\max}/W$  – Leistungsdichte

### Zweite Stufe

Zahnbreite (mm)	$b_1 = 25$	$b_2 = 25$
Achsabstand (mm)	$a = 100$	
Zähnezahl (grob)	$z_1 = 28$	$z_2 = 82$
Modul (grob) (mm)	$m_n = 1.75$	
Schrägungswinkel (grob)	$\beta = 15^\circ$ (Ritzel, rechts-steigend)	
Fusssicherheit (berechnet)	$S_{F1} = 3.47$	$S_{F2} = 2.25$
Flankensicherheit (berechnet)	$S_{H1} = 1.10$	$S_{H2} = 1.14$
Gesamtüberdeckung (berechnet)	$\varepsilon_v = 2.86$	

## 4.2 Feinauslegung von Stirnradstufen

Im nächsten Schritt wird die Makrogeometrie der Zahnräder optimiert, d. h. Modul, Zähnezahl, Eingriffswinkel, Schrägungswinkel und Bezugsprofil. Bei einem herkömmlichen Herstellverfahren für Zahnräder sind Normalmodul, Eingriffswinkel und Bezugsprofil direkt mit der Fräsergeometrie verknüpft. Bei Industriegetrieben besteht häufig der Wunsch, bereits vorhandene Werkzeuge zu verwenden, da die Stückzahlen nicht sehr hoch

sind. Die Berücksichtigung der verfügbaren Werkzeuge in einer frühen Konstruktionsphase kann bei den späteren Herstellschritten Kosten sparen. Bei einem Fahrzeuggetriebe werden in der Regel deutlich höhere Stückzahlen geplant, so dass der mit einem Sonderwerkzeug verbundene Aufwand kein finanzielles Problem darstellt. Damit sind Bezugsprofil inklusive Profilwinkel und Modul im sinnvollen Größenbereich frei wählbar. Hier steht eher die Optimierung des Herstellprozesses auf lange Werkzeuglebensdauer hin im Vordergrund. So führt z. B. das Fräsen bis nahe an den Grundkreis heran zu einer sehr hohen Verweildauer des Werkzeugkopfs im Zahngrund, was wiederum zu höherem Verschleiß führt.

Darüber hinaus muss die resultierende Zahnradgeometrie natürlich den Sollsicherheitsfaktoren unter Beachtung der gewählten Methode für die Berechnung der Zahnradfestigkeit genügen. Insbesondere bei Elektrofahrzeugen stehen ein hoher Wirkungsgrad und niedrige Geräuschanregungen im Vordergrund. Hier sind oft Kompromisse gefragt. Zwar lassen sich mit einem größeren Zahnrad-Fussrundungsradius tendenziell höhere Zahnfußsicherheiten erzielen, jedoch kann es dadurch zu Eingriffsstörungen kommen, da die Evolvente nicht mehr weit genug nach unten reicht. Als Gegenmaßnahme ist der Kopf zu kürzen, was sich wegen der niedrigeren Überdeckung negativ auf die Geräuscentwicklung auswirken kann. Ebenso ist ein hoher Eingriffswinkel gut für die Festigkeit und den Wirkungsgrad, aber in den meisten Fällen negativ für die Geräuscentwicklung. Die Auswertung von auf verschiedenen Geometrien basierenden Lösungen und das Ausschließen nicht realisierbarer Lösungen in einer frühen Konstruktionsphase stellen daher wichtige Aufgaben dar.

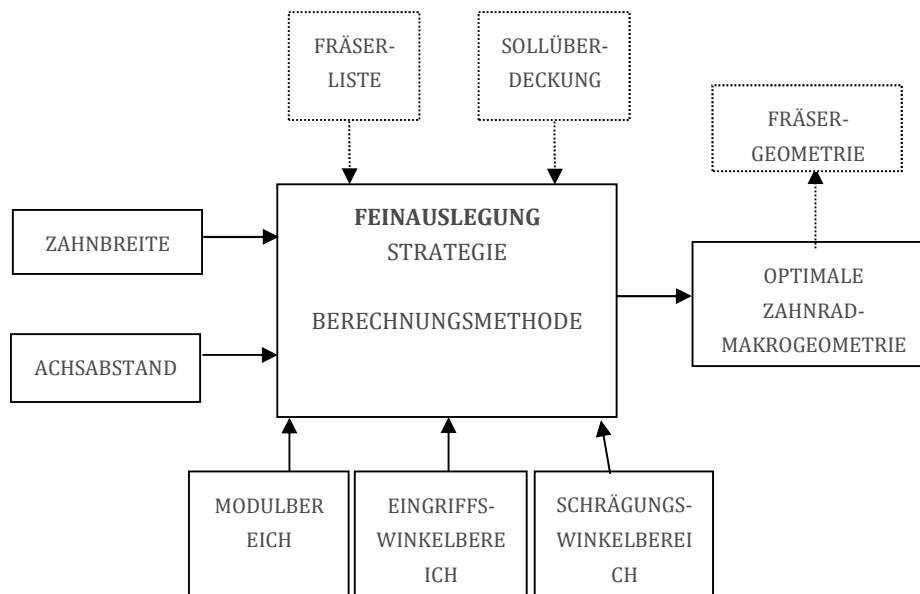


Abbildung 6: Feinauslegung

Eine spezialisierte Software kann in diesem Zusammenhang mit einer entsprechenden Funktionalität für Abhilfe sorgen. Sobald Achsabstand und Zahnbreite feststehen, kann die Makrogeometrie der Zahnräder mit der sogenannten Feinauslegung systematisch variiert werden. Der Anwender gibt zuerst einen sinnvollen Bereich sowie die Schrittweite für Modul, Eingriffswinkel und Schrägungswinkel vor und startet anschließend die Berechnung. Dank der Leistungsfähigkeit aktueller Computer stehen am Ende einer solchen Berechnung schnell über 1000 verschiedene geometrische Lösungen zur Verfügung. Die größte Herausforderung besteht darin, alle nicht realisierbaren Varianten auszuschließen und eine intelligente Strategie für das Erkennen der optimalen Lösung zu entwickeln. Das Programm sortiert bereits alle nicht sinnvollen Varianten aus, wobei der Benutzer die Filterwirkung regulieren kann. In unserem Beispiel wurden automatisch alle Ergebnisse unterdrückt, bei welchen

- die Mindestanforderungen an die Sicherheitsfaktoren nicht erfüllt sind,
- ein Unterschnitt existiert,

- Für die übriggebliebenen Lösungen gibt es grafische und tabellarische Darstellungen, um möglichst effizient die verschiedenen Anforderungen unter einen Hut bringen zu können. An dieser Stelle ist der Ingenieur gefragt, denn eine einzige richtige und optimale Lösung gibt es nicht. Vielmehr handelt es sich um eine Entscheidung basierend auf dem Erfahrungswert, welche der in Frage kommenden Lösungen letztlich ausgewählt werden soll.

Abbildung 7 ist die letzte Phase einer solchen Optimierung am Beispiel von unserem Elektrofahrzeuggetriebe dargestellt, bei der nur einige wenige Kandidaten übrigbleiben, welche die besten Lösungen darstellen. Zahlen in dieser Abbildung bezeichnen bestimmte Resultate aus der Optimierungsberechnung bei festgehaltenem Achsabstand und Zahnbreite (identische Getriebedimensionen), jeweils für die erste und die zweite Stufe vom Getriebe. Bei der Auswahl einer optimalen Lösung gilt es, einen Kompromiss zwischen mehreren Verzahnungsparametern zu finden:

-

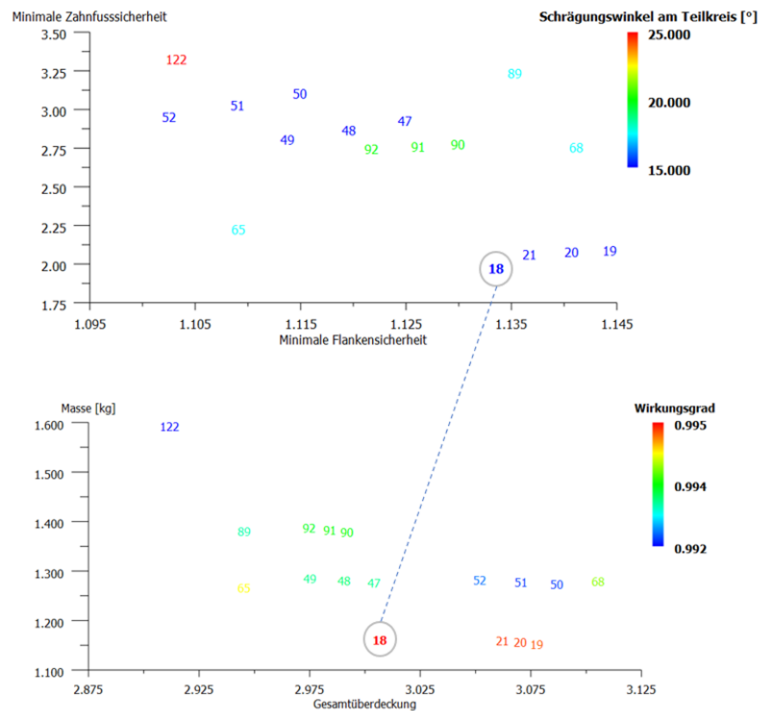


Abbildung 7: Feinauslegung, erste Stufe (oben), zweite Stufe (unten)

Am Beispiel des Elektrofahrzeuggetriebes haben wir uns bei der ersten Stufe für die Lösung Nummer **50** und bei der zweiten Stufe für die Lösung Nummer **18** entschieden. Die endgültigen Verzahnungsparameter sind in der folgenden Tabelle zusammengefasst:

### Erste Stufe

Zahnbreite (mm)	$b_1 = 31$	$b_2 = 31$
Zähnezahl	$z_1 = 30$	$z_2 = 91$
Profilverschiebungsfaktor	$x_1 = 0.484$	$x_2 = 0.942$
Achsabstand (mm)	$a = 96$	
Eingriffswinkel	$25^\circ$	
Modul (mm)	$m_n = 1.5$	
Schrägungswinkel	$\beta = 15^\circ$ (Ritzel, rechts-steigend)	
Fusssicherheit (berechnet)	$S_{F1} = 2.0$	$S_{F2} = 1.9$
Flankensicherheit (berechnet)	$S_{H1} = 1.18$	$S_{H2} = 1.22$
Gesamtüberdeckung (berechnet)	$\varepsilon_\gamma = 3.00$	

### Zweite Stufe

Zahnbreite (mm)	$b_1 = 25$	$b_2 = 25$
Zähnezahl	$z_1 = 33$	$z_2 = 96$
Profilverschiebungsfaktor	$x_1 = 0.171$	$x_2 = -0.279$
Achsabstand (mm)	$a = 100$	
Eingriffswinkel	$20^\circ$	
Modul (mm)	$m_n = 1.5$	
Schrägungswinkel	$\beta = 15^\circ$ (Ritzel, rechts-steigend)	
Fusssicherheit (berechnet)	$S_{F1} = 3.47$	$S_{F2} = 3.30$
Flankensicherheit (berechnet)	$S_{H1} = 1.30$	$S_{H2} = 1.34$
Gesamtüberdeckung (berechnet)	$\varepsilon_\gamma = 3.00$	



## 5 Wellen und Lager

Nach der Auslegung der Verzahnungen sind nun noch die Wellen zu konstruieren und die Lager auszuwählen. Für die Wellen sind die Geometrien häufig nicht von Festigkeitsaspekten, sondern von der Funktionalität her bestimmt: Durch Lagersitze, Zahnräder und Kupplungselemente ist meistens bereits ein gewisser Wellendurchmesser festgelegt. Somit bleibt nicht mehr viel Freiheit für den Rest der Wellengeometrie.

Seit einsatzgehärtete Verzahnungen sich durchgesetzt haben, stellt die Auswahl der Lager häufig einen kritischen Punkt dar: Durch die relativ kleinen Achsabstände, welche die modernen Hochleistungsverzahnungen noch benötigen, ist oft nicht genug Bauraum für die Lager vorhanden. Es müssen nicht nur die Lager selbst passen, ohne mit den Lagern von der Gegenwelle zu kollidieren, sondern es muss noch ausreichend Material um die Lager vorhanden sein. Da andererseits Lager mit höherer Tragfähigkeit oft deutlich teurer ausfallen, kann es schwierig werden, einen vernünftigen Kompromiss zu finden.

Auch bei dieser Aufgabenstellung kann Auslegungssoftware unterstützen, wobei hier der Systemansatz zentral ist: Denn die Problematik entsteht ja erst durch die Kombination der einzelnen Elemente.

## 6 Mikrogeometrie und Optimierung von Zahnrädern

In der letzten Phase wird die Mikrogeometrie der Zahnräder bestimmt. Das Ziel dieses Schrittes besteht darin, die Flankenlinien- und Profilkorrekturen auszulegen. Dabei sollen Flankenlinienkorrekturen das Tragbild verbessern, was wiederum gut für die Lebensdauer ist. Profilkorrekturen haben geringere Geräuschemissionen und einen besseren Wirkungsgrad als Ziel. Hier ist die Auswahl der Korrekturparameter direkt mit dem Fertigbearbeitungsprozess verknüpft. Nicht jeder Prozess kann dabei alle Korrekturen liefern. Allerdings konzentrieren wir uns an dieser Stelle auf die Auslegung von Flankenlinienkorrekturen, weil diese einen direkteren Einfluss auf die Festigkeit des Getriebes ausüben. Die Geräuschoptimierung und die Auslegung von Profilkorrekturen werden hier nicht behandelt.

Flankenlinienkorrekturen sollen die Verkipfung sowie Verwindung des Zahnrads durch die Wellenbiegung/-torsion und Wellenversätze aufgrund von Herstellfehlern, Lagerspiel, Verformung sowie Einflüsse der endlichen Gehäusesteifigkeit kompensieren. Optimale Flankenlinienkorrekturen führen aufgrund einer gleichmäßigeren Lastverteilung entlang der Flanke üblicherweise zu einer Erhöhung der Drehmomentkapazität des Getriebes. In der Norm ISO 6336 ist der Breitenlastfaktor  $K_{H\beta}$  zur Erfassung der Lastüberhöhung durch ein nicht optimales Tragen vorgesehen. Er wird als der Quotient aus der höchsten Linienlast und der mittleren Last über die Zahnbreite definiert. Unter optimalen Bedingungen wäre der Breitenlastfaktor also gleich 1. Bei Zahnrädern mit höherer Qualität hängt der Breitenlastfaktor hauptsächlich von der Wellenverformung durch Biegung ab. In Abbildung 10 sind die Resultate einer analytischen Berechnung einer Wellenverformung unter Berücksichtigung einer endlichen Lagersteifigkeit dargestellt (blaue Kurve).

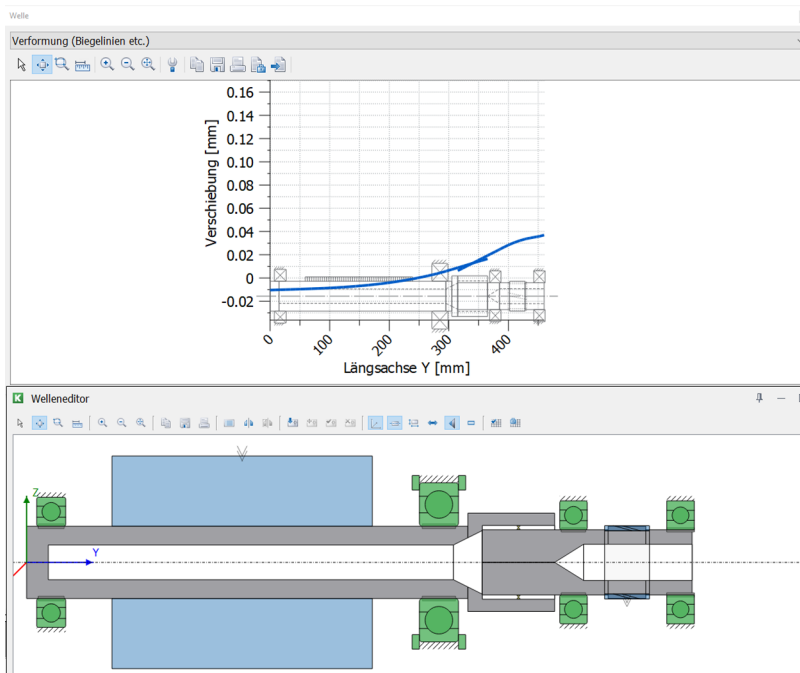


Abbildung 10: KISSsoft-Welleneditor

Darüber hinaus sollten Herstellabweichungen wie die Nicht-Parallelität von Achsen ( $f_{ma}$ ) und die Flankenlinien-Winkelabweichung ( $f_{H\beta}$ ) berücksichtigt werden. Da Herstellfehler ein positives oder negatives Vorzeichen haben können, müssen mehrere Szenarien analysiert werden. In Abbildung 11 ist die Lastverteilung für fünf verschiedene Fälle dargestellt:

- $f_{ma} = 0$  und  $f_{H\beta} = 0$
- $f_{ma} (+)$  und  $f_{H\beta} (+)$
- $f_{ma} (+)$  und  $f_{H\beta} (-)$
- $f_{ma} (-)$  und  $f_{H\beta} (+)$
- $f_{ma} (-)$  und  $f_{H\beta} (-)$

Nach Anhang E von ISO 6336 ist die Festigkeitsberechnung mit dem höchsten Breitenlastfaktor (in diesem Beispiel  $K_{H\beta} = 1,49$ ) durchzuführen, der aus den fünf vorstehenden Fällen resultiert.

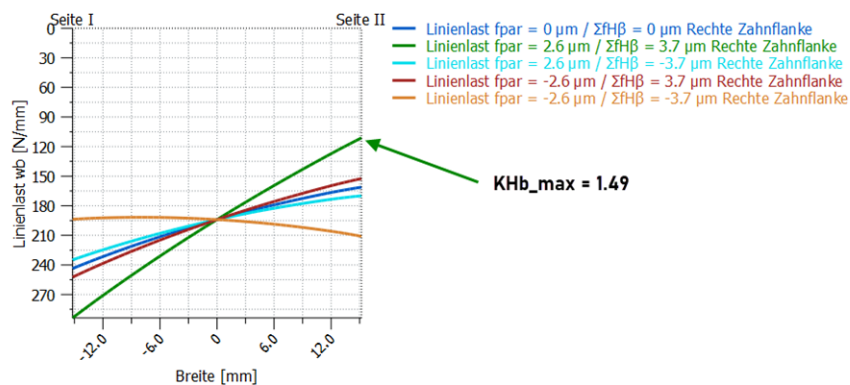


Abbildung 11: Resultierende Linienlast der ersten Stufe ohne Flankenlinienkorrekturen

Für eine Optimierung der Lastverteilung und des Breitenlastfaktors mit Herstellfehlern wird typischerweise eine Breitenballigkeit und eine Schrägungswinkelkorrektur hinzugefügt. Das Ziel besteht darin, die maximale Linienlast in sämtlichen Szenarien mit Herstellfehlern zu reduzieren und die Linienlastspitzen von den Kanten der Zahnräder zu distanzieren. Die Software liefert über einen Auslegungsknopf erste Vorschläge für die Korrekturparameter. Das Feintuning erfolgt dann vom Ingenieur, um bestmögliche Ergebnisse im Sinne der Lastverteilung zu erreichen. In Abbildung 12 ist die Linienlast mit einer Breitenballigkeit von 4 Mikrometern und einer Schrägungswinkelkorrektur von -5 Mikrometern dargestellt. In diesem Beispiel liegt der höchste Breitenlastfaktor bei  $f_{ma}$  (+) und  $f_{H\beta}$  (+) und entspricht etwa 1,16.

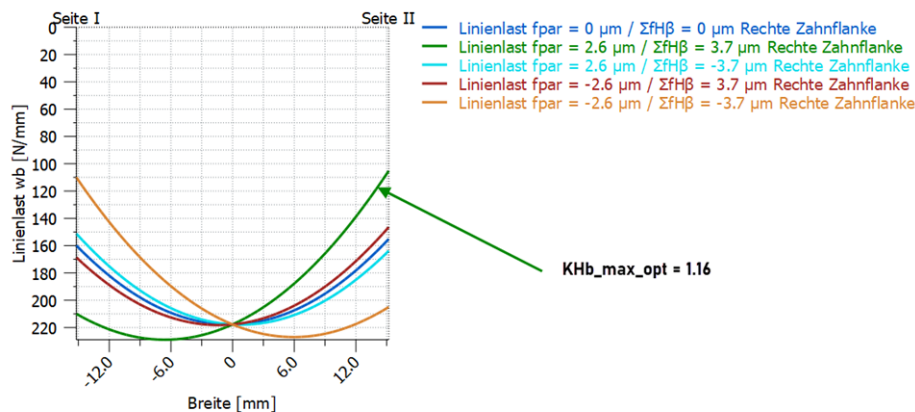


Abbildung 12: Resultierende Linienlast mit Flankenlinienkorrekturen

Setzt man den Breitenlastfaktor in die Festigkeitsberechnung ein und rechnet die maximal übertragbare Leistung mit und ohne Flankenlinienkorrekturen, bekommt man 20% mehr Leistung, welche das Getriebe (für 5000h) antreiben kann. Somit haben Flankenlinienkorrekturen einen direkten Einfluss auf die Sicherheitsfaktoren und auf die übertragbare Leistung von Getrieben. Zur Illustration ist in Abbildung 13 die Lastverteilung am Zahn für die Stirnradstufe am Beispiel unseres Elektrofahrzeuggetriebes mit und ohne Flankenlinienkorrekturen dargestellt.

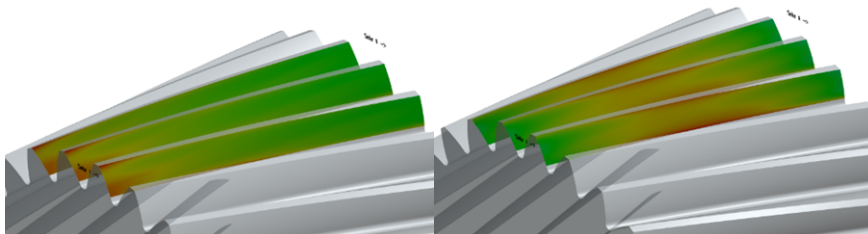


Abbildung 13: Resultierende Lastverteilung mit Flankenlinienkorrekturen (rechts) und ohne Flankenlinienkorrekturen (links)

Die resultierende Zahnradgeometrie inkl. Flankenlinienkorrekturen wird auf einer Herstellzeichnung am Beispiel des Ritzels der ersten Stufen in KISSsoft praktisch zusammengefasst (Abbildung 14).

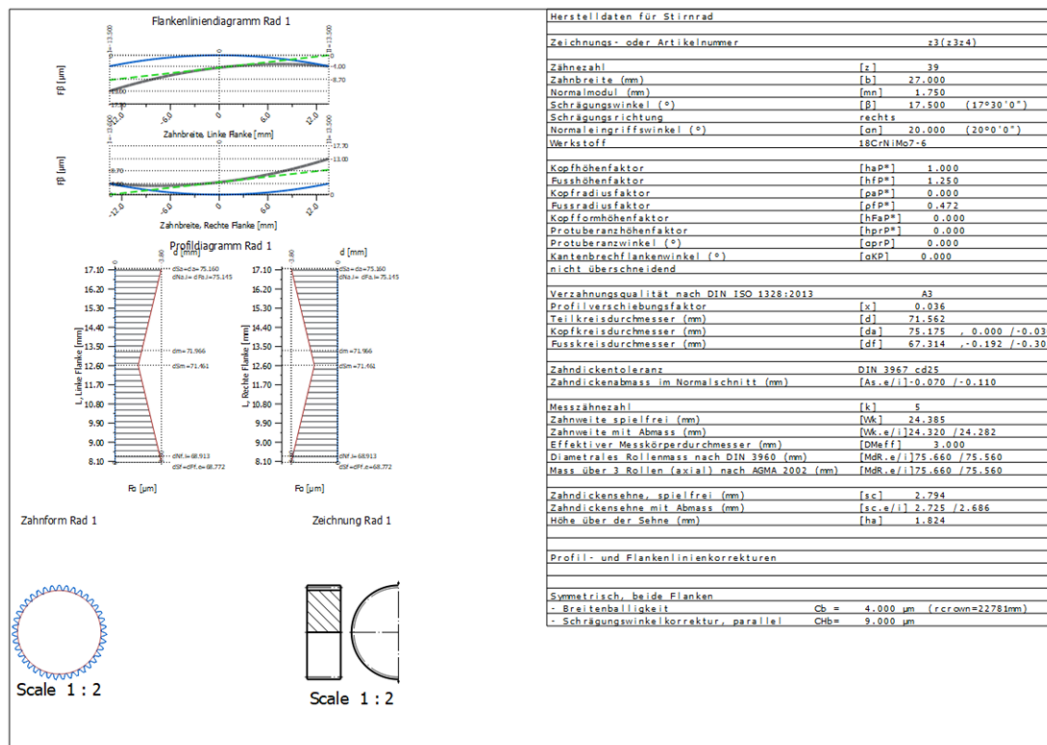


Abbildung 14: Zahngeometrie mit Flankenlinienkorrekturen

## 7 Zusammenfassung

Die Auslegung von Stirnradgetrieben lässt sich in KISSsoft einfach und praktisch realisieren. In einem ersten Schritt wird die geforderte Gesamtübersetzung des Getriebes definiert, anschließend wird die Übersetzung sinnvoll aufgeteilt und die Stirnradstufen werden dimensioniert.

Das Verfahren für die Auslegung von Stirnrädern lässt sich in drei Hauptschritte unterteilen: Grobauslegung, Feinauslegung und Korrekturgang. Im Rahmen der Grobauslegung werden Dimensionen des Getriebes wie Achsabstand und Zahnbreite bestimmt.

Im nächsten Schritt wird die Makrogeometrie der Zahnräder festgelegt. Parameter wie Normalmodul, Eingriffswinkel, Schrägungswinkel und Bezugsprofil werden optimiert, um verschiedenen Konstruktionskriterien gerecht zu werden.

Im letzten Schritt wird die Mikrogeometrie der Zahnräder definiert. Es wurde in vorliegendem Fall gezeigt, dass sich die Drehmomentkapazität eines Elektrofahrzeuggetriebes durch Umsetzung gut konstruierter Flankenlinienkorrekturen deutlich erhöhen lässt.

## 8 Literatur

- [1] ISO 6336, Tragfähigkeitsberechnung von gerad- und schrägverzahnten Stirnrädern, Teile 1, 2, 3 und 6, 2019.
- [2] ISO 53, Stirnräder für den allgemeinen und Schwermaschinenbau – Standard-Bezugszahnstangen – Zahnprofile, 1998.
- [3] Kissling, U.: Layout of the Gear Micro Geometry, Gear Solutions, 2008.
- [4] DIN ISO 21771: 2014-08.
- [5] Zahnräder - Zylinderräder und Zylinderradpaare mit Evolventenverzahnung - Begriffe und Geometrie (ISO 21771:2007), 2014.
- [6] B. Schlecht Maschinenelemente 2, Pearson Studium, Kapitel 18, 2009.
- [7] Roloff/Matek Maschinenelemente, Springer Vieweg 2019.