

DASSAULT SYSTÈMES User Conference, Hanau, 4.-6. Dezember 2018

Zahnfußtragfähigkeitsoptimierung von Hochleistungsgetrieben mithilfe von Isight

Chen-Xiang Chao, Dieter Bestle

Lehrstuhl Technische Mechanik und Fahrzeugdynamik, BTU Cottbus-Senftenberg

David Krüger, Bernd Meissner

Rolls-Royce Deutschland Ltd & Co KG

- Optimierungskriterium
- Parametrisierung
- Optimierungsprozess und Ergebnisse



MOTIVATION

Senkung des Treibstoffverbrauchs von 25 %
durch neue Triebwerksarchitektur
mit hohem Nebenstromverhältnis 15:1 (**UltraFan™**)

- Problem: große **Fan-Durchmesser** d und hohe **Drehzahlen** n
führen zu Überschallgeschwindigkeiten an den Fan-Blattspitzen

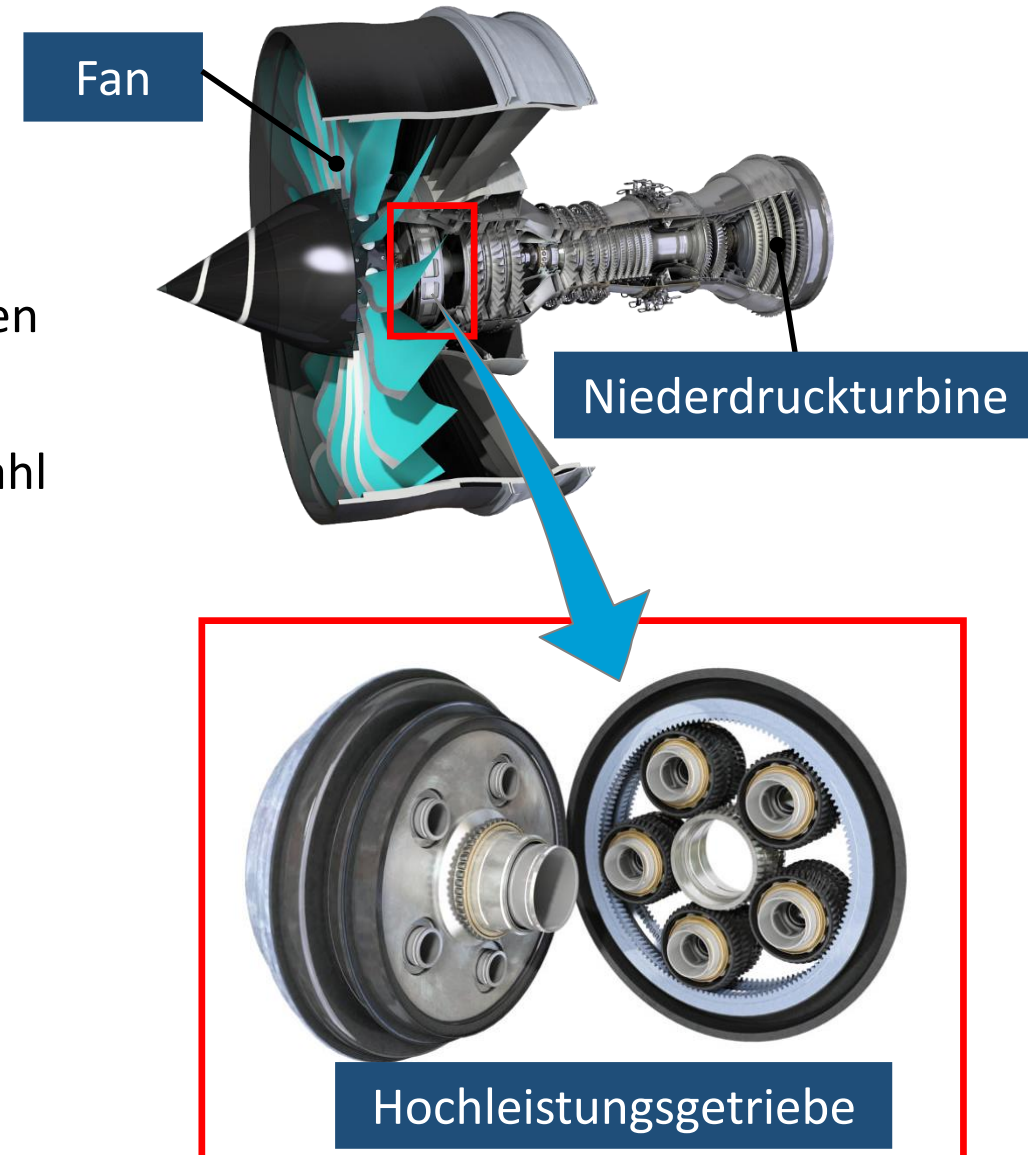
$$v = \pi n d$$

- Lösung: Einsatz eines Getriebes zur Reduktion der Fan-Drehzahl



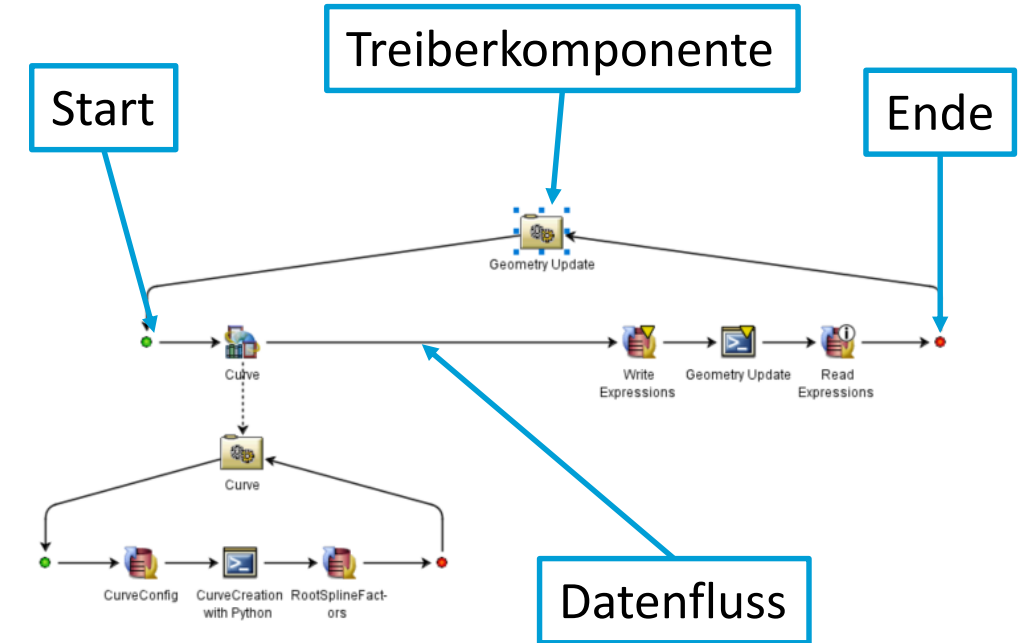
Power Gearbox (PGB)

- optimale Drehzahlbereiche für Fan und Niederdruckturbine
- Hochleistungsgetriebe (100.000 PS $\approx$ 100 Formel-1 Autos)
 - Getriebeauslegung nach ISO-Norm nicht ausreichend
 - Optimierung der Tragfähigkeit notwendig

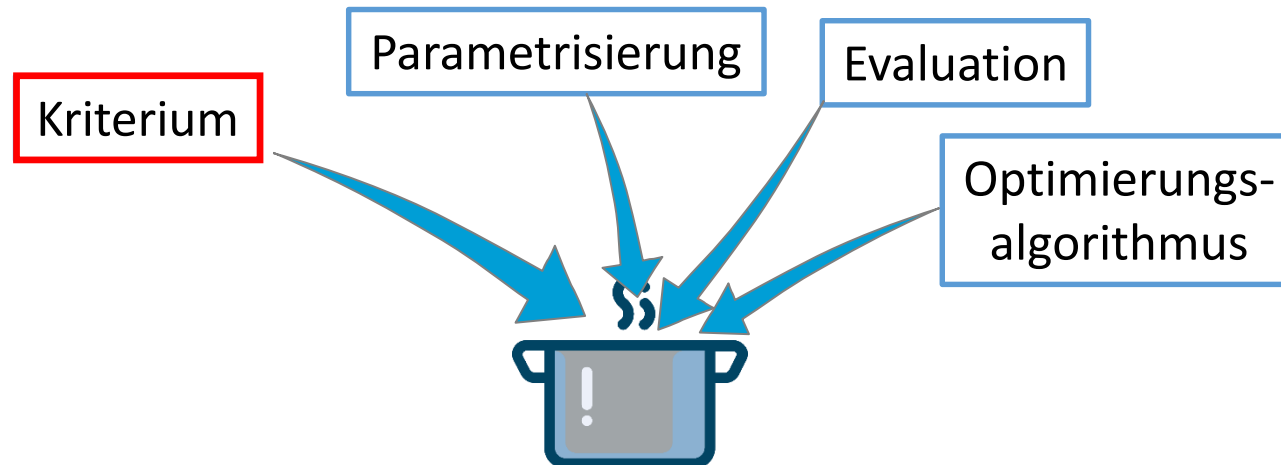


Warum Prozessintegration?

- moderne Produktentwicklung erfordert Kombination unterschiedlicher Tools
 - CAD mit NX, FEM mit NX Nastran, Python, Optimierung
- manuelle Suche nach bester Lösung bei multidisziplinären Aufgabenstellungen zu zeitaufwendig, kostspielig und fehleranfällig
 - Isight handhabt Datenaustausch zwischen Tools und ihre Verkettung
 - Automatisierung verringert Zeit-/Kostenaufwand und Fehleranfälligkeit

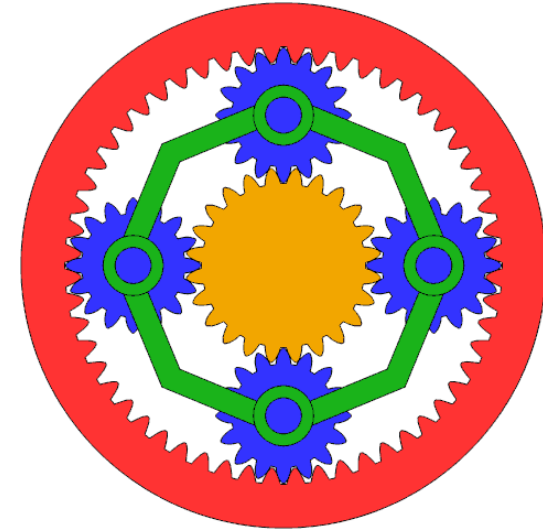


Bestandteile eines Optimierungsprozesses



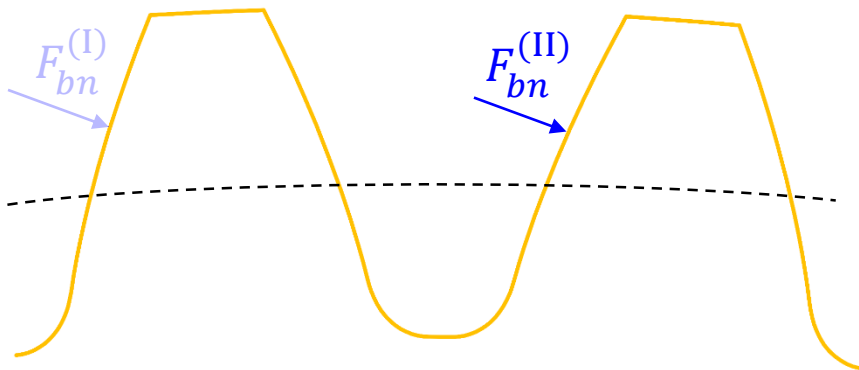
Kinematik eines Planetenradgetriebes

- **Hohlrad** : fest mit Triebwerksgehäuse verbunden
- **Sonnenrad** : hohe Eingangs-drehzahl der Turbine
- **Planetenträger** : niedrige Ausgangsdrehzahl des Fans
- **Planetenräder** : bewegen sich um **Sonnenrad** wie Planeten um Sonne

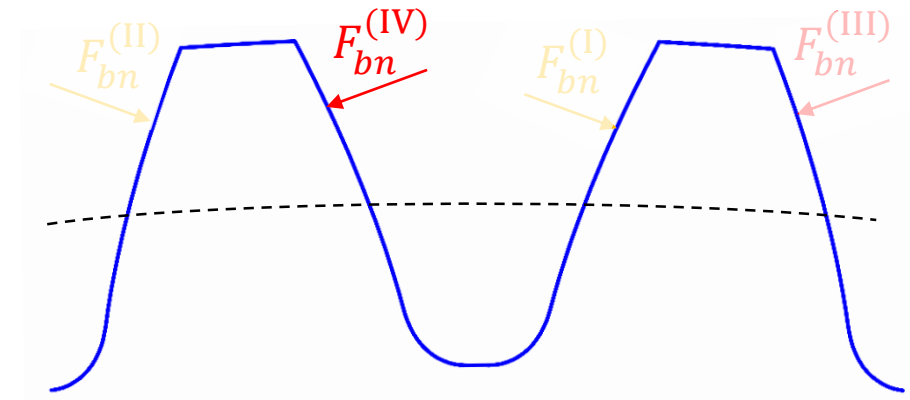


Zyklische Belastung der Zahnräder durch Kämmen der Zähne

Sonnenrad: einseitig belastet
durch Kontakt mit **Planetenrädern**



Planetenräder: wechselseitig belastet
durch **Sonnenrad** und **Hohlrad**



Auslegung nach Norm ISO 6336-3

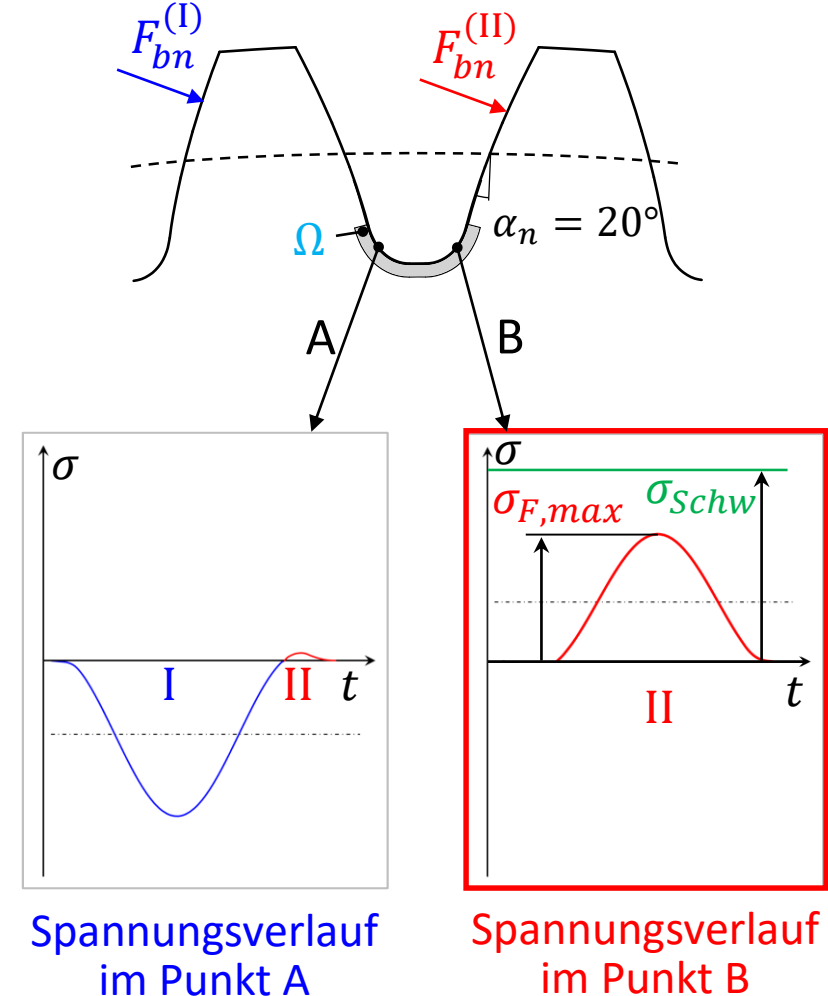
- für Evolventenverzahnungen nach ISO 53
- Zahnfußtragfähigkeit ist kritische Auslegungsgröße
- durch zyklische Belastung der Zähne
Druck- und Zugspannungen im Zahnfuß
- Annahme: Risswachstum durch Zugspannungen



Betrachtung einer reinen Zugschwellbeanspruchung

→ Sicherheitsfaktor vergleicht
maximale Zugspannung $\sigma_{F,max}$ im Zahnfuß mit
Schwellfestigkeit σ_{Schw} des Materials:

$$S_F^{ISO} = \frac{\sigma_{Schw}}{\sigma_{F,max}} \quad \text{mit} \quad \sigma_{F,max} = \max_{x \in \Omega} \sigma_F(x)$$



Grenzen des Norm-Ansatzes

bei Sonderverzahnungen mit großem Eingriffswinkel und/oder besonderer Zahnfußform

- Druckspannungen σ_{Fu} nicht mehr vernachlässigbar
- lokale Spannungszyklen charakterisiert durch Mittelspannung σ_{Fm} und Ausschlagsspannung σ_{Fa}



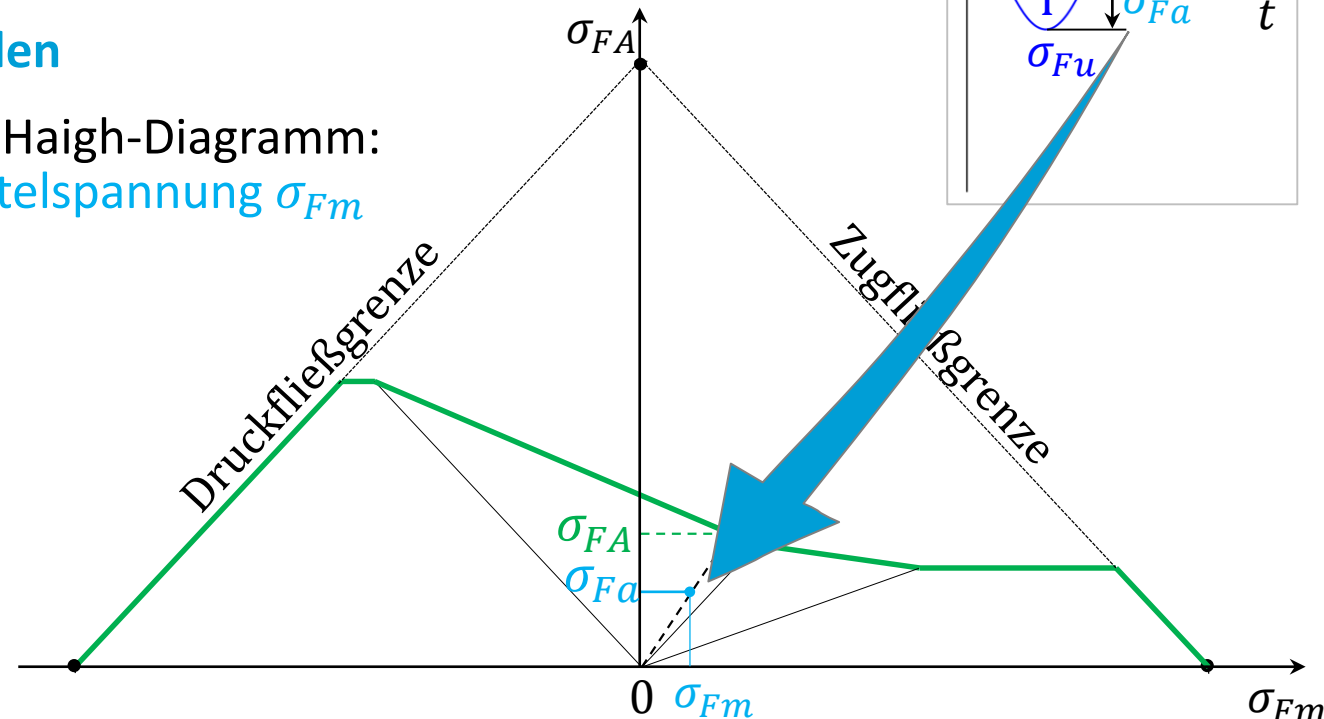
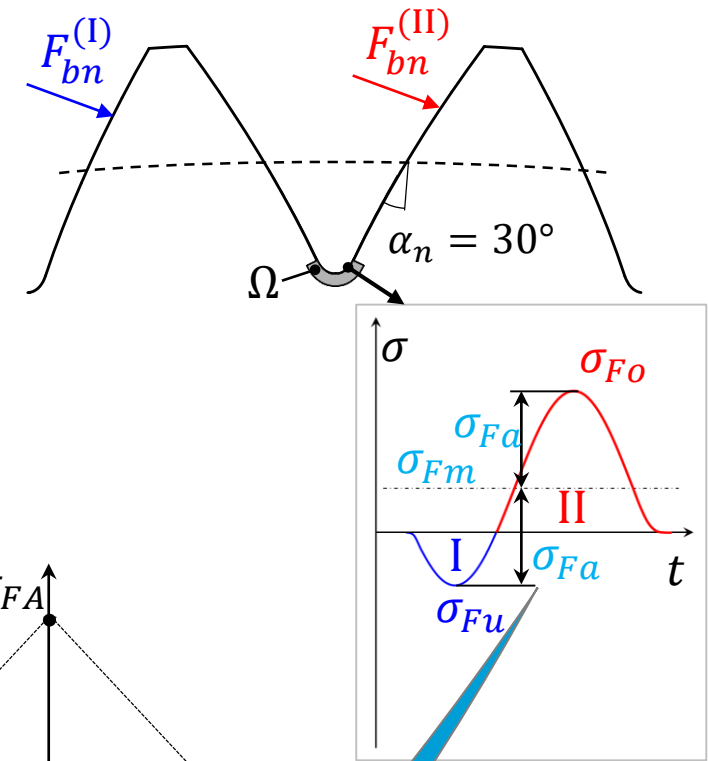
Verbesserter Ansatz bei allgemeinen Spannungszyklen

- Berücksichtigung der lokalen Spannungszyklen im Haigh-Diagramm: ertragbare Ausschlagsspannung σ_{FA} in Abh. v. Mittelspannung σ_{Fm}
- lokale Sicherheit unter Berücksichtigung des Mittelspannungseinflusses:

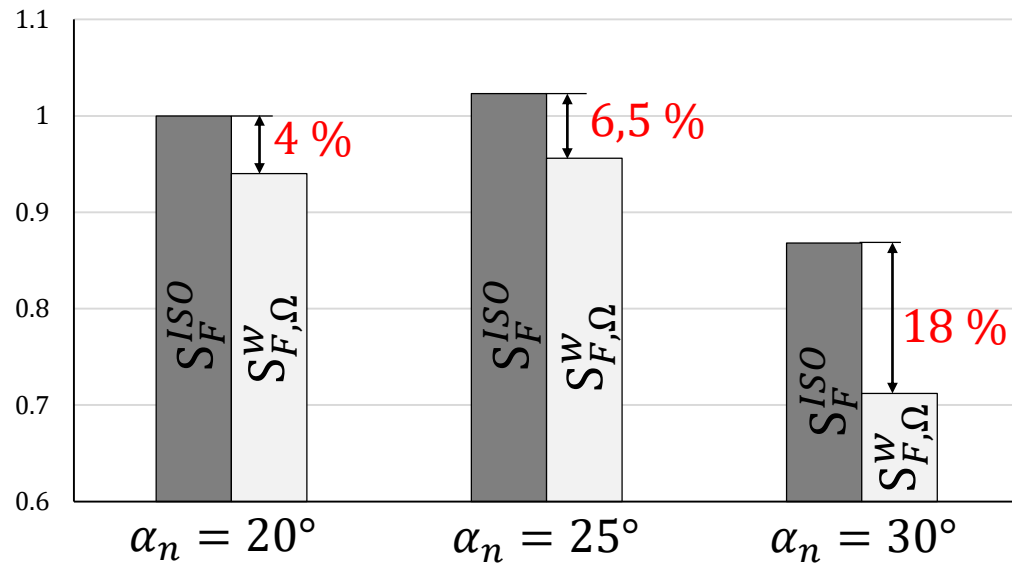
$$S_F^w = \frac{\sigma_{FA}}{\sigma_{Fa}}$$

- globale Sicherheit durch Minimumsuche im Zahnfußbereich Ω :

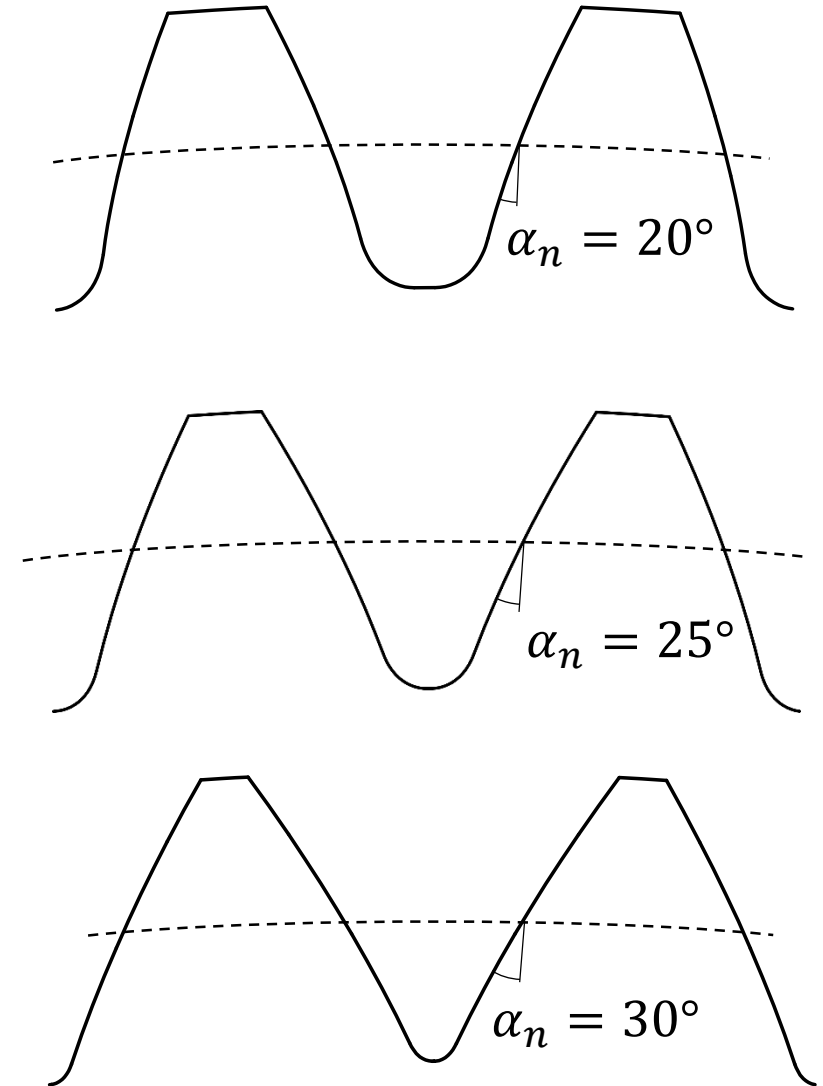
$$S_{F,\Omega}^w = \min_{x \in \Omega} S_F^w(x)$$



Sicherheitsvergleich für unterschiedliche Beispiel-Zahnräder



- Norm-Ansatz überschätzt Sicherheit
- für Auslegung und Optimierung der PGB
Mittelspannungseinfluss nicht vernachlässigbar



mögliche Optimierungsprobleme

1. klassische Minimierung der Zugspannung:

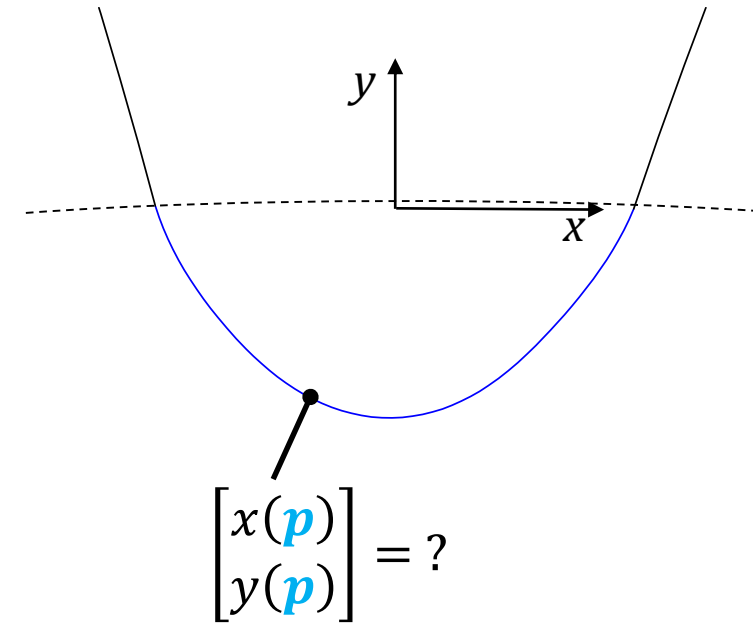
$$\mathbf{p}_{ISO}^* = \arg \min_{\mathbf{p}} \sigma_{F,max} \equiv \arg \max_{\mathbf{p}} S_F^{ISO}$$

2. Maximierung der Sicherheit unter Berücksichtigung des Mittelspannungseinflusses:

$$\mathbf{p}_w^* = \arg \max_{\mathbf{p}} S_{F,\Omega}^w \quad \text{mit } \mathbf{p} = [p_0, \dots, p_m]^T$$

Anforderungen an die Parametrisierung

- glatte Zahnfußkurve zur Vermeidung von Kerben
- hohe Entwurfsflexibilität
- geringer Anpassungsbedarf im CAD Modell

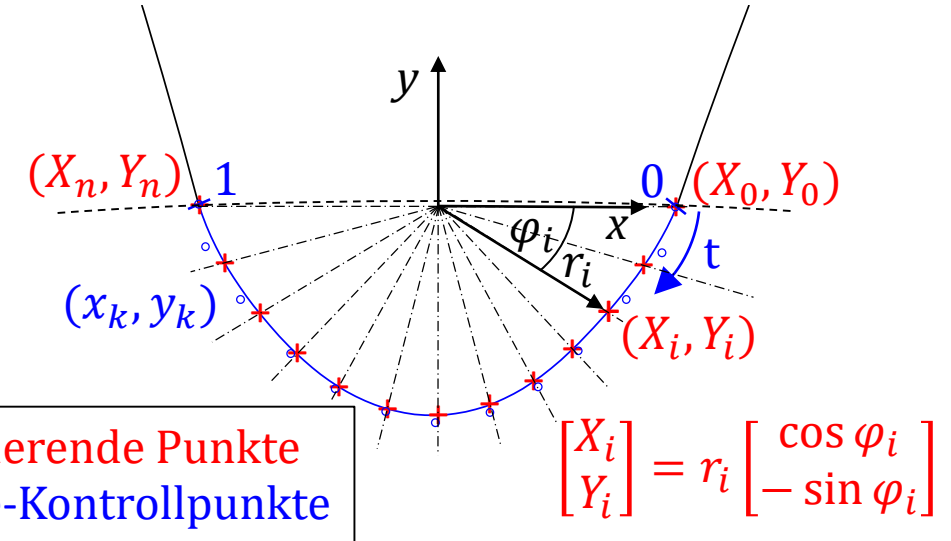


Parametrisierung der Zahnfußkurve

- glatte Zahnfußkurve durch interpolierende B-Spline

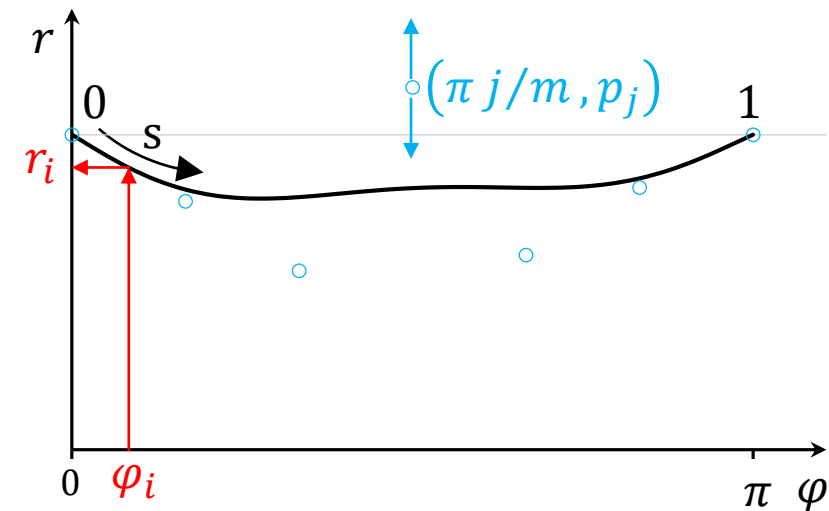
$$\begin{bmatrix} x(t_i) \\ y(t_i) \end{bmatrix} = \sum_{k=0}^n N_k(t_i) \begin{bmatrix} x_k \\ y_k \end{bmatrix} \stackrel{!}{=} \begin{bmatrix} X_i \\ Y_i \end{bmatrix}, i = 0, \dots, n$$

- **Position der definierenden Punkte (+)** bestimmt Verlauf der B-Spline
- polares Koordinatensystem für **definierende Punkte**
- **Entwurfsparameter p_j** bestimmen Verlauf der formgebenden B-Spline

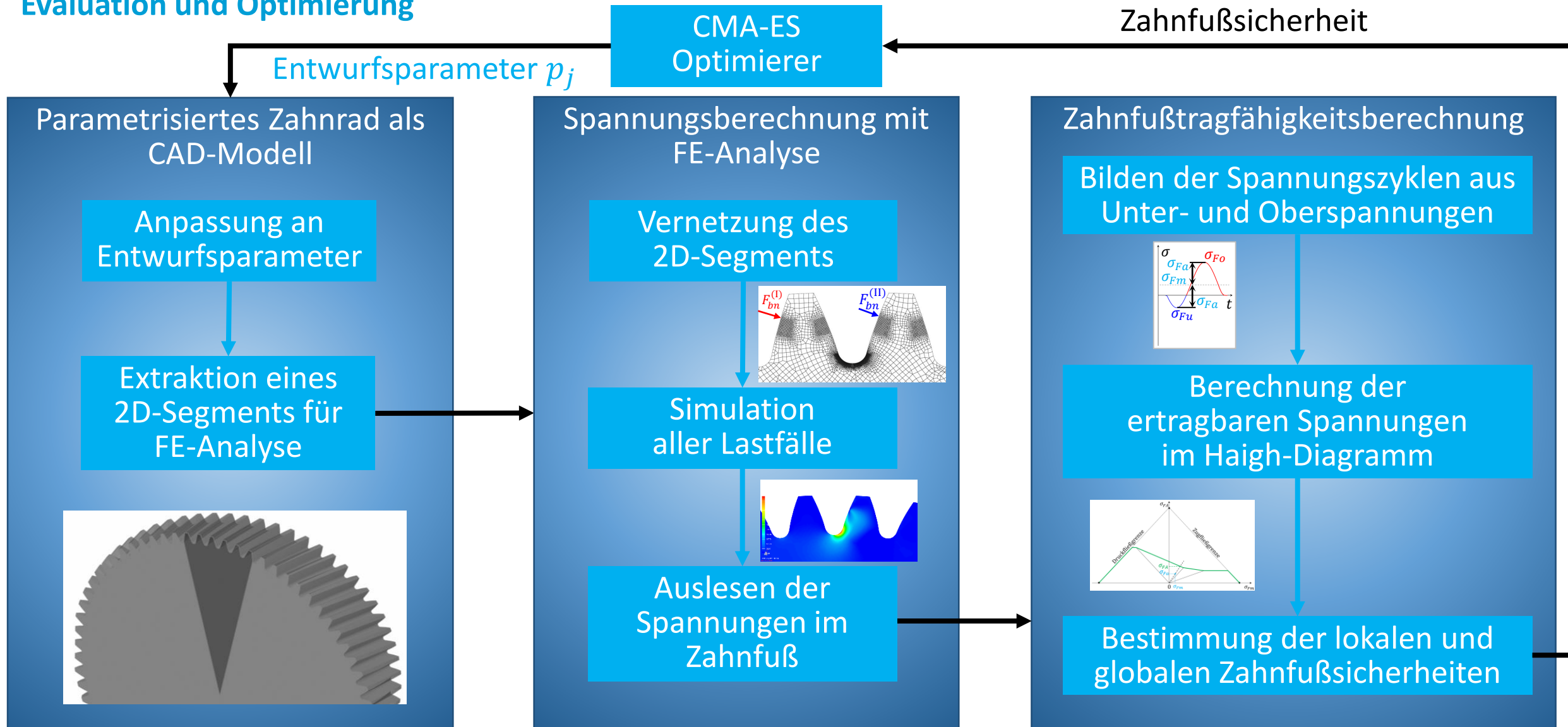


$$\begin{bmatrix} \varphi(s) \\ r(s) \end{bmatrix} = \sum_{j=0}^m N_j(s) \begin{bmatrix} \pi j/m \\ p_j \end{bmatrix}$$

- Glattheit durch B-Spline-Formulierung
- hohe Entwurfsflexibilität durch viele definierende Punkte
- geringer Anpassungsbedarf durch Definition der formgebenden B-Spline außerhalb des CAD-Modells



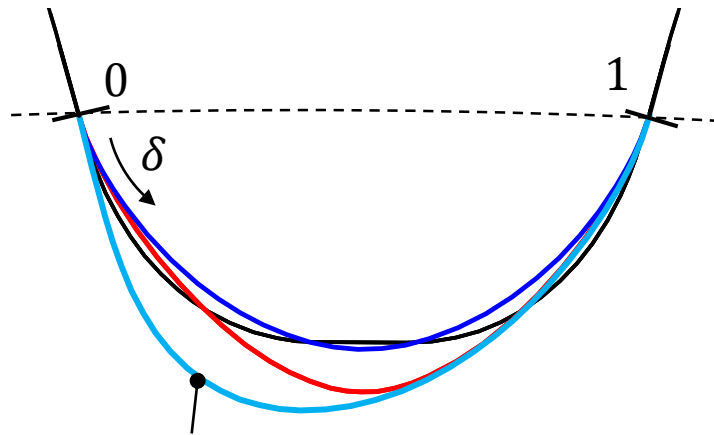
Evaluation und Optimierung



Optimierungsergebnisse

für symmetrische Verzahnung ($\alpha_n = 20^\circ$)

- zunächst mit erzwungener Symmetrie der Zahnfußkurve
- beliebige Zahnfußkurve

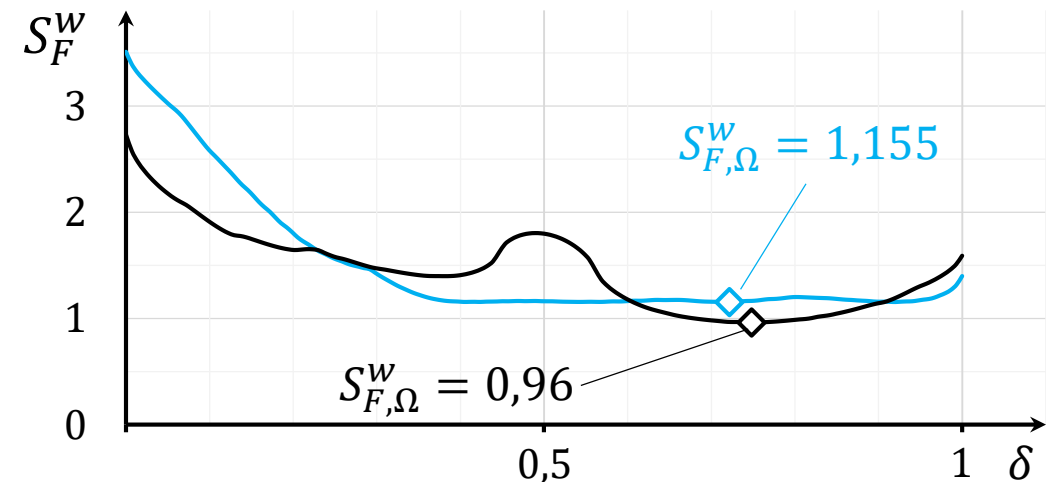


ohne erzwungene Symmetrie

→ minimale Zugspannung entspricht *nicht* maximaler Sicherheit

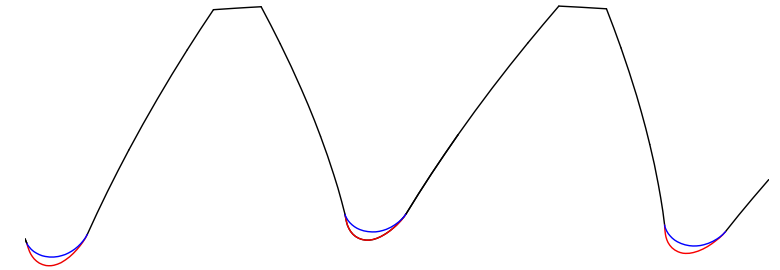
→ **Nachweis einer Sicherheitssteigerung von 20 %**

		symmetrischer Zahnfuß		beliebiger Zahnfuß
	Grunddesign	ISO-Ansatz	neuer Ansatz	neuer Ansatz
S_F^{ISO}	1	1,19	1,13	1,155
$S_{F,\Omega}^w$	0,96	1,03	1,13	1,155
$\sigma_{F,max}$	1000 MPa	838 MPa	886 MPa	866 MPa



bereits realisierte Workflow-Funktionalitäten

- lokale Festigkeitsbetrachtung für allgemeine Spannungszyklen
- Optimierung anwendbar auf:
 - Sonnen- und Planetenräder
 - symmetrische und asymmetrische Verzahnungen
- bis zu 20 % Steigerung der Zahnfußtragfähigkeit



geplante Erweiterungen

- dünne Zahnkränze
- 3D-Analyse
- verbessertes Festigkeitsmodell
- robuste Optimierung

Gefördert durch das Ministerium für Wirtschaft und Energie mit Mitteln des EFRE



EUROPÄISCHE UNION

Europäischer Fonds für Regionale Entwicklung