

Vortrag

„Bedeutung der Kerbwirkung für den Konstrukteur“

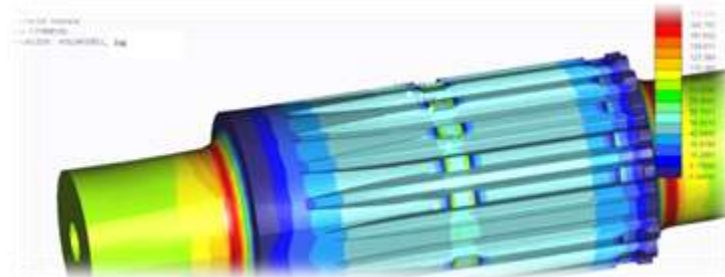
numerische Berechnungen mit Creo Simulate und didaktische Vermittlung in der CAE-Lehre

Prof. Dr.-Ing. **Ali Daryusi**

5. Anwendertreffen Simulation „**SAXSIM 2013**“

23.04.2013

Technische Universität Chemnitz



Gliederung

1. Einleitung

- ein historischer Überblick zur Kerbwirkungsforschung
- Schadensfälle
- Grundlagen zur Form- und Kerbwirkungszahlberechnung

2. Numerische Untersuchungen mit Creo Simulate im Vergleich zu Ansys WB

- Konvergenz-Untersuchung an Vollwellen mit SR-Nuten und Absätzen
- Berechnung der Spannungsformzahlen an Hohlwellen mit Absatz bei Zug-, Biege- und Torsionsbelastung
- Berechnung der Spannungsformzahlen an Vollwellen mit Mehrfachkerben (Absatz + Querbohrung) bei Zug-, Biege- und Torsionsbelastung
- Untersuchungen zur Milderung von Kerbwirkungen an den Querschnittsübergängen durch konstruktive Entlastungskerb an Vollwellen mit Absatz und Kerbzahnwellen nach DIN 5481 mit freiem Auslauf bei Zug-, Biege- und Torsionsbelastung
- Untersuchungen zu den Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480 mit freiem und gebundenem Auslauf sowie mit Sicherungsringnuten nach DIN 471
- Untersuchungen zu den Kerbspannungen an Planetenträger für das Planetengetriebe einer Windkraftanlage

3. Zusammenfassung und Ausblick

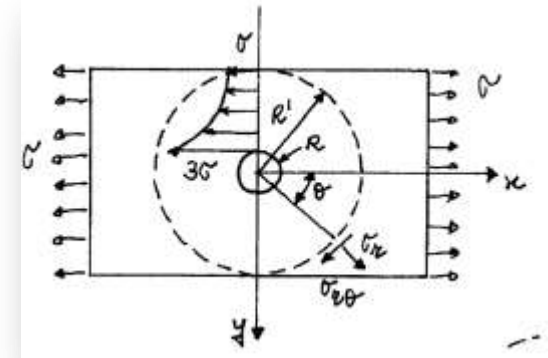
4. Ein neues didaktische Konzept in der CAD/CAE-Ausbildung

- Hundertsekundenvorträge
- Gruppeneinteilung nach der Rundlitzenseil-Methode

- **Ein historischer Überblick zur Kerbwirkungsforschung**
 - Gustav Kirsch (1898),
 - Emil Heyn, E. Preuß (1914)
 - August Thum, Heinz Neuber (1930 – 1940)
- **Typische Schadensfälle (praktische Beispiele)**
- **Grundlagen zur Form- und Kerbwirkungszahlberechnung**

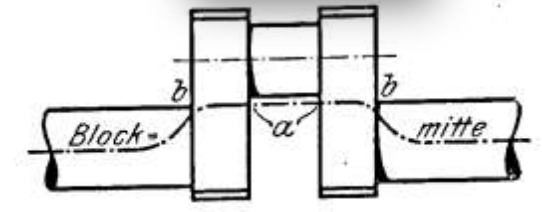
Einleitung – ein historischer Überblick zur Kerbwirkungsforschung

- Die Geschichte der Formzahlberechnung beginnt mit **Gustav Kirsch**. Er hat **1898** als erster die **Formzahl** einer zylindrischen Bohrung (*Circular Hole*) in einer unendlichen Platte zu 3,0 bei Zugbelastung berechnet.
- Professor **Emil Heyn** definierte im Jahr **1911** eine Kerbe wie folgt:
„Kerben sind scharf einspringende Kanten, die Widerstandsfähigkeit des Materials gegenüber Stoß und häufig wiederholter Beanspruchung vermindern können. Bei dem einen Material wird diese Erscheinung schärfer zutage treten als beim andern. Eine Einwirkung bleibt aber immer vorhanden. Sie macht sich nicht nur geltend bei ganz spitzwinkligen Einkerbungen, sondern bei einspringenden Kanten überhaupt, auch wenn der Winkel weniger spitz ist, z.B. 90° beträgt, und nimmt mit der Größe des Abrundungshalbmessers ab“.

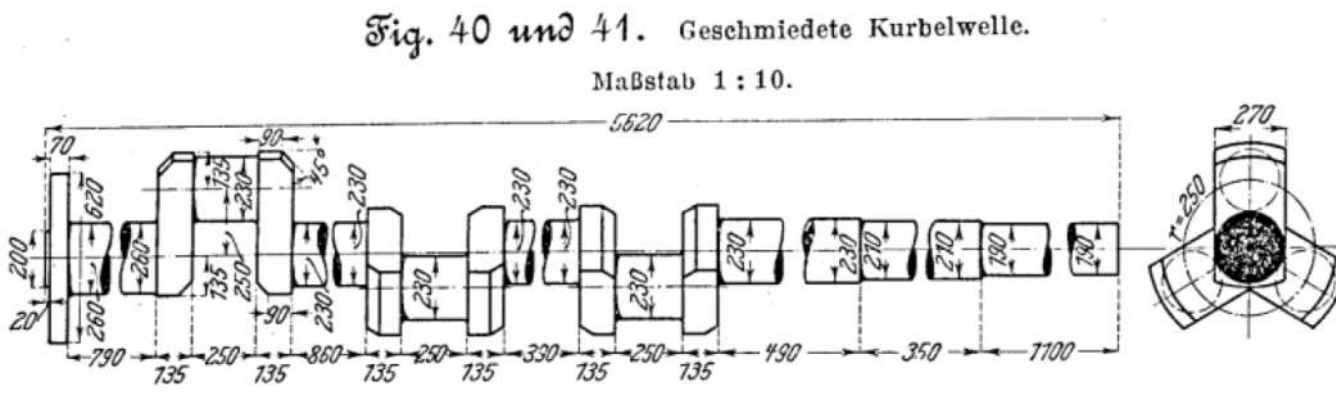


Infinite Plate containing a circular hole

Quelle: G. Kirsch, (1898), Z.d.V.d.I., 1898 S. 798

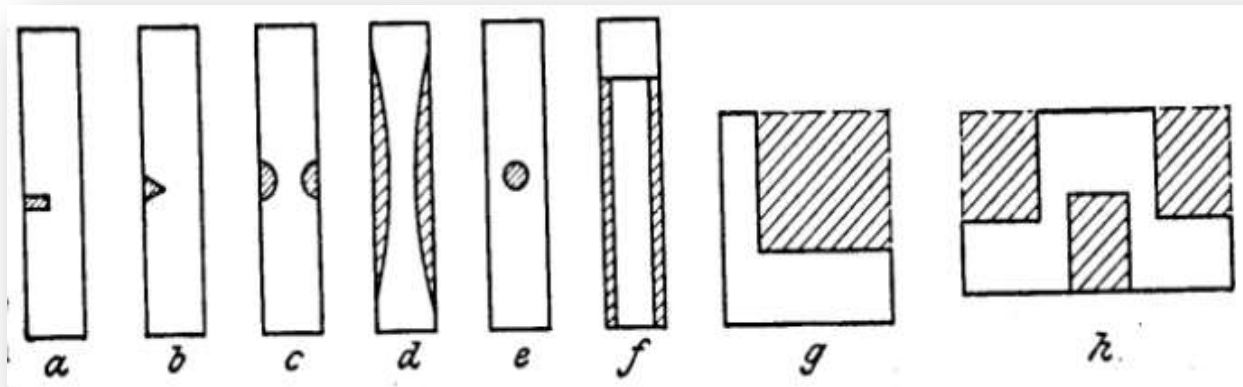


Quelle: Heyn, E.: Der technologische Unterricht als Vorstufe für die Ausbildung des Konstrukteurs. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Band 55, Nr. 6, 11. Februar 1911, S. 201-210



Einleitung – ein historischer Überblick zur Kerbwirkungsforschung

- Im Schrifttum haben **E. Heyn** und **E. Preuß** wohl als die ersten den Begriff „Kerbwirkung“ im Jahr **1914** erwähnt und seine gefährliche Bedeutung auf Konstruktionsteile bei Dauerbeanspruchungen erkannt, obwohl der Begriff implizit schon bei A. Wöhler und E. Winkler diskutiert wurde.
- Bereits im Jahr **1914** schrieb **E. Heyn**: *„Die Wirkung des Kerbs ist dem Konstrukteur bekannt. Trotzdem ist aber eine sehr beträchtliche Zahl der in der Praxis eintretenden Brüche von Konstruktionsteilen auf nicht genügend berücksichtigte Kerbwirkung zurückzuführen. Man darf daraus den Rückschluss ziehen, dass die Kerbwirkung doch noch nicht in ihrem ganzen Umfang richtig eingeschätzt wird.“* **„Kerbe bewirken örtliche starke Steigerung der Spannungen“**



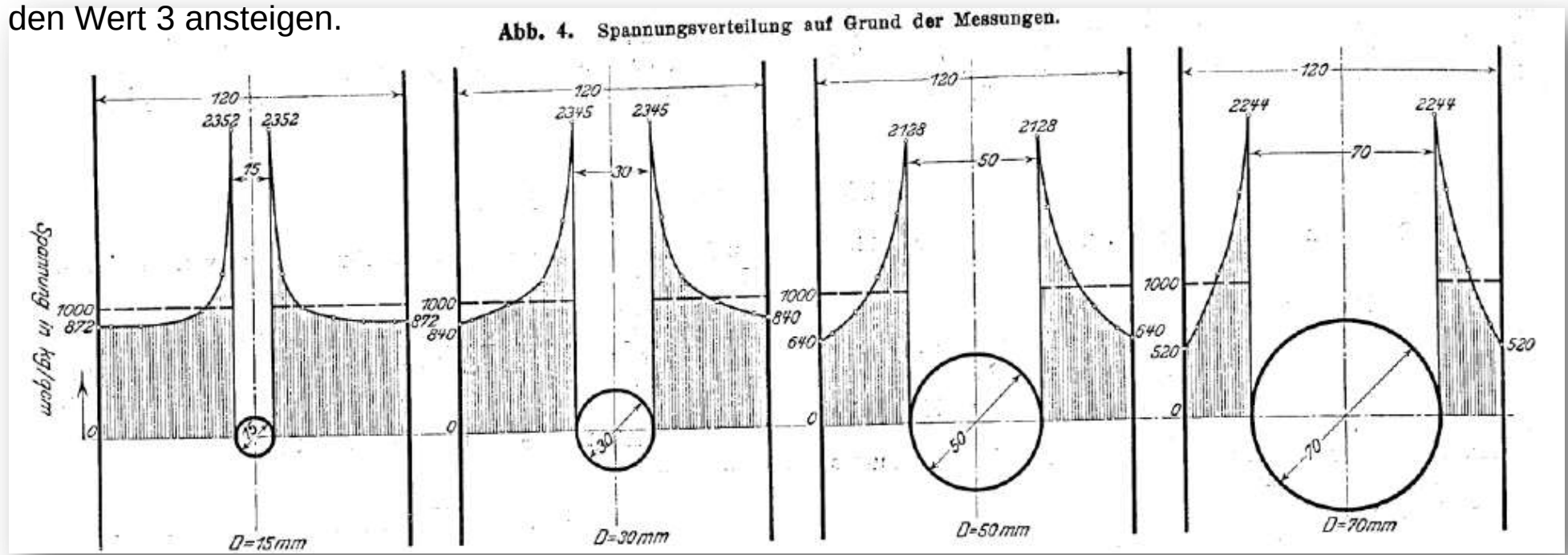
Verschiedene Arten von Kerben nach Heyn (das weggenommen gedachte Material ist schraffiert) – a) und b) deuten das Grundelement des eingeschnittenen Gewindes an.

Quelle: E. Heyn, Die Kerbwirkung und ihre Bedeutung für den Konstrukteur. ZVDI, Vol. 58, Nr. 10, 7. März 1914, pp. 383-391.

Einleitung – ein historischer Überblick zur Kerbwirkungsforschung

Im Jahr **1913** veröffentlichte **E. Preuß** Messergebnisse über die Wirkung von kreisförmigen Kerben in auf Zug beanspruchten Eisen-Flachstäben bei ruhender Belastung. Mit diesen Versuchsergebnissen wurde bewiesen, dass die Kerben große örtliche Spannungserhöhung hervorrufen.

Für die untersuchten Fälle liegt das Verhältnis „Maximalspannung zu mittlerer Spannung“ zwischen 2,1 und 2,35. Bei unendlich breiten Flachstäben würde das Verhältnis nach Berechnungen von Gustav Kirsch auf den Wert 3 ansteigen.



Spannungsverteilung in Flachstäben mit kreisförmigen Kerben bei ruhender Zugbelastung (Die Stäbe waren 120 mm breit und 15 mm dick) – die mittlere Spannung ist als gestrichelte Linie angedeutet.

Quelle: E. Heyn, Die Kerbwirkung und ihre Bedeutung für den Konstrukteur. ZVDI, Vol. 58, Nr. 10, 7. März 1914, pp. 383-391.

Einleitung – ein historischer Überblick zur Kerbwirkungsforschung

E- Preuß berichtete im Jahr **1914** über experimentelle Untersuchungen zur Wirkung von verschiedenartigen Kerbformen und verschieden tiefer Kerben gleicher Form in acht Probestäben bei wechselnder Dauerschlagbeanspruchung. Der Kerbgrund-Durchmesser war 13 mm.

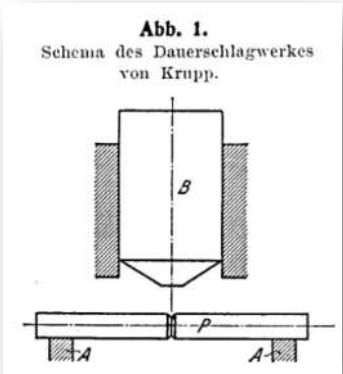
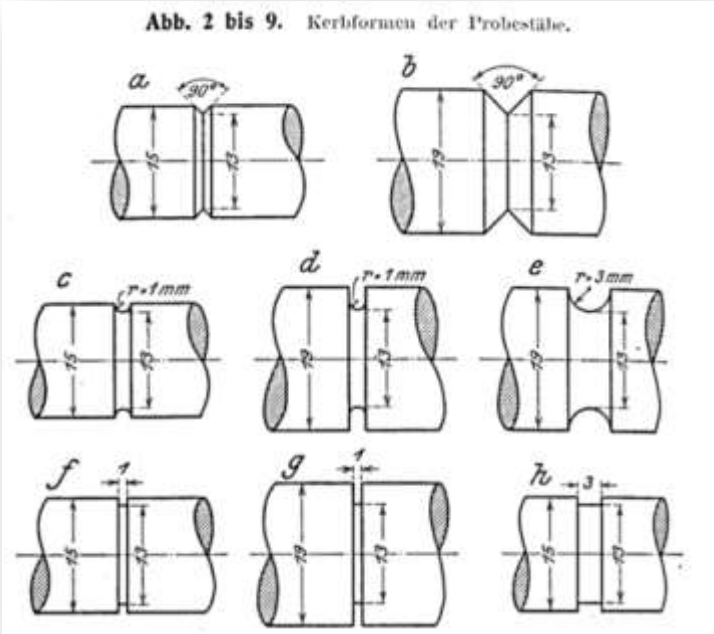
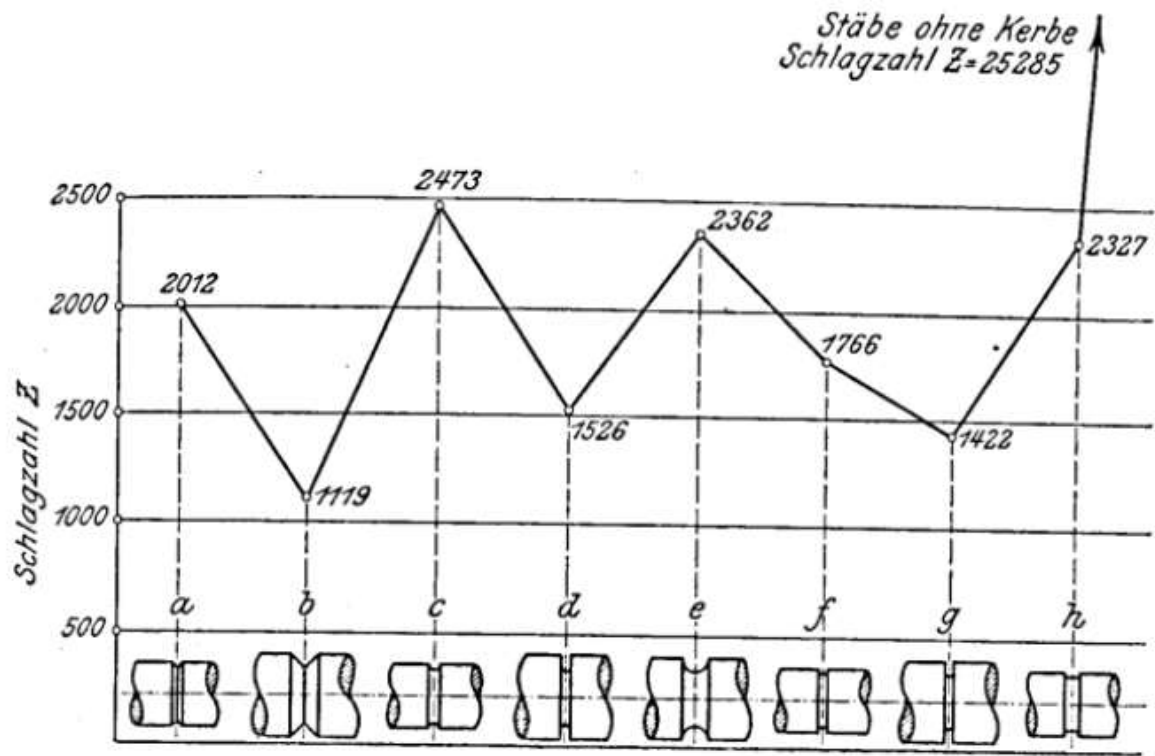


Abb. 10.
Schlagzahlen der verschiedenen Probestäbe.



E. Preuss, Kerbwirkung bei Dauerschlagbeanspruchung. Z. Ver. deutsch. Ing., vol. 58, no. 18, May 2, 1914, pp. 701-703

Einleitung – ein historischer Überblick zur Kerbwirkungsforschung

Professor **August Thum** (1881–1957) an der TH Darmstadt, Lehrstuhl für Werkstoffkunde, kreierte die „**Kerbwirkungszahl**“ und bezeichnete sie als eine „**Krücke**“, „mit der man von der Werkstoffprobe zum gestalteten Bauteil hinüber humpeln kann“.

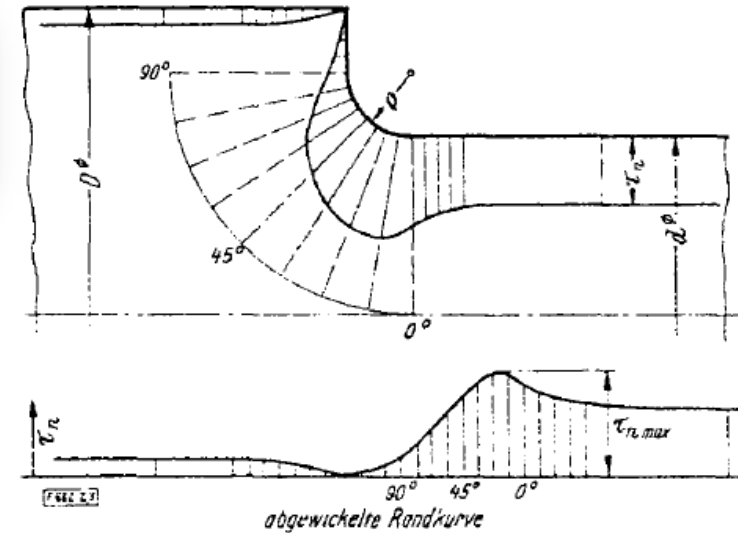
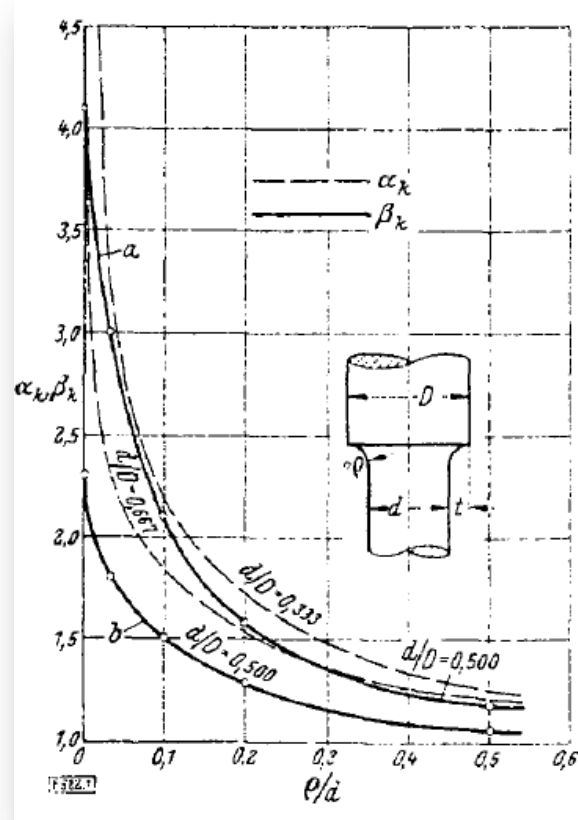


Abb. 1 (links). Formziffer α_k und Kerbwirkungszahl β_k (nach Lehr-Mailänder) am Querschnittsübergang bei Biegebeanspruchung
a hochfester Cr-Ni-W-Stahl, b mittelharter C-Stahl

$$\alpha_k = \sigma_{\max} / \sigma_n, \quad \beta_k = \sigma_w b / \sigma_n w b$$

Abb. 2 und 3 (rechts). Verteilung der Spannungen längs des Randes einer abgesetzten Welle bei Verdrehbeanspruchung und Kreisbogenübergang

Quelle: Thum, A.; Bautz, W.: Der Entlastungsübergang - Günstigste Ausbildung des Überganges an abgesetzten Wellen. VDI, Forschung 6. Bd./ Heft 6, Darmstadt 1935

Einleitung – ein historischer Überblick zur Kerbwirkungsforschung

Professor **Heinz Neuber** (1906–1989) hat **1937** mit seinem Buch „**Kerbspannungslehre**“ die erste umfassende theoretische Arbeit über die grundlegenden theoretischen Berechnungen der Kerbspannungen, die Berechnung von Formzahlen und sogar von Kerbwirkungszahlen veröffentlicht.



Professor Heinz Neuber

$$\alpha_k^2 = \alpha_\sigma \cdot \alpha_\epsilon$$

$$(2.23) \quad \sigma_{\max} \cdot \epsilon_{\max} = \alpha_k^2 \cdot \sigma_{\text{nenn}} \cdot \epsilon_{\text{nenn}} \quad (2.24)$$

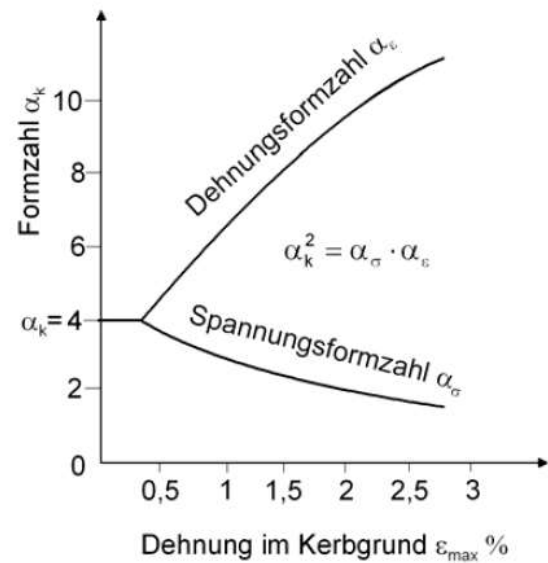


Bild 2.20: Verlauf der Spannungs- und Dehnungsformzahl über der Kerbgrunddehnung beispielhaft für $\alpha = 4$ nach der Neuber-Formel **/Neu68/**

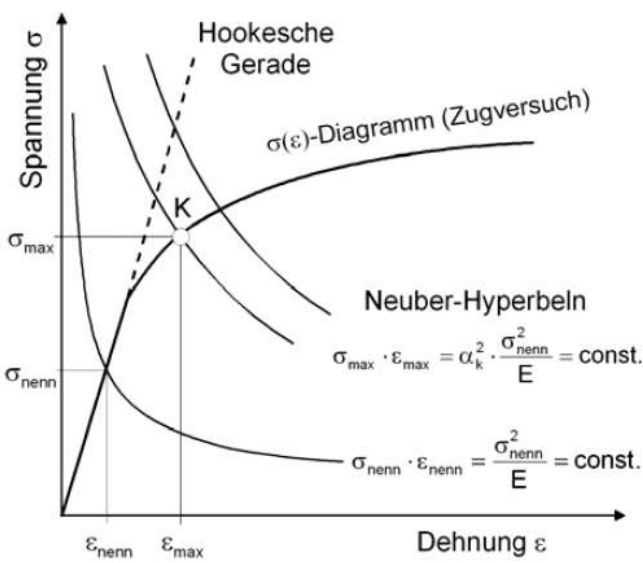
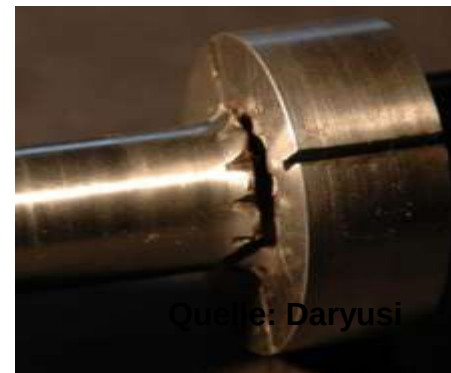
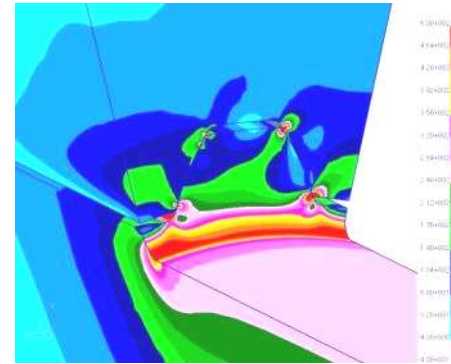
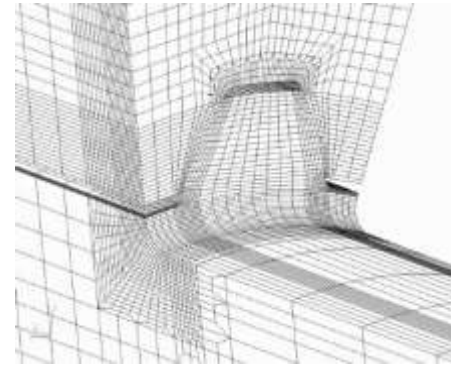


Bild 2.21: Ermittlung der Kerbgrundbeanspruchung (Punkt K) mit Hilfe der Neuber-Hyperbel **/Neu68/**

Einleitung – ein historischer Überblick zur Kerbwirkungsforschung

- Die hohen Anforderungen vor allem an Drehmoment übertragende und hochbeanspruchte Konstruktionsteile zwingen uns noch heute, der Frage der Kerbwirkungen sowie Maßnahmen zu deren Milderung erhöhte Aufmerksamkeit zu widmen.
- Während die Kerbwirkung der geometrischen Einzelkerben bereits recht eingehend erforscht ist, liegen wesentlich komplexere Verhältnisse bei Mehrfachkerben vor, die durch die gegenseitige Beeinflussung mehrerer benachbarter Kerben entstehen.
- Der heutige Kenntnisstand über die Mehrfachkerbwirkung von Getriebewellen ist für eine treffsichere Festigkeitsberechnung noch recht lückenhaft.
- Im Jahr **2009** führte **Daryusi** numerische und experimentelle Untersuchungen zur Ermittlung der Kerbwirkungszahlen an nach DIN 5480 genormten Evolventen-Zahnwellen mit freiem und gebundenem Auslauf mit oder/ohne Sicherungsringnuten für die Belastungsarten Torsion, Biegung und Zug/Druck.

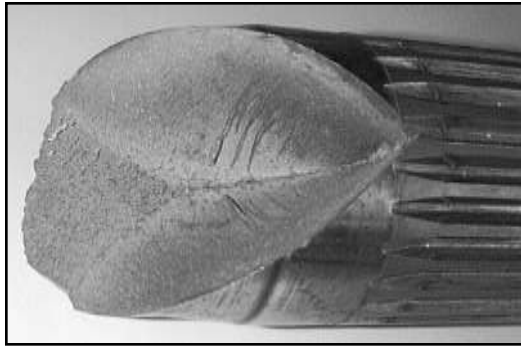


Quelle: Daryusi

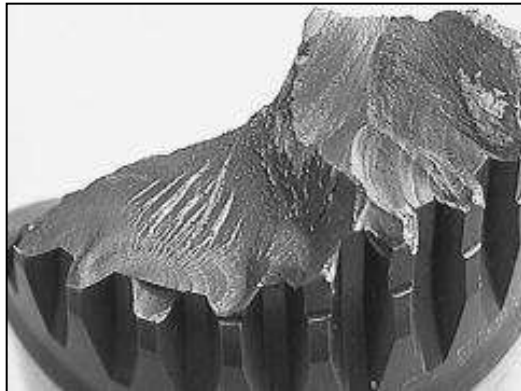
Quelle: Daryusi, A: Beitrag zur Ermittlung der Kerbwirkung an Zahnwellen mit freiem und gebundenem Auslauf. Dissertation, Technische Universität Dresden, 2009

Typische Schadensfälle an Profilwellen (praktische Beispiele)

80% der Schäden bei Wellen
und Achsen treten an
konstruktiven Kerben auf



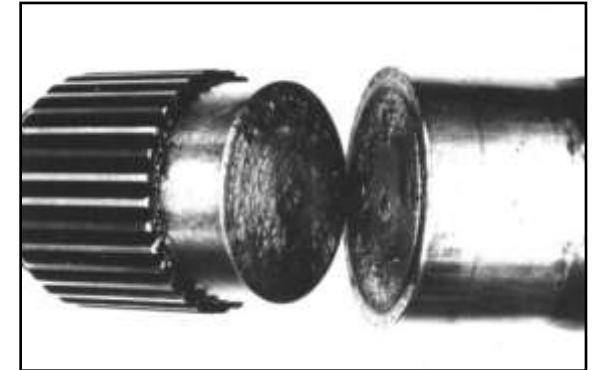
Ermüdungsbruch bei
Torsionsbelastung



Schwingbruch einer
verzahnten Welle



Zahnwelle – Torsionsbruch



Gewaltbruch unter Torsionsbelastung
Zahnwelle -Wellenabsatz



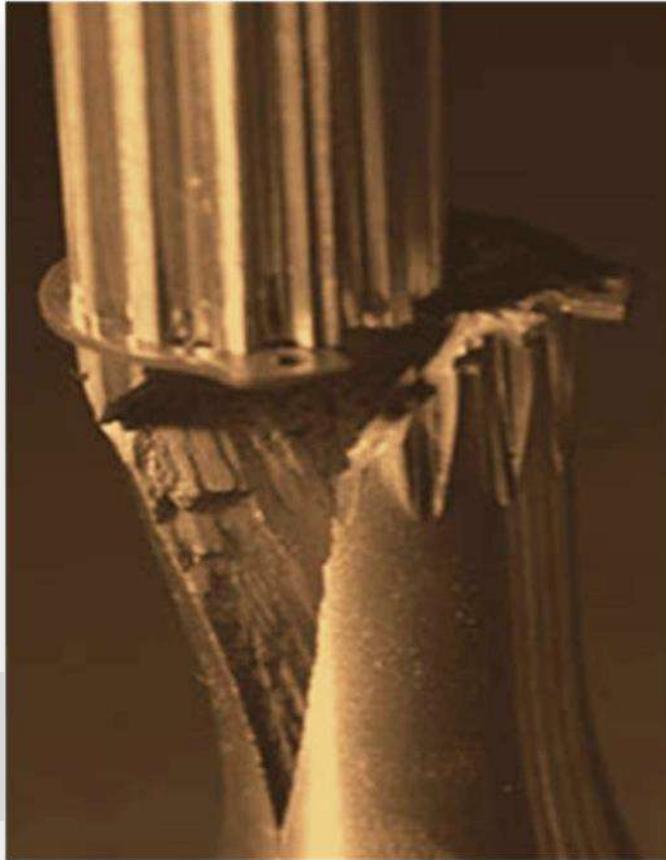
Zahnfußbrüche an einer Zahnwelle

(Hierbei spielt die Kerbwirkung eine erhebliche Rolle)

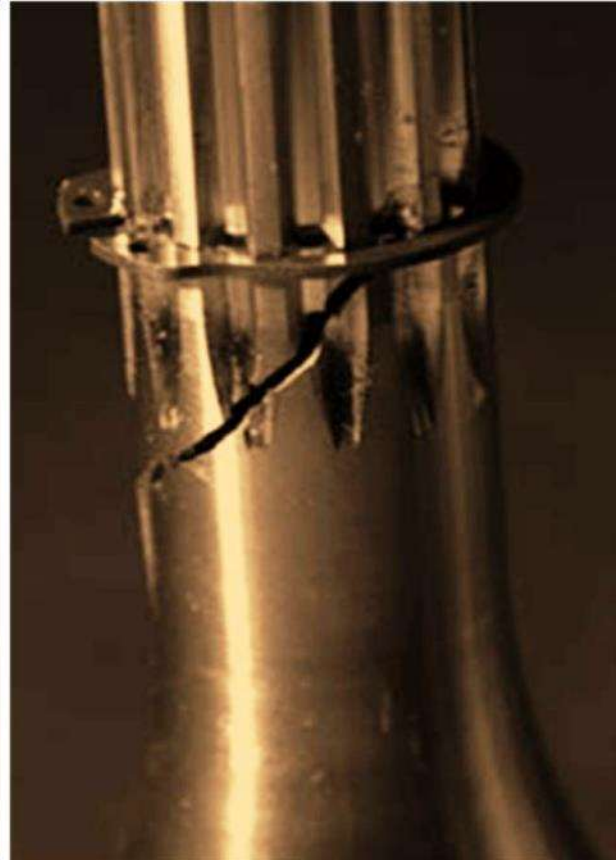
Quelle: Daryusi

Brüche an Zahnwellen mit SR-Nuten

Mehrfachkerbwirkung an Zahnwellen nach DIN 5480 mit gebundenem Auslauf und Sicherungsringnuten nach DIN 471



kaltgewalzte
Zahnwelle



geschliffene
Zahnwelle

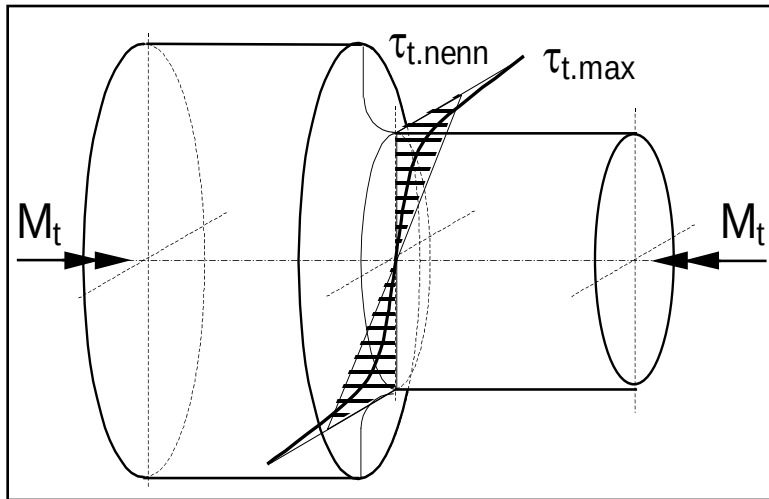
Ermüdungsbrüche an Zahnwellen mit SR-Nuten bei dynamischer Torsion

Quelle: Daryusi

Die Ermittlung der Formzahlen erfolgt mit der Finiten Elemente Methode (FEM)

- unter der Voraussetzung des linear-elastischen Materialverhaltens
- unter Nutzung der FEM-Programme Simulate und Ansys-Workbench

Belastungsart: Torsion



$$\alpha_{\pi_NSH} = \frac{\tau_{t_max}}{\tau_{t_nenn}}$$

$$\alpha_{\pi_GEH} = \frac{\sigma_{v_GEH_max}}{\sigma_{v_GEH_nenn}}$$

$$\sigma_{v_GEH_nenn} = \sqrt{3} \cdot \tau_{t_nenn}$$

Grundlagen - Berechnung der Kerbwirkungszahlen $\beta_{\sigma,\tau}$ nach Siebel

Nach dem Ansatz von **SIEBEL** und **STIELER**



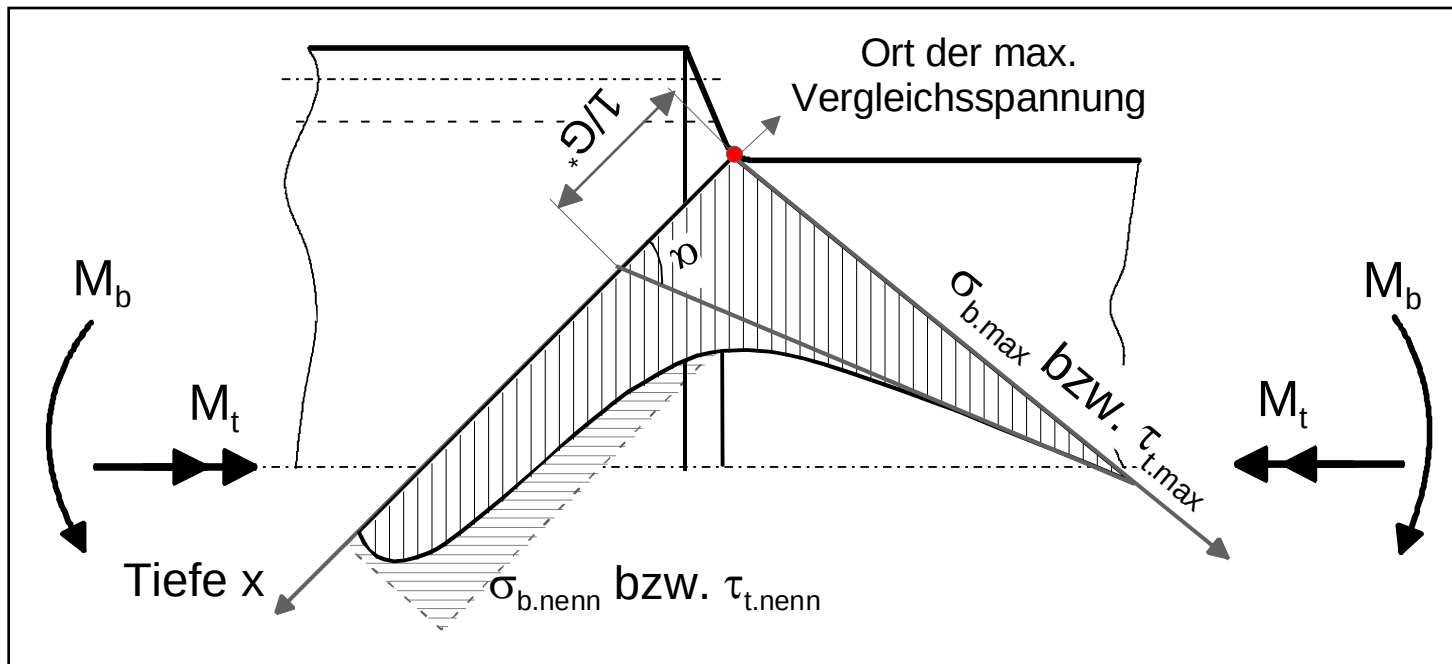
$$\beta_{\sigma,\tau} = \frac{\alpha_{\sigma,\tau}}{n}$$

Nach DIN 743:

für Wellen ohne harte Randschicht:

$$n = 1 + \sqrt{G^* \cdot \text{mm} \cdot 10^{-0,33 + \frac{\sigma_s(d)}{712 \frac{N}{\text{mm}^2}}}}$$

Bestimmung der bezogenen Spannungsgefälle G^*



$$G = \left(\frac{d\sigma}{dx} \right)_{\max}$$

$$G^* = \left(\frac{G}{\sigma_{\max}} \right)_{x=0}$$

$$G^* = \frac{1}{\sigma_{\max}} \cdot \left(\frac{d\sigma}{dx} \right)_{\max}$$

Grundlagen - Berechnung der Kerbwirkungszahlen $\beta_{\sigma, \tau}$ nach Neuber

Verfahren von NEUBER

$$\beta_{\sigma,\tau} = \frac{\alpha_{\sigma,\tau}}{n}$$

Der fiktive Ersatzkerbradius: $r_F = r + s \cdot \rho^*$

Die werkstoffabhängige Strukturlänge: $\rho^* = 10^{-(0,514+0,00152\sigma_s(d))}$

s ist ein dimensionsloser Faktor abhängig von:
Beanspruchungsart, Spannungszustand und Festigkeitshypothese

für Zug/Druck oder Biegung:

s = 2 bei Verwendung der NS-Hypothese

s = 2,9 bei Verwendung der GH-Hypothese

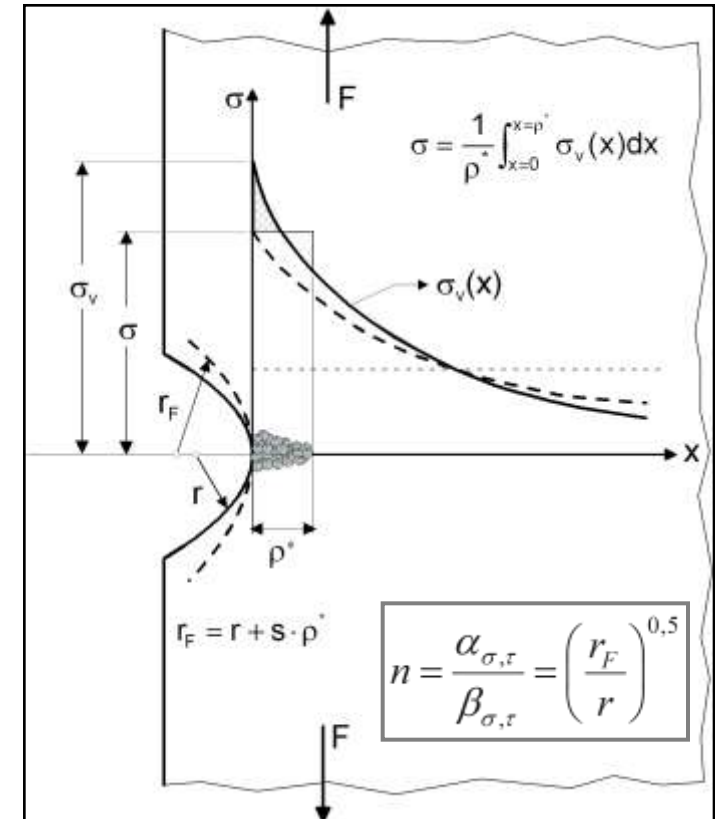
für Torsion und Querkraftschub: $s = 1$

Die Kerbwirkungszahl:

$$\beta_{\sigma,\tau} = \alpha_{\sigma,\tau} \cdot \left(\frac{r}{r_F} \right)^{0,5}$$

Für sehr scharfe Kerben:

$$\beta_{\sigma,\tau} = \alpha_{\sigma,\tau}(r_F)$$



Modell der Mikrostützwirkung nach dem *Neuberschen* Ansatz

Konvergenz-Untersuchungen an:

- **Vollwellen mit SR-Nuten nach DIN 471 bei Zug- und Torsionsbelastung**
 - Untersuchte Varianten
 - Vergleichsspannungsverteilung
 - Konvergenz-Berechnungsergebnisse bei Zug und Torsion
 - Anmerkungen zu den Konvergenz-Ergebnissen
- **Vollwellen mit Absatz nach DIN 743 bei Zug- und Torsionsbelastung**
 - Vergleichsspannungsverteilung
 - Konvergenz-Berechnungsergebnisse bei Zug und Torsion
 - Vergleich Simulate mit Ansys Workbench

Konvergenz-Untersuchung an SR-Nut in Vollwellen

Vollwelle-Geometrie:

$D = 25 \text{ mm}$

SR-Nut:

$m_{SRN} = 1,3 \text{ mm}$

Nutradius: $r_{SRN} = 0,12 \text{ mm}$

Nuttiefe: $t_{SRN} = 0,55 \text{ mm}$

SR-Nut-Grunddurchmesser:

$d_{SRN} = 23,9 \text{ mm}$

$r_{SRN}/t_{SRN} = 0,0923$

FE-Programm: Simulate

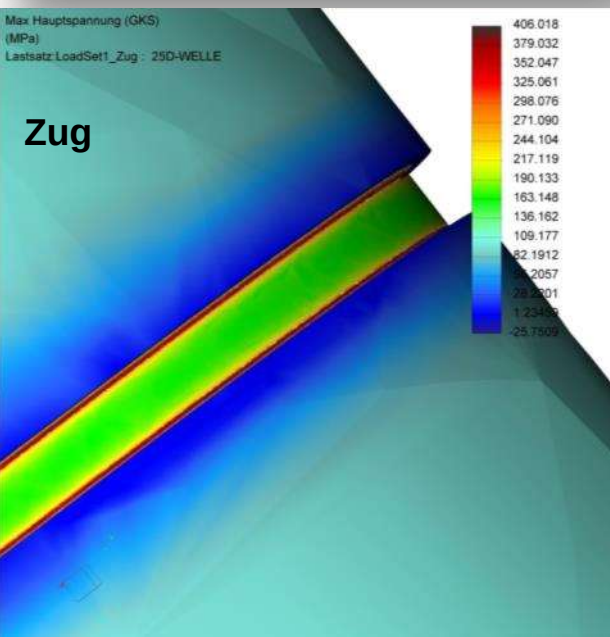
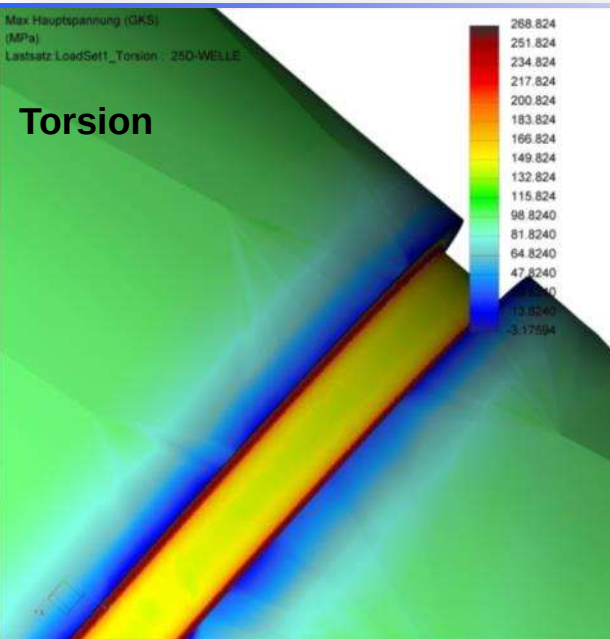
Nennspannung = 100 N/mm^2

Bezugsdurchmesser d_{SRN}

Untersuchte Varianten

- 1) Schnelldurchlauf _ keine Netzsteuerung ; Plotraster 4
- 2) Einschnitt-Konvergenz _ keine Netzsteuerung; PR 9
- 3) Einschnitt-Konvergenz _ keine Netzsteuerung; PR 4
- 4) Einschnitt-Konvergenz _ Elementgröße 1 mm; PR 4
- 5) Einschnitt-Konvergenz _ Elementgröße 0,75 mm; PR 4
- 6) Einschnitt-Konvergenz _ Elementgröße 0,5 mm; PR 4
- 7) Einschnitt-Konvergenz _ Elementgröße 0,25 mm; PR 4
- 8) Einschnitt-Konvergenz _ Elementgröße 0,12 mm; PR 4
- 9) Einschnitt-Konvergenz _ Elementgröße 0,05 mm; PR 4
- 10) Mehrfach-Konvergenz_Polynomgrad 1 bis 9 _ keine Netzsteuerung PR 4
- 11) Mehrfach-Konvergenz_Polynomgrad 1 bis 9 _ keine Netzsteuerung PR 9
- 12) Mehrfach-Konvergenz_Polynomgrad 1 bis 9 _ Elementgröße 0,25 mm; PR 4

Spannungsverteilung an Vollwellen mit SR-Nut nach DIN 471



$$t = \text{Nuttiefe}; t = (D - d)/2$$

$m = \text{Nutbreite}$

$n = \text{Bundbreite}$

$r = \text{Eckenradius}$

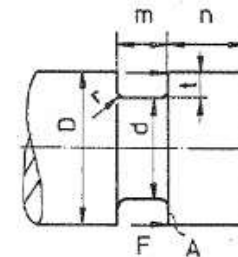
$D = \text{Wellendurchmesser}$

$d = \text{Nutdurchmesser}$

$A = \text{Fläche der Nutwand}$

$$A = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}$$

$F = \text{Axialkraft}$



Nenn-Flächenpressung:

$$P_{\text{nenn}} = \frac{F}{A}$$

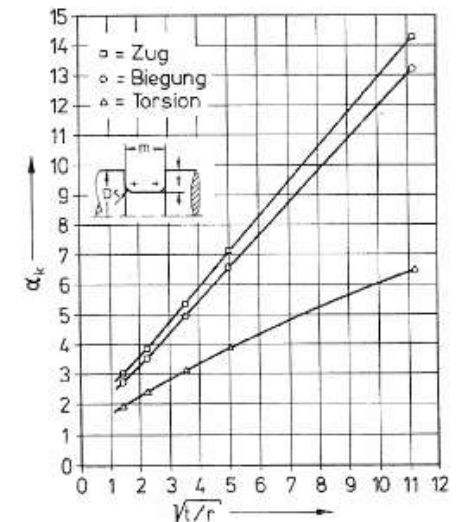


Bild 2.33: Charakteristische geometrische Verhältnisse und die Formzahlen für Zug, Biegung und Torsion für rechteckige SR-Nuten in Vollwellen nach DIN 471, bezogen auf den Nutgrunddurchmesser d , in Abhängigkeit von der Nuttiefe und dem Nutradius, gültig für $m/t \geq 1,4$; nach /Hei84/

Tabelle 2.11: Gleichungen zur Berechnung der Formzahlen an Wellen mit SR-Nuten nach /Hei84/

Biegung	Torsion	Zug/Druck
$\alpha_{\sigma, b_SRN} = 1,14 + 1,08 \cdot \sqrt{\frac{t}{r}}$	$\alpha_{\tau, t_SRN} = 1,48 + 0,45 \cdot \sqrt{\frac{t}{r}}$	$\alpha_{\sigma, z_SRN} = 1,27 + 1,17 \cdot \sqrt{\frac{t}{r}}$

Nutradius: $r_{SRN} = 0,12 \text{ mm}$

Elm.-Größe = $0,05 \text{ mm}$

Konvergenz-Berechnungsergebnisse an SR-Nut in Vollwellen

Vollwelle-Geometrie:

$D = 25 \text{ mm}$

SR-Nut:

$m_{SRN} = 1,3 \text{ mm}$

Nutradius: $r_{SRN} = 0,12 \text{ mm}$

Nuttiefe: $t_{SRN} = 0,55 \text{ mm}$

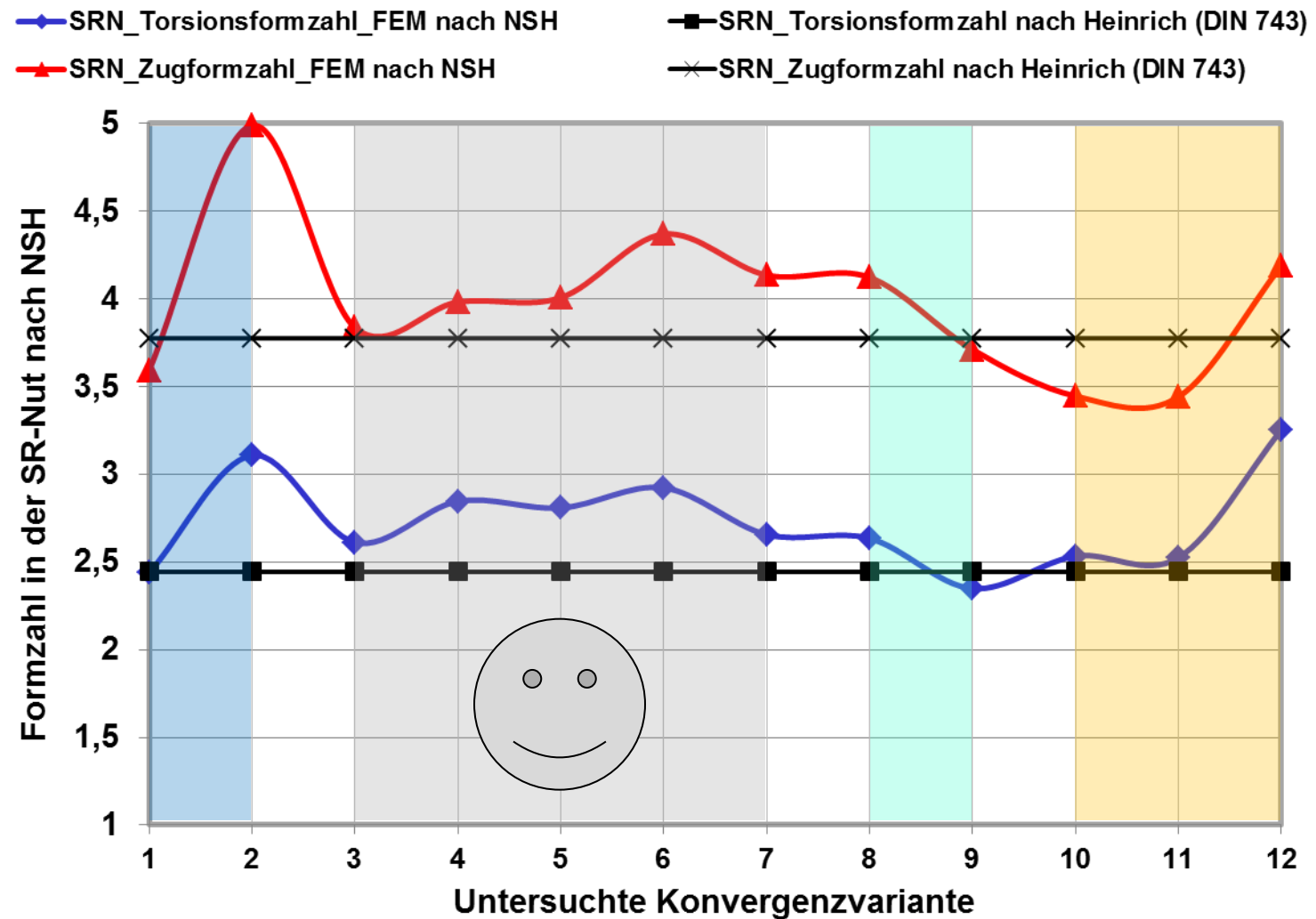
SR-Nut-Grunddurchmesser:
 $d_{SRN} = 23,9 \text{ mm}$

$r_{SRN}/t_{SRN} = 0,0923$

FE-Programm: Simulate

Nennspannung = 100 N/mm^2

Bezugsdurchmesser d_{SRN}



Anmerkungen zu den Konvergenz-Berechnungsergebnissen

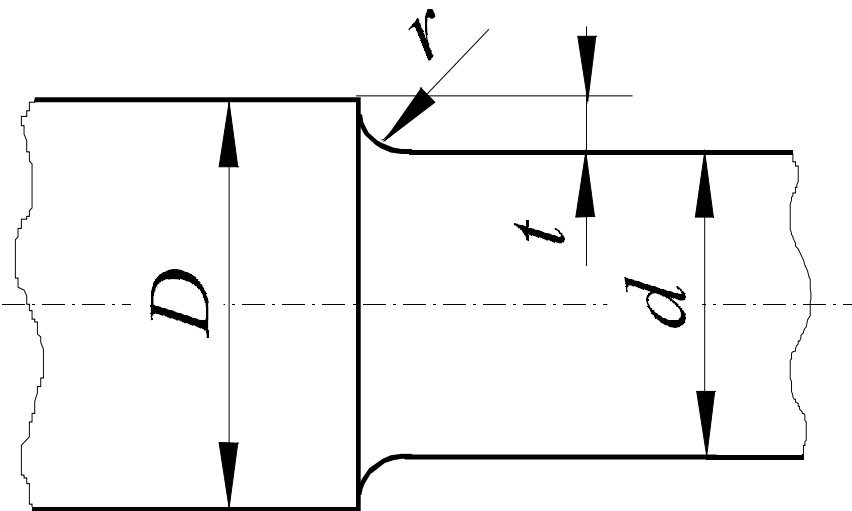
- Variation des Kerbradius in der SR-Nut: 0,12 mm; 0,36 mm und 0,5 mm.
- Prozentuale Abweichung der mit FEM-ermittelten Formzahl von der nach Heinrich bestimmten Formzahl lässt sich mit der Vergrößerung des Kerbradius reduzieren.
- Das Ergebnis der Variante 2 und 12 ist ungenau und durch eine große Abweichung behaftet (ca. 25%).
- Die Berechnung der Varianten 8 und 9 ist sehr zeitaufwendig.
- Die Ergebnisse der Varianten 1, 10 und 11 sind durch für die untersuchten Belastungsarten unübliche Spannungsverteilung gekennzeichnet.
- Eine Netzsteuerung (Festlegung einer Elementgröße) muss bei Variantenrechnungen mittels Creo Simulate berücksichtigt werden.
- Spannungsermittlung an sehr scharfen Kerbradien ist problematisch.

Formzahlgleichung bei Zug nach DIN 743:

$$\alpha_{\sigma} = 1 + \frac{1}{\sqrt{0,62 \cdot \frac{r}{t} + 7 \cdot \frac{r}{d} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{r}{d}\right)^2}}$$

Formzahlgleichung bei Torsion nach DIN 743:

$$\alpha_{\tau} = 1 + \frac{1}{\sqrt{3,4 \frac{r}{t} + 38 \frac{r}{d} \left(1 + 2 \frac{r}{d}\right)^2 + \left(\frac{r}{t}\right)^2 \frac{d}{D}}}$$



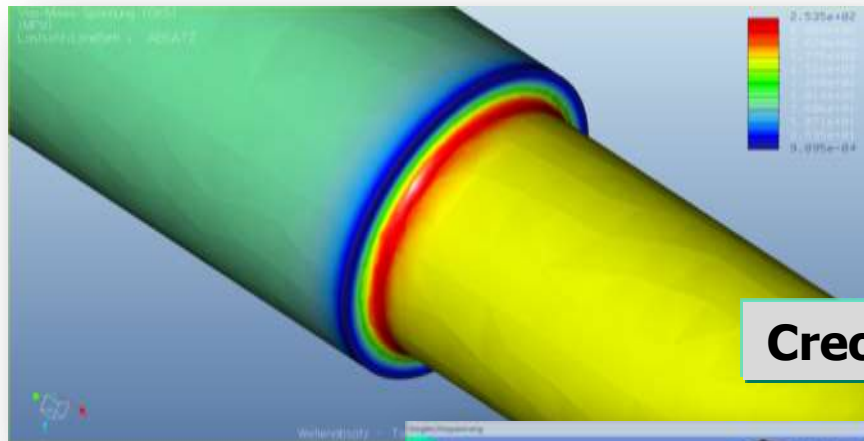
Absatzgeometrie

Durchmesser Verhältnis: $d/D = 0,8$;

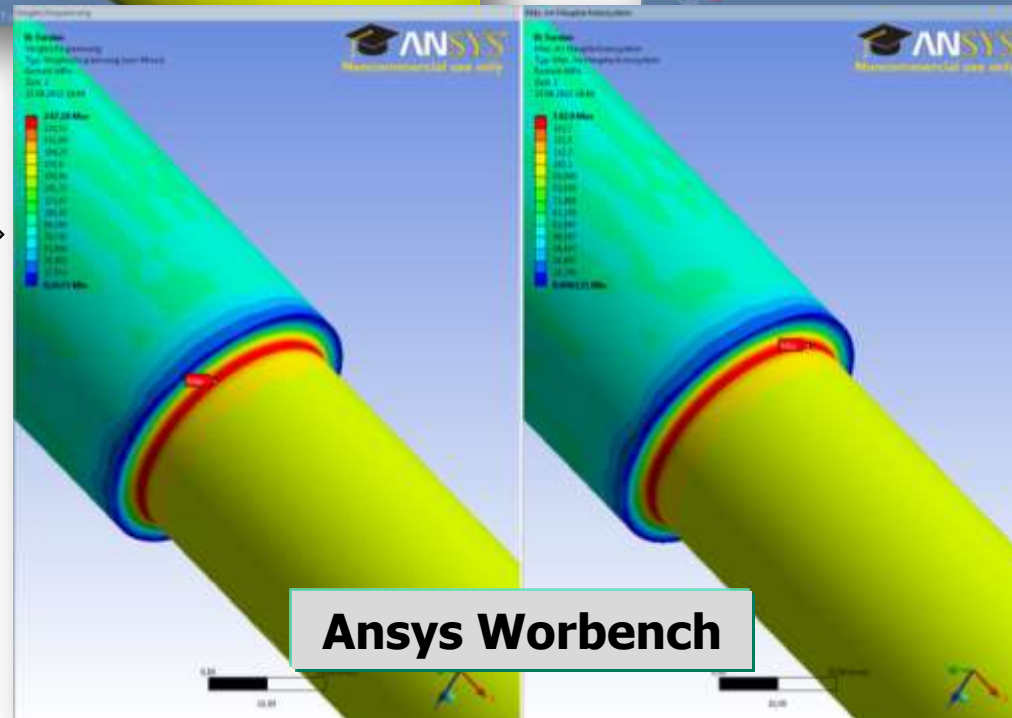
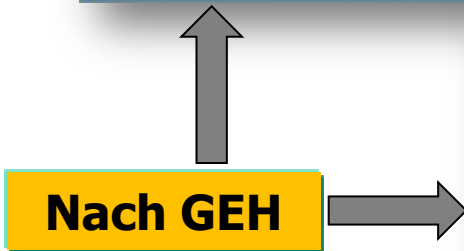
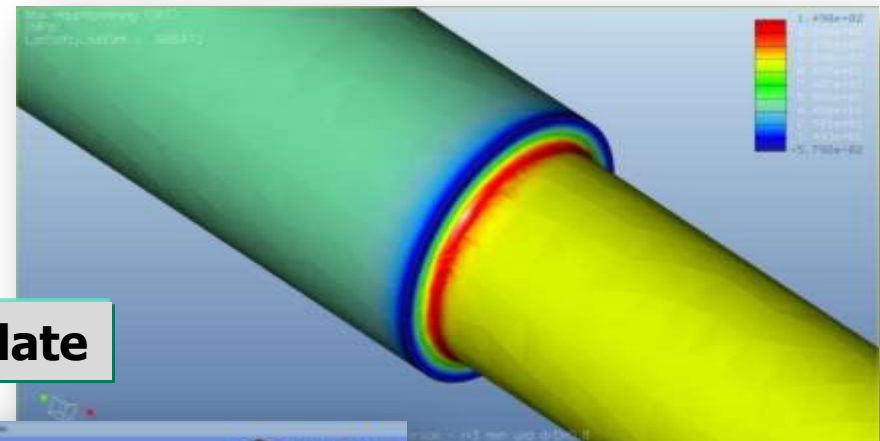
Kerbradius für zwei Varianten: $r_1 = 0,3 \text{ mm}$ und $r_2 = 3 \text{ mm}$;

Kerbschärfe: $r/t = 0,06$ und $r/t = 0,6$

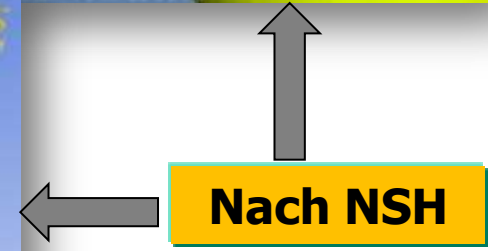
Torsionsbelastung eines Wellenabsatzes ($d/D=0,8$ und $r = 3 \text{ mm}$)



Creo Simulate



Ansys Worbench



Formzahlergebnisse bei Torsionsbelastung

Formzahlberechnung mit Creo **Simulate** und **Ansys** Workbench an einem Wellenabsatz

Berechnungsvarianten

A_Simulate: Schnelldurchlauf

B_Simulate: Adaptive Einschnitt-Konvergenz , Plotraster: 4

C_Simulate: Adaptive Einschnitt-Konvergenz , Plotraster: 9

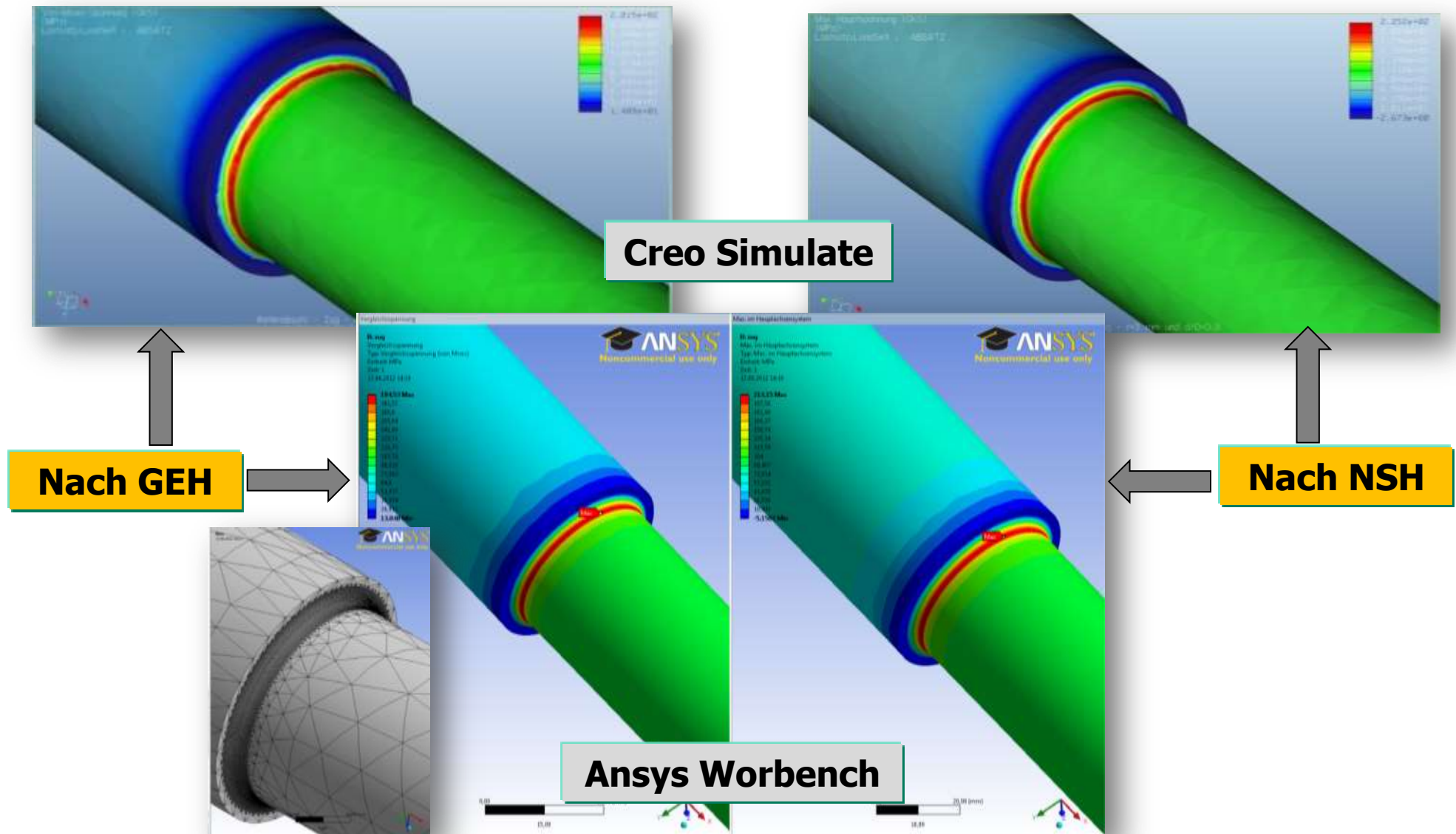
D_Simulate: Adaptive Mehrfach-Konvergenz , Plotraster: 4 und Polynomgrad: 1 bis 9

E_Simulate: Adaptive Mehrfach-Konvergenz , Plotraster: 9 und Polynomgrad: 1 bis 9

F_Ansys: mit Ansys Workbench – Elementgröße im Kerbradius 0,3 mm

Belastungsart & Berechnungsmethode		r [mm]	t [mm]	r/t	d/D	DIN 743	α_{σ,τ_FEM}	$\alpha_{\sigma,\tau_GEH_FEM}$	$\frac{\alpha_{\sigma,\tau_GEH}}{\alpha_{\sigma,\tau}}$
						$\alpha_{\sigma,\tau}$			
Torsion	A_Simulate	0,3	5	0,06	0,8	<u>2,414</u>	3,295	3,045	0,924
	B_Simulate						3,151	2,958	0,939
	C_Simulate						3,129	2,961	0,946
	D_Simulate						3,031	2,946	0,972
	E_Simulate						3,040	2,954	0,972
	F_Ansys						2,958	2,959	1,000
Torsion	A_Simulate	3	5	0,6	0,8	<u>1,405</u>	1,266	1,240	0,979
	B_Simulate						1,419	1,401	0,987
	C_Simulate						1,428	1,409	0,987
	D_Simulate						1,364	1,359	0,996
	E_Simulate						1,365	1,361	0,997
	F_Ansys						1,429	1,427	0,998

Zugbelastung eines Wellenabsatzes ($d/D=0,8$ und $r = 3 \text{ mm}$)



Formzahlgergebnisse bei Zugbelastung

Formzahlberechnung mit Creo **Simulate** und **Ansys** Workbench an einem Wellenabsatz

Berechnungsvarianten

A_simulate: Schnelldurchlauf

B_simulate: Adaptive Einschnitt-Konvergenz , Plotraster: 4

C_simulate: Adaptive Einschnitt-Konvergenz , Plotraster: 9

D_simulate: Adaptive Mehrfach-Konvergenz , Plotraster: 4 und Polynomgrad: 1 bis 9

E_simulate: Adaptive Mehrfach-Konvergenz , Plotraster: 9 und Polynomgrad: 1 bis 9

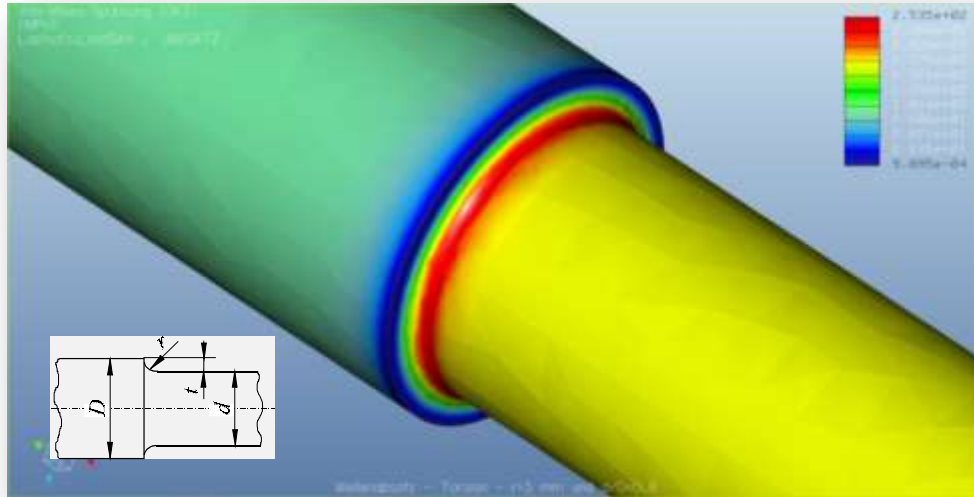
F_Ansys: mit Ansys Workbench – Elementgröße im Kerbradius 0,3 mm

Belastungsart & Berechnungsmethode		r [mm]	t [mm]	r/t	d/D	DIN 743	α_{σ,τ_FEM}	$\alpha_{\sigma,\tau_GEH_FEM}$	$\frac{\alpha_{\sigma,\tau_GEH}}{\alpha_{\sigma,\tau}}$
						$\alpha_{\sigma,\tau}$			
Zug	A_Simulate	0,3	5	0,06	0,8	<u>4,310</u>	5,206	4,526	0,869
	B_Simulate						5,875	4,723	0,804
	C_Simulate						6,161	4,811	0,781
	D_Simulate						4,795	3,627	0,756
	E_Simulate						4,833	3,620	0,749
	F_Ansys						5,029	4,387	0,872
Zug	A_Simulate	3	5	0,6	0,8	<u>1,968</u>	1,994	1,632	0,818
	B_Simulate						2,321	1,997	0,860
	C_Simulate						2,410	2,062	0,855
	D_Simulate						2,130	1,787	0,839
	E_Simulate						2,206	1,798	0,815
	F_Ansys						2,131	1,945	0,913

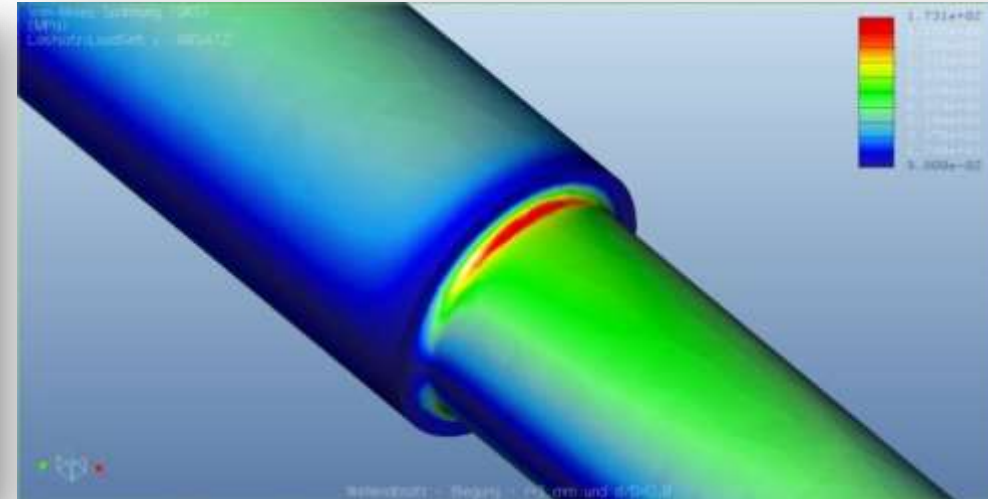
Berechnung der Spannungsformzahlen an:

- **Hohlwellen mit Absatz bei Zug-, Biege- und Torsionsbelastung**
 - mit Creo Simulate
 - mit Ansys Workbench
 - Formzahlergebnisdarstellung
- **Vollwellen mit Kerbüberlagerung „Absatz und Querbohrung“ bei Zug-, Biege- und Torsionsbelastung**
 - Vergleichsspannungsverteilung
 - Formzahlergebnisdarstellung bei Torsionsbelastung
 - Formzahlergebnisdarstellung bei Zugbelastung
 - Formzahlergebnisdarstellung bei Biegebelastung

Formzahlberechnung an Hohlwellen mit Absatz



Torsionsspannungen nach der GEH an einem Wellenabsatz ($d/D=0,8$ und $r = 0,3$ mm)



Biegespannungen nach der GEH an einem Wellenabsatz ($d/D=0,8$ und $r = 0,3$ mm)

Geometrie der Hohlwelle mit Absatz

- Belastungsarten: Zug, Torsion und Biegung
- Die verwendete Nennspannung beträgt **100 N/mm²** und ist auf den **Kerbgrund-Durchmesser d** bezogen.
- Durchmesser Verhältnis: **$d/D = 0,8$**
- Innen-Durchmesser Verhältnis: **$d_i/d = 0,75$**
- Kerbschärfe: **$r/t = 0,03 ; 0,05 ; 0,06 ; 0,10 ; 0,60 ; 1,00$**
- Kerbradien für die 6 Varianten: **$r = 0,15; 0,25; 0,3; 0,5; 3$ und 5 mm**

Vergleich der Formzahlberechnung an Hohlwellen mit Absatz

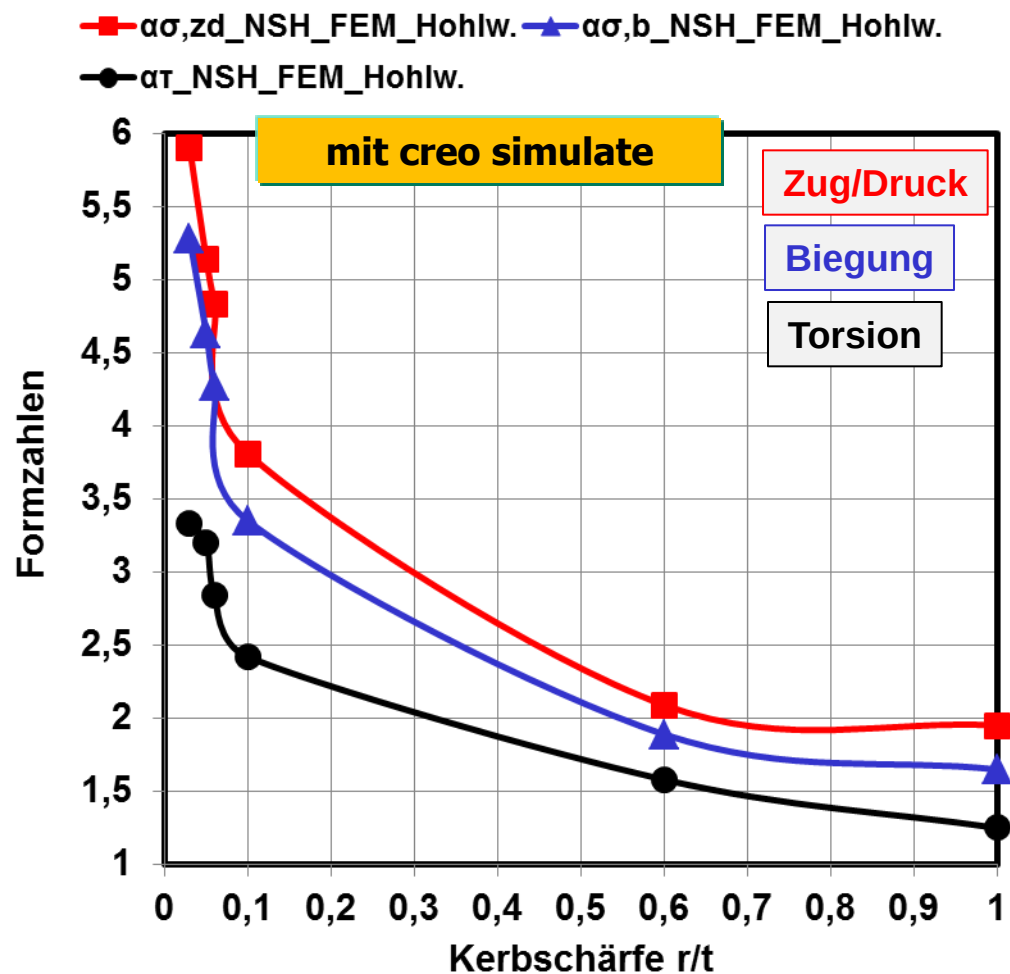
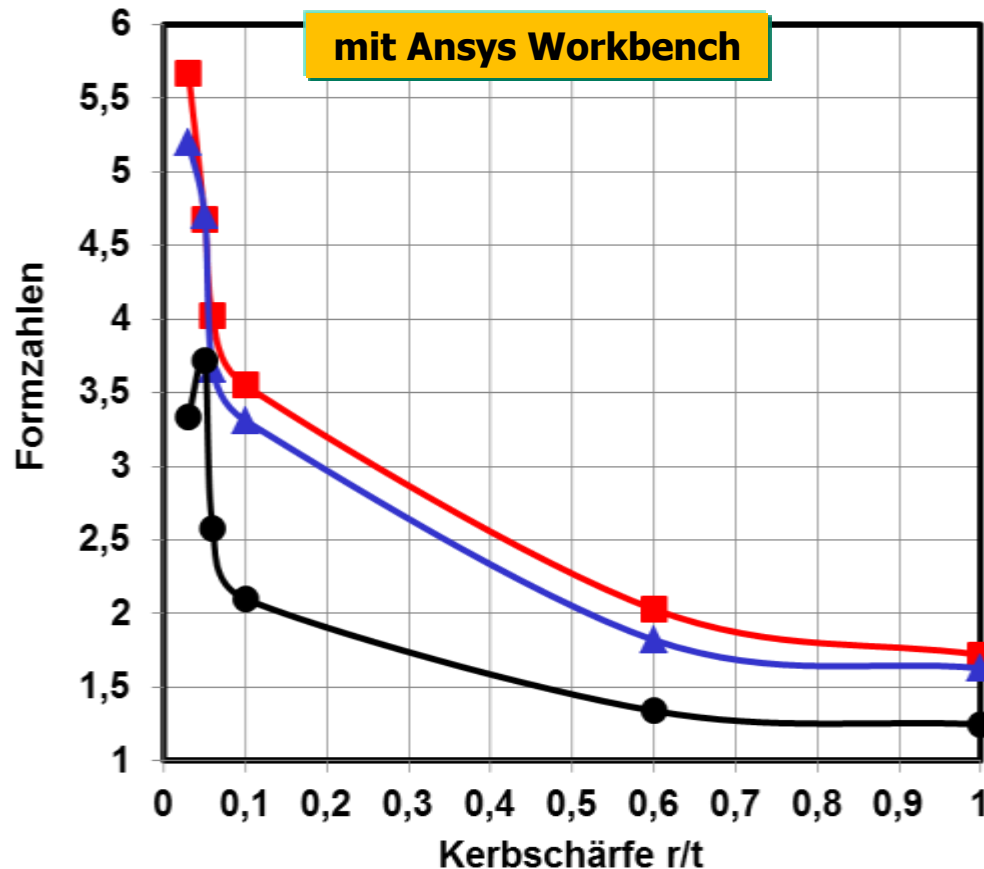
Geometrieparameter

$$d/D = 0,8$$

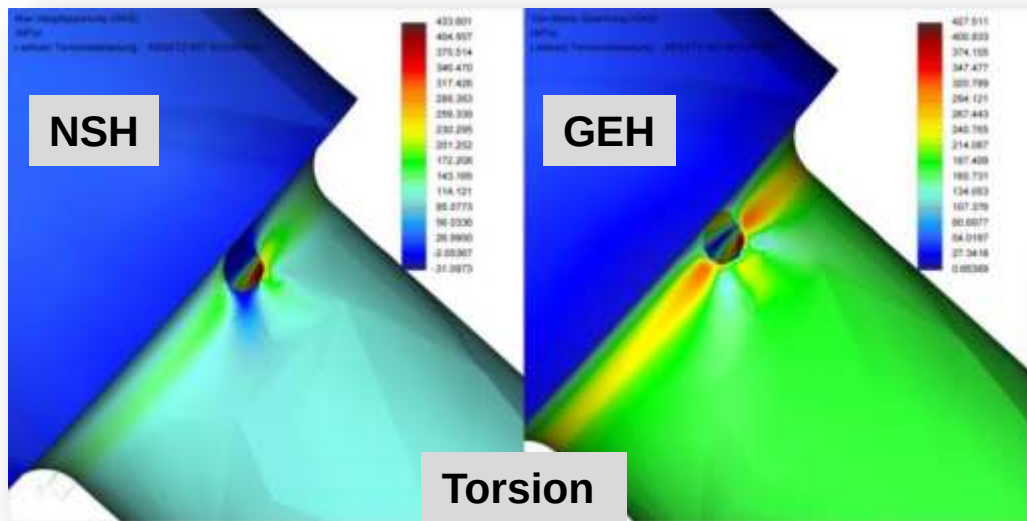
$$d_i/d = 0,75$$

$$r/t = 0,03 ; 0,05 ; 0,06 ; 0,1 ; 0,6 ; 1$$

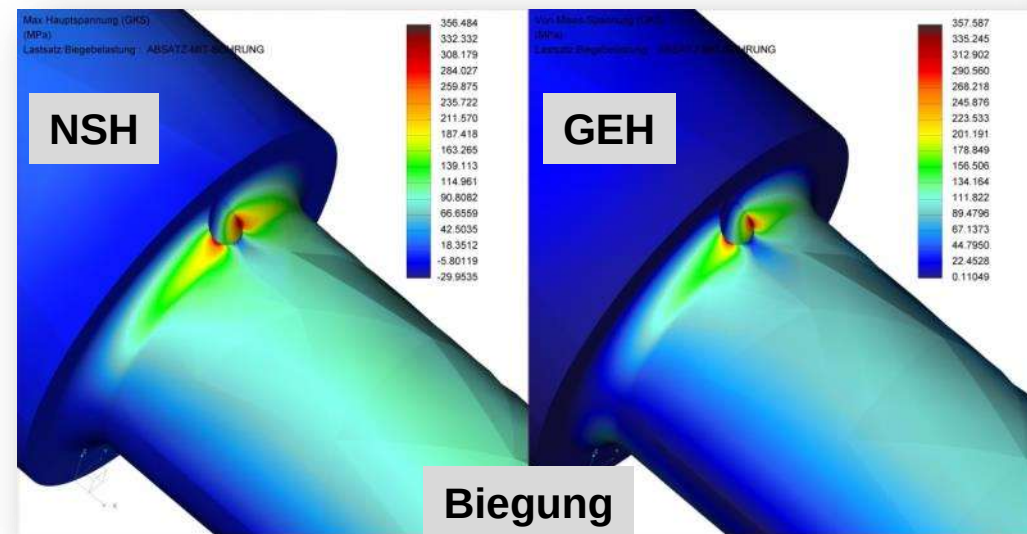
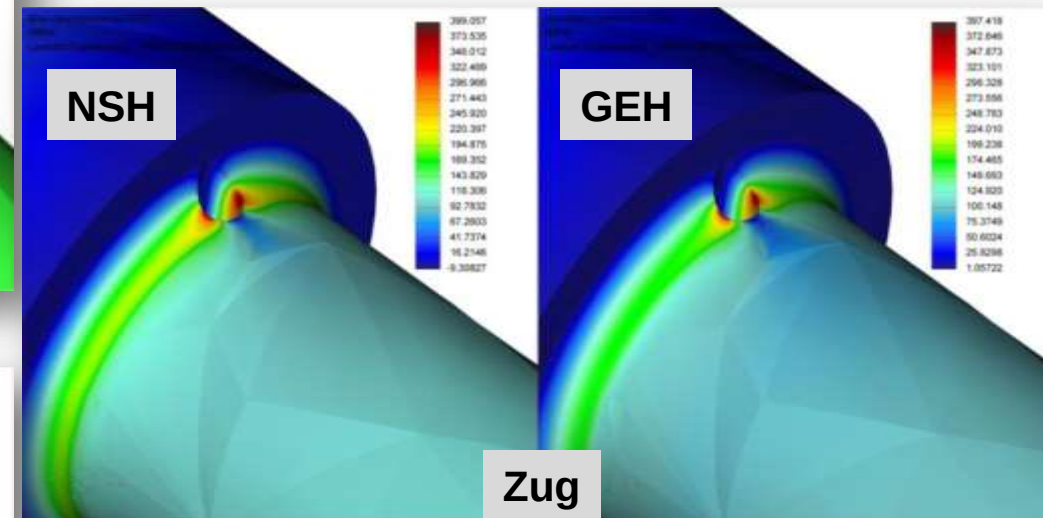
$\alpha\sigma_{zd_NSH_FEM_Hohlw.}$ $\alpha\sigma_{b_NSH_FEM_Hohlw.}$
 $\alpha\tau_NSH_FEM_Hohlw.$



Spannungsverteilungen bei Vollwellen mit Kerbüberlagerung „Absatz+Querloch“ nach NSH und GEH



Wellenabsatz mit Querbohrung _
 $r=2,5 \text{ mm}$ _ $dB=2,5\text{mm}$ _ $l=0,25\text{mm}$



Kerbüberlagerung „Absatz mit Querbohrung“ bei Torsionsbelastung

Absatzgeometrie:

$D = 30 \text{ mm}$

$d/D = 0,667$

Absatzradius: $r = 2,5 \text{ mm}$

Bohrungsdurchmesser: $d_B = 2,5 \text{ mm}$

$d_B/d = 0,125$

$r/t = 0,5$

$(d-d_i)/2 = 5$

l = Abstand Bohrungsmittelpunkt zu Wellenbund

d_i = Innendurchmesser

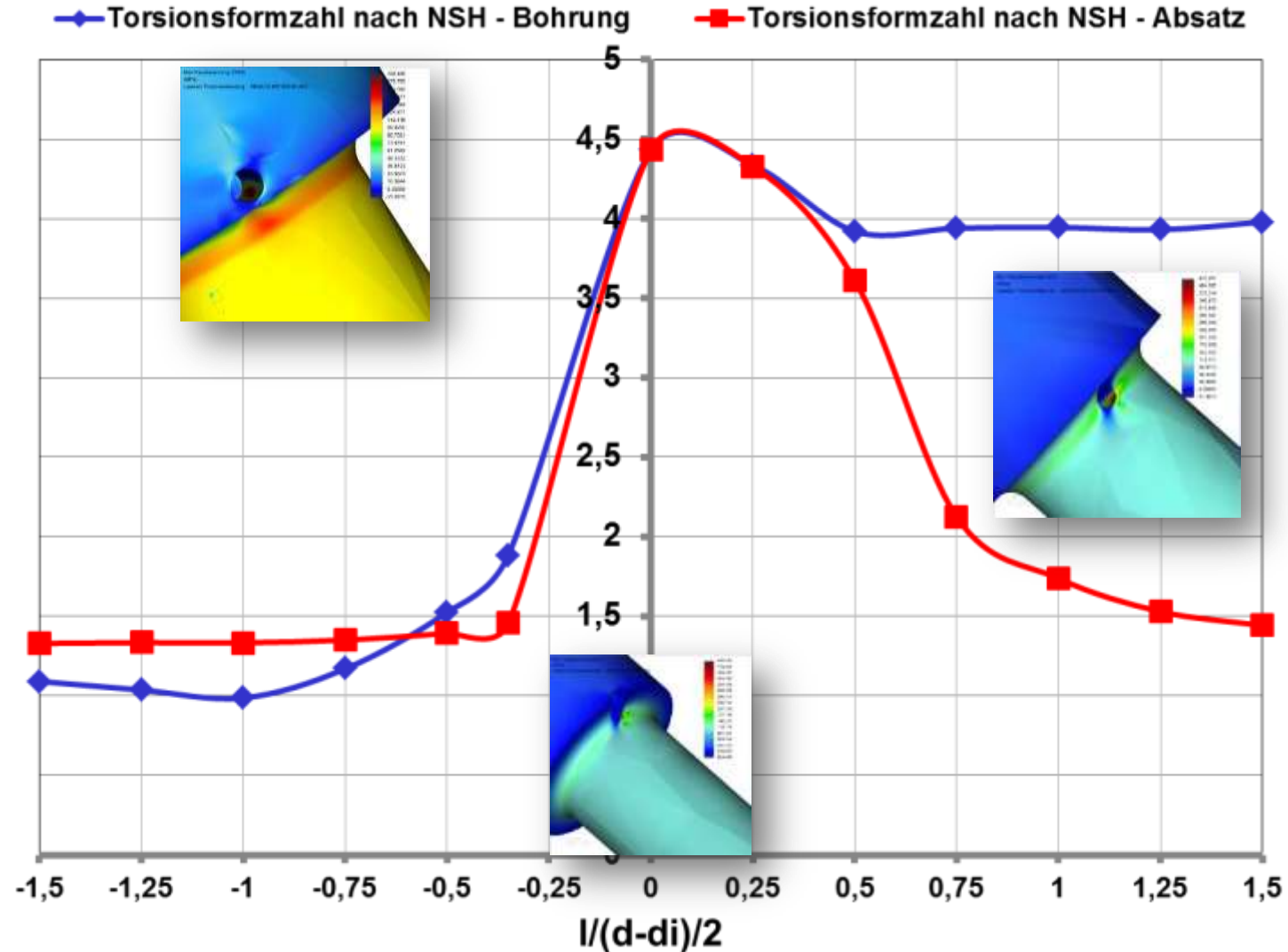
FE-Programm: Simulate

Ad. Einschnitt-Konvergenz PR 4

Elementgröße 0,5 mm

Bezugsdurchmesser d

Nennspannung = 100 N/mm^2



Kerbüberlagerung „Absatz mit Querbohrung“ bei Zugbelastung

Absatzgeometrie:

$D = 30 \text{ mm}$
 $d/D = 0,667$
Absatzradius: $r = 2,5 \text{ mm}$
Bohrungsdurchmesser: $d_B = 2,5 \text{ mm}$
 $d_B/d = 0,125$
 $r/t = 0,5$
 $(d-d_i)/2 = 5$
 l = Abstand Bohrungsmittelpunkt
zu Wellenbund
 d_i = Innendurchmesser

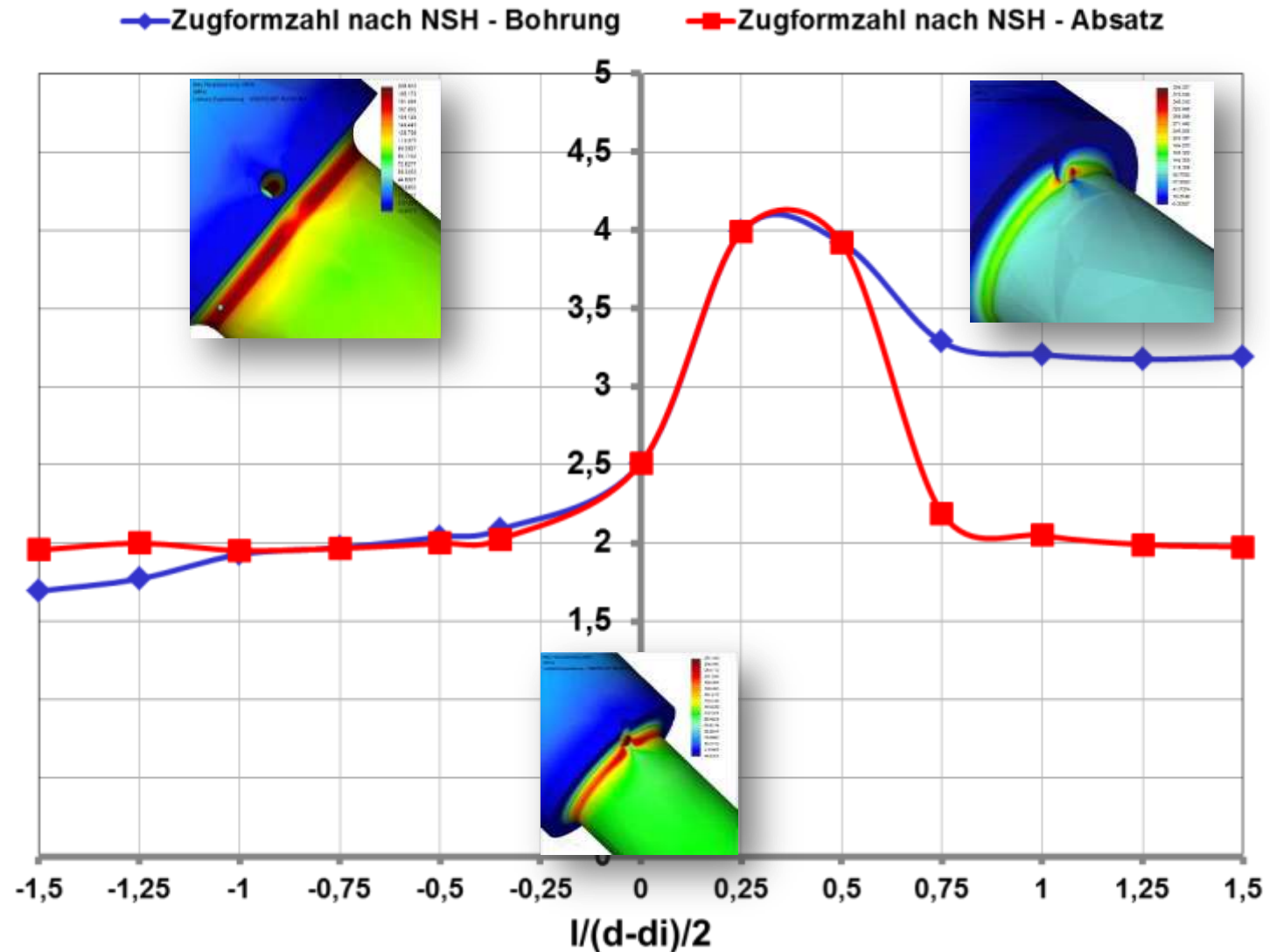
FE-Programm: Simulate

Ad. Einschnitt-Konvergenz PR 4

Elementgröße 0,5 mm

Bezugsdurchmesser d

Nennspannung = 100 N/mm^2



Kerbüberlagerung „Absatz mit Querbohrung“ bei Biegebelastung

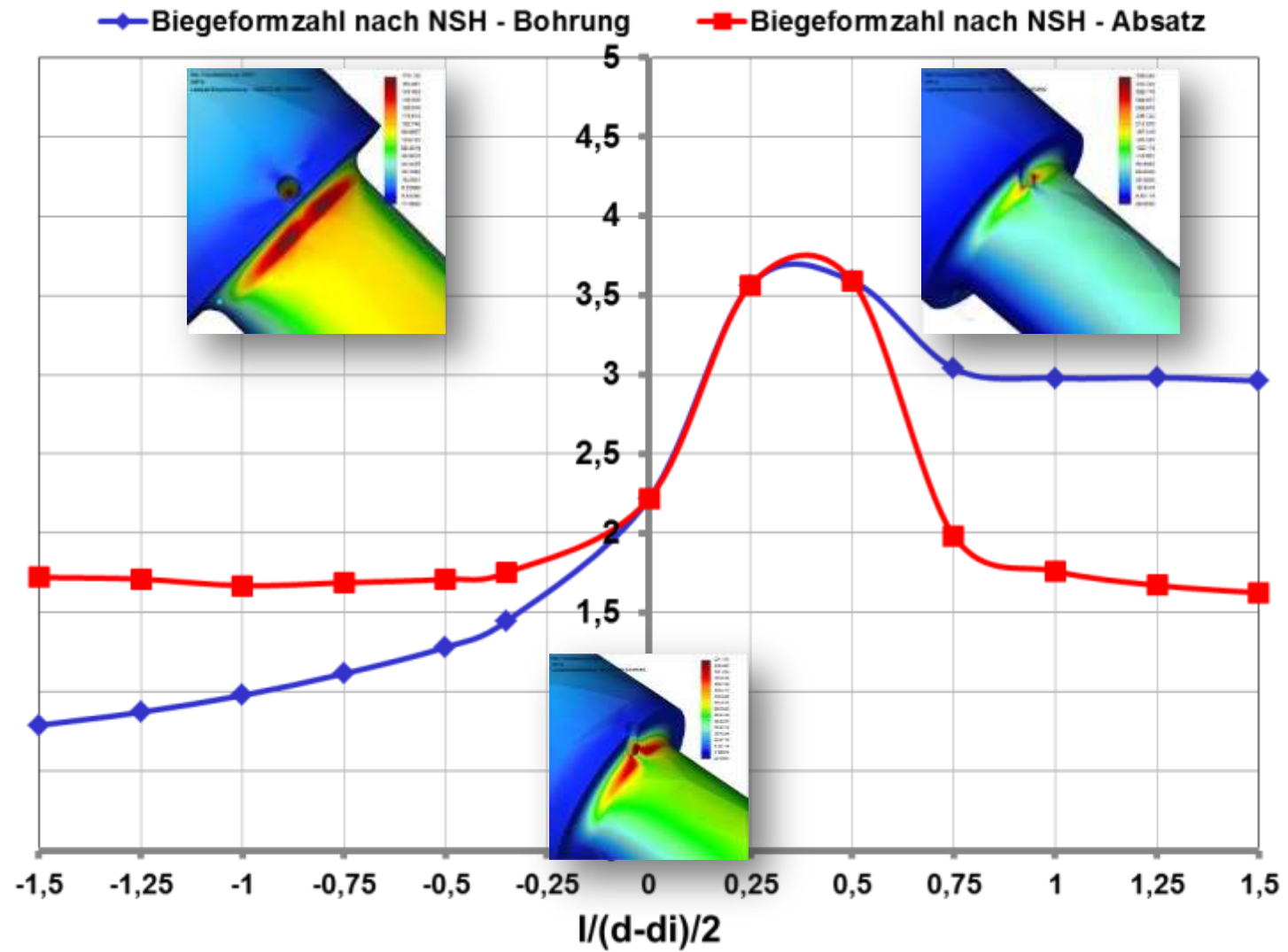
Absatzgeometrie:

$D = 30 \text{ mm}$
 $d/D = 0,667$
Absatzradius: $r = 2,5 \text{ mm}$
Bohrungsdurchmesser: $d_B = 2,5 \text{ mm}$
 $d_B/d = 0,125$
 $r/t = 0,5$
 $(d-d_i)/2 = 5$
 l = Abstand Bohrungsmittelpunkt zu Wellenbund
 d_i = Innendurchmesser

FE-Programm: Simulate

Ad. Einschnitt-Konvergenz PR 4
Elementgröße 0,5 mm
Bezugsdurchmesser d

Nennspannung = 100 N/mm²



Untersuchungen zur Milderung von Kerbwirkungen durch konstruktive Entlastungskerven an:

- **Vollwellen mit Absatz bei Zug-, Biege- und Torsionsbelastung**
- **Kerbzahnwellen nach DIN 5481 bei Zug-, Biege- und Torsionsbelastung**
 - Geometrische Größen
 - Einfluss von Entlastungsnuten auf die Biege-Formzahl
 - Einfluss von Entlastungsnuten auf die Zug-Formzahl
 - Einfluss von Entlastungsnuten auf die Torsion-Formzahl
 - Ergebnis-Kurzfassung zum Einfluss der Entlastungsnut

Milderung von Kerbwirkungen durch konstruktive Entlastungskerben

- Zur Minderung der höheren Kerbspannungen in den Querschnittsübergängen ist es im Allgemeinen üblich, möglichst sanfte Übergangsausrundungen für die konstruktivbedingten Kerben zu verwenden.
- Auf Grund baulicher Notwendigkeiten und genormter Bauteile sind solch große Abrundungsradien nur in den seltensten Fällen realisierbar.
- Eine weitere Möglichkeit zur Herabsetzung der Kerbwirkung an der kritischen Kerbstelle besteht in der absichtlichen Anwendung von Zusatzkerben, welche der Hauptkerbe benachbart sind.
- Derartige Entlastungskerben können zwar eine bedeutende Spannungsverminderung an der gefährdeten Stelle ergeben, an den Entlastungskerben entstehen jedoch neue Spannungsspitzen, die sich u. U. ungünstig auswirken.

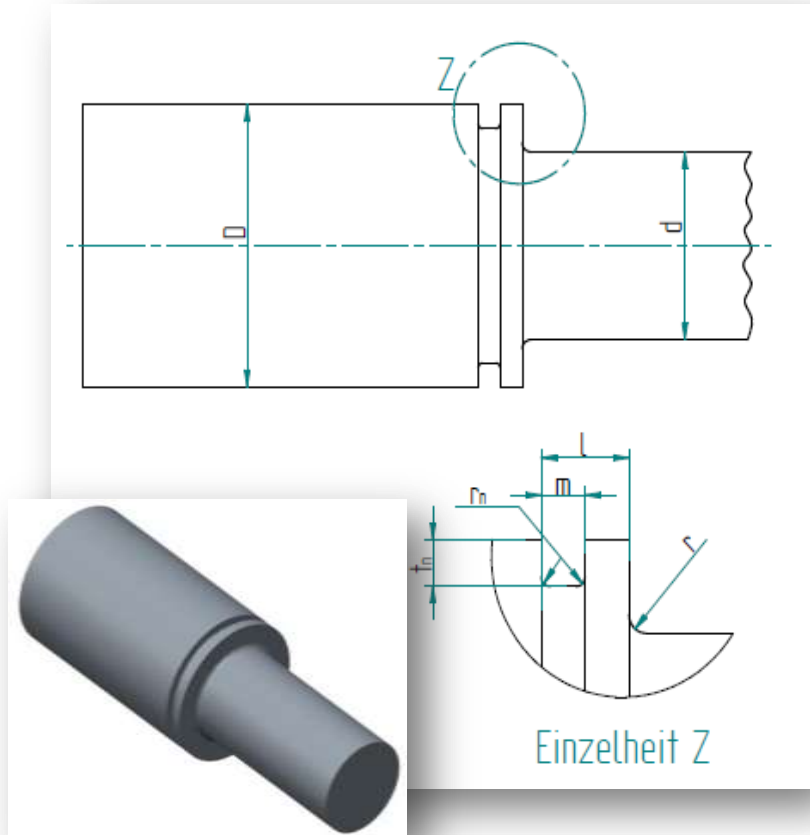
Für eine gezielte Entlastung müssen dabei folgende Voraussetzungen nach **Judt** gegeben sein:

- **Entlastungskerbe muss möglichst nahe an Hauptkerbe legen**
- **Entlastungskerbe muss im Gebiet niedriger Spannungen platziert werden**
- **Optimale Wirkung ist erreicht, wenn die Spannungsspitzen in beiden Kerben gleich sind.**

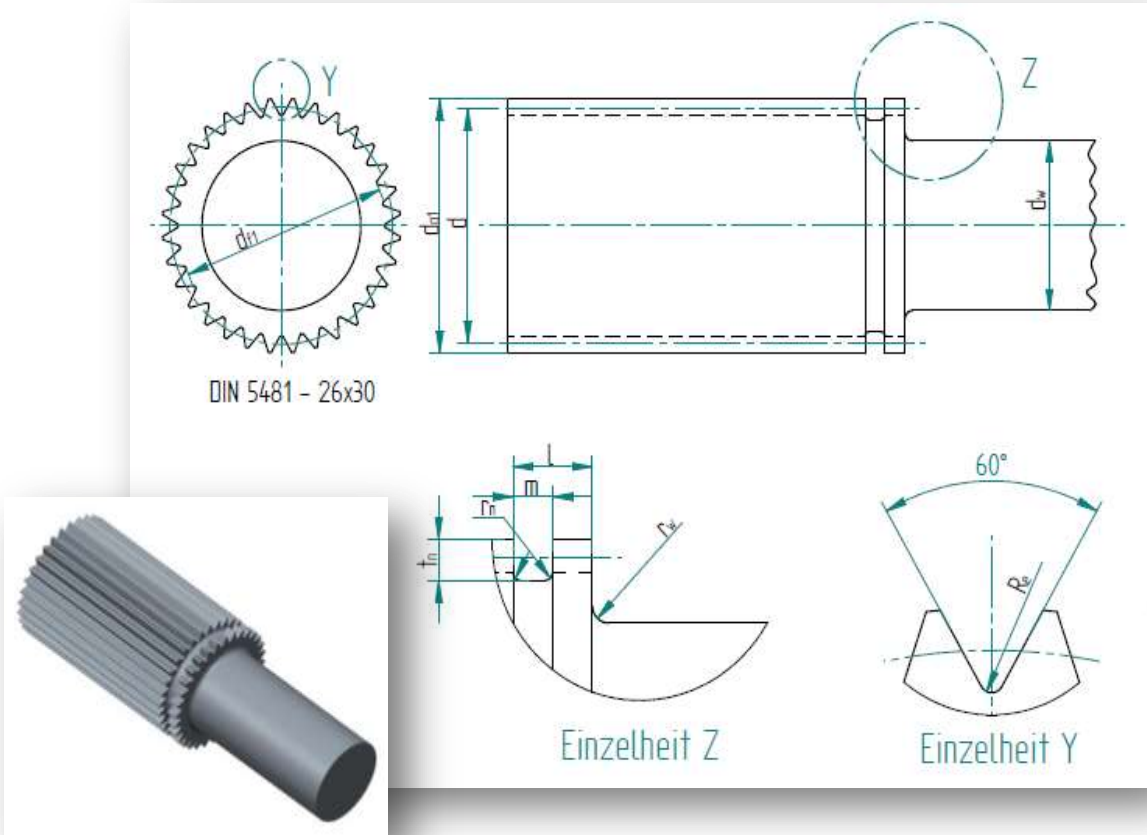
Entlastungsnuten an abgesetzten Wellen und Profilwellen

Geometrische Größen an Wellenabsatz und Kerbzahnwelle mit Entlastungsnut

Wellenabsatz mit Entlastungsnut



Kerbzahnwelle nach **DIN 5481 – 26 x 30** mit Entlastungsnut



Entlastungsnuten an abgesetzten Wellen und Profilwellen

Geometrische Größen an Wellenabsatz und Kerbzahnwelle mit Entlastungsnut

D: Großer Durchmesser

D = 20 mm: Kleiner Durchmesser des Wellenabsatzes

Durchmesserverhältnis: $D/d = 1,5$

$r/d = r_n/d = 1/30 ; 1/80 ; 1/200$

$m/d = 0,1$

$l/d = 0,2; 0,3; 0,4$

$t_n/d = 0,067; 0,1333; 0,167; 0,185; 0,200; 0,233; 0,250; 0,500$

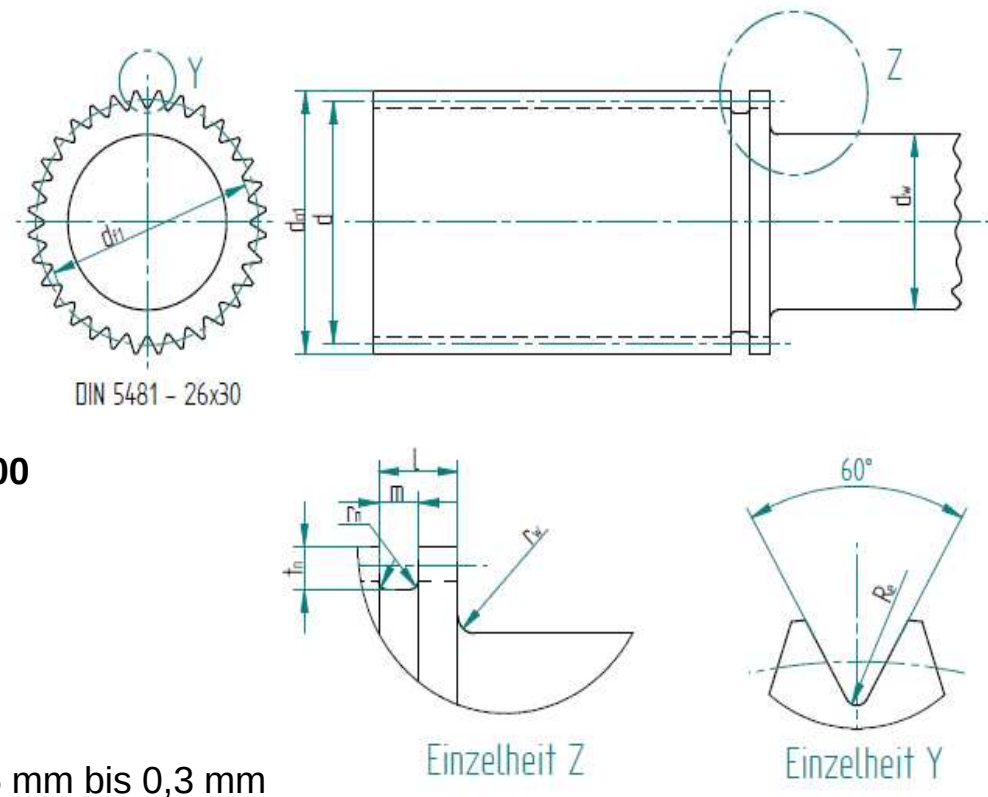
t, t_n : Absatztiefe, Nuttiefe

m: Nutbreite

l: Abstand Nutrand-Wellenabsatz

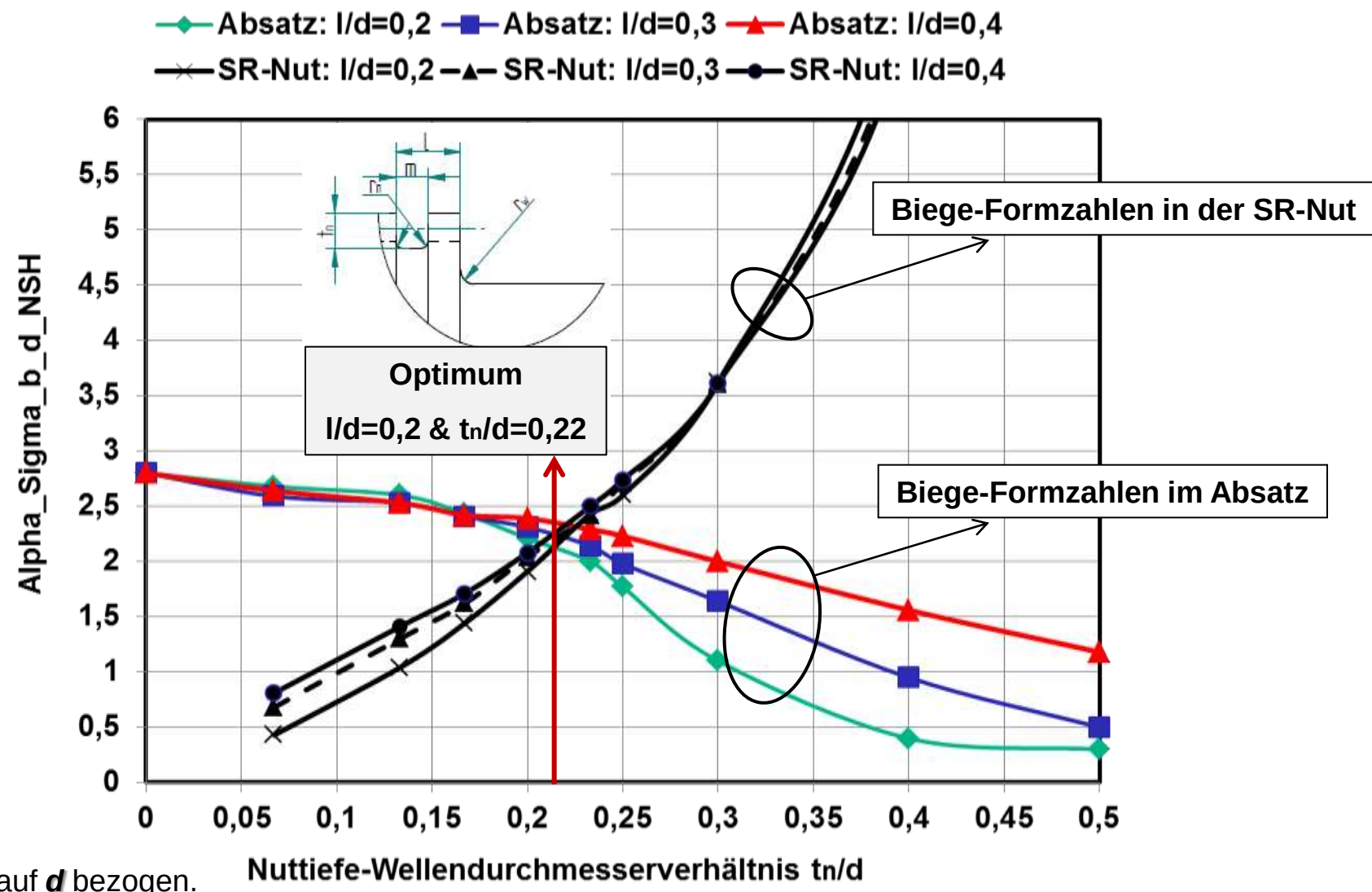
r: Absatzradius

r_n : Nutradius



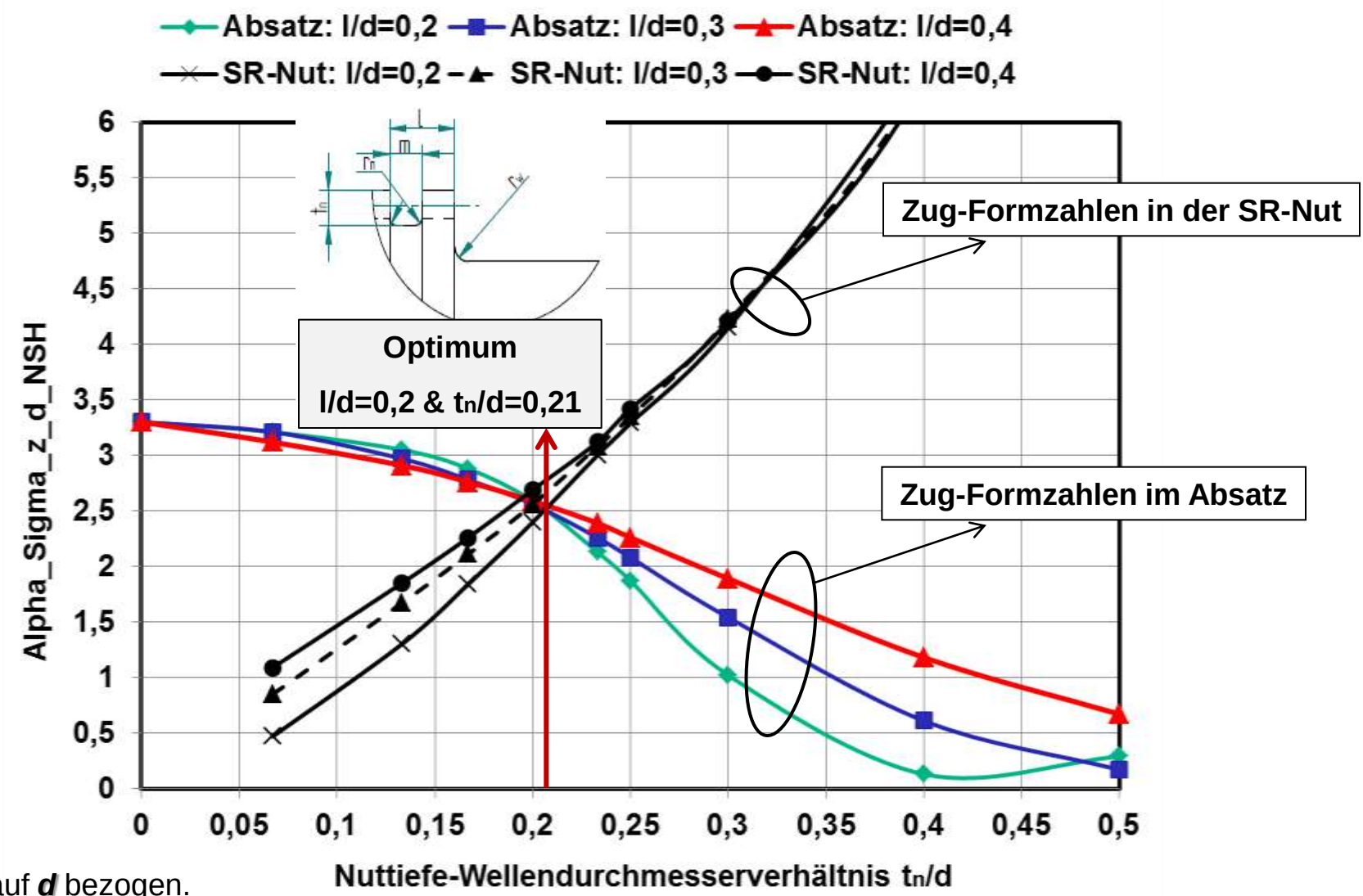
- Zähnezahl = 35
- Fußradius: 0,25 mm bis 0,3 mm
- Lückenwinkel = 60°
- Fußkreisdurchmesser = 26 mm
- Kopfkreisdurchmesser = 30 mm
- Kleinster Wellendurchmesser = 20 mm

Einfluss von Entlastungsnuten auf die Biege-Formzahl an abgesetzten Wellen und Profilwellen



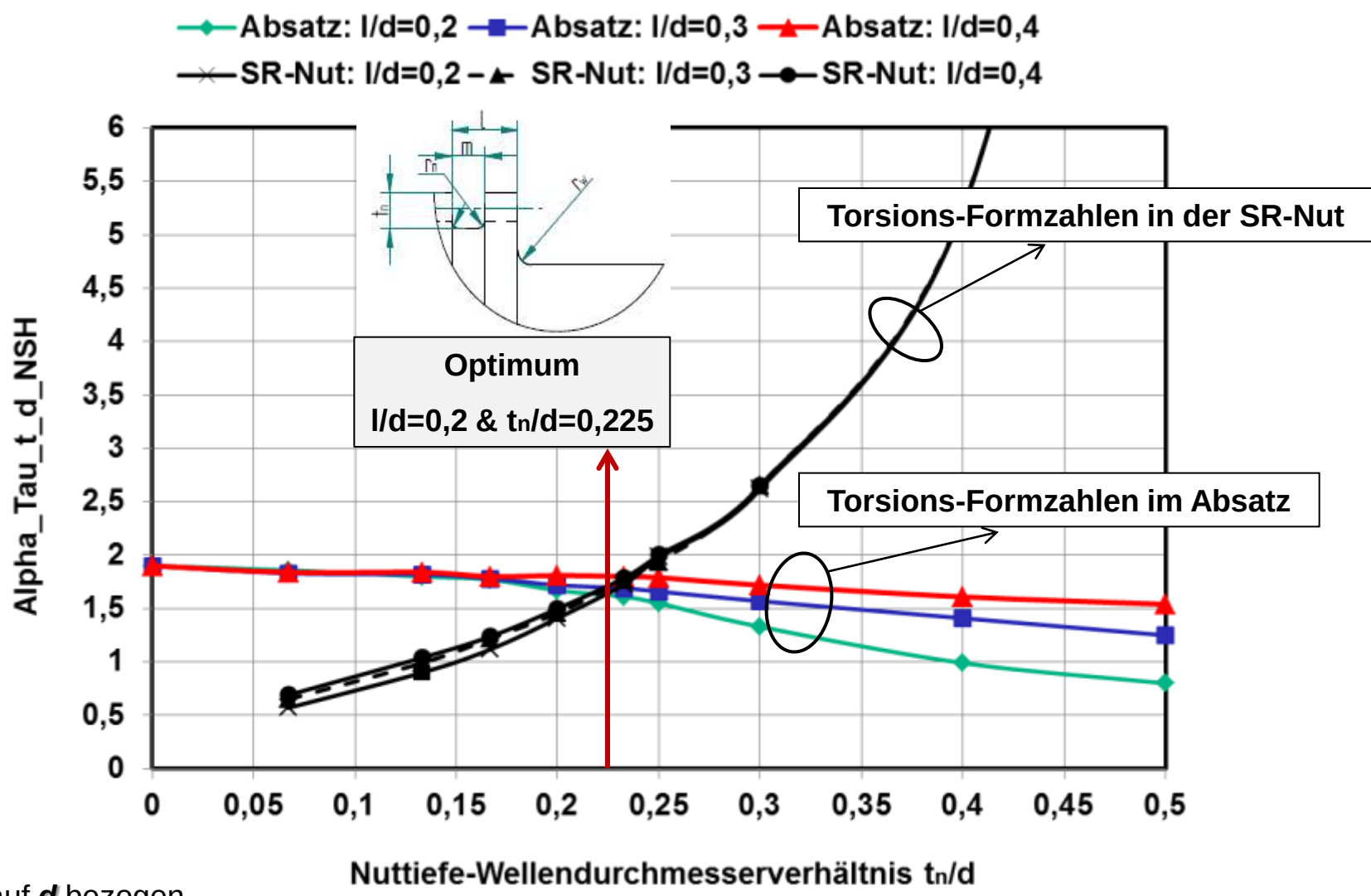
Nennspannung ist auf d bezogen.

Einfluss von Entlastungsnuten auf die Zug-Formzahl an abgesetzten Wellen und Profilwellen



Nennspannung ist auf d bezogen.

Einfluss von Entlastungsnuten auf die Torsions-Formzahl an abgesetzten Wellen und Profilwellen



Nennspannung ist auf d bezogen.

Ergebnis-Kurzfassung zum Einfluss der Entlastungsnut

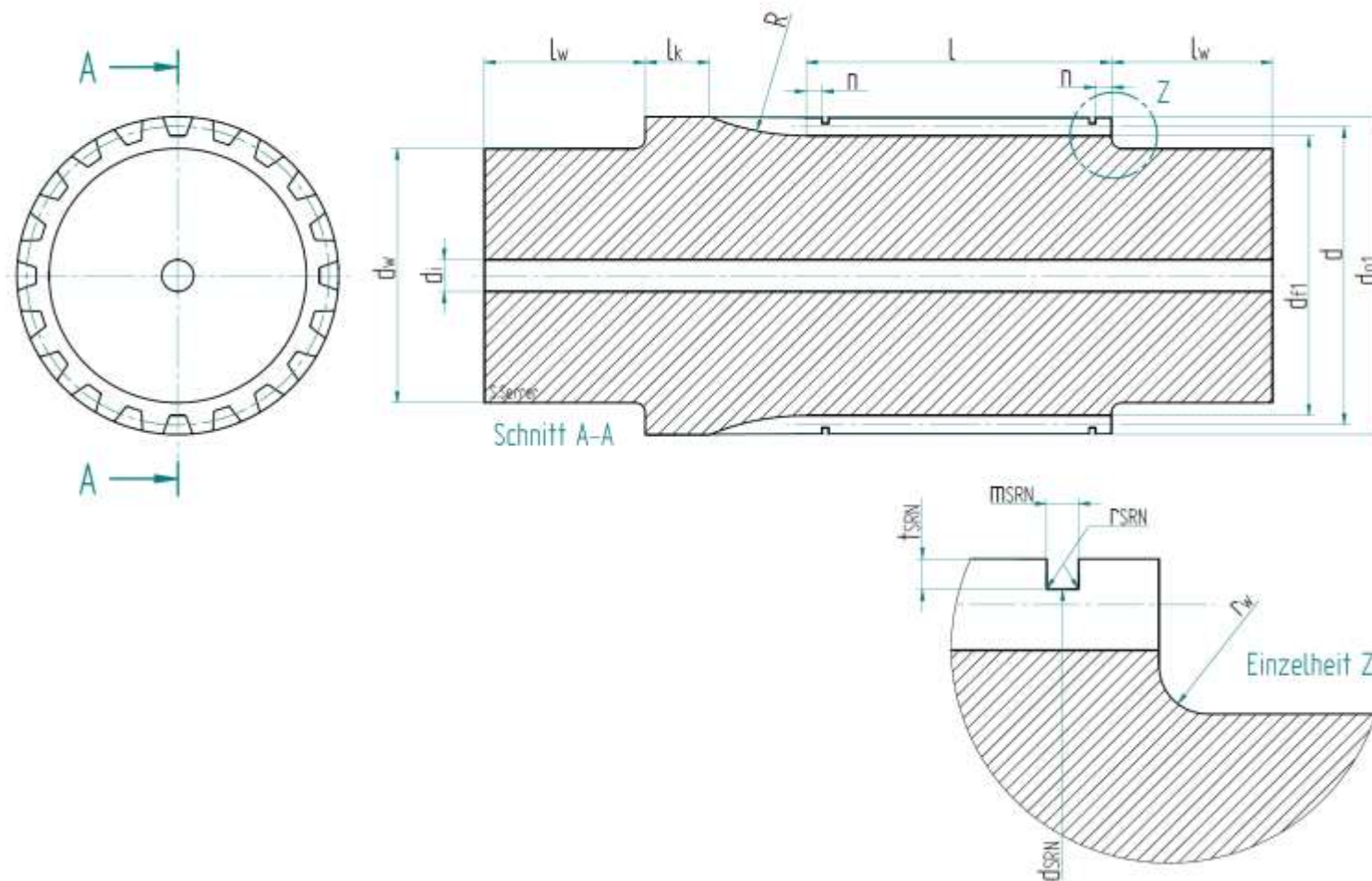
- Wenn sich die beiden Formzahlkurven α (Absatz) und α' (Entlastungsnut) schneiden erhält man das optimale Tiefenverhältnis $t_n/d(\text{opt})$. In diesem Schnittpunkt ist die Spannung an der Entlastungsnut gleich der am Wellenabsatz.
- Optimum-Geometrieparameter als FEM-Ergebnis:
 - bei Biegebelastung: $l/d=0,2$ und $t_n/d(\text{opt}) \approx 0,22$
 - bei Zugbelastung: $l/d=0,2$ und $t_n/d(\text{opt}) \approx 0,21$
 - bei Torsionsbelastung: $l/d=0,2$ und $t_n/d(\text{opt}) \approx 0,225$
- Vergleich mit Literaturwerten nach **Grekoussis** und **Panajotidis**:
 - bei Biegebelastung: $l/d=0,2$ und $t_n/d(\text{opt}) \approx 0,222$
 - bei Zugbelastung: $l/d=0,2$ und $t_n/d(\text{opt}) \approx 0,213$
 - bei Torsionsbelastung: $l/d=0,2$ und $t_n/d(\text{opt}) \approx 0,22$

Quelle: Grekoussis, R.; Panajotidis, K.: Entlastungsnuten am Wellenabsatz. Konstruktion 35(1983) H. 10, S. 387-390
- Die ermittelten Ergebnisse gelten sowohl bei der Berechnung nach *Ansys Workbench* als auch bei der Berechnung mit *Creo Simulate*
- Die Ergebnisse haben ihre Gültigkeit sowohl für den Wellenabsatz als auch für die Kerbzahnwelle.
- Mit der Optimierung der rechteckigen Querschnittsform der untersuchten Entlastungsnut sind weitere für die Praxis interessante Ergebnisse zu erwarten.

Untersuchungen zur Kerbwirkungen an:

- **Evolventen-Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480:**
 - mit freiem Auslauf und Sicherungsringnut nach DIN 471
 - mit gebundenem Auslauf und Sicherungsringnut nach DIN 471
 - Geometrische Größen
 - CAD-Modellierung
 - Modellbildung (Randbedingungen + Krafteinleitung + Vernetzung)
 - Darstellung der Vergleichsspannungsverteilung
 - Darstellung der Formzahlergebnisse bei Torsion
 - Formzahlvergleich mit Heinrich

Geometrische Bezeichnungen der untersuchten Zahnwellen

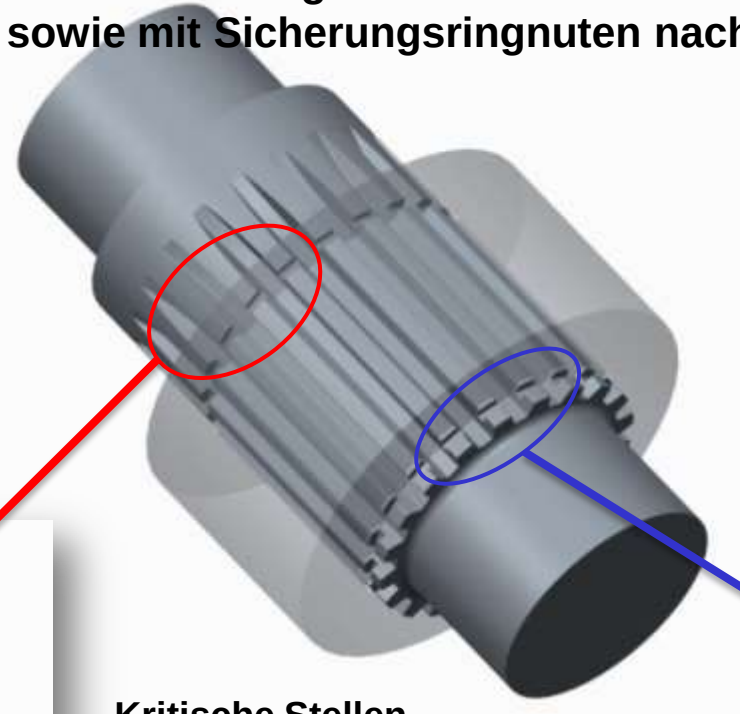
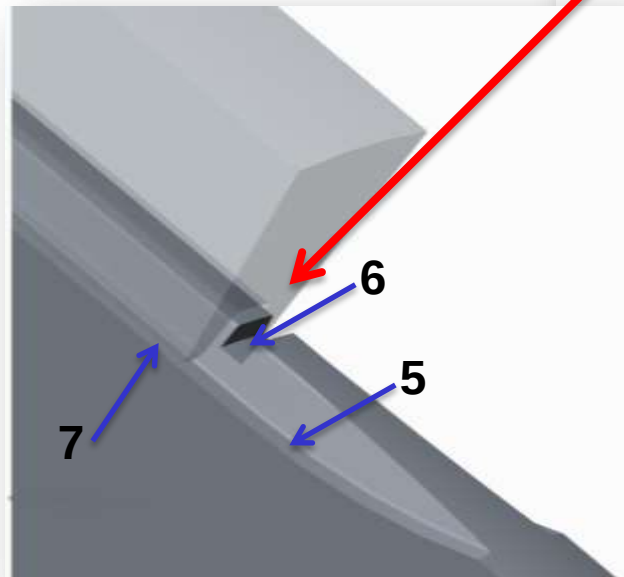


Geometrische Bezeichnungen der Zahnwelle nach DIN 5480 mit freiem Auslauf (auf der rechten Seite) und gebundenem Auslauf (auf der linken Seite) sowie auch mit Sicherungsringnuten nach DIN 471

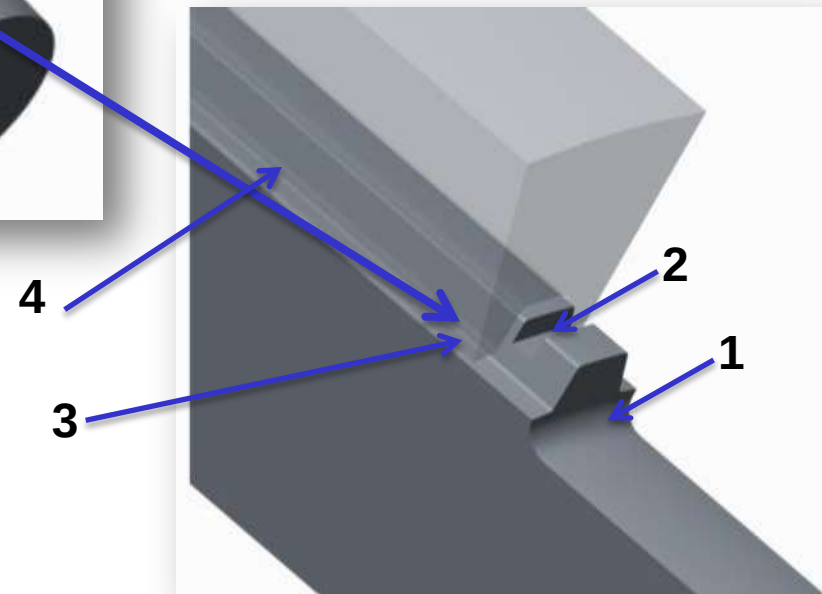
CAD-Modellierung von Evolventen-Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480

CAD-Modelle von Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480 mit freiem und gebundenem Auslauf sowie mit Sicherungsringnuten nach DIN 471

Zahnwellenverbindungen mit gebundenem Auslauf und SR-Nut



Zahnwellenverbindungen mit freiem Auslauf und SR-Nut

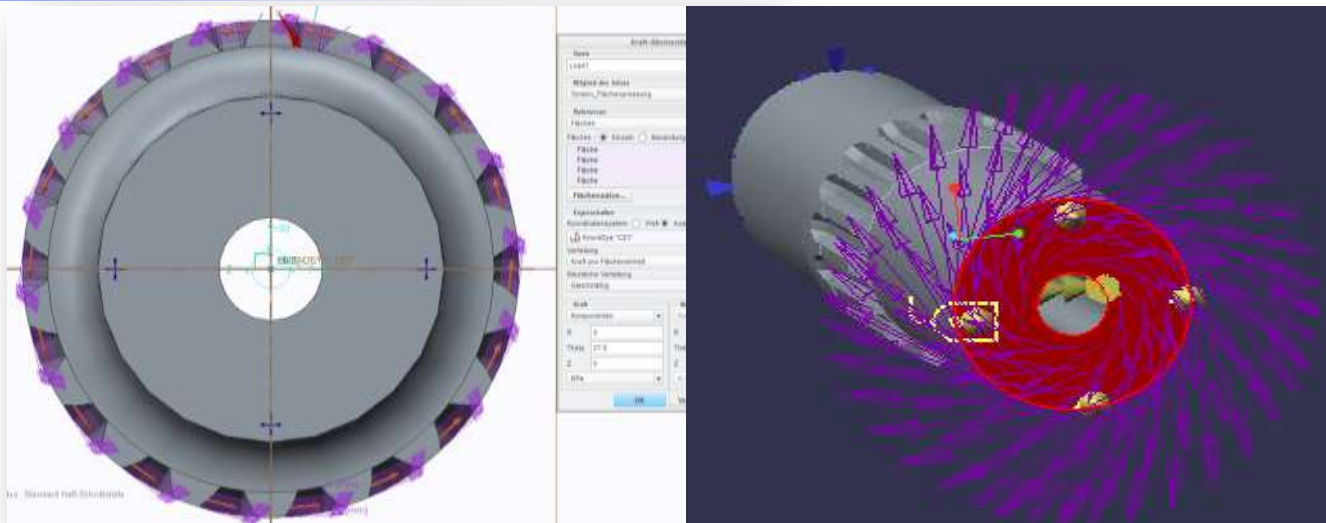


Kritische Stellen

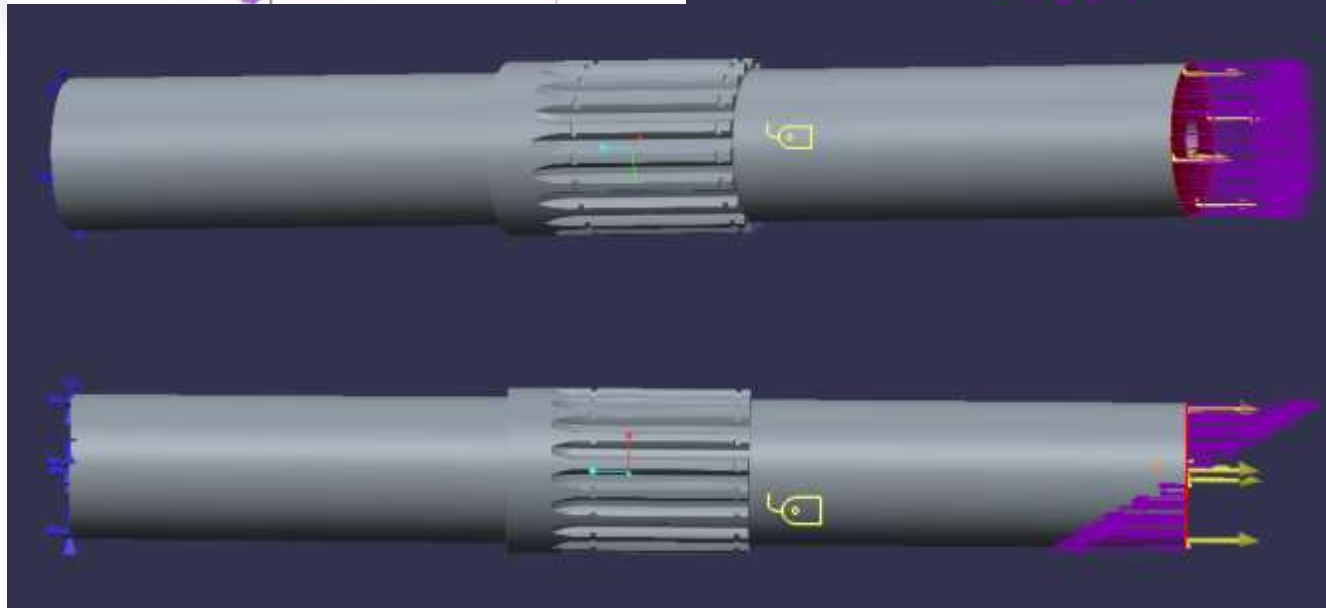
- 1: Freier Auslauf
- 2: SRN am freien Auslauf
- 3: Zahnfuß-WNV-Beginn
- 4: Zahnfuß-Mitte der WNV
- 5: gebundener Auslauf
- 6: SRN am gebundenen Auslauf
- 7: Zahnfuß-WNV-Ende

Randbedingungen

Torsion



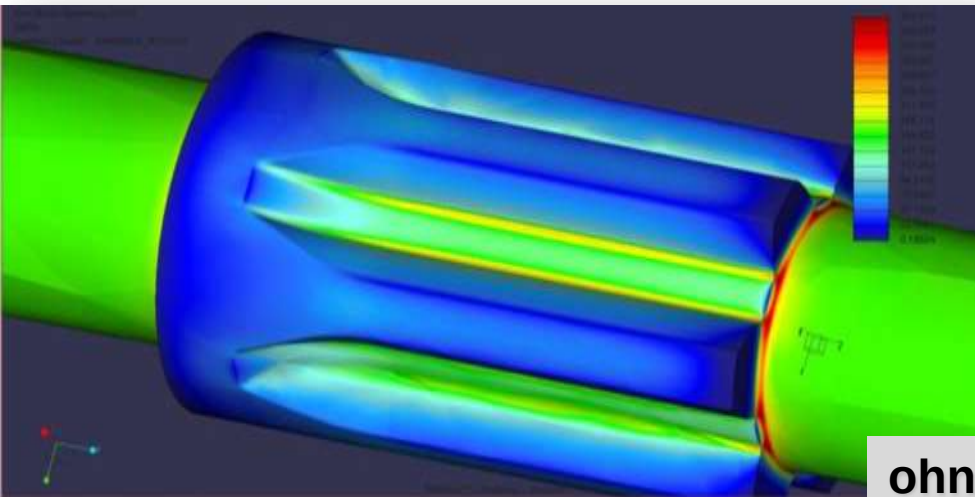
Zug/Druck



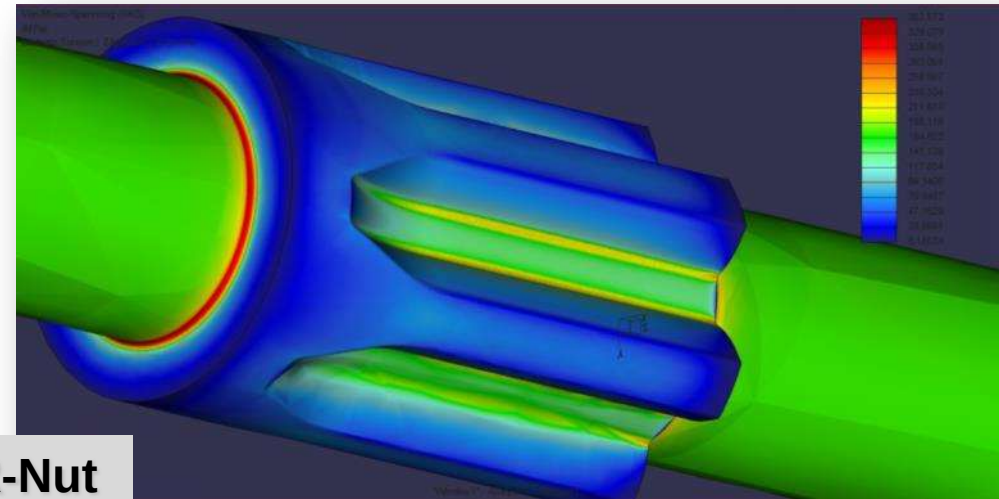
Biegung

Vergleichsspannungsverteilung an Zahnwellen nach DIN 5480

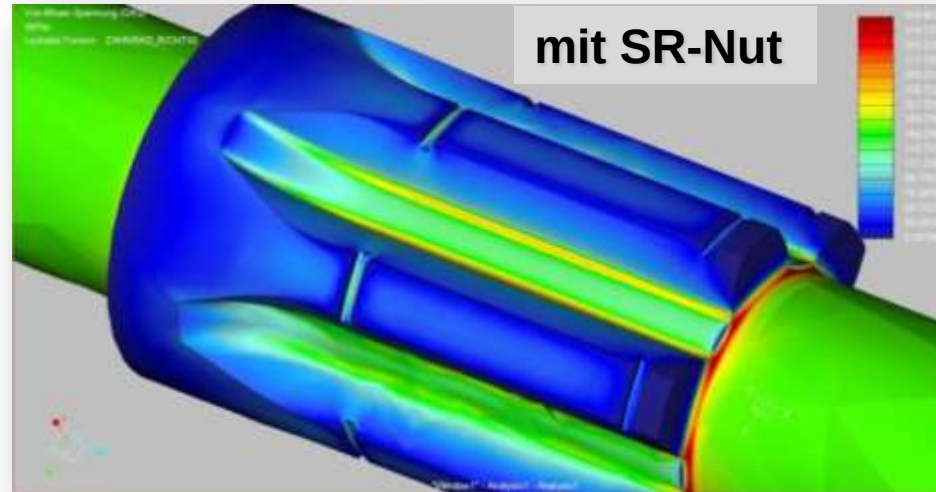
Vergleichsspannungsverteilung an der Zahnwelle DIN 5480 15x2x6 bei Torsionsbelastung nach GEH



ohne SR-Nut

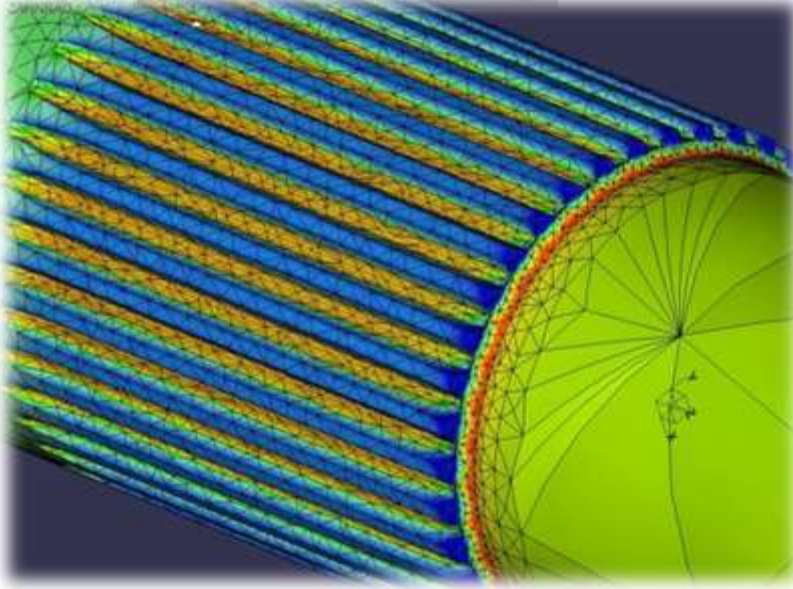


mit SR-Nut

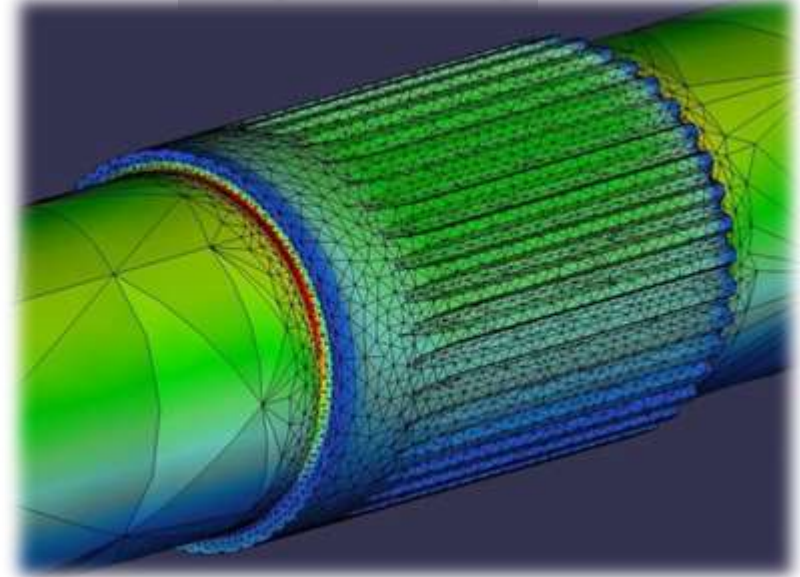


Vergleichsspannungsverteilung an Zahnwellen nach DIN 5480

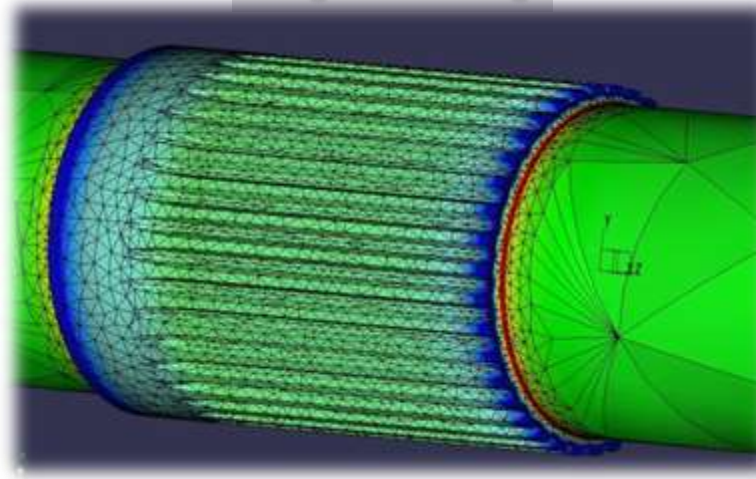
Torsionsbelastung



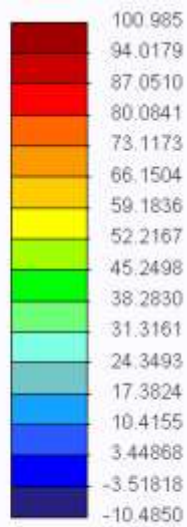
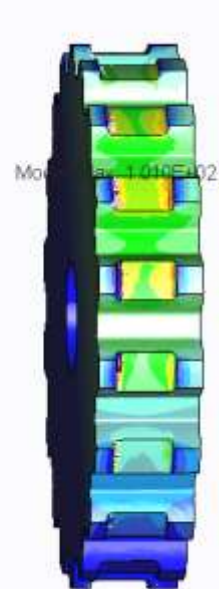
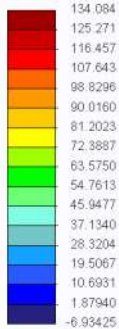
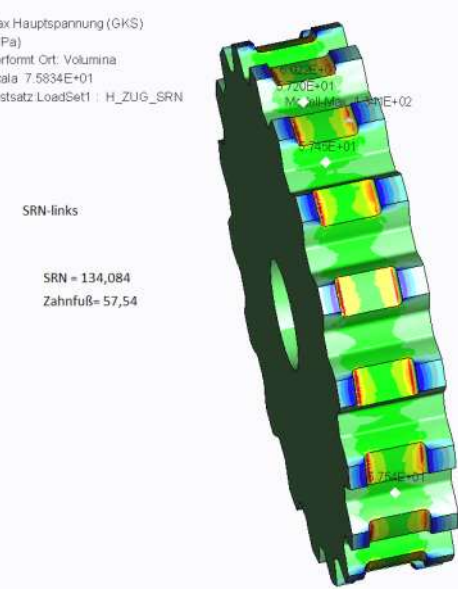
Biegebelastung



Zugbelastung



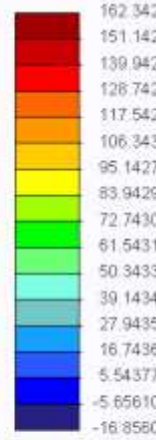
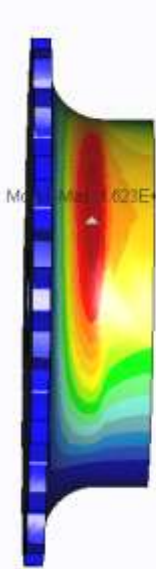
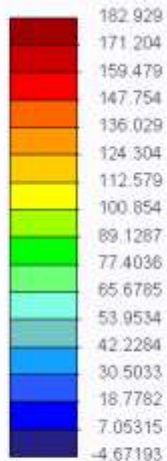
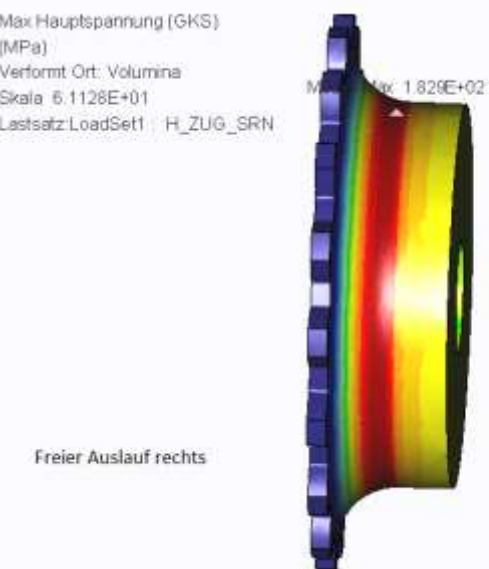
Vergleichsspannungsverteilung an Zahnwellen mit SR-Nut



Zahnwelle DIN 5480 10x0,5x18

Biegung mit ZW mit SR-Nut

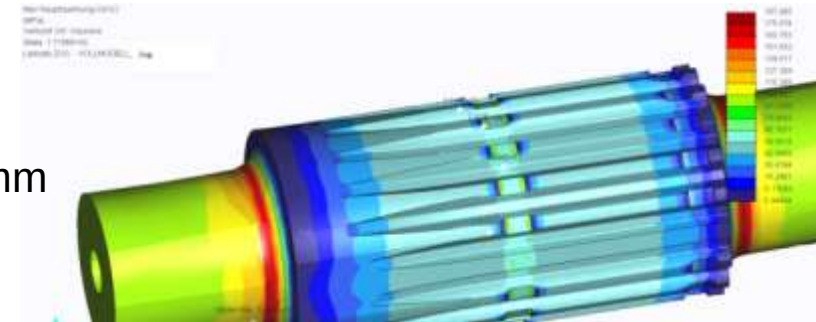
Zug/Druck mit ZW mit SR-Nut



Formzahlergebnisse für die Zahnwelle DIN 5480 10x0,5x18 mit SR-Nut

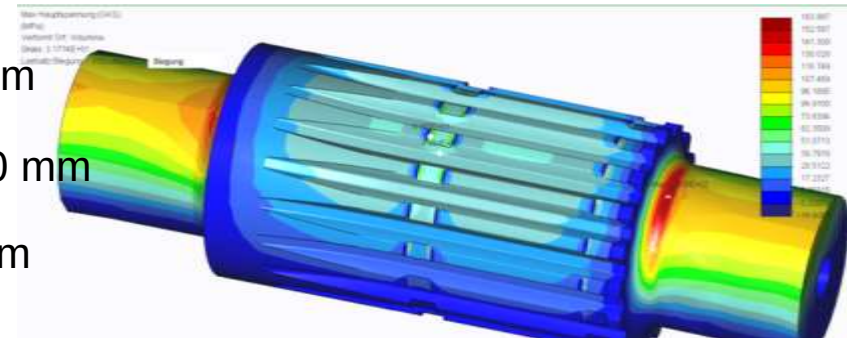
Zug/Druck

$$\begin{aligned}\alpha_{\sigma d_dsrn_SRN} &= 2,60 \text{ (in der SR-Nut) bezogen auf } d_{SRN} = 9,6 \text{ mm} \\ \alpha_{\sigma d_dh1_Fu\beta} &= 1,22 \text{ (im Zahnfußbereich) bezogen auf } dh1 = 10 \text{ mm} \\ \alpha_{\sigma d_} &= 1,83 \text{ (im freien Auslauf) bezogen auf } dw = 6,9 \text{ mm}\end{aligned}$$



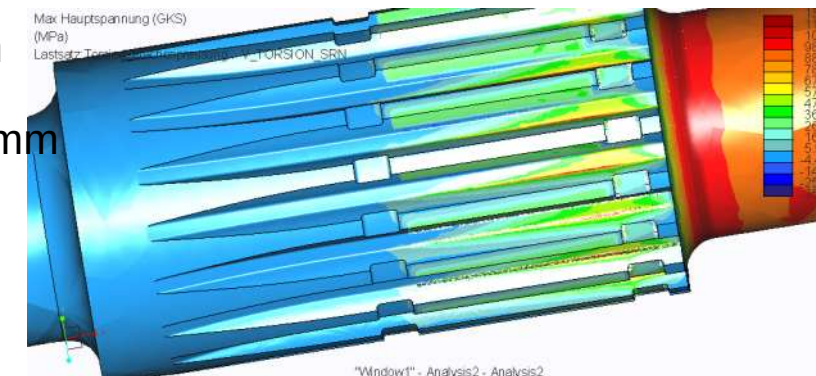
Biegung

$$\begin{aligned}\alpha_{\sigma b_dsrn_SRN} &= 2,72 \text{ (in der SR-Nut) bezogen auf } d_{SRN} = 9,6 \text{ mm} \\ \alpha_{\sigma b_dh1_Fu\beta} &= 1,25 \text{ (im Zahnfußbereich) bezogen auf } dh1 = 10 \text{ mm} \\ \alpha_{\sigma b_} &= 1,63 \text{ (im freien Auslauf) bezogen auf } dw = 6,9 \text{ mm}\end{aligned}$$

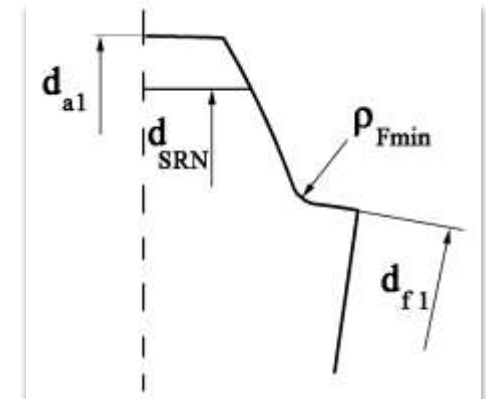
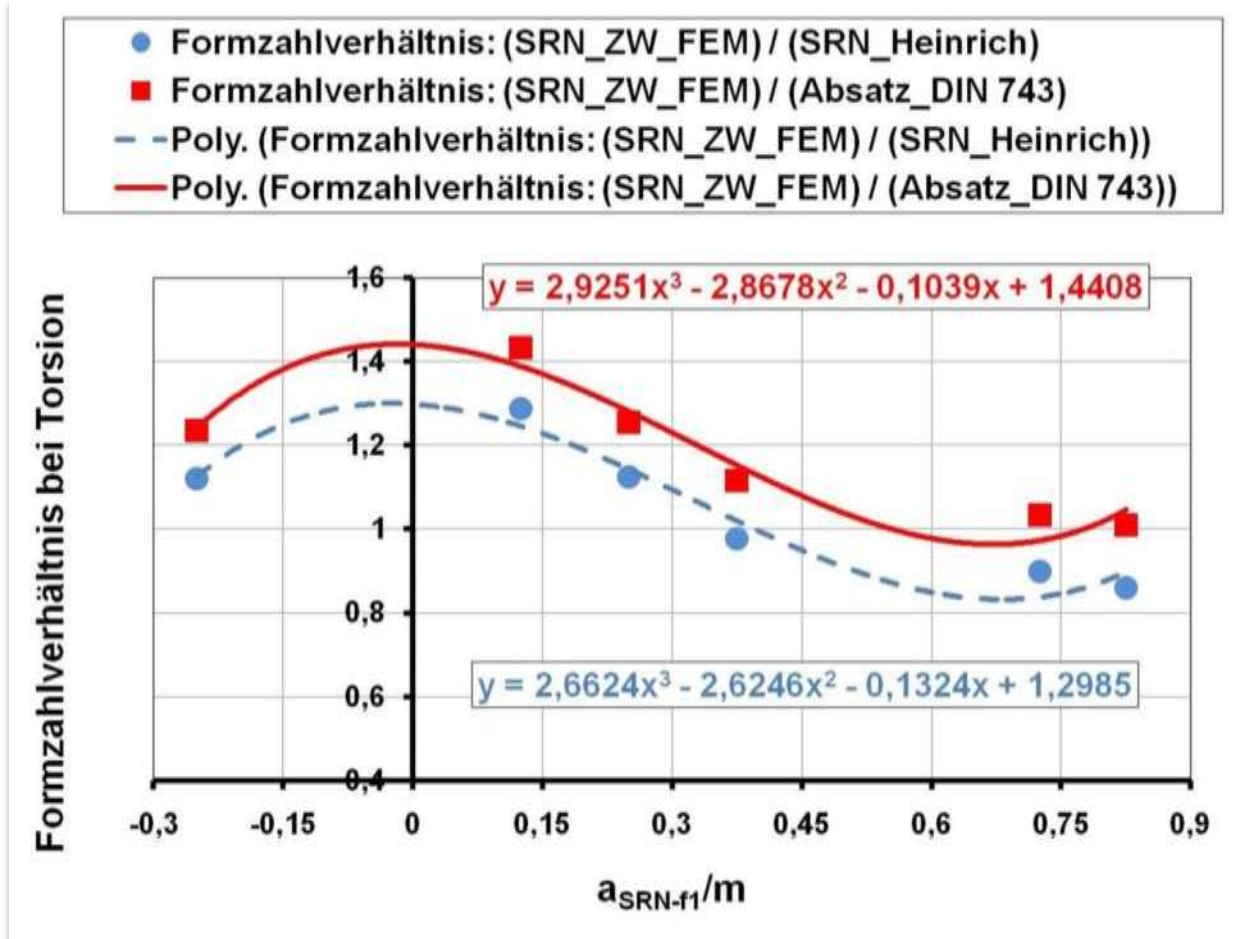


Torsion

$$\begin{aligned}\alpha_{\tau_dsrn_SRN} &= 1,54 \text{ (in der SR-Nut) bezogen auf } d_{SRN} = 9,6 \text{ mm} \\ \alpha_{\tau_dh1_Fu\beta} &= 2,98 \text{ (im Zahnfußbereich) bezogen auf } dh1 = 10 \text{ mm} \\ \alpha_{\tau_} &= 1,30 \text{ (im freien Auslauf) bezogen auf } dw = 6,9 \text{ mm}\end{aligned}$$



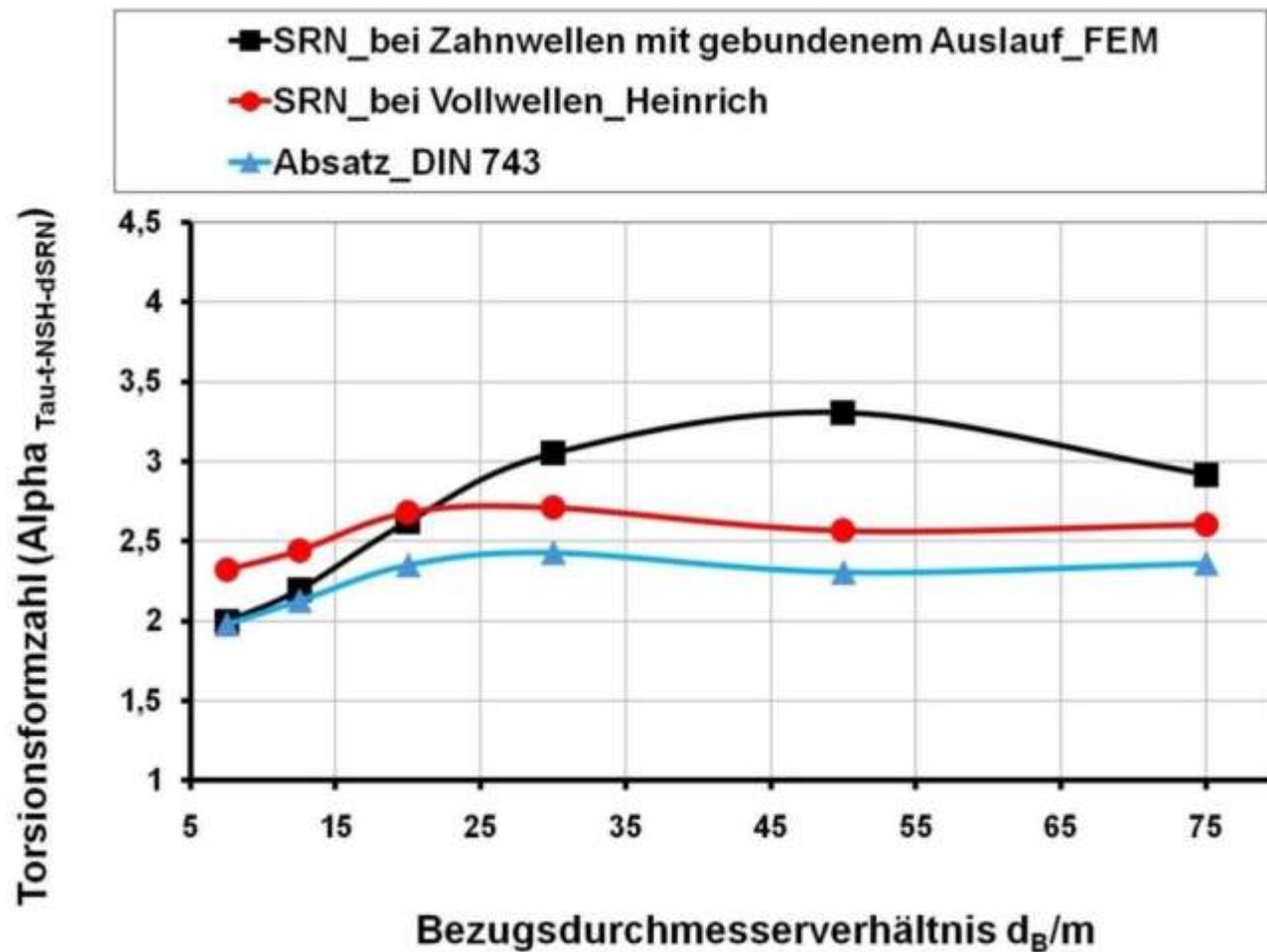
Formzahlverhältnisdarstellung bei Torsion



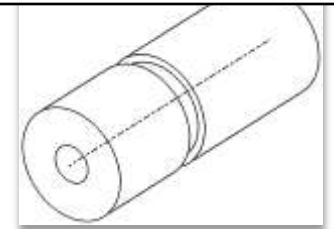
$$a_{SRN-f1} = \frac{|d_{SRN} - d_{f1}|}{2}$$

Darstellung des Verlaufs der Formzahlverhältnisse an den SR-Nuten in Zahnwellen über dem Verhältnis a_{SRN-f1}/m ; Nennspannung ist auf den d_{SRN} bezogen.

Vergleich der Torsionsformzahlen



Nach *Heinrich* für die Vollwellen mit SR-Nuten



$$\alpha_{\tau.t_SRN} = 1,48 + 0,45 \cdot \sqrt{\frac{t}{r}}$$

Torsion

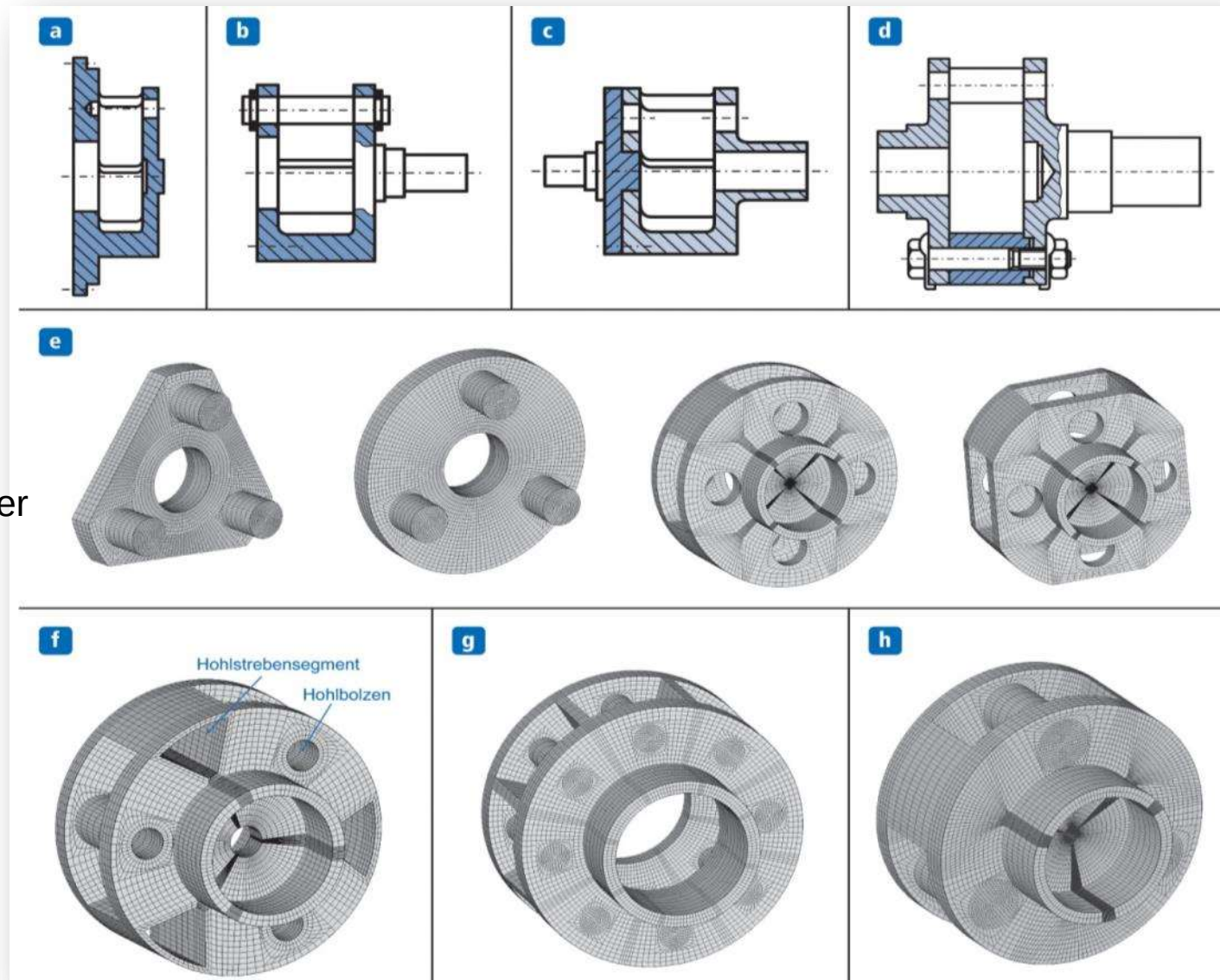
Vergleich der mit FEM- ermittelten Torsionsformzahlen an SR-Nuten bei Zahnwellen mit denen für die SR-Nuten bei Vollwellen nach Heinrich sowie für den äquivalenten Absatz nach DIN 743

Untersuchungen zu den Spannungsüberhöhungen an Planetenträger für Wind-Getriebe

- Grober Entwurf eines Planetenträgers
- CAD-Modellierung
- Randbedingungen – Planetenträgermodell – Variante A
- Randbedingungen – Planetenträgermodell – Variante B
- Berechnung mit Simulate bei Torsionsbelastung
- Berechnung mit Ansys Workbench bei Torsionsbelastung
- Ort der Spannungsmaxima
- Ergebnisvergleich „Creo Simulate/AnsysWorkbench“
- Sicherheitsberechnung

Beispiele für die Gestaltung des Umlaufträgers (Steges)

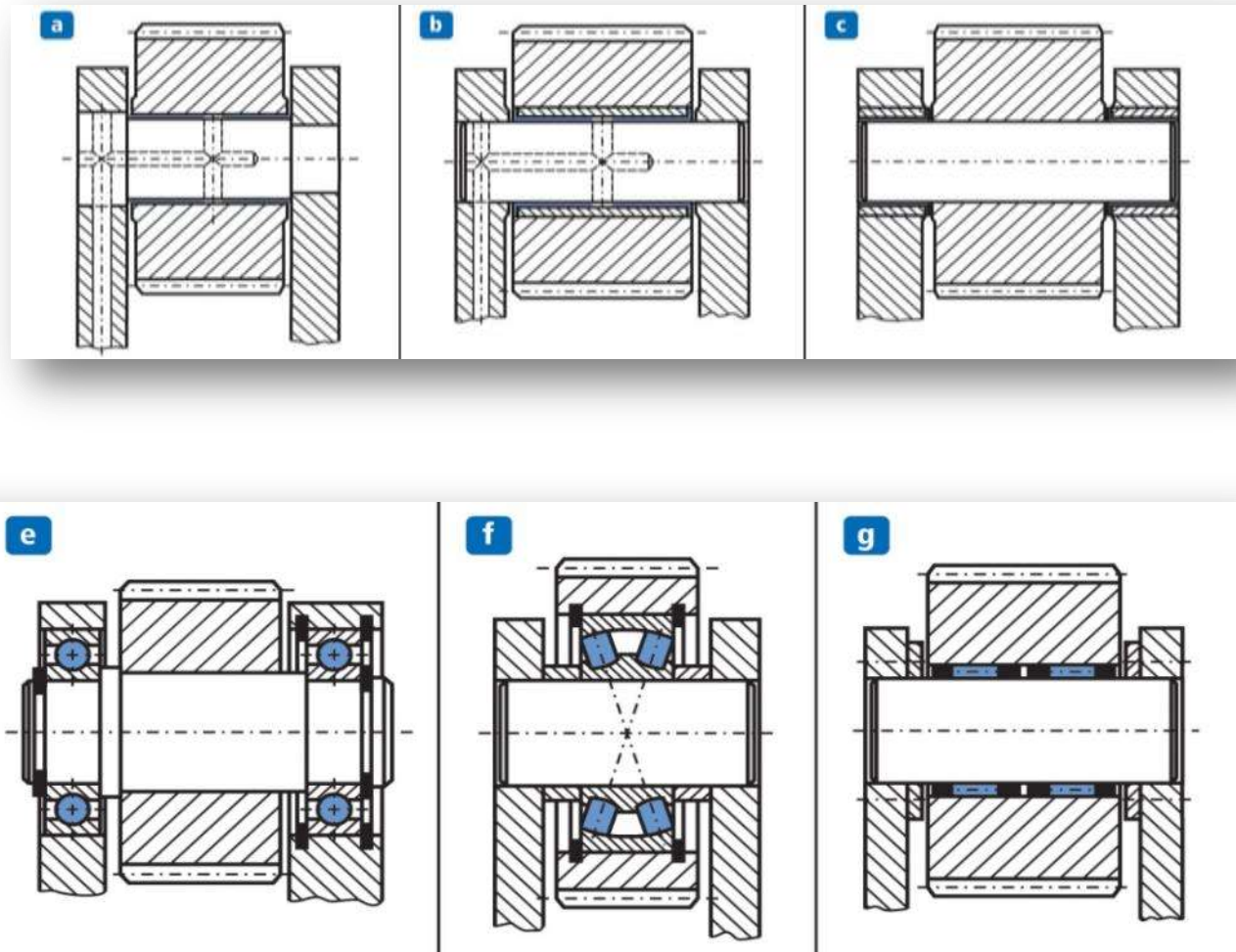
- a) feststehend;
- b) mit angegossener Welle;
- c) geteilt;
- d) geteilt;
- e) drei- und vierachsig;
- f) dreiachsig mit Hohlbolzen;
- g) achtachsig;
- h) dreiachsig mit abgeschlossener Hohlwelle



Quelle: B. Schlecht IMM TU Dresden
Lehrbuch Maschinenelemente

Ausführungsmöglichkeiten der Planetenradlagerung

- a) Lagermetall auf Bolzen,
- b) Buchsenlagerung im Rad,
- c) Buchsenlagerung im Steg,
- d) Lagerung im Planetenrad,
- e) Lagerung im Planetenträger,
- f) Lagerung mit Pendelrollenlagern,
- g) Nadellagerung ohne Käfige



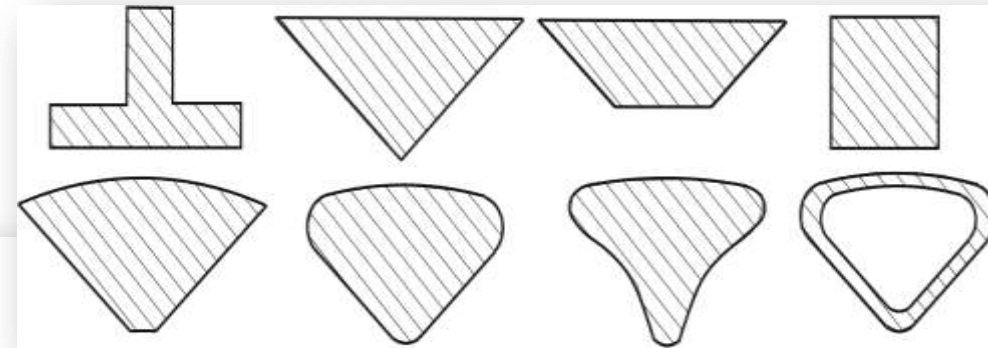
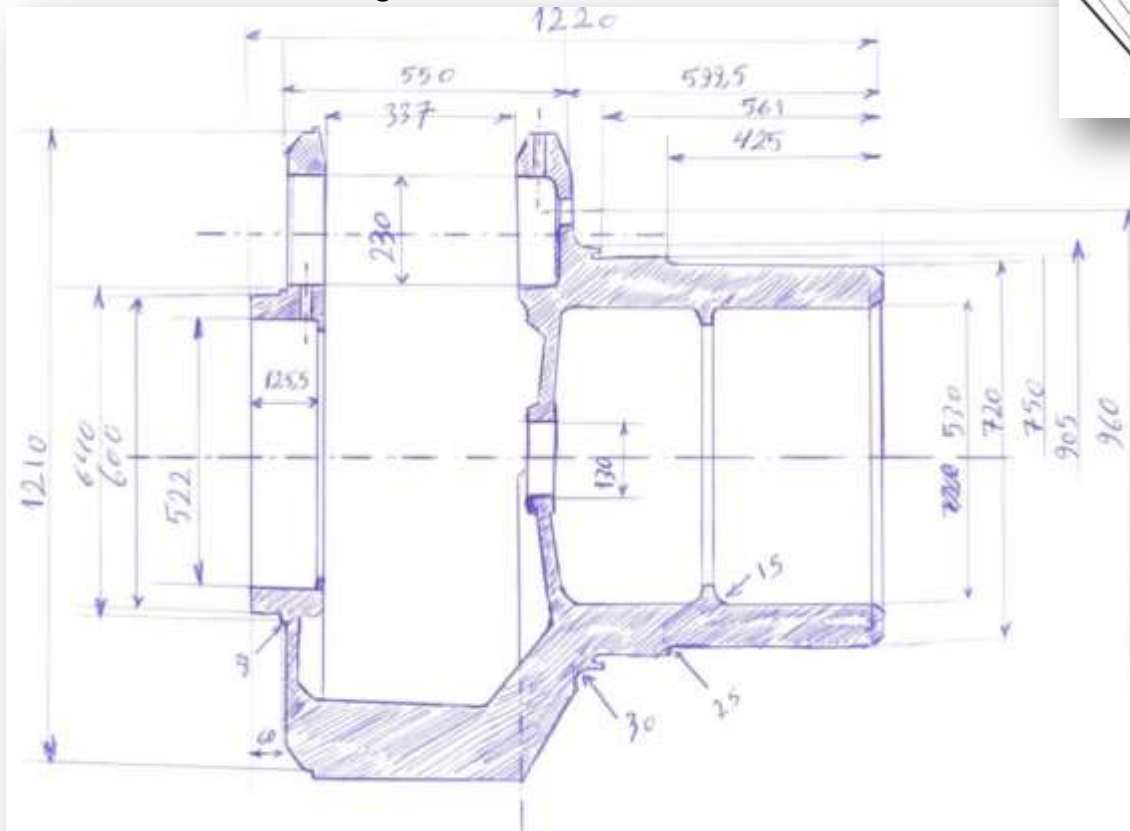
Quelle: B. Schlecht IMM TU Dresden

Lehrbuch Maschinenelemente

Grober Entwurf eines Planetenträgers

Hebelarm: $r = 495 \text{ mm}$

Drehmoment-Belastung: $M_t = 4100 \text{ kNm}$



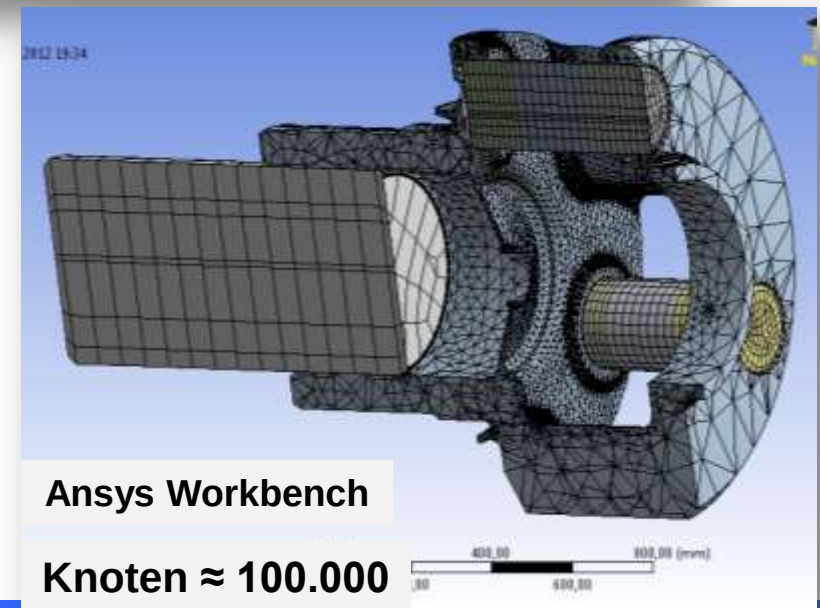
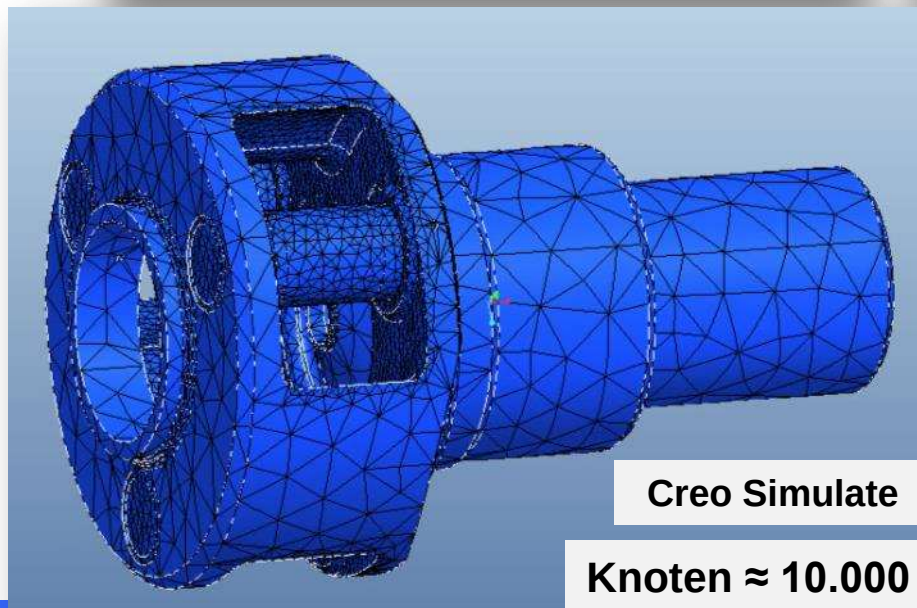
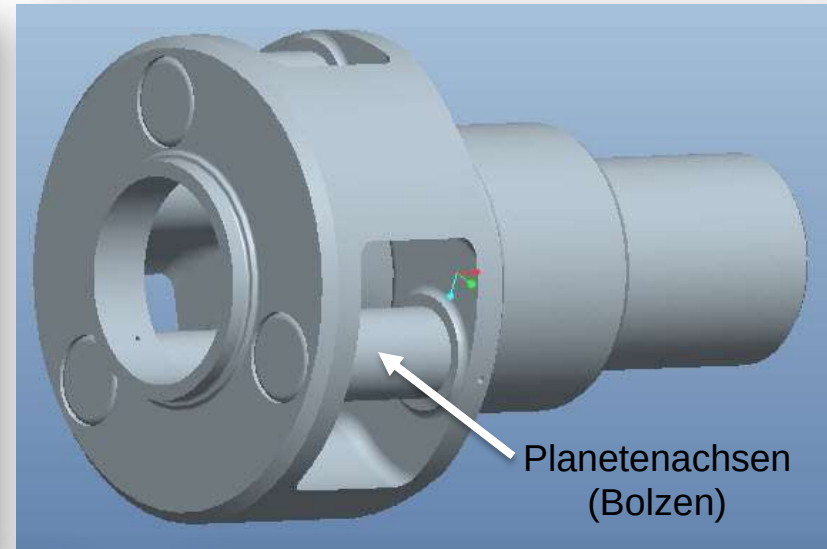
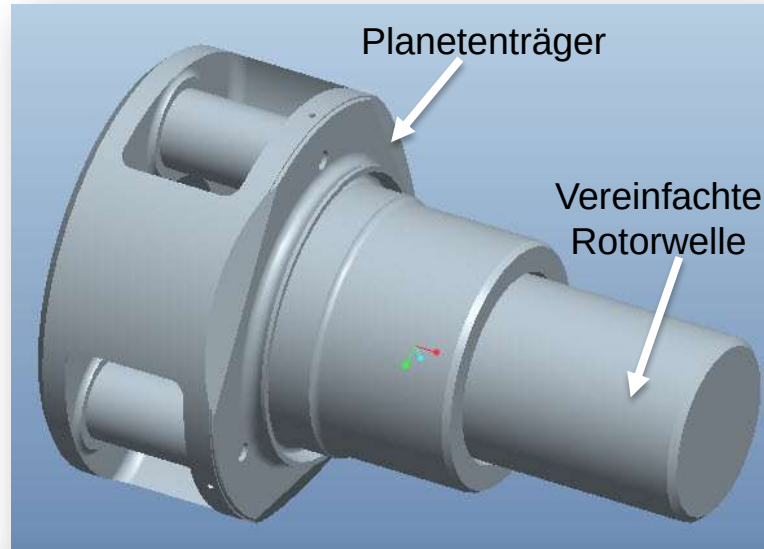
Form und Art der Streben (z.B. ovalförmige-, dreieckige Voll- und Hohlstreben)

Planetenträger Werkstoff

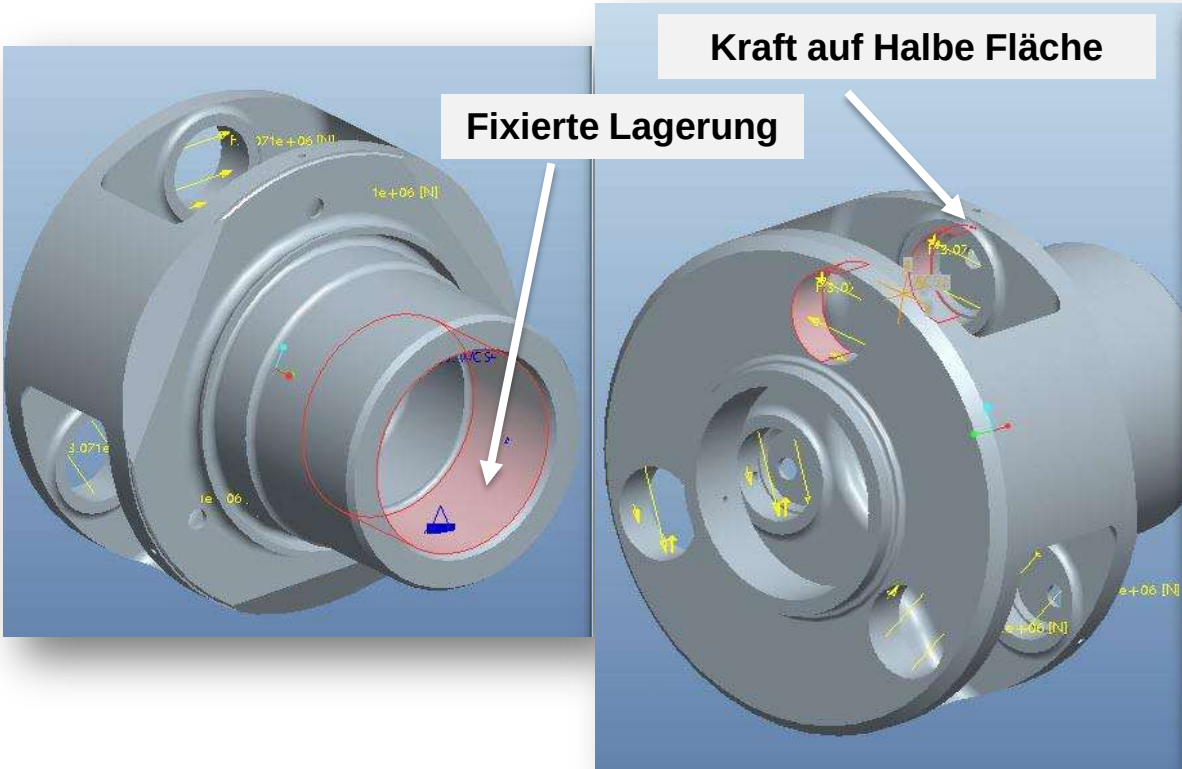
- EN-GJS-700-2 (*Gusseisen mit Kugelgraphit*) DIN EN 1563
- E-Modul: $E = 1,76e5 \text{ [N/mm}^2\text{]}$
- Querdehnzahl: $\nu = 0,28$
- Dichte: $\rho = 7,25e-9 \text{ [t/mm}^3\text{]}$

- Die Materialien der Bauteile sind isotrop und werden als homogen betrachtet und weisen keine Fehlstellen auf.
- Es wird nur das Drehmoment am Rotor eingeleitet, sonst keine weiteren Kräfte am Rotor.
- Alle Planeten einer Planetenstufe übertragen die gleiche Last.
- Es werden nur statische Berechnungen bei Nennlast durchgeführt.

CAD/FEM-Modell – Konstruktionsvariante eines Planetenträgers



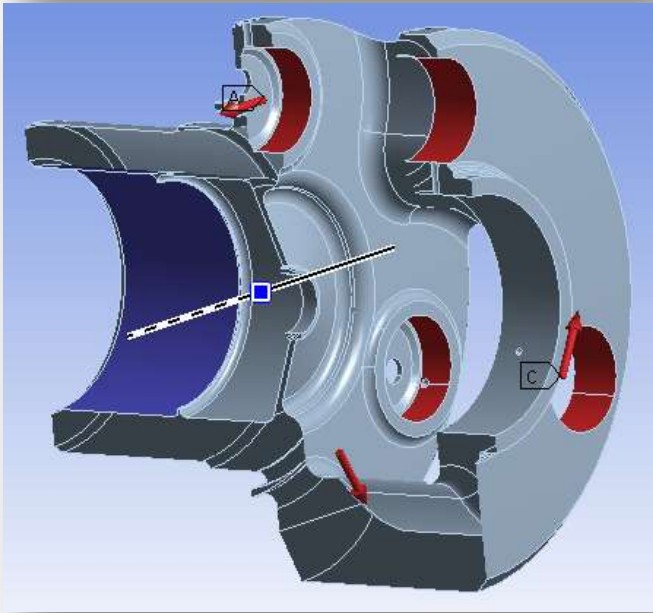
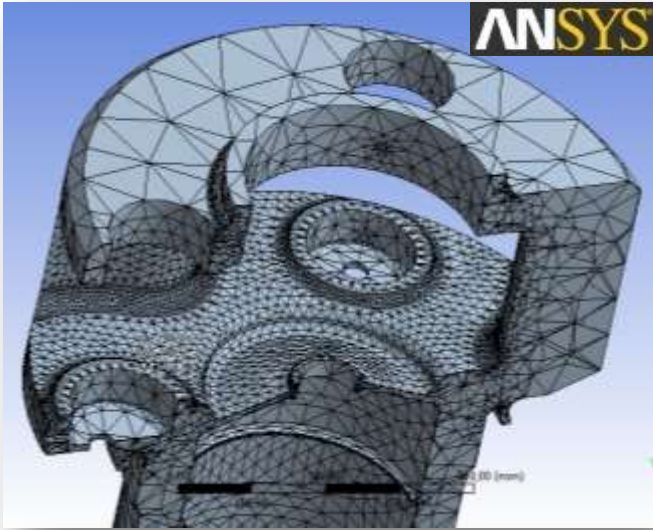
Randbedingungen – Planetenträgermodell – Variante A



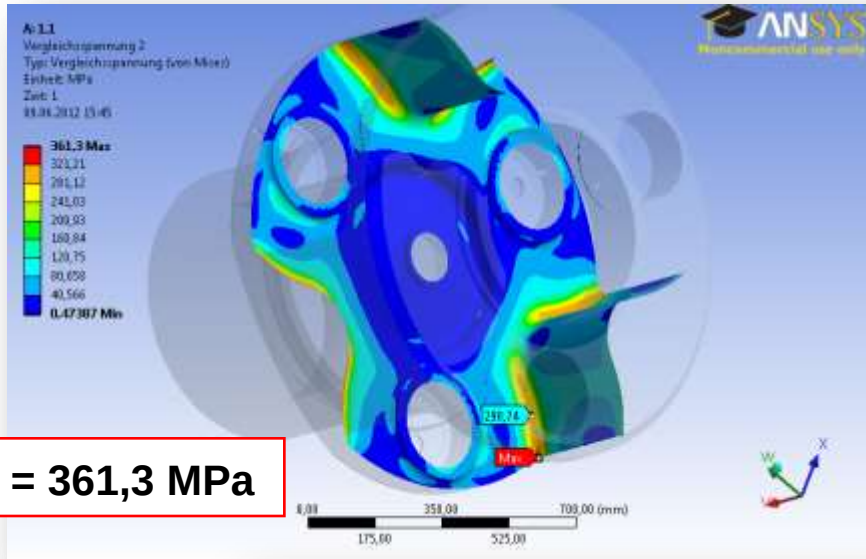
Torsionsbelastung: 4.100 kNm

- ➔ Kraftangriff: Bolzenlast in Wangenaugen
- ➔ Lagerung: Stegwellenbohrung (Innenseite)

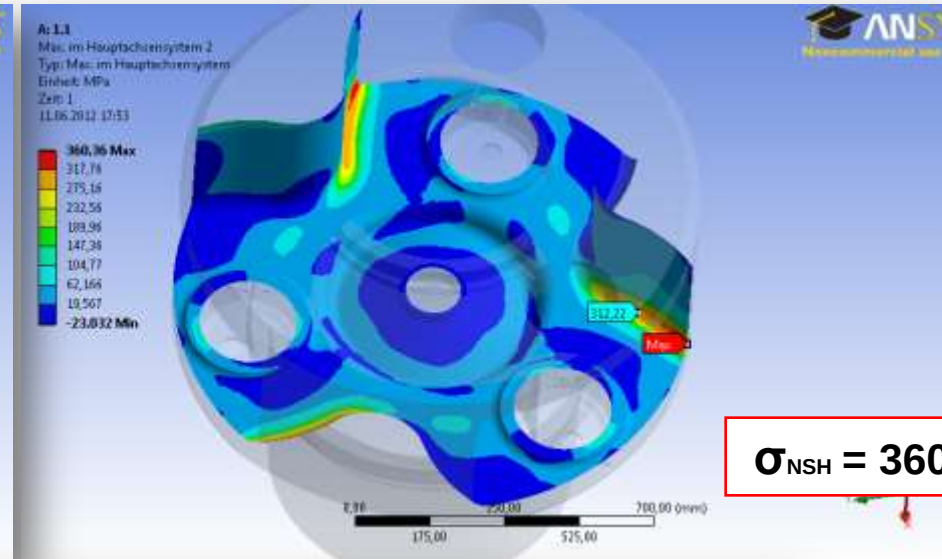
Netz: ➔ Knoten: ≈ 100.000 (Ansys) bzw. ≈ 10.729 (Simulate)



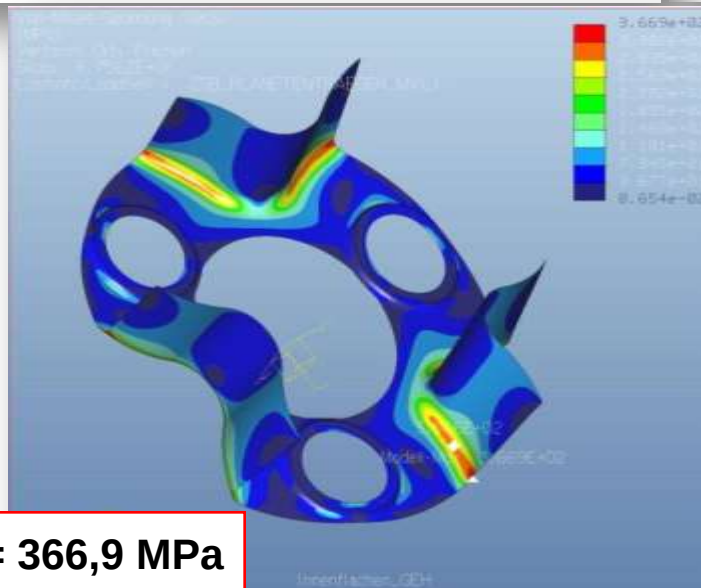
Spannungsmaxima Vergleich: Simulate & Ansys - Variante A



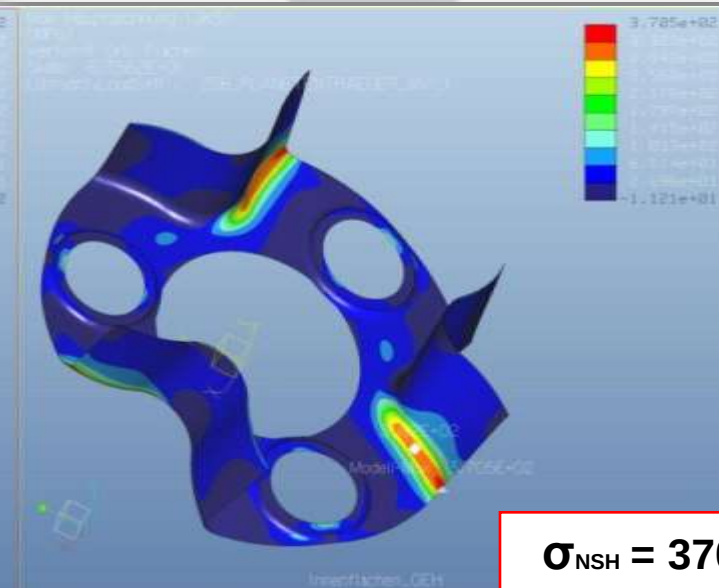
$\sigma_{\text{GEH}} = 361,3 \text{ MPa}$



$\sigma_{\text{NSH}} = 360,3 \text{ MPa}$

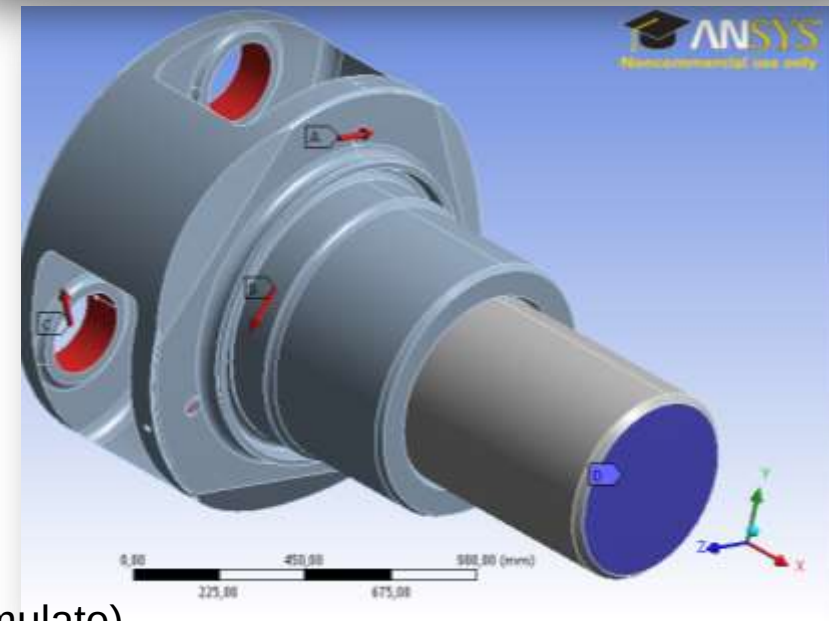
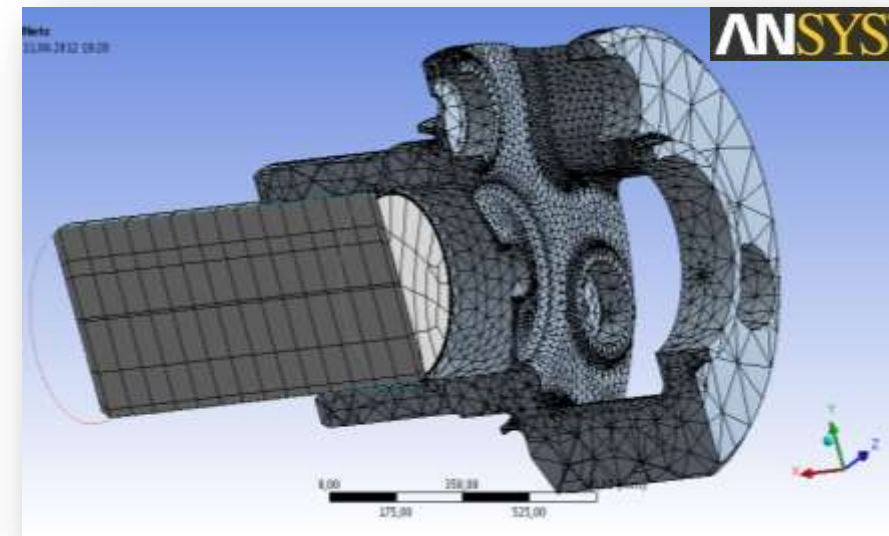
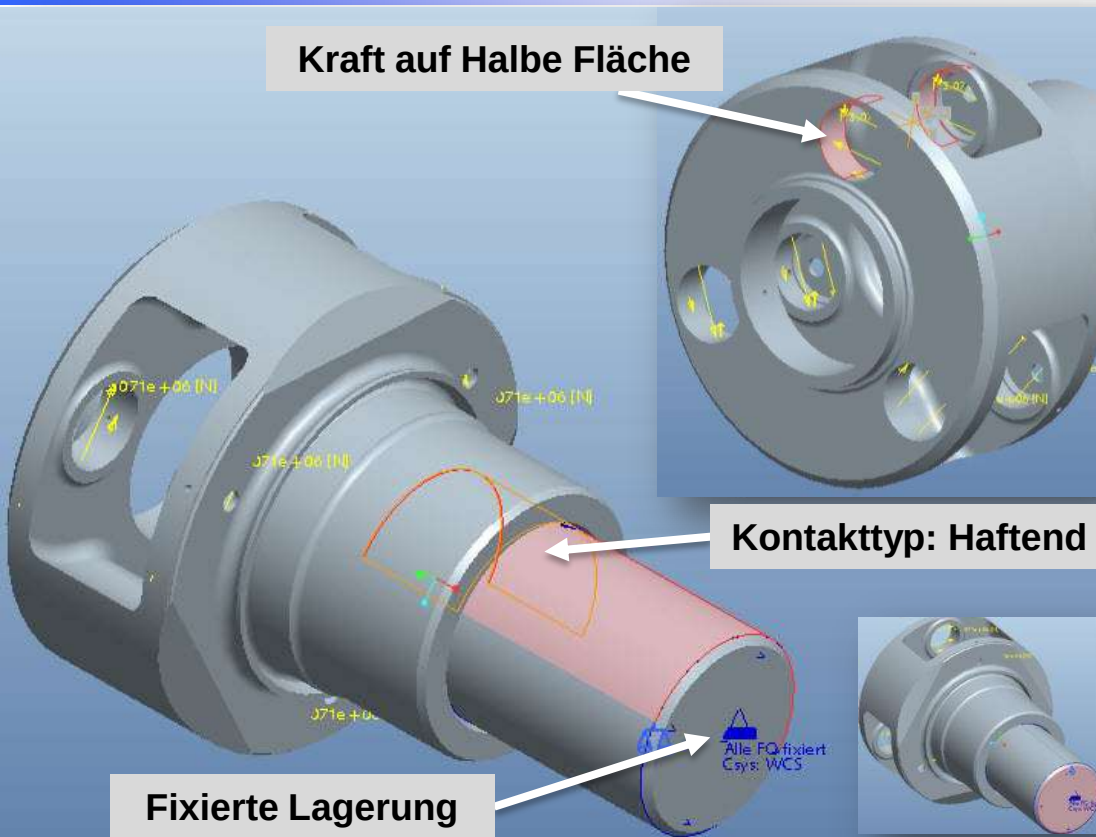


$\sigma_{\text{GEH}} = 366,9 \text{ MPa}$



$\sigma_{\text{NSH}} = 370,5 \text{ MPa}$

Randbedingungen – Planetenträgermodell – Variante B



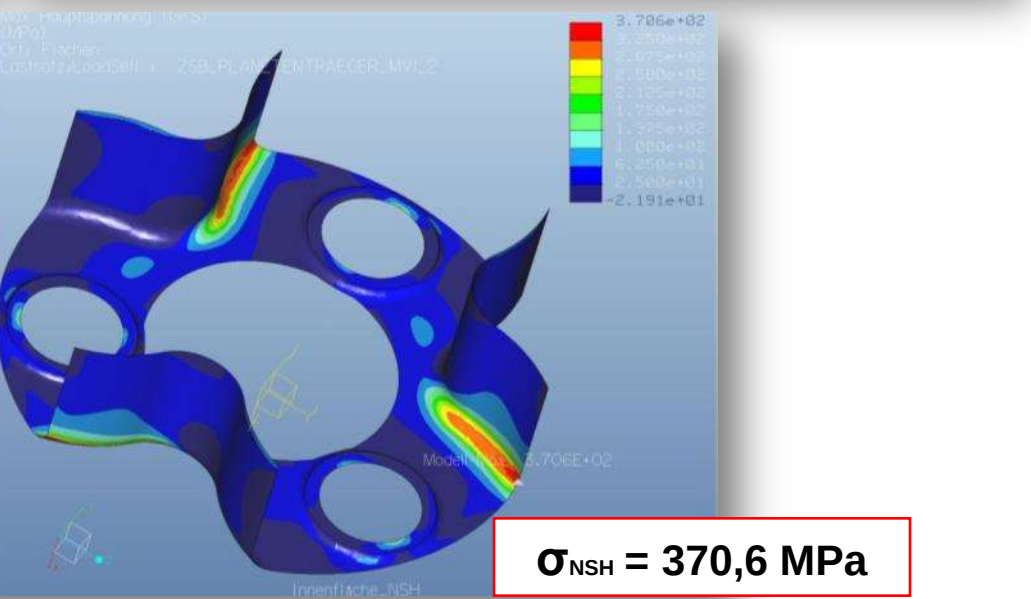
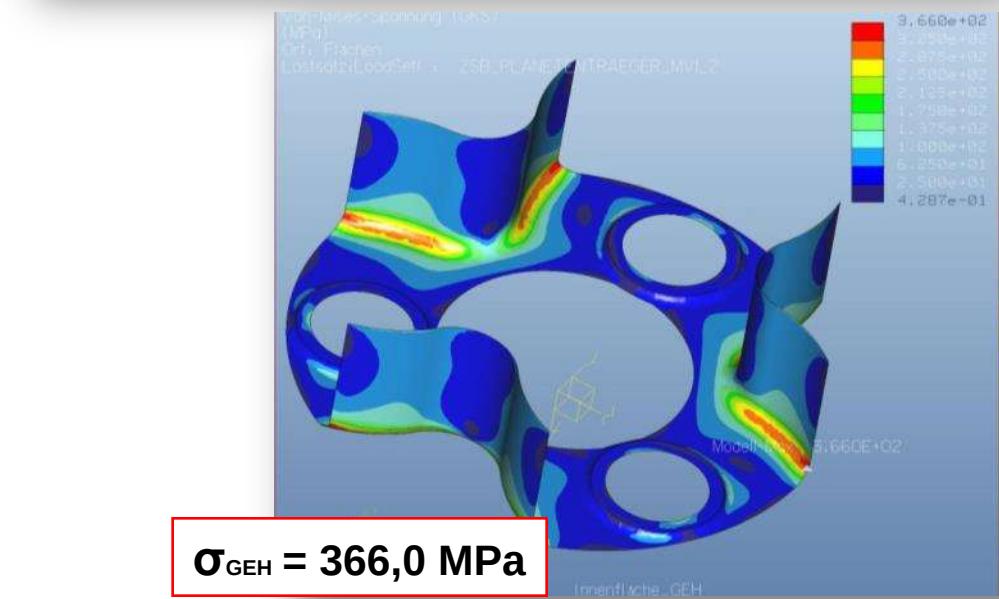
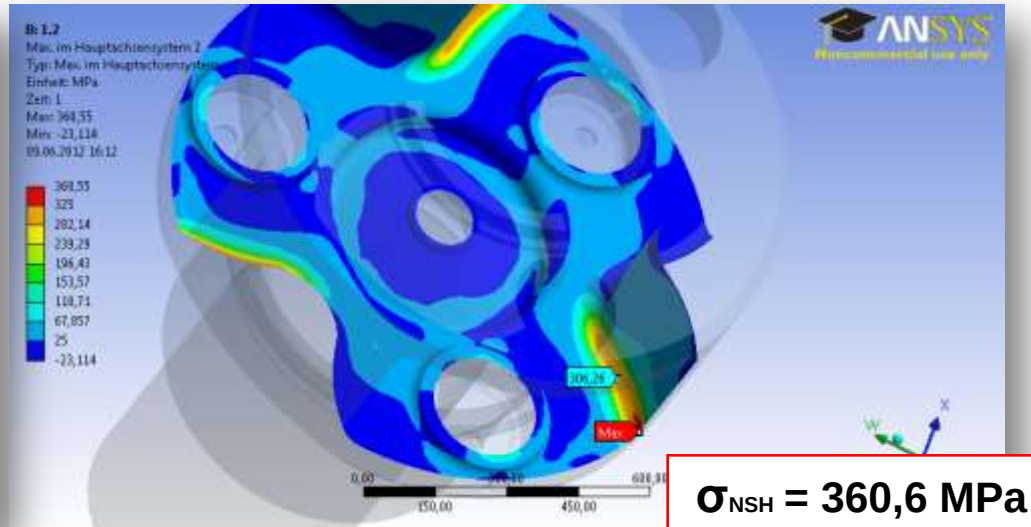
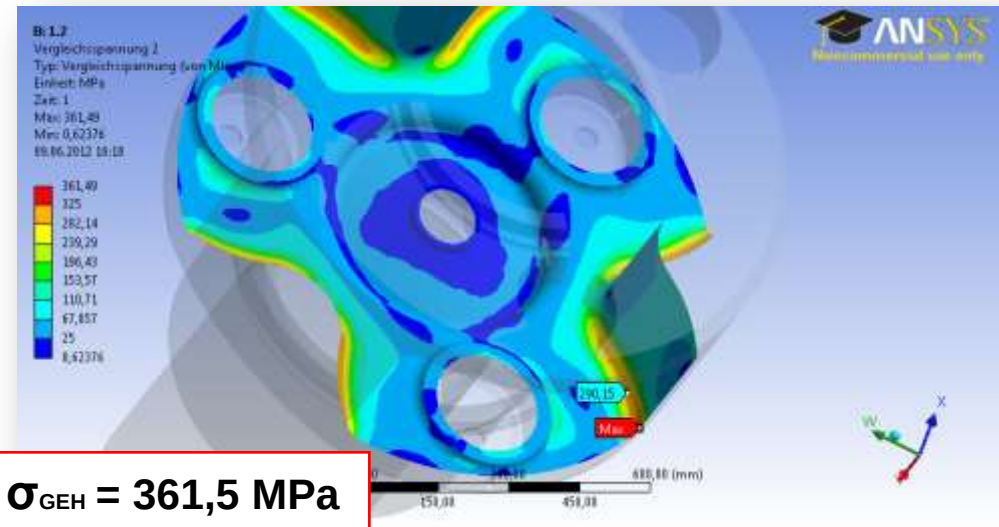
Torsionsbelastung: 4.100 kNm

→ Kraftangriff: Bolzenlast in Wangen Augen

→ Lagerung: Stegwelle-Vorderseite

Netz: → Knoten: ≈ 100.000 (Ansys) bzw. ≈ 8.400 (Simulate)

Spannungsmaxima Vergleich: Simulate & Ansys - Variante B



Näherungsweise Berechnung der statischen Sicherheiten

Gegen plastische Verformung:

$$S_F = \frac{R_{p0,2}}{1,1 \cdot \sigma_{v - \max - FEM - GEH}}$$

Der kleinste statische Sicherheitsfaktor gegen **plastische Verformung** beträgt **1,2**.

Gegen Gewaltbruch und Anrisse:

$$S_B = \frac{R_m}{1,3 \cdot \sigma_{v - \max - FEM - NSH}}$$

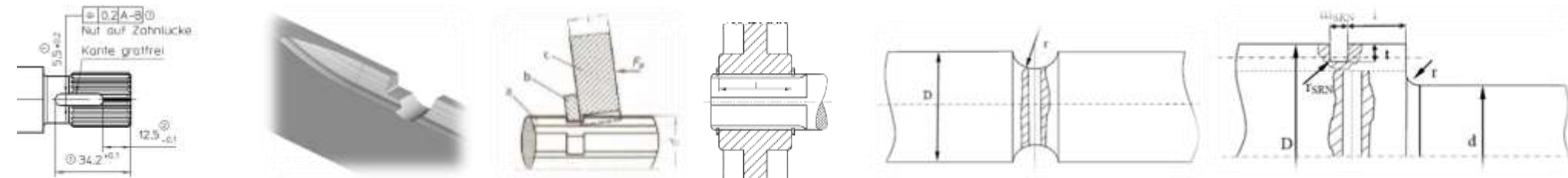
Der kleinste statische Sicherheitsfaktor gegen **Gewaltbruch** und Anrisse ist **1,4**.

Zusammenfassung und Ausblick

- ➔ Die Anwendung der FEM setzt Kompetenz und Erfahrung voraus, denn die FE-Programme rechnen alles, was formal richtig erscheint.
- ➔ Creo Simulate eignet sich sehr gut für die Lehre an Hochschulen.
- ➔ Vorteile sind kurze Einarbeitungsdauer und unkomplizierte Bedienung.
- ➔ Ansys Workbench und Simulate liefern sehr gut vergleichbare Ergebnisse.

Als **Ausblick** können folgende Untersuchungen unterbreitet werden:

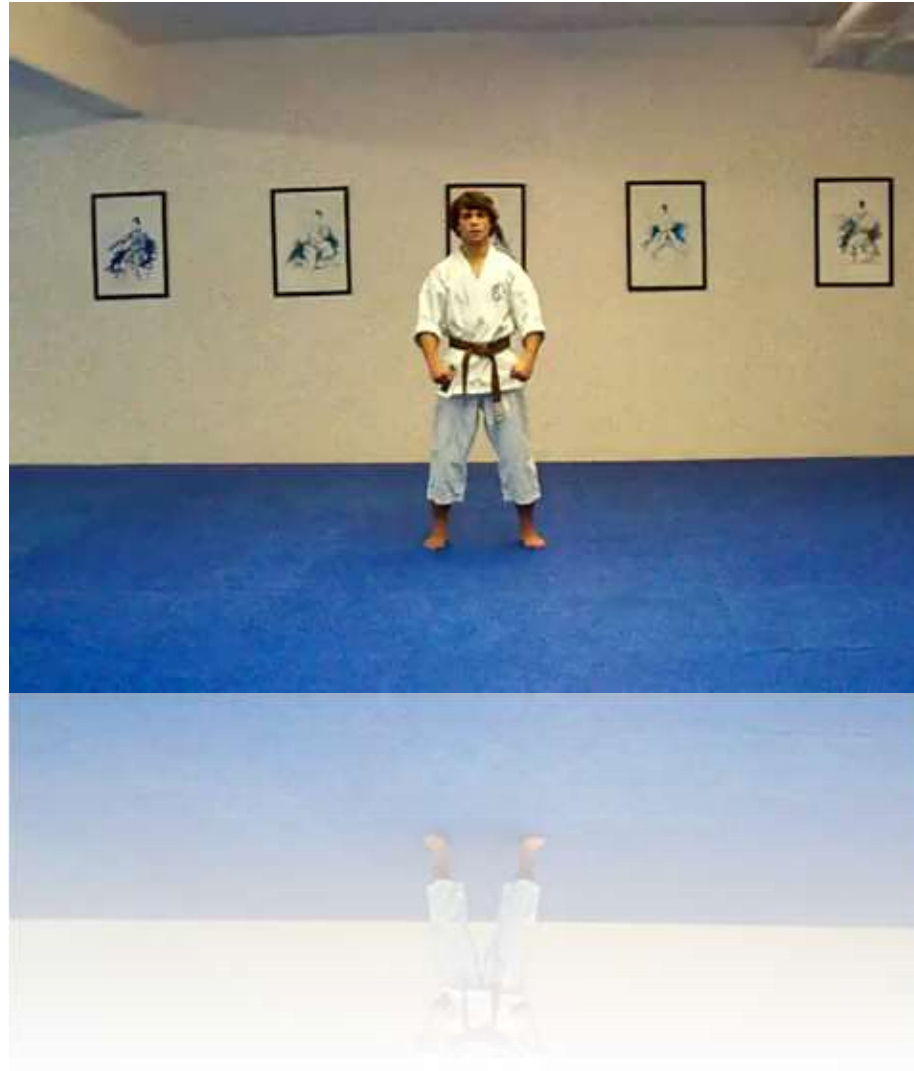
- ➔ zur Geometrieoptimierung der Übergangskonturen zur Reduzierung der Kerbwirkung, (z.B. durch den Einsatz von Entlastungskernen).
- ➔ zum Einfluss kombinierter Torsions- und Biegebelastung auf die Formzahlen.
- ➔ zur Mehrfachkerbwirkung an Getriebewellen, (z.B. Zusammentreffen Passfeder/freier Auslauf, FR-Nut/freier Auslauf, Keil- und Kerbzahnwellen).
- ➔ zur Entwicklung eines geeigneten Konzepts zur Abschätzung der Stützwirkung an mehrfachgekerbten Getriebewellen mit sehr scharfen Kerben ($r < 0,5 \text{ mm}$).



Didaktische Vermittlung in der CAD/CAE-Ausbildung - eine empirische Studie

- Die Lehre auf dem Gebiet der rechnerunterstützten Methoden in der Produktentwicklung verkörpert einen zentralen Schwerpunkt der Ingenieurausbildung. Dies bedingt eine kontinuierliche Weiterentwicklung der Inhalte und der didaktischen Unterrichtsmethoden.
- In diesem Vortrag wird die Entwicklung eines neuen didaktischen Konzepts für die Konstruktionsausbildung zur Verbesserung der **Präsentationskompetenz** und **Teamfähigkeit** der Studierenden kurz beschrieben und über erste Erfahrungen aus der Umsetzung in die Lehrveranstaltung „CAD/CAE“ berichtet.
- Die Studierenden erarbeiten in nach der **Rundlitzenseilmethode** strukturierten Gruppen unter Berücksichtigung der heterogenen Umgebung numerische Lösungen zu Variantenrechnungen von Aufgaben.
- Die Studierenden präsentieren ihre Ergebnisse in Form von **100-Sekunden-Vorträgen**.
- Bei der Entwicklung dieser Methode lässt man sich durch den **Karatesport** inspirieren.
- Es wurden verschiedene Kriterien zur Bewertung der Micro-Präsentationen festgelegt und angewandt.
- Erste Erfahrungen mit der Umsetzung dieser Methodenkombination sind erfolgsversprechend.
- Eine detaillierte statistisch-psychologische Evaluation dieses didaktischen Konzepts ist Ziel weiterführender Untersuchungen.

Didaktische Vermittlung in der CAD/CAE-Ausbildung



Analogie Kampfkunst (Karate):

Kata = Bewegungsabfolge im Kampf gegen imaginären Gegner

Wir sehen:

- **Entschlossenheit** und Stärke
- hohe **Konzentration**
- klare **Basis-Techniken**
- angemessene **Geschwindigkeit**
- Behalten des **roten Fadens**



Leitidee Martin Luther:

„Tritt fest auf!“

selbstbewusst, entschlossen,
Vortragender steht hinter
seinem Vortrag

„Mach's Maul auf!“

deutliche Sprache, klare
Formulierung

„Hör' bald auf!“

beanspruche Zeit der Hörer
nicht übermäßig



Martin Luther, 1529
Quelle: Wikipedia

Hauptgrund: Wandel des Ingenieurberufs Richtung Managementtätigkeiten + Simultaneous Engineering

Ist-Zustand: Defizite in der Präsentationskompetenz der Studierenden

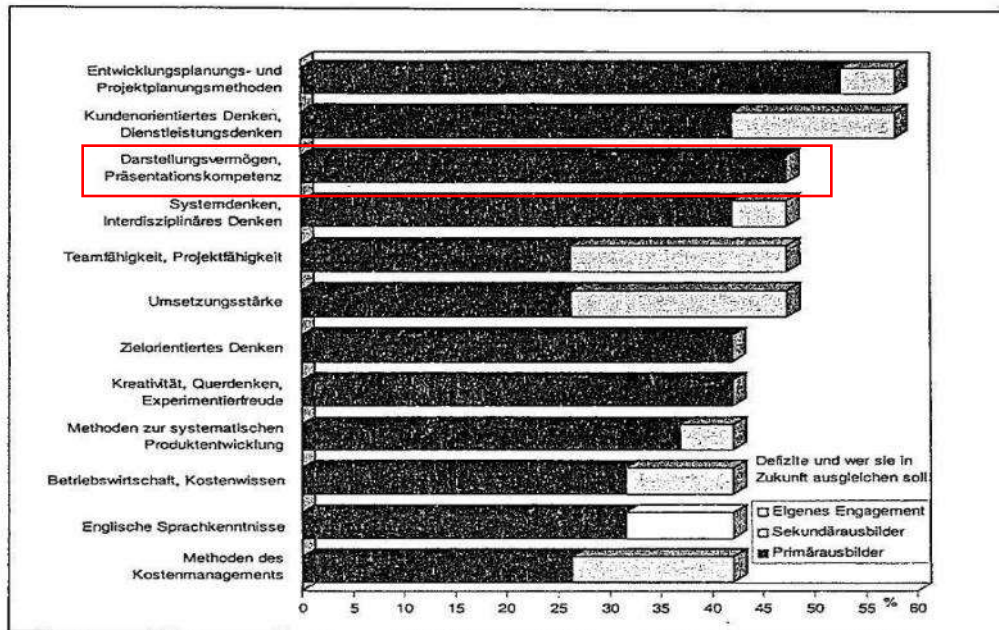


Bild 1-2: Die größten Defizite der Berufsfähigkeit von Produktentwicklern aus Industriesicht nach Beitz und Helbig



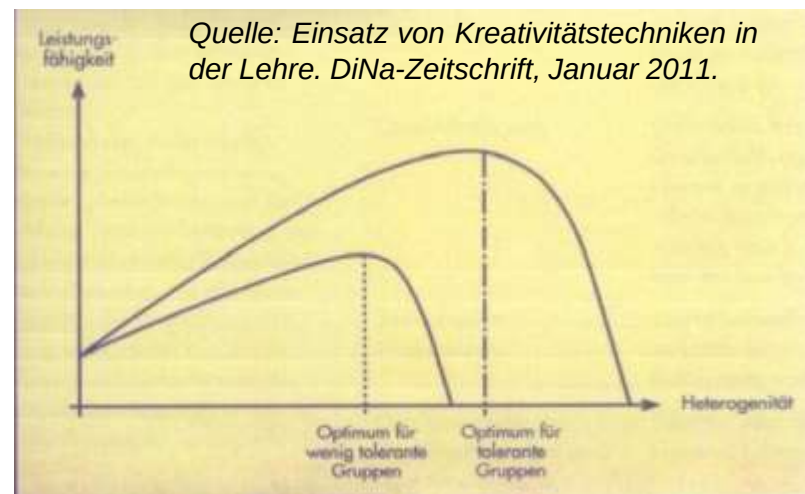
- Präsentationskompetenz von enormem Wert
- sozialer und fachlicher Kompetenzgewinn bei Referenten und Hörerschaft
- Erfüllung der Erwartungen aus Industrie und Wissenschaft

Ziel: Verbesserung der Präsentationskompetenz

Lösung: 100-Sek.-Vorträge in der CAD/CAE-Lehre

Gruppeneinteilung

Grundmaß an **Heterogenität** (unterschiedl. Charaktere, Alter, Herkunft) wünschenswert, denn:



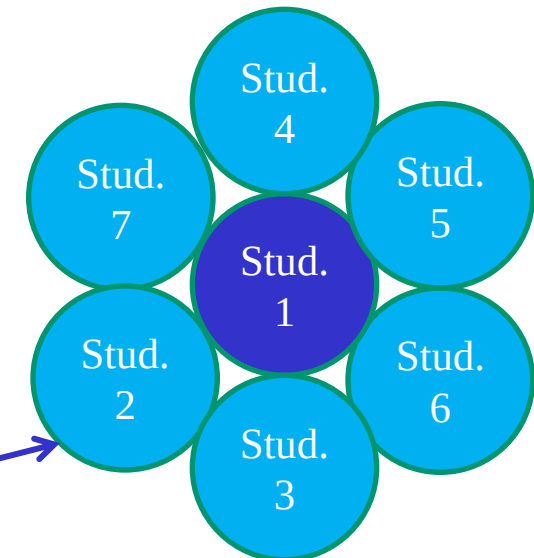
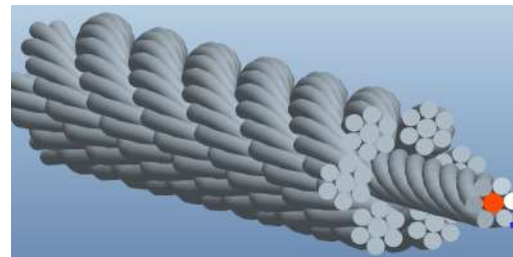
- ➔ Heterogenität zu gering:
„Schnelle“ Lösung, aber schwache Qualität
- ➔ Heterogenität zu groß:
„Langsame“ Lösung, zu hohe Gruppendynamik
- ➔ Ziel: Heterogenitäts-Optimum (Kreativität)



Strategie: Steuerung des Grads der **Gruppenheterogenität** durch **Festlegen der Gruppen durch Dozenten**

Rundlitzenseilmodell:

- 1 Kerngruppe (1+6 Studierende)
- 6 Außengruppen (je 1+6 Studierende)



Beispiel einer FEM-Aufgabe: mehrfachgenuteter Balken

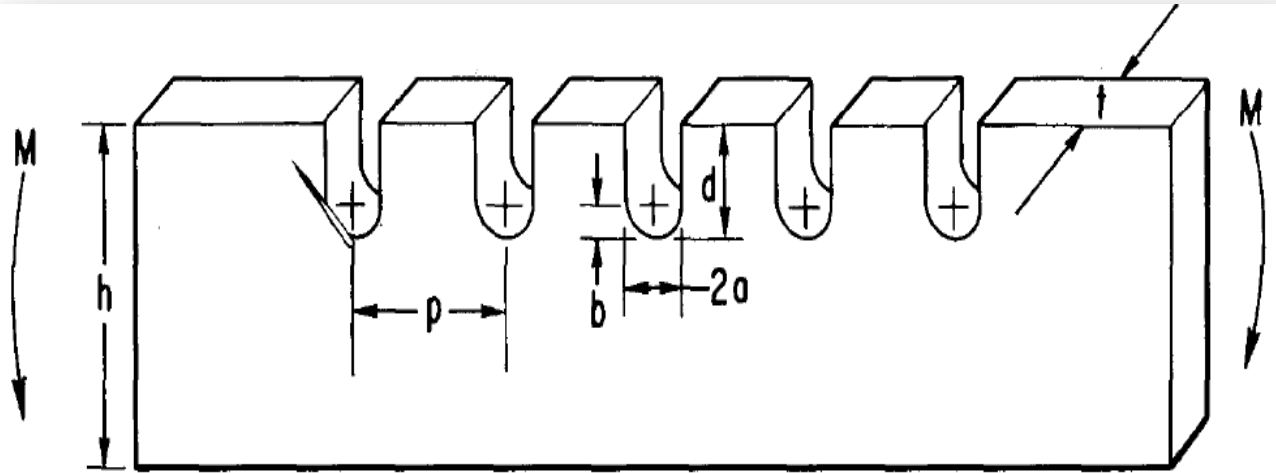
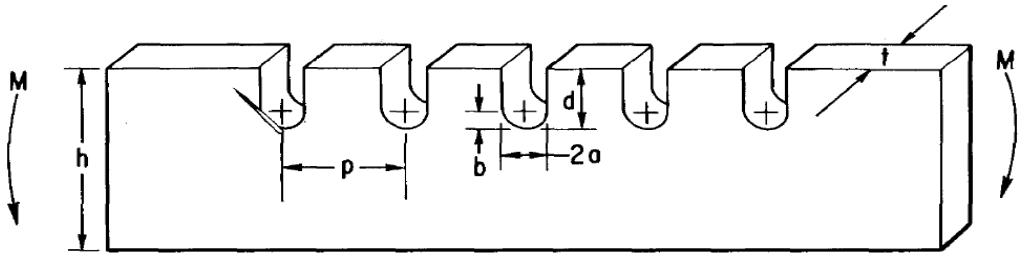


Bild-Quelle: Ching, A.; Okubo, S.; Tsao, C.: Stress-concentration Factors for Multiple Semielliptical Notches in Beams under Pure Bending. Experimental Mechanics, April, 1968

Ziel: Ermittlung der Formzahlen α (mit Creo Simulate)

- 3 Belastungsarten: Zug/Druck, Biegung und Torsion
- Variationsparameter: Nut- und Balkentiefe, Nutbreite, Nutabstand, kleine Ellipsen-Halbachsen
- jede Gruppe modelliert CAD-Geometrie und
- simuliert Randwertproblem mit verschiedenen Parameterkombinationen

Beispiel einer FEM-Aufgabe: mehrfachgenuteter Balken



2a/h = 0.15	d/h														
	0.1			0.2			0.3			0.4			0.5		
	p/h														
	0.3	0.6	0.9	0.3	0.6	0.9	0.3	0.6	0.9	0.3	0.6	0.9	0.3	0.6	0.9
a/b	Ermittelte Formzahlen α nach der NSH mit Creo Simulate														
1.0															
1.4															
1.8															
2.2															
2.6															
3.0															
3.4															

jede nichtvortragende Gruppe und der Betreuer/Dozent fällen ein Urteil:

- Geheime (für übrige Gruppen nicht sichtbare) Bewertung
- Bewertung erst im Anschluss an alle Vorträge
- Bewertung auf einer Skala von 1 bis 10 Punkten

Vorteile und Möglichkeiten dieser Bewertungsart:

- Studierende bewerten „ihresgleichen“
- Verminderung der Hemmungen kritisch zu bewerten
- Betreuer/Dozent beeinflussen nach gewünschtem Gewicht
- Diskussionen im Anschluss erleichtern Meinungsbildung



Stärkung des Zusammengehörigkeitsgefühls



Stärkung der Kritikfähigkeit und Selbstreflexion



Bewertung, die Spaß macht

Statistische Auswertung:

Geplant sind

- empirische Untersuchungen: Test- und Fragebogenkonstruktionen
- Auswertung mit Methoden der mathematischen Statistik



Informationen über Potenziale,
Schwierigkeiten, Analyse des Lerneffektes
Empirische Forschung in der didaktischen
Konstruktionsausbildung

Vortragsvideografierung und Vortragsanalyse:

Geplant sind ferner

- Videografierung von Vorträgen
- Bewertung anhand psychologischer Kriterien.



Reflexion und Feedback der eigenen
Stärken und Schwächen
Beratung der Studierenden und
Verbesserung der Vorträge

Vielen Dank für Ihre Aufmerksamkeit



Hochschule Offenburg
Fakultät Maschinenbau und Verfahrenstechnik
Professur für Maschinenelemente und CAE
Badstraße 24
D-77652 Offenburg

