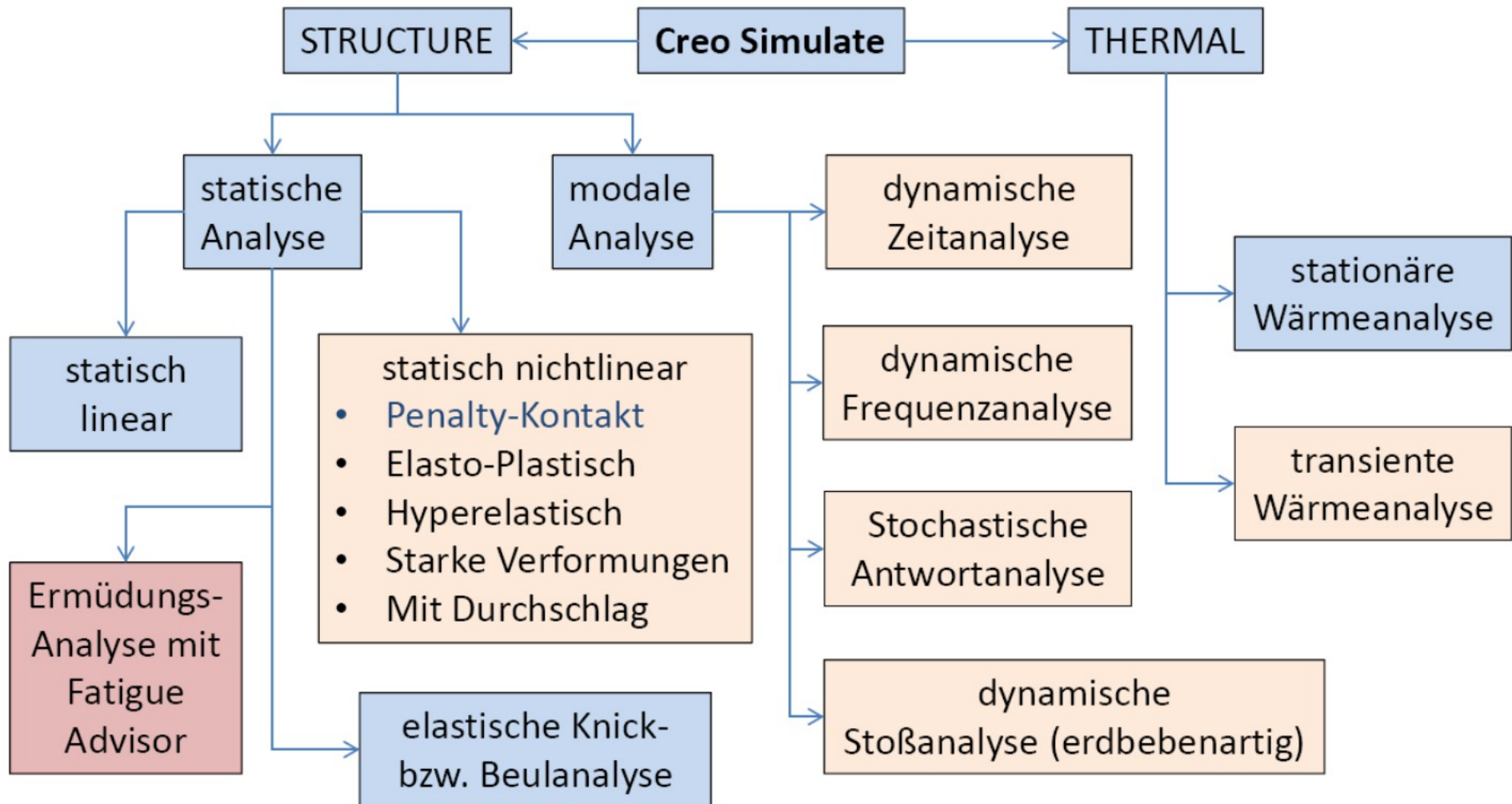


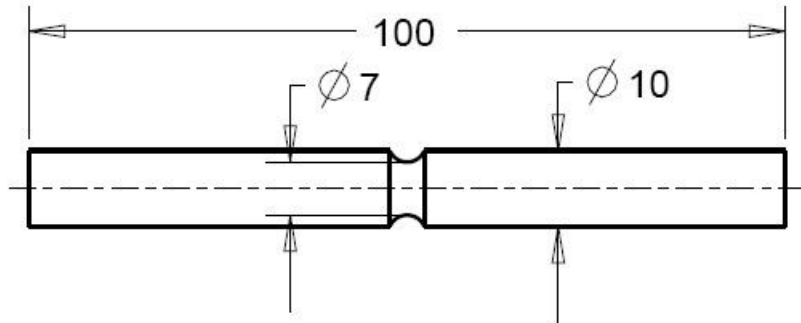
# Creo Simulate & Fatigue Advisor

1. Funktionsumfang von Creo Simulate – ein Überblick
2. Lineare statische Analyse – Kerbspannung?
3. Technische und „wahre“ Spannungs-Dehnungs-Kurve
4. Umrechnung der Kerbspannung nach Neuber
5. FKM-Interpretation der Neuber-Umrechnung
6. Plastische Formzahl nach FKM
7. Wann ist eine statische Annahme nicht mehr zulässig?
8. Fatigue Advisor in Creo Simulate
9. Literaturverzeichnis
10. Anhang

# 1. Funktionsumfang von Creo Simulate - ein Überblick [1]



## 2. Lineare statische Analyse – Kerbspannung?



$$E := 210000 \text{ MPa}$$

E-Modul

$$\nu := 0.3$$

Querdehnzahl

$$R_p := 240 \text{ MPa}$$

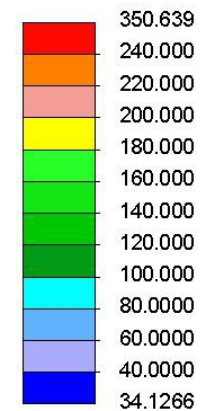
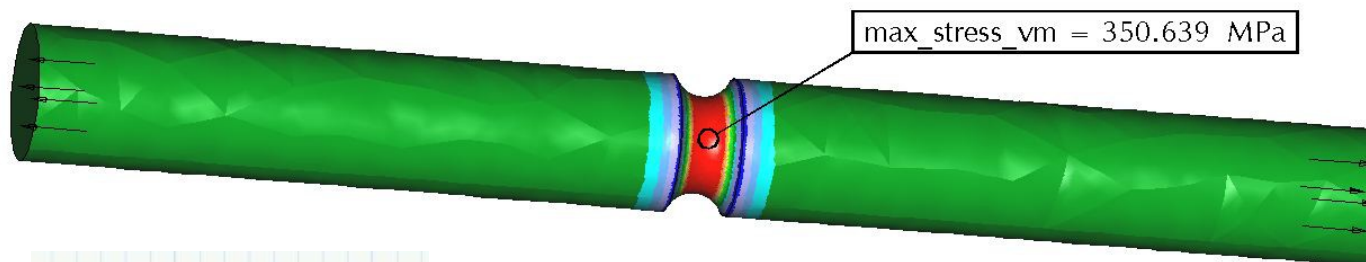
Dehngrenze

$$d := 7 \text{ mm}$$

$$A := \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 38.485 \text{ mm}^2$$

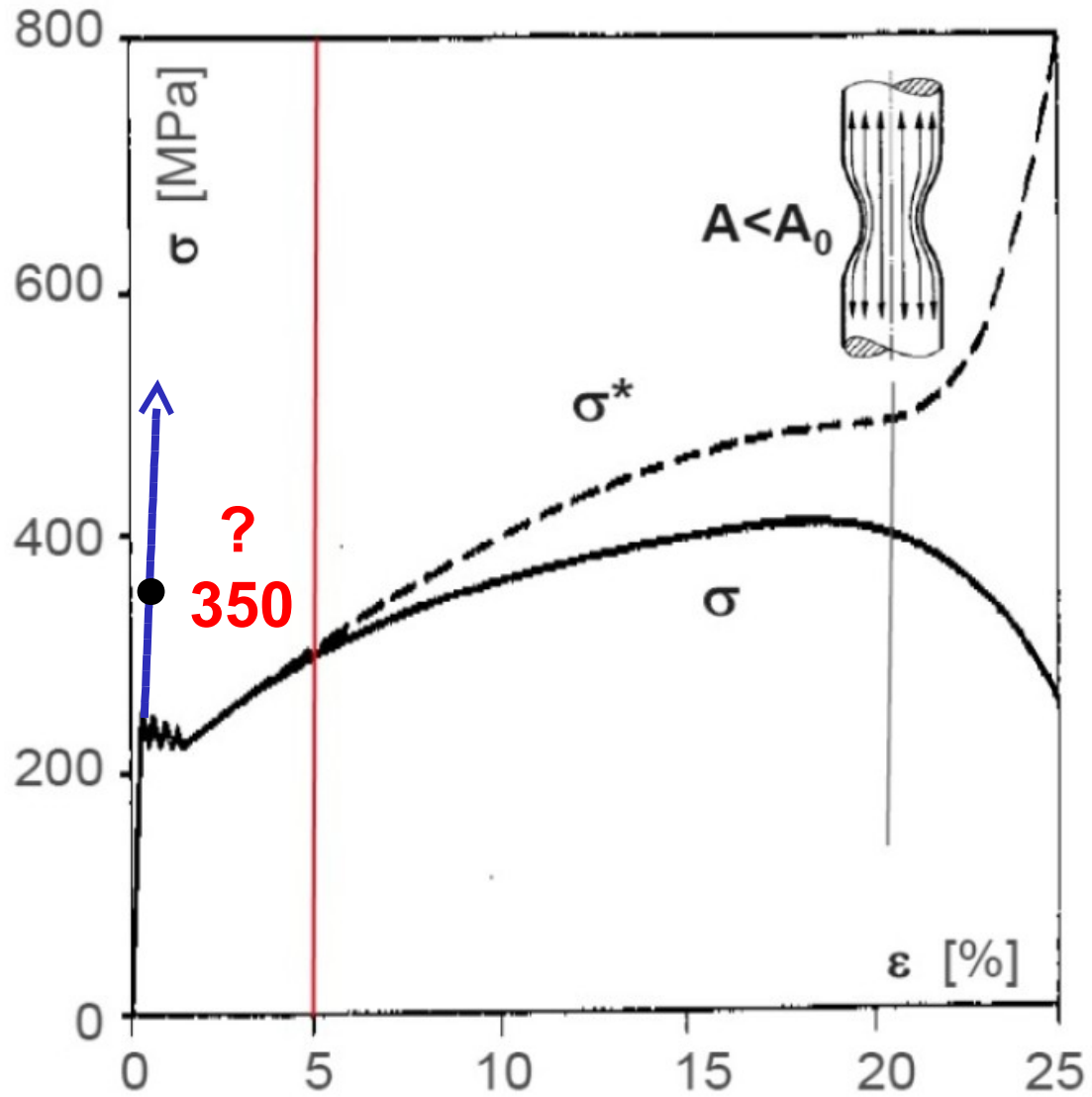
$$F_{\text{grenz}} := R_p \cdot A = 9.236 \text{ kN}$$

Stress von Mises (WCS)  
(MPa)  
Loadset: LoadSet1 : FE\_ZUGSTAB



Formzahl FEM

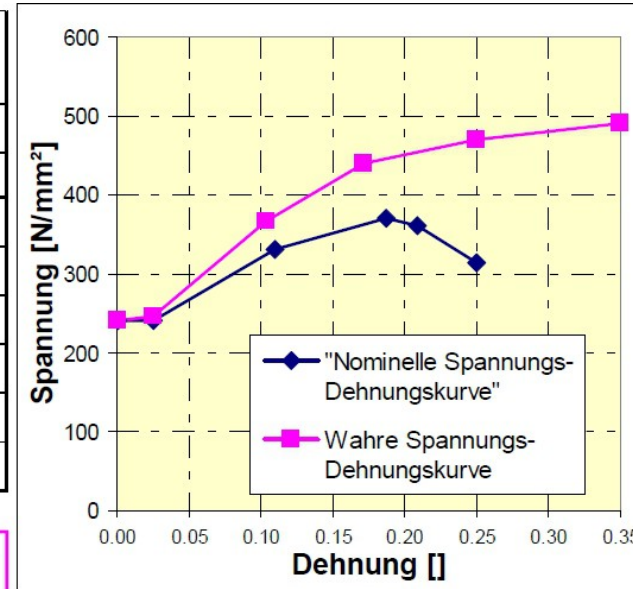
$$\alpha_F := \frac{351 \text{ MPa}}{R_p} = 1.46$$



[2]

### 3. Technische und „wahre“ Spannungs-Dehnungs-Kurve

Nominelle Spannungs-Dehnungskurve		"Wahre" Spannungs-Dehnungskurve		
e	s	$\varepsilon$	$\sigma$	$\varepsilon^{pl}$
	[N/mm <sup>2</sup> ]		[N/mm <sup>2</sup> ]	
0.0011	240	0.0011	240.26	0.0000
0.0261	240	0.0258	246.26	0.0246
0.1100	331	0.1044	367.41	0.1026
0.1875	370	0.1719	439.38	0.1698
0.2094	360.75	0.2500	470.00	0.2478
0.2500	314.5	0.3500	490.00	0.3477



Aus Zugversuch

$$\varepsilon = \ln(e + 1)$$

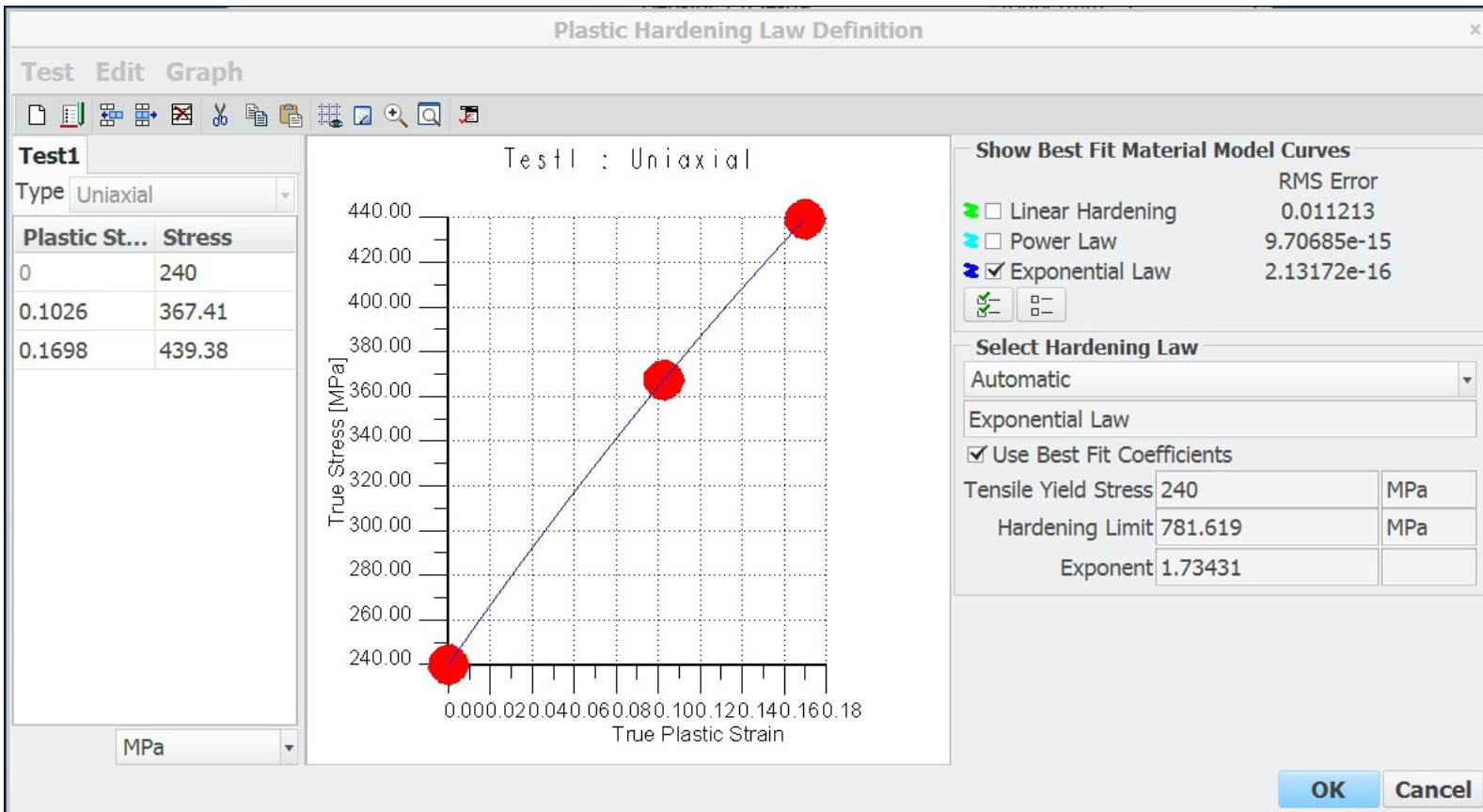
$$\varepsilon^{pl} = \varepsilon - \frac{\sigma}{E}$$

$$\sigma = s(e + 1)$$

Sobald sich der Probekörper einschnürt, sinkt die nominelle Spannung mit steigender Dehnung. Ab diesem Zeitpunkt sind die Umrechnungsformeln von nomineller in wahre Darstellung nicht mehr gültig. Häufig extrapoliert man ab diesem Punkt die „Wahre“ Spannungs-Dehnungskurve nach „Gefühl“:

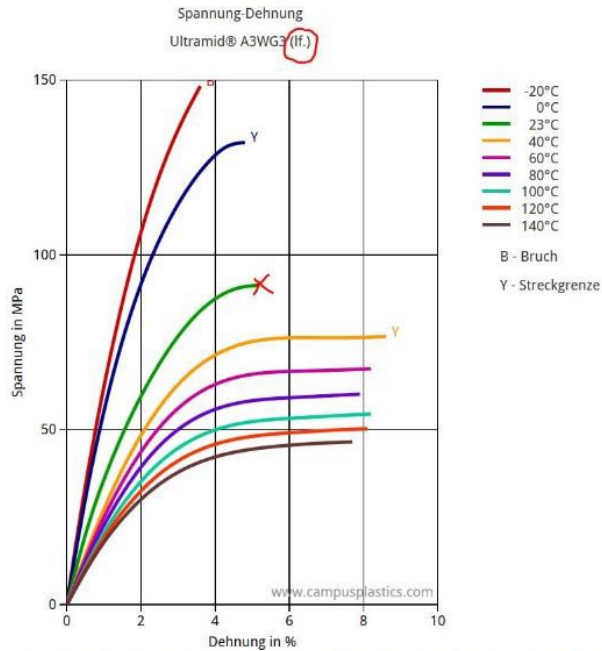
[3]

# S235-Beispiel in Creo Simulate

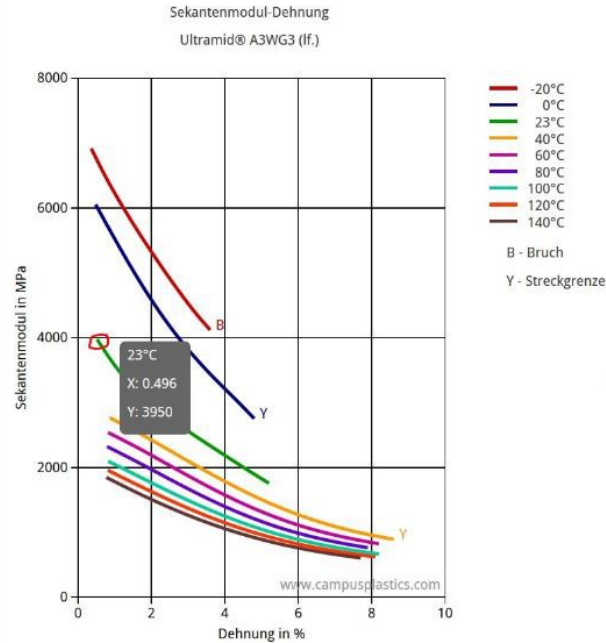




Spannung-Dehnung, Ultramid® A3WG3 (feucht), PA66-GF15, BASF



Sekantenmodul-Dehnung, Ultramid® A3WG3 (feucht), PA66-GF15, BASF



$$E_{theor} := 4500 \text{ MPa}$$

$$E_{FEM} := 4000 \text{ MPa}$$

$$\epsilon_0 := 0.005 = 0.5\%$$

$$R_p := E_{FEM} \cdot \epsilon_0 = 20 \text{ MPa}$$

$$\epsilon_1 := 0.0151 = 1.51\%$$

$$\sigma_1 := 50 \text{ MPa}$$

$$\epsilon_{1\_true} := \ln(\epsilon_1 + 1) - \epsilon_0 = 0.01$$

$$\sigma_{1\_true} := \sigma_1 \cdot (\epsilon_1 + 1) = 50.755 \text{ MPa}$$

$$\epsilon_2 := 0.0399 = 3.99\%$$

$$\sigma_2 := 88.1 \text{ MPa}$$

$$\epsilon_{2\_true} := \ln(\epsilon_2 + 1) - \epsilon_0 = 0.0341$$

$$\sigma_{2\_true} := \sigma_2 \cdot (\epsilon_2 + 1) = 91.615 \text{ MPa}$$

Plastic Hardening Law Definition

Test Edit Graph

Test1

Plastic S...	Stress
0	20
0.01	50.755
0.0341	91.615

True Stress [MPa] vs True Plastic Strain

Show Best Fit Material Model Curves

Model	RMS Error
Linear Hardening	0.1235
Power Law	5.93798e-15
Exponential Law	9.89912e-17

Select Hardening Law

Automatic

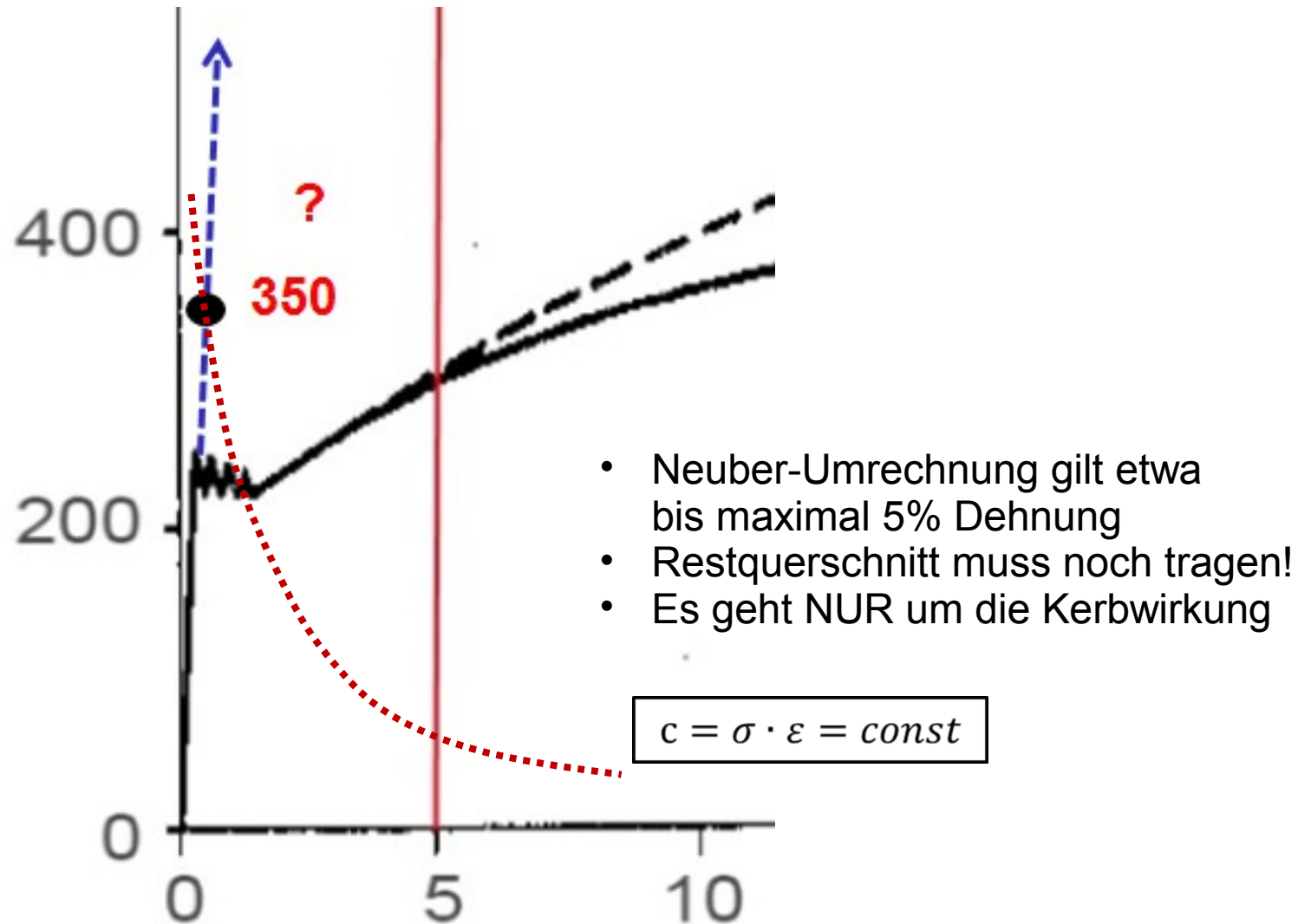
Exponential Law

Use Best Fit Coefficients

Tensile Yield Stress 20	MPa
Hardening Limit 100.616	MPa
Exponent 36.4804	

OK Cancel

## 4. Umrechnung der Kerbspannung nach Neuber





$E := 210000 \text{ MPa}$       Elastizitätsmodul

$R_p := 240 \text{ MPa}$       Dehngrenze

$\sigma = E \cdot \varepsilon$       Hook'sches Gesetz

$c = \sigma \cdot \varepsilon = \text{const}$

Neuber-Konstante

Damit ergibt sich die Berechnung der Neuber-Konstante aus der gemessenen Vergleichsspannung nach von-Mises im Kerbgrund:

$$c = \sigma \cdot \varepsilon = \sigma \cdot \frac{\sigma}{E} = \frac{\sigma^2}{E} = \frac{\sigma_{vm}^2}{E}$$

Im konkreten Fall:

$\sigma_{vm} := 351 \text{ MPa}$       max. Vergleichsspannung im Kerbgrund

$$c := \frac{\sigma_{vm}^2}{E} = 0.6 \text{ MPa}$$

Neuber-Konstante aus der linearen FEM

Nun kann die ermittelte Neuber-Konstante iterativ dem "echten" Wert der Spannung im Spannungs-Dehnungs-Diagramm zugeordnet werden:

$\varepsilon' := 0.003 = 0.3\%$       Dehnung im Spannungs-Dehnungs-Diagramm

$\sigma' := 245 \text{ MPa}$       Spannung im Spannungs-Dehnungs-Diagramm

$c' := \varepsilon' \cdot \sigma' = 0.7 \text{ MPa}$

Neuber-Konstante im Spannungs-Dehnungs-Diagramm an einem bestimmten Punkt

Die Werte der Neuber-Konstanten  $c$  und  $c'$  sind fast gleich, daraus folgt:


Die fiktive FEM-Spannung **351 MPa** beträgt in der Realität etwa **245 MPa**.

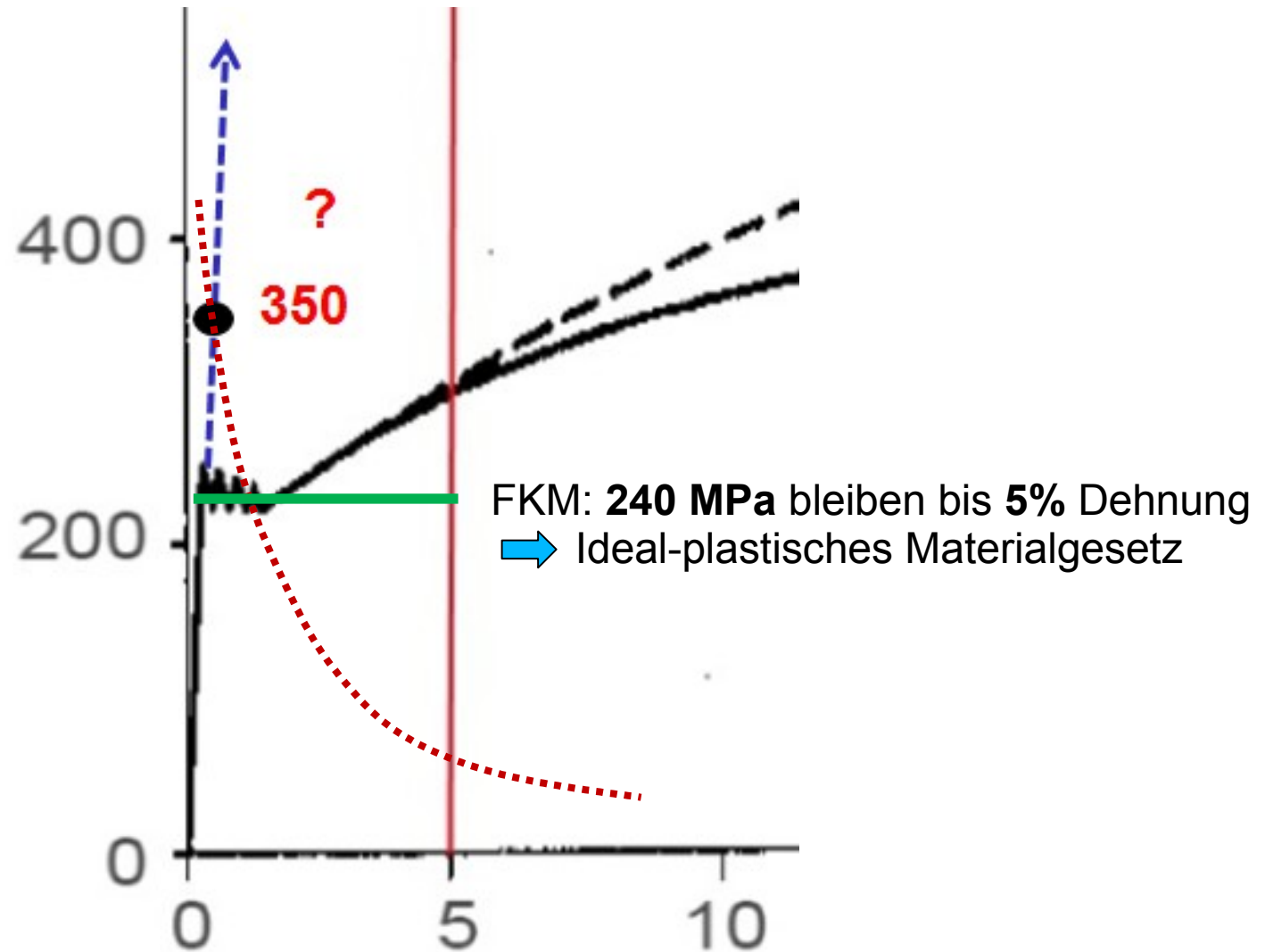
## 5. FKM-Interpretation der Neuber-Umrechnung

„FKM“ entspricht

Forschungskuratorium Maschinenbau:  
Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile,  
6. überarbeitete Ausgabe. VDMA-Verlag, 2012

FKM erweitert die Neuber-Theorie:

- Nicht nur auf Kerben beschränkt!  itisch!!!
- **Mindestens** ertragbare Dehnung bei duktilen Werkstoffen liegt bei 5%
- Ideal-plastisches Materialgesetz anwendbar
- Geometrische Nichtlinearität wird in der FKM nicht berücksichtigt!



$$E := 210000 \text{ MPa}$$

Elastizitätsmodul

$$R_p := 240 \text{ MPa}$$

Dehngrenze

$$\varepsilon_{ertr} := 0.05 = 5\%$$

FKM-Annahme für duktile Werkstoffe

$$c_{ertr} := R_p \cdot \varepsilon_{ertr} = 12 \text{ MPa}$$

Neuber-Interpretation nach FKM

$$c = \frac{\sigma_{vm}^2}{E}$$

Lineare FEM-Berechnung  
einer Kerbspannung

$$\sigma_{vm\_ertr} := \sqrt{c_{ertr} \cdot E} = 1587 \text{ MPa}$$

Diese Kerbspannung darf bei einer linearen statischen Betrachtung zugelassen werden (abgesehen von den Sicherheitsfaktoren).

# 6. Plastische Formzahl nach FKM

Definition:

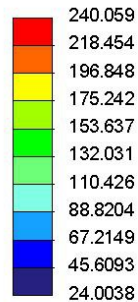
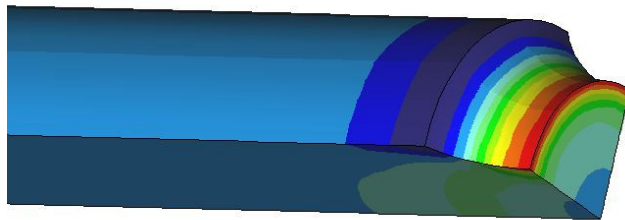
### Plastische Formzahl

Die plastische Formzahl  $K_p$  kennzeichnet die Tragreserve eines Bauteiles bis zum Erreichen der vollplastischen Traglast. Allgemein gilt:

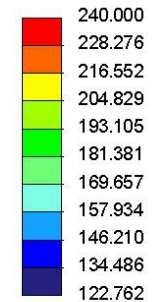
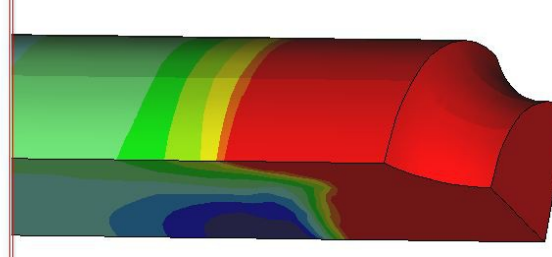
$$K_p = \frac{\text{vollplastische Traglast}}{\text{elastische Grenzlast}} \quad (3.3.8) \quad [4]$$

Für konstante Spannung im Querschnitt gilt  $K_p = 1$ .

Stress von Mises (WCS)  
(MPa)  
Loadset: LoadSet1 : FE\_ZUGSTAB



Stress von Mises (WCS)  
(N / mm^2)  
Loadset: LoadSet1 : FE\_ZUGSTAB Step 2, Time 1.0000E+00



Elastizitätsgrenze erreicht

Plastischer Kollaps

Die plastische Formzahl beschreibt die plastischen Reserven in einem bestimmten Querschnitt, im dargestellten Beispiel beträgt  $K_p=2,2$

## 7. Wann ist eine statische Annahme nicht mehr zulässig?

Allgemeine Normenwerke, auch FKM:

- Die Ermüdung beginnt etwa ab **10.000** Lastwechseln
- Die statische Annahme gilt bis maximal **1.000** Belastungen
- Es existiert somit eine **Grauzone** der Kurzzeitfestigkeit

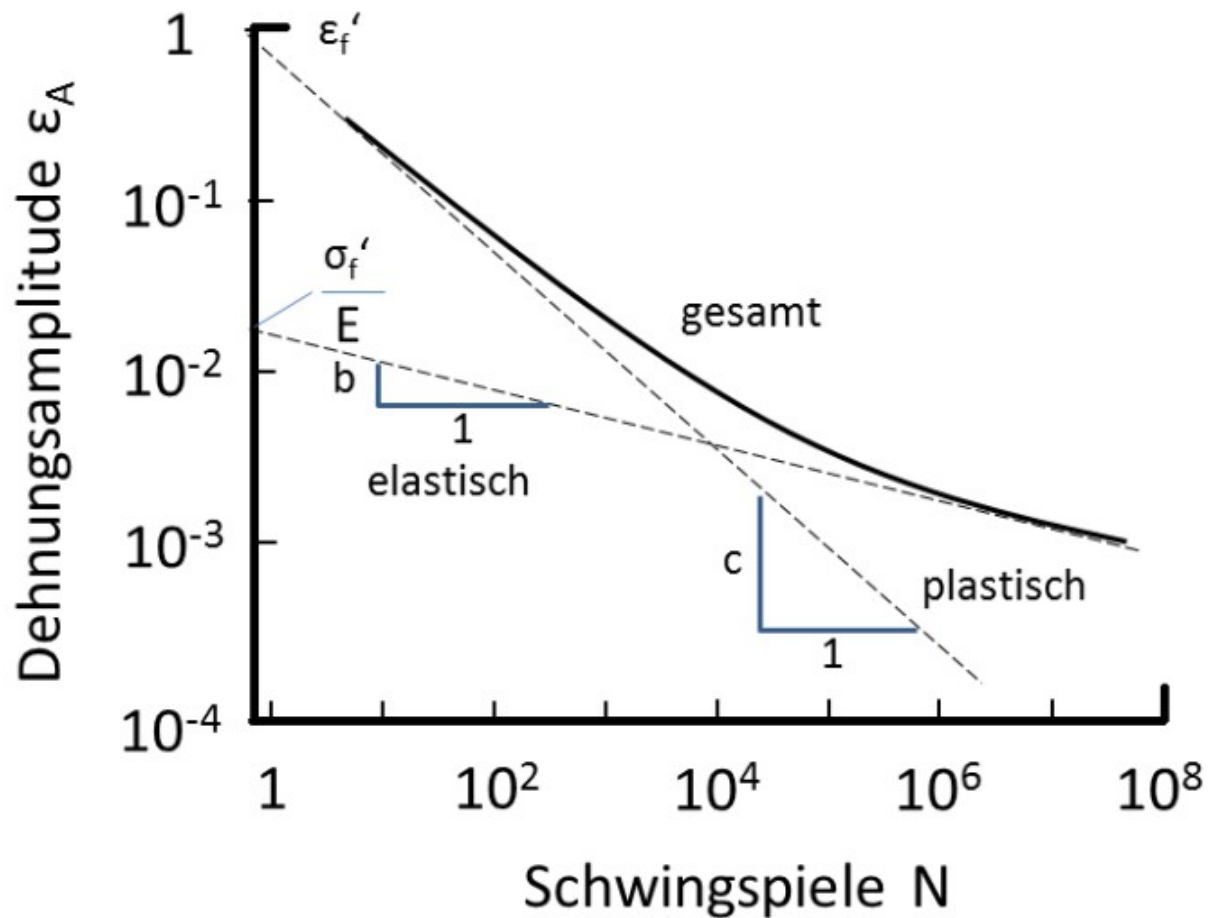
In den praktischen Anwendungen werden Überwachungs- und Wartungsmaßnahmen empfohlen!

Beispiel: Bei einer Fangbremse einer Standseilbahn wird ein täglicher Funktionstest vorgeschrieben. Die Festigkeit der Achsen und Bolzen ist dabei nur statisch nachweisbar. Daher wird ein Austausch der Bolzen und Achsen spätestens nach **1.000** Tests obligatorisch vorgeschrieben.



## 8. Fatigue Advisor in Creo Simulate

### Kerbgrundkonzept



# A. Bäumel, Jr und T. Seeger [5] Uniform Material Law (UML)

Materialdefinition		
Name	16MnCr5	
Beschreibung	nicht wärmebehandelt	
Dichte	7.85e-09	tonne/mm <sup>3</sup>
<b>Farbeffekt</b>		
<b>Strukturmechanisch</b>		
<b>Benutzerdefiniert</b>		
<b>Thermal</b>		
<b>Verschiedenes</b>		
Symmetrie	Isotrop	
Spannungs-Dehnungs-Reaktion	Linear	
Querkontraktionszahl	0.3	
Elastizitätsmodul	210000	MPa
Wärmeausdehnungskoeffizient	1.2e-05	/C
Mechanismendämpfung		sec/mm
<b>Materialgrenzwerte</b>		
Zug-Streckgrenze *	450	MPa
Zugspannung *	650	MPa
Druckspannung		MPa
<b>* Erforderliche Felder</b>		
<b>Versagenskriterium</b>		
Gestaltänderungsenergie (von Mises)		
<b>Ermüdung</b>		
Unified Material Law (UML)		
Materialtyp	Niedrig legierte Stähle	
Oberflächengüte	Feinbearbeitet	
Kerbwirkungszahl für Versagen	1	
<b>OK</b>		
<b>Abbrechen</b>		

# Alternativ zu UML: Externe Materialdaten verwenden

## Beispiel für einen Baustahl S 355

Fatigue Preferences  
log\_file\_append=off  
desired\_life\_units=cycles  
log\_file=off  
log\_file\_name=  
user\_directory=  
external\_matdata=off  
safety\_margin=3.000000  
mean\_stress=on  
mean\_stress\_method=worst  
confidence\_level=50.000000  
biaxiality\_correction=on  
biaxiality\_method=worst  
infinite\_life\_value=1e+020  
hysteresis\_gate=1.000000  
desired\_life=2000000.000000  
fos\_calculation=off

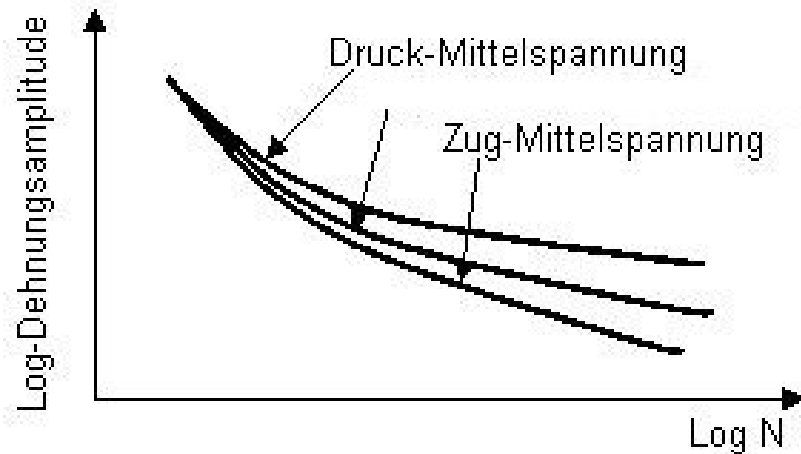


Fatigue Preferences  
log\_file\_append=off  
desired\_life\_units=cycles  
log\_file=off  
log\_file\_name=  
user\_directory=  
external\_matdata=on  
safety\_margin=3.000000  
mean\_stress=on  
mean\_stress\_method=worst  
confidence\_level=50.000000  
biaxiality\_correction=on  
biaxiality\_method=worst  
infinite\_life\_value=1e+020  
hysteresis\_gate=1.000000  
desired\_life=2000000.000000  
fos\_calculation=off

```
s355_fem.mat - Editor
Datei Bearbeiten Format Ansicht ?
uts=540
young_modulus=2.05e5
ys=380
me=0.33
mp=0.5
sf_prime=1019
b=-0.109
ef_prime=0.846
c=-0.616
n_prime=0.177
k_prime=1050
rc=1.25e4
see=0
sep=0
sec=0
```

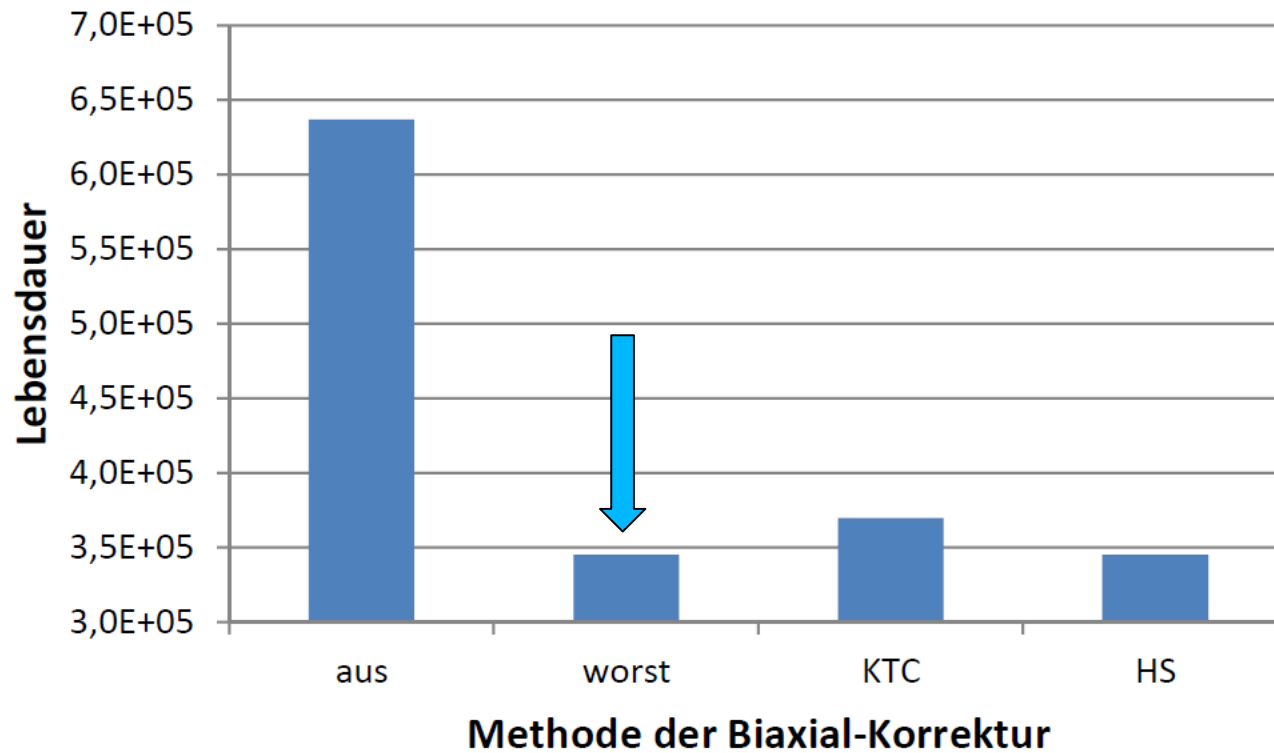
## Einfluss der Mittelspannung

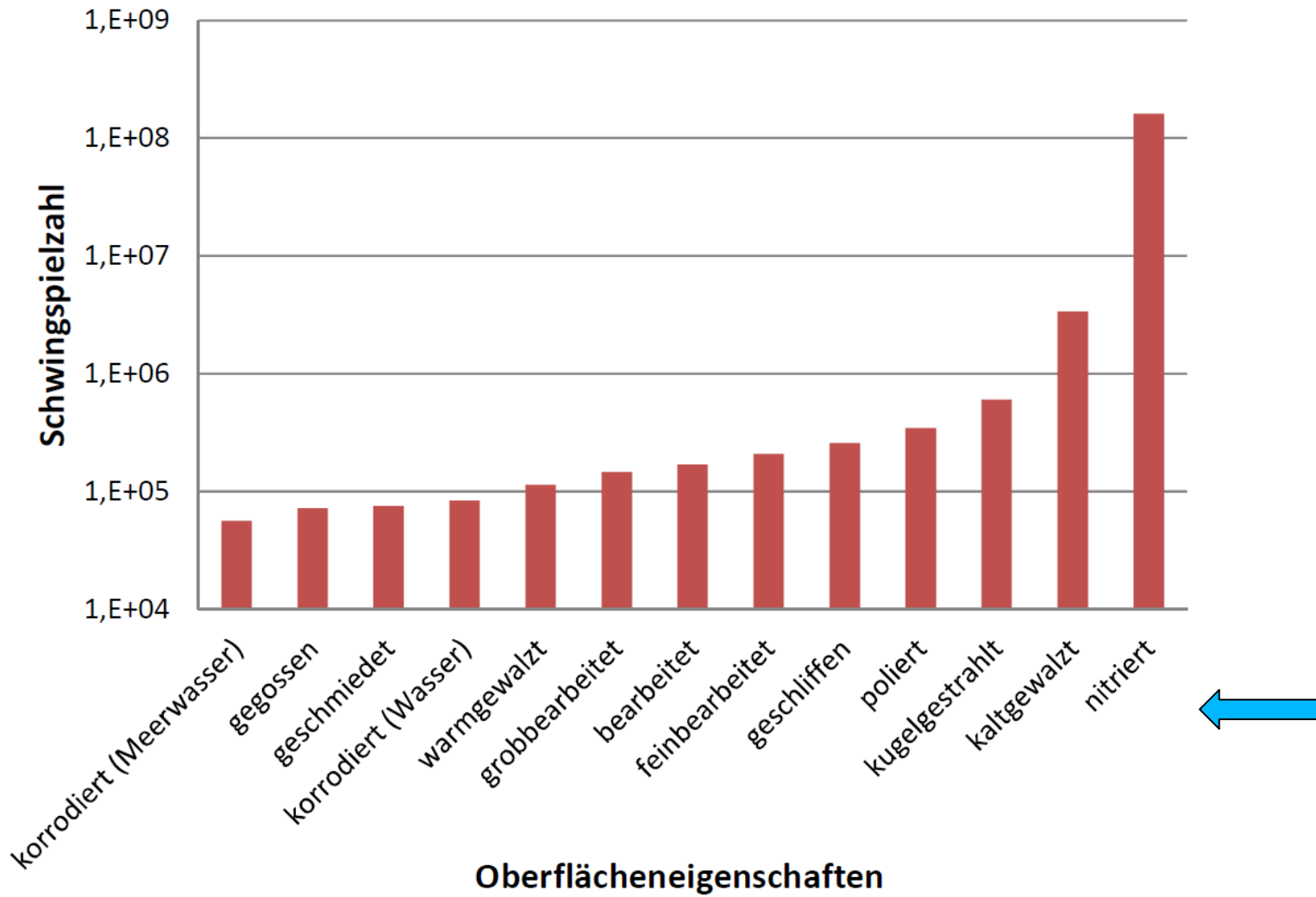
- Ansatz nach Smith-Watson-Topper [6], wenn überwiegend Zugmittelspannung
- Ansatz nach Morrow [7], wenn überwiegend Druckmittelspannung
- Kein, wenn rein wechselnde Belastung



## Mehrachiger Belastungszustand

- Klann, Tipton & Cordes
- Hoffmann & Seeger







## 9. Literaturverzeichnis

- [1] Kloninger, P.: Pro/MECHANICA verstehen lernen, Springer Verlag 2012, ISBN 978-3-642-24841-2
- [2] <http://nbn-resolving.de/urn:nbn:de:bsz:ch1-qucosa-114619>
- [3] Material der Crashbox S235JR von der FH Wels
- [4] FKM-Richtlinie, RECHNERISCHER FESTIGKEITSNACHWEIS FÜR MASCHINENBAUTEILE, 6., überarbeitete Ausgabe 2012, ISBN 978-3-8163-0605-4
- [5] Bäuml, A., und Seeger, T. "Materials Data for Cyclic Loading, Supplement 1." Materials Science Monographs, 61. Hsg: Elsevier
- [6] Smith, K. N., Watson, P., und Topper, T. H. "A Stress-Strain Function for the Fatigue of Metals." Journal of Materials. Vol. 5, No. 4, (1970): 767–778.
- [7] Morrow, J. "Fatigue Design Handbook." Advances in Engineering. Vol. 4. Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA. (1968): Abschn. 3.2, S. 21–29.