

2 Grundlagen und Beispiele zur Verhaltensanalyse und -bewertung

Arbeitsgenauigkeit und Produktivität sind neben Verfügbarkeit und Umweltverträglichkeit wesentliche Bewertungseigenschaften an Werkzeugmaschinen.

2.1 Verhaltensbereiche und Bedeutung der Verhaltensermittlung

Die Arbeitsgenauigkeit der WZM ist am Werkstück als Lage-, Oberflächen- und Maßgenauigkeit messbar. In Tabelle 2.1 sind Arten der Genauigkeit zusammengestellt.

Art der Genauigkeit	Definition	Messwerte	Standards
Lagegenauigkeit	Lagefehler am Werkstück sind Form- und Richtungsabweichungen, die größer als sind als Maßabweichungen	Geradheit, Parallelität, Koaxialität, Planlauf...	DIN 7150 DIN 7162 DIN 7184
Oberflächen-genauigkeit	Oberflächenfehler sind Gestaltabweichungen 1. bis 5. Ordnung von Werkstückoberflächen	Rautiefe R_t , R_z , Glättungstiefe R_p , Mittenrauwert R_a , Profiltraganteil t_p	DIN 3141 DIN 4760... DIN 4764 DIN 4766
Maßgenauigkeit	Maßungenauigkeiten werden als Bezugsmaß zwischen absoluter Werkstückabmessung und Soll-Ist-Wertdifferenz der Herstellung dargestellt	IT6, IT7, IT8... $10i$, $10i \cdot 1,6$; $10i \cdot 1,6^2 \dots$ $i = 0,45 \sqrt[3]{d} + 0,001d$ [μm] $d = \sqrt{d_1 \cdot d_2}$ i – Toleranzeinheit $d_{1,2}$ – Nennmaßbereichsgrenze IT6 ...- Passmaß	VDI 3452 VDI 3441 VDI 3442

Tabelle 2.1 Herstellungsgenauigkeit

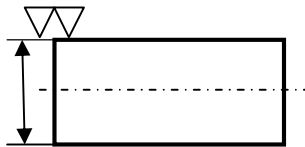
Bild 2.1 zeigt Beispiele zu den Genauigkeitsarten und zur Bestimmung der Oberflächenbeschaffenheit. Herstellgenauigkeit und das Belastungs-Verformungsverhalten (Bild 2.2) sind dabei von entscheidendem Einfluss.

Lagegenauigkeit



tolerierte Achse innerhalb 0,06 mm

Oberflächengenaugkeit



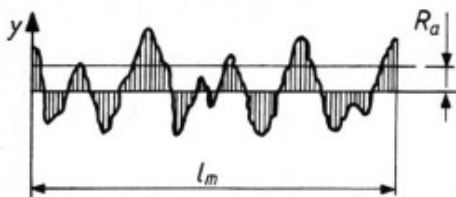
tolerierte Oberflächengüte je nach Gruppe zwischen 10 ... 40 μm , R_t

Maßgenauigkeit



toleriertes Maß, bezogen auf den Werkstückdurchmesser 40 mm mit den Abmaßen 18 μm und 0 μm

Mittenrauwert R_a



R_a ist die Höhe des Rechtecks mit der Länge gleich der Gesamtmeßstrecke l_m . Das Rechteck ist flächengleich mit der Fläche zwischen Rauheitsprofil und der mittleren Linie.

Rautiefe R_t , Glättungstiefe R_p

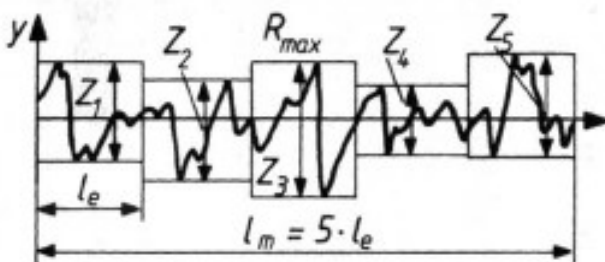


R_t ist der Abstand zwischen Grund- und Bezugsprofil. R_t soll nicht mehr angewendet werden.

R_p ist der Abstand des mittleren Profils zum Bezugsprofil.

Gemittelte Rautiefe R_z

Maximale Rautiefe R_{max}



R_z ist das arithmetische Mittel aus Einzelrautiefen fünf aufeinander folgender Einzelmeßstrecken

Bild 2.1 Beispiele und Definitionen zur Herstellungsgenauigkeit

Während sich die Herstellgenauigkeit – Genauigkeit der Einzelteilerfertigung, der Montage und Justage – vor allem im lastfreien geometrisch-kinematischen Verhalten zeigt, beeinflussen die aus dem statischen, thermischen und dynamischen Verhalten resultierenden lastbedingten Verformungen die Relativbewegung zwischen Werkstück und Werkzeug.

Da die Steigerung der Produktivität zumeist größere Spanquerschnitte und größere Schnitt- und Vorschubgeschwindigkeiten und damit größere Schnitt- und Antriebskräfte bedeuten, stehen sich Produktivität und Genauigkeit zunächst als gegenläufige Forderungen gegenüber. Bild 2.3 demonstriert die Konsequenzen aus der gleichzeitigen Produktivitäts- und Genauigkeitsforderungen als Ableitung der Verhaltensforderungen.

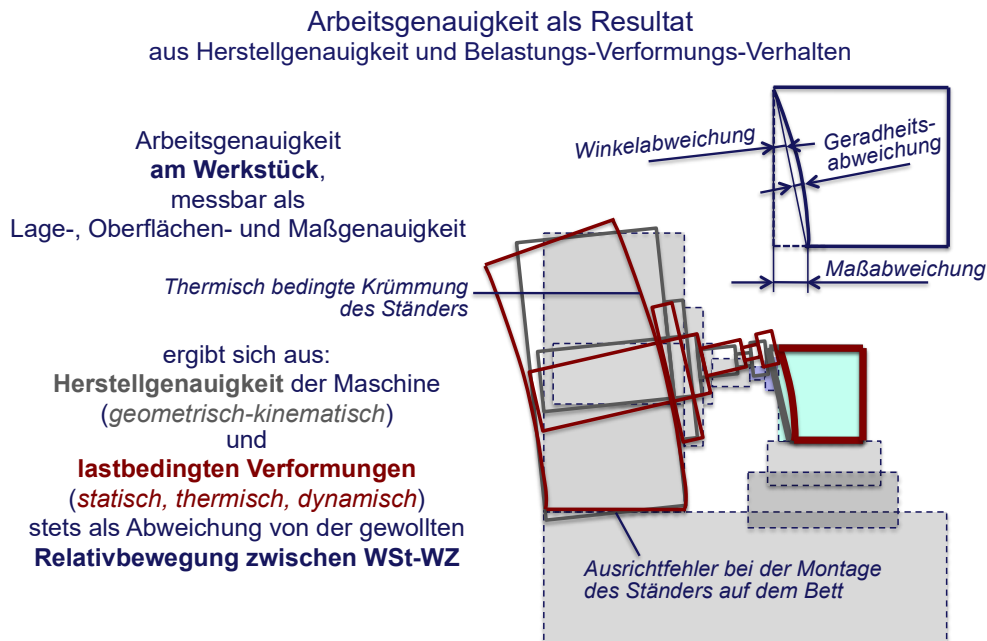


Bild 2.2 Arbeitsgenauigkeit am Werkstück und Verhalten der Maschine

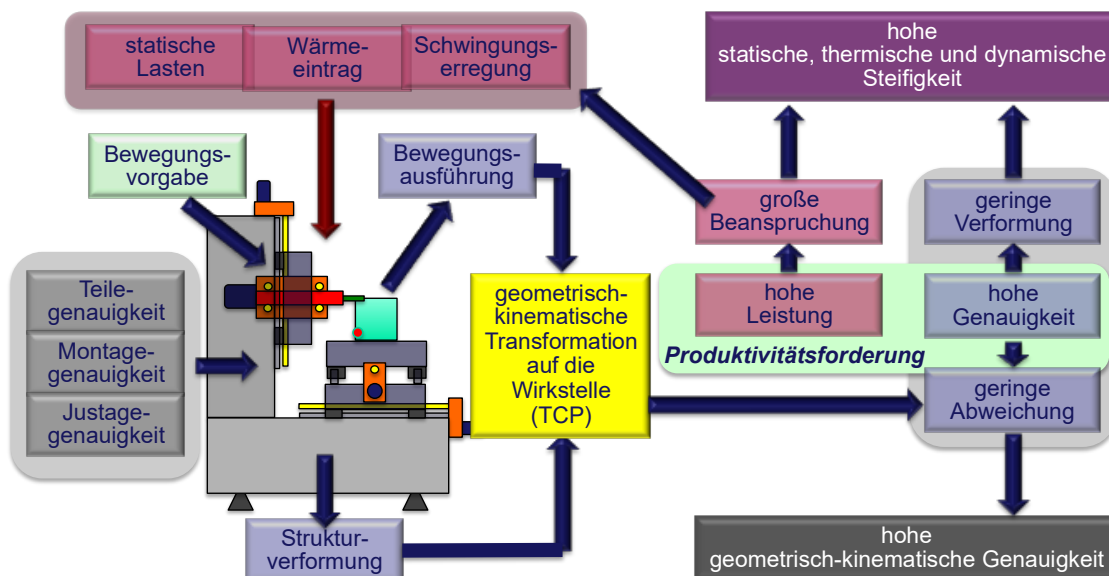


Bild 2.3 Ableitung der Verhaltensforderungen aus den Produktivitäts- und Genauigkeitsforderungen

In Bild 2.4 sind die Größenordnungen und der zeitliche Charakter der von verschiedenen Einflüssen verursachten Anteile am Bearbeitungsfehler zusammengestellt.

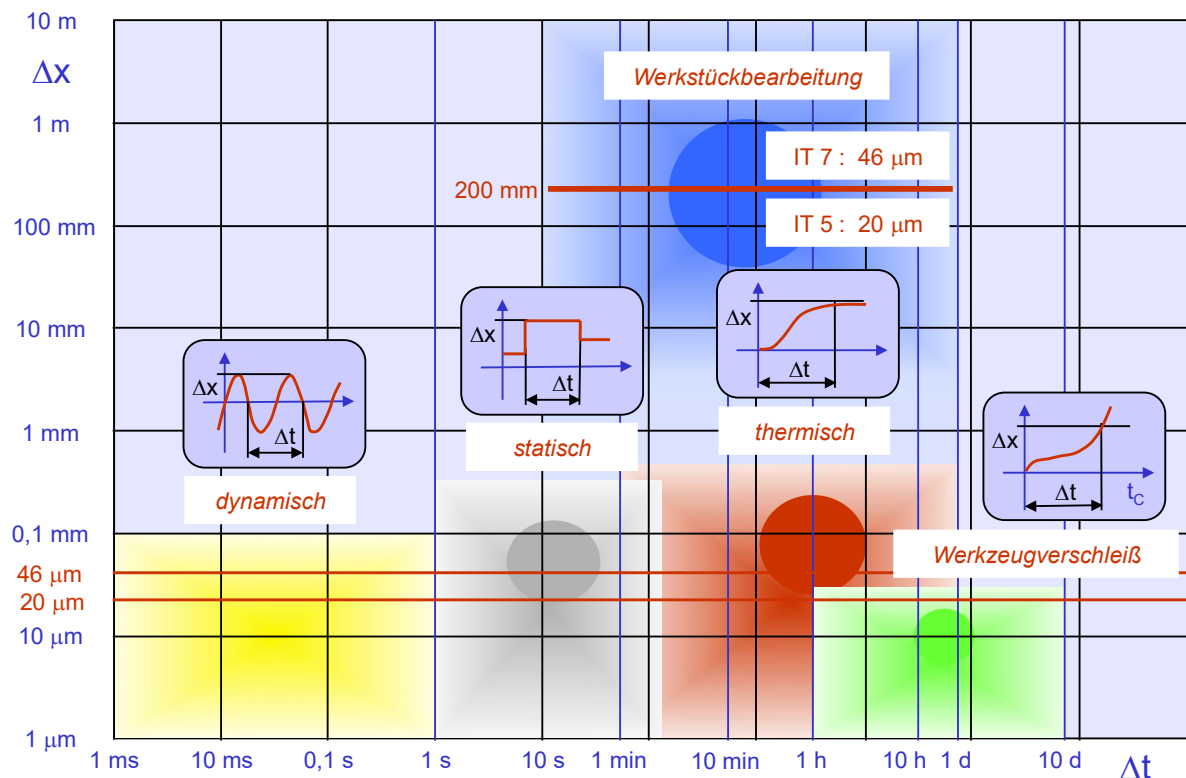


Bild 2.4 Zeitliche Charakteristik und Größenordnung der unterschiedlichen Einflüsse auf den Bearbeitungsfehler

2.1.1 Geometrisch-kinematisches Verhalten

Die große Bedeutung des geometrisch-kinematischen Verhaltens ergibt sich aus der direkten Einflussnahme auf die Genauigkeit. Dieser Einfluss vollzieht sich auf zweierlei Arten, wie Bild 2.5 schematisch demonstriert. Einerseits werden die Fehler am TCP direkt von den geometrischen Abweichungen, beispielsweise den Abweichungen von der Ebenheit der Aufspannfläche für das Werkstück oder den Formabweichungen der Werkzeugaufnahme, beeinflusst. Andererseits bilden geometrische Fehler die Basis für die erst bei Bewegungen auftretenden kinematischen Fehler, den Bewegungsfehlern im Raum.

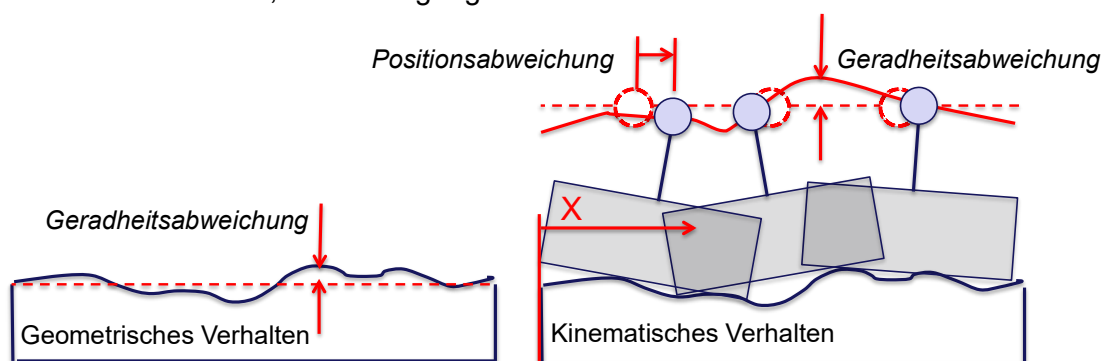


Bild 2.5 Unterschied und Abhängigkeit des geometrischen und kinematischen Verhaltens

Bild 2.6 fasst wesentliche geometrisch-kinematische Fehler zusammen, die bei der Bearbeitung der Werkstücke durch Werkzeugmaschinen auftreten.

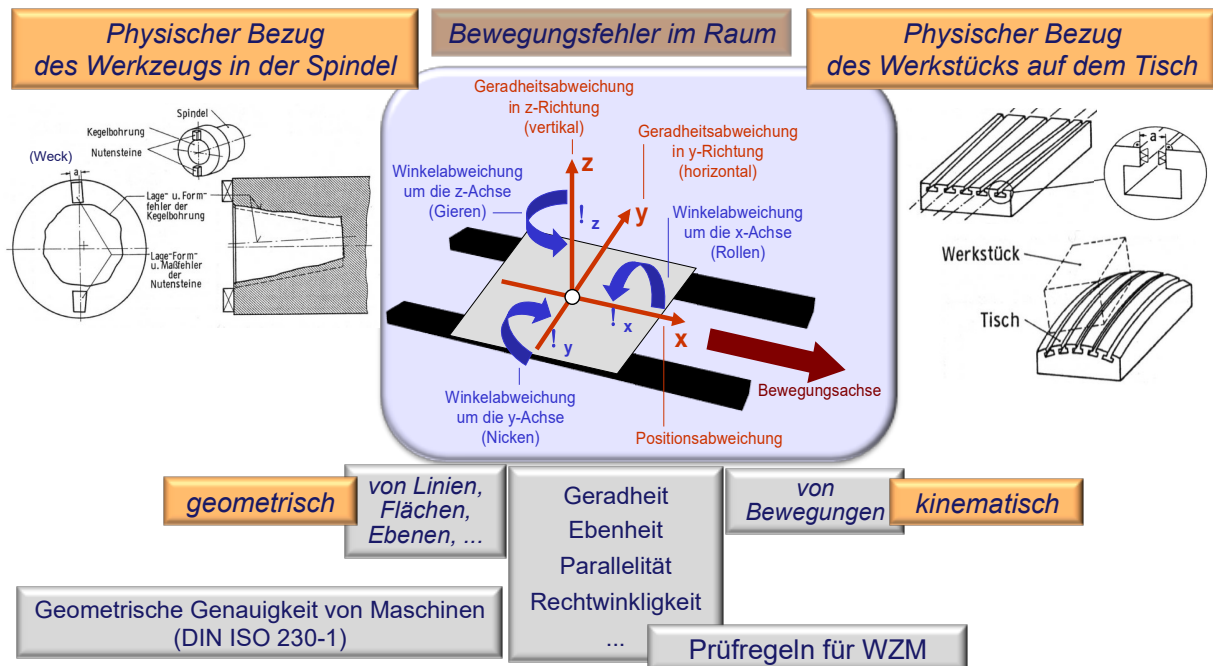


Bild 2.6 Charakteristik des geometrisch-kinematischen Verhaltens

Statisches Verhalten

Statische Verformungen treten an einer elastischen Werkzeugmaschinenstruktur unter Gewichts-, Prozess- und Spannkraften auf. Allgemein wird davon ausgegangen, dass die Kräfte zeitlich konstant sind. Bei Prozesskräften trifft dies nur für den statischen Anteil zu, während bei Gewichtskräften die Position der Baugruppen eine Rolle spielt.

Für die WZM-Gestellstrukturen kann von einem linearen Belastungs-Verformungs-Verhalten ausgegangen werden. Die früher als nichtlinear zu betrachtenden Komponenten, wie verschraubte Flanschverbindungen, Gleitführungen oder Wälzkontakte, sind durch entsprechende Gestaltung und Vorspannung „linearisiert“ worden.

2.1.1.1 Bedeutung und Wesen des statischen Verhaltens

Sowohl die Gewichtskräfte als auch die Prozesskräfte verursachen, besonders bei großen Maschinen und bei Schwerzerspanung, erhebliche Verlagerungen an der Wirkstelle, Bild 2.7. Die statische Steife ergibt sich aus dem Verhältnis von statischer Last zur statischen Verformung. Dabei ist zu beachten, dass die Steife vierfach indiziert ist. Die Indizierung ergibt sich aus der Notation von Ort und Richtung für Kraft und Verformung, Bild 2.7.

Während die Gewichtskräfte absolut wirken und letztlich in die Maschinenaufstellung eingeleitet werden, wirken die Prozesskräfte relativ und der Kraftfluss schließt sich in der Maschine.

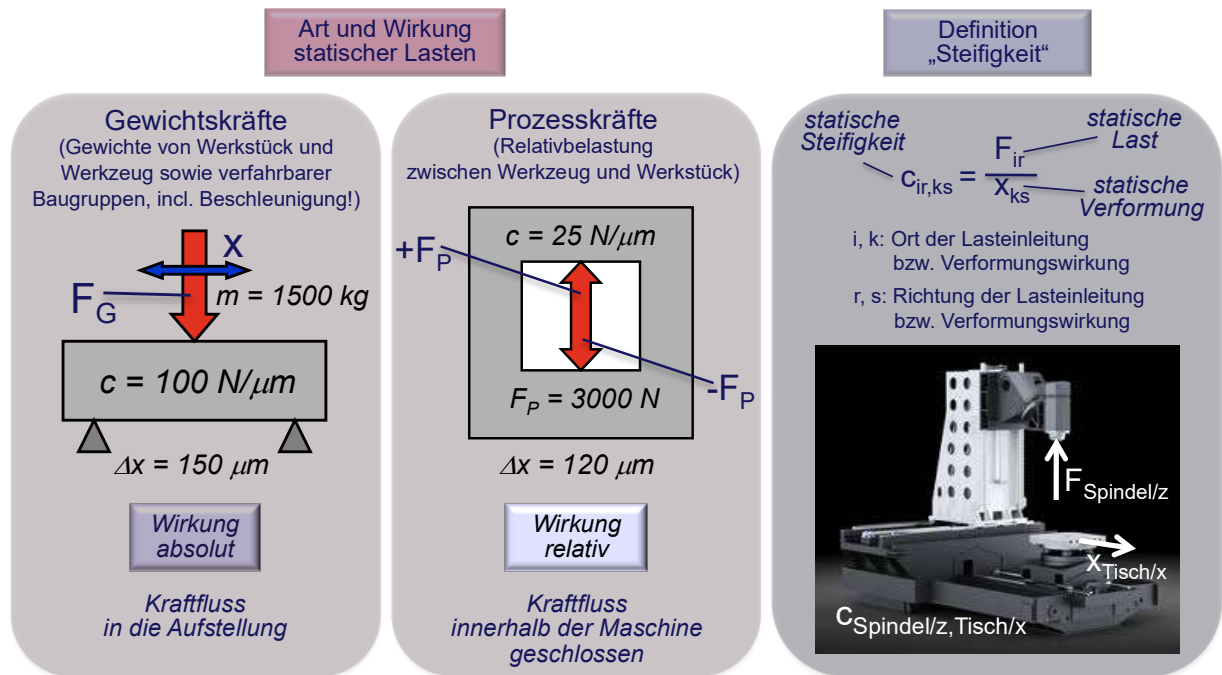


Bild 2.7 Charakteristik des statischen Verhaltens

2.1.1.2 Belastung durch Eigengewichte

Die Effekte durch Eigengewichte sind für ruhende und bewegte Baugruppen schematisch in Bild 2.8 demonstriert.

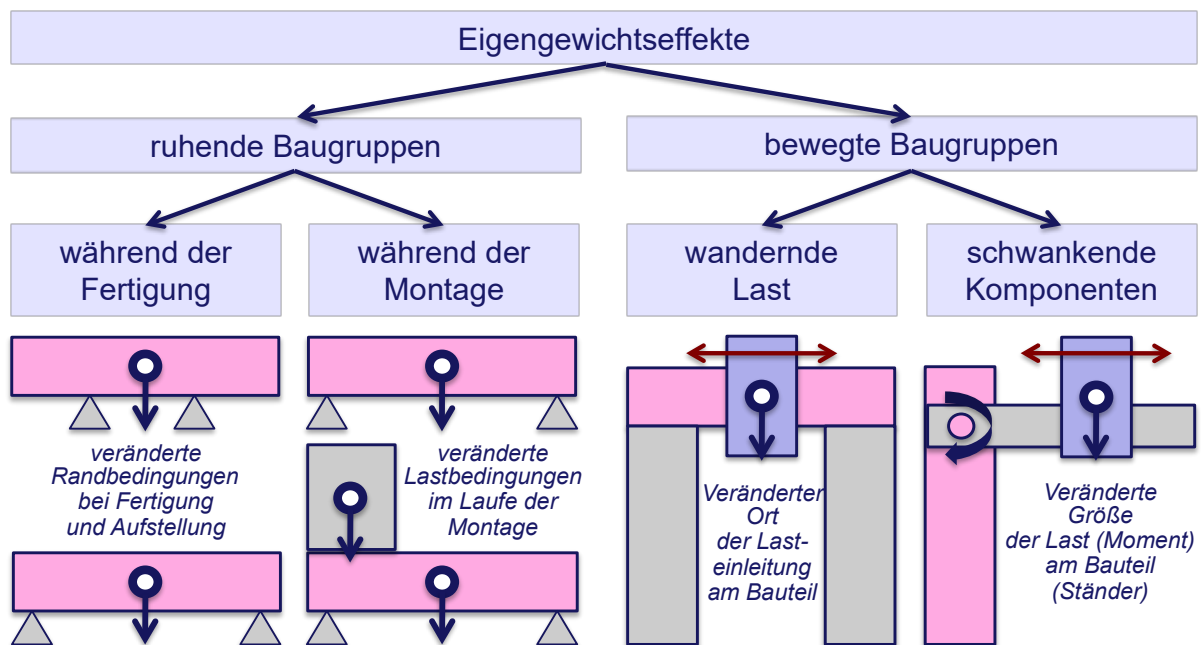


Bild 2.8 Wirkungen des Eigengewichtes

Bei *ruhenden Baugruppen* ist der Einfluss des Eigengewichtes vor allem in Fertigung und Montage zu beachten. So zeigt Bild 2.9 schematisch am Beispiel eines Bettes, dass zur Bearbeitung der Führungsflächen die gleichen Auflagepunkte zu verwenden sind, wie später

bei der Aufstellung. Es wird auch demonstriert, wie sich bei der Gestellmontage die Eigengewichtswirkungen verändern können und dass durch sogenannte Tendenzbearbeitung entgegengewirkt werden kann.

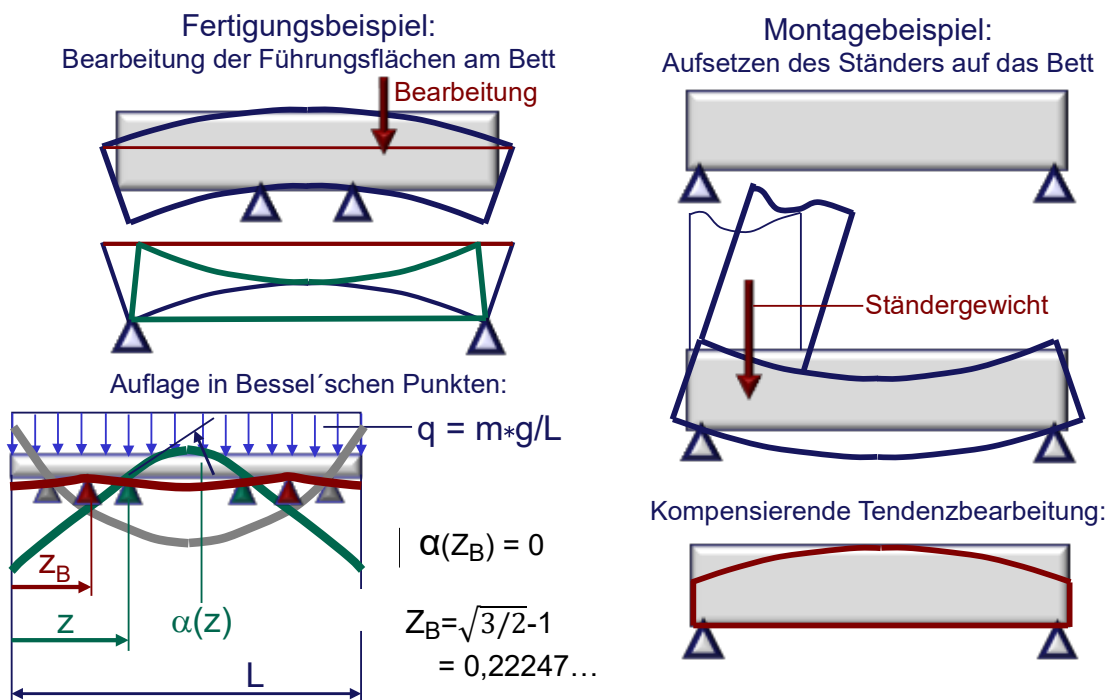
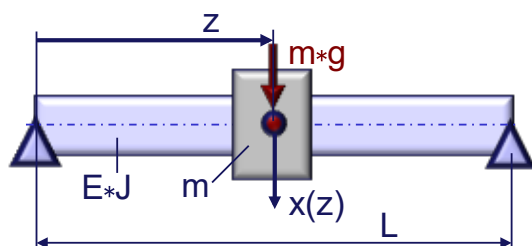


Bild 2.9: Wirkung des Eigengewichtes in Fertigung und Montage bei ruhenden Baugruppen

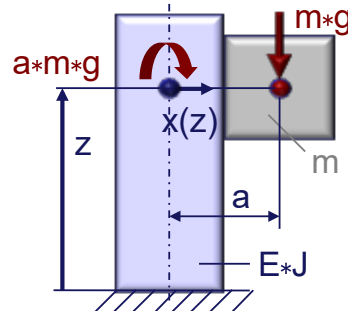
Bewegte Baugruppen = Strukturveränderung = Veränderte Steifigkeit am Lasteinleitungspunkt
=> „wandernde Lasten“

z.B.: Spindelstock horizontal auf Querträger



$$x(z) = \frac{m \cdot g}{3 \cdot E \cdot J} z^2 \cdot (L - z)^2$$

z.B.: Spindelstock vertikal an Seitenständer



$$x(z) = \frac{a \cdot m \cdot g}{2 \cdot E \cdot J} z^2$$

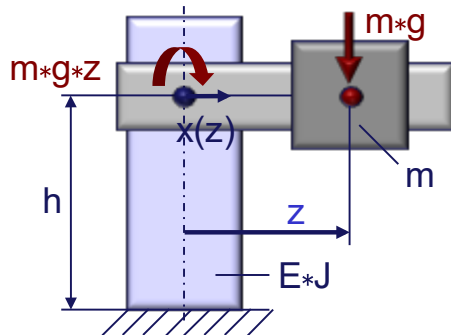
Bild 2.10 Wirkung des Eigengewichtes bei bewegten Baugruppen durch „wandernde Lasten“

Bei bewegten Baugruppen kann zwischen zwei Wirkungen der Eigengewichte unterschieden werden. Im Bild 2.10 sind Beispiele für die Verformung $x(z)$ durch Ortsveränderungen des Schwerpunktes bei konstanter Lastgröße (wandernde Lasten) gezeigt. Bild 2.11 demonstriert

den umgekehrten Fall, veränderliche Lastgröße bei fixer Lasteinleitung (schwankende Komponenten).

Bewegte Baugruppen = Lastveränderung = Veränderte Lastgröße am Lasteinleitungspunkt
=> „schwankende Komponenten“

z.B.: Spindelstock horizontal auf Ausleger



z.B.: Stabachse oder Schwenkarm

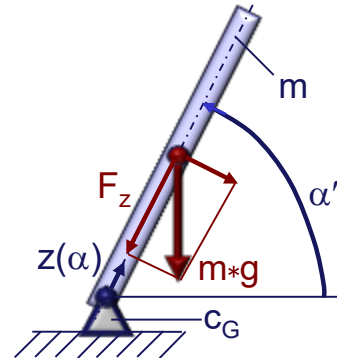


Bild 2.11 Wirkung des Eigengewichtes im Betrieb bei bewegten Baugruppen durch „schwankende Komponenten“

Die Verformung $x(z)$ am Spindelstock folgt aus

$$x(z) = (m * g * h^2 / 2 * E * I) * z. \quad (2.1)$$

Wegen

$$F_z(\alpha) = m * g * \sin \alpha \quad (2.2)$$

$$\text{wird } z(\alpha) = -F_z(\alpha) / c_G = -m * g / c_G * \sin \alpha \quad (2.3)$$

Am Beispiel einer stark vereinfachten Radialbohrmaschine soll die Positionsabhängigkeit der Verformung im TCP aufgrund der Eigengewichte von Ausleger und Spindelstock demonstriert werden (Bild 2.12). zeigt die Balkenstruktur und die Verformungsansätze.

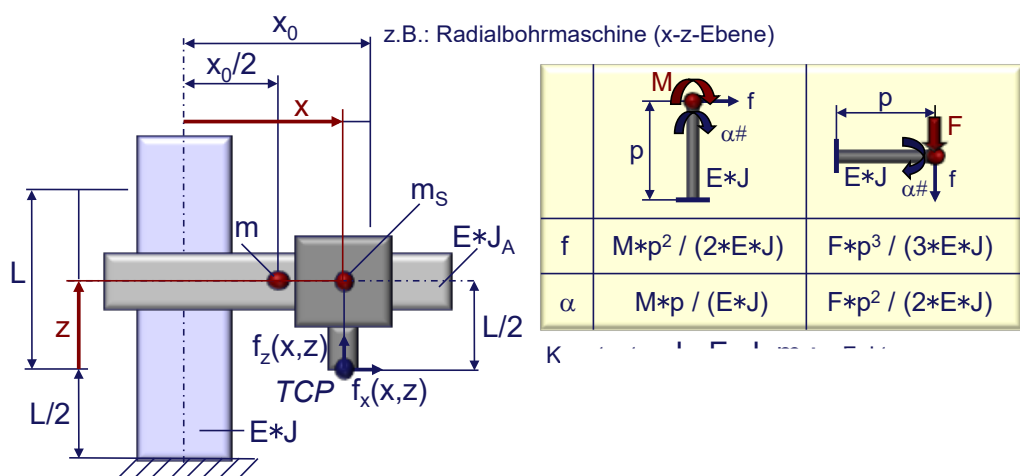


Bild 2.12 Wirkung des Eigengewichtes im Betrieb bei bewegten Baugruppen im Bewegungs- (Arbeits-) raum

Über drei Parameter (Verhältnisgrößen) können die Relationen des Verfahrensweges (v), des Flächenträgheitsmomentes gegen Biegung (γ) sowie der Massen (μ) von Ausleger zu Ständer verändert werden. Als Konstanten werden Länge L , Elastizitätsmodul E , Flächenträgheitsmoment J und die Masse m angenommen. Es gelten die Beziehungen nach

$$x_0 = v * L, \quad J_A = \gamma * J, \quad m_s = \mu * m \quad (2.4)$$

Die relativen Positionen ξ und ζ ergeben sich zu:

$$\xi = x/x_0 \quad \text{und} \quad \zeta = z/z_0 \quad (z_0 = L) \quad (2.5)$$

Für die relativen Koordinaten ($0 \dots 1$) oben können für die $x - z$ - Ebene die bezogenen Verformungen am TCP in x - und z - Richtung nach den Gleichungen

$$\frac{f_x}{m * g * L^3 / (EI)} = \frac{v}{2} * \left\{ \left(\frac{1}{2} + \mu \xi \right) * \xi^2 - \frac{\mu}{2} * \xi \right\} \quad (2.6)$$

$$\frac{f_z}{m * g * L^3 / (EI)} = -v^2 * \left\{ \left(\frac{1}{2} + \mu \xi \right) * \left(\frac{1}{2} + \xi \right) * \xi + \frac{\mu * v}{3 * \gamma} * \xi^3 \right\} \quad (2.7)$$

berechnet werden.

In Bild 2.13 sind die Ergebnisse für zwei Parameterrelationen über der Arbeitsfläche dargestellt. Deutlich ist zu erkennen, dass die Fahrt des Spindelstocks auf dem Querträger größere Verformungsänderungen hervorruft, als die Fahrt des Auslegers am Ständer.

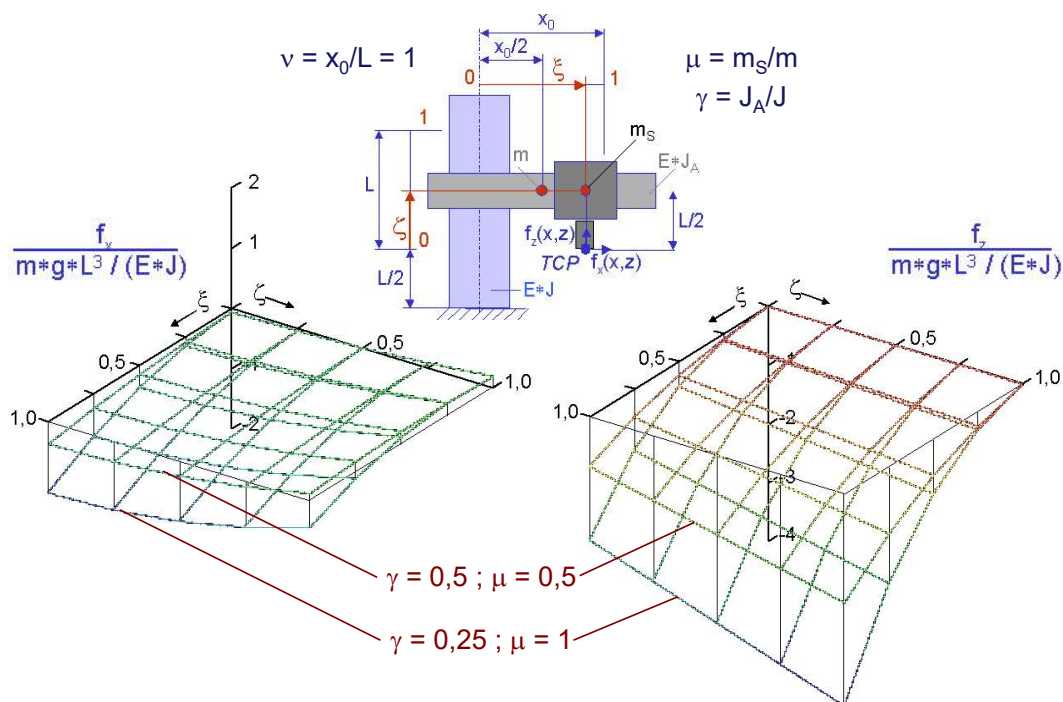
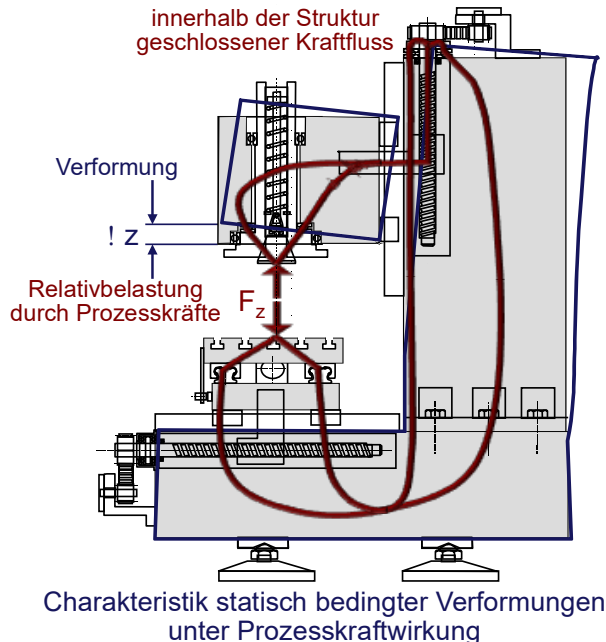


Bild 2.13 Verformung am TCP unter Eigengewicht im Bewegungsraum

2.1.1.3 Belastung durch Prozesskräfte

Bild 2.14 veranschaulicht an einer Vertikal-Einständer-Bohr- und Fräsmaschine mit Kreuzschiebertisch in 3-Punkt-Aufstellung den innerhalb der Struktur geschlossenen Krafftfluss unter Relativbelastung durch Prozesskräfte.

Strukturanalyse unter statischen Prozesskräften



Aufgaben der Strukturanalyse:

- Ermittlung der Verlagerung am TCP (Nachrechnung – Messung)
- Ermittlung der einflussstärksten Baugruppen (Schwachstellenanalyse)
- Ermittlung günstiger Abmessungsgrößen (Parameteroptimierung)
- Ermittlung günstiger Gestaltungslösungen (Struktur- bzw. Topologieoptimierung)

Kriterium (Zielfunktion):

Maximale Steifigkeit
bei
minimalem Werkstoffeinsatz
(Verformungs- und Masseminimum)

Bild 2.14 Verformungen unter Prozesskräften

Im Bild sind auch die Aufgaben der Strukturanalyse, mit Nachrechnung bzw. Messung, Schwachstellenanalyse, Parameter-, Struktur- und Topologieoptimierung, aufgezählt. Desweiteren die sind Kriterien einer Optimierung für maximaler Steifigkeit bei minimalem Werkstoffeinsatz notiert.

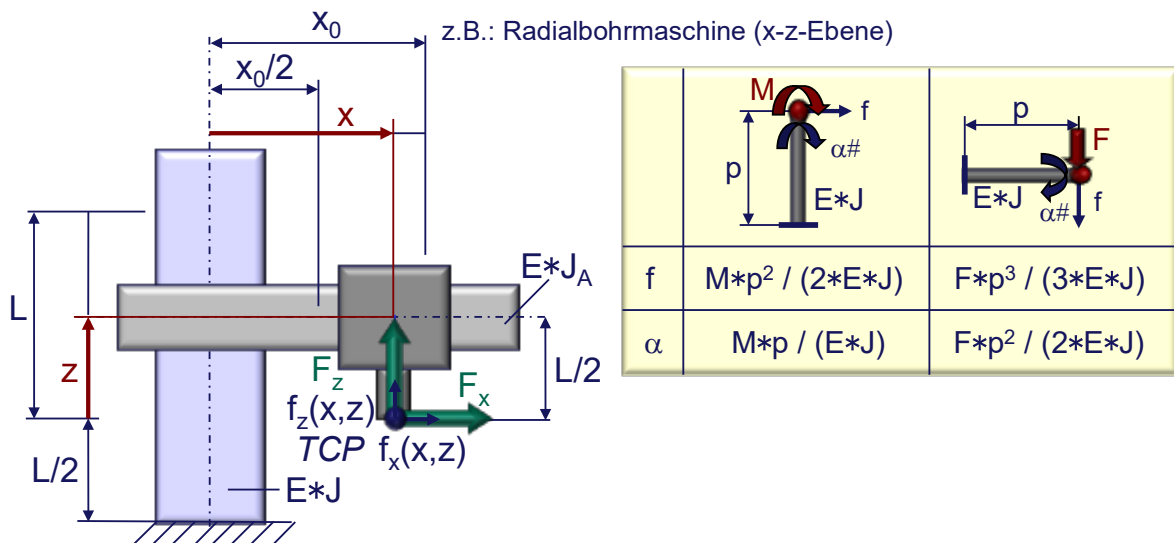


Bild 2.15 Wirkung der Prozesskräfte im Betrieb bei bewegten Baugruppen im Bewegungs- (Arbeits-) raum

Analog zum Beispiel der Radialbohrmaschine unter Eigengewichtsbelastung in Bild 2.11 und Bild 2.13, zeigen Bild 2.15 und Bild 2.16 das Beispiel unter Prozesskräften (Einheitskräfte im TCP). In Bild 2.16 sind die bezogenen direkten Nachgiebigkeiten dargestellt.

:

$$f_x/F_x \text{ und } f_z/F_z \quad (2.8)$$

sowie die Kreuznachgiebigkeiten, für die gilt

$$f_x/F_z \text{ und } f_z/F_x \quad (2.9)$$

Die Konstanten und die relativen Positionen entsprechen den Gleichungen (2.4) und (2.5). Die Berechnung der Nachgiebigkeiten erfolgt nach den Gleichungen (2.10) bis (2.12).

$$\frac{f_x}{m \cdot g \cdot L^3 / (EI)} = \frac{1}{24} + \frac{1}{3} \cdot \xi^3 + \frac{\nu}{4 \cdot \gamma} \xi \quad (2.10)$$

$$\frac{f_z}{m \cdot g \cdot L^3 / (EI)} = \nu^2 \cdot \left(\frac{1}{2} + \xi + \frac{\nu}{3 \cdot \gamma} \cdot \xi \right) \cdot \xi^2 \quad (2.11)$$

$$\frac{f_x}{m \cdot g \cdot L^3 / (EI)} = \frac{f_z}{m \cdot g \cdot L^3 / (EI)} = \frac{\nu}{2} \cdot \left(\frac{1}{4} - \xi^2 + \frac{\nu}{2 \cdot \gamma} \cdot \xi \right) \cdot \xi \quad (2.12)$$

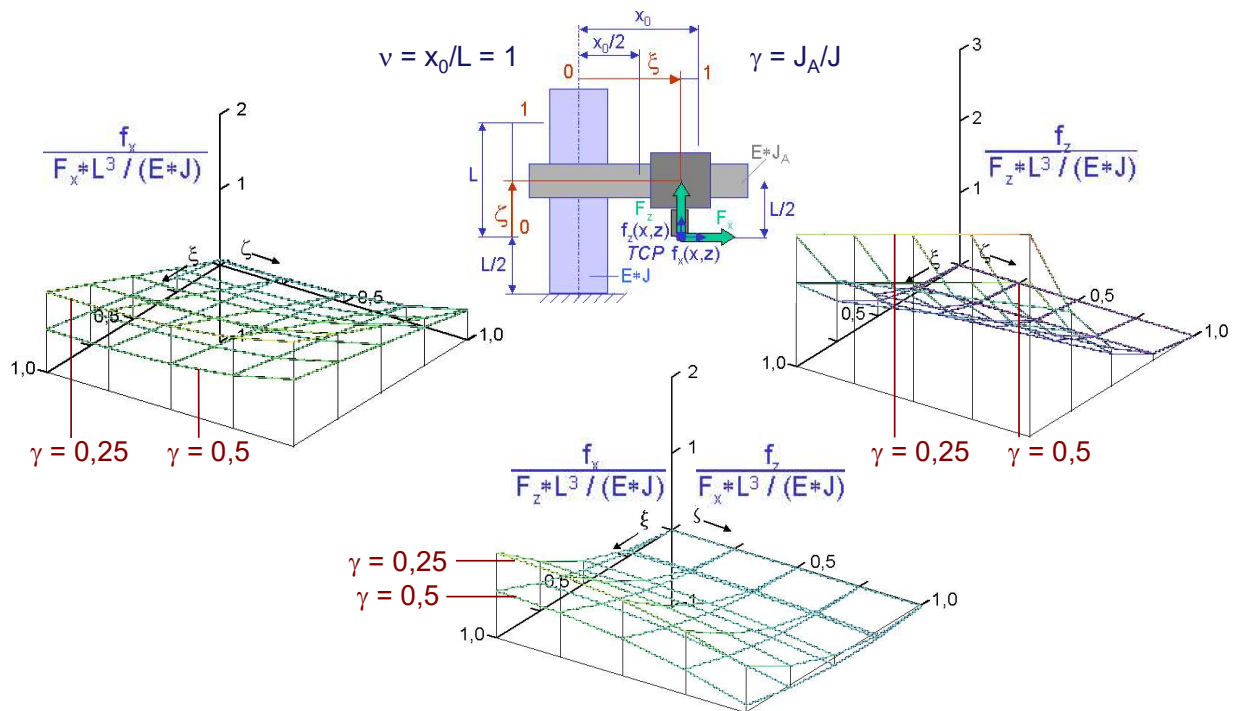


Bild 2.16 Verformung am TCP unter Prozesskräften im Bewegungsraum.

Die Ergebnisse sind für zwei Relationen der Flächenträgheitsmomente von Ausleger zu Ständer gezeigt. Auch hier führt die Spindelstockfahrt auf dem Ausleger zu den größten Verformungsänderungen und in z-Richtung zu den größten Nachgiebigkeiten.

2.1.1.4 Belastung durch Spannkkräfte

Spannkkräfte weisen zumeist nur einen lokalen Kraftfluss auf und verursachen demzufolge nur lokale Deformationen.

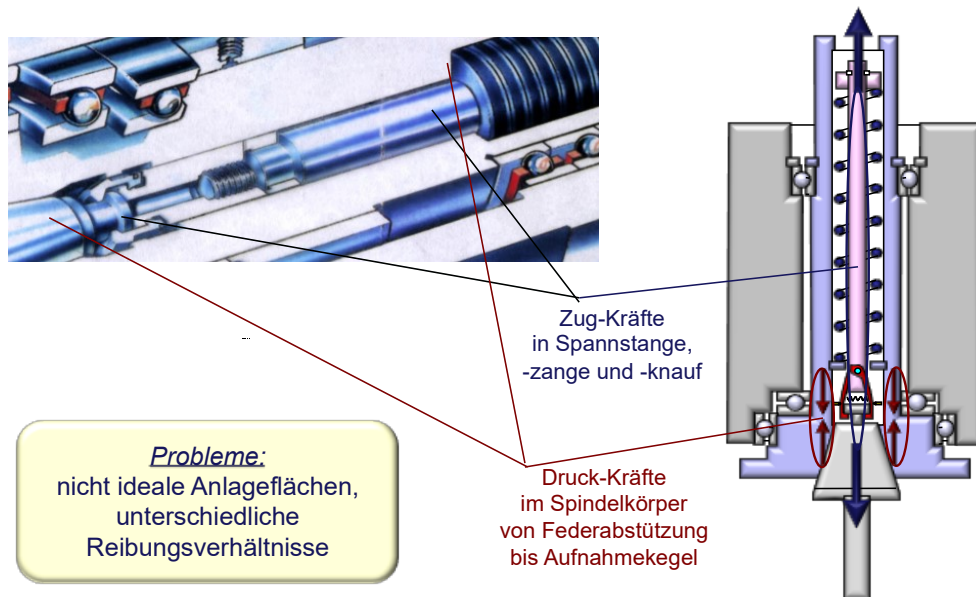


Bild 2.17 Kräfte in der Werkzeug-Spannung

Ihre Auswirkungen auf die Relativverformung am TCP können jedoch beachtlich werden, da die wesentlichen Spannstellen, Werkzeug- und Werkstückspannung, sich in unmittelbarer Nähe des TCP befinden. Bild 2.17 und Bild 2.18 demonstrieren die beiden Spannstellen mit den Kraftflüssen und den Problemen.

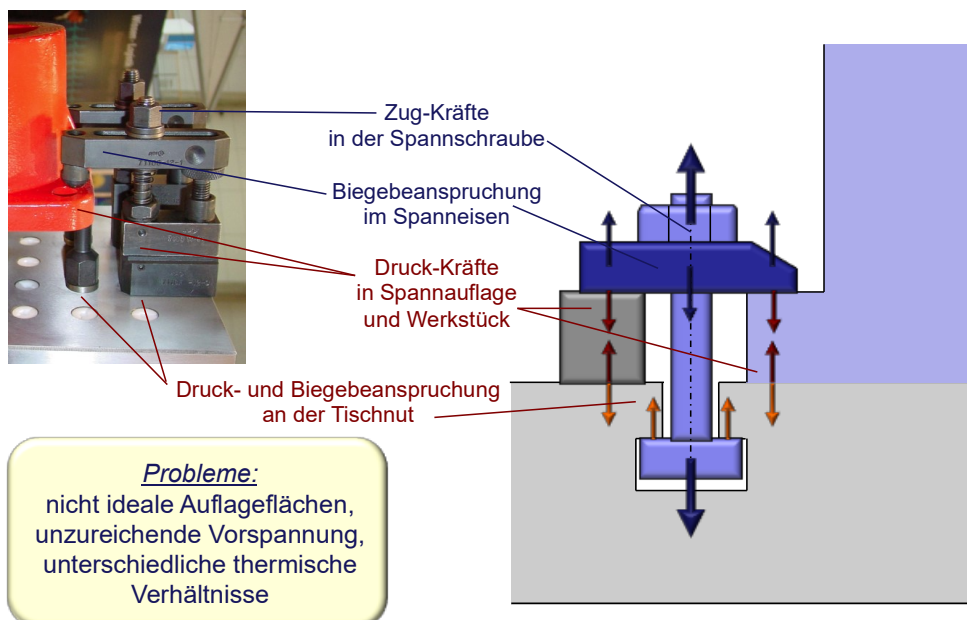
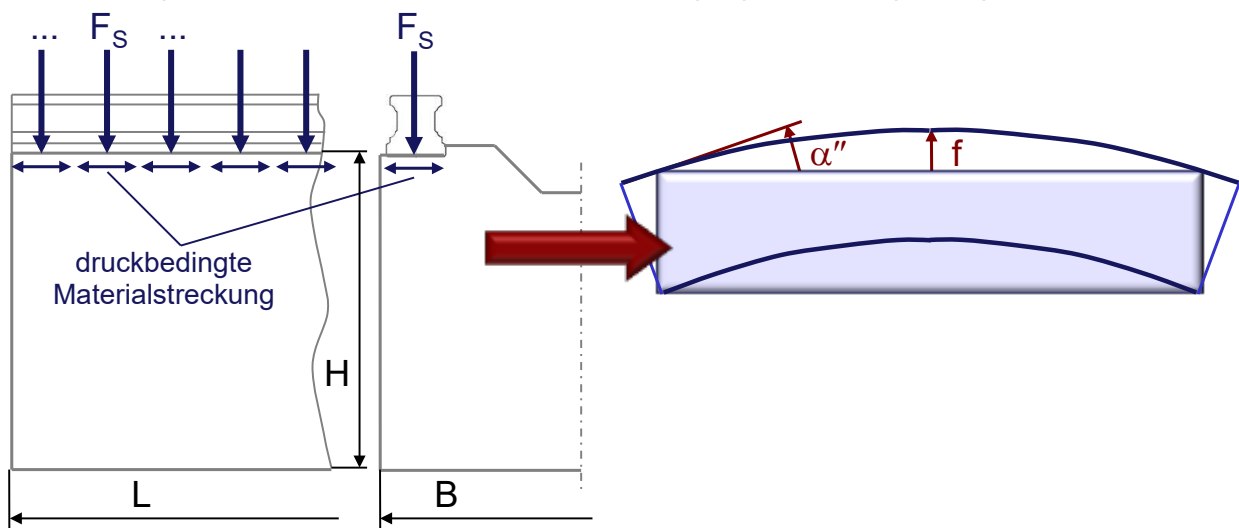


Bild 2.18 Kräfte in der Werkstück-Spannung

Wirkung der Schraubenkräfte zur Schienenbefestigung an der Trägerbaugruppe bei PSF:



Beispiel: Zwei Schienen BG 45 mit je 38 Schrauben

Länge L : 2000 mm; Breite B : 550 mm; Höhe H : 450 mm

Kraft je Schraube: $F_s = 60$ kN

Verformung: $f = 330$ μm ; $\alpha = 60$ $\mu\text{m/m}$

Bild 2.19 Spannkkräfte in Bauteilverbindungen: Führungsschienen

Vor allem die aus zu großzügigen Toleranzvorgaben, Fertigungsabweichungen oder Montagefehlern herrührenden nicht idealen Auflageflächen sowie unterschiedliche thermische Verhältnisse oder Steifigkeiten können zu Abweichungen von der Symmetrie und im Ausgleich der wirkenden Kräfte zu lokalen Deformationen führen. Diese Effekte zählen häufig zu den Ursachen von Abweichungen beim Ergebnisvergleich von Messung und Berechnung, weil sie einfach nicht erkannt und damit auch nicht im Modell berücksichtigt wurden. Ein solches Beispiel ist auch in Bild 2.19 veranschaulicht.

2.1.1.5 Verformungsanalyse

Nicht jede lokale Verformung wirkt sich am TCP aus und nicht jede TCP-Verlagerung führt zu einem Bearbeitungsfehler. Wie sich Baugruppenverformungen am TCP auswirken hängt von der Transformationsfunktion ab, die zwischen Deformationsort und TCP liegt. Die Transformation ist wiederum zumeist von der Stellung der bewegten Baugruppen, also von der Kinematik, abhängig. Ob sich eine Verlagerung des TCP in einem Bearbeitungsfehler niederschlägt, ist neben ihrer Größe von ihrer Richtung zur Bearbeitungsgeometrie abhängig. Aus diesen Abhängigkeiten erklären sich auch die Schwierigkeiten einer Schwachstellenanalyse oder Optimierung. Streng genommen gilt das Ergebnis einer Schwachstellenanalyse oder Optimierung nur für die zugrundegelegte Belastungssituation, Pose im Arbeitsraum und das Formelement der Werkstückgeometrie.

An der klassischen Dreh-, Bohr- oder Schleifmaschine ist das kein Problem. Anders sieht es bei den modernen Dreh- und Fräsbearbeitungszentren aus. Diese Maschinen ermöglichen häufig durch 5-Achsbetrieb die Anwendung mehrerer Fertigungsverfahren auf einer Maschine und so die Komplettbearbeitung in einer Aufspannung.

Damit sind jedoch eine Vielzahl von Posen im Arbeitsraum sowie Orientierungen zu den Formelementen der Werkstückgeometrie genauigkeitsrelevant. veranschaulicht die prinzipiellen Verhältnisse von lokaler Deformation, Transformation an die Wirkstelle und Auswirkung auf die Werkstückgeometrie. Nehmen wir für das stark vereinfachte Beispiel von Bild 2.20 an, dass $a = h$ ist, dann ergibt sich $\Delta x = \Delta y$ und setzen wir dafür den Wert $0,1\text{mm}$ und

den Kreisradius $r = 50\text{ mm}$, so erhalten wir für $\Delta r_x = 100\text{ }\mu\text{m}$ und für $\Delta r_y = 0,1\text{ }\mu\text{m}$.

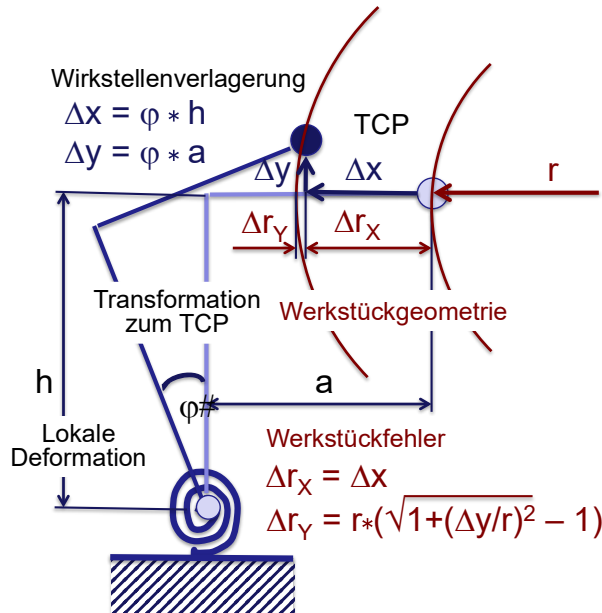
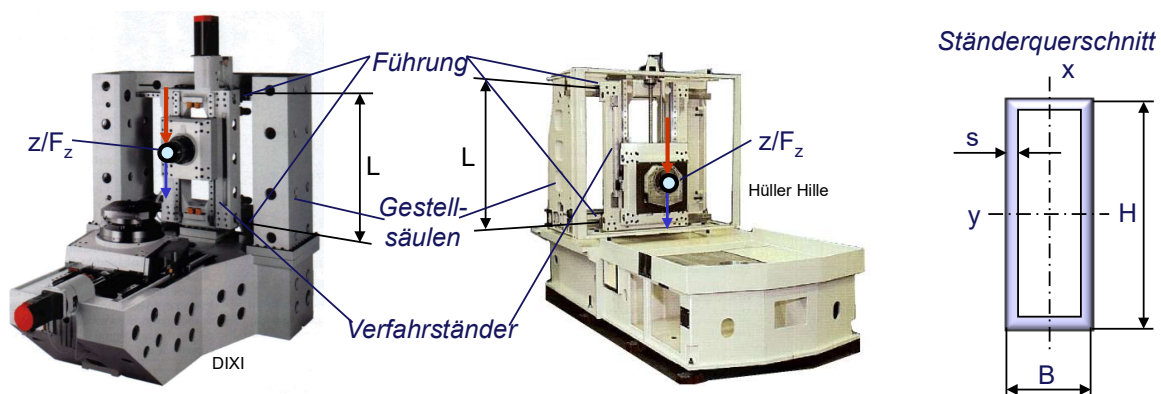


Bild 2.20 Auswirkung lokaler Verformung an der Wirkstelle (TCP) und im Bearbeitungsfehler

Das folgende Beispiel soll zeigen, dass es durchaus sinnvolle Optimierungsaufgaben gibt und dass man zu deren Lösung nicht immer große Modelle und aufwendige Computerprogramme benötigt. Gesucht ist eine „ausgewogene“ Steife der Profilschienenführung bei gegebener Gestaltung und Dimensionierung der Seitenständer eines Portals (Gestellsäulen). Bild 2.21 enthält die Aufgabenstellung, Bild 2.22 demonstriert den Lösungsweg und Bild 2.23 stellt

die Ergebnisse dar.

Verfahrständer in Kulissenschieber-Bauweise:
ausgewogenes Steifigkeitsverhältnis zwischen Gestell und Führung
für minimale Verformung z am TCP unter Vertikalbelastung F_z ?



Berücksichtigt werden sollen die Nachgiebigkeiten aus der Biegung der (feststehenden) Gestellsäulen und der Profilschienenführung.

$E = 1,7 \cdot 10^5\text{ N/mm}^2$;
 $B = 200\text{ mm}$; $H = 450\text{ mm}$; $s = 12\text{ mm}$
 $L = 1400\text{ mm}$

Bild 2.21 Nachgiebigkeitsanteile der Struktur am TCP und Ermittlung optimaler Parameter – Aufgabenstellung

Gesucht ist eine „ausgewogene“ Steife der Profilschienenführung bei gegebener Gestaltung und Dimensionierung der Seitenständer eines Portals (Gestellsäulen). Bild 2.21 enthält die

Aufgabenstellung, und die Gleichungen (2.13) bis (2.24) demonstrieren den Lösungsweg und Bild 2.23 stellt die Ergebnisse dar.

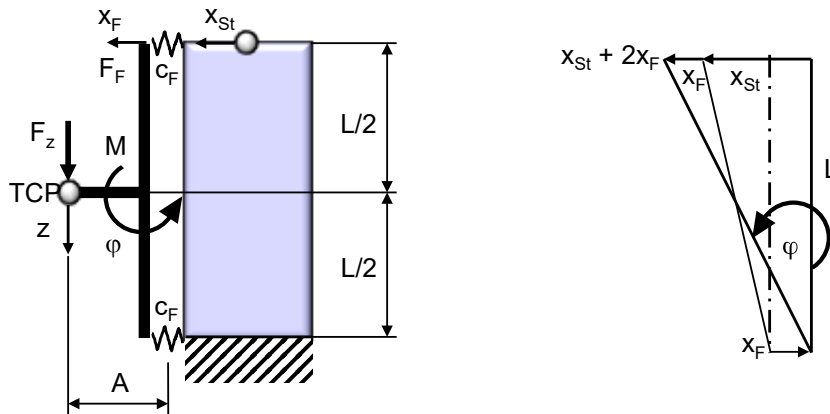


Bild 2.22 Nachgiebigkeitsanteile der Struktur am TCP und Ermittlung optimaler Parameter-Lösung

Die Federkraft F_F der Führung wirkt als Querkraft am Ende der Gestellsäulen.

$$x_{St} = (L^3/3 * E * I) * F_F \quad (2.13)$$

Die Federkraft F_F folgt aus

$$F_F = M/L = F_z * A/L \quad (2.14)$$

Damit wird

$$x_{St} = (A * L^2/3 * E * I) * F_z \quad (2.15)$$

:

Die Federkraft F_F bewirkt zugleich eine Verformung der PSF-Feder

$$x_F = F_F/c_F = (A/(L * c_F)) * F_z \quad (2.16)$$

Die Verformungen von Ständer x_{St} und Führung x_F transformieren sich mit der resultierenden Neigung φ über die Auskragung A in den TCP.

Aus

$$\varphi * L = x_{St} + 2 * x_F \quad (2.17)$$

folgt

$$\varphi = (x_{St} + 2 * x_F)/L \quad (2.18)$$

und damit

$$z = \varphi * A \quad (2.19)$$

$$= \{A[A * L^2/(3 * E * I) + 2 * A/(L * c_F)]/L\} * F_z$$

beziehungsweise

$$z/F_z = A^2 * [L/(3 * E * I) + 2/(L^2 * c_F)]. \quad (2.20)$$

Für den in Bild 2.21 abgebildeten Ständerquerschnitt gilt für das gesamte Flächenträgheitsmoment (zwei Ständer vorhanden)

$$I = 2 * I_y \quad (2.21)$$

$$I_y = B * H^3/12 - (B - 2 * s) * (H - 2 * s)^3/12 \quad (2.22)$$

$$I = H^4 * [\beta - (\beta - 2 * \sigma) * (1 - 2 * \sigma)^3]/6 \quad (2.23)$$

$$\beta = B/H \quad \text{und} \quad \sigma = s/H. \quad (2.24)$$

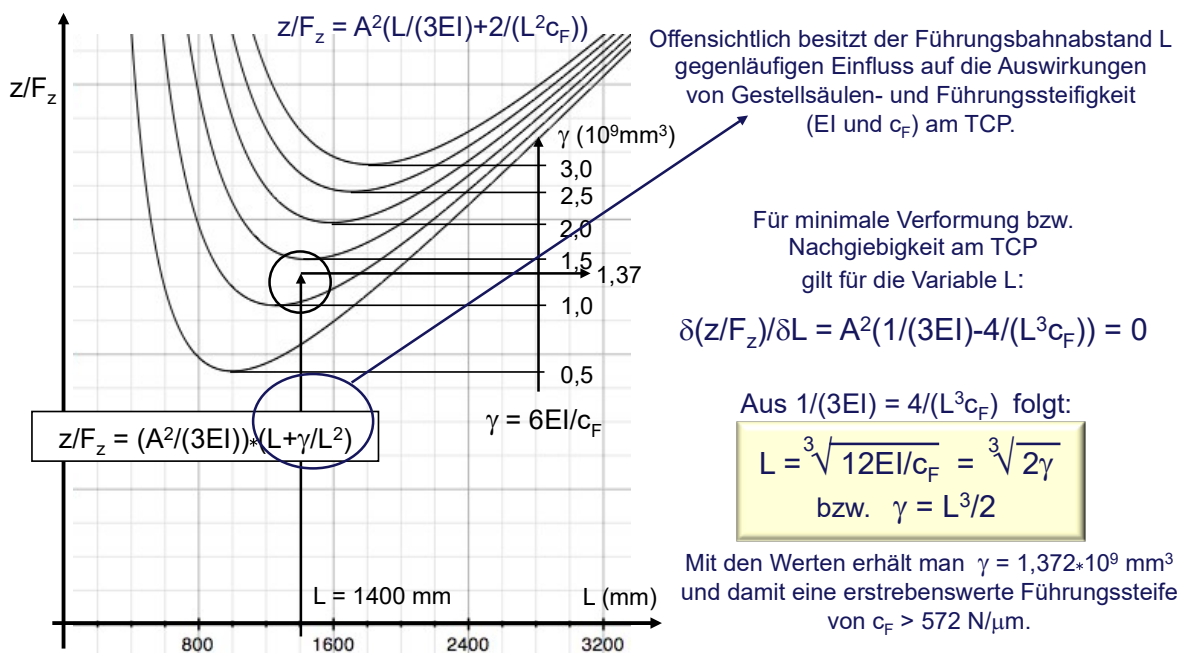


Bild 2.23 Nachgiebigkeitsanteile der Struktur am TCP und Ermittlung optimaler Parameter - Ergebnis

In Bild 2.24 sind die Möglichkeiten der Verformungsanalyse angegeben.

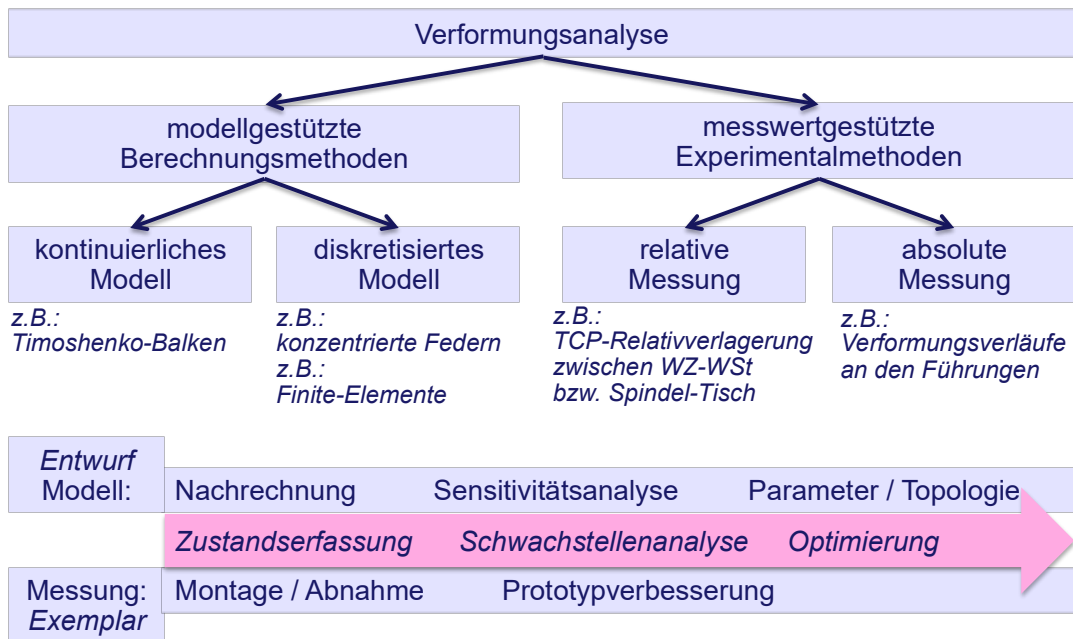


Bild 2.24 Methoden zur statischen Verformungsanalyse

Das sicher am häufigsten für die Verformungsanalyse eingesetzte Werkzeug ist die Finite-Elemente-Methode. Mit Bild 2.25 wird die FEM charakterisiert.

Rechnergestützte Verformungsanalyse mit der Finite-Elemente-Methode

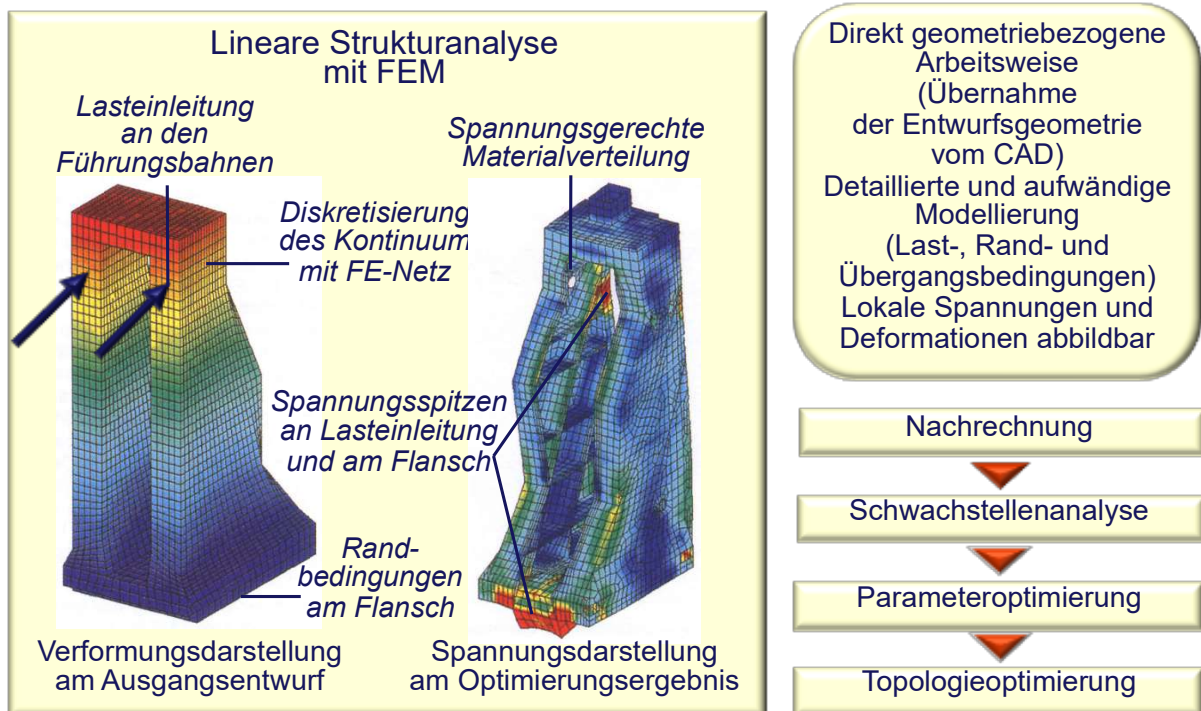


Bild 2.25 Modellgestützte Berechnungsmethoden

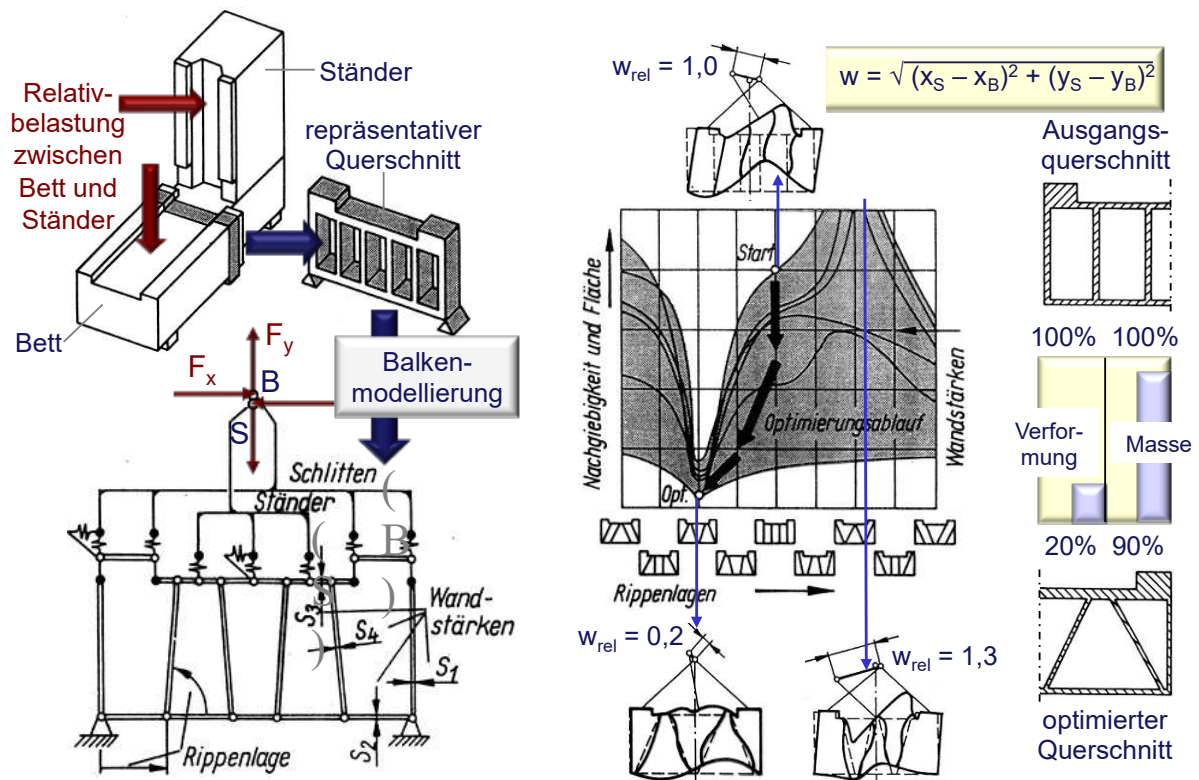


Bild 2.26 Parameter- und Strukturoptimierung

Bild 2.26 zeigt ein einfaches Beispiel für die Parameter- und Strukturoptimierung. Die Optimierungsvariablen setzen sich aus vier Wandstärkenparametern $s_1 \dots s_4$ und zwei Parameter für die Beschreibung der Rippenlagen α, l zusammen.

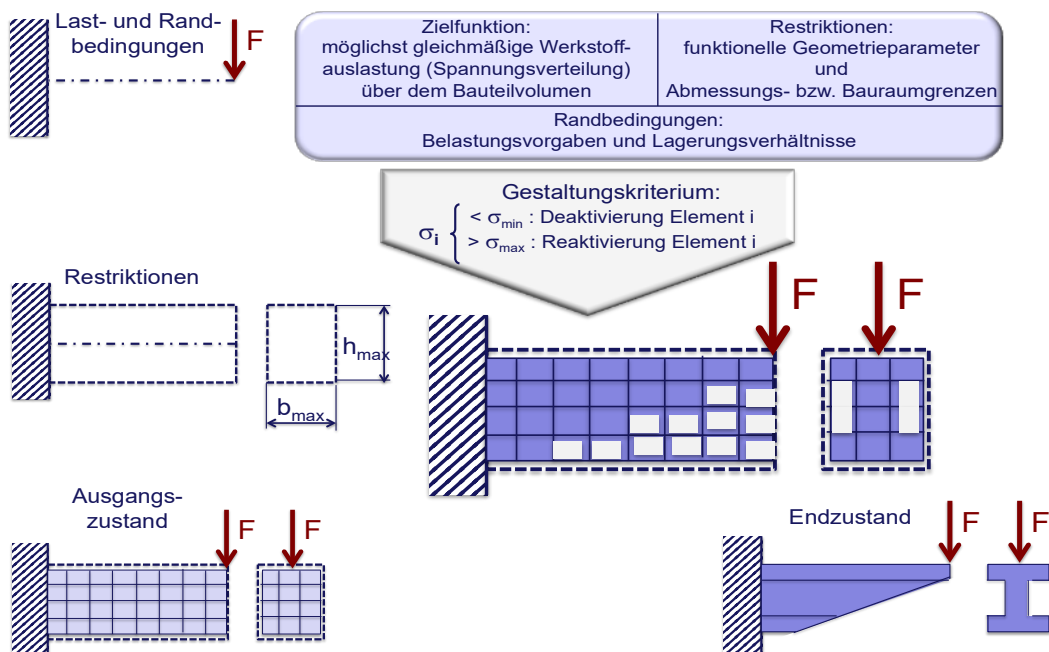


Bild 2.27 Prinzip der Topologieoptimierung

Die Zielfunktion wird aus dem bezogenen Abstandsbetrag W_{rel} von der ständer- und schlit-tenseitigen Verlagerung an der Wirkstelle S und der bezogenen Querschnittsfläche gebildet und über ein Gradienten-verfahren zum Minimum geführt.

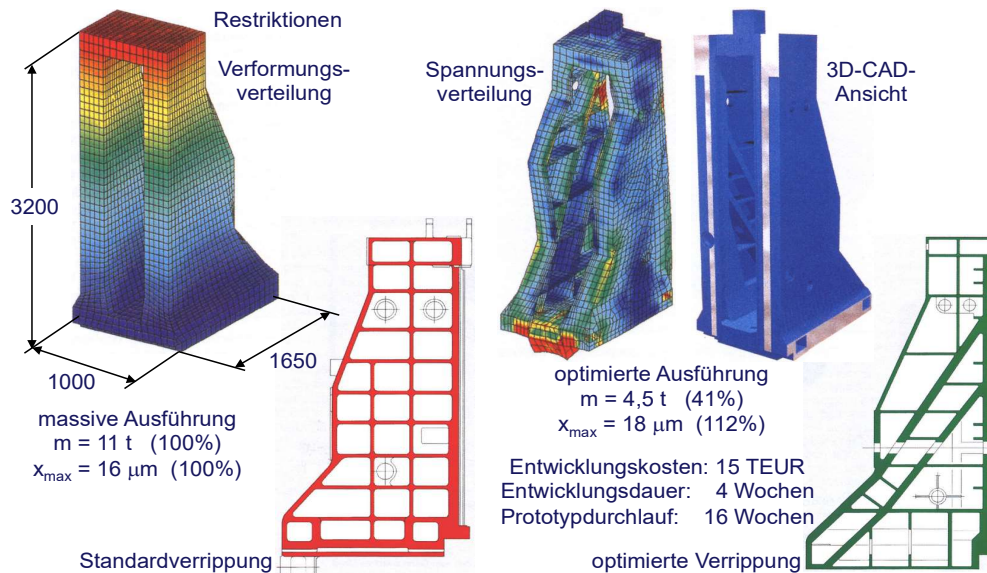


Bild 2.28 Beispiel Topologieoptimierung an einem Gussständer

Während für die Parameter- und Strukturoptimierung eine explizite Zielfunktion und Restriktionen formuliert werden müssen und dann über deterministische oder Zufallsverfahren die Extremwerte der Zielfunktion gesucht werden, arbeitet die Topologieoptimierung mit dem Ziel einer gleichmäßigen Werkstoffauslastung über dem Bauteilvolumen, Bild 2.28. So elegant dieser Ansatz auch erscheint, leidet er auch an dem Problem jeder Optimierung, dass das Ergebnis nur für die konkret vorgegebenen Last- und Randbedingungen gilt. Dazu kommt noch, dass die Topologieoptimierung strenggenommen nur für homogene Bauteile eingesetzt werden kann. Bild 2.28 zeigt eine Anwendung der Topologieoptimierung an einem Gussständer. Das Beispiel ist einer Veröffentlichung entnommen mit der die Gießerei für entsprechende Dienstleistungen warb. Zunächst sucht man vergeblich nach den Last- und Randbedingungen, sie sind nur aus der Spannungsverteilung erahnbar und in Bild 2.29 eingezeichnet. Die topologieoptimierte Verrippung von Bild 2.28 verdeutlicht ein Problem der Topologieoptimierung. Das Ergebnis ist in der Regel so nicht fertigbar. Selbst in der nachbearbeiteten Form der Abbildung ist der Abguss zumindest sehr aufwendig. Da kaum ein Kern dem anderen gleicht, müssen eine Vielzahl verschiedener Kernformen angefertigt werden. Anders bei der Standardverrippung von Bild 2.28 oder der kraftflussgerechten Gestaltung von Bild 2.29, die einen hohen Grad an gleichen Kernformen haben.

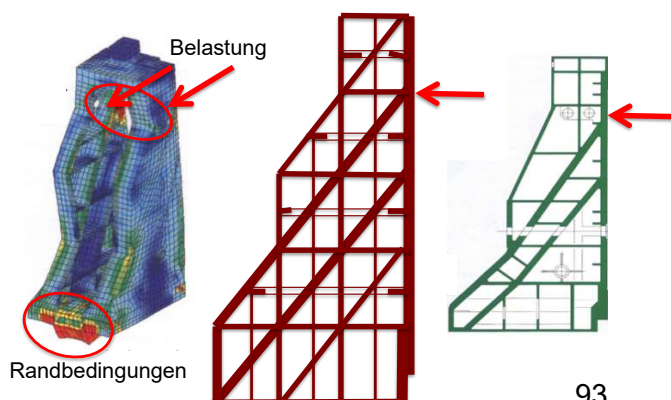


Bild 2.29 Kraftflussgerechte Verrippung

Das optimierte Ergebnis gilt nur für die Belastung mit einem Kräftepaar im oberen Ständerbereich normal zu den Führungsleisten, ohne Torsion

und Seitenkraft. Das Ergebnis ist trivial und ohne Optimierung auch durch eine kraftflussgerechte Gestaltung erreichbar (Bild 2.29), mit dem Vorteil, dass in die Gestaltung von vornherein fertigungstechnische Gesichtspunkte einfließen können.

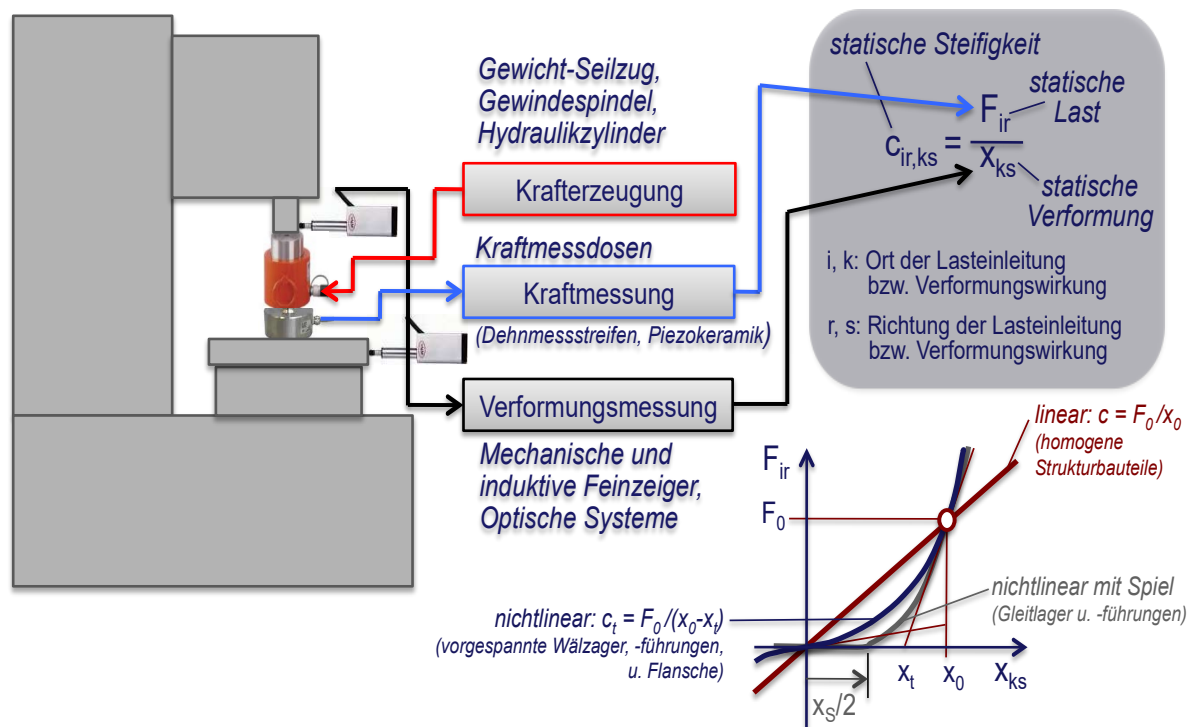


Bild 2.30 Belastungs- und Messausrüstung für die experimentelle Verformungsanalyse

Die angeführten Vergleichsangaben für Masse und Verformung und die Kostenposition sind zumindest irritierend, da niemand auf die Idee käme den Ständer massiv auszuführen. Da wäre der Vergleich zur Standardverrippung schon aussagekräftiger. Auch die Entwicklungskosten sind nur für die beauftragte Dienstleistung interessant, hier würden vielmehr die Abgusskosten interessieren.

Die experimentelle statische Verformungsanalyse beschränkt sich häufig auf die Relativbelastung und -verformungsmessung an der Wirkstelle bzw. zwischen Spindel und Tisch, wie in Bild 2.30 schematisch gezeigt ist. Soll der Deformationszustand der gesamten Maschine erfasst werden, wird ein Messgestänge benötigt mit dem die Maschine eingerüstet wird. Solche Messungen bedürfen der besonderen Sorgfalt, weil jede Deformation des Gestänges die Messung verfälscht. Da diese Messungen oft längere Zeit beanspruchen, ist auf eine konstante Umgebungstemperatur und ein thermisch ausgeglichenes Gestänge zu achten. Bereits die Handwärme kann die Messung verfälschen.

2.1.2 Thermisches Verhalten

Thermisch bedingte Abweichungen sind gegenwärtig der größte Anteil an den Fertigungsfehlern bei der spanenden Bearbeitung. Ihre Ursachen lassen sich oft nicht einfach finden und abstellen, da zwischen der Wirkung – temperaturbedingte Dehnung – und der Ursache – Wärmestrom bzw. Verlustleistung – große Zeitkonstanten liegen.

2.1.2.1 Bedeutung und Wesen des thermischen Verhaltens

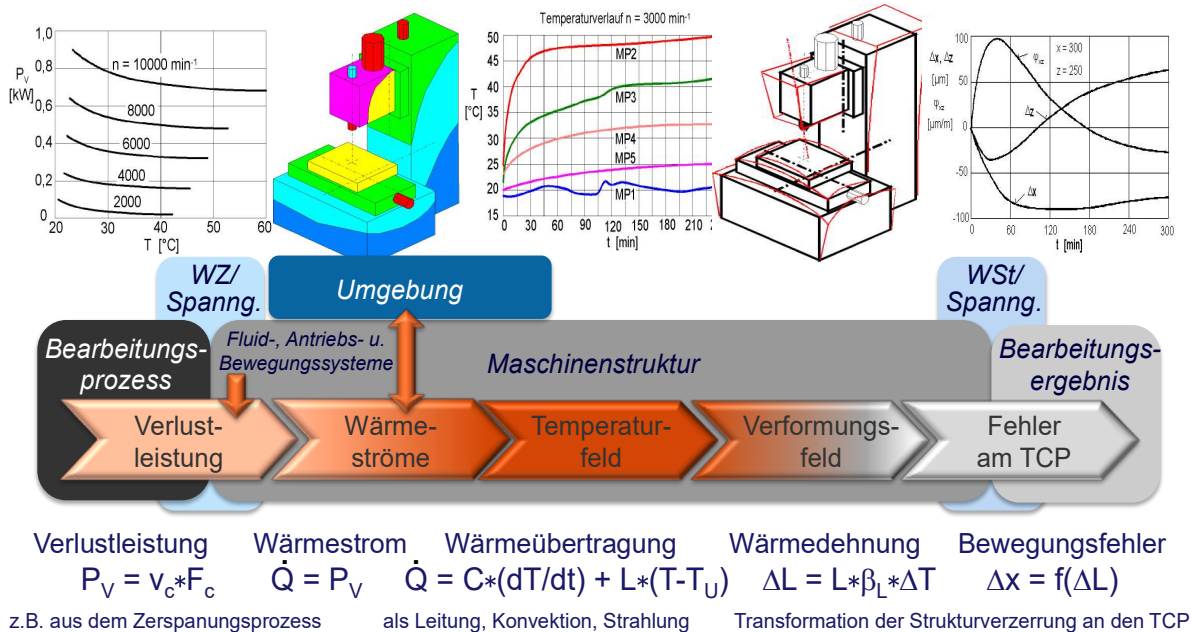


Bild 2.31 Charakteristik des thermischen Verhaltens

Bild 2.31 stellt den Verlauf von der Verlustleistung, aus Zerspanungsprozess, Fluid-, Antriebs- und Bewegungssystemen, über die Wärmeübertragung innerhalb der Maschinenstruktur und zur Umgebung sowie das sich daraus entwickelnden Temperaturfeld, bis zum Verformungsfeld, welches sich durch die Temperaturänderungen über die Wärmedehnung ergibt und letzten Endes im Zusammenspiel mit der Kinematik zum Bewegungsfehler am TCP führt und sich im Bearbeitungsergebnis niederschlägt.

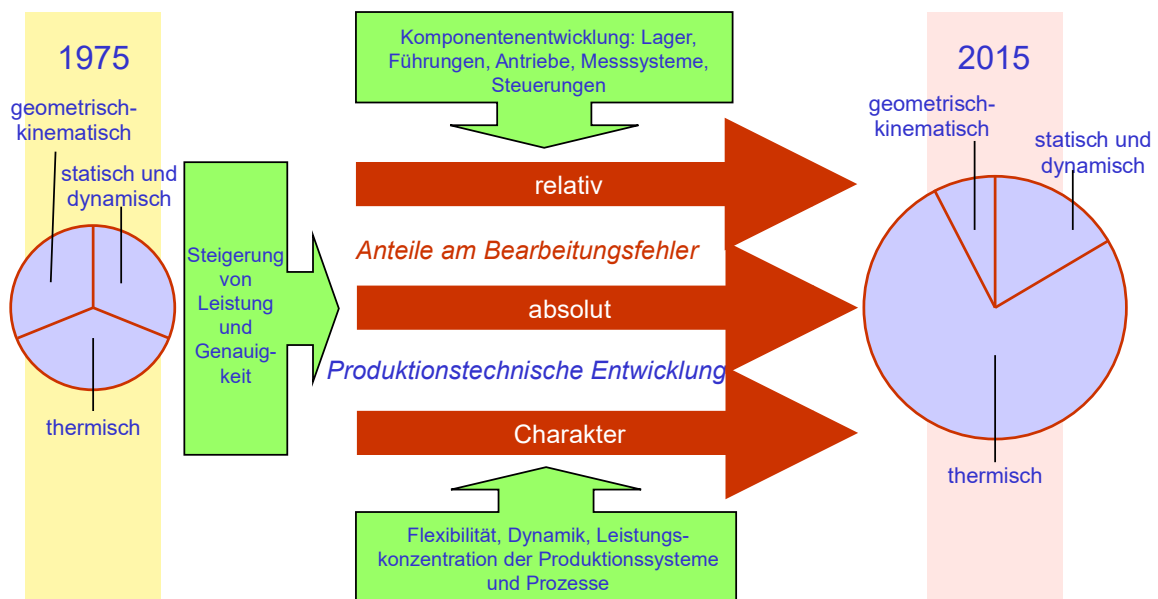


Bild 2.32 Produktionstechnische Entwicklung und wachsende Bedeutung des thermischen Verhaltens

Die Begründung für die wachsende Bedeutung des thermischen Verhaltens der WZM veranschaulicht Bild 2.32.

Im Wesentlichen sind es drei Trends in der Entwicklung der Produktionstechnik, die relativ und absolut zum wachsenden Anteil der thermisch bedingten Verlagerungen am Bearbeitungsfehler beitragen und zudem den Charakter des thermischen Verhaltens verändern:

- die Steigerung von Produktivität der Fertigung und Genauigkeit der Werkstücke,
- die Komponentenentwicklung zu mehr Leistungsfähigkeit, Kompaktheit, Präzision und Zuverlässigkeit
- die Entwicklung der Produktionssysteme und Prozesse zu mehr Flexibilität, Dynamik und Leistungskonzentration.

Bild 2.33 weist diese Tendenzen, die schlussendlich zu einer höheren thermischen Belastung führen, konkret für die Werkzeugmaschine aus.

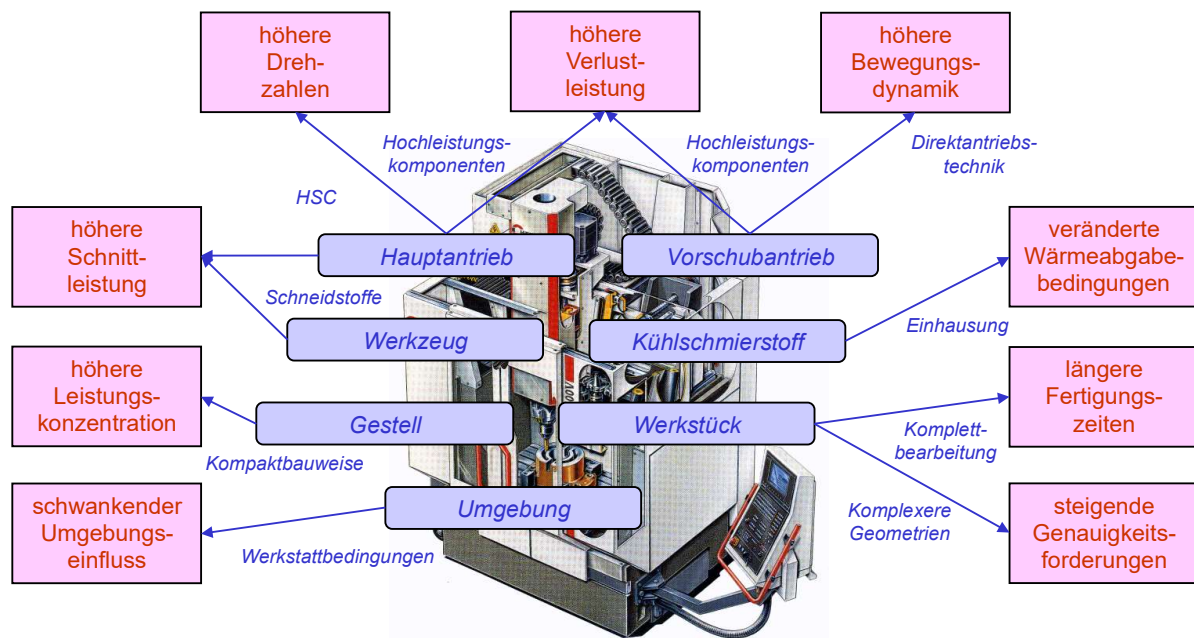


Bild 2.33 Trends in der Fertigungs- und Maschinentechnik und Steigerung der thermischen Belastung

In Bild 2.34 sind die Konsequenzen der produktionstechnischen Trends für den Charakter des thermischen Verhaltens der WZM noch einmal zusammengefasst.

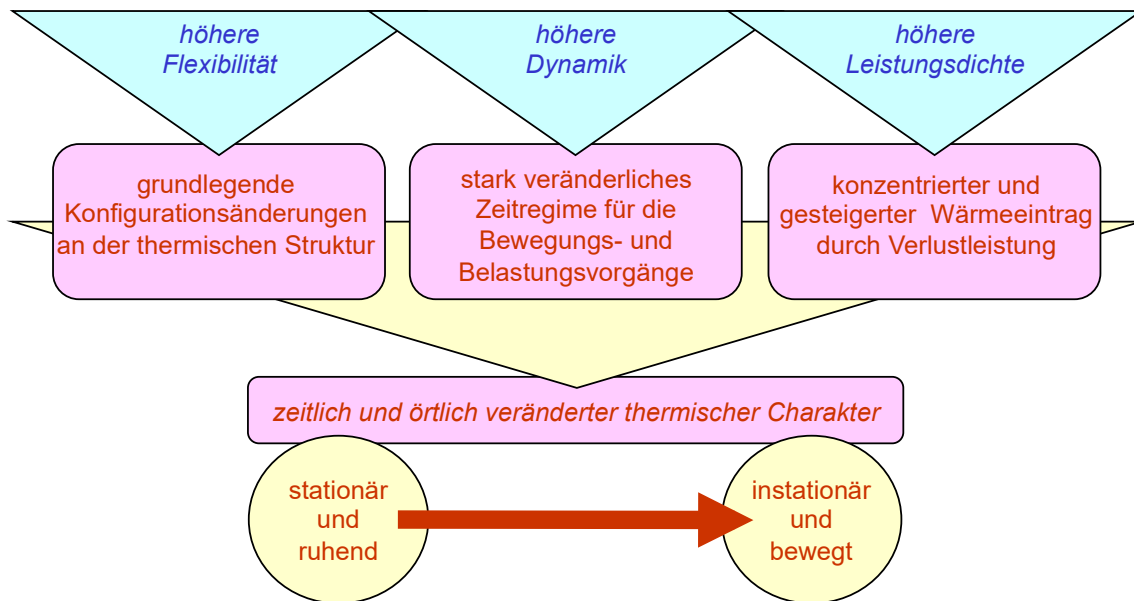


Bild 2.34 Konsequenzen der produktionstechnischen Innovationen

Um ein Gefühl für Größenordnungen thermisch bedingter Verlagerungen am TCP in den verschiedenen Betriebszuständen der WZM zu vermitteln, sind in Bild 2.35 typische Werte für mittlere Baugrößen von WZM angegeben.

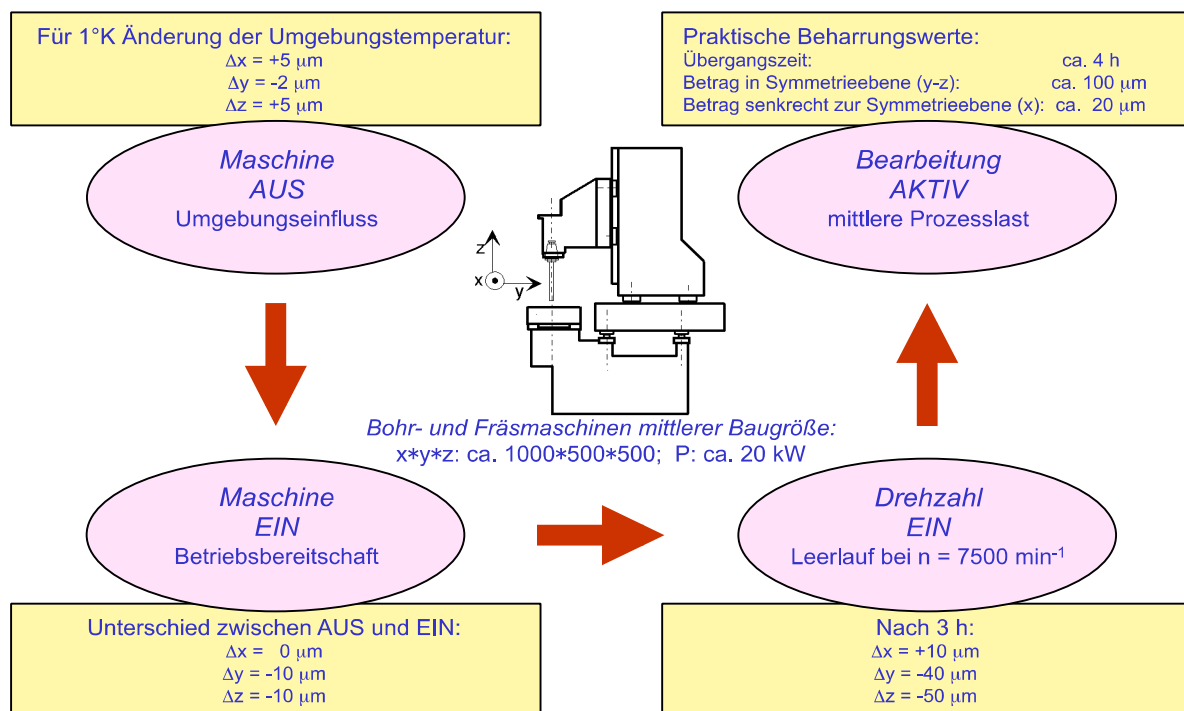


Bild 2.35 Größenordnung thermisch bedingter Verlagerungen am TCP

Mit Bild 2.36 soll der Unterschied zwischen Leerlauf und Bearbeitung im thermisch bedingten zeitlichen Verformungsverlauf an einem Beispiel demonstriert und begründet werden.

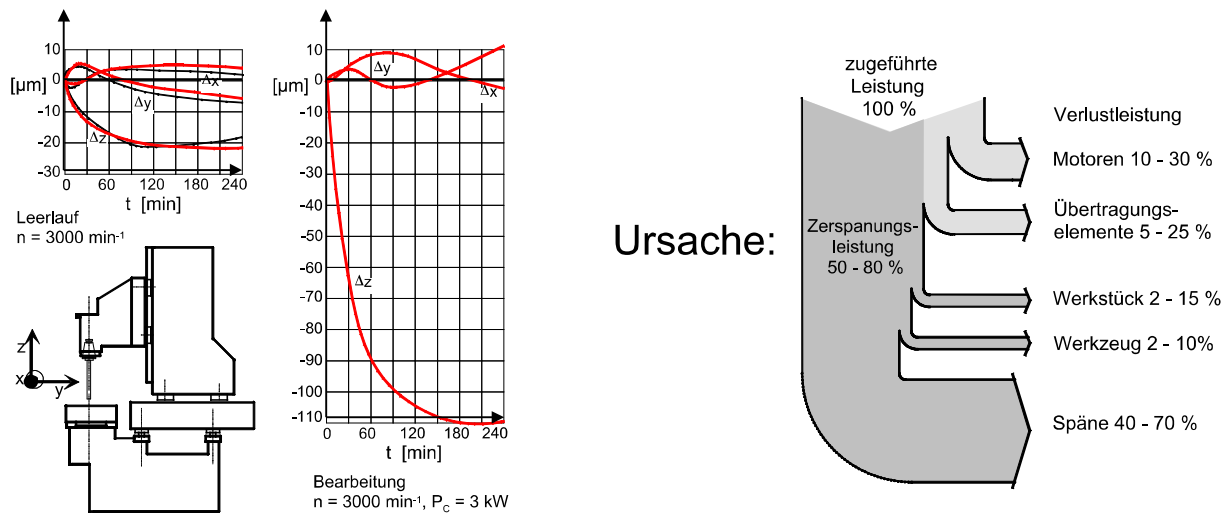


Bild 2.36 Thermischer Belastungsunterschied zwischen Leerlauf und Bearbeitung

Gegenüber Leerlauf folgt durch Bearbeitung eines Werkstückes:

- Verändertes Thermisches Verhalten,
- Größere Verlagerungen des TCP,
- Zusätzliche Wärmequellen,
- Höherer Leistungsumsatz und
- Veränderter Wärmeübergang.

2.1.2.2 Temperatur- und Verformungsentstehung

Die thermische Wirkungskette von Bild 2.37, mit ihrer Energiewandlung, Größenumformung und Transformation, beschreibt die Schritte von der Bearbeitungsaufgabe bis zum Bearbeitungsergebnis und gibt die Randbedingungen dazu an.

In Bild 2.38 ist die Grundbeziehung der Wärmebilanz am gleichmäßig erwärmten Körper notiert. Die Wärmebilanz sagt aus, dass der einem Körper mit der Kapazität C (Wärmespeichervermögen) zugeführte Wärmestrom

$$\frac{dQ}{dt} = P_v \quad (\text{Verlustleistung}) \quad (2.25)$$

gleich der Summe von gespeicherter Wärm $C * \frac{dT}{dt}$ und abgegebener Wärme $L * (T - T_u)$

ist. Dabei ist L der Leitwert (Wärmeübertragungsvermögen), T_u die Umgebungstemperatur und T die sich gleichmäßig über den Körper einstellende Temperatur.

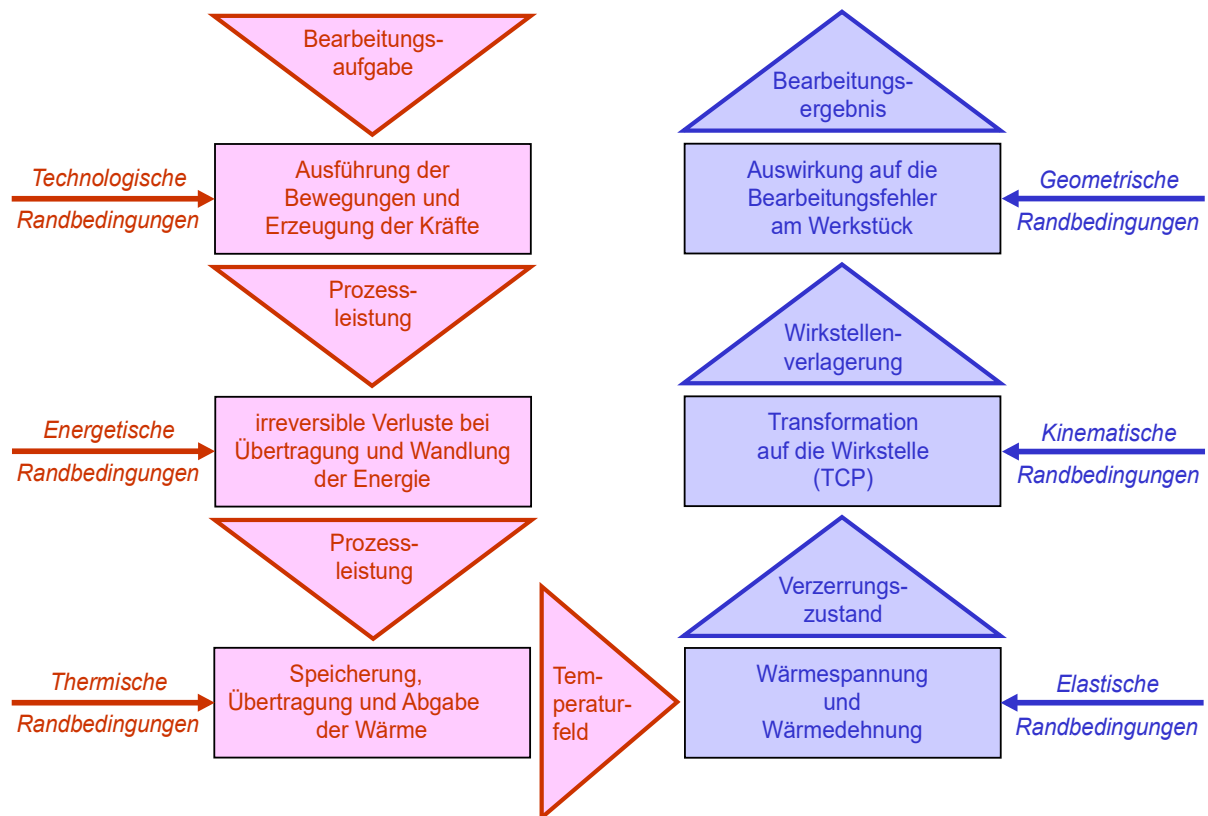


Bild 2.37 Thermische Wirkungskette

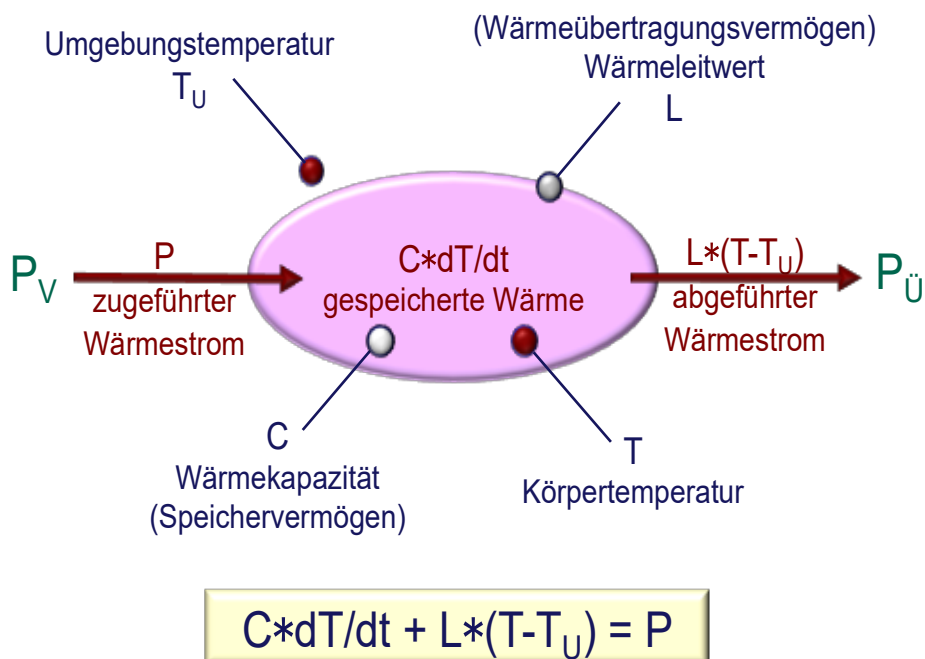


Bild 2.38 Wärmebilanz am gleichmäßig erwärmten Körper

In Bild 2.39 sind die Sprungantwort für den gleichmäßig erwärmten Körper und die charakteristischen Größen Zeitkonstante τ und Beharrungstemperatur T_B gezeigt sowie Verweise auf die elektrische und mechanische Analogie dargestellt.

Kalorimetrische Gleichung für die Wärmespeicherung liefert für gleichmäßig erwärmten Körper:

$$C = c_p \cdot \rho \cdot V$$

bzw. $C = c_p \cdot m$

mit c_p : spezifische Wärmekapazität
bei konstantem Druck [Ws/kgK]

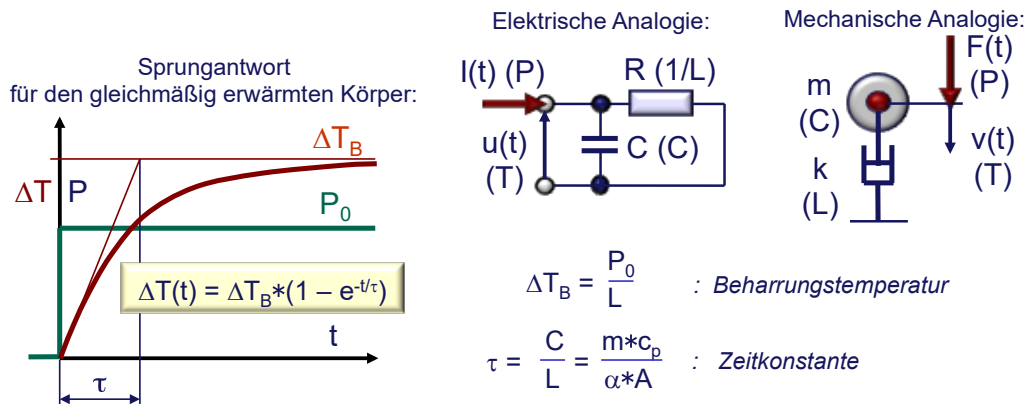


Bild 2.39 Sprungantwort und Analogien zum gleichmäßig erwärmten Körper

Bei der Wärmeübertragung wirken drei Phänomene, die Wärmeleitung, die Konvektion und die Wärmestrahlung, Bild 2.40.

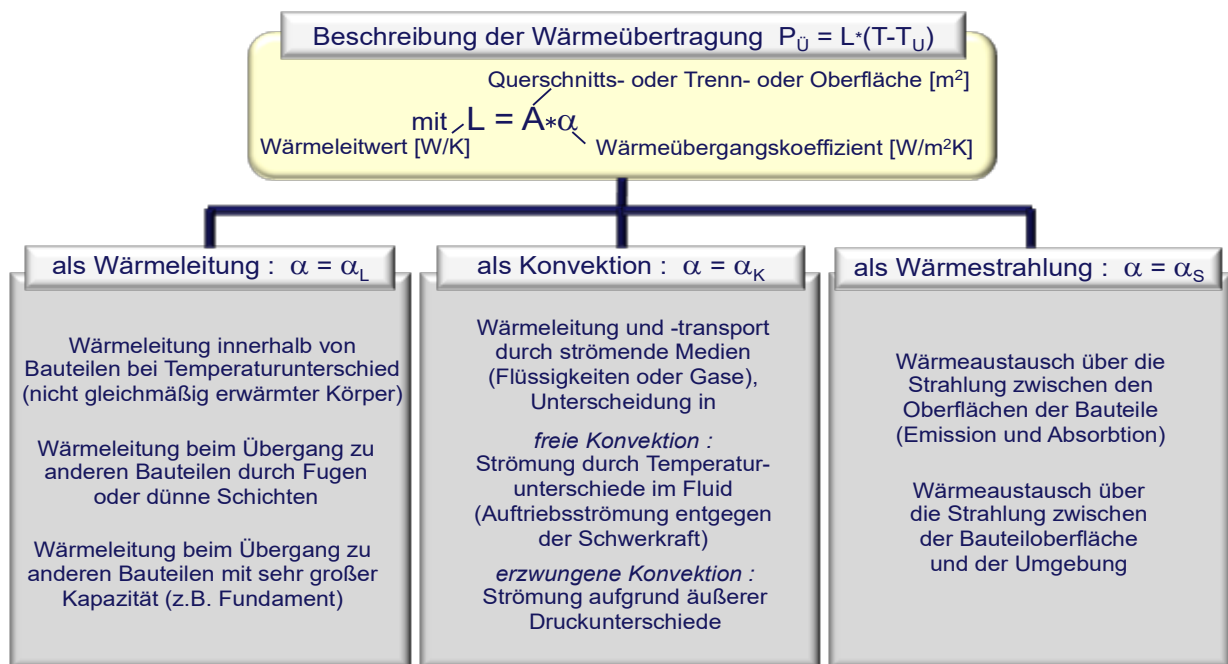


Bild 2.40 Abgeführter Wärmestrom als Wärmeübertragung

Bei der *Wärmeleitung* unterscheidet man die Leitung innerhalb eines homogenen Bauteils, die Leitung durch eine Fuge und die Leitung in den unendlichen Halbraum (praktisch z.B. ins Fundament), Bild 2.41.

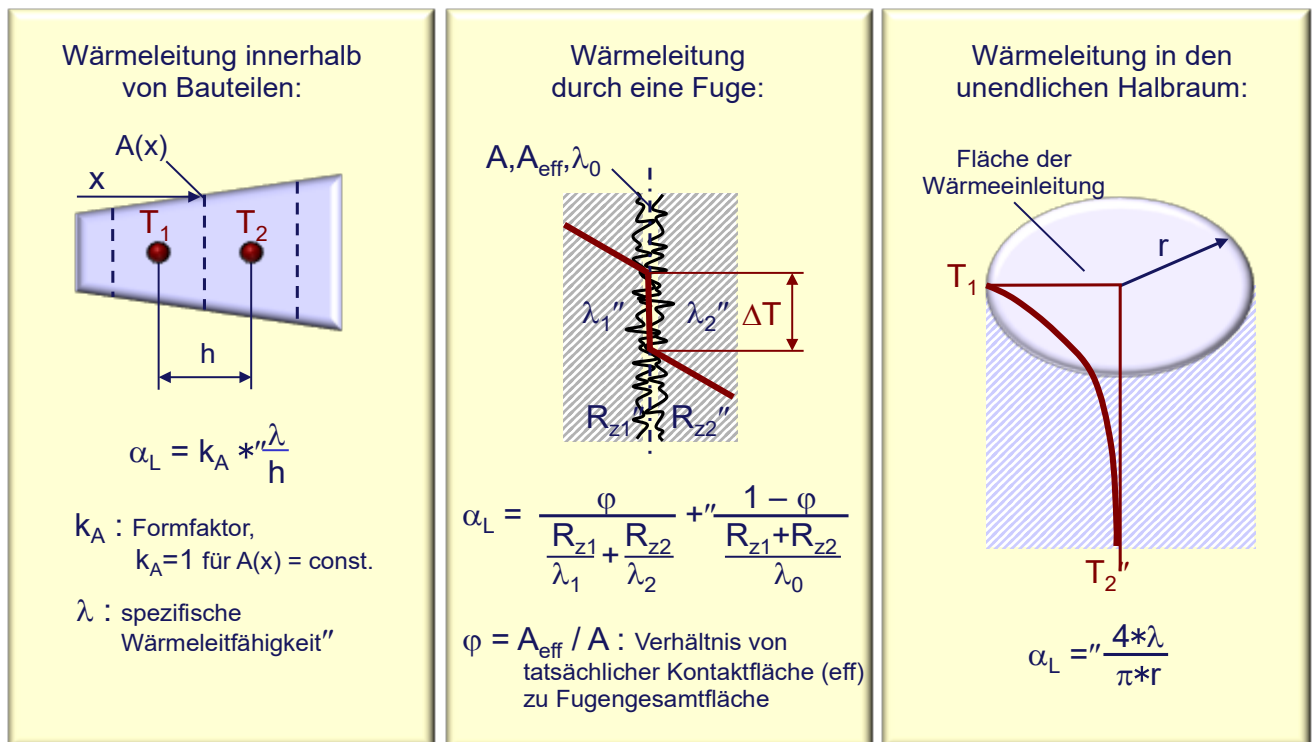


Bild 2.41 Wärmeübertragung als Wärmeleitung

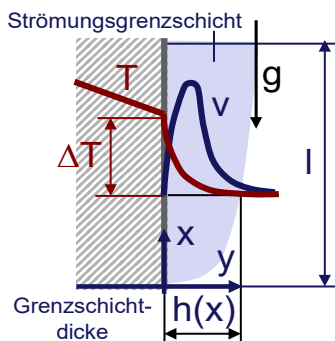
Die *Konvektion* beschreibt den Wärmeübergang zwischen einer Festkörperfläche und einem strömenden Fluid. Man unterscheidet die freie von der erzwungenen Konvektion, Bild 2.41. Bei der freien Konvektion handelt es sich um die natürliche Luftströmung gegen die Schwerkraft, während bei der erzwungenen Konvektion die Strömung durch einen Druckunterschied getrieben wird. Der Wärmeübergang ist abhängig von der spezifischen Wärmeleitfähigkeit, der angeströmten Länge und der Nußeltzahl. Die Nußeltzahl ist eine Ähnlichkeitskennzahl für den Wärmeübergang und ist abhängig von der Viskosität, Dichte, spezifischen Leitfähigkeit, spezifischen Kapazität sowie für die freie Konvektion von der Grashofzahl für den Auftrieb und für die erzwungene Konvektion von der Reynoldszahl für die Strömung.

Der Wärmeaustausch durch *Strahlung* findet zwischen Flächen statt, die sich gegenseitig „sehen“ können. Die Intensität der Strahlungswärme ist abhängig von der Orientierung der Flächen zueinander, den Emissionseigenschaften der Werkstoffe und Oberflächen sowie dem Temperaturunterschied, Bild 2.42.

$$\alpha_K = \frac{\lambda}{l} * Nu$$

l : kennzeichnende Abmessung für das betrachtete Gebiet, ab Beginn der Wärmeübertragung (beströmte Länge oder umströmter Durchmesser)

Freie Konvektion



$$Nu = K_{fr} * Gr^{m_{fr}} * Pr^{n_{fr}}$$

Experimentelle Bestimmung von K_{fr} , m_{fr} , n_{fr}

z.B. für den mittleren Wärmeübergang bei freier Konvektion an der senkrechten isothermen Wand:
 $K_{fr} = 0,55$; $m_{fr} = n_{fr} = 0,25$

Ähnlichkeitskennzahlen:

Nußeltzahl für den Wärmeübergang

Nu

Grashofzahl für den Auftrieb

$$Gr = \frac{g * \beta * l^3 * \Delta T}{\nu^2}$$

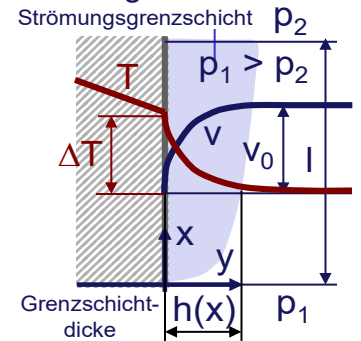
Prandtlzahl für die Stoffgrößen

$$Pr = \frac{\nu * \rho * c_p}{\lambda'}$$

Reynoldszahl für die Strömung

$$Re = \frac{\nu * l}{\nu'}$$

Erzwungene Konvektion



$$Nu = K_{er} * Re^{m_{er}} * Pr^{n_{er}}$$

Experimentelle Bestimmung von K_{er} , m_{er} , n_{er}

Kubischer Wärmeausdehnungskoeffizient	Wasser	Öl	Luft
β [$10^{-6} * K^{-1}$]	200	740	3400

Bild 2.42 Wärmeübertragung als Konvektion

$$\alpha_S = C_S * \epsilon_{1,2} * \varphi_{1,2} * \theta^0$$

Wärmeaustausch über Strahlung zwischen zwei Oberflächen mit allen in ihrem gegenseitigen Gesichtsfeld liegenden Teilflächen

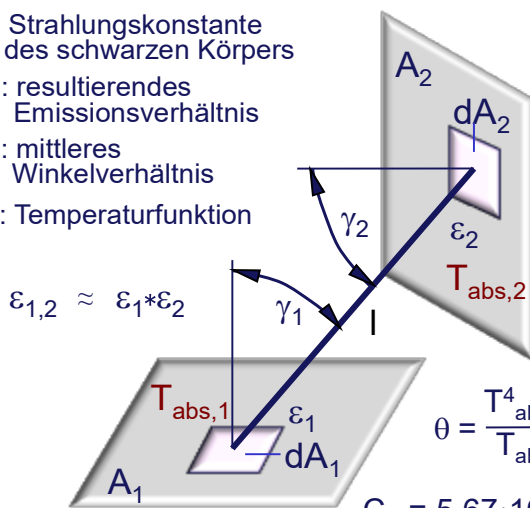
C_S : Strahlungskonstante des schwarzen Körpers

$\epsilon_{1,2}$: resultierendes Emissionsverhältnis

$\varphi_{1,2}$: mittleres Winkelverhältnis

θ : Temperaturfunktion

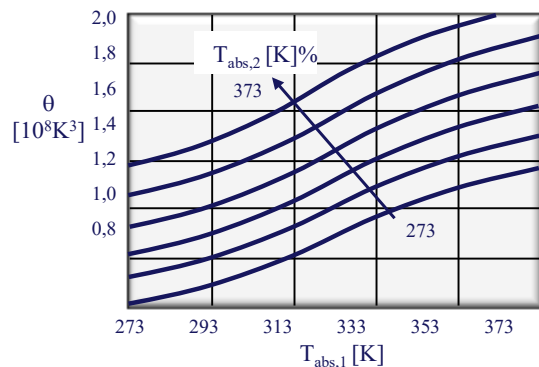
$$\epsilon_{1,2} \approx \epsilon_1 * \epsilon_2$$



$$\theta = \frac{T_{abs,1}^4 - T_{abs,2}^4}{T_{abs,1} - T_{abs,2}}$$

$$C_S = 5,67 * 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$$

$$\varphi_{1,2} = \frac{1}{\pi * A_1} * \iint_{A_1 A_2} \frac{\cos(\gamma_1) * \cos(\gamma_2)}{l^2} * dA_1 * dA_2$$



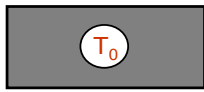
Werkstoff / Oberfläche	$\epsilon\%$
Aluminium / poliert	0,005
Stahl / bearbeitet	0,1 ... 0,2
Stahl / oxydiert	0,3 ... 0,6
Grauguss / bearbeitet	0,15 ... 0,3
Grauguss / unbearbeitet	0,9
Öl	0,6 ... 0,8
Lack	0,6 ... 0,9
Beton, Putz, Holz	0,9

Bild 2.43 Wärmeübertragung als Strahlung

Die zur Beschreibung der Wärmespeicherung und -übertragung erforderlichen Werkstoffkenngrößen sind in der Tabelle 2.2 zu finden.

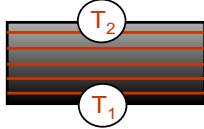
Temperaturverteilung im homogenen Körper

Konstante Temperatur



$T_0 = \text{const.}$

Lineare Temperaturverteilung



$T_1 > T_2$

Nichtlineare Temperaturverteilung



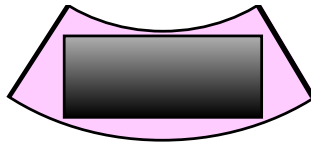
$T_1 > T_2$

z.B. rotationssymmetrisch

Verformungszustand ohne Dehnungsbehinderung



Spannungsfreie
volumen-
proportionale
Dehnung



Spannungsfreie
thermische
Krümmung

Verformungszustand bei Dehnungsbehinderung

Der
Verformungszustand ist
neben der
Temperaturverteilung
von den
Randbedingungen
und der Steifigkeit
abhängig.

Es treten in jedem Fall
Wärmespannungen
auf!

Bild 2.44 Grundtypen von Temperatur- und Verformungsfeld

Werkstoff	ρ [10 ³ kg/m ³]	c_p [Ws/kg°K]	λ [W/mK]	a [10 ⁻⁶ m ² /s]	β_l [10 ⁻⁶ /°K]
GGL	7,2	460	50	15	11
GG	7,2	460	40	12	13
Baustahl	7,8	500	46	12	11
Hochlegierter Stahl	7,8	500	15	3,8	12
Invar (FeNi36)	8,1	520	10	2,4	1
Titanlegierungen	4,6	520	15	18	8,4
Aluminiumlegierungen	2,7	900	160	66	22
Magnesiumlegierungen	1,8	1000	150	72	26
Kupferlegierungen	8,6	380	100	31	18
Konstruktionskeramik	3 ... 6	1000	2 ... 100	0,3 ... 30	3 ... 10
Technische Kunststoffe	1,2	1500	0,25	0,14	20...100
Reaktionsharzbeton	2,5	1000	2	0,8	12
Beton	2,5	1000	1	0,45	10
Granit	2,8	750	2,2	1	7
Glas	2,5	670	0,8	0,5	9
Gummi	1,2	1400	0,16	0,1	200
Wasser	1	4182	0,6	0,14	-
Öl	0,9	1800	0,15	0,9	-
Luft	0,0012	1000	0,026	22	-
Hartmetall	-	-	-	-	7

Tabelle 2.2 Werkstoffkenngrößen der Wärmespeicherung und –übertragung

ρ	Dichte
λ :	spezifische Wärmeleitfähigkeit
$c_p = C/m$:	spezifische Wärmekapazität
$a = \lambda/(\rho * c_p)$:	Temperaturleitzahl

Stark vereinfacht bildet sich entsprechend

$$(dT/dt) * C + (T - T_U) * L = P_V \quad (2.26)$$

mit der Zeitkonstanten

$$\tau = C/L \quad (2.27)$$

eine Temperaturverteilung über der Maschinenstruktur heraus. Diese Temperaturänderungen und -differenzen führen über die Volumenausdehnung zu einem Verformungszustand, der je nach qualitativer Temperaturverteilung und Dehnungsbehinderung ausfällt, Bild 2.45.

Für den homogenen Körper mit konstanter (ausgeglichener) Temperatur ΔT_m erfolgt ohne Dehnungsbehinderung die spannungsfreie volumenproportionale Dehnung

$$\Delta V = V * \beta * \Delta T_m. \quad (2.28)$$

Die thermische Längendehnung folgt aus

$$\varepsilon_{x,y,z;t} = \frac{\Delta L_{x;y;z}}{\Delta L_{x,y,z}} = \beta_{l;x,y,z} * \Delta T_m \quad (2.29)$$

mit

$$\Delta L = L * \beta_l * \Delta T_m \quad (2.30)$$

$$\beta_{l;x,y,z} = \beta_l / 3 \quad (2.31)$$

und β als kubischer und β_l als linearer Wärmeausdehnungskoeffizient.

Die kalorische Mitteltemperatur folgt aus

$$\Delta T_m = \frac{1}{V} \int \Delta T * dV \quad (2.32)$$

$$\Delta T_m = \frac{1}{V} \sum_i A_i * L_i * \Delta T_i \quad (2.33)$$

Wegen

$$\varepsilon_{th} = \varepsilon_{el}: \Delta L_{th} = L * \beta_l * \Delta T_m = \Delta L_{el} = F * L / (EA) \quad (2.34)$$

folgt die thermische Ersatzkraft F_{ers} nach Bild 2.45 zu

$$F_{ers} = E * A * \beta_l * \Delta T_m = c * L * \beta_l * \Delta T_m ; \quad (2.35)$$

$$c = E * A / L$$

Werte für β_l sind in Tabelle 2.2 angegeben.

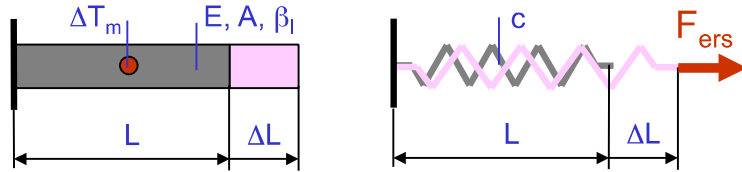


Bild 2.45 Thermisch bedingte Längendehnung

Ohne Dehnungsbehinderung führt die konstante Temperaturverteilung zur spannungsfreien volumenproportionalen Dehnung, wovon sich bei den Gestellbauteilen mit ausgeprägter Längsachse vor allem die Längendehnung bemerkbar macht, Bild 2.45. Da sich die Wärmeausdehnungskoeffizienten für die Gestellwerkstoffe (Gusseisen, Stahl und Reaktionsharzbeton) in einem Bereich von $(11 \dots 13) \cdot 10^{-6} / ^\circ K$ bewegen, ist es sinnvoll sich die Faustformel einzuprägen: Ein Meter dehnt sich bei einer Temperaturerhöhung um $1^\circ K$ um ca. $10 \mu m$ aus.

Für die lineare Temperaturverteilung, ohne Dehnungsbehinderung, stellt sich eine kugelförmige Krümmung normal zum Temperaturgradienten ein. An Gestellbauteilen mit ausgeprägter Längsachse spricht man von thermisch bedingter Biegung oder Krümmung, Bild 2.46. Sowohl die thermische Längendehnung, als auch die thermische Biegung, sind abhängig von der Temperaturdifferenz ΔT und dem werkstoffspezifischen linearen Wärmeausdehnungskoeffizienten β_l .

Bei der Längendehnung kann man eine statische Ersatzkraft definieren, die als mechanische Zugkraft dieselbe Längenänderung bewirkt. Analog kann man bei der Biegung ein Ersatzmoment bilden.

Häufig treten Überlagerungen von Dehnung und Krümmung an den Gestellbauteilen auf. In Bild 2.47 ist ein einfaches Beispiel gezeigt.

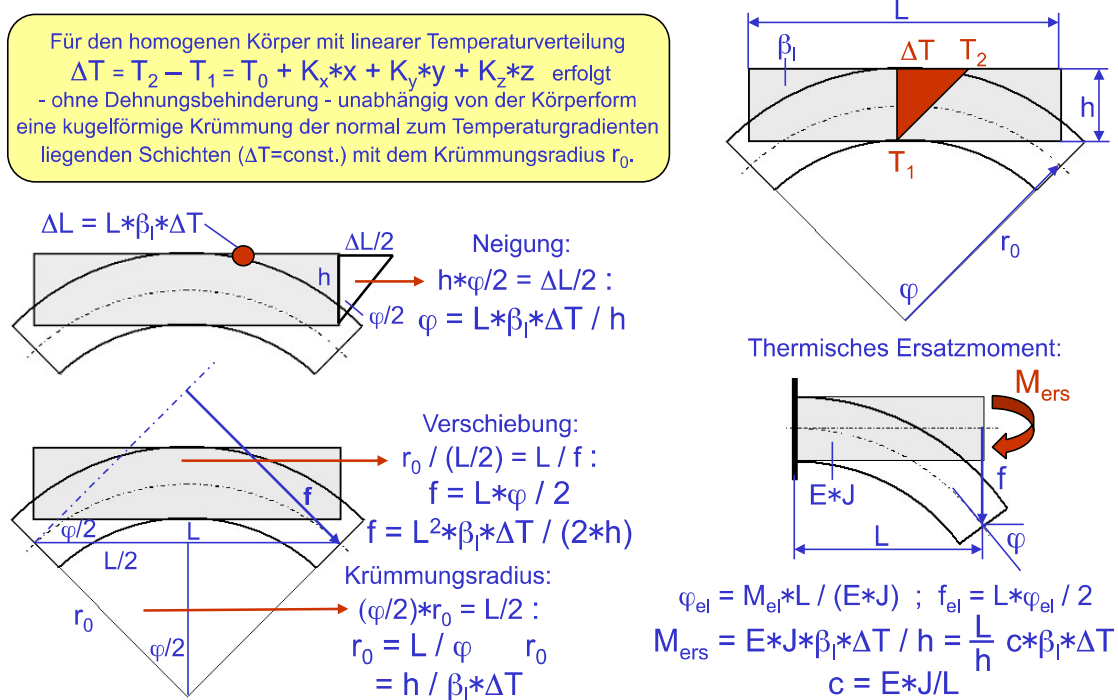


Bild 2.46 Thermisch bedingte Biegung

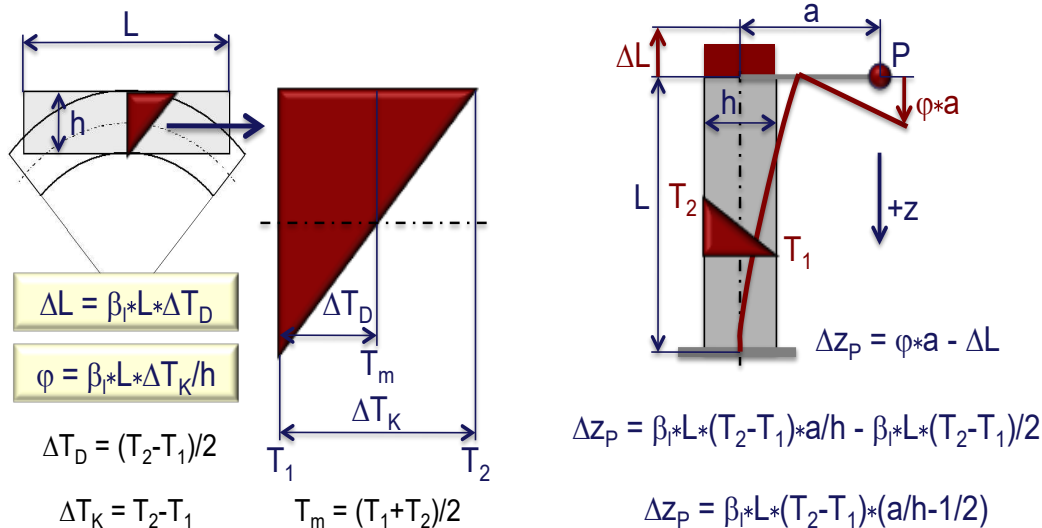


Bild 2.47 Überlagerung von Dehnung und Krümmung und deren Transformation an den Wirkpunkt (z.B. TCP)

Wenn die Dehnung behindert ist, treten Wärmespannungen auf. Die dazugehörigen Kräfte können erheblich werden und ergeben sich aus dem „Zurückdrücken“ der gedachten freien Dehnung. Bild 2.48 und Bild 2.49 zeigen einfache Beispiele für einachsige Wärmespannungsprobleme mit unterschiedlichen Anordnungen ($A_{1,2}$), Werkstoffen ($E_{1,2}$; $\beta_{1,2}$) und Temperaturdifferenzen ($\Delta T_{1,2}$).

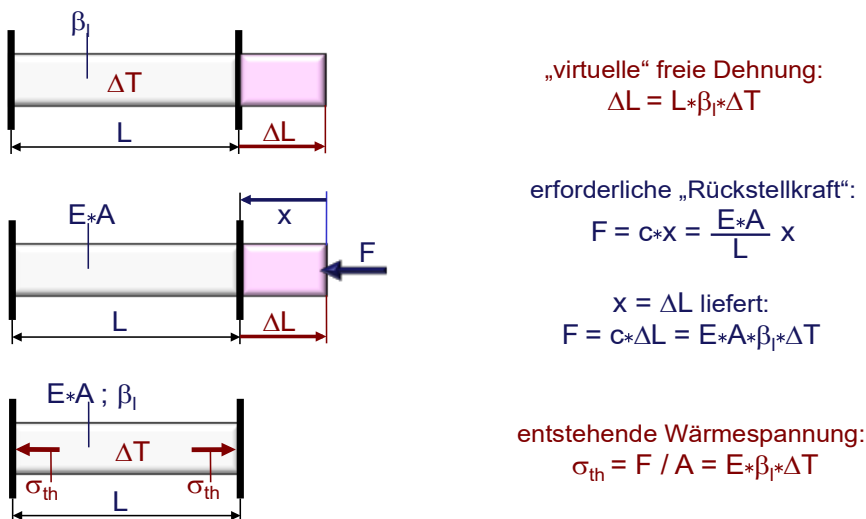
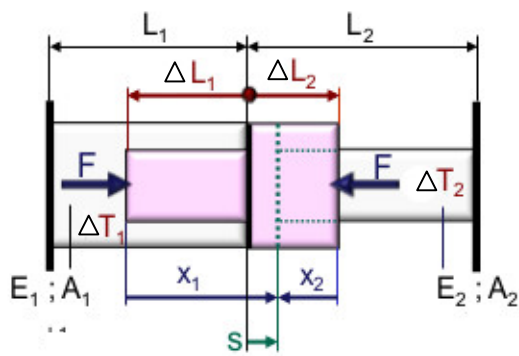
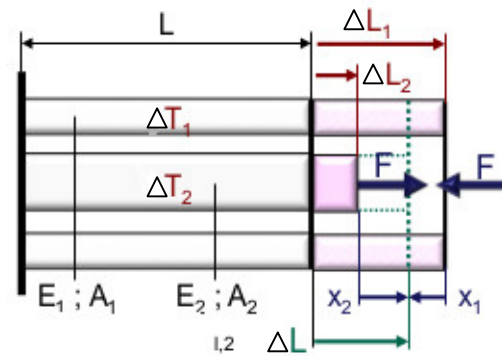


Bild 2.48 Einachsige Wärmespannungen durch behinderte Dehnung



Beispiel A



Beispiel B

Bild 2.49 Beispiele für einachsige Wärmespannungsprobleme

Es gilt

$$\Delta L_i = L_i * \beta_{l,i} * \Delta T_i \quad c_i = E_i * A_i / L_i \quad (2.36)$$

und

$$\sigma_i = F / A_i \quad (2.37)$$

Die Kraft F aus der thermischen Verformung folgt nach

$$F = c_1 * x_1 = c_2 * x_2 \quad (2.38)$$

Damit folgen für

Beispiel A:

$$s = x_1 - \Delta L_1 = \Delta L_2 - x_2$$

$$F = (c_1 * c_2) / (c_1 + c_2) * (\Delta L_1 + \Delta L_2)$$

$$s = 1 / (c_1 + c_2) * (c_1 \Delta L_1 - c_2 \Delta L_2)$$

Beispiel B:

$$\Delta L = x_1 - \Delta L_1 = \Delta L_2 + x_2$$

$$F = (c_1 * c_2) / (c_1 + c_2) * (\Delta L_1 - \Delta L_2)$$

$$\Delta L = 1 / (c_1 + c_2) * (c_1 \Delta L_1 - c_2 \Delta L_2)$$

2.1.2.3 Entstehung der thermisch bedingten Werkstückfehler

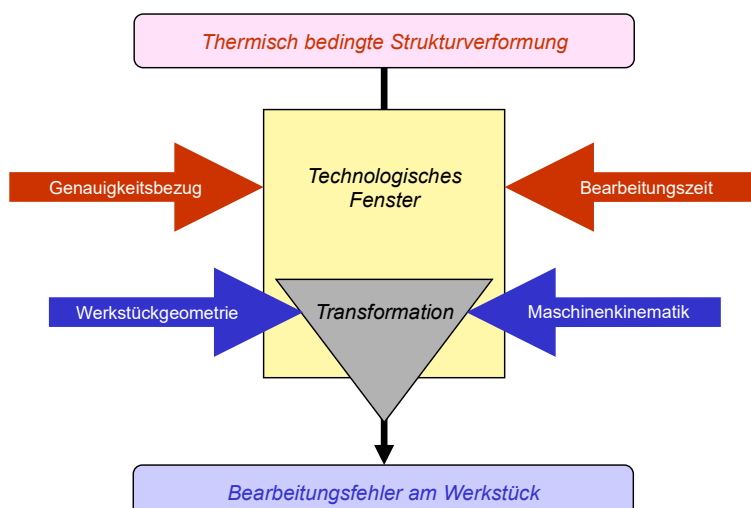


Bild 2.50 Entstehung der Werkstückabweichungen aus der thermisch bedingten Strukturverformung

Wie bei der statischen Strukturanalyse, ist auch beim thermischen Verhalten nicht jede Strukturverformung automatisch Verformung am TCP und nicht

jede TCP-Verlagerung schlägt sich in einem Bearbeitungsfehler nieder. In der Thermik kommt, gegenüber der Statik, die Zeit als Einflussgröße hinzu. Bild 2.50 zeigt schematisch die Einflüsse auf die Entstehung der Werkstückabweichungen aus der thermisch bedingten Strukturverformung.

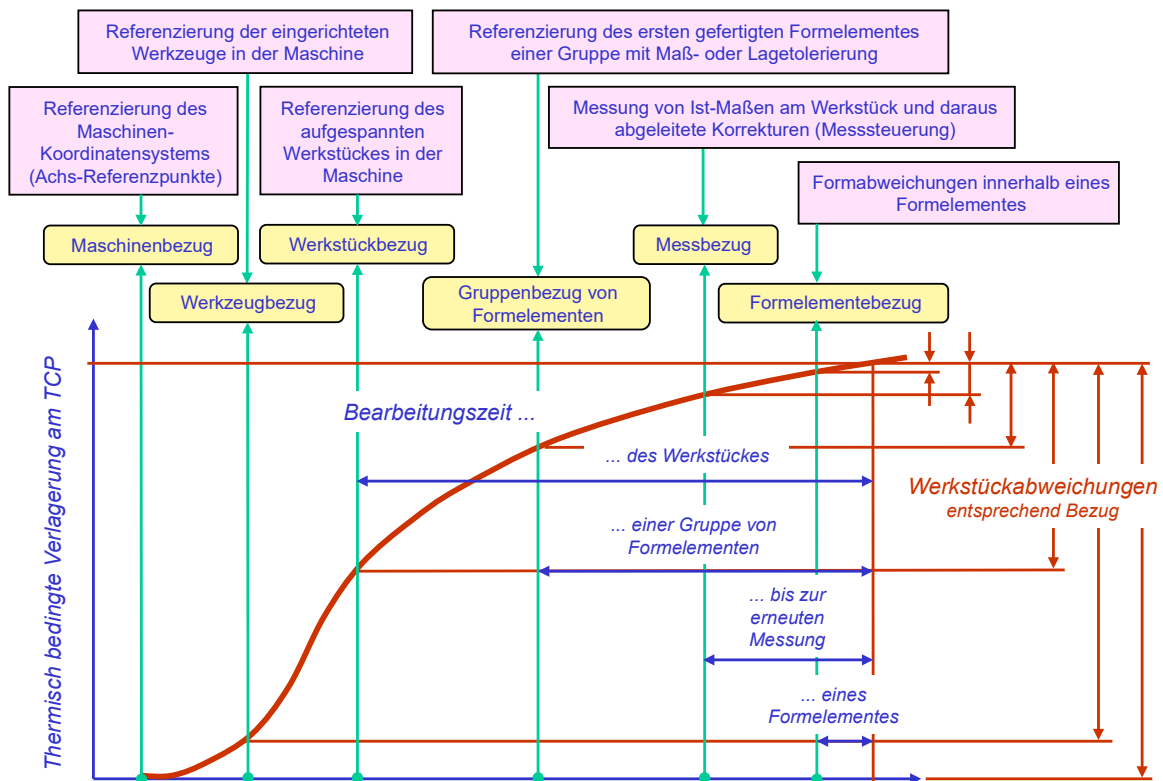


Bild 2.51 Technologisches Fenster für die Entstehung von Werkstückabweichungen

In Bild 2.51 ist der zeitliche Ablauf der verschiedenen Referenzierungen und die zugehörigen Werkstückabweichungen an der thermisch bedingten TCP-Verformung gezeigt. Die Darstellung der verschiedenen Genauigkeitsbezüge sind in Bild 2.52 veranschaulicht. Entscheidend für die Art und Größe der Werkstückabweichungen sind der Genauigkeitsbezug und die Lage der Bearbeitungszeit an der TCP-Verlagerung.

Bild 2.53 stellt noch einmal die, auf dem Weg vom thermisch bedingten Verformungszustand über den Bewegungsfehler am TCP bis zum Bearbeitungsfehler am Werkstück, wirkenden Transformationen dar.

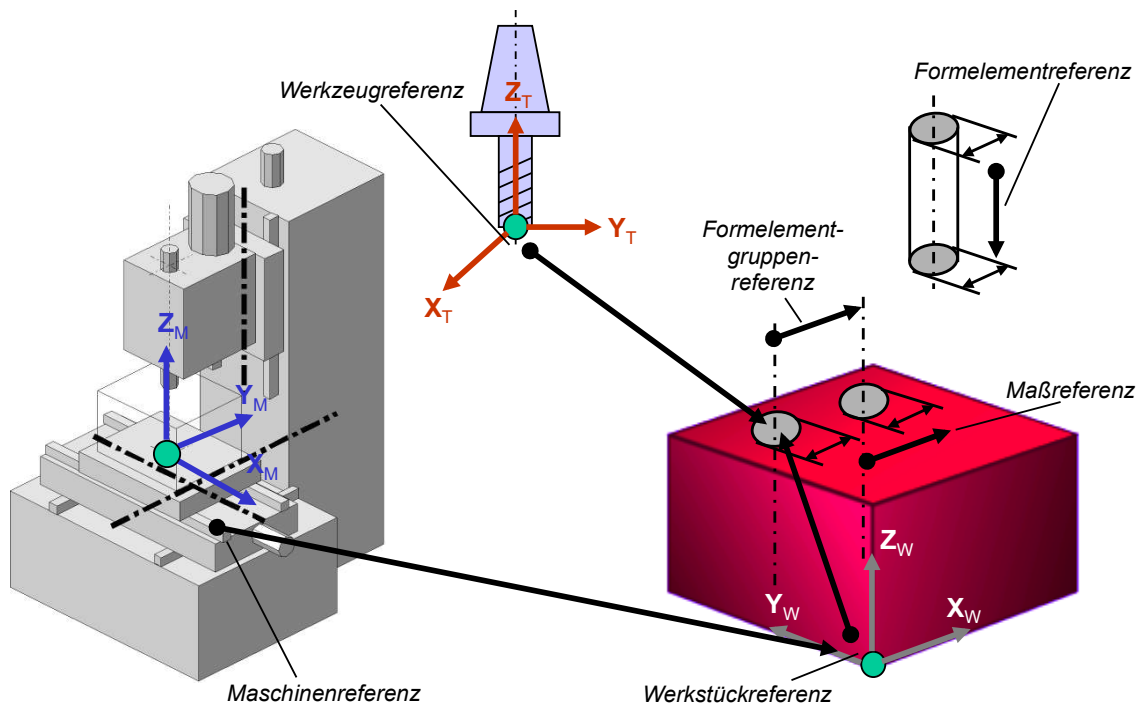


Bild 2.52 Die verschiedenen Genauigkeitsbezüge

Im folgenden sollen zwei Beispiele behandelt werden, die gut geeignet sind, typische Größenordnung von Temperaturen und Verlagerungen, Auswirkungen auf den Bewegungsfehler am TCP und Möglichkeiten zu deren Korrektur sowie die Vorgehensweise bei der Lösung zu demonstrieren.

Das erste Beispiel behandelt eine Einständer-Vertikal-Fräsmaschine, für die in ausgewählten Strukturpunkten Temperaturmesswerte gegeben sind. Bild 2.54 zeigt die stark vereinfachte Maschinenstruktur mit den Messpunktlagen und den Temperatur-Zeit-Verläufen. Gesucht ist die Verlagerung des TCP in der $X - Z$ -Ebene über der Zeit. In Bild 2.55 sind im ersten Lösungsschritt die dehnungs- bzw. krümmungswirksamen Temperaturen ΔT_D bzw. ΔT_K für Ständer und Ausleger angegeben. In Bild 2.56 sind für den Ständer und in Bild 2.57 für den Ausleger die Beziehungen zur Bestimmung der dehnungs- und krümmungsbedingten Verlagerungsanteile abgeleitet. Bild 2.58 zeigt die Gesamtverlagerungen des TCP in Z - und X -Richtung aus den Anteilen von Ständer und Ausleger sowohl als zeitlichen Verlauf als auch in der Darstellung als Ortskurve.

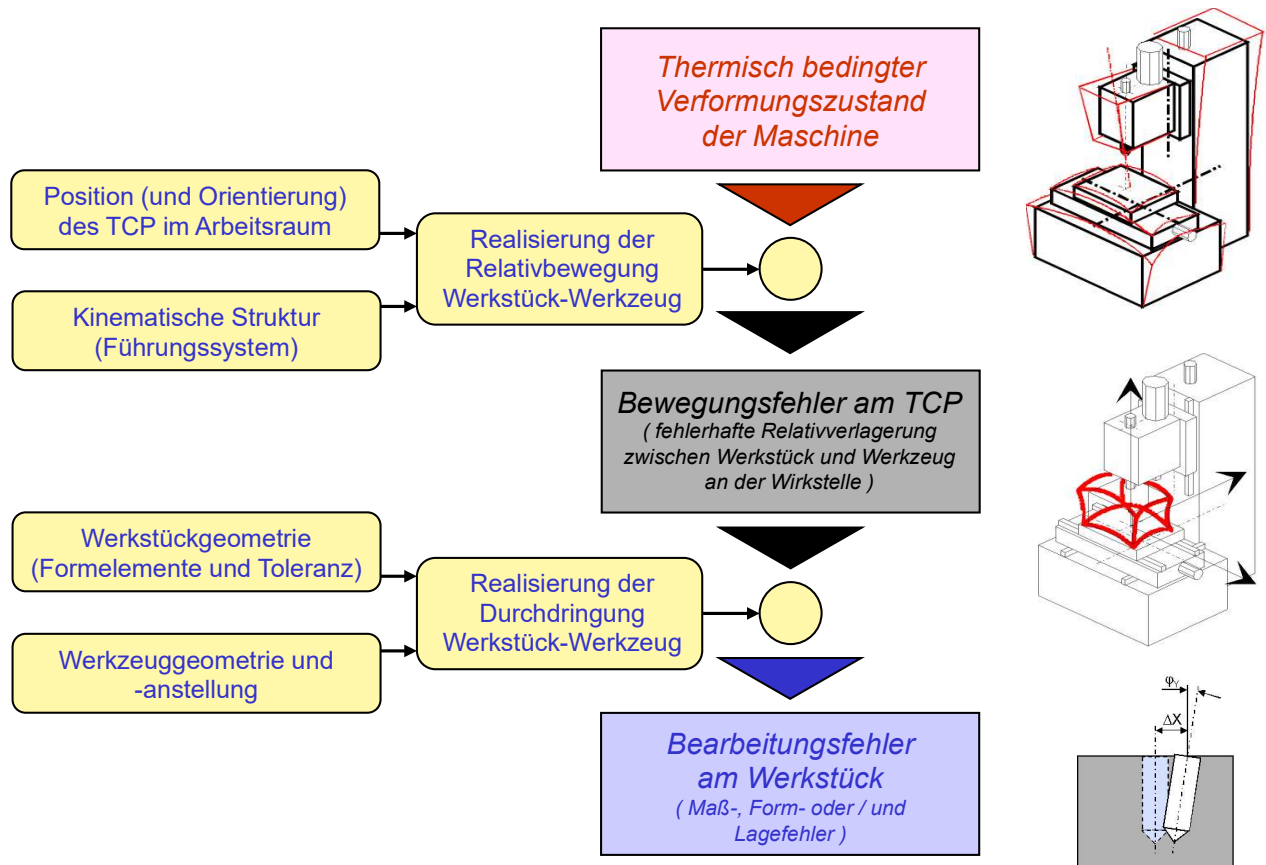
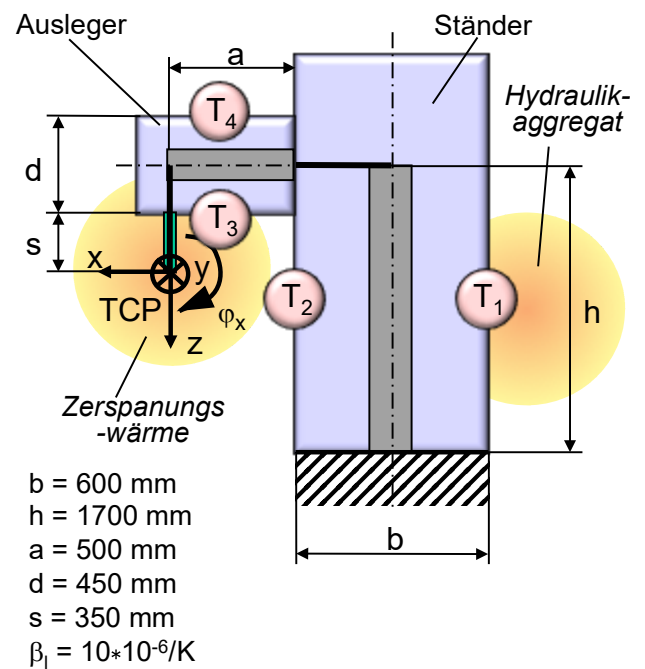
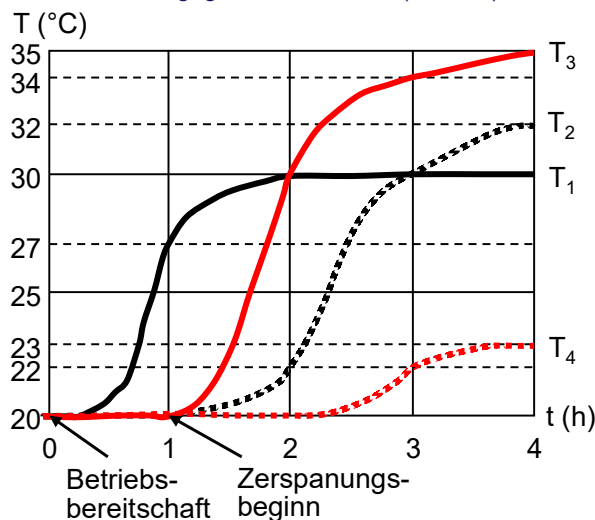


Bild 2.53 Transformationen bei der Entstehung der Werkstückabweichungen

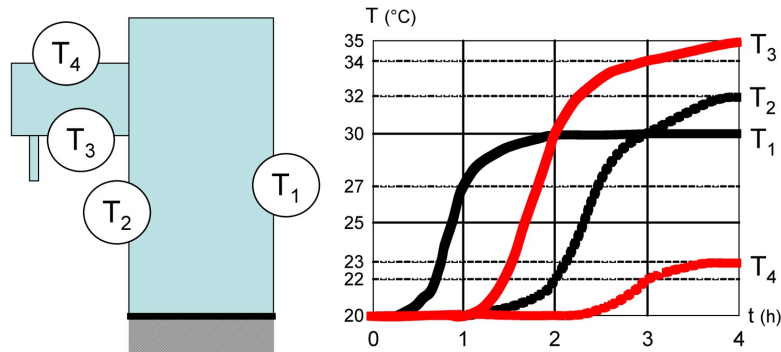
Einständer-Vertikal-Fräsmaschine:
Temperatur-Messstellen
an der Ständer-Rück- und Vorderseite (T1,T2)
sowie der Ausleger-Unter- und Oberseite (T3,T4).

Zum Zeitpunkt $t=0$:
thermisch ausgeglichener Zustand ($T=20^\circ\text{C}$).



Wie verlagert sich der TCP
über der Zeit in der X-Z-Ebene?

Bild 2.54 Beispiel für den zeitlichen Verlauf thermisch bedingter Verlagerungen am TCP - Aufgabenstellung



Aus den Temperaturgängen ergeben sich die folgenden dehnungs- bzw. krümmungswirksamen Temperaturen (ΔT_D , ΔT_K) für Ständer und Ausleger:

Ständer (S)						Ausleger (A)				
t(h)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T _m (°C)	ΔT_D (K)	ΔT_K (K)	T ₃ (°C)	T ₄ (°C)	T _m (°C)	ΔT_D (K)	ΔT_K (K)
0	20	20	20	0	0	20	20	20	0	0
1	27	20	23,5	3,5	7	20	20	20	0	0
2	30	22	26	6	8	30	20	25	5	10
3	30	30	30	10	0	34	22	28	8	12
4	30	32	31	11	-2	35	23	29	9	12

Bild 2.55 Beispiel für den zeitlichen Verlauf thermisch bedingter Verlagerungen am TCP - dehnungs- und krümmungswirksame Temperaturdifferenzen

aus Dehnung:

$$-z_D(S) = \beta_I \cdot h \cdot \Delta T_D(S)$$

aus Krümmung: ($T_1 > T_2$)

$$-\varphi_x(S) = \beta_I \cdot h \cdot \Delta T_K(S) / b$$

$$x_{K1}(S) = -\varphi_x(S) \cdot h / 2$$

$$-x_{K2}(S) = -\varphi_x(S) \cdot (s + d/2)$$

$$z_K(S) = -\varphi_x(S) \cdot (a + b/2)$$

Gesamt:

$$x(S) = \beta_I \cdot h \cdot \Delta T_K(S) \cdot (h - d - 2s) / (2b)$$

$$z(S) = \beta_I \cdot h \cdot (\Delta T_K(S) \cdot (a/b + 1/2) - \Delta T_D(S))$$

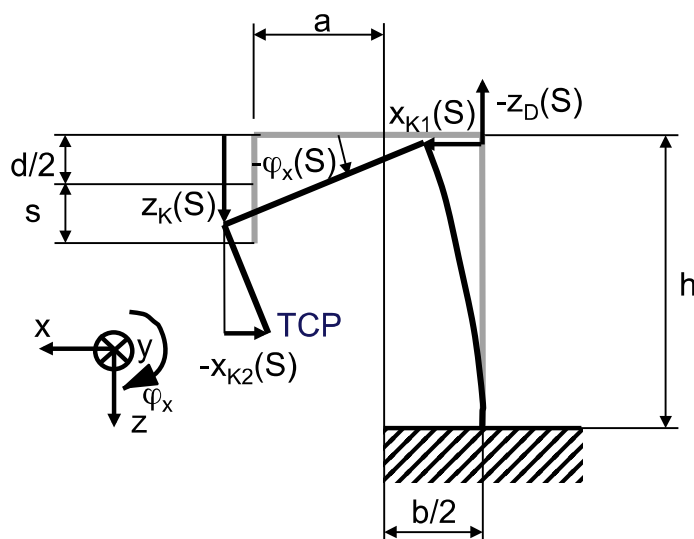


Bild 2.56 Beispiel für den zeitlichen Verlauf thermisch bedingter Verlagerungen am TCP - Ständeranteile am TCP

aus Dehnung:

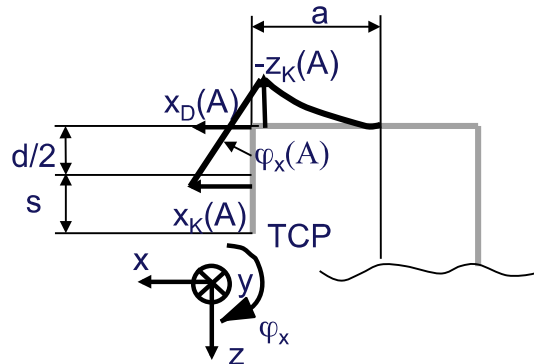
$$x_D(A) = \beta_I \cdot a \cdot \Delta T_D(A)$$

aus Krümmung: ($T_3 > T_4$)

$$\varphi_x(A) = \beta_I \cdot a \cdot \Delta T_K(A) / d$$

$$x_K(A) = \varphi_x(A) \cdot (s + d/2)$$

$$-z_K(A) = \varphi_x(A) \cdot a/2$$



Gesamt:

$$x(A) = \beta_I \cdot a \cdot (\Delta T_D(A) + \Delta T_K(A) \cdot (s/d + 1/2))$$

$$z(A) = -\beta_I \cdot a^2 \cdot \Delta T_K(A) / (2d)$$

Bild 2.57 Beispiel für den zeitlichen Verlauf thermisch bedingter Verlagerungen am TCP - Auslegeranteile am TCP

Verlagerung in der X-Y-Ebene am TCP

$$x = x(S) + x(A) ; z = z(S) + z(A)$$

t (h)	x (μm)	z (μm)
0	0	0
1	54,5	99,2
2	151,2	51,6
3	116,7	-203,3
4	106,1	-256,7

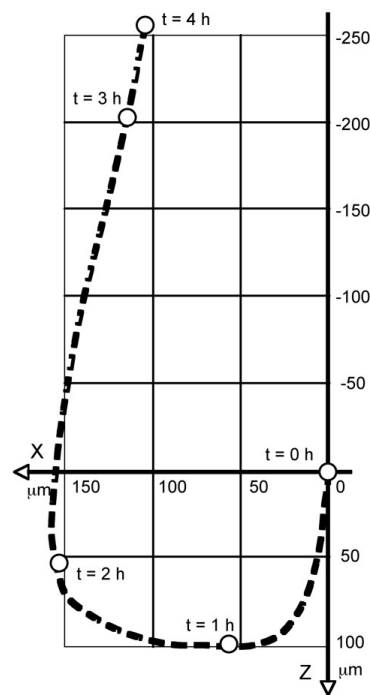
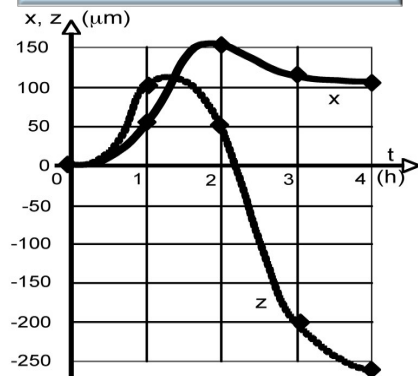


Bild 2.58 Beispiel für den zeitlichen Verlauf thermisch bedingter Verlagerungen am TCP - Ergebnis

Das zweite Beispiel behandelt eine Horizontalbohrmaschine. Es soll, aus Genauigkeitsgesichtspunkten entschieden werden, ob der Bohrvorschub ins Werkzeug (Spindelstock am Ständer) oder ins Werkstück (Drehtischschlitten auf dem Bett) gelegt werden soll. Bild 2.59 zeigt schematisch die beiden Varianten. In der Bildmitte ist ein vereinfachtes typisches Werkstück als Getriebegehäuse, bei dem es auf die Koaxialität der Lagerbohrungen ankommt, zu sehen. Die Bettbaugruppe weist an der Oberseite wesentlich höhere Temperaturen auf als die Unterseite. Bild 2.60 zeigt die Berechnung der, durch die Temperaturdifferen-

zen bewirkten, Bettbiegung. Für die weitere Beurteilung sind die Verformungen der Montageflächen für den Ständer (α_1, z_1) und den Drehtischschlitten (α_2, z_2) interessant.

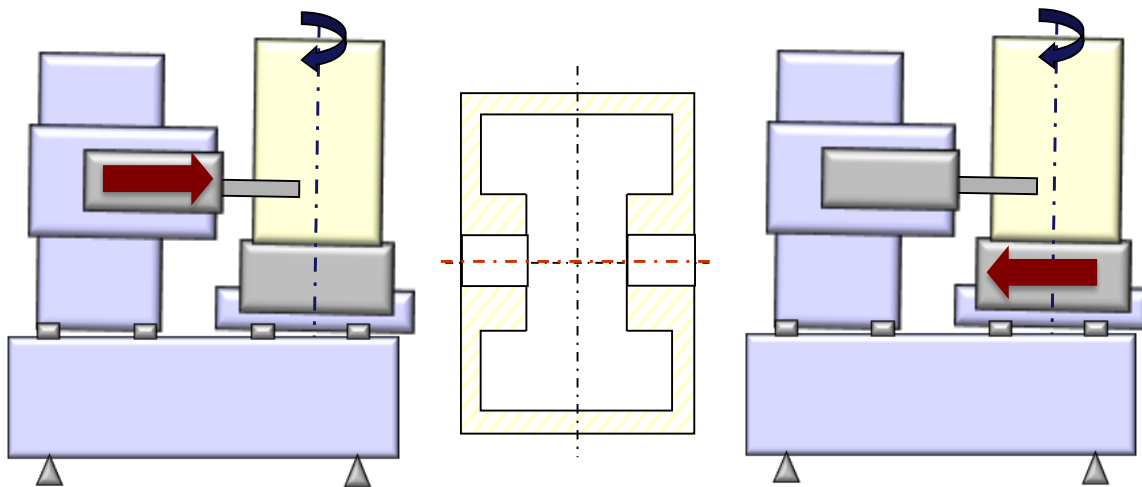
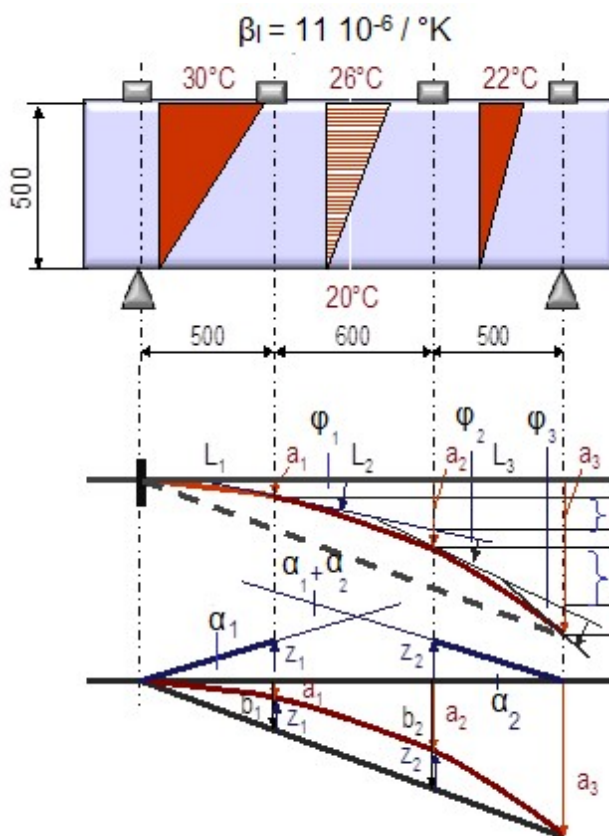


Bild 2.59 Alternative Kinematikkonzepte für die Horizontalbohrmaschine



i	1	2	3
$\Phi_i [10^{-6} \text{rad}]$	110	79	22
$f_i [\mu\text{m}]$	27,5	23,8	5,5
$a_i [\mu\text{m}]$	27,5	117,3	217,4

i	1	2
$b_i [\mu\text{m}]$	76,9	149,5
$z_i [\mu\text{m}]$	40,4	32,2
$\alpha_i [10^{-6} \text{rad}]$	80,8	64,4

$$\begin{aligned} \Phi_i &= L_i \cdot \beta_i \cdot \Delta T_i / h ; f_i = L_i \cdot \Phi_i / 2 \\ a_1 &= f_1 \\ a_2 &= a_1 + \Phi_1 \cdot L_2 + f_2 \\ a_3 &= a_2 + (\Phi_1 + \Phi_2) \cdot L_3 + f_3 \\ L_{\text{ges}} &= L_1 + L_2 + L_3 \\ b_1 &= a_3 \cdot L_1 / L_{\text{ges}} ; b_2 = a_3 \cdot (L_1 + L_2) / L_{\text{ges}} \\ z_1 &= b_1 - a_1 ; z_2 = b_2 - a_2 \\ \alpha_1 &= z_1 / L_1 ; \alpha_2 = z_2 / L_3 \end{aligned}$$

Bild 2.60 Beispiel für die thermisch bedingte Biegung am Maschinenbett - Aufgabenstellung und Lösung

In Bild 2.61 ist die Transformation der deformierten Basis sowohl der Werkzeug- als auch der Werkstückseite an den TCP gezeigt. Aus den positionsabhängigen Bewegungsfehlern $\Delta x(w)$ und $\Delta w(x)$ werden Korrekturfunktionen aufgestellt. Diese werden nach den Glei-

chungen (2.39) bis (2.41) berechnet. Die Ergebnisse für die Verformung Δx und Δw am TCP des Beispiels sind in Bild 2.61 angegeben.

$$\Delta x = x_1 + x_2 = w * \alpha_1 + w * \alpha_2 = w * (\alpha_1 + \alpha_2) \quad (2.39)$$

$$\begin{aligned} \Delta w &= w_1 - w_2 \\ &= z_1/2 + x * \alpha_1 - [z_2/2 + (a - x) * \alpha_2] \end{aligned} \quad (2.40)$$

$$\Delta w = (z_1 - z_2)/2 + x * (\alpha_1 + \alpha_2) - a * \alpha_2 \quad (2.41)$$

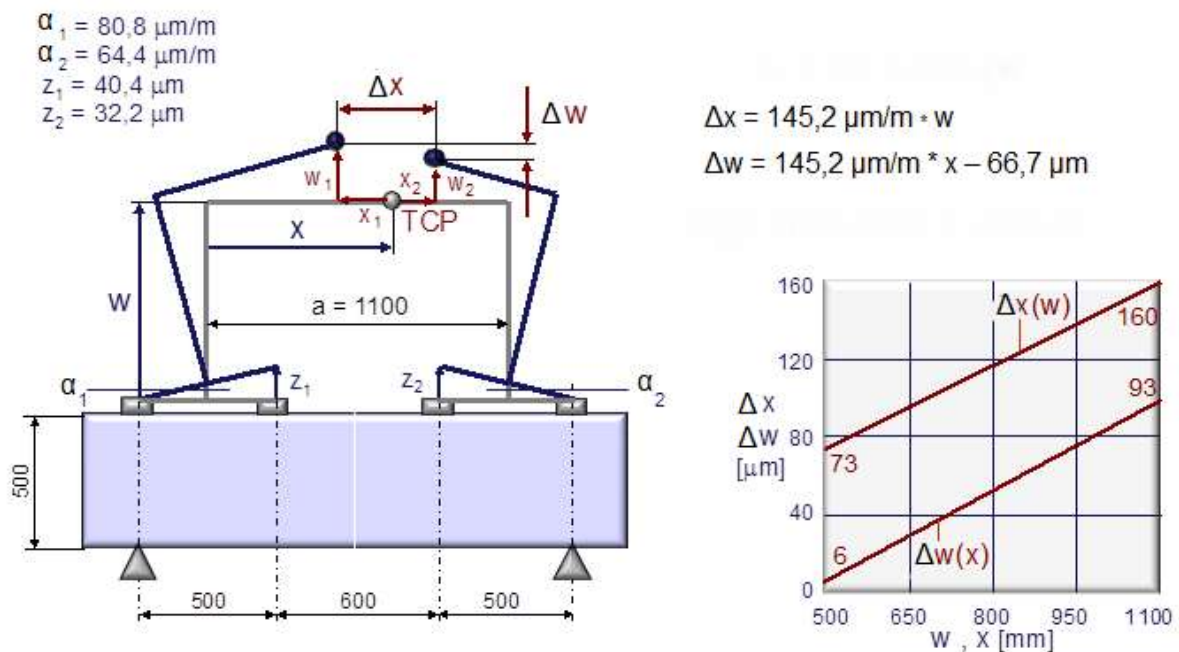


Bild 2.61 Beispiel für die thermisch bedingte Biegung am Maschinenbett - Lösung und Ergebnis

Schließlich ist in Bild 2.62 die Antwort auf die Frage nach dem Kinematikkonzept zu finden.

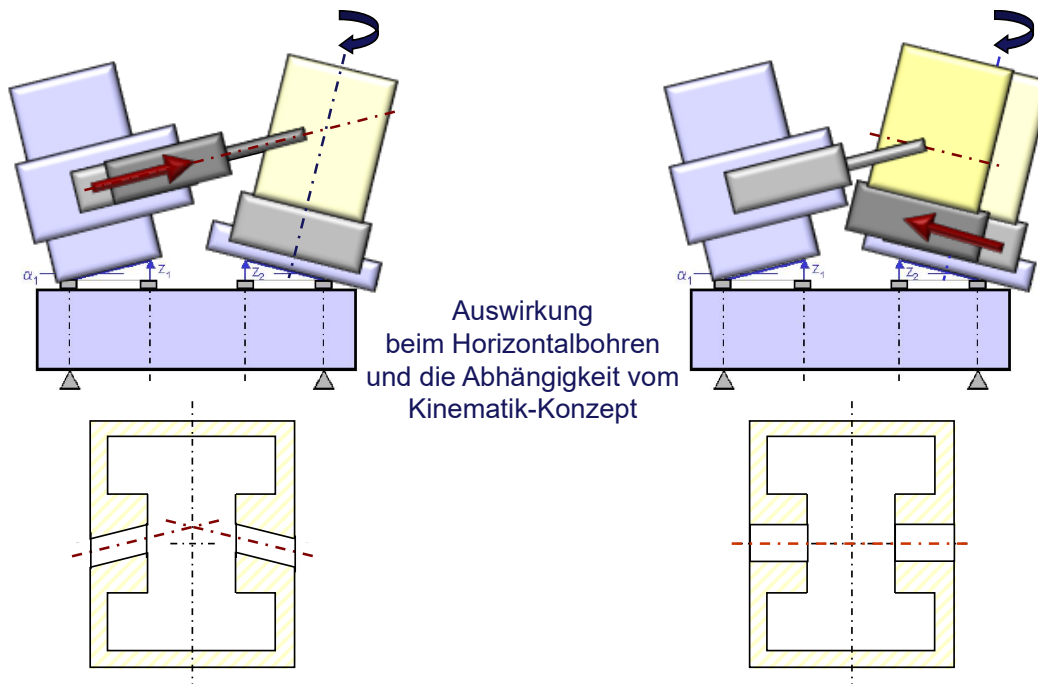


Bild 2.62 Beispiel für die thermisch bedingte Biegung am Maschinenbett - Auswirkung auf den Bearbeitungsfehler

2.1.2.4 Analyse des thermischen Verhaltens

Die Analyse des thermischen Verhaltens der WZM hat im Wesentlichen die Reduzierung der thermisch bedingten Bearbeitungsfehler zum Ziel. Sie kann experimentell oder modellbasiert betrieben werden, Bild 2.63.

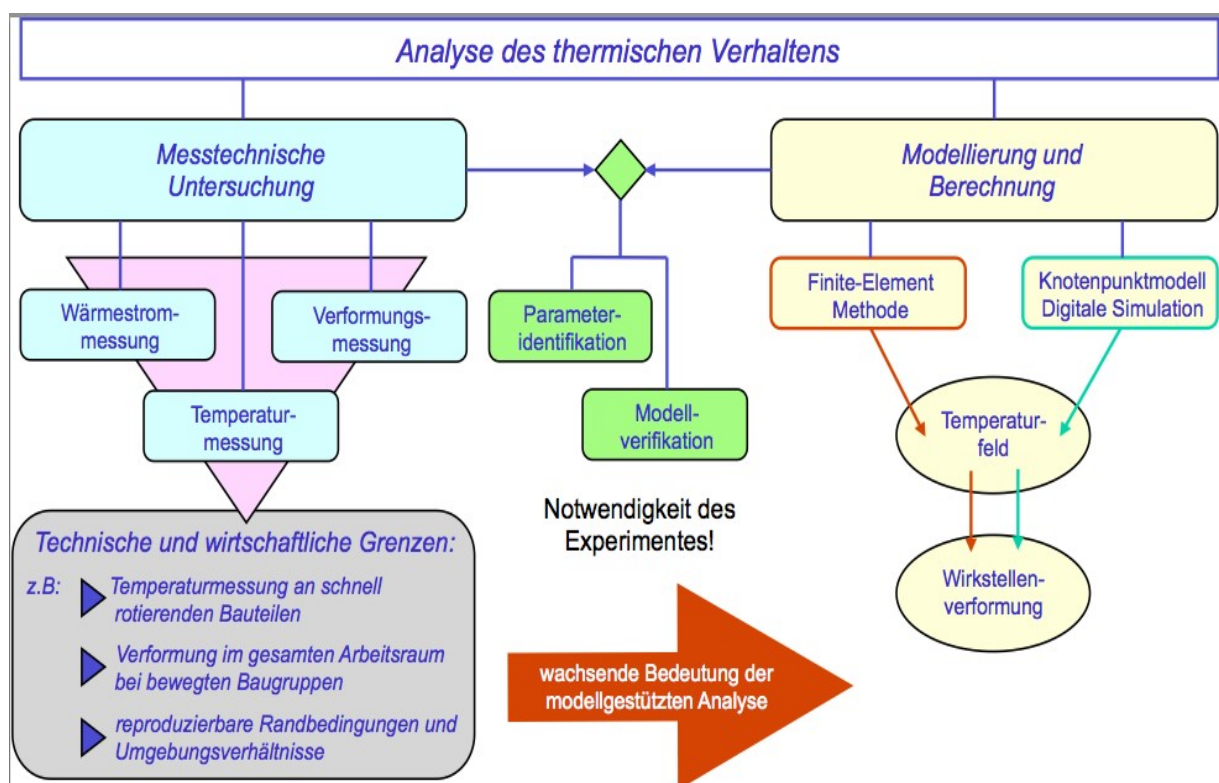


Bild 2.63 Möglichkeiten zur thermischen Analyse

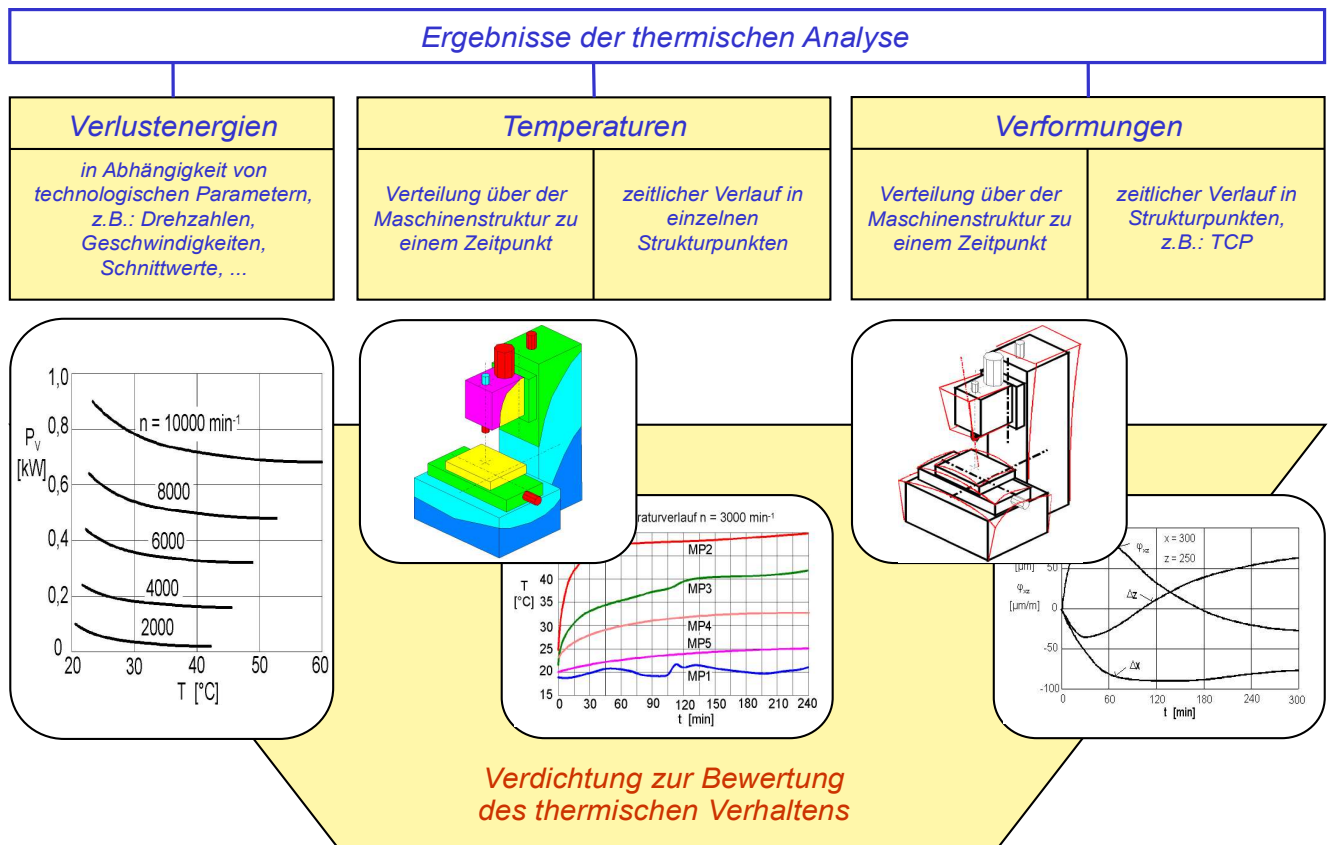


Bild 2.64 Aussagen der thermischen Analyse

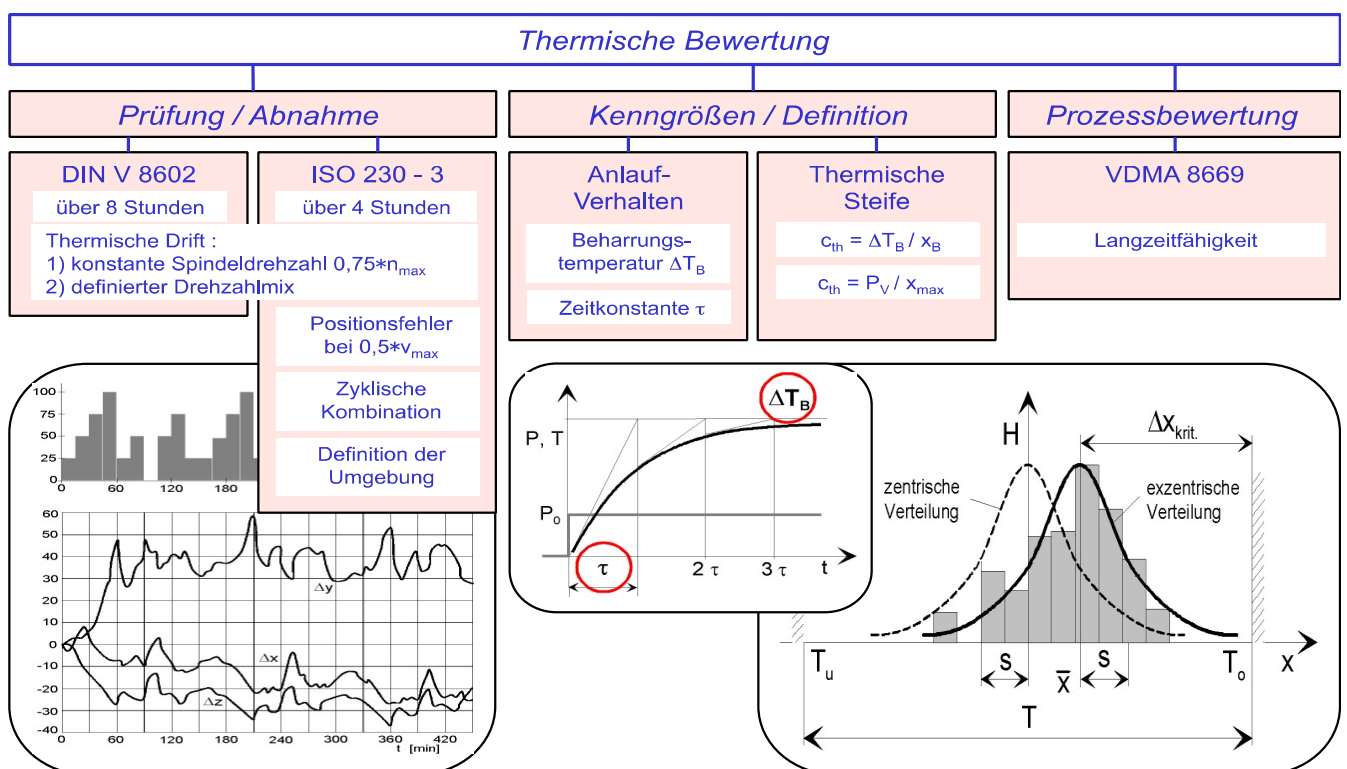


Bild 2.65 Bewertung des thermischen Verhaltens

Die möglichen Ergebnisse der Messungen bzw. Modellberechnungen zeigt Bild 2.64. Doch aus den Verlustleistungen, Temperaturen und Verformungen ist im Allgemeinen noch keine Analyseaussage möglich. Dazu braucht es die Verdichtung zu aussagefähigen Bewertungsgrößen. In Bild 2.65 sind die praktizierten Möglichkeiten zur Bewertung des thermischen Verhaltens der Werkzeugmaschine zusammengestellt. Die Bewertungsgrößen und das Vorgehen zu ihrer Ermittlung sind genormt bzw. als Empfehlungen deklariert.

2.1.2.5 Reduzierung der thermisch bedingten Verlagerungen am TCP

Die Reduzierung der thermisch bedingten Verlagerungen am TCP ist grundsätzlich beim Entwurf durch entsprechende konstruktive Maßnahmen und im Betrieb durch geeignete technologische Maßnahmen oder Korrekturverfahren möglich, Bild 2.66.

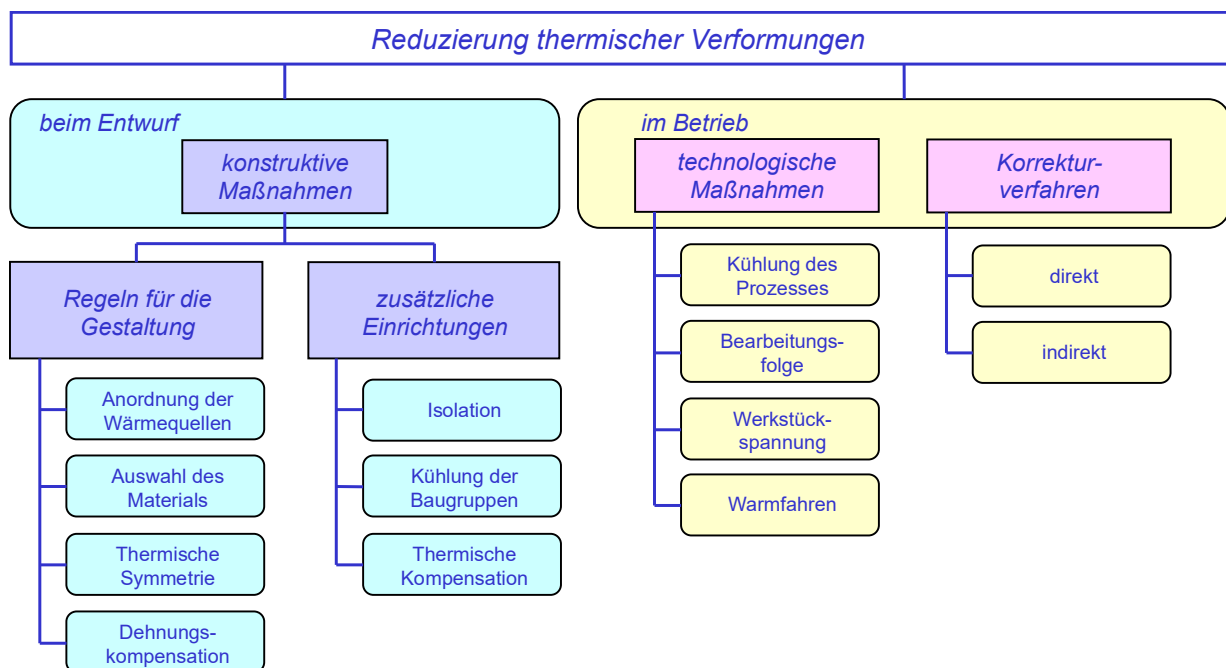
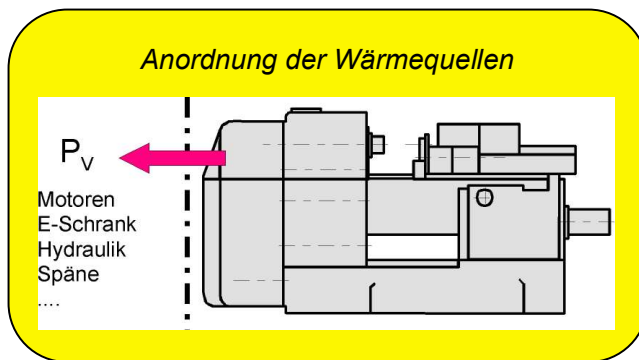


Bild 2.66 Möglichkeiten zur gezielten Beeinflussung

Im Folgenden soll kurz auf die Möglichkeiten zur gezielten Reduzierung der thermisch bedingten Bewegungsfehler am TCP eingegangen werden.

In Bild 2.67 sind *Gestaltungsregeln* veranschaulicht:

- Die *Wärmequellen* sollten, wenn möglich, außerhalb der Maschine angeordnet werden. Das gilt insbesondere für die Elektromotoren und für die Hydraulik.
- Der Auswahl des thermisch günstigen *Materials* sind enge Grenzen gesetzt. Einzig die beiden Materialien Granit und Invar haben besonders günstige thermische Eigenschaften; lassen sich aber nur in speziellen Fällen in WZM einsetzen.
- Die bewusste Gestaltung von *thermischer Symmetrie* ist bei der Mehrzahl der WZM möglich, allerdings zumeist nur in einer Ebene.
- Zur Anwendung der *Dehnungskompensation* finden sich bei WZM, wenn überhaupt, nur wenig Möglichkeiten.



Auswahl des Materials

Werkstoff	Spezifische Wärmeleitfähigkeit λ [W/mK]	Linearer Ausdehnungskoeffizient β [$\mu\text{m/mK}$]
Stahl	46	12
Grauguss	50	11
Reaktionsharzbeton	2	12
Granit	2	7
Invar (FeNi36)	10	1
Kunststoffe	0,25	20...100
Schaumstoffe	0,05	-

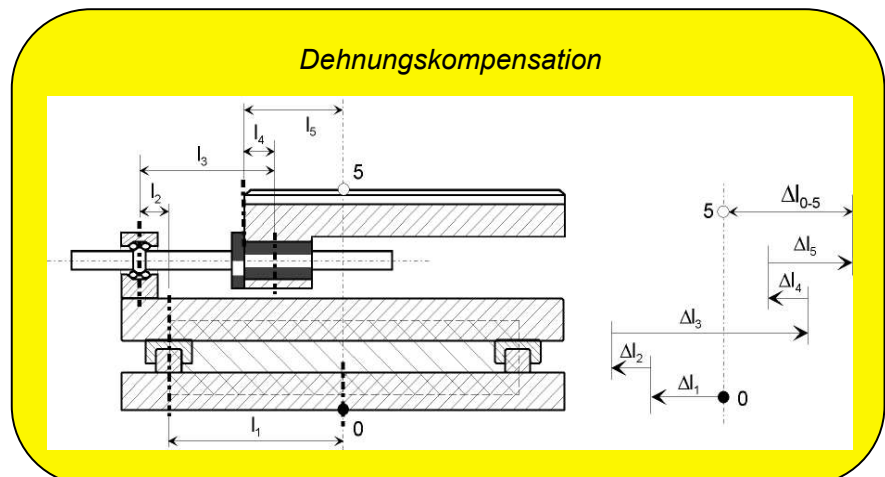
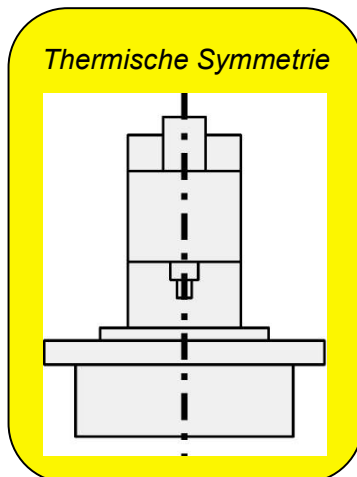


Bild 2.67 Beispiele für Gestaltungsregeln

Zusatzeinrichtungen für die geregelte thermische Kompensation

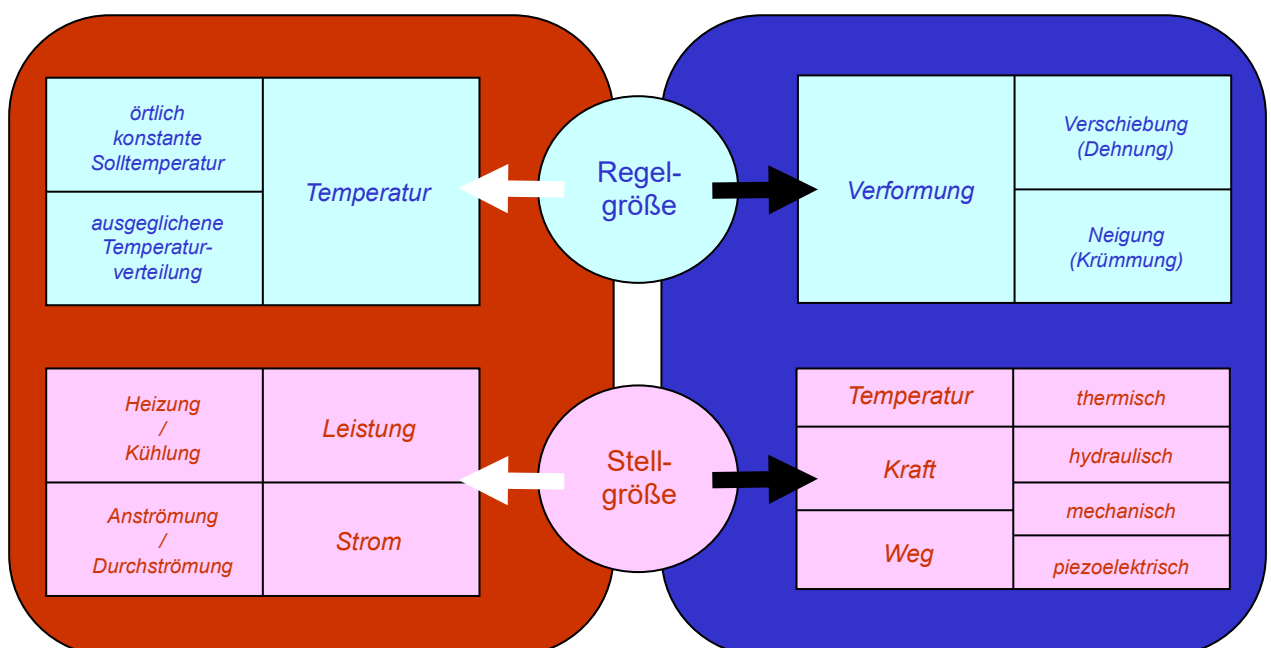


Bild 2.68 Möglichkeiten zur geregelten thermischen Kompensation

Zusatzeinrichtungen, wie Isolation und Kühlung der Baugruppen, sind wirksame Maßnahmen zur Verbesserung des thermischen Verhaltens, sie sind aber zumeist aufwändig. Bild 2.68 fasst die Möglichkeiten zur geregelten thermischen Kompensation zusammen und gibt die Regel- und Stellgrößen an.

Die gängigen *technologischen Maßnahmen* umfassen:

- Die *Prozesskühlung* dient nicht nur der Kühlung und Schmierung der Werkzeug-schneide. Der Kühlschmierstoff (KSS) kühlt auch das Werkstück und die Umgebung des Arbeits-raumes der Maschine. Den größten Beitrag zur thermischen Stabilisie-rung leistet der KSS jedoch durch das Wegspülen der heißen Späne.
- Die *Bearbeitungsfolge* kann so gestaltet werden, dass die leistungsstarke Schrupp-bearbeitung in die Vorbearbeitung gelegt wird und sich nach einer Abkühlphase die Fertig-bearbeitung als Feinbearbeitung anschließt, Bild 2.69, *oben*.
- Die *Werkstückspannung* sollte so orientiert sein, dass die genauigkeitsrelevanten Bearbeitungen senkrecht zur thermischen Symmetrieebene liegen, Bild 2.69, *unten*.
- Das *Warmfahren* der WZM in die Nähe der Beharrungstemperatur vor Fertigungsbe-ginn ist für die Genauigkeitsbearbeitung ein gängiges Konzept. Da das näherungs-weise Erreichen der Beharrungstemperatur 4 bis 8 Stunden dauern kann, ist es kein wirtschaftliches Vorgehen.

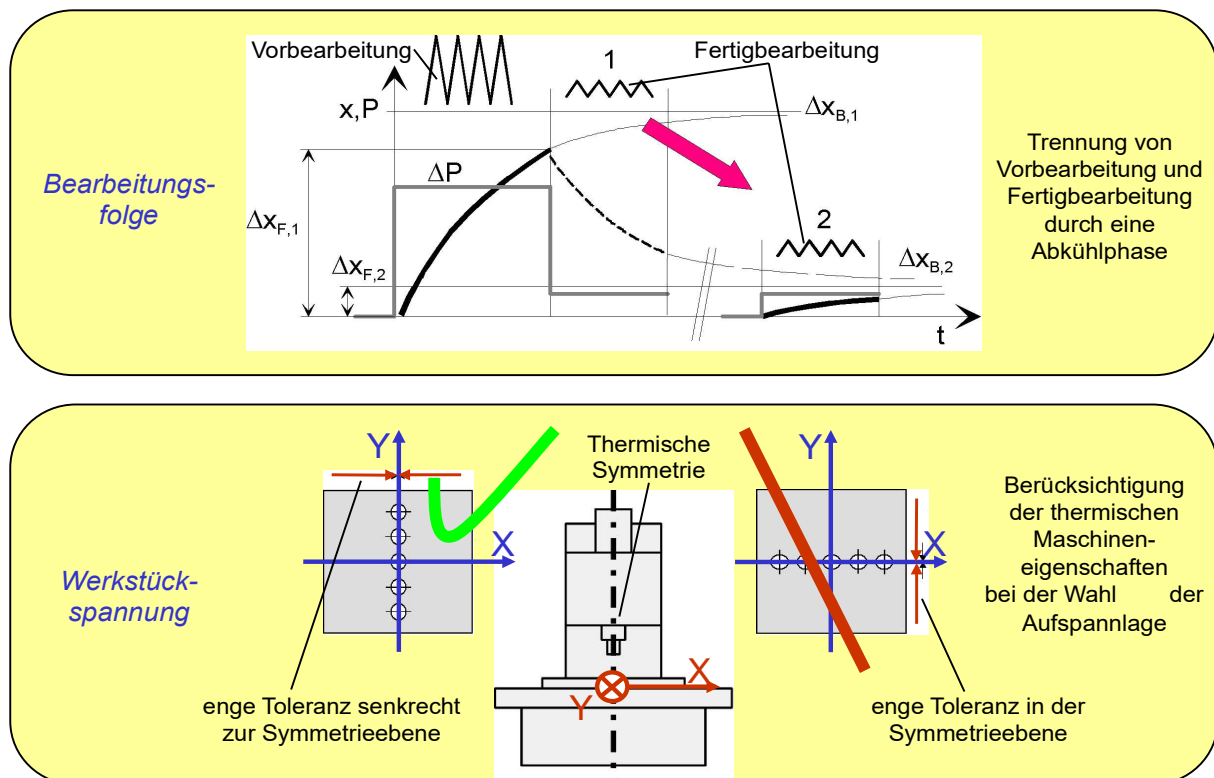


Bild 2.69 Beispiele für technologische Maßnahmen

Die Verfahren zur *thermischen Korrektur* sind in Bild 2.70 zusammengestellt. Das Schema ordnet auch die Eingangsgrößen (Messgrößen) zu.

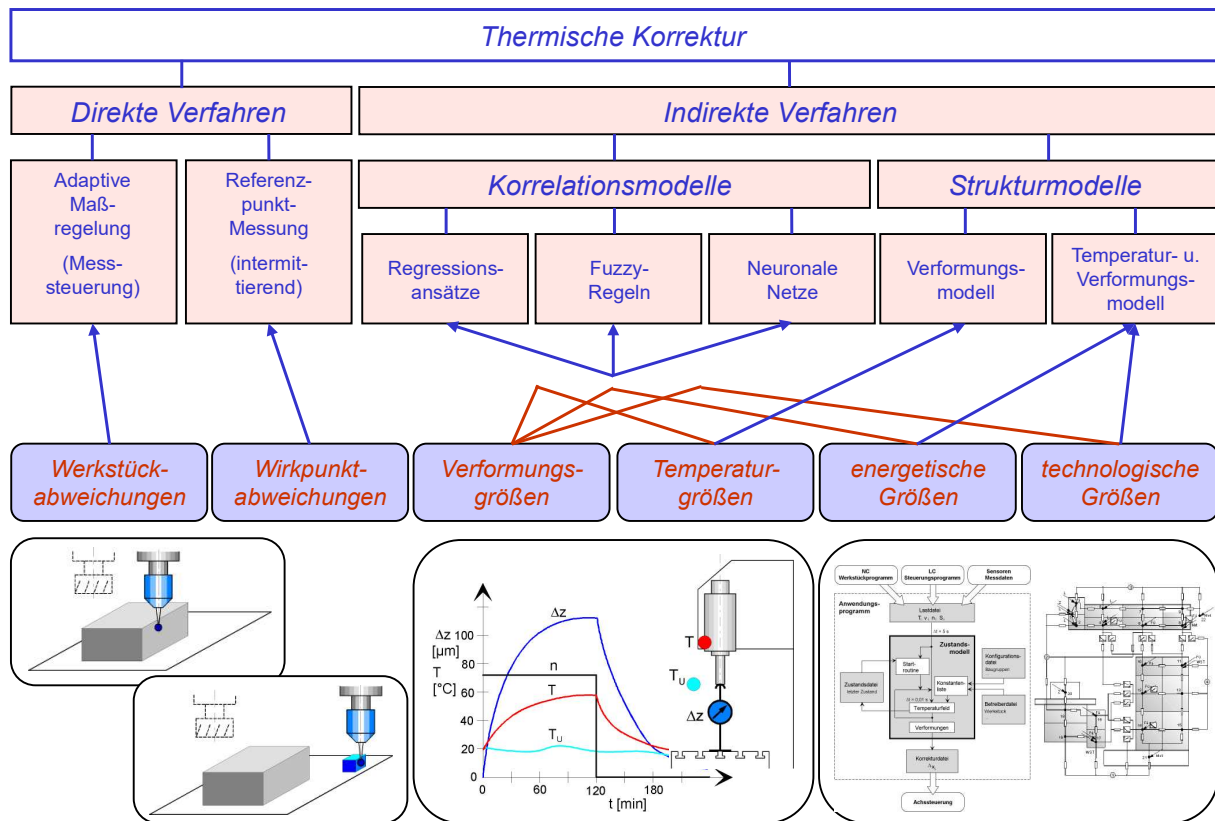


Bild 2.70 Verfahren zur Korrektur thermisch bedingten Verlagerungen am TCP

2.1.3 Dynamisches Verhalten

In diesem Abschnitt soll auf das dynamische Verhalten von WZM unter der Einwirkung von Fundament- und Unwuchtschwingungen eingegangen werden. Die Federkraft- und Ratterschwingungen werden später bei den dynamischen Lastbeschreibungen sowie den typischen Experimenten bzw. den Modellberechnungen behandelt.

2.1.3.1 Bedeutung und Wesen des dynamischen Verhaltens

Das dynamische Verhalten der WZM beeinflusst vor allem die Oberflächengüte am Werkstück, die Standzeit des Werkzeuges, die Leistungsauslastung und Langzeitgüte der Maschine, Bild 2.71.

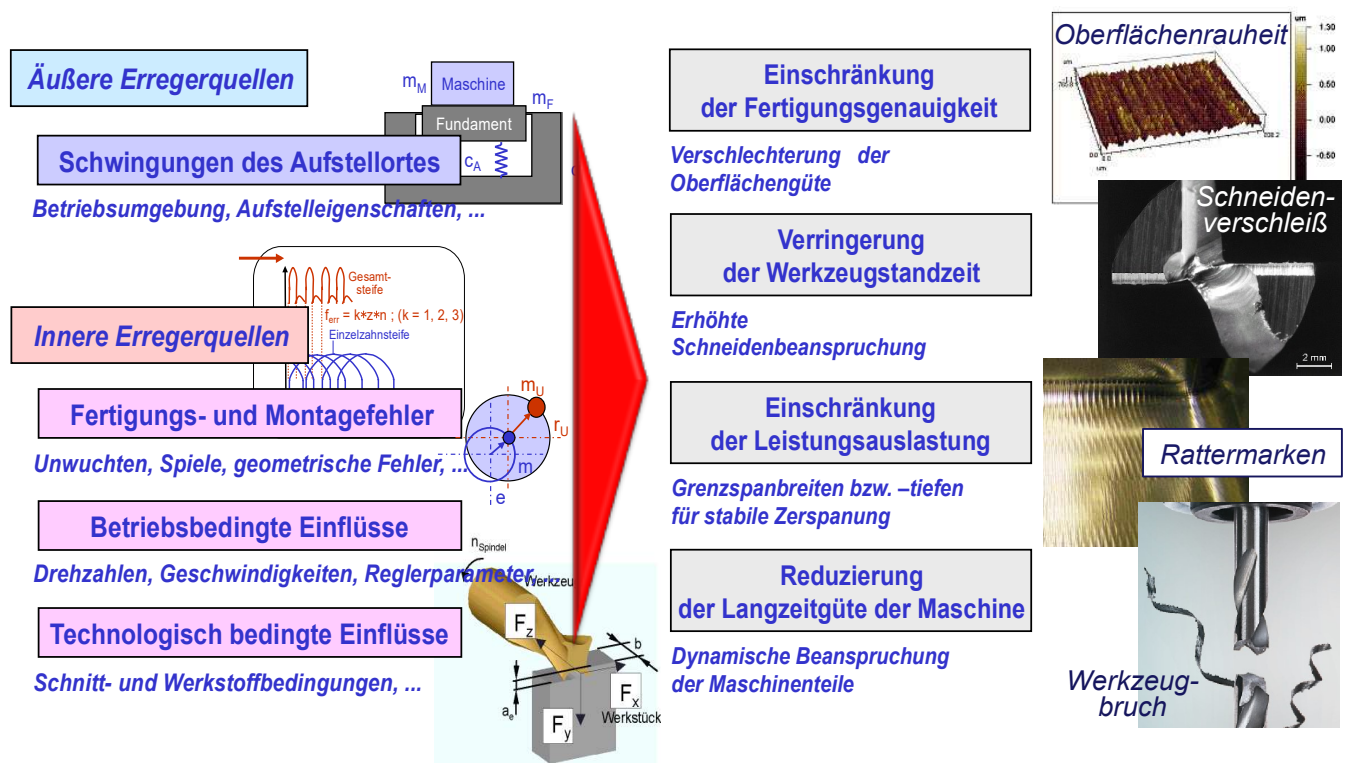


Bild 2.71 Auswirkungen von Schwingungen an Werkzeugmaschinen

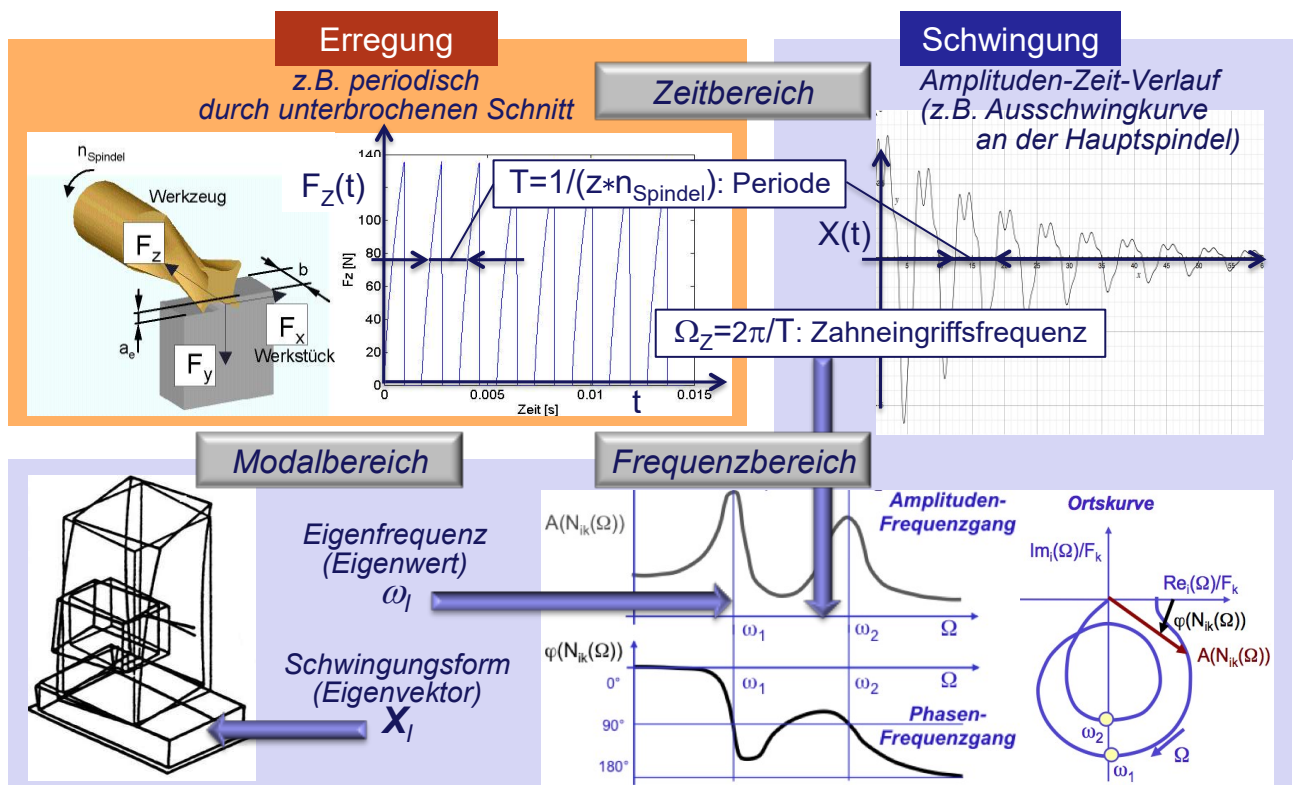


Bild 2.72 Charakteristik des dynamischen Verhaltens

Bild 2.72 zeigt typische Begriffe und Charakteristika des dynamischen Verhaltens. Die Erregung ist zumeist periodisch, z.B. aus Fehlern der Antriebselemente oder wie im Bild gezeigt, aus dem unterbrochenen Schnitt. Die Darstellung der charakteristischen Schwingungsgrößen ist je nach Analyseziel im Zeit-, Modal- oder Frequenzbereich möglich. Zur Identifikation der Schwingungsursachen an der Maschine ist das Vorgehen nach Bild 2.73 hilfreich.

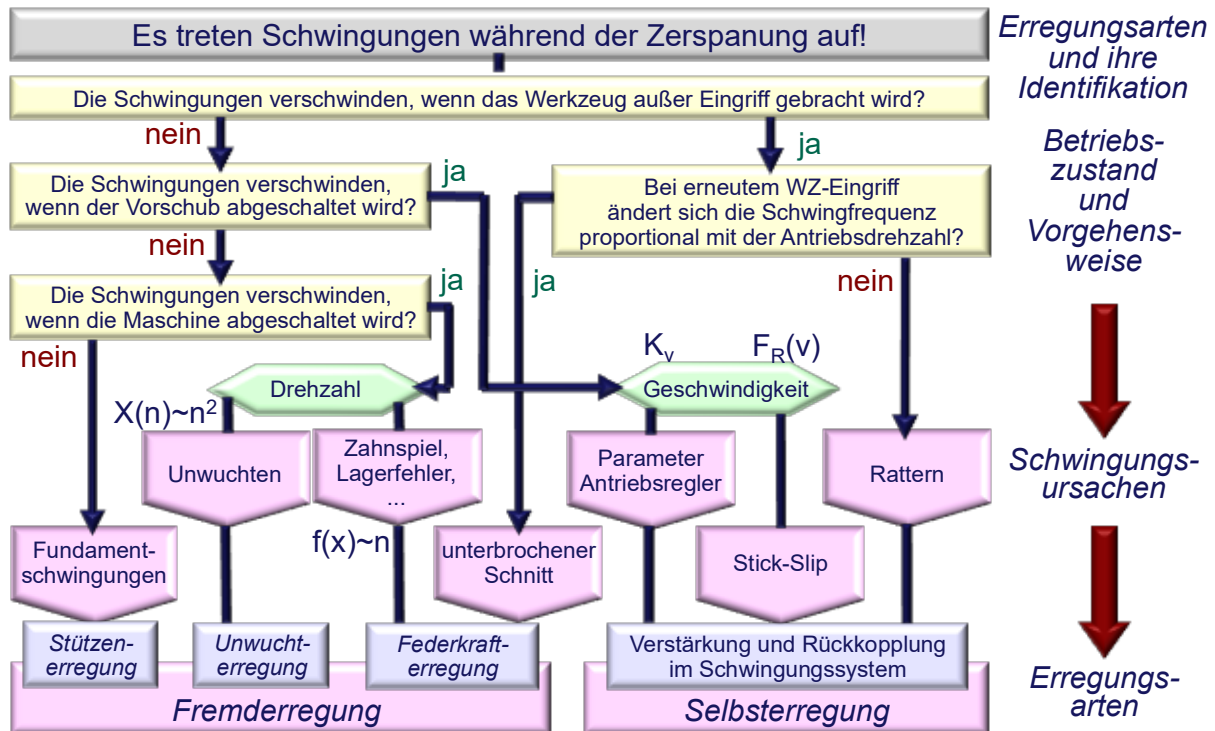


Bild 2.73 Schwingungsursachen und Erregungsarten (nach Kegg)

2.1.3.2 Fundamentalschwingungen, Aufstellung und Isolation

Über die Maschinenaufstellung können Schwingungen von der Maschine in die Umgebung oder von der Umgebung in die Maschine geleitet werden. Wenn die Schwingungsübertragung durch die Aufstellung gemindert werden soll, handelt es sich entsprechend um Aktiv- bzw. Passiv-Isolation. Für die Aktiv-Isolation sind in Bild 2.74 die Übertragungsfunktionen bei Federkraft- und Unwuchterregung angegeben. Ebenfalls im Bild findet sich für die Passiv-Isolation die Übertragungsfunktion bei Stützerregung. Das Bild zeigt auch verschiedene Aufstellungsvarianten und die zugehörigen Ersatzparameter für ein stark vereinfachtes Modell mit einem Freiheitsgrad (Single Degree of Freedom = SDoF).

Es bedeuten in Bild 2.74:

$$\omega_0 = \sqrt{c/m}, \quad \eta = \Omega/\omega_0 \quad \text{und} \quad D = k/(2 * m * \omega_0) \quad (2.42)$$

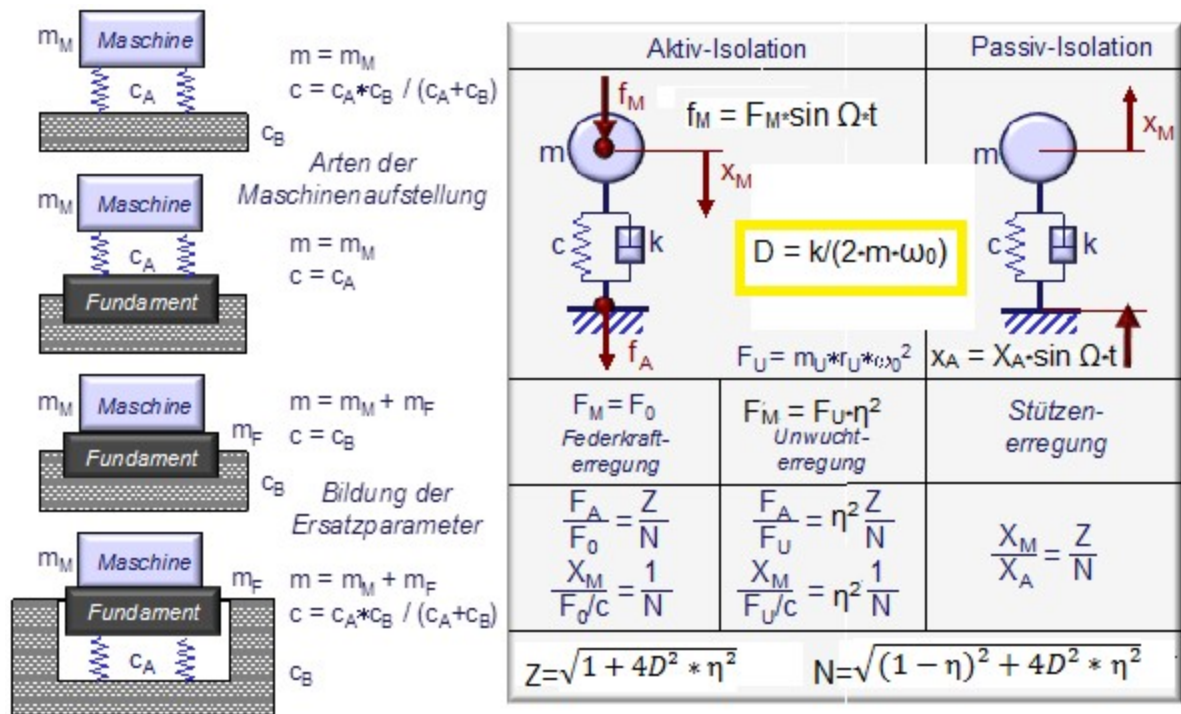


Bild 2.74 Stützerregung, Fundamentalschwingungen und Isolation – Aufstellvarianten

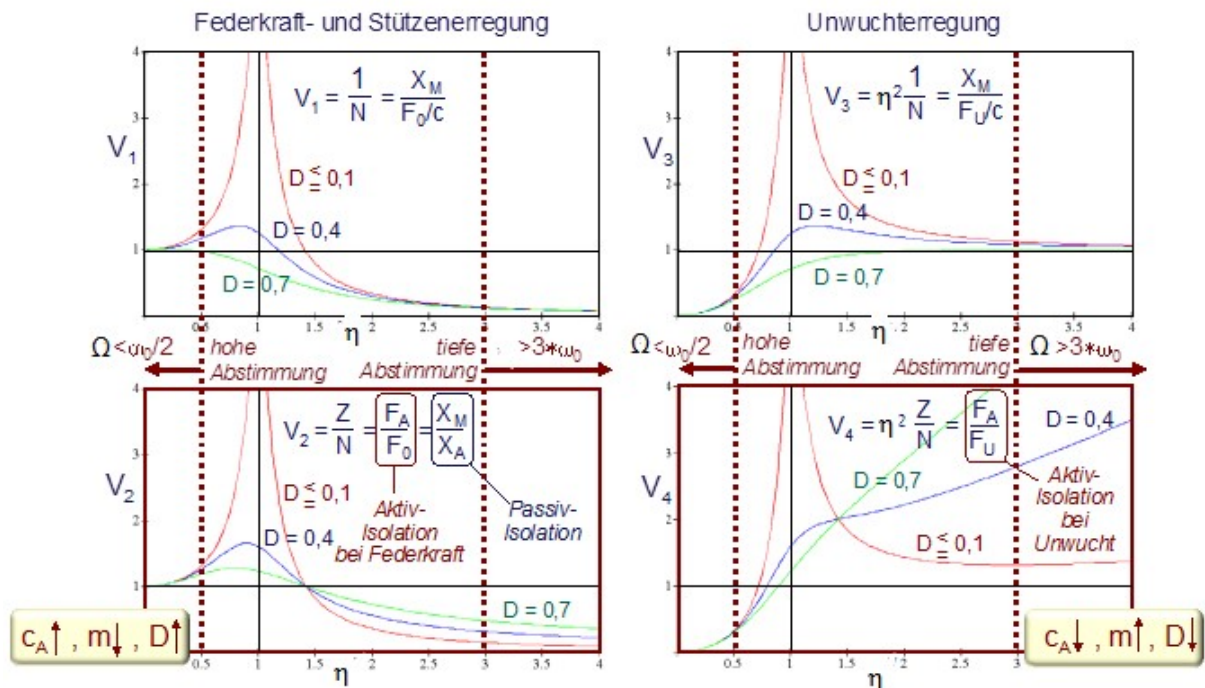


Bild 2.75 Stützerregung, Fundamentalschwingungen und Isolation - Isolationsbedingungen

Die Vergrößerungsfunktionen von Bild 2.75 zeigen für das SDoF-Modell die Frequenzbereiche für eine wirksame Isolation und die Parametertendenzen zum Erreichen einer isolierenden Abstimmung. In Bild 2.76 sind Aufstellelemente und Böden mit ihren dynamischen Steifigkeiten aufgeführt. Die „Einfederung“ der Aufstellung folgt über:

$$m * g = x_0 * c_A, \quad \omega_0^2 = c_A/m = g/x_0 \quad \text{und somit} \quad (2.43)$$

$$\omega_0 = \sqrt{g/x_0}$$

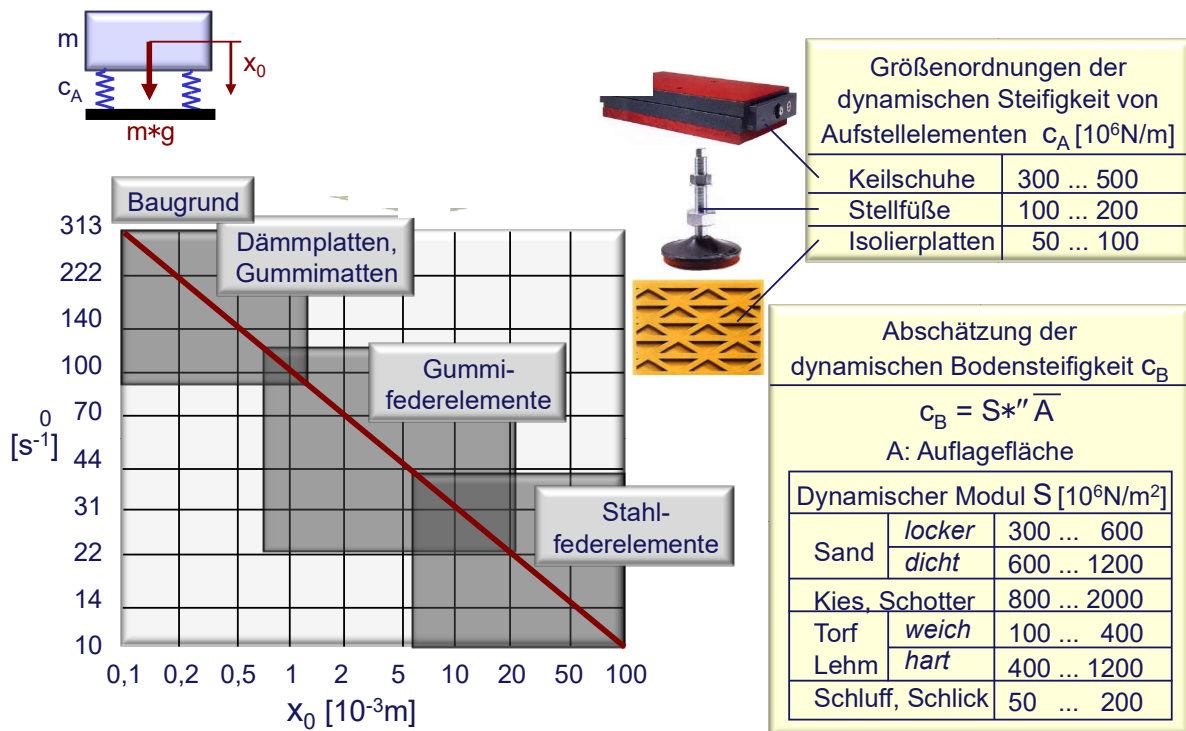


Bild 2.76 Parameter von Aufstellelementen und Böden

2.1.3.3 Unwuchtschwingungen

Die periodisch mit der Drehzahl schwankenden Unwuchtkräfte wachsen gemäß

$$F_U = m_U * r_U * \Omega^2 \quad (2.44)$$

quadratisch mit der Drehzahl.

Der Unwuchteffekt tritt auf, wenn der Schwerpunkt eines Rotors außerhalb der Rotationssachse liegt. Prinzipiell ist das immer der Fall, da Fertigungs- und Montageabweichungen nicht gänzlich vermeidbar sind. Bei den hohen Drehzahlen der HSC-Bearbeitung, insbesondere bei den kleinen Werkzeugdurchmessern der Fingerfräser, führen selbst kleinste Massen zu großen Unwuchtkräften. Da sich die Unwuchten nicht vermeiden lassen, müssen sie kompensiert – ausgewuchtet – werden. Bild 2.77 zeigt die Unwuchterregung sowie Varianten und Bedingungen der Kompensation. Die Größen ω_0 , D und η werden nach den Gleichung (2.42) berechnet.

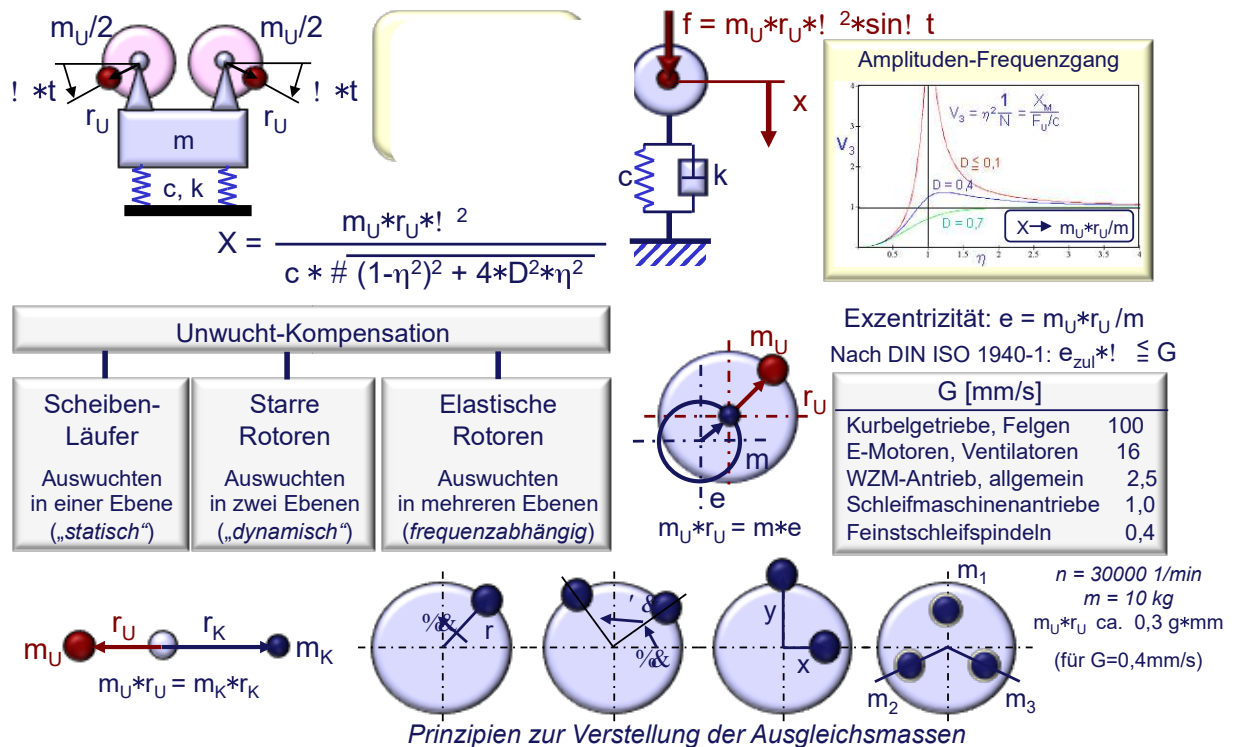


Bild 2.77 Unwuchterregung und -kompensation

Das folgende idealisierte Beispiel soll einerseits die Bestimmung dynamischer Kennwerte demonstrieren und andererseits die Unwuchtwirkung veranschaulichen, Bild 2.78. In Bild 2.79 und Bild 2.80 ist die Lösung nachvollziehbar notiert.

Ideal ausgewuchtete Spindel mit einer idealen Laufruhe $X(n) = 0$ im gesamten Drehzahlbereich.

Belastung mit statischer Kraft $F_0 = 5000 \text{ N}$ am Spindelkopf, anschließend freies Ausschlagen.

Nach Spannung eines Fräasers ($m_{WZ} = 12 \text{ kg}$) in der Werkzeugaufnahme der Spindel wurde im Leerlauf ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$) am Spindelkopf eine Schwingamplitude von $X(n) = 2,5 \text{ } \mu\text{m}$ gemessen.

Bei welcher Drehzahl liegt die erste Resonanz des Spindel-Werkzeugsystems und wie groß ist die Resonanzamplitude?

Welcher Genauigkeitsanspruch ist hinsichtlich des Abstandes des Werkzeug-Masse-schwerpunktes von der Spindel-Drehachse zu stellen, wenn die Resonanzamplitude kleiner als $5 \text{ } \mu\text{m}$ bleiben soll?

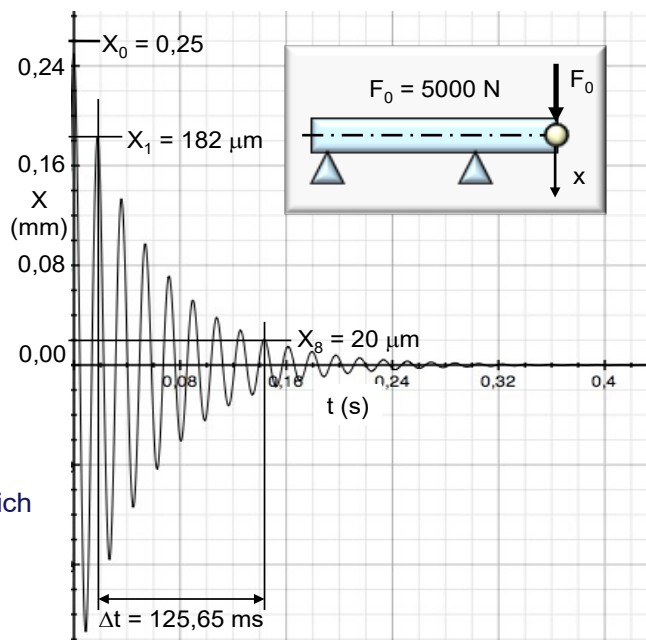
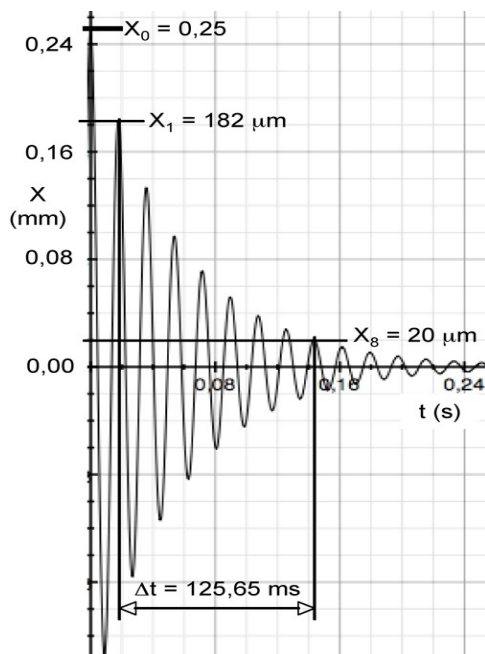


Bild 2.78 Beispiel für die Bestimmung dynamischer Kennwerte und die Unwuchtwirkung - Aufgabenstellung



Auswertung der Messdaten für die Spindel
(ohne Werkzeug!):

$$c = F_0/x_0 = 5000 \text{ N} / 250 \text{ μm} = 20 \text{ N/μm};$$

$$D = \ln(X_1/X_n)/(2\pi(n-1)), \quad n = 8 : D = 0,05;$$

$$\omega_0 = 2\pi f, \quad f = 1/T, \quad T = \Delta t/7 : \omega_0 = 350 \text{ s}^{-1};$$

$$\omega_0^2 = c/m_{\text{ers}}; \quad m_{\text{ers}} = c/\omega_0^2 = 163 \text{ kg}$$

Für das Spindel-Werkzeug-System gilt:

$$\omega_{0WZ} = \sqrt{c/(m_{\text{ers}} + m_{WZ})} = 337,8 \text{ s}^{-1}.$$

Unter der Annahme einer durch das Werkzeug unveränderten Dämpfungskonstante k gilt

$$k = 2D\sqrt{cm_{\text{ers}}} = 2D_{WZ}\sqrt{c(m_{\text{ers}} + m_{WZ})},$$

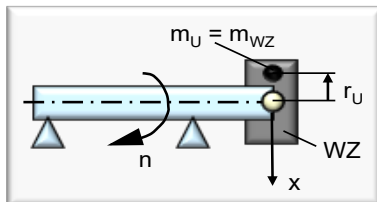
woraus sich

$$D_{WZ} = D\sqrt{m_{\text{ers}}/(m_{\text{ers}} + m_{WZ})} = 0,048 \text{ ergibt.}$$

Bild 2.79 Beispiel für die Bestimmung dynamischer Kennwerte und die Unwuchtwirkung - Lösung

Die im Leerlauf der Spindel mit dem Werkzeug auftretende Schwingungsamplitude $X(n = 2000 \text{ min}^{-1})$ kann nur die Folge einer Unwuchtwirkung des Werkzeuges sein!

Unwuchterregung:
 $X(\Omega) = m_U r_U \Omega^2 / (cN)$



Bei $n = 2000 \text{ min}^{-1} : \Omega = 2\pi n = 209,44 \text{ s}^{-1}$,
wird die Frequenzabstimmung zu $\eta = \Omega/\omega_{0WZ} = 0,62$ und damit

$$N(\eta) = \sqrt{(1-\eta^2)^2 + 4D_{WZ}^2 \eta^2} = 0,6185$$

Daraus folgt die Unwucht zu

$$m_U r_U = XcN/\Omega^2 = 0,705 \text{ kgmm}$$

Resonanzdrehzahl

$$\text{Resonanz: } \eta = 1$$

$$\Omega_R = \omega_{0WZ} = 2\pi n_R$$

$$n_R = \omega_{0WZ}/(2\pi) = 3225,8 \text{ min}^{-1}$$

Resonanzamplitude

$$\text{Resonanz: } N(\eta=1) = 2D_{WZ}$$

$$X_R = m_U r_U \Omega_R^2 / (2cD_{WZ}) = 41,7 \text{ μm}$$

Zulässige Abweichung von Werkzeug-Schwerpunkt und Spindel-Drehachse

Für $X_R < 5 \text{ μm}$ ergibt sich $m_U r_U < 0,085 \text{ kgmm}$.

Infolge $m_U = m_{WZ}$ folgt $r_U < 7 \text{ μm}$ als zulässige Abweichung

Bild 2.80 Beispiel für die Bestimmung dynamischer Kennwerte und die Unwuchtwirkung – Ergebnis