

ANSATZ ZUR INTEGRIERTEN BETRACHTUNG VON GEOMETRIEABWEICHUNGEN UND BEWEGUNGSVERHALTEN EINES TECHNISCHEN SYSTEMS

Julia Stuppy

Zusammenfassung

Toleranzanalysensysteme bieten die Möglichkeit, den Einfluss von vergebenen Toleranzen bei den Einzelbauteilen auf ein Zielmaß der montierten Baugruppe zu simulieren. Allerdings wird nur die Montage der Baugruppe virtuell durchgeführt – das physikalische Verhalten während des Betriebs, also wirkende Kräfte und Momente, bleibt außen vor.

Um die Frage beantworten zu können, ob gefertigte (abweichungsbehaftete) Baugruppen nicht nur montierbar sind, sondern auch entsprechend den Anforderungen funktionieren, wird ein Ansatz zur integrierten Analyse von Toleranzen bzw. Abweichungen und Bewegung angestrebt. Die Basis des Ansatzes ist die Modellierung des technischen Systems mit Hilfe von so genannten Maßketten (siehe Kap. 1.1.2). Dabei wird einerseits eine vektorielle Beschreibung der Kinematik (und später auch Kinetik) einer Baugruppe (Kap. 2.1) und andererseits der auftretenden Abweichungen bei den tolerierten Elementen eines Bauteils (Kap. 2.2) benötigt. Die einzelnen Bauteile der Baugruppe werden, genauso wie bei der konventionellen Toleranzanalyse, als starre Körper angenommen. Geometrieabweichungen können bei diesem Ansatz auf der einen Seite zu Änderungen der Lagevektoren der tolerierten Elemente der einzelnen Bauteile hinsichtlich Ort, Länge und Richtung führen (Kap. 3.2) und auf der anderen Seite können sie in Abhängigkeit von den wirkenden Kräften und Momenten Verlagerungen zwischen zwei aufeinander folgende Lagevektoren (Kap. 3.3) verursachen.

Es zeigt sich, dass das Bewegungsverhalten einer Baugruppe mit abweichungsbehafteten Einzelteilen zwar durch die Modifikation der Maßkette und die Erhöhung der Anzahl der Variationsparameter bei der Toleranzanalyse berücksichtigt werden kann, allerdings ist die Komplexität der Zusammenhänge bei der Integration von „nur“ einer Lageabweichung und eines Gelenkspiels schon nicht mehr zu verachten.

1 Toleranzanalyse im Produktentwicklungsprozess

Für eine erfolgreiche Entwicklung und Erzeugung eines Produkts ist die frühzeitige Absicherung der Produkteigenschaften unumgänglich. Im Fokus stehen hierbei die möglichen Auswirkungen von abweichungsbehafteter Geometrie auf das Bewegungsverhalten eines technischen Systems. Im Folgenden sollen die Methoden der Toleranzanalyse anhand eines Beispiels erläutert und die Problematik erläutert werden, die sich im Zusammenhang mit der Berücksichtigung nicht nur von Maßtoleranzen sondern auch von geometrischen Toleranzen und v.a. auch von Gelenkspielen bei bewegten Systemen ergeben.

1.1 Ablauf der Toleranzanalyse

1.1.1 Beschreibung des verwendeten technischen Beispielsystems

Für alle nachfolgenden Betrachtungen soll ein Beispiel aus dem Feld der Kurbelgetriebe gewählt werden. Kurbelgetriebe wandeln translatorische in rotatorische Bewegungen um (und

umgekehrt), enthalten nur Dreh- und Schubgelenke und kommen in Verbrennungsmotoren oder in Pumpen zur Anwendung. Konkret soll hier die zentrische Schubkurbel eines Einzylindermotors betrachtet werden. Eine Skizze und das kinematische Schema dieses Getriebes sind in Bild 1 (links und Mitte) dargestellt.

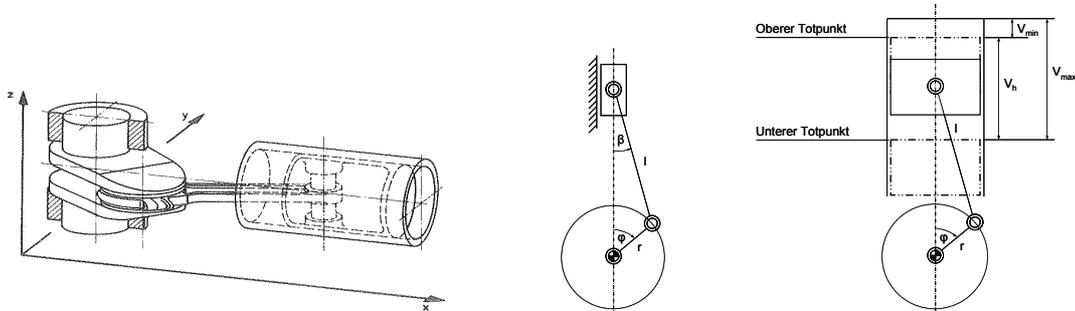


Bild 1: 3D-Getriebeskizze [1] (links), kinematisches Schema (Mitte) und Volumenverhältnisse des Einzylindermotors (in Anlehnung an [2]) (rechts)

Beim Durchlaufen der vier Takte Ansaugen, Verdichten, Arbeiten und Ausstoßen vollführt die Kurbelwelle zwei Umdrehungen. Dabei wandert der Kolben zweimal vom oberen zum unteren und wieder zum oberen Totpunkt. Wichtig für die Funktion eines Motors ist unter anderem das Verdichtungsverhältnis, welches als Quotient aus maximalem und minimalem Zylindervolumen definiert ist [2].

$$\varepsilon = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{V_h + V_c}{V_c} \quad (1)$$

Das jeweilige Zylindervolumen ergibt sich je nach Stellung des Kolbens. Minimales Volumen V_{\min} (auch Kompressions- oder Totvolumen V_c genannt) liegt bei oberer Totpunktlage des Kolbens vor und maximales Volumen bei unterer Totpunktlage. Das maximale Zylindervolumen lässt sich somit als Summe aus Hubvolumen V_h und Kompressionsvolumen V_c errechnen. Die eben beschriebenen Zusammenhänge sind in Bild 1 (rechts) dargestellt.

Durch die oben schon erwähnte Tatsache, dass Bauteile nicht ideal gefertigt werden können, ergeben sich Schwankungen des Verdichtungsverhältnisses. Durch eine Toleranzanalyse lassen sich diese Schwankungen quantifizieren. Da es in diesem Beitrag vor allem um die integrierte Analyse von Geometrieabweichungen und Bewegungsverhalten einer Baugruppe geht, sollen im Weiteren nicht alle Einzelvolumen in ihre geometrisch kleinstmöglichen Einheiten aufgeteilt werden und einer Toleranzanalyse unterzogen werden (wie es Gegenstand der Analyse in [3] war), sondern der Fokus soll auf der Stellung des Kolbens im Betrieb des Motors liegen, welche direkte Auswirkung auf das Verdichtungsverhältnis hat. Hierzu werden die Bauteile Kurbelwelle, Pleuel, Kolben und Kurbelgehäuse in die Betrachtung einbezogen.

1.1.2 (Nicht-)Lineare Maßketten als Basis für die Toleranzanalyse

Die Funktion eines technischen Systems wird in den meisten Fällen durch das Zusammenwirken von Bauteilen beeinflusst bzw. auch erst realisiert. So haben im eben beschriebenen Beispiel die Bauteile Kurbelwelle, Pleuel, Kolben und Kurbelgehäuse mit ihren jeweiligen geometrischen Eigenschaften (z.B. Maß, Form, Lage) direkten Einfluss auf die Lage des Kolbens während des Betriebs und somit auf das Verdichtungsverhältnis. Im Hinblick auf die Toleranzanalyse ist es erforderlich das Zusammenwirken der einzelnen Bauteile mathematisch zu beschreiben. Dies erfolgt über so genannte Maßketten, die einerseits zwangsläufig aus dem Zusammenfügen einzelner Bauteile zu einer Baugruppe und andererseits aus der Verknüpfung mehrerer geometrischer Eigenschaften am Einzelteil entstehen. Der Begriff

$$M_0(\varphi) = -M_1 \cdot \cos \varphi - \sqrt{M_2^2 - M_1^2 \cdot \sin^2 \varphi} - M_3 + M_4 \quad (4)$$

Damit ist der Funktionszusammenhang der Baugruppe Kurbeltrieb beschrieben. Es soll noch einmal herausgestellt werden, dass bisher nur M_1 , M_2 , M_3 und M_4 als tolerierte (und somit bei der Toleranzanalyse variable) Einzelmaße angenommen werden. Im Folgenden sollen die möglichen Toleranzanalysemethoden sowie die erzielbaren Ergebnisse erläutert werden.

1.1.3 Methoden der Toleranzanalyse und deren Ergebnisse

Die Vorgehensweisen werden an dieser Stelle nur kurz erläutert, da der Fokus in diesem Beitrag auf der Systemmodellierung mittels Maßketten und nicht auf der anschließenden Toleranzanalyse selbst liegen soll. Die verschiedenen Vorgehensweisen können im Detail in [4], [5] und [6] nachvollzogen werden. Generell wird bei der Toleranzanalyse auf Basis der eben beschriebenen Maßketten die Variation des Schließmaßes (dem Kriterium für die Funktionsfähigkeit eines Systems) bei Variation der Einzelmaße berechnet. Dabei sind die Variationen der Einzelmaße durch die vergebenen Toleranzen begrenzt. Zu unterscheiden sind arithmetische und statistische Toleranzberechnungen.

Bei der arithmetischen Analyse werden das Höchstschießmaß und das Mindestschießmaß unter der Annahme berechnet, dass alle Abweichungen in derselben Richtung am Grenzwert liegen, was jedoch einen höchst unwahrscheinlichen Fall darstellt und dazu führt, dass die arithmetische Schließtoleranz T_a (also die Differenz aus Höchst- und Mindestschießmaß) größer ist als die wirklich zu erwartende Schließtoleranz. Der Tatsache, dass in der Fertigung die geforderten, geometrischen Merkmale weder ideal noch stets in ihrer extremen Ausprägung hergestellt werden, sondern einer Fertigungsverteilung unterliegen, wird bei der statistischen Toleranzanalyse Rechnung getragen. Dabei wird jedem tolerierten Einzelmaß je nach Fertigungsprozess eine Fertigungsverteilung zugeordnet. Die Verknüpfung der Verteilungskurven der Einzelmaße entsprechend der Maßkette erfolgt über die mathematische Operation der Faltung. Als Ergebnis erhält man den Mittelwert und die Streuung des Schließmaßes sowie die statistische Schließtoleranz T_s . Für das Beispielsystem würde das bezüglich der aufgestellten Maßkette (siehe Gl.(4)) bedeuten, dass die Auswirkungen der Variationen der Einzelmaße M_1 , M_2 , M_3 und M_4 (entsprechend den festgelegten Fertigungsverteilungen) auf die Variation des Schließmaßes ermittelt wird. Bild 3 verdeutlicht schematisch die Zusammenhänge bei der statistischen Toleranzanalyse (Hinweis: Die Verteilungen dienen dabei nur der Anschaulichkeit und sind willkürlich gewählt).

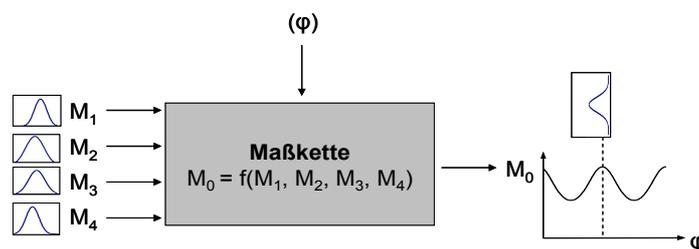


Bild 3: Schema für die Toleranzanalyse am Beispielsystem Kurbeltrieb

Neben den Schließtoleranzen selbst, können auch die zugehörigen Beitragsleisten ermittelt werden. Dabei wird analysiert, welches Einzelmaß der Maßkette wie viel Einfluss auf das Schließmaß hat, um Ansatzpunkte für eine effektive Toleranzoptimierung zu erhalten.

1.2 Problemstellung

Die Ergebnisse einer Simulation, seien es nun FE-, Strömungs- oder Toleranzanalysen, sind generell nur so gut wie das zugrunde liegende Modell des realen Systems. Bei der Toleranzanalyse treten Modellierungsschwierigkeiten in doppelter Hinsicht auf:

1. Integration von Form- und Lagetoleranzen
2. Betrachtung von bewegten Systemen und damit verbunden von Beweglichkeiten zwischen den Einzelteilen einer Baugruppe

Der Punkt 1 beschäftigt sich z.B. mit der Frage, welche Auswirkungen beispielsweise eine ballige Form des Kurbelzapfens, eine Abweichung der Zylinderachse von der Hauptachse des Kurbeltriebs (Betrachtungen hierzu siehe Kap. 3.2) oder eine Parallelitätsabweichung zwischen den Bohrungsachsen im Pleuel auf das Schließmaß haben (die Liste der möglichen Abweichungen wäre noch weit fortführbar). Die damit verbundenen Schwierigkeiten werden von Jordan in [4] wie folgt charakterisiert:

„Ihre [von Form- und Lagetoleranzen] extreme Auswirkung auf das Schließmaß ist oft nicht leicht zu erkennen. Die ungünstigsten Grenzformen und Grenzlagen müssen daher gesucht werden. Dafür gibt es bisher noch keine geschlossene Methode.“

Für den zweiten Punkt bedarf es folgender Vorbemerkung: Üblicherweise wird die Toleranzanalyse nur für diskrete Zustände durchgeführt (beim Kurbeltrieb würde also das Schließmaß z.B. nur für die Stellung des Kolbens im oberen Totpunkt durchgeführt werden – es gäbe kein Ergebnis zum Verlauf des Schließmaßes M_0 in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel φ). Darüber hinaus besteht Unklarheit darüber, wie sich Bauteile unter Einwirkung von Kräften und Momenten bei Gelenkspielen zueinander verschieben oder verkippen. Ziel der bzgl. dieses Problems anzustellenden Überlegungen soll sein, Informationen zur Lage der Bauteile in Abhängigkeit von den Belastungen (die wiederum vom Kurbelwinkel φ abhängen) und den vergebenen Toleranzen bzw. den auftretenden Abweichungen in die oben beschriebene Maßkette zu integrieren (siehe hierzu Kap. 3.3).

2 Vektorielle Repräsentationen als Basis für die integrierte Analyse von Geometrieabweichungen und Bewegung

In der Technik dienen Vektoren als universelles Beschreibungsmittel für Größen, die durch eine Zahlenangabe und zusätzlich eine Richtung im Raum charakterisiert sind. So können Kräfte, Geschwindigkeiten, Feldstärken, etc. vektoriell definiert werden. Vektoren sind auch die Basiselemente der Maßketten bei der Toleranzanalyse. Im Folgenden soll gezeigt werden, wie Vektoren im Bereich der Kinematikdefinition von Mehrkörpersystemen und im Bereich der Toleranzrepräsentation verwendet werden, um auf dieser Basis die integrierte Analyse von Geometrieabweichungen und Bewegung voranzutreiben.

2.1 Repräsentation der Kinematik in Mehrkörpersystemen

Mehrkörpersysteme bestehen aus starren Einzelkörpern, die über Gelenke verbunden sind und sich unter Einwirkung von Kräften und Momenten in bestimmter Art und Weise bewegen. Das Wesen von starren Körpern ist, dass zwei Punkte desselben Körpers immer den gleichen Abstand während der Bewegung haben. Die Lage, Geschwindigkeit und Beschleunigung der Körper sowie die wirkenden Kräfte und Momente werden über Vektoren beschrieben. Nachfolgend wird die vektorielle Beschreibung der Kinematik für den Kurbeltrieb gezeigt (siehe Bild 4). Dies erfolgte zwar schon in Kap. 1.1.2, aber hier soll noch einmal kon-

Für die Winkel φ und β gilt dabei die schon aus Kap. 1.1.2 bekannte Beziehung $r \cdot \sin\varphi = l \cdot \sin\beta$.

Für die obere Zeile des Vektors (x-Richtung) würde sich durch Umformen und Einsetzen die Beziehung ergeben, welche auch bei der Definition der Maßkette (siehe Gl. (4)) verwendet wurde (wobei $r = M_1$, $l = M_2$ und $k = M_3$).

Die Vorgehensweise, zuerst die einzelnen Körper und dann deren Zusammenspiel zu betrachten, kommt auch der Toleranzanalyse entgegen, da sich normalerweise vergebene Toleranzen und Bezugsdefinitionen jeweils immer nur auf ein einzelnes Werkstück beziehen dürfen, sodass in einem ersten Schritt die Toleranzsituation am Einzelbauteil und anschließend das Zusammenwirken der toleranzbehafteten Bauteile im Betrieb beschrieben werden kann.

Ausführliche Erläuterungen zur allgemeinen Vorgehensweise bei der Berechnung von Mehrkörpersystemen und zum Thema Gelenkdefinitionen (auch für den dreidimensionalen Fall) sind in [8] zu finden.

2.2 Repräsentation von Toleranzen und Abweichungen

Die konventionelle Vergabe von Maß-, Form- und Lagetoleranzen nach DIN ISO 286 und DIN ISO 1101 zur Beschränkung der zulässigen Geometrie birgt das Problem der Summentoleranzen. Dies ergibt sich durch die Tatsache, dass einzelne Toleranzen in anderen Toleranzen enthalten sind und die Zusammenhänge, wie sich die einzelnen Toleranzzonen gegenseitig beeinflussen, oft nicht eindeutig feststellbar sind. Für eine rechnerinterne Analyse (und auch für eine integrierte Analyse von Toleranzen und Bewegung) ist jedoch eine eindeutige Beschreibung der Toleranzräume in einem Koordinatensystem unumgänglich. Auf dem Gebiet der Koordinatenmesstechnik hat sich in den 80'er Jahren der Ansatz der Vektoriellen Tolerierung entwickelt. Ziel dabei ist die „Beschreibung der Werkstückgestalt und ihrer geometrischen Toleranzen auf einer eindeutigen mathematischen Basis“ [9]. Der Grundgedanke dabei ist, die Toleranzangaben an die vektorielle Geometriebeschreibung zu knüpfen. So ist z.B. ein Zylinder durch seinen Orts-, Richtungs- und Maßvektor eindeutig im Raum definiert (siehe Bild 5). Geometrieabweichungen entstehen hierbei durch Änderungen der Vektorlänge (bei Orts-, Richtungs-, Maßvektor) und der Vektorrichtung (bei Orts- und Richtungsvektor). Die zwei Parameter (Länge und Winkel) müssen jeweils toleriert werden, d.h. es sind Intervalle für zulässige Werte zu definieren.

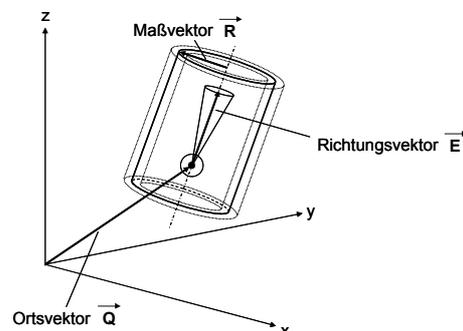


Bild 5: Vektorielle Tolerierung am Beispiel eines Zylinders [9]

Allerdings hat dieser neue Ansatz der Vektoriellen Tolerierung nicht dazu geführt, dass die konventionelle Tolerierung verdrängt wird. Es musste daher eine Brücke geschaffen werden, die geometrische in vektorielle Toleranzangaben konvertiert, wie es in [10] vorgestellt wird.

3 Zusammenführung der Bereiche Toleranzanalyse und Mehrkörpersysteme

Am Anfang steht die Frage, wie die Zusammenführung der beiden Gebiete Toleranzanalyse und Mehrkörpersysteme generell von statten gehen soll. Aus Kap. 1.1.2 und Kap. 2.1 kann festgestellt werden, dass die Beschreibung der Kinematik, also der geometrischen Zusammenhänge, Grundlage sowohl für die Bewegungsanalyse im Mehrkörpersystem als auch für die Toleranzanalyse ist. Danach trennen sich die Wege der beiden Analysen: Die Toleranzanalyse beschränkt sich auf eine diskrete Stellung des Systems (beim Kurbeltrieb also eine Kurbelwinkelstellung) und analysiert die Auswirkungen von kleinen Variationen der geometrischen Größen (beim Kurbeltrieb also die Variation der Größen M_1 , M_2 , M_3 und M_4). Dahingegen werden bei der Bewegungsanalyse im Mehrkörpersystem die zeitlichen Verläufe auf Basis der Kinematik sowie der wirkenden Kräfte und Momente (Kinetik) für konstante geometrische Verhältnisse ermittelt. Da jedoch nach wie vor die Beurteilung der Funktionsfähigkeit einer Vielzahl von gefertigten Bauteilen das Ziel sein soll, müssen die Maßkette und die daran anschließenden Toleranzanalysemethoden als Grundgerüst bestehen bleiben. Es besteht dabei die Aufgabe, die Maßkette so zu erweitern, dass geometrische Toleranzen und Gelenkspiele abgebildet werden können.

3.1 Grundüberlegungen zu Erweiterungsmöglichkeiten der Maßkette

In Kap. 1.1.2 wurde für den Kurbeltrieb die Maßkette aufgestellt. In [5] und [7] wurde eine Toleranzanalyse mit exzentrischen Schubkurbeln durchgeführt, wobei die Beschränkung auf Maßtoleranzen und eine Kurbelwinkelstellung dazu führte, dass ausschließlich die Längen der Vektoren M_i der Einzelmaße variiert wurden. Dies sind jedoch nicht die einzigen Variationsmöglichkeiten innerhalb der Maßkette. Neben der Länge der Vektoren können auch ihre Richtungen und die Lage der Ursprungspunkte variieren.

Zu beachten bleibt jedoch, dass durch die Variation dieser Vektoren Verschiebungen und Verkipnungen zwischen Bauteilen aufgrund von Gelenkspielen in der Maßkette nicht abgebildet werden können. Hierzu muss ein zusätzlicher Spielvektor in die Maßkette integriert werden. Der Grundgedanke, Gelenkspiele durch zusätzliche Vektoren in die Beschreibung von Mehrkörpersystemen oder in Maßketten zu integrieren, ist in [11], [12] und [13] zu finden. Allerdings bestehen die folgenden Probleme: Bei der ersten Möglichkeit (Integration des Gelenkspiels in das Mehrkörpersystem) wird zwar der Spielvektor in Abhängigkeit von der Kraft ermittelt, allerdings nur für eine Konfiguration an abweichungsbehafteten Bauteilen. Für den zweiten Fall (Integration des Gelenkspiels in die Maßkette) wird die Richtung des Spielvektors nicht entsprechend den Belastungen sondern willkürlich angenommen. Die richtige Definition des Spielvektors innerhalb der Maßkette ist folglich ein weiteres, unumgängliches Ziel.

Im Folgenden sollen für das 2D-Beispiel Kurbeltrieb zwei Fälle von unterschiedlichen Abweichungsarten durchgespielt und die Auswirkungen auf die Maßkette analysiert werden. Dabei bleibt immer noch die vereinfachende Annahme bestehen, dass das Getriebe zweidimensional betrachtet wird, d.h. dass nur Abweichungsarten betrachtet werden, die sich in der x-y-Ebene auswirken und z.B. eine Schiefstellung der Achsen der Drehgelenke ausgeschlossen wird.

3.2 Demonstrationsbeispiel zur Lageabweichung der Zylinderlaufbuchsenachse im Gehäuse

In Bild 6 sind die kinematischen Verhältnisse des Kurbeltriebs dargestellt für den Fall, dass die Zylinderachse (entlang der sich der Kolben bewegt) von ihrer Solllage verschoben ist (links), und für den anderen Fall, dass die Zylinderachse verschoben und zusätzlich verkippt

ist (rechts). Diese Lageabweichungen führen dazu, dass die Zylinderachse nicht mehr mit der x_4 - und damit der x -Achse zusammenfällt und somit die Kinematik nicht mehr nach den Formeln in Kap. 2.1 berechnet werden kann. In Abhängigkeit der Lageabweichung e (die bei einer reinen Verschiebung der Achse konstant ist, sich bei einer zusätzlichen Verkipfung jedoch in Abhängigkeit von φ ändert) ergibt sich der neue kinematische Zusammenhang entsprechend Gl. (8) und (9):

$$r \cdot \sin \varphi = e(\varphi) + l \cdot \sin \beta' \tag{8}$$

$${}^K \underline{m} = \begin{pmatrix} x(P_3) \\ y(P_3) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \varphi & -\sin \varphi \\ \sin \varphi & \cos \varphi \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} r \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \cos \beta' & \sin \beta' \\ -\sin \beta' & \cos \beta' \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} l \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \cos \delta & \sin \delta \\ -\sin \delta & \cos \delta \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} k \\ 0 \end{pmatrix} \tag{9}$$

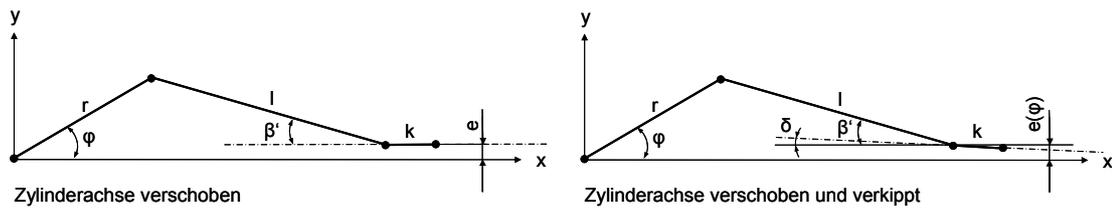


Bild 6: Lageabweichung der Zylinderachse

Der Term $e(\varphi)$ ergibt sich aus der Lageabweichung der Zylinderachse. An dieser Stelle soll der Brückenschlag zwischen Vektorieller Tolerierung und Kinematikbeschreibung vollzogen werden. Die Vektorielle Tolerierung wurde in Kap. 2.2 anhand eines Zylinders demonstriert. Dabei wurde dieser Zylinder durch die Vektoren \underline{Q} , \underline{E} und \underline{R} repräsentiert. Zur Repräsentation der Lageabweichung der Zylinderachse im Kurbelgehäuse werden hier die Ortsabweichung und die „neue“ Richtung der Achse durch die Vektoren \underline{q}_a und \underline{E}_a beschrieben (siehe Bild 7).

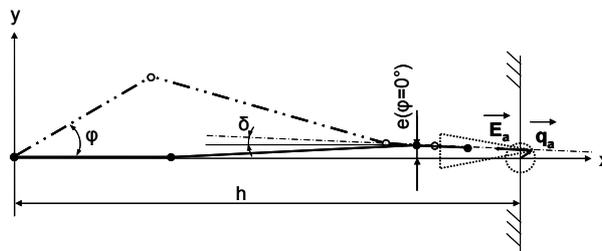


Bild 7: Zusammenhang zwischen Vektorieller Tolerierung und Kinematik

Der Anfangspunkt von \underline{q}_a ist dabei der Schnittpunkt der idealen Zylinderachse mit der Ebene, die die Gehäuseoberseite repräsentiert; der Anfangspunkt von \underline{E}_a ist der Endpunkt von \underline{q}_a . Die Vektoren \underline{q}_a müssen innerhalb eines Kreises und die Vektoren \underline{E}_a innerhalb der Projektion eines Kegels in die x - y -Ebene liegen, wobei die Ausdehnungen dieser Begrenzungen von den vergebenen Toleranzen abhängig sind und ggf. aus den konventionell festgelegten Toleranzen konvertiert werden müssen. Über \underline{q}_a und \underline{E}_a lässt sich im ersten Schritt die Exzentrizität für $\varphi=0^\circ$ ermitteln und im Anschluss daran der Zusammenhang $e(\varphi)$.

3.3 Demonstrationsbeispiel zum Gelenkspiel zwischen den Bauteilen Kurbelwelle und Pleuel

Nachdem im vorigen Abschnitt die Lageabweichung der Zylinderachse und deren Auswirkung auf die Kinematik betrachtet wurden, ist es im Folgenden Ziel, das Problemfeld Gelenkspiel zu umreißen. Dazu wird das Drehgelenk zwischen Kurbelwelle und Pleuel als

spielbehaftet angenommen (der Mechanismus wird immer noch zweidimensional betrachtet und es werden keine zusätzlichen Abweichungen berücksichtigt). Wie oben schon erwähnt, soll das Spiel durch einen zusätzlichen Spielvektor $\underline{S}(\varphi)$ berücksichtigt werden. Dieser wird sich entsprechend der im Mechanismus wirkenden Kräfte ausrichten.

Am Triebwerk wirksame Kräfte sind zum einen der Gasdruck im Brennraum und zum anderen oszillierende und rotierende Kräfte der Triebwerksteile. Betrachtet man das Drehgelenk zwischen Pleuel und Hubzapfen wirken dort die Stangenkraft F_{St} und die rotierende Massenkraft des Pleuels $F_{Pleuel,rot}$. Diese Kräfte addiert ergeben die Hubzapfenkraft F_{HZ} und als Reaktionskraft dazu die Pleuellagerkraft $F_{Pleuellager}$ (siehe Bild 8 links) [2].

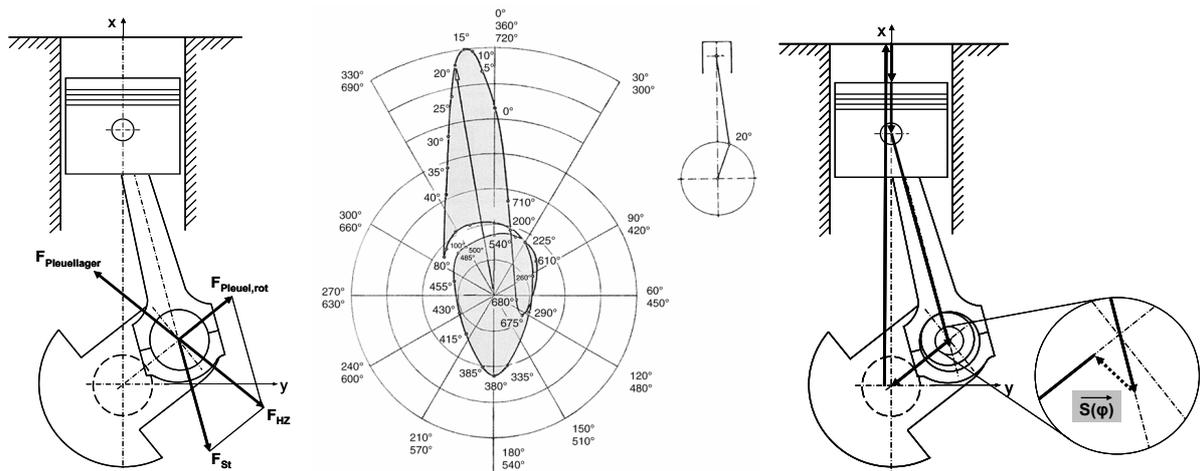


Bild 8: Kräfte am Pleuellager [2] (links), Polardiagramm der Pleuellagerkraft eines Dieselmotors ($\varphi = 0^\circ$ entspricht Zünd-OT) [2] (Mitte) und spielbehaftetes Drehgelenk zwischen Pleuel und Kurbelwelle bei $\varphi \approx 50^\circ$ (rechts)

Während der vier Takte ändert diese Pleuellagerkraft permanent ihre Größe und Richtung. Dieses Verhalten kann man in sog. Polardiagrammen erfassen, in denen die Pleuellagerkraft in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel zweidimensional aufgetragen wird (ein Beispiel für ein Polardiagramm ist in Bild 8 (Mitte) dargestellt). Durch die Pleuellagerkraft erhält man gleichzeitig Informationen über den Kontaktpunkt zwischen Pleuel und Hubzapfen, welcher für die Richtung des Spielvektors bestimmend ist. Zu beachten hierbei ist, dass hydrodynamische Effekte durch das Gleitlager zwischen Pleuel und Hubzapfen hier nicht berücksichtigt sind.

Bei $\varphi \approx 50^\circ$ (siehe Bild 8 rechts) führt der Druck im Brennraum dazu, dass der Kolben über den Kolbenbolzen den Pleuel auf den Hubzapfen der Kurbelwelle drückt, wobei der Kontaktpunkt nicht direkt auf der Pleuelachse liegt, sondern durch die rotierende Massenkraft des Pleuels von der Achse weg verschoben wird. Ein Problem, das sich aus dem zusätzlich eingeführten Spielvektor ergibt, ist die Tatsache, dass sich dabei die Kinematik des Kurbeltriebs (speziell der Zusammenhang zwischen φ und β) ändert, da die Bedingung für das Drehgelenk aus Kap. 2.1 (P_1 und O_2 fallen zusammen) nicht mehr gilt. Die Kinematik ist allerdings Grundlage für die Berechnung der Kräfte am Hubzapfen und diese sind wiederum für die Richtung des Spielvektors bestimmend.

Auch an dieser Stelle soll noch einmal der Brückenschlag zur Vektoriellen Tolerierung vollzogen werden. Das Gelenkspiel wird beeinflusst durch die Durchmesser von Hubzapfen d_{Hub} und Pleuelbohrung d_{Pl} , welche bei der Vektoriellen Tolerierung über die Längen der jeweiligen Maßvektoren \underline{r} der beiden Zylinder definiert sind.

3.4 Auswirkungen auf die Maßkette und die Toleranzanalyse

Nachfolgend sollen die Auswirkungen kurz dargestellt werden für den Fall, dass beide Abweichungen (Lageabweichung der Zylinderachse und Gelenkspiel) gleichzeitig auftreten. In Bild 9 sind die um die Lageabweichung der Zylinderachse und das Gelenkspiel zwischen Pleuel und Hubzapfen erweiterte Maßkette und die Zusammenhänge bei der zugehörigen Toleranzanalyse dargestellt. Für das Aufstellen der Maßkette und somit die vektorielle Beschreibung der Kinematik sind die auftretenden Winkel φ , β'' , δ und η relevant. Die bestehenden Zusammenhänge und die Variationsparameter für die Toleranzanalyse sollen nachfolgend kurz beschrieben werden.

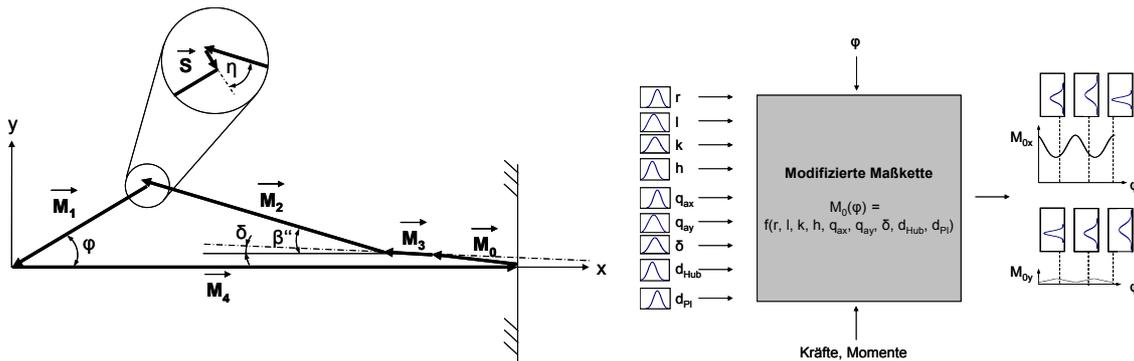


Bild 9: Erweiterte Maßkette und Schema der Toleranzanalyse

φ ist der Freiheitsgrad des Systems (abhängig von φ wird das System beschrieben). M_0 ist das Schließmaß und ergibt sich aus den anderen Vektoren. Die Bestimmung der Lage sowie der Richtung der Vektoren M_2 , M_3 und S bereitet dabei die größten Schwierigkeiten. M_3 liegt auf der abweichungsbehafteten Zylinderachse, welche sich durch die Parameter δ , q_{ax} und q_{ay} (siehe Kap. 3.2) berechnen lässt. Für die Richtungen von S und M_2 sind die Winkel η und β'' verantwortlich. In Kap. 3.3 wurde gezeigt, dass der Winkel η von der Pleuellagerkraft abhängt. Allerdings ist aus Bild 9 auch ersichtlich, dass η und β'' genau genommen voneinander abhängen. Das bedeutet, dass der Winkel η auf die Pleuellagerkraft, die hier zusätzlich von der Lageabweichung der Zylinderachse beeinflusst wird, rückwirkt. Diese Schleife muss zuerst sinnvoll aufgelöst werden, bevor die Maßkette letztendlich aufgestellt werden kann. Auf Basis der modifizierten Maßkette kann im Anschluss daran die Toleranzanalyse durchgeführt werden. Die Variationsparameter sind die Längen der Vektoren M_i (analog Kap. 1.1.3), die Durchmesser von Pleuelauge d_{Pi} und Hubzapfen d_{Hub} (welche die Länge des Spielvektors S beeinflussen) und δ , q_{ax} und q_{ay} zur Festlegung der Zylinderachse.

4 Zusammenfassung und Ausblick

Es hat sich gezeigt, dass durch eine Erweiterung bzw. Modifikation der Maßkette Gelenkspiele und Lageabweichungen bei der Toleranzanalyse von bewegten Systemen prinzipiell erfasst werden können. Jedoch führen schon die Lageabweichung der Zylinderachse und das Gelenkspiel zwischen Pleuelwelle und Pleuel für den zweidimensionalen Fall zu komplexen Zusammenhängen. Die Frage stellt sich wie mit einer Vielzahl von Lageabweichungen und Gelenkspielen (wie sie in technischen Systemen die Regel sind) sowie mit Formabweichungen (die bisher gar nicht berücksichtigt sind) umzugehen ist. Um ein Vielfaches vergrößern sich die Schwierigkeiten, wenn man die Betrachtungen schließlich um eine Dimension erweitert und den Pleueltrieb nicht mehr zweidimensional, sondern dreidimensional betrachtet. Nichtsdestotrotz muss der Weg in diese Richtung weiter beschritten werden, um die Realität besser erfassen zu können und somit eine bessere Produktabsicherung zu gewährleisten.

5 Literatur

- [1] Dittrich, G.; Braune, R.: Getriebetechnik in Beispielen. 2. Auflage. Oldenbourg Verlag, München, 1987.
- [2] Van Basshuysen, R.; Schäfer, F.: Handbuch Verbrennungsmotor. 2. Auflage. Vieweg Verlag, Braunschweig/Wiesbaden, 2002.
- [3] Herfter, M.; Glöggler, C.; Bär, T.; Wurst, D.: Integration von Fertigungsabweichungen zur Optimierung toleranzbehafteter Baugruppen – dargestellt am Beispiel eines Verbrennungsmotors. In: Meerkamm, H. (Hrsg.): Beiträge zum 17. Symposium „Design for X“, S. 133-142, Neukirchen, 2006.
- [4] Jordan, W.: Form- und Lagetoleranzen. Carl Hanser Verlag, München Wien, 2004/2005.
- [5] Klein, B.: Statistische Tolerierung – Prozessorientierte Bauteil- und Montageoptimierung. Carl Hanser Verlag, München Wien, 2002.
- [6] Mannewitz, F.: Baugruppenfunktions- und prozessorientierte Toleranzaufweitung (Teil 1). In: Birkhofer, H.; Feldhusen, J.; Lindemann, U. (Hrsg.): Konstruktion 10-2005 (S. 87-93), Springer-VDI-Verlag, Düsseldorf, 2005.
- [7] Mannewitz, F.: Baugruppenfunktions- und prozessorientierte Toleranzaufweitung (Teil 2). In: Birkhofer, H.; Feldhusen, J.; Lindemann, U. (Hrsg.): Konstruktion 11/12-2005 (S. 57-62), Springer-VDI-Verlag, Düsseldorf, 2005.
- [8] Haug, E.J.: Computer aided kinematics and dynamics of mechanical systems. Volume 1: Basic Methods. Allyn and Bacon, Boston u.a., 1989.
- [9] Wirtz, A.: Vektorielle Tolerierung, das Bindeglied zwischen CAD, CAM und CAQ. In: Neumann, H.J.: Koordinatenmesstechnik. expert verlag, Ehningen, 1993.
- [10] Britten, W.: CAD-basierte Übersetzung geometrischer Toleranzen in vektorielle Darstellungen. Dissertation Lehrstuhl für Konstruktionstechnik/CAD, Universität des Saarlandes, Saarbrücken, 1999.
- [11] Hochmuth, R.: Methoden und Werkzeuge als Teil eines Assistenzsystems zur rechnergestützten Analyse und Optimierung robuster Produkte. Dissertation Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Universität Erlangen-Nürnberg, Erlangen, 2002.
- [12] Stickeler, A.: Kinematische und kinetostatische Untersuchung räumlicher Kurbelgetriebe unter Berücksichtigung von Glied- und Gelenkfehlern. Dissertation Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik, RWTH Aachen, Aachen, 1996.
- [13] Wittwer, J. W.; Howell, L. L.; Chase, K. W.: Modeling the Effects of Joint Clearances in Planar Micromechanisms. In: Nanotech 2001 Vol.1 - Technical Proceedings of the 2001 International Conference on Modeling and Simulation of Microsystems, Chapter 7: Applications: MEMS, Sensors, S. 374-377, NSTI Publications, 2001.

Dipl.-Ing. Julia Stuppy
Lehrstuhl für Konstruktionstechnik
FAU Erlangen-Nürnberg
Martensstraße 9, D-91058 Erlangen
Tel: +49-9131-85-27984
Fax: +49-9131-85-27988
Email: stuppy@mfk.uni-erlangen.de
URL: <http://www.mfk.uni-erlangen.de>