

deren Leistungsspektrum häufig nicht erreichen. Es zeichnen sich jedoch bevorzugte Anwendungsgebiete ab, für die Parallelmechanismen tatsächlichen Effektivitätsgewinn im Vergleich zu konventionell aufgebauten seriellen Maschinen bringen.

Tabelle 6.1. Einfluss der Maschinenkomponenten auf die Realisierung der an die Maschine gestellten Anforderungen

Anforderungen an die Maschine (Kriterien)	Beeinflussende Komponente		
	Strebe/ Antrieb	Gelenk	Gestell
Arbeitsraum (Größe und Form)	■	■	■
Singularitätsfreiheit	□	□	□
Elementarbewegungen (Rotation, Translation)	□	■	□
Freiheitsgrad	■	■	□
Rekonfigurierbarkeit	■	■	■
Positioniergenauigkeit	Maschinen mit $F < 6$	■	■
	Maschinen mit $F = 6$	■	□
Steifigkeit, statisch	■	■	■
Eigenfrequenzen	■	■	■
Systemdämpfung	■	■	■
Antriebsdynamik	■	□	□
Geschwindigkeits-/Beschleunigungsübertragung	□	□	□
Antriebsleistung	■	□	□
Antriebskraft	■	□	□
Kraftübertragung	□	□	□
Dynamik	■	□	□
Bauraum	■	■	■

■ starker Einfluss
 ■ weniger starker Einfluss
 □ kein Einfluss

6.2 Strebe und Antrieb

6.2.1 Charakteristik von Strebeneinheiten

Als Streben werden in parallelkinematischen Maschinen und Mechanismen mehr oder weniger komplex aufgebaute Koppelemente bezeichnet, die den bewegten und den feststehenden Teil des Mechanismus – Arbeitsplattform und Gestell – direkt miteinander verbinden. Unterschiede im konstruktiven Aufbau ergeben sich in Abhängigkeit davon, ob die Antriebskraft in der Strebe selbst erzeugt wird und direkt auf die Arbeitsplatt-

form wirkt, oder ob die Strebe die Schubkraft eines Antriebs weiterleitet, ohne ihre eigene Länge zu verändern. Die grundsätzlichen Varianten für Strebenantriebe sind in Abb. 6.1. dargestellt. Im Folgenden werden längenunveränderliche Streben mit dem dazugehörigen gestellfesten Antriebssystem als eine Einheit betrachtet, da längenveränderliche Streben ebenfalls als komplexe Einheit beschrieben werden.

Laut Theorie treten in raumbeweglichen Streben nur Zug- und Druckbelastungen auf. In ersten Publikationen wurde gern auf die Einfachheit des Aufbaus von parallelkinematischen Mechanismen mit sechs Freiheiten durch Verwendung mehrerer gleichartiger, gelenkig gelagerter Streben verwiesen. Die Steuerung wurde als universelles Instrument der Einflussnahme angesehen, um alle Ungenauigkeiten des Systems zu kompensieren. Unter Berücksichtigung praktischer Aspekte der Realisierung muss man im Entwicklungsprozess vom Ideal ausschließlicher Zug- und Druckbelastungen in den Streben parallelkinematischer Grundstrukturen mehr oder weniger abrücken. Lediglich in starren Streben für räumliche Strukturen ist dieses Ideal erfüllt, wenn die Belastungssituation innerhalb der Gelenke unberücksichtigt bleibt. Komplizierter sind die Belastungsverhältnisse in komplexer aufgebauten längenveränderlichen Streben. Wenn auch überwiegend zug- und druckbelastet, treten hier im Zusammenwirken der einzelnen Strebenkomponenten zusätzlich Biege- und Torsionsbelastungen auf. Noch weiter entfernt man sich vom Idealfall bei Betrachtung der Strukturveränderungen, in denen die Belastungen der strukturbestimmenden Bauteile denen seriell aufgebauter Mechanismen gleichen.

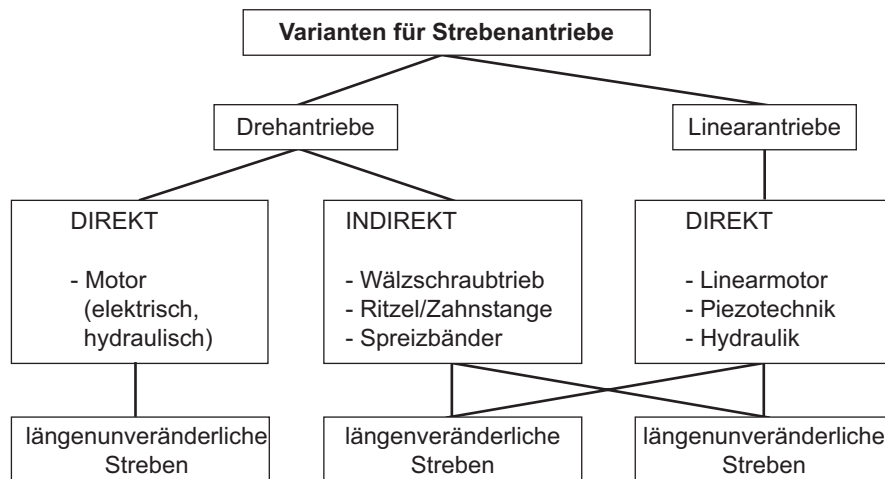


Abb. 6.1. Grundsätzliche Varianten für Strebenantriebe nach [159]

Insbesondere für Anwendungen im Werkzeugmaschinenbereich spielt die Erzielung hoher Steifigkeitswerte eine entscheidende Rolle. Das Steifigkeitsverhalten bei gleichzeitigem Zusammenwirken mehrerer Achsen unterscheidet sich erheblich von dem in seriellkinematischen Strukturen. Für Strukturen mit Parallelkinematik charakteristisch ist der nichtlineare Verlauf der Struktursteifigkeit für jede Position des Bewegungsraums. Für den Arbeitsraum, der nur einen – möglichst großen – Teil des Bewegungsraums umfasst, sind aber bestimmte, häufig auf praktischen Erfahrungen beruhende Vorgabewerte als Anforderungen hinsichtlich Steifigkeit und anderer Parameter zu gewährleisten. Das heißt, dass schon im Stadium der Aufgabenstellung grobe Einschätzungen erfolgen sollten, welche parallelkinematische Struktur überhaupt Chancen hat, Maschinen seriellkinematischer Bauart in bestimmten Eigenschaften zu übertreffen. So sind z. B. seriellkinematische Strukturen kleinerer, kompakter Maschinen sehr steif ausführbar. Kurze Hebelverhältnisse führen hier zu kompakten konstruktiven Lösungen der Elemente mit geringer elastischer Beweglichkeit. Parallelkinematische Strukturen mit gleich großem Arbeitsraum erreichen diese Werte kaum. Der Grund dafür liegt in der Dominanz der Steifigkeit der Gelenke. Die Situation kehrt sich bei zunehmender Größe der Struktur um. Diese als „inverser Dinosauriereffekt“ [167, 135, 136] bezeichnete Erscheinung zeigt Vorteile größerer parallelkinematischer Strukturen, die jedoch nur dann wirklich zur Geltung kommen, wenn die in den Strebenkomponenten auftretenden Belastungen überwiegend Zug- und Druckanteile umfassen. Eine Möglichkeit, auch kleinere parallelkinematische Maschinen mit hoher Struktursteifigkeit zu realisieren, stellen die auch als Hybridbauweisen bezeichneten Erweiterungen der Grundstrukturen durch einfache Koppelkinematiken dar.

In parallelkinematischen Mechanismen mit längenunveränderlichen Streben werden Linearantriebseinheiten mit auf den Schlitten gelenkig aufgesetzten Streben stationär in eine Gestellkonstruktion eingebaut. Dafür liegen aus einer Vielzahl von realisierten seriellkinematischen Maschinen umfangreiche Erfahrungen vor – bei der Einführung neuartiger Maschinenstrukturen ein wichtiger Gesichtspunkt, der wesentlich zu deren Akzeptanz beiträgt. Charakteristisch für den Aufbau einer längenveränderlichen Strebe sind die gestellfeste, aber gelenkige Lagerung des Schlittens und die Bewegung der schlittengeführten Komponente durch diesen hindurch. Einige der bekannten, standardmäßig stationär montierten Linearantriebsmöglichkeiten sind – entsprechend modifiziert – nach diesem Prinzip als raumbewegliche Kompakteinheit ausführbar.

Eine Reihe von Störeinflüssen wirkt negativ auf die Qualität der Bewegung und damit das Bearbeitungsergebnis, die Lebensdauer einzelner Maschinenelemente sowie die Standzeit der durch die Struktur bewegten

Werkzeuge. Abhängig von der Strebenausführung und der Lage der Aufhängepunkte ergeben sich in den Streben Biege- und Torsionsschwingungen. Diese Erscheinungen treten bei allen Streben mit Schwenkbewegung auf, jedoch an längenveränderlichen Streben mit ungünstigem Verhältnis von Querschnitt und Länge, mit Steifigkeitssprüngen und hoher Eigenmasse ungleich stärker. Spielbehaftete Führungen zwischen linear bewegter Strebenkomponente und Führungsrohr verstärken den Effekt noch. Wechselnde Geschwindigkeiten der angetriebenen Streben, variable Schwenkgeschwindigkeiten und veränderliche Masseschwerpunktlagen, bewirken einen un stetigen Verlauf der Schwingungserscheinungen, Abb. 6.2.

Streben schwingungen können nicht völlig ausgeschaltet, aber durch passiv und aktiv wirkende Maßnahmen reduziert werden. Bevor aktive Maßnahmen eingesetzt werden, sollten die Möglichkeiten passiver Einflussnahme ausgeschöpft sein. Dabei wird durch konzeptionelle Abänderungen und konstruktive Maßnahmen versucht, Massen, Steifigkeiten, Dämpfungen und Beschleunigungen im Sinne höherer Eigenfrequenzen bzw. niedrigerer Schwingungsamplituden zu beeinflussen. Von den prinzipiell aus dem Werkzeugmaschinenbau bekannten Möglichkeiten der Beeinflussung von Schwingungen können einige auch bei Parallelkinematiken Anwendung finden, z. B.:

- Massereduzierung der bewegten Strebenkomponenten,
- Masseerhöhung des Gestells,
- Verbesserung der Dämpfungseigenschaften durch entsprechende konstruktive Gestaltung bzw. Werkstoffwahl,
- Erhöhung der Biegesteifigkeit der Strebenprofile in den relevanten Ebenen, z. B. durch den Einsatz dünnwandiger, großer Profilquerschnitte unter Beachtung des Problems möglicher Kollisionen mit benachbarten Streben,
- Einsatz spielfreier bzw. vorgespannter Führungselemente,
- steuerungsseitig eingebrachte Überlagerungsschwingungen, wie z. B. aktive Dämpfer,
- aktives Verspannen von Strukturelementen.

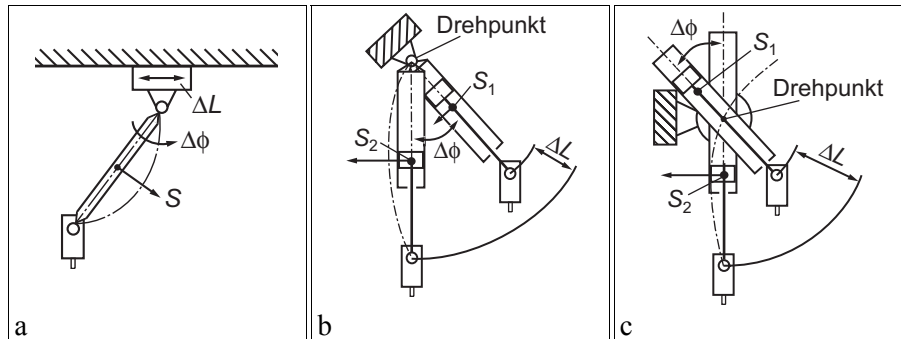


Abb. 6.2. Ausbildungsformen von Biegeschwingungen an Streben (S: Schwerpunkt)

- a: längenunveränderliche Strebe
- b: längenveränderliche Strebe mit endständigen Gelenken
- c: längenveränderliche Strebe mit Gelenkdurchgang am Gestell

Längenänderungen aufgrund thermischer Verlagerungen sind ein weiterer Grund für Fehler im Bewegungssystem. Durch Einsatz von Materialien mit geringer thermischer Ausdehnung und/oder durch steuerungstechnische Kompensation lässt sich dieser Einfluss minimieren. Voraussetzung ist die Kenntnis des thermischen Verhaltens der Struktur. Aus Untersuchungen an realisierten Maschinen mit Hilfe einer Thermovisionskamera liegen Erkenntnisse zur Wirkung thermischer Einflüsse vor. Hauptwärmequelle ist in der Regel der Motor, während der Einfluss der Reibungswärme an Wälzkontaktpaarungen weniger signifikant bleibt. Die thermische Entkopplung von Hauptwärmequelle und Linearstrebe, z. B. durch eine Zahnriemenstufe, wirkt sich positiv auf den Temperaturverlauf in der Strebe und damit auf die Genauigkeit der Parallelkinematik aus. Für konstruktive Lösungen mit Motor im unmittelbaren Strebenbereich sind zusätzliche Kühlmaßnahmen am Motormantel sowie steuerungsseitige Kompensation erforderlich. Weitere Störeinflüsse ergeben sich durch fixe Längenabweichungen von den theoretischen Vorgaben, bedingt durch fertigungstechnische Fehler der Strebeneinzelteile und der Gestellkonstruktion sowie durch Positionsabweichungen der Gelenkpunkte. Hinzu kommen Positionierfehler der Antriebe und Spiel in den Komponenten der kinematischen Kette.

Infolge von Messepräsentationen und Vorstellungen neuartiger Prototypen von Maschinen mit längenveränderlichen Streben wurden Möglichkeiten näher untersucht, ähnliche mehrachsige Bewegungspotentiale mit fest am Gestell befestigten Antriebsschlitten und einfachen stabförmigen Koppelgliedern zu erreichen. Es wurde erkannt, dass auch altbekannte und vielseitig eingesetzte Scherenkinematiken sich mit Hilfe leistungsfähiger Steuerungen für den Aufbau hochdynamischer Präzisionsmaschinen eig-

nen. Seitdem wird die Entwicklung von parallelkinematischen Strukturen mit längenunveränderlichen stabförmigen oder rahmenförmigen Streben trotz ungünstiger kinematischer Bewegungsumlenkung kräftig forciert, zumal sich das gegenwärtige Marktangebot an Antrieben – verwiesen sei auf die zukunftssträchtigen Lineardirektantriebe – besser für dieses Aufbauprinzip eignet. Gemäß den jeweiligen Anforderungen an die zu entwerfende Maschine können Antriebe und Koppelglieder einfach variiert werden, wobei sich das Verhältnis der Maschinengröße zum nutzbaren Arbeitsraum bei Einsatz längenkonstanter Streben erfahrungsgemäß etwas günstiger gestaltet als in Maschinen mit längenveränderlichen Streben. In Parallelkinematiken mit längenunveränderlichen Streben werden komplette Linearantriebseinheiten in der Regel auf massiven Gestellteilen befestigt; die Verbindung zur Strebe mit zwei endständigen Gelenken wird über ein angepasstes Adapterteil hergestellt. Damit entspricht die Anwendung dem vorgesehenen Einsatzfall einbaufertiger Antriebsbaugruppen aus dem umfangreichen Katalogangebot entsprechender Hersteller. Insbesondere die Kombination von bewährten Kaufkomponenten mit wenigen Fertigungsbauteilen entspricht aufgrund besser kalkulierbarer Kosten und des damit verbundenen geringeren Entwicklungsrisikos eher üblichen Konstruktionspraktiken.

Räumliche dreiachsige Bewegungssysteme, die sich aus ebener Parallelbewegung mit dazu senkrechter serieller Zusatzbewegung zusammensetzen, werden häufig als Erfolg versprechender Einstieg in die Welt der parallelkinematischen Maschinen gesehen. Die meist nach dem Scherenprinzip aufgebauten Kinematiken bringen zwar einerseits die Vorteile paralleler Strukturen nur sehr eingeschränkt in einer Ebene zur Wirkung, verfügen aber andererseits über Spielraum für z. B. steifigkeitserhöhende Maßnahmen oder für einen erweiterten Arbeitsraum in einer bevorzugten Bewegungsrichtung. Kurze Koppellängen bewirken höhere Steifigkeitswerte und schmal bauende Strukturen, sind aber mit ungünstiger Kraftübertragung verbunden. Ein ausgewogenes Verhältnis zwischen Bewegungsdynamik und Steifigkeit ist erfahrungsgemäß nur mit vergleichsweise einfach strukturierten Kinematiken wie z. B. der Einfach-, oder Doppelschere bzw. dem Ellipsenlenker erzielbar. Erweiterungen dieser Mechanismen oder komplexere ebene kinematische Grundstrukturen führen zu massereichen Koppelsystemen und beeinträchtigen die Dynamik. Neben den Kräften in der ebenen Grundstruktur treten meist noch Reaktionskräfte in Achsrichtung senkrecht zu ihr auf; in Werkzeugmaschinen häufig in Richtung der Hauptbelastung. Dies erfordert eine entsprechend steife Gestaltung der Koppelglieder als Kasten- oder Rahmenkonstruktion.

Im Gegensatz zum breiten Angebot einbaufertiger Antriebseinheiten für den stationären Einbau handelt es sich bei längenveränderlichen Streben räumlicher parallelkinematischer Maschinen um Spezialbauelemente mit sehr spezifischem Anwendungsbereich. Als ein offenbar schwer zu lösendes Problem stellt sich die Bereitstellung von Qualitäts- und Größenreihen längenveränderlicher Streben mit breitem Anwendungspotential dar. Aufgrund der großen Zahl variabler Größen ist es gegenwärtige Praxis, für jeden spezifischen Anwendungsfall eine Strebenlösung zu entwickeln. Demzufolge sind nur wenige Strebenausführungen als Kaufelemente im Angebot. Die geringen Stückzahlen schlagen sich in hohen Kosten nieder, so dass Preisvergleiche zwischen seriell und parallel aufgebauten Maschinen ein unrealistisches Bild ergeben müssen.

6.2.2 Konstruktive Gestaltungsmöglichkeiten

Übersicht

Die vielfältigen Möglichkeiten der Erzeugung einer Linearbewegung in seriellkinematisch aufgebauten Maschinen können prinzipiell auch für Antriebe parallelkinematischer Maschinen genutzt werden. Anwenderspezifische, sich aus der Arbeitsaufgabe ergebende Anforderungen an die zu entwickelnde parallelkinematische Maschine, z. B. hohe Antriebskraft und Dynamik oder hohe Positioniergenauigkeit, schränken die Auswahl jedoch stark ein. In Abb. 6.3. sind die wichtigsten Auslegungskriterien für Streben zusammengefasst.

Wie bereits in Kap. 2.2.2 ausgeführt, wird aus dem Freiheitsgrad des Mechanismus der Freiheitsgrad einer Führungskette berechnet. Für die Aufteilung dieser Gelenkfreiheiten auf die einzelnen Führungsketten gibt es wiederum verschiedene Möglichkeiten, wie Abb. 6.4. am Beispiel von längenveränderlichen Streben mit $F = 6$ zeigt.

Bei indirekt wirkenden Antriebssystemen wird aus der Drehbewegung eines Motors durch mechanische Wandlerelemente eine translatorische Bewegung erzeugt. Die in Lineardirektantrieben realisierte Abwicklung eines rotatorisch arbeitenden Motors macht die mechanische Wandlung überflüssig. Für bestimmte Sonderanwendungsfälle sind auch rotatorische Bewegungen direkt nutzbar, um eine Strebe anzutreiben.

Die Entscheidung darüber, ob eine Struktur mit längenunveränderlichen Streben und bewegten Fußpunkten oder mit längenveränderlichen Streben zum Einsatz kommen sollte, ist jeweils durch Analyse der fallspezifischen, an die Maschine gestellten Anforderungen zu treffen. Aufgrund der umfassenden Auswirkungen auf die kinematische Struktur kommt dieser Grundsatzentscheidung besondere Bedeutung zu. Dieser Arbeitsschritt

gestaltet sich insofern recht schwierig, da erheblicher Gestaltungsspielraum sowohl bei Wahl und Dimensionierung der Struktur als auch bei der konstruktiven Ausführung der Komponenten besteht. Die dazu beispielsweise in [133] und [159] enthaltenen allgemein gefassten Aussagen zu Vor- und Nachteilen, wie sie in Tabelle 6.2. wiedergegeben werden, helfen bedingt weiter, machen darüber hinaus aber konkrete eigene Untersuchungen erforderlich. Nachfolgend werden Strebenantriebe näher erläutert, die inzwischen für parallelkinematische Werkzeugmaschinen zum Stand der Technik gehören.

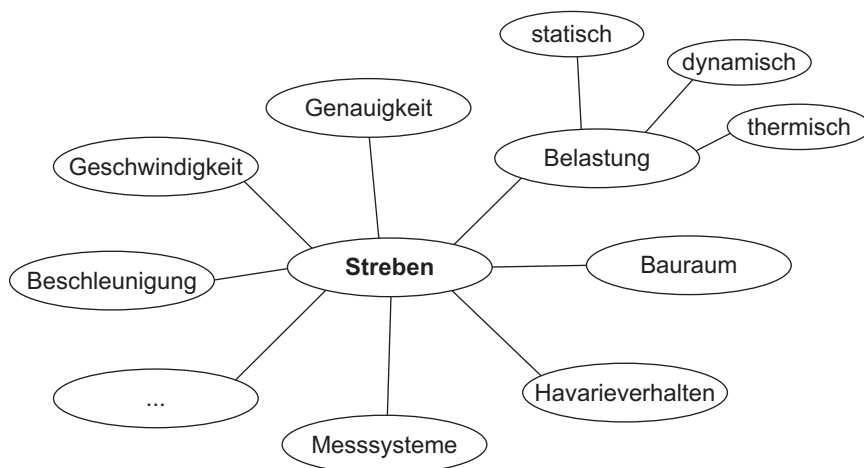


Abb. 6.3. Auslegungskriterien für Streben [159]

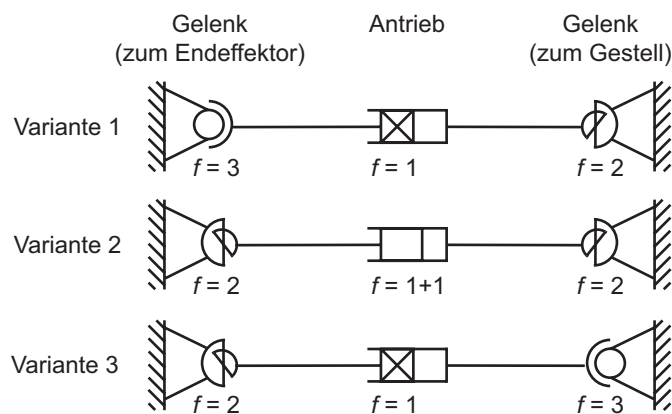


Abb. 6.4. Aufteilung der Gelenkfreiheiten auf eine längenveränderliche Strebe mit $F = 6$

Tabelle 6.2. Merkmale längenveränderlicher und längenkonstanter Streben in Anlehnung an [133]

Strebenstyp	Merkmale
längenveränderlich	<ul style="list-style-type: none"> – größere Arbeitsraumabmessungen möglich – Schwankungen der Eigenschaften im Arbeitsraum geringer – einfachere Realisierung der überlagerten Kraftregelung – geringere Belastung der Führungen – geringere Belastung der Streben – Kalibrierungsaufwand wird als geringer bewertet
längenunveränderlich	<ul style="list-style-type: none"> – höhere Steifigkeit durch Kraftverteilung auf Antrieb und Gestell – geringere Anforderungen an erforderlichen Schwenkwinkelbereich der Gelenke – thermisch günstige Anordnung der Motoren durch Trennung von Strebe und Antrieb möglich – Genauigkeitsminderung durch größere Entfernung der Lagemessung von der Wirkstelle

Eine Klassifizierung der Ausführungen linearer Antriebseinheiten in Tabelle 6.3. erfolgt nach Art

- der Bewegungsumwandlung,
- der angetriebenen Strebenkomponente, sowie
- der Anbindung des Motors an die Lineareinheit.

Tabelle 6.3. Werkzeugmaschinentypische Antriebssysteme zur Erzeugung linearer Bewegungen

Bewegungsumwandlung	angetriebene Strebenkomponente	Anbindung des Motors
rotatorisch – translatorisch	angetriebene Wälzschraubspindel	direkt, Servomotor ohne Getriebe
		indirekt, Servomotor und Getriebe
	angetriebene Wälzschraubmutter	direkt, Hohlwellenmotor indirekt, Servomotor und Getriebe
translatorisch – translatorisch		direkt, Linearmotor in Flach- bzw. Rundbauart

Spindel-Mutter-Systeme

Bei Spindel-Mutter-Systemen herrschen Ausführungen mit Kugelgewindetrieb vor. Dafür steht ein breites Sortiment zur Verfügung, dessen Eigenschaften als bekannt vorausgesetzt werden, so dass in diesem Rahmen darauf nicht näher eingegangen wird. Für hochbelastete Präzisionsbewegungen bei geringen Verfahrgeschwindigkeiten kommen auch Rollengewindetriebe zum Einsatz. Hier ist neben dem höherem Preis zu berücksichtigen, dass an den Rollenkontaktflächen größere Reibung auftritt, die im Dauerbetrieb zur Temperaturerhöhung im Gesamtsystem beiträgt.

In elektromechanischen Antriebssystemen setzen die mechanischen Komponenten der Steigerung der Dynamik Grenzen. Für ein besseres dynamisches Verhalten bei hoher Präzision macht sich neben der Reduzierung bewegter Massen die Erhöhung der biegekritischen Drehzahl erforderlich. Durch Optimierungsmaßnahmen wurden die Leistungsgrenzen der bewährten Spindelantriebe weiter verschoben, was nicht zuletzt eine Folge der rasanten Entwicklung auf dem Sektor der Lineardirektantriebe war. So können gegenwärtig elektromechanische Antriebssysteme für bestimmte Anwendungsbereiche durchaus mit linearen Direktantrieben erfolgreich konkurrieren. Insbesondere bei größeren bewegten Massen gelten elektromechanische Antriebe nach wie vor als vorteilhaftere Lösung. Die damit erzielbaren Beschleunigungswerte kommen den Werten von Linearantrieben nahe.

Spindel-Mutter-Systeme lassen sich nach den in Tabelle 6.3. dargestellten Varianten gestalten. Als physikalisch günstigste Lösung für längenveränderliche Streben auf elektromechanischer Basis gilt ein Spindel-Mutter-System mit angetriebener Wälzschraubmutter und Hohlwellenausführung des Motors entsprechend Abb. 6.5. Die Motormasse kann hier im Zentrum eines groß bauenden Gestellgelenks konzentriert werden. Dadurch reduziert sich der Einfluss auf das Schwingungsverhalten der Strebe. Im Vergleich zu Spindel-Mutter-Systemen mit rotierender Wälzschraubspindel fällt die biegekritische Drehzahl des Systems bedeutend höher aus.

Vorrangig für Anwendungen in der Handhabungstechnik wurden Spindel-Mutter-Systeme, bestehend aus einer Wälzschraubspindel, bestückt mit zwei Wälzschraubmuttern entsprechend Abb. 6.6. entwickelt. Die spezielle Spindel enthält neben den Gewindenuten zur Umsetzung einer Drehbewegung in eine Längsbewegung zusätzliche Längsnuten, um definierte Verdrehbewegungen zu übertragen. Als Antriebe kommen parallel zur Spindelachse angeordnete Servoantriebe mit Zahnriemenstufe infrage; ebenso ist die Integration von Hohlwellenmotoren denkbar. Beide Bewegungen lassen sich beliebig miteinander kombinieren und gewährleisten die Umsetzung von zwei Freiheiten in einer kompakten, mit zwei Motoren ausges-

tatteten Antriebseinheit. Kräfte, Genauigkeiten und Dynamik der Antriebseinheit liegen nicht in den für Werkzeugmaschinen relevanten Bereichen, bieten aber für Einsatzfälle anderer Art interessante Lösungen.

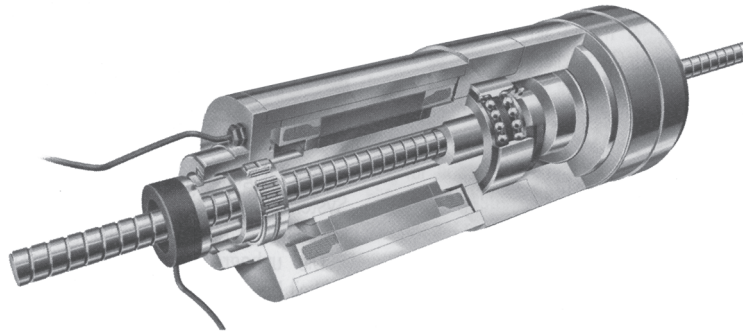


Abb. 6.5. Beispiel: Spindel-Mutter-System mit angetriebener Wälzschraubmutter und Hohlwellenmotor [INA-SCHAEFFLER KG; 60]

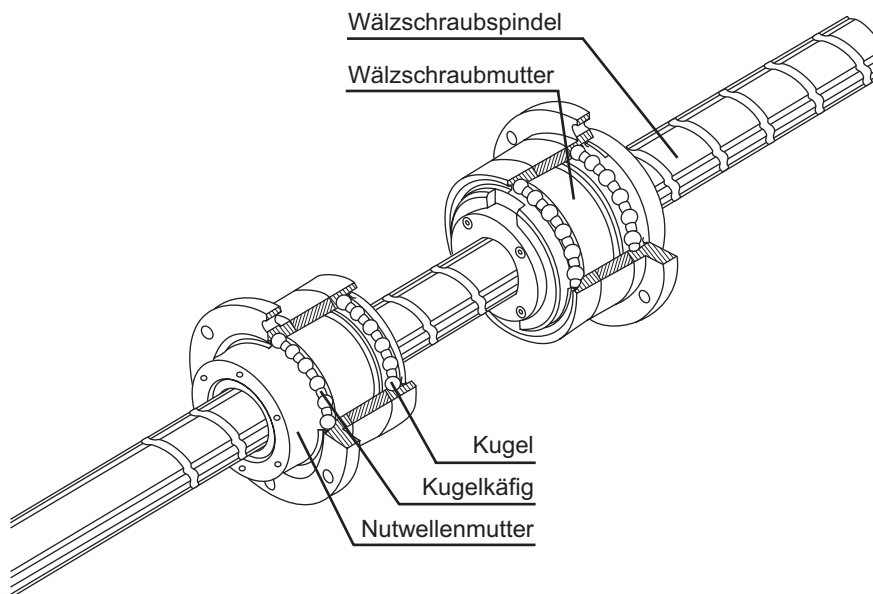


Abb. 6.6. Spindel-Mutter-System mit Kombination von Gewinde- und Längsnut in der Wälzschraubspindel nach [130]

Eine weitere Lösung mit Spindel-Mutter-Antrieb ist in Abb. 6.7. dargestellt. Hier kommt eine Kugelbuchse mit verdrehgesichertem Innenrohr als rotationssymmetrisches Führungssystem zum Einsatz. Das wälzgelagerte

Innenrohr trägt die Wälzschraubmutter. Diese wird bei Rotation der Wälzschraubspindel ein- und ausgefahren. Eine zusätzliche Gleitlagerung stützt den Bereich der Wälzschraubmutter ab.

Die Auslegung von Spindel-Mutter-Systemen erfolgt zunächst nach der Steifigkeit, die sich aus den entsprechenden Anforderungen an die zu entwerfende Maschine ergibt. Entsprechend wird der Wälzschraubspindel-durchmesser festgelegt. Prinzipbedingt verändert sich die Steifigkeit des Spindel-Mutter-Systems in Abhängigkeit von der Position der Wälzschraubmutter auf der Wälzschraubspindel. Große Verfährängen, die sich z. B. aus der Anforderung nach einem großen Arbeitsraum ergeben, erfordern daher auch große Durchmesser. Die Spindellänge resultiert aus dem Verfährweg, verlängert durch die Stützweite der Führung. Die Vorgabe zu erreichender Beschleunigungswerte für eine definierte Masse führt zur Auswahl der Wälzschraubspindelsteigung sowie der Übersetzung zwischen Wälzschraubspindel bzw. -mutter und dem Servomotor.

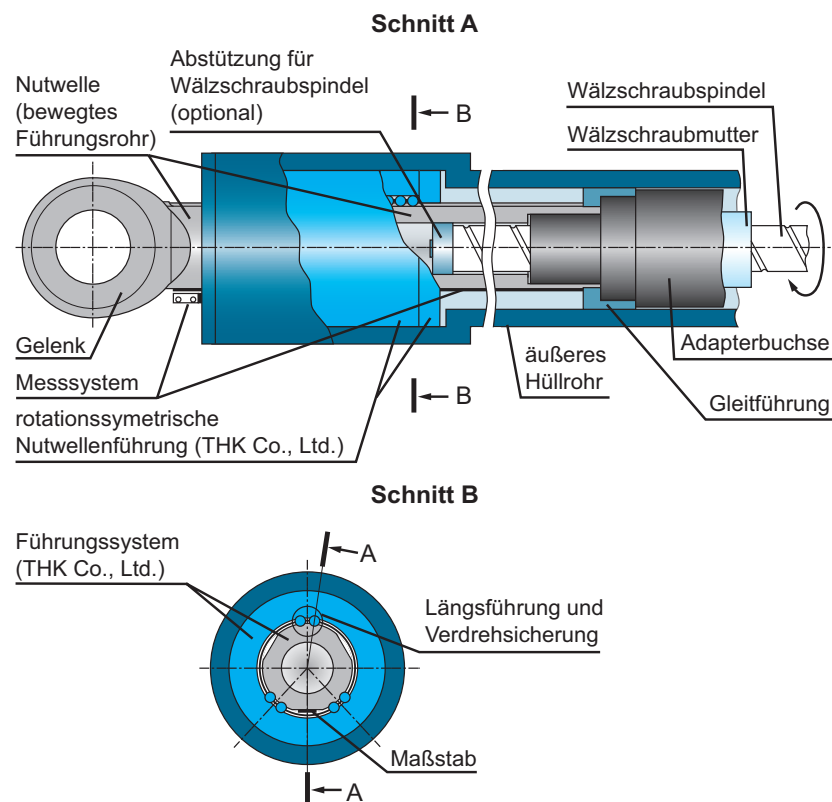


Abb. 6.7. Beispiel: Konstruktionsvariante einer längenveränderlichen Strebe mit angetriebener Wälzschraubspindel

Systeme mit Lineardirektantrieben

Für die effektive Nutzung des Potentials von Lineardirektantrieben sind parallelkinematische Mechanismen insofern besonders geeignet, da im Gegensatz zu Seriellkinematiken jeder Antrieb neben der Eigenmasse nur die in der Führungskette nachfolgenden Bauteile bewegen muss. Damit steht die gesamte Motorkraft zum Beschleunigen bzw. Bremsen der Komponenten einer Strebe zur Verfügung. Für die Anwendung spricht weiterhin, dass sich die Steifigkeit im Gegensatz zu elektromechanischen Antrieben hier positionsunabhängig verhält. Einschränkend wirken die für Hochlastanwendungen noch zu geringe Leistungsdichte der Motoren, die Magnetwirkungen zwischen den Motorteilen sowie das hohe Preisniveau. Die hohe Wärmeentwicklung in den Motorteilen erfordert zusätzliche Kühlung, was allerdings wiederum eine Verbesserung der Leistung zur Folge hat. Die Bestrebungen zur Maximierung der Leistungsausbeute sowie zur Reduzierung der prinzipbedingten Magnetkraftrückwirkungen auf die Umgebungs konstruktion haben zu speziellen Motorausführungen bzw. Motoranordnungen wie Doppelkamm- und Solenoidbauweise geführt, die in Abb. 6.8. und Abb. 6.10. gezeigt werden.

Während der Einsatz von Lineardirektantrieben bei längenunveränderlichen Streben als gut beherrschter Standardfall angesehen werden kann, gestaltet sich die Konstruktion längenveränderlicher Streben mit solchen Antrieben schwieriger. Insbesondere bei größeren Verfahrwegen führen die in Reihe und meist auch doppelseitig auf ein eigensteifes Trägerteil aufgebrachten Motor-Sekundärteile zu beachtlichen bewegten Massen und reduzieren damit den Nutzkraftanteil.

Im Vergleich zu elektromechanischen Antriebssystemen schwieriger zu realisieren ist bei linearmotorgetriebenen, längenveränderlichen Streben die Abdichtung gegen Kühlschmierstoffe und Späne. Da zwischen den kraftübertragenden Elementen kein Formschluss vorliegt, müssen Sicherheitsmaßnahmen für die Situation eines Stromausfalls vorgesehen werden. Dafür kommen federbelastete Brems Elemente, die an den Schienenführungen angreifen, zum Einsatz.

Ein anderes Aufbauprinzip sind zylindrische Linearmotoren. Bei diesem Prinzip wird die magnetisch aktive Fläche auf die gesamte Magnetoberfläche vergrößert und die ständigen Anziehungskräfte heben sich in allen Richtungen auf [132]. Prinzipiell kann man diese Linearantriebe direkt als Streben für PKM einsetzen. Konstruktiv sind jedoch folgende Probleme zu lösen:

- Lagerung des Läufers mit minimalen Spiel,
- ggf. Realisierung einer Verdrehsicherung,

- Integration von linearen Messsystemen.

Die Realisierung einer solchen Strebe für einen Hexapod-Versuchsstand erfolgte am INSTITUT FÜR FERTIGUNGSTECHNIK UND WERKZEUGMASCHINEN IFW DER UNIVERSITÄT HANNOVER, Abb. 6.9.

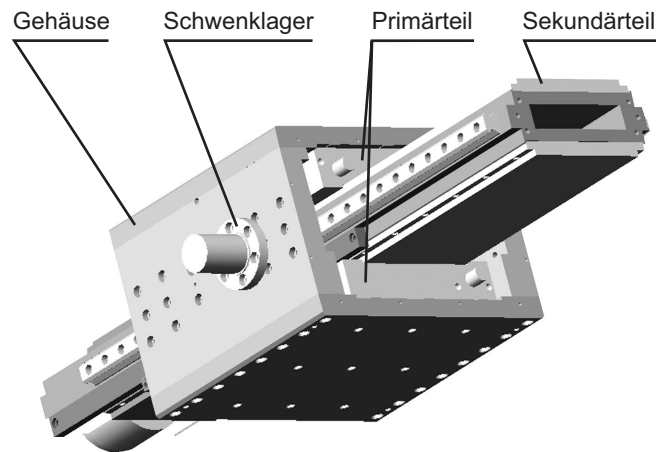


Abb. 6.8. Strebe mit Linear-Direktantrieb in Doppelkamm-Anordnung: Hub ca. 540 mm

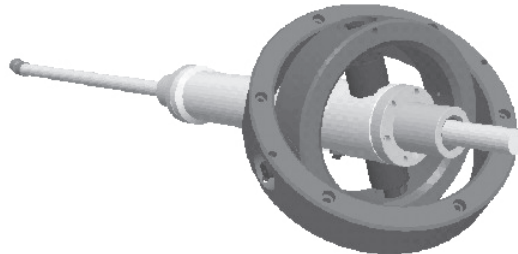


Abb. 6.9. Prototyp eines lineardirektangetriebenen Aktors [INSTITUT FÜR FERTIGUNGSTECHNIK UND WERKZEUGMASCHINEN IFW DER UNIVERSITÄT HANNOVER]

Eine andere Realisierung ist in Abb. 6.10. zu sehen. Die innere Konstruktion erlaubt einen intensiven Wärmeübergang auf den luft- oder flüssigkeitsgekühlten Mantel, so dass hohe Leistungsdichten realisierbar sind, so z. B. 1 780 N Dauerkraft und 3 750 N Kurzzeitkraft bei einem Hub von 220 mm.

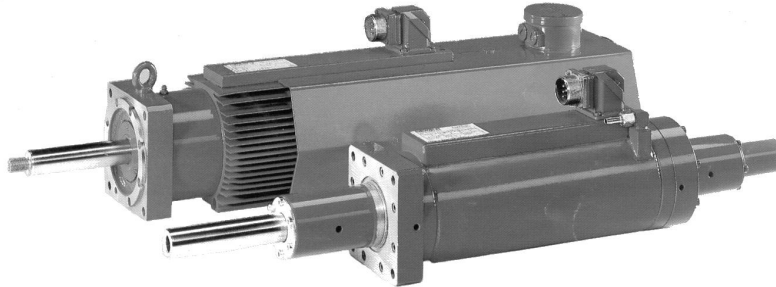


Abb. 6.10. Strebe mit Linearantrieb in Solenoidbauweise: Drehstrom-Synchronlinearmotoren der Serie LINS mit Luft- oder Wasserkühlung und maximalem Hub von 220 mm [OSWALD ELEKTROMOTOREN GMBH]

Weitere Antriebsvarianten

Alle Antriebsarten bieten bauartspezifische Vor- und Nachteile. Primär entscheiden die Anforderungen an die jeweilige Bewegungsaufgabe über die Eignung des Antriebsprinzips. Handling, Mikrobearbeitung und Mikrohandhabung sowie die Holzbearbeitung sind bevorzugte Einsatzgebiete der folgenden Lösungsmöglichkeiten:

- Zahnstangen-Ritzel-Systeme,
- Zahnriemensysteme,
- Reibrad-Antriebe,
- hydraulische Systeme [95],
- Planarantriebe,
- rotatorische Direktantriebe,
- Spreizbandantriebe.

Für den Einsatz in Werkzeugmaschinen kommen Zahnstangen-Ritzel-Kombinationen und hydraulische Antriebe als kraftintensive Antriebe mit hoher Genauigkeit in Betracht. Nachfolgend werden einige der genannten Antriebsvarianten kurz erläutert:

Zahnstangen-Ritzel-Systeme: Für Vorschubwege > 4 m führt der Einsatz von Kugelgewindetrieben zu sehr großen Spindeldurchmessern, so dass nur ein Antrieb der Gewindemutter noch sinnvoll ist. Alternativ kommt dann für hochbelastete Präzisionsantriebe ein Ritzel-Zahnstangensystem infrage. Durch Vorspannung zweier Ritzel, z. B. mit Hilfe lastbegrenzender Federn oder elektronisch durch zwei Antriebe, lässt sich Spielfreiheit erreichen. Der Vorteil des Ritzel-Zahnstangen-Antriebs liegt in der konstanten Steifigkeit über den gesamten Verfahrweg. Der Ritzeldurchmesser und die Eingangs-drehzahl bestimmen die erreichbaren Lineargeschwindigkeiten. Beschleunigungsmaxima werden bei sehr kleinen Ritzeldurch-

messern erzielt. Ein vorgeschaltetes Zwischengetriebe erhöht die mögliche Vorschubkraft.

Planarantriebe sind als Sonderbauart direkt wirkender Antriebe anzusehen. Bisher ausschließlich gestellfest eingebaut, bieten sie die Möglichkeit, zweiachsige ebene Bewegungen über nur ein Motor-Schlittenelement zu erzeugen. Für handelsübliche Systeme werden Spitzenkräfte von ca. 270 N angegeben. Damit kommt eine Anwendung für Werkzeugmaschinen kaum infrage; für die Handhabung von Kleinteilen bieten sich aber interessante Lösungsansätze, um Parallelkinematiken mit starren Streben zu realisieren. *Rotatorische Direktantriebe* in Verbindung mit Gelenken und längenunveränderlichen Streben lassen sich für ebene oder räumliche Bewegungen einer parallelkinematischen Struktur als direkt (z. B. Torque-, bzw. Hydraulikmotoren) oder als indirekt wirkende Antriebe nutzen. So lassen sich einfach und raumsparend Bewegungen übertragen, was beispielhaft an der aus [31] oder [54] bekannten Struktur in Abb. 6.11. gezeigt wird. Die Lagerung des Antriebsgliedes im Gestell kann raumsparend und steif ausgeführt werden. Diesen Vorteilen steht jedoch eine Reihe von Nachteilen gegenüber. So müssen für eine definierte geradlinige Wegstrecke durch die Antriebsglieder längere Kreisbogenbewegungen ausgeführt werden. An den Antriebsgliedern treten hohe Biegebeanspruchungen auf, ihre Kreisschwenkbewegung erfordert zusätzliche unwuchtkompensierende Maßnahmen.

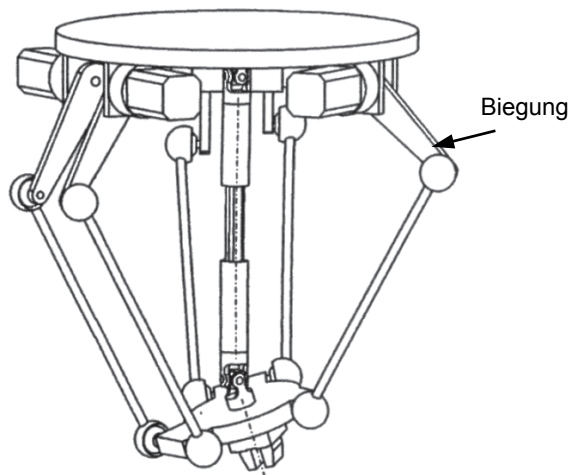


Abb. 6.11. Räumliche parallelkinematische Grundstruktur mit $F = 5$, $FK = 6$ [30]

Spreizbandantriebe sind für hochdynamische, kompakt bauende Handhabungseinrichtungen mit geringeren Ansprüchen an Kraftwirkung und Genauigkeit geeignet. Die Wirkung beruht auf den elastischen Eigenschaften eines Stahlbandes, das in gestrecktem Zustand einen gewölbten Querschnitt aufweist und damit als knicksteifes Element wirkt. Durch Aufrollen auf eine angetriebene Speicherrolle wird die Profilwölbung elastisch flachgedrückt, was ein Wickeln des Bandes ermöglicht. Abb. 6.12. verdeutlicht das Wirkprinzip dieser u. a. in [55] und [115] ausführlich beschriebenen Antriebstechnik.

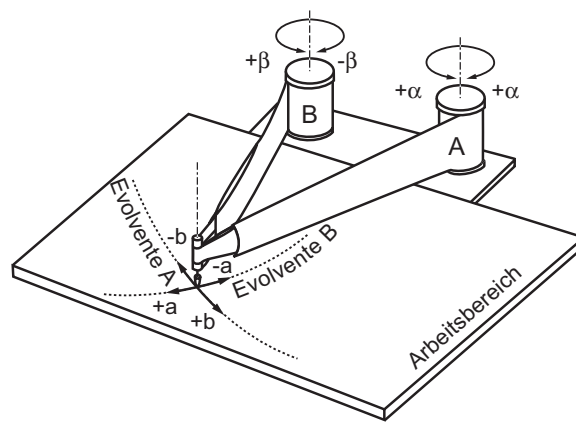


Abb. 6.12. Ebene parallelkinematische Grundstruktur mit $F = 2$, $FK = 2$ [115]

Die im Bereich der Werkzeugmaschinen allgemein gültige Forderung nach Gewährleistung der Funktionssicherheit empfindlicher Antriebskomponenten (Messsystem, Führungssystem, Schaltelemente, Spindeln, Linearmotoren usw.) durch geeignete Schutzmaßnahmen trifft auch für parallelkinematische Komponenten zu. Für Parallelkinematiken mit stationären Abtriebsachsen und Starrstreben entsprechen Abdeckungen bzw. Abdichtungen denen in seriellen Maschinenstrukturen. Durch die meist hohen Dynamikanforderungen sind Teleskopabdeckungen aufgrund ihrer vergleichsweise großen Masse weniger geeignet; deshalb kommen Faltenbalgabdeckungen zum Einsatz, ggf. mit zusätzlichen Leichtmetallschuppen ausgestattet. Längenveränderliche Antriebsstreben werden mit geschlossenen (Rechteck-, Rund-, Vieleckquerschnitt) Schutzumhüllungen versehen. Auch hier wird ein dichtender Faltenbalg bei Bedarf ergänzt durch mechanischen Schutz (z. B. Federspirale) ergänzt. In ebenen Parallelkinematiken beschränkt sich der Schutz gegen das Eindringen von Schmutzpartikeln, metallischen Spänen, Kühlschmierstoffen sowie gegen mechanische Beschädigung nicht nur auf die Abtriebsachsen, sondern umfasst den gesam-

ten Bewegungsbereich der Starrkoppeln. Für größere abzuschirmende Flächen werden Faltenbälge mit zusätzlichem mechanischen Schutz oder in zwei Richtungen wirkende Rolloabdeckungen verwendet. Kleinere Bewegungsflächen können durch Blendenverschlüsse verdeckt werden.

Antriebsachsen sind kostenintensive Bauelemente – elektrisch wirkende Sicherheitsmaßnahmen als Schutz vor Beschädigung sind deshalb obligatorisch. In käuflichen Fertigsystemen wie z. B. in stationären Komplet-Linearantrieben, z. T. auch in längenveränderlichen Linearachsen, gehören hubwegbegrenzende, unbedingt wirkende elektrische Schaltelemente zur Standardausstattung. Im Zusammenwirken mit zusätzlichen Schaltern für die Begrenzung der Schwenkwinkel wird das Risiko von Schäden innerhalb der Achsantriebe und Kollisionen der Streben untereinander erheblich reduziert. Schwenkwinkelbegrenzungen gehören für käufliche Gelenke bislang nicht zum Ausstattungsstandard; die Nachrüstung der bekannten Ausführungen gestaltet sich schwierig. Bei Eigenentwicklung von Gelenken sind Schwenkwinkelbegrenzungen jedoch realisierbar, z. B. durch ebene Schaltnocken in den Achsen größerer bzw. durch sphärische Schaltkurven in kleineren Kardangelenken, s. Abb. 6.22.

6.2.3 Messsysteme

Für die Definition der Position der Arbeitsplattform im Raum ist die genaue Messung des Abstands zwischen den Strebenaufhängenpunkten entscheidend. Es stehen einige Messprinzipien zur Verfügung, die sich in Auflösung, Genauigkeit und maximalem Messbereich unterscheiden. Die Wahl zwischen direktem oder indirektem Messverfahren fällt in Präzisionsanwendungen meist zugunsten der direkt messenden Systeme, da sie eine wesentlich höhere Genauigkeit bieten. Die Maßverkörperung kann durch mechanische, optische oder elektrische Teilungen erfolgen. Optische Systeme liegen zwar in den Kosten weit höher, gewährleisten dafür aber höhere Genauigkeiten. In Werkzeugmaschinen mit Genauigkeitsansprüchen im Bereich von $0,1\text{ }\mu\text{m}$ bis $10\text{ }\mu\text{m}$ gelten nach [159] Maßstabsysteme als ausreichend. Stand der Technik ist gegenwärtig die Positionierung des Messsystems in der bzw. parallel zur Antriebsachse. Ideal wäre die Längenmessung auf der biegeneutralen Linie der Strebe bzw. radialsymmetrisch um diese herum. Bedingt durch den inneren Strebenaufbau kann z. B. der Freiraum für ein zentral messendes Lasermesssystem fehlen. Eine alternativ dazu mögliche Anordnung von drei Messachsen um das Strebenzentrum herum kommt aus Kostengründen kaum in Betracht. Die Anordnung des Messsystems in der Vorschubachse hängt vom Typ des Messsystems und von der konstruktiven Ausbildung der Strebe ab. Prinzi-

pielle Möglichkeiten der Anordnung von Messsystemen an Streben sind in Anlehnung an [159] in Abb. 6.13. dargestellt und werden in Tabelle 6.4. hinsichtlich ihres praktischen Einsatzes in Bezug auf die angestrebte Möglichkeit der Erfassung von Positionierfehlern aufgrund von Fertigungstoleranzen, Nachgiebigkeiten und thermisch bedingten Verlagerungen ebenso bewertet, wie hinsichtlich der Kosten, die durch die jeweilige Messsystemanordnung entstehen. Die Aussagen hinsichtlich der in Tabelle 6.4. angeführten Nachgiebigkeiten beziehen sich vorrangig auf das statische Verhalten der Maschine; die dynamische Nachgiebigkeit muss im Zusammenhang mit der Regelung bewertet werden (vgl. dazu Kap. 3.2).

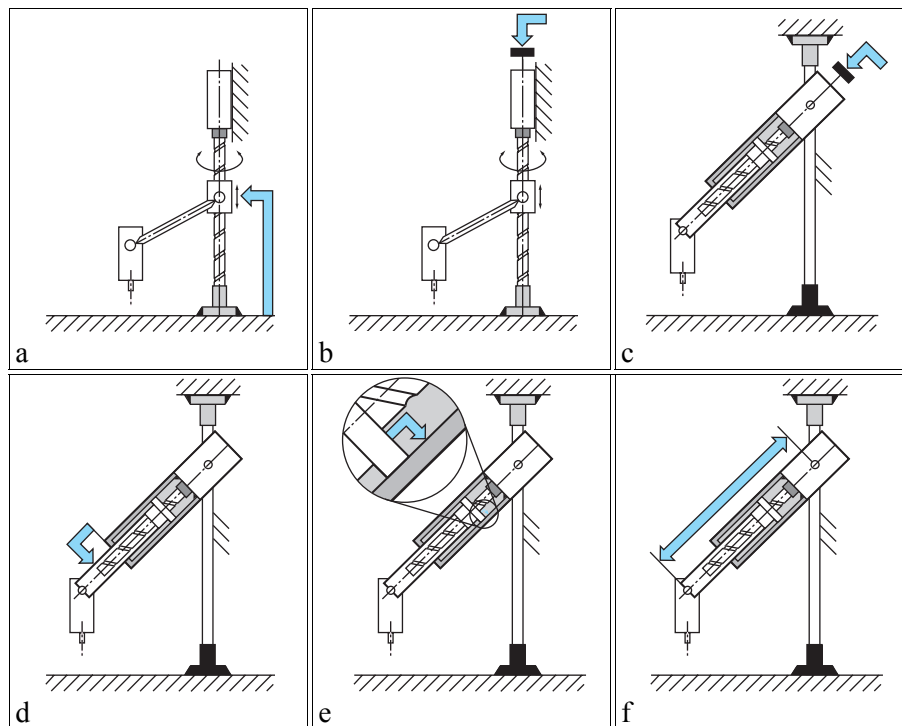


Abb. 6.13. Anordnung von Messsystemen an Streben (Messsystem: Pfeil)

a und b: längenunveränderliche Strebe

c bis f: längenveränderliche Strebe

b und c: Encoder am Motor

Tabelle 6.4. Bewertungsübersicht der Messsystemanordnungen aus Abb. 6.13.

Variante	Fertigungs- toleranzen	Nachgiebig- keiten	thermisch bedingte Verlagerungen	Kosten
a	■	■	■	■
b	□	□	□	■
c	□	□	□	■
d	■	■	■	■
e	■	■	■	■
f	■	■	■	□

■ vorteilhaft

■ weniger vorteilhaft

□ nachteilig

Die günstigste Anordnung aus technischer Sicht stellt Variante f dar, da hier nur noch die Gelenksteifigkeiten das Messergebnis beeinflussen. Bei Akzeptanz der dafür anfallenden hohen Kosten kann die praktische Umsetzung dieser Variante durch Einsatz eines Lasermesssystems erfolgen. Dazu sind im konstruktiven Aufbau der Strebe einige Besonderheiten zu beachten, so u. a. Gewährleistung einer Justierung für die Strahlführung oder Absicherung des Nichtüberschreitens einer Vorgabelänge für die Messstrecke. In der Mehrzahl der Fälle kommen Variante a für längenkonstante Streben und die Varianten d und e für längenveränderliche Streben zur Anwendung.

Seit längerem diskutiert werden vom Bewegungssystem entkoppelte Messachsen, die dann nicht mehr den genauigkeitsmindernden Einflüssen der Vorschubachsen unterliegen. Für Anwendungen in Werkzeugmaschinen existiert dazu noch keine praxisreife Lösung. Im Rahmen des Förderprojektes ACCOMAT (ACcuracy COntrolled MACHINE Tool) des Bundesministeriums für Bildung und Forschung wurde von CARL ZEISS ein hochgenaues optisches Messsystem für die kontaktlose Bestimmung von Position und Lage eines Objektes im Raum entwickelt, das auf der Grundidee der GPS-Systeme basiert. Anstelle von Radiowellen wird Infrarotlicht verwendet, statt aktiv sendender Satelliten kommen passive Retroreflektoren aus Glas zum Einsatz. Die optische Länge zwischen dem Ende einer Lichtleitfaser, d. h. der gesuchten Position, und den Retroreflektoren wird mit Hilfe von Breitband-Interferometrie bestimmt. Dadurch wird es möglich, Positionen innerhalb eines Volumens von bis zu einem Kubikmeter auf einige Mikrometer genau zu bestimmen. Die Ergebnisse dieses Projektes sind in [158] zusammengefasst.

Parallelkinematische Maschinen
Entwurf, Konstruktion, Anwendung
Neugebauer, R. (Hrsg.)
2006, XIV, 262 S., Hardcover
ISBN: 978-3-540-20991-1