

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum  
Internationales Büro



(43) Internationales Veröffentlichungsdatum  
3. März 2011 (03.03.2011)

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer  
**WO 2011/023186 A2**

(51) Internationale Patentklassifikation:  
G05B 19/04 (2006.01)

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/DE2010/001038

(22) Internationales Anmeldedatum:  
27. August 2010 (27.08.2010)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:  
10 2009 039 201.7  
27. August 2009 (27.08.2009) DE

(72) Erfinder; und

(71) Anmelder : EHLERDING, Andreas [DE/DE]; Goltermannstrasse 5, 30926 Seelze (DE).

(81) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare nationale Schutzrechtsart): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT,

HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PE, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

(84) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare regionale Schutzrechtsart): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), europäisches (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

**Veröffentlicht:**

— ohne internationalen Recherchenbericht und erneut zu veröffentlichen nach Erhalt des Berichts (Regel 48 Absatz 2 Buchstabe g)

(54) Title: DEVICE FOR COMPENSATING ACCELERATION FORCES BY MEANS OF IMPULSE COUPLING IN MEASURING MACHINES AND TOOL MACHINES IN AT LEAST ONE TRANSLATORY ACTIVE MACHINE AXIS

(54) Bezeichnung : EINRICHTUNG ZUR KOMPENSATION VON BESCHLEUNIGUNGSKRÄFTEN MITTELS IMPULSENTKOPPLUNG BEI MESS- UND WERKZEUGMASCHINEN IN MINDESTENS EINER TRANSLATORISCH WIRKSAMEN MASCHINENACHSE

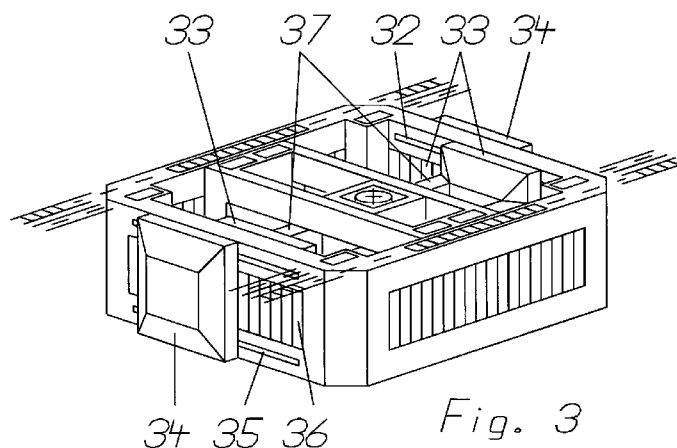


Fig. 3

(57) Abstract: The invention enables impulse coupling in measuring machines and tool machines to be used in a particularly efficient manner, comprising machine axes having relatively long translatory movements and which have high acceleration, a net load which is to be displaced along said type of axis and one or several compensation masses associated with said net load being guided in a sliding manner parallel to each other in the direction of said machine axis, and an inlet and outlet of a first drive system which can be accelerated relatively highly being provided on the net load and the compensation mass for the relative movement of said net load and compensation mass. According to the invention, at least one of the parts of said net load or said compensation load also comprise the inlet or the outlet of a second drive system with relatively low acceleration. The other side corresponding to said drive with relatively low acceleration is on the structure supporting the respective machine axis and is used for the common

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]



WO 2011/023186 A2



---

displacement with relatively low acceleration of said net load and compensation mass, along said supporting structure. The superposition of the movement parts with low and high acceleration enables high acceleration along said machine axis.

**(57) Zusammenfassung:** Die Erfindung ermöglicht eine besonders effiziente Verwendung der Impulskopplung in Mess- und Werkzeugmaschinen mit relativ langwegigen translatorischen und hoch beschleunigbaren Maschinenachsen, indem eine längs einer solchen Achse zu bewegende Nutzlast und eine oder mehrere dieser Nutzlast zugeordnete Ausgleichsmassen in Richtung besagter Maschinenachse parallel zueinander verschiebbar geführt sind und an Nutzlast und Ausgleichsmasse, An- und Abtrieb eines ersten, relativ hoch beschleunigbaren Antriebssystems zur relativen Bewegung von Nutzlast und Ausgleichsmasse zueinander vorgesehen ist, und mindestens eines der Teile, von besagter Nutzlast oder besagter Ausgleichsmasse, zugleich auch An- oder Abtrieb eines zweiten relativ niedrig beschleunigbaren Antriebssystems enthält. Dabei befindet sich die jeweils andere Seite des besagten relativ niedrig beschleunigbaren Antriebs, auf der die jeweilige Maschinenachse tragenden Struktur und dient zur gemeinsamen, relativ niedrig beschleunigbaren Bewegung, von besagter Nutzlast und Ausgleichsmasse, entlang dieser tragenden Struktur. Durch Überlagerung der niedrig und hoch beschleunigten Bewegungsanteile ist die hohe Beschleunigung entlang der gesamten Maschinenachse verfügbar.

**Einrichtung zur Kompensation von Beschleunigungskräften mittels Impulsenkopplung bei Mess- und Werkzeugmaschinen in mindestens einer translatorisch wirksamen Maschinenachse.**

**Technisches Gebiet und Stand der Technik**

Die Fortentwicklung neuer Materialbearbeitungs-, -verbindungs- oder -aufbauverfahren wie Laserschneiden und -schweißen, Hochgeschwindigkeitsfräsen, Rapid Prototyping oder von Nachbearbeitungsverfahren beispielsweise Härten, Beschichten oder Polieren haben zu einer wachsenden Anzahl von Werkzeugmaschinen mit hohen Bewegungsgeschwindigkeiten ihrer Werkzeug- oder Werkstück tragenden Elemente geführt. Auch bei Messmaschinen werden hohe Geschwindigkeiten angestrebt.

Werkzeuge und Messeinrichtungen werden im weiteren als Endeffektoren bezeichnet. Bewegungsvorrichtungen einer Mess- oder Werkzeugmaschine, die jeweils eine translatorische oder rotatorische Bewegung eines Endeffektors relativ zu einem Werkstück in einer Achse eines Referenzkoordinatensystems des Arbeitsraumes der Maschine erlauben, werden im weiteren als Achsen bezeichnet.

Als Maschinenachsen werden solche Teilbewegungsvorrichtungen bezeichnet, die eine translatorische oder rotatorische Bewegung eines Maschinenelementes gegenüber einem in der Hierarchie der Gesamtstruktur der Maschine höher stehenden Maschinenelement erlauben, wobei die Hierarchie beim Maschinengestell als höchste Stufe beginnt und bei den Maschinenachsen zur direkten Bewegung eines Endeffektors als niedrigste Stufe endet.

Achsen und Maschinenachsen können identisch sein, aber es können auch Achsbewegungen, in Bezug zum besagten Referenzkoordinatensystem, aus den Bewegungen mehrerer Maschinenachsen zusammengesetzt sein.

Damit die hohen angestrebten Geschwindigkeiten auch bei kompliziert gestalteten Werkstücken genutzt werden können, sind hohe Beschleunigungen der bewegten Elemente notwendig.

In vielen Anwendungen ist es notwendig einen Endeffektor, kontinuierlich und mit möglichst hoher konstanter Relativgeschwindigkeit, an einem mindestens teilweise kompliziert geformten Werkstück entlang zu führen, das relativ zum besagten Endeffektor eine wesentlich höhere Masse und/oder wesentlich größere Abmessungen hat. Dies setzt eine relativ massive und/oder langwegige Führungsstruktur voraus.

Je massiver die bewegten Elemente sind, umso höher sind die Kräfte die einerseits notwendig sind um die erwünschten hohen Beschleunigungen zu erzielen und die andererseits entsprechende Rückwirkungen auf tragende oder führende Strukturen verursachen.

Dies führt zu unerwünschten, meist elastischen, Verformungen dieser Strukturen, was wiederum häufig zu Schwingungen auf den Resonanzfrequenzen aller beteiligten Maschinenelemente führt.

All diese Verformungen und Schwingungen führen zur Abweichung zwischen Soll- und Ist-Weg bei der Bewegung eines Endeffektors relativ zum Werkstück.

Es sind verschiedene Lösungsansätze bekannt, um dieses Problem zu mindern. Grundsätzlich unterscheidbar sind zwei Hauptzweige, die jedoch in der konkreten Anwendung durchaus gemeinsam zum Einsatz kommen können.

Ein Zweig befasst sich mit der möglichst vorwegnehmenden oder schnell reagierenden Korrektur einer vorausberechenbaren oder festgestellten Bewegungsabweichung, also die Fehlerkompensation.

Ein anderer Zweig, mit dem sich die hier vorliegende Patentanmeldung befasst, versucht die Bewegungsabweichungen von vornherein klein zu halten, also Fehlervermeidung.

Die Fehlervermeidung kennt wiederum grundsätzlich drei Unterzweige von Lösungen.

1. Stabilität, 2. Reduktion der bewegten Massen und 3. Impulsausgleich.

Fehlervermeidung durch Rigidität der Strukturen und Dämpfung von Schwingungen führt zu massiven Maschinen, die hohe Antriebskräfte benötigen, was somit hohe Anschaffungs- und Aufstellungskosten, hohen Energieverbrauch und in vielen Fällen auch hohen Verschleiß bedeutet, also zu hohen Anschaffungs- und Betriebskosten führt.

Diese Kosten übersteigen bei den angestrebten Beschleunigungen häufig den erzielbaren Produktivitätsvorteil.

Zur Fehlervermeidung durch Reduktion der bewegten Massen sind ebenfalls eine ganze Reihe von Lösungsansätzen bekannt.

Neben der Verwendung neuartiger Werkstoffe, beispielsweise Kohlefaserverbundstoffe, kommt es auch zum Einsatz alternativer Achskonfigurationen, wie beispielsweise Parallelkinematiken, und dort als Beispiel den sogenannten Hexapoden.

Der Grundgedanke dabei ist, dass die verschiedenen benötigten Freiheitsgrade nicht durch eine Aneinanderreihung entsprechend beweglicher "Achsen" erzielt werden, was in seiner Konsequenz bedeutet, dass mit der Anzahl der Achsen die benötigte Stabilität nur durch eine jeweils überproportional schnell ansteigende Maschinenmasse erzielbar ist, sondern indem meist Kinematiken, aus in der Länge veränderlichen Stäben, die überwiegend an Kardan- oder Kugelgelenken frei beweglich sind, einen Endeffektor oder ein Werkstück gemeinsam nebeneinander, also parallel, tragen und diese durch entsprechend koordinierte Längen- oder Positionsänderungen der Stäbe, mit relativ großer Freiheit im Arbeitsraum bewegbar sind.

Der Arbeitsraum einer Maschine, die Parallelkinematik verwendet, ist jedoch verhältnismäßig klein, wenn man ihn mit einer konventionellen Maschine ähnlicher Abmessungen vergleicht, insbesondere im Vergleich zu Maschinen mit bewegten Portalen.

Außerdem setzt das sehr komplexe dynamische Verhalten der veränderlichen Stäbe und dies im Zusammenspiel mit den stark belasteten Gelenken einer hoch beschleunigten und zugleich sehr exakten Bewegung Grenzen.

Es ist auch schon zur Entwicklung von Hybridformen gekommen, die sowohl traditionelle Achsanordnungen als auch Parallelkinematiken kombinieren, z.B. in der Form, dass eine traditionelle Portalmaschine eine Parallelkinematik anstelle eines mehrachsigen Schwenkkopfes trägt. Ein Beispiel hierfür ist aus US 7 357 049 B2 bekannt.

Solche Kombinationen weisen zugleich in eine gegenüber der Parallelkinematik nahezu genau entgegengesetzte Entwicklungstendenz, also sogar in das Aneinanderreihen von noch mehr Achsen, die schon seit geraumer Zeit, beispielsweise aus der internationalen Patentanmeldung WO 93/01021 A1, bekannt geworden ist.

WO 93/01021 A1 lehrt die parallel überlagerte (redundante) Bewegung von längeren Basisachsen und kürzeren Zusatzachsen, wobei die Zusatzachsen durch ihre kleineren Wege und Spannweiten sehr viel kleiner bauen und damit leichter sind, also mit weniger Kraft zu beschleunigen.

Dies führt je nach Abwägung eher zu höheren Beschleunigungen bei gleichen Kräften, oder geringeren Rückwirkungen bei gleichen Beschleunigungen, so dass sowohl Genauigkeit, als auch Geschwindigkeit hiervon profitieren können.

Ganz ähnliches gilt auch für EP 927596 A2, nur dass hier nicht einige Bewegungsachsen mit großen Massen, sozusagen in kleiner und leichter Form, dupliziert werden, sondern, dass eine redundant wirksame Überlagerung der Bewegung der langen Maschinenachsen durch Kombination aus einer zur Bearbeitungsfläche senkrecht rotierenden und einer hieran gekoppelten Linearachse erreichbar wird.

Auch hiermit können relativ hoch beschleunigte Bewegungen des Wergzeugs gegenüber dem Werkstück erzielt werden, ohne dass hierzu große Massen entsprechend beschleunigt werden müssen.

Eine der ältesten Fehlervermeidungsstrategien bei Maschinen aller Art, ist die Bewegung von Ausgleichsmassen, oben als Impulsausgleich bezeichnet. Auch für Werkzeugmaschinen ist dieses Verfahren grundsätzlich seit langem bekannt. Dieses Verfahren bietet, je nach spezieller Ausführung, teilweise eine sehr gute Unterdrückung von Schwingungen oder sonstigen störenden Bewegungen von Werkzeugmaschinen, wobei jedoch ein Problem darin besteht, dass praktisch alle bewegten Massen mindestens doppelt vorhanden sein müssen, wenn die Bewegungsbahnen der Ausgleichsmassen nicht übermäßig lang werden sollen. Die zusätzliche Masse wird zwar durch die schwächeren dynamischen Kraftwirkungen aus den jeweils getragenen Achsen theoretisch überkompensiert, jedoch immer nur in der Summe der Kräfte in einer Achsrichtung.

Die Teilbelastungen innerhalb einer Achsrichtung, also innerhalb einer Achsstufe, sind bei hohen Beschleunigungen sehr hoch und der Maschinenaufbau ist insgesamt aufwendig.

Eine bekannte Unterform der Verwendung von Ausgleichsmassen besteht darin, dass statt separat platzierter und angetriebener Ausgleichsmassen die An- und Abtriebsseite einer Bewegungsvorrichtung gegenüber einem Maschinen(grund)rahmen in einer gemeinsamen Achse bewegbar bleiben und die Bewegung vorwiegend durch gemeinsame entgegengesetzt wirksame Kraftwirkung des Antriebes und der Massenverhältnisse von Antriebs- und Abtriebsseite bestimmt werden. In den Maschinenrahmen selbst werden daher keine oder zumindest sehr viel geringere dynamische Kräfte eingeleitet.

Diese Variante wird auch als Ruck- oder Impulskopplung bezeichnet und ist unter anderem aus DE 198 10 996 A1 bekannt.

Der grundsätzliche Vorteil einer Impulskopplung liegt darin begründet, dass es prinzipiell keinen Unterschied zwischen den Antriebskräften von Nutz- und Ausgleichsmasse geben kann, es somit zu einem völligen Impulsausgleich kommt, ohne den Zwang getrennte technische Abläufe exakt zu synchronisieren und theoretisch auch nur ein Antrieb ohne weitere Getriebestufen, gemeinsam für beide angetriebene Massen, benötigt wird.

Dies wäre jedoch eine recht idealisierte Betrachtungsweise, da andererseits auch ein Zwang herrscht die gegeneinander bewegbaren Massen miteinander verbunden zu lagern und zu bewegen, so dass sich die Gesamtabmessungen einer translatorisch wirksamen Bewegungsvorrichtung mit Impulskoppelten, bei ähnlichen Massen von Nutz- und Ausgleichsmasse, entsprechend leicht verdoppeln können.

Lange Bewegungsspielräume lassen sich daher impulsentkoppelt bisher nur so realisieren, dass als Ausgleichsmasse ein großes Maschinenbauteil genutzt wird, das in der jeweiligen Bewegungsrichtung nicht leicht zum Schwingen angeregt werden kann, beispielsweise eine Traverse oder Brücke, an der entlang die Nutzlast bewegt wird und von der sich mindestens ein massereicher Teil als Ausgleichsmasse jeweils in Gegenrichtung bewegt, im umgekehrt proportionalen Verhältnis zum Massenverhältnis von Nutzlast zu Ausgleichsmasse.

Dies erfordert entweder eine große aufwendig gelagerte Ausgleichsmasse oder eine entsprechend verschiebbar gelagerte Tragstruktur mit einer relativ großen Masse, um ihre Eigenbewegung möglichst gering zu halten, beides im jeweiligen Fall mit einem Antriebsteil über den gesamten Bewegungsspielraum versehen.

Die besagte Lagerung der Tragstruktur ist sehr aufwendig und führt tendenziell dennoch zu einer eher instabileren Gesamtstruktur einer entsprechenden Maschine.

In DE 10 2004 057 062 A1 ist diese Problematik behandelt worden. Die dort angegebene Lösung führt jedoch wieder zurück zu völlig getrennten und praktisch gleich dimensionierten (Linear)Antrieben im Sinne eines Impulsausgleiches (nicht –entkopplung), lediglich mit der Neuerung, dass der Antrieb der Ausgleichsmasse nur mit den hochbeschleunigten Anteilen der Gesamtbewegung der Nutzmasse beaufschlagt wird, wodurch eine eigene langwegige Führung für die Bewegung der Ausgleichsmasse oder eine überproportional größere Ausgleichsmasse, unnötig wird.

Entsprechend einer bevorzugten Variante der dort beschriebenen Erfindung, kann für die Ausgleichsmasse sogar die Führung der Nutzmasse und die sekundäre (passive) Seite des Linearantriebs mitbenutzt werden.

Letzteres geht zwar wiederum auf Kosten der nutzbaren Führungslänge, bietet aber den Vorteil, dass durch „sanfte“ Nachführung der Ausgleichsmasse mit der Bewegung der Nutzmasse der Abstand zwischen den Einleitungspunkten der hohen Beschleunigungskräfte der beiden Linearantriebe relativ klein bleibt, was die Führungen selbst und die tragenden Strukturen entlastet und ihre Konstruktion und Ausführung vereinfacht. Dieses Verfahren stellt jedoch keine Impulskopplung dar, in der die großen Kräfte, die zwischen Nutz und Ausgleichsmasse wirken, gegenüber tragenden Strukturen überhaupt nicht zu Tage treten.

Aus WO 2008/14804 A1 (ab Seite 8 – Mitte, Ansprüche 6 und 21) ist bekannt, bei Maschinen mit redundanten Achsen, also wie oben entsprechend WO 93/01021 A1 beschrieben, eine Impulskopplung entsprechend DE 198 10 996 A1 innerhalb der kürzeren Zusatzachsen gegenüber tragenden Basisachsen vorzusehen.

Eine entsprechend DE 198 10 996 A1 impulsentkoppelte Maschinenachse eignet sich jedoch, einerseits aus den schon zuvor geschilderten Gründen und andererseits, weil eine redundante tragende Achse in gleicher Bewegungsrichtung die Arbeitsweise einer bekannten Impulskopplung erheblich beeinflusst, ohne dass dies in WO 2008/14804 A1 berücksichtigt wird, kaum zur Verwendung als Zusatzachse.

Zusätzlich werden dort die Begriffe Massenausgleich (s. o. Impulsausgleich) und Impulskopplung in Beschreibung und Ansprüchen unterschiedlich verwendet, so dass zum Teil unklar bleibt, was genau gemeint ist, zumal wenn alternativ oder zusätzlich ein Einsatz von Feder- oder Dämpfungsmitteln vorgeschlagen wird, mit Bezug auf die DE 198 10 996 A1, in der dies niemals als Alternative sondern ausschließlich ergänzend gemeint ist, um die Bewegungen der Antriebsseite sowohl was die Auslenkung (Federmittel) als auch was den Energieaufbau (Dämpfungsmittel) angeht in Grenzen zu halten.

Vor allem bleibt aber unverständlich inwiefern eine derartige Zusatzachse im überlagerten Betrieb, also wenn die Basisachse zugleich beschleunigt ist - was ja gerade angestrebt wird - rückwirkungsfrei gegenüber der Basisachse sein soll.

Tatsächlich bedarf sie nicht als Option, sondern unerlässlich, mindestens eines Federmittels, um zu vermeiden, dass die dem Werkzeug abgewandte Seite (Antriebsseite) der impulsentkoppelten Konfiguration, bei Bewegungen der Basisachse (also im Sinne der zitierten DE 198 10 996 A1, des Maschinengestelles), unkontrolliert über ihre Achsgrenzen läuft.

Darüber hinaus wird zur Impulskopplung (bzw. zunächst Impulsausgleich) alternativ vorgeschlagen eine zusätzliche Ausgleichsmasse entgegen der bewegten Nutzmasse, oder das tragende Portal selbst als Ausgleichsmasse zu nutzen.

Der erste Vorschlag entspricht einem schon aus diversen Dokumenten, beispielsweise EP 1 724 054 A1 bekannten Impulsausgleich von Zusatzachsen (dort in einer besonderen orthogonalen parallelkinematischen Zusatzachsenkonfiguration) und der zweite Vorschlag ist kaum geeignet die erwünschte Wirkung zu erzielen, weil ja gerade gegenüber dem Portal, als besonders schwingungsanfälliges Maschinenelement, die hohen Beschleunigungskräfte, besonders quer zu seiner Längsachse, vermieden werden sollen.



Somit offenbart WO 2008/14804 A1 keine Lehre, die zum Betrieb impulsentkoppelter Achsen praktisch verwertbar wäre.

Im Ergebnis lässt sich zusammenfassen, dass aus dem Stand der Technik zur Konzeption von Achskonfigurationen, zur hochdynamischen Bewegung eines Endeffektors in mindestens einer translatorisch wirksamen Achse, mit relativ großem Bewegungsspielraum (die also einen wesentlichen Teil, ab etwa ein Drittel der Abmessungen der entsprechenden Gesamtführungsvorrichtung in der Bewegungsrichtung einer entsprechenden Achse, einnimmt) keine praktisch umsetzbare Möglichkeit bekannt ist, die wesentlichen Vorteile einer Impulsentkopplung zu nutzen, ohne überproportional massereiche Elemente der jeweiligen Maschinenachse selbst oder entsprechende Ausgleichsmassen, zur zu bewegendenden Nutzlast parallel bewegbar auszuführen.

Dies führt jedoch zu aufwendigen, massiven und vergleichsweise instabilen Strukturen.

Aufgabe der Erfindung ist es daher, die Vorteile der Impulsentkopplung auch für Maschinen mit relativ langwegigen Bewegungsachsen praktisch und wirtschaftlich vorteilhaft nutzbar zu machen.

### **Beschreibung der Erfindung**

Hierzu wird, gemäß dem Hauptanspruch der vorliegenden Erfindung vorgeschlagen eine längst einer translatorisch wirksamen Maschinenachse zu bewegendende Nutzlast und eine oder mehrere dieser Nutzlast zugeordneten Ausgleichsmassen in Richtung besagter Maschinenachse parallel zueinander verschiebbar zu führen und an Nutzlast und Ausgleichsmasse, An- und Abtrieb eines ersten, relativ hoch beschleunigbaren Antriebssystems zur relativen Bewegung von Nutzlast und Ausgleichsmasse zueinander vorzusehen, wobei mindestens eines der Teile von besagter Nutzlast oder besagter Ausgleichsmasse, welches eine Seite des besagten hoch beschleunigbaren Antriebs enthält, zugleich auch eine Seite (An- oder Abtrieb) eines zweiten relativ niedrig beschleunigbaren Antriebssystems enthält und die jeweils andere Seite dieses relativ niedrig beschleunigbaren Antriebs sich auf der die jeweilige Maschinenachse tragenden Struktur befindet und hierdurch eine Antriebsmöglichkeit besteht, zur gemeinsamen, relativ niedrig beschleunigbaren Bewegung, von besagter Nutzlast und Ausgleichsmasse, relativ zur besagten tragenden Struktur, entlang der besagten Maschinenachse.

Für selbst nicht derart niedrig beschleunigbar angetriebene Teile von besagter Nutzlast und Ausgleichsmasse, wird die jeweils passende relative Position für besagte gemeinsame niedrig beschleunigbare Bewegung, im Rahmen der Relativpositionierung des hochbeschleunigbaren Antriebs, für diese Teile zueinander, bewirkt.

An besagtes erstes Antriebssystem sind ansonsten keine besonderen Ansprüche zu stellen. Selbstverständlich sind hohe Linearität und ein niedriges Leistungsgewicht vorteilhaft, weswegen ein Lineardirektantrieb in den meisten Anwendungsfällen bevorzugt sein wird.

Besagtes zweites Antriebssystem muss insgesamt in der Lage sein, gegenüber hoch beschleunigten Bewegungen der entweder angetriebenen Nutzlast oder Ausgleichsmasse innerhalb eines anwendungsspezifisch zu bestimmenden Bewegungsspielraumes in der jeweiligen Bewegungsrichtung flexibel auszuweichen, vorzugsweise während die niedrigere gerade aktive Beschleunigung des besagten Antriebssystems zeitgleich in seiner Wirkung aufrechterhalten bleibt, so dass eine überlagerte Beschleunigungswirkung aus beiden Antriebssystemen gegenüber der Nutzlast entsteht.

Dies kann beispielsweise durch Verbindung einer beliebigen Antriebsmethode für besagtes zweites Antriebssystem mit einem im Bewegungsspielraum angepassten Federmittel zwischen diesem Antrieb und der angetriebenen Last erreicht werden, wobei jedoch zu beachten ist, dass die Kraft die durch das Federmittel übertragen wird, von der Auslenkung des Federmittels abhängt, was die Steuerung einer solchen Konfiguration erschwert.

Daher ist für besagtes zweites Antriebssystem vorzugsweise ein Antrieb vorgesehen, der unabhängig von seiner Bewegungsrichtung und -geschwindigkeit eine konstante Kraft erzeugen kann, so dass möglichst problemlos eine lineare Kraftüberlagerung der beiden Antriebssysteme erfolgen kann.

Auch hierfür ist besonders ein linearer Direktantrieb geeignet, bei dem es relativ einfach möglich ist, mittels ansteuerungstechnischer Maßnahmen (beispielsweise Kommutierung) eine von Geschwindigkeit und Position unabhängige Proportionalität zwischen Eingangssignal und Kraft herzustellen.

Gegenüber dem bisher naheliegendsten bekannten Stand der Technik aus dem Dokument DE 10 2004 057 062 A1 ergeben sich vor allem folgende Vorteile:

1. Es erfolgt eine Aufhebung der hohen Beschleunigungskräfte direkt am Ort ihres Entstehens, also im Bereich des Antriebsteile zwischen Nutzlast und Ausgleichsmasse, dort maximal über die Länge des benötigten Bewegungsspielraumes.

Die tragenden Strukturen werden von hohen Beschleunigungskräften völlig freigestellt.

2. Der lange Antriebsweg für die relativ niedrigen Beschleunigungen kann wegen der weitaus niedrigeren erforderlichen Kräfte und Leistungen sehr viel preiswerter realisiert werden.

3. Alle Motorregelungs- und Steuerkomponenten für den hohen Leistungsbereich sind nur einfach notwendig und es kann auch bei Fehlern prinzipiell nicht zu asynchronen hohen Beschleunigungen von Nutzlast und Ausgleichsmasse kommen.

Dies vereinfacht den Aufbau und erhöht die Betriebssicherheit.

4. Die Gesamtbewegung in einer erfindungsgemäßen Achse, teilt sich auf in einen Anteil mit hoher Beschleunigung innerhalb eines relativ kleinen Bewegungsspielraumes für das besagte erste Antriebssystem und einen Anteil mit niedriger Beschleunigung innerhalb des gesamten Bewegungsspielraumes der jeweiligen Achse.

Diese Formulierung und ihre konkrete Bedeutung entsprechen keinesfalls zufällig der Formulierung die auch für redundante translatorisch wirksame Zusatzachsen gilt.

Somit können alle Kenntnisse, die sich in diesem Bereich bisher gesammelt haben weitgehend unverändert auf eine erfindungsgemäße Achskonfiguration übertragen werden, so dass von vornherein ein breites Spektrum von Möglichkeiten besteht.

5. Die günstigere Bewegungsaufteilung, entsprechend der vorliegenden Erfindung, führt zu einem geringeren effektiven Platzbedarf einer gleichlangen Maschinenachse.

(Beim Stand der Technik entsprechend DE 10 2004 057 062 A1 muss bei einer Bewegung von Nutzlast und Ausgleichsmasse auf einer gemeinsamen Führung ein relativ großer „Sicherheitsabstand“ eingehalten werden um einen ausreichenden Impulsausgleich in allen Bewegungssituationen zu garantieren.)

Eine erfindungsgemäß ausgeführte Maschinenachse hat gegenüber dem alternativen Stand der Technik, nachdem zur Impulskopplung eine vielfach höhere Ausgleichsmasse gegenüber der Nutzlast vorgesehen ist, um die Bewegungen der Ausgleichsmasse einzuschränken, folgende Vorzüge:

1. Zunächst einmal gilt auch hier Punkt 2 der vorangegangenen Aufstellung:

Der lange Antriebsweg für die relativ niedrigen Beschleunigungen kann wegen der weitaus niedrigeren erforderlichen Kräfte und Leistungen sehr viel preiswerter realisiert werden.

2. Die Gesamtmasse einer erfindungsgemäßen Achse ist bei gleicher Länge wesentlich geringer, günstigstenfalls durchaus um eine Größenordnung.

Hierdurch eignet sich eine erfindungsgemäße Achse u.a. eher dazu, Teil zu sein eines bewegbaren Maschinenelementes, beispielsweise in mehrachsigen Konfigurationen.

3. Durch die weitaus geringeren bewegbar gelagerten Massen vereinfacht sich der Aufbau einer erfindungsgemäß ausgestatteten Maschine und zugleich erhöht sich die Stabilität.

Zu Punkt 2. ist einschränkend anzumerken, dass sich eine erfindungsgemäß impulsentkoppelte Achse zwar weitaus besser für mehrachsige Konfigurationen, zum Beispiel zur Bewegung eines Endeffektors gegenüber eine Fläche, eignen als die nach dem Stand der Technik bekannten Varianten, dass aber dennoch in den meisten denkbaren Anwendungsfällen es sinnvoller ist, eine erfindungsgemäß impulsentkoppelte Achse eher als tragende Achse innerhalb einer Achshierarchie zu konzipieren, da es für die weiter unten in der Maschinenhierarchie liegenden Achsen, also die, welche dem Endeffektor näher stehen es meist sinnvollere Alternativen gibt, die im Zusammenspiel mit einer sinnvoll konzipierten und eingesetzten erfindungsgemäßen Maschinenachse eine optimale Kombination bilden. Dies ist auch ein Grund weshalb in diesem Dokument von einer bewegten Nutzlast und nicht einem bewegten Endeffektor die Rede ist, da dieser hier meist nur indirekt bewegt wird.

Entsprechend besonders geeignete Maschinenkonzepte sollen als mögliche Weiterbildungen der Erfindung im folgenden an einigen Beispielen beschrieben werden.

Zuvor werden aber noch einige grundsätzliche, je nach anwendungsspezifischen Umständen denkbare Varianten und möglichst einzuhaltende Grundsätze zur Anwendung der Erfindung aufgeführt.

Erfindungsgemäß ist jede denkbare Art eine längst einer translatorisch wirksamen Maschinenachse zu bewegende Nutzlast und eine oder mehrere dieser Nutzlast zugeordneten Ausgleichsmassen in Richtung besagter Maschinenachse so parallel zueinander verschiebbar zu führen, dass Nutzlast und Ausgleichsmasse, durch An- und Abtrieb eines hoch beschleunigbaren Antriebssystems, zur relativen Bewegung zueinander, verbunden werden können, wobei dessen Bewegungsspielraum kleiner ist als der gesamte Bewegungsspielraum in besagter Maschinenachse.

Meist wird ein solche Antriebssystem in Form von zwei jeweils auf Nutzlast und Antriebsmasse verteilten Seiten eines gemeinsamen Linearantriebs vorgesehen werden.

Die Art der Führung von Nutzlast und Ausgleichsmasse wird sehr von den Umständen der Anwendung abhängen. Wenn beispielsweise eine Bewegung einer erfindungsgemäßen Maschinenachse quer zu ihrer Bewegungsrichtung geplant ist, so werden die Führungen und ihre tragenden Strukturen geeignet sein müssen neben der Schwerkraft die auftretenden Beschleunigungskräfte in anwendungsgerechter Weise, also insbesondere mit ausreichend geringer Verformung, aufzufangen.

Die Kräfte zwischen Nutzlast und Ausgleichsmasse sollten möglichst auf einer Achse durch den Schwerpunkt beider Massen wirken, die parallel zu ihrer Bewegungsrichtung verläuft,

da sonst über besagte Führung Drehmomente aus der relativ hoch beschleunigten Bewegung dieser Massen zueinander in die tragenden Strukturen eingeleitet werden, was den Nutzen einer solchen Impulskopplung sehr einschränken kann.

Dazu gibt es drei grundlegende Lösungsansätze:

1. Nutzlast und Ausgleichsmasse werden jeweils in eher kompakter Form auf einer Achse bewegt und vorzugsweise auch auf der gleichen Führung und vorzugsweise verbunden mit einem einzigen Antriebssystem mit effektiv abstoßender und anziehender Wirkung das im wesentlichen entlang einer stabförmigen Struktur durch die Schwerpunkte der beiden angetriebenen Massen wirkt.

Beispiele könnten entsprechende Voice-Coil-Antriebe, symmetrisch angeordnete gängige Linearantriebe oder auch Kugelgewindespindeltriebe sein.

2. Nutzlast und Ausgleichsmasse werden nebeneinander bewegt, gegeneinander im Querprofil durchlässig geformt, so das sie aneinander vorbei bewegt werden können, wobei sie dennoch vorzugsweise beide einen Schwerpunkt auf einer gemeinsamen Bewegungsachse aufweisen, durch die auch die effektive Kraftwirkung des gemeinsamen Antriebssystems wirkt.

Besonders geeignet wäre ein symmetrisch angeordneter Linearantrieb, da dieser das Auftreten von störenden Drehmomenten am wirkungsvollsten vermeidet.

Wenn Nutzlast und Ausgleichsmasse sich während ihrer Relativbewegung aneinander vorbei bewegen, ist es schwierig eine gemeinsame Führung für beide Elemente vorzusehen, daher kann es in diesen Fällen vorzuziehen sein, getrennte Führungen für Nutzlast und Ausgleichsmasse vorzusehen, was auch bedeuten kann, dass die erwünschte Symmetrie der Antriebskräfte durch eine kompakt ausgeführte Nutzlast erreichbar ist, die durch symmetrisch angeordnete Linearantriebe gegenüber einer Mehrzahl von Ausgleichsmassen, vorzugsweise zwei gleichen, als Teilen des besagten ersten Antriebssystems antreibbar ist.

3. Die Ausgleichsmasse wird auf der Nutzlast geführt, oder umgekehrt, wobei aus den schon genannten Gründen eine symmetrische Verteilung der Ausgleichsmasse, ggf. auf zwei getrennt geführte und angetriebenen Ausgleichsmassen möglich ist.

Grundsätzlich ist es erfindungsgemäß möglich das besagte zweite Antriebssystem auch zwischen Ausgleichsmasse und tragenden Strukturen wirken zu lassen, wie auch in den abschließenden illustrierten Beispielen gezeigt. In vielen Fällen kann aber ein Antrieb zwischen Nutzlast und tragenden Strukturen vorzuziehen sein, da die Nutzlast und nicht die Ausgleichsmassen strukturell dem Endeffektor näher stehen und somit Steuer- und

Regeleinflüsse über besagtes zweites Antriebssystem einen direkteren Einfluss auf die gesteuerte oder geregelte Größe haben.

Eine erfindungsgemäße Maschinenachse sollte anwendungsspezifisch mit den gleichen Meßsystemen betreibbar sein, wie eine konventionelle Linearachse.

Relevant ist allein die Position der Nutzlast gegenüber den tragenden Strukturen.

Es kann zweckdienlich sein ein zusätzliches Meßsystem innerhalb des besagten ersten Antriebssystems vorzusehen, beispielsweise für Kommutierzwecke der entsprechenden Linearantriebe oder zur exakten Verfolgung der relativen Position zwischen Nutzlast und Ausgleichsmasse.

Jedoch dürfte in vielen Anwendungsfällen auch ein oder eine geringe Anzahl von Positionssensoren für besonders herausgehobene Betriebsfälle, wie Mittelstellung oder einige definierte Achslagen völlig ausreichen, um eine korrekte Gesamtfunktion zu erzielen, da die tatsächliche relative Lage der Ausgleichsmassen sich gewöhnlich aus derartigen punktuellen Daten und Berechnungen während der Bewegung mit für die Betriebsicherheit ausreichender Genauigkeit ergibt.

Für die präzise Funktion einer erfindungsgemäßen Maschinenachse sind diese Daten grundsätzlich eher uninteressant, da hauptsächlich über eine Kraftaufteilung eine gemeinsame Ansteuerung der Nutzlast über die beiden Antriebssysteme erfolgt.

Aus dem zitierten Stand der Technik ist schon quantitativ ersichtlich, dass erfindungsgemäße Maschinenachsen auch für den Bereich Laserschneiden genutzt werden können, da sich die meisten konkreten Beispiele mit dieser Anwendung befassen.

Daher sollen sich auch die hier geschilderten konkreten Beispiele zur Anwendung der Erfindung mit diesem Thema befassen, was jedoch selbstverständlich nicht bedeutet, dass die beschriebenen Beispielkonzepte sich, in für den Fachmann leicht zu entwerfenden Abwandlungen, nicht auch für eine Vielzahl anderer Anwendungen eignen.

Eine der verbreitetsten Anwendungen des Laserschneidens ist das Schneiden von plattenförmigen Rohmaterial auf sogenannten Flachbettlasermaschinen.

Die ganz überwiegende Anzahl derartiger Laserschneidmaschinen teilt sich in der Grundkonstruktion in zwei Gruppen auf:

Beiden gemeinsam ist das, meist auf einem Wechseltisch, während der Bearbeitung ortsfest im Bearbeitungsraum positionierte Material.

Die schon etwas traditionellere Fraktion positioniert mittels einer Gantry Anordnung aus zwei Antrieben und entsprechenden Führungen neben dem Arbeitsbereich ein Portal über dem Material, meist entlang der größeren Abmessung des Bearbeitungsbereiches, der bei den meisten Maschinen ein horizontales Bearbeitungsfeld von 3 x 2 Metern bis zu 5 x 3 Metern umfasst und meist nur eine Höhe von einigen Zentimetern aufweist.

Da die freistehenden Führungen der auf den Portalen bewegbaren Strukturen noch etwas länger sein müssen, als das zu bearbeitende Material, entstehen so Portale mit frei tragenden Längen von 2,5 bis 3,5 Metern, die entsprechend oft insgesamt eine 3 bis 4 Meter lange bewegbare Struktur darstellen.

Um bei solchen Maschinen eine gute Zugänglichkeit des Arbeitsraumes zu erreichen, wäre es wünschenswert die Portale mit Ständern zu bewegen, so dass die Führungen unterhalb des Arbeitsraumes angeordnet sein können. Dies widerspricht jedoch einer hohen Maschinendynamik, durch die zusätzlichen bewegten Massen und Elastizitäten, so dass überwiegend die Führungen der Portale direkt auf der Bearbeitungsebene stattfindet.

Daher entwickelte sich mit der Zeit eine zweite Bauart, bei der die Führung des Portals über und hinter den Bearbeitungsraum verlegt wird. Vom Kragarm der von der Rückseite des Bearbeitungsraumes her mit übereinander angeordneten Führungen gehalten wird über eine relativ breit ausgelegte zentrale Führung über dem Arbeitsraum, bis hin zu entsprechenden Kombinationen aus Einzelführungen hinter und über dem Arbeitsraum reicht das Spektrum.

Besonders die zwei ersten Unterarten eignen sich nur bedingt für sehr lange Querachsen mit hohen Beschleunigungen, da mit zunehmendem Abstand des Endeffektors von der Aufhängung, störende Kräfte und Instabilitäten auftreten.

Dies gilt natürlich sinngemäß auch für die anderen insgesamt dargestellten Varianten, nur eben im gleichen Maße erst bei höheren Spannweiten.

Wie schon im Stand der Technik ausführlich beschrieben, wurde eine Lösung für diese Problematik in der Verwendung von redundant wirkenden Zusatzachsen gesehen, so dass die relativ instabilen langen Portale und Kragarme nur noch einen Bewegungsanteil mit relativ niedriger Beschleunigung bei einer Gesamtbewegung mit hoher Beschleunigung übernehmen müssen.

Dass hierbei wiederum Rückwirkungen der Zusatzachsen auf die sogenannten Basisachsen auftreten und dass auch hierfür Lösungen im Sinne des Impulsausgleiches entwickelt wurden, ist ebenfalls zum Stand der Technik schon beschrieben worden.

Wirklich gut funktionierende Beispiele dieser Technologien für das Laserschneiden sind bisher selten und das hängt neben einigen erst zu lösenden Problemen mit der Koordination der redundant wirksamen Achsen auch damit zusammen, dass beim Laserschneiden auf Flachbettmaschinen, das überwiegend mit CO<sup>2</sup> Lasern im Infrarotbereich stattfindet, für jede Zusatzachse entweder ein präzise ausgerichteter und recht aufwendiger Umlenkspiegel notwendig ist oder eine andere komplizierte und damit auch weniger robuste Optik zur Führung des Strahls auf das Material vorgesehen ist.

Auch sollte der Schneidkopf möglichst universell einsetzbar sein, was wiederum zu einer gewissen Mindestgröße und -masse führt, die eine zweidimensionale Beschleunigung auf gestapelten Achsen mit Impulsausgleich erschwert.

Der zweidimensional parallelkinematische Lösungsansatz aus EP 1 724 054 A1 hilft nur bei relativ leichten Schneidköpfen und eher kurzwegigen Zusatzachsen weiter, so dass auch schon relativ hoch beschleunigbare Basisachsen notwendig sind, wenn mit höheren konstanten Geschwindigkeiten, wie sie inzwischen im Dünnschleibereich üblich sind, gearbeitet werden soll.

Nebenbei kann festgehalten werden dass ein identischer Bewegungsspielraum in beiden Achsen, wie in EP 1 724 054 A1 vorgesehen, üblicherweise gerade nicht den tatsächlichen Erfordernissen an eine zweidimensionale Zusatzachsenkonfiguration entspricht, da der Bedarf für den Bewegungsspielraum sich umgekehrt proportional zur maximal nutzbaren Beschleunigung der jeweiligen Basisachsen verhält.

Da die allermeisten Basisachsenkonfigurationen extrem unterschiedliche Beschleunigungspotentiale in den horizontal wirkenden Basisachsen besitzen, also beispielsweise in Bezug auf die oben aufgeführten Flachbettlaserschneidmaschinen, das fahrbare Portal eine sehr viel geringere Beschleunigung, gleiche Präzisionsanforderungen vorausgesetzt, erlaubt als eine auf dem Portal verfahrbare Struktur, wären auch entsprechend Zusatzachsen mit unterschiedlichen Bewegungsspielräumen passend, um für jede der beiden Achsen im Gesamtergebnis vergleichbare Eigenschaften zu erzielen.

In diese Richtung weiter gedacht kann es für viele Anwendungen schon ausreichend sein, wenn eine redundant wirkende Zusatzachse nur in der Achse zur Bewegung des Portals vorgesehen ist, um gegenüber der Achse längst des Portals vergleichbare Beschleunigungen zu erzielen.



Damit steht eine Achskonfiguration zur Verfügung, die den eingangs aufgestellten Forderungen nach einer Zusatzachsenkonfiguration schon weitgehend entspricht, dafür geeignet zu sein auch vielseitig nutzbare und schwere Schneidköpfe bewegen zu können und mit möglichst wenig Umlenkspiegeln zur Strahlführung auszukommen.

Während in einer derartigen Achskonfiguration ein Impulsausgleich der redundanten Zusatzachse zur Bewegung in Richtung der Portalbewegung, nach dem bisherigen Stand der Technik relativ einfach möglich ist, um eine möglichst hohe Beschleunigung weitgehend rückwirkungsfrei zu realisieren, wäre dies für die lange Achse entlang des Portals, die zugleich auch die besagte Zusatzachse trägt, nach dem bisherigen Stand der Technik nur sehr aufwendig und mit hohen bewegten Massen in dieser Achse realisierbar, so dass dies wiederum die Basisachse zur Bewegung des Portals negativ beeinflussen würde, was wiederum die Anforderungen an den Bewegungsspielraum der Zusatzachse höher treibt, womit diese größer und schwerer wird, was nochmals zu einer stabileren Konstruktion des Portals führt, so dass insgesamt eine wesentlich massivere Konstruktion und ein Aufwand entsteht, der die meisten vorstellbaren Anwendungen unwirtschaftlich machen würde.

Die Option auf einen Impulsausgleich zu verzichten und/oder andere Kompensationsmethoden zu verwenden, besteht bei den hohen angestrebten Beschleunigungen, in dem Bereich jenseits von  $60\text{m}^2/\text{sec}$ , nicht, wenn zugleich hohe und konstant erzielbare Präzision gefordert ist.

Genau ein solches Problem zu lösen, ist eine besonders geeignete beispielhafte Anwendung der vorliegenden Erfindung.

Eine erfindungsgemäß impulsentkoppelte Achse entlang eines Portals benötigt kaum zusätzlichen Bauraum und ist nur unwesentlich massereicher als die Standardbauform. Zugleich kann ein extrem kraftvoller Antrieb für die hochbeschleunigten Bewegungsanteile in dieser Achse vorgesehen sein, der eine weitgehende Angleichung der Beschleunigung auf das Niveau der Zusatzachse in der anderen Achsrichtung erlaubt, und dies obwohl die Portalführungen und damit das gesamte Maschinengestell gegenüber der Variante ohne Impulsentkopplung eher noch entlastet wird, also bei gleichen Anforderungen eine weniger robuste Ausführung möglich wäre.

Um die mögliche praktische Anwendung der Erfindung in einigen Details noch eingehender zu erläutern, wird der Einfachheit halber von einem bekannten Maschinentyp als Konstruktionsbasis ausgegangen und gezeigt wie dieser beispielhaft in einen erfindungsgemäß eingerichteten Maschinentyp umgestaltet werden könnte.

Es sind Flachbettlaserscheidmaschinen bekannt, wie beispielsweise in US 2005/0103764 A1 beschrieben, die einen auskragenden Arm in einer X – Achse über das zu bearbeitende Material hinweg bewegen und eine Zusatzachse die ebenfalls in der X – Achse bewegbar ist (X2 – Achse), entlang dem besagten Arm in einer Y Achse bewegen.

Die Zusatzachse enthält eine weitere von ihr getragene Bewegungsmöglichkeit in der vertikalen Z – Achse, an der schließlich der Laserschneidkopf als Endeffektor dieses Beispielen angebracht ist.

Die häufig in derartigen Maschinen verwendeten Kugelspindel- oder Zahnstangentriebe sind üblicherweise nicht dazu geeignet eine konstante Kraft auf eine angetriebene Last auszuüben, unabhängig von der Relativgeschwindigkeit der angetriebenen Last zu ihrer Führung, die auch durch äußere Beschleunigungen verändert werden kann.

Wie schon zuvor ausgeführt, sind hierfür insbesondere ansteuerungstechnisch linearisierte (kommutierte) Lineardirektantriebe geeignet.

Insbesondere für die Bewegung der Y - Achse entlang dem besagten Arm der Maschine ist also vorzugsweise ein entsprechender Antrieb vorzusehen.

Im anzupassenden Beispiel sind also die Motoren für den Zahnstangentrieb (dort Nr. 58) und die Zahnstangen durch entsprechende Linearantriebe zu ersetzen. Dies ist konstruktiv relativ einfach vorzusehen, zumal die Linearantriebe für das besagte zweite Antriebssystem einer erfindungsgemäßen Maschinenachse eine geringere Antriebskraft erzeugen müssen, als die zu ersetzende Antriebe.

Der aktive Teil des besagten erste erfindungsgemäßen Antriebssystem wäre dann beispielsweise vorteilhaft oben auf der X2 – Achsvorrichtung anzubringen, so dass eine kompakte Ausgleichsmasse oberhalb der X2 – Achsvorrichtung mittels eines passiven Antriebsteiles relativ in Y – Richtung zur X2 – Achsvorrichtung bewegbar ist.

Ob besagte Ausgleichsmasse dazu auf der X2 – Achsvorrichtung geführt wird oder eine eigene Führung im Kragarm vorzusehen ist, kann von einer Reihe konstruktiver Nebenbedingungen abhängen und soll an dieser Stelle nicht diskutiert werden.

Die Belastung für den Kragarm selbst wäre in beiden Fällen ohnehin weitgehend identisch. Ohne wesentliche Stabilitätsverluste des Kragarms kann eine längs des Arms verlaufende Ausbuchtung vorgesehen sein, in der die Ausgleichsmasse sich entlang bewegt.

Statt zwei identisch angesteuerten Antriebssträngen, könnte auch ein einzelner Linearantrieb für das besagte zweite Antriebssystem der Y – Achse vorzugsweise entlang der Symmetrieachse des Kragarms vorgesehen sein, dessen aktiver Teil entsprechend in der Mitte der X2 – Achsvorrichtung angebracht ist.

Hierbei kann dann der durch die ersetzten Antriebe (dort Nr. 58) freiwerdende Raum für zwei symmetrisch angeordnete und angetriebenen kompakte Ausgleichsmassen mit entsprechenden Linearantrieben genutzt werden, so dass sich die Außenabmessungen ebenfalls nicht wesentlich verändern.

Bei dieser Variante dürfte die Führung der Ausgleichsmassen an der X2 – Achsvorrichtung vorteilhaft gegenüber einer Führung am Kragarm sein, da sich diese dann eher aufwendig gestalten würde. Bei der Führung und Konstruktion der X2 – Achsvorrichtung muss die erhebliche – vorzugsweise in etwa verdoppelte zusätzliche statische Last dann jedoch berücksichtigt sein.

Welche konkrete Masse die Ausgleichsmassen haben, hängt von vielen Faktoren ab.

Einer der wichtigsten Parameter ist die Beschleunigung, die maximal durch das erfindungsgemäße zweite Antriebssystem erbracht werden kann. Eine typische Beschleunigung für eine Y – Achse nach dem Beispieldokument wäre  $40 \text{ m/s}^2$ .

Da im Effekt mindestens eine zweifache dynamische Entlastung der Basiskonstruktion bei gleichzeitig verdoppelter Maximalbeschleunigung angenommen sein soll und die zu beschleunigende Masse in der Y - Achse sich gleichzeitig verdoppeln könnte wäre eine Annahme von  $10 \text{ m/s}^2$  ein konservativer Ansatz.

Bei geplanten Schneidgeschwindigkeiten von bis zu  $100 \text{ m/min}$  also  $1.67 \text{ m/s}$  ergibt sich für den Bewegungsspielraum der Nutzlast S (hier der X2 – Achsvorrichtung) nach einer etwas vereinfachenden Formel aus dem Stand der Technik zum Thema redundanter Zusatzachsen (ausführlich in WO 2008/148 558 A1)  $S = 4 \times V^2 / A$  also  $4 \times (1.67 \text{ m/s})^2 / 10 \text{ m/s}^2 = 1.12 \text{ m}$ . Wie aus anderen Dokumenten zum Stand der Technik (beispielsweise WO 2008/151810 A1 oder WO 2009/027006 A1) bekannt, kann der Bedarf durch meist steuerungstechnische Maßnahmen reduziert werden, was effektiv meist bedeutet dass etwa 20 bis 30 % des theoretischen „Worst Case“ - Wertes tatsächlich benötigt werden, so dass von einem praktikablen Wert von etwa 25 cm ausgegangen werden kann.

Damit die Nutzlast impulsentkoppelt um 25 cm bewegbar ist, muss bei gleicher Masse von Nutzlast und Ausgleichsgewicht, auch das Ausgleichsgewicht den gleichen Bewegungsspielraum haben.

Entsprechend wäre auch sonst nach dem Prinzip der Impulserhaltung das Verhältnis zwischen Bewegungsspielraum von Nutzlast zum Ausgleichsgewicht umgekehrt proportional zu ihrem Massenverhältnis.

Dies würde bei wesentlich geringerer Massen des Ausgleichsgewichtes zu unpraktikabel langen Bewegungsspielräumen führen und bei wesentlich höheren Massen zu den ungünstigen Belastungsverhältnissen, wie sie schon ausführlich zum Stand der Technik geschildert wurden, womit eine erfindungsgemäße Achskonzeption zwecklos wäre.

Als Faustregel kann bis zu einem Verhältnis zwischen Masse der Ausgleichsmassen und Nutzlast von etwa 2:1 noch ein deutlicher Vorteil und bei Verhältnissen von 4:1 noch ein leichter Vorteil einer erfindungsgemäß konzipierten Maschineachse gegenüber dem Stand der Technik vorhanden sein. Anwendungsspezifisch kann allerdings im Einzelfall auch ein weit höherer oder niedrigerer Wert hierfür gelten.

Zurück zum Beispiel wäre also wohl eine Ausgleichsmasse in der Dimension der Nutzlast ein recht guter Kompromiss, der je nach Abmessungen und Führungslänge der Ausgleichsmassen zu einer Mindernutzung der Kragarmlänge von lediglich etwa 20 cm führen dürfte, oder eben eine entsprechende Verlängerung vorgesehen werden muss.

Entsprechendes gilt selbstverständlich für ähnliche Maschinenkonfigurationen mit einem beidseitig angetriebenen Portal anstelle des Kragarms.

Die Zusatzachse wäre in einer erfindungsgemäßen Konfiguration vorzugsweise selbst impulsentkoppelt oder mit einem mindestens teilweisen Impulsausgleich ausgestattet.

An diesen Beispielen wird nochmals deutlich, dass erfindungsgemäß eine vergleichsweise kompakte und dennoch wirkungsvolle Impulsentkopplung möglich wird, die erhebliche Vorteile gegenüber dem bisherigen Stand der Technik bietet und wegen der entstehenden Raum und Gewichtseinsparungen wesentlich vielseitiger einsetzbar ist.

Wie schon erwähnt ist die Erfindung für eine Vielzahl weiterer Maschinentypen vorteilhaft anwendbar, vorzugsweise überall dort, wo Bewegungsabläufe mit hohen konstanten Geschwindigkeiten entlang längerer komplex geformter Bahnen oder aus sonstigen Gründen lange Wege und häufige hohe Beschleunigungen zugleich erforderlich sind.

Abschließend sollen weitere besonders bevorzugte Ausführungsvarianten der Erfindung anhand von Zeichnungen dargestellt und erläutert werden.

Fig. 1 zeigt die Totalansicht einer Laserschneidmaschine, bestehend aus einem Maschinenbett (1) mit einer feststehenden Brücke (2) längs der in X – Richtung an einer relativ breit ausgelegten zentralen Führung über dem Arbeitsraum eine Führungseinrichtung (3) zur Bewegung einer erfindungsgemäßen Einrichtung (10) in Y-Richtung vorgesehen ist.

Details der Einrichtung (10) werden in den folgenden Fig. 2 und Fig. 3 gezeigt.

Zur Laserschneidmaschine gehört ein Geräteschrank (4) der die Steuerung (5) sowie nicht dargestellte Einheiten, wie Antriebsverstärker, weitere elektrische Komponenten, Laserquelle und Gasvorräte enthält.

Im Arbeitsraum befindet sich ein Wechseltisch (6) mit dem zu bearbeitenden Material.

Der Antrieb zur Bewegung der Führungseinrichtung (3) in X –Richtung erfolgt mittels eines zentral zwischen zwei Führungen in der Brücke (2) angeordneten Lineardirektantriebs, der eine maximale Beschleunigung der Einrichtung (3) von etwa  $10\text{m/s}^2$  erlaubt, bis zu der eine praktikabel schwingungsarme Bewegung der Einrichtung (3) auch bis in die Endlagen der Y – Achse möglich ist.

Die Bewegung der Einrichtung (10) entlang der Einrichtung (3) in Y - Richtung erfolgt ebenfalls mittels Lineardirektantrieben, jedoch jeweils auf beiden Seiten und eng an den gestrichelt dargestellten Führungen (11) der Einrichtung (10) anliegend, so dass eine Beeinträchtigung der Bewegungsfreiräume innerhalb der Einrichtung (10) vermieden wird. Besagter Antrieb ermöglicht eine maximale Beschleunigung von  $15\text{m/s}^2$ , und dient der Einrichtung (10) erfindungsgemäß als besagtes relativ niedrig beschleunigbares Antriebssystem. Dies wird hiernach in Fig. 2 und Fig. 3 detaillierter dargestellt.

Fig. 2 zeigt eine erfindungsgemäße Einrichtung (10) in einer ersten besonders bevorzugten Ausführungsvariante der Erfindung.

An der schon in Fig. 1 dargestellten Führung (11) bewegbar ist die Einrichtung (10) mittels der Führungselemente (12).

Der besagte relativ niedrig beschleunigbare Antrieb der Einrichtung (10) erfolgt mittels der aktiven Antriebselemente (13) auf der Einrichtung (10) und den entlang der Führung (11) angeordneten passiven Antriebselementen (14).

Eine Zusatzachseneinheit (20), als erfindungsgemäße Nutzlast, zur hoch beschleunigbaren Bewegung des Endeffektors, hier eines Laserschneidkopfes (21), enthält Führungen (22) als auch Antriebe (23) zur Bewegung des Laserschneidkopfes (21) in X-Richtung, sowie Führungen (25) und Antriebe (26) zur Bewegung der Ausgleichsmassen (24), die einen Impulsausgleich der Zusatzachse in X-Richtung bewirken.

Der Laserschneidkopf (21) enthält eine nicht dargestellte Zustellmöglichkeit in Z-Richtung.

Die gesamte Zusatzachseneinheit (20) wird mittels der Führungselemente (15) auf der gleichen Führung wie der äußere Teil der Einrichtung (10) geführt und mittels der Antriebe (16), erfindungsgemäß als besagtes relativ hoch beschleunigbares Antriebssystem, von dem jeweils nur die passive Seite auf dem äußeren Teil der Einrichtung (10) dargestellt

ist, gegenüber dem besagten äußeren Teil der besagten Einrichtung (10) angetrieben, der somit als erfindungsgemäße Ausgleichsmasse genutzt wird und erfindungsgemäß zugleich jeweils eine Seite, sowohl des relativ hoch beschleunigbaren Antriebs (16) als auch des relativ niedrig beschleunigbaren Antriebs (13), enthält.

Der Bewegungsspielraum für den hochbeschleunigbaren Antrieb in Y-Richtung beträgt etwa 27 cm, der jedoch gegenüber dem festen Koordinatensystem der Maschine durch die entgegengesetzte Bewegung von Nutzlast und Ausgleichsmasse, die hier als das etwa 1.5 fache der Nutzlast angenommen sei, auf etwa 16 cm begrenzt wird.

Die Zusatzachse (20) verfügt in X-Richtung über einen Bewegungsspielraum von etwa 28 cm, der jedoch ohne Abstriche auch effektiv verfügbar ist, so das die geringere Beschleunigbarkeit der X-Achse gegenüber der Y-Achse bei der Errechnung der maximal nutzbaren Schneidgeschwindigkeit sogar etwas überkompensiert wird, und somit effektiv, unter Anwendung der schon zuvor beschriebenen Auslegungsregeln, für beide Achsen eine weitgehend konstante Schneidgeschwindigkeit von bis zu 100 m/min nutzbar wäre, wobei unter Verwendung derzeit kommerziell verfügbarer Antriebskomponenten, in beiden Achsen Beschleunigungen von etwa 70 m/s<sup>2</sup> erzielbar wären.

Konventionelle Maschinen ähnlich der Bauart, wie sie in Fig.1 dargestellt wird, jedoch ohne eine erfindungsgemäße Einrichtung (10) können bei erfindungsgemäß erzielbarer Schneidqualität bis selbst in kleinste Konturdetails hinein, üblicherweise nur mit maximalen Beschleunigungen zwischen 5 und 15 m/s<sup>2</sup> betrieben werden.

Je nach Anteilen kleiner Konturdetails und Anforderungen an die Konstanz der Schneidgeschwindigkeit, können daher erfindungsgemäß die Bearbeitungszeiten häufig um 50% bis 70% und fallweise sogar um bis zu 90% gesenkt werden.

Gegenüber Maschinen die ähnliche Beschleunigungen in beiden Hauptachsen auf Basis vorbekannter Zusatzachsen und vergleichbare Außenabmessungen aufweisen, ergibt sich, insbesondere wenn diese, für hohe Genauigkeit unabdingbar, über vorbekannte Systeme zum Impulsausgleich oder zur Impulskopplung verfügen, erfindungsgemäß ein wesentlich größerer nutzbarer Bewegungsspielraum der hochbeschleunigbaren Antriebsteile.

Eine in dieser Hinsicht besonders hoch optimierte Variante der erfindungsgemäßen Einrichtung (10) wird abschließend in Fig. 3 dargestellt.

Viele Details entsprechen der Ausführung in Fig. 2, weshalb, zugunsten der Übersichtlichkeit in Fig. 3 weitgehend auf eine Nummerierung verzichtet wird, wo sich keine Änderungen gegenüber Fig. 2 ergeben.

Elemente mit gleicher Funktion wie in Fig.2, aber geänderter Anordnung, erhalten eine Nummer die statt mit einer 2 mit einer 3 beginnt. Also beispielsweise aus 24 wird 34 usw.

Der entscheidende Unterschied zwischen einer Einrichtung nach Fig. 2 und Fig. 3 ist darin zu sehen, dass sämtliche Antriebskomponenten zur hochbeschleunigten Bewegung des Laserschneidkopfes (21) sowie der Ausgleichsmassen, also die Führungen (22, 25) und Antriebe (23, 26) als Führungen (32, 35) und Antriebe (33, 36), sowie die besagten Ausgleichsmassen (24), hier als (34), auf den äußeren Teil der Einrichtung (10) verlagert wurden, also somit der erfindungsgemäßen Ausgleichsmasse zur Impulskopplung zugeordnet sind. Die Kraftvermittlung der Antriebe (33) zur Bewegung des Laserschneidkopfes (21) in X-Richtung erfolgt hier mittels der zusätzlichen Streben (37), die eine in Y-Richtung geführte Verbindung zum Laserschneidkopf (21) aufweisen.

Hierdurch kann der Laserschneidkopf (21) in X-Richtung mit wesentlich großflächigeren Antrieben und entsprechend höherer Beschleunigung bewegt werden.

Weiterhin werden die Massen der aufgeführten Antriebselemente von der Nutzlast (20) entfernt, die nun bei gleicher Antriebskraft eine wesentlich höhere Beschleunigung aufweist. Alternativ kann der Antrieb für die gleiche Beschleunigung schwächer ausgelegt werden. Durch das nunmehr erheblich höhere Massenverhältnis zwischen erfindungsgemäßer Ausgleichsmasse und erfindungsgemäßer Nutzlast, erhöht sich die Nutzbarkeit des Bewegungsspielraumes für den erfindungsgemäß relativ hoch beschleunigbaren Antrieb.

Das Massenverhältnis zwischen Ausgleichsmasse und Nutzlast verändert sich von angenommenen 1.5 zu 1 bei einer Einrichtung entsprechend Fig. 2 auf über 3 zu 1 bei einer Einrichtung entsprechend Fig. 3. Somit stehen über 75% des relativen Bewegungsspielraums effektiv zur Verfügung, also mindestens 20 cm.

Beim Betrieb dieser Ausführungsweise der Erfindung, treten innere und äußere Drehmomente auf, die vorzugsweise mittels separater und passender Ansteuerung der Antriebe (16) und (33), sowie entsprechend dimensionierter Ausgleichsmassen (34) kompensiert werden sollten.

Auch bei Verwendung einer derartigen Drehmomentkompensation bleibt die Nutzbarkeit der durch die Antriebe (16) erzielbaren Beschleunigung innerhalb des Gesamtsystems zur Bewegung der Nutzlast höher, als bei einer Einrichtung (10) entsprechend Fig. 2.

Insgesamt ist die Leistungsfähigkeit einer Einrichtung entsprechend Fig. 3, bei sonst ähnlichem Aufwand, um das etwa 1.5 fache gegenüber einer Einrichtung entsprechend Fig. 2 erhöht, bei gleichzeitig harmonischer über die Gesamtkonstruktion verteilten Anforderungen an die Antriebe, so dass eine noch effizientere Anpassung an die jeweiligen Erfordernisse einer Anwendung, bei kompakter und massearmer Bauweise möglich wird. Die Beschleunigung in der Schneidkontur kann hier entsprechend bis zu  $100 \text{ m/s}^2$  betragen.

Selbstverständlich sollte der Bewegungsraum für die Ausgleichsmassen (34) in Fig. 3 möglichst verkleidet werden, so dass sich letztlich wieder eine äußere Erscheinung der Einrichtung (10), wie in Fig. 2 ergeben kann. Wegen der effektiveren Nutzbarkeit des relativen Bewegungsspielraums zwischen dem äußeren Teil der Einrichtung (10) und der Zusatzachseneinheit (20), könnten auch die Abmessungen nahezu identisch sein.

Je nach Art der zur Verfügung stehenden Führungselemente oder Anwendungserfordernisse kann es auch vorteilhaft sein, keine gemeinsam parallel genutzte Führung von Nutzlast und Ausgleichsmasse vorzusehen, sondern eine Führung dieser Teile untereinander, so dass vorzugsweise der Teil, der auch den erfindungsgemäß niedrig beschleunigbaren Antrieb enthält, in diesen Fällen die Ausgleichsmasse, an der tragenden Struktur geführt wird und das jeweils andere Teil, hier also die Nutzlast, mittels einer zur äußeren Führung parallel verlaufenden inneren Führung, vom ersterem getragen wird, so dass die getrennten Führungen jeweils auf unterschiedliche Anforderungen hin optimierbar sind.

Die anhand der Abbildungen hier detailliert beschriebenen Ausführungsformen, stellen wiederum nur einen kleinen beispielhaften Anwendungsbereich der Erfindung dar.

Auch völlig andere Bearbeitungsverfahren, wie beispielsweise Hochgeschwindigkeitsfräsen, Schleifen, Polieren oder Aufbauverfahren, wie beim Rapid-Prototyping, können von der Erfindung in hohem Maße profitieren.

Die Erfindung ist auch in Maschinen vorteilhaft einsetzbar, in denen der Endeffektor gegenüber einem Werkteil vorzugsweise nicht kontinuierlich sondern von Punkt zu Punkt bewegt wird, wenn hohe Geschwindigkeiten bei zugleich minimaler Schwingungsanregung der Maschinenstrukturen erzielt werden sollen, beispielsweise um besonders präzise punktförmige Bearbeitungen oder punktuelle Messungen bei hohem Durchsatz auszuführen.

Hieraus ist ersichtlich, dass die Erfindung vorteilhaft für eine Vielzahl kaum abschließend aufzählbarer Anwendungen einsetzbar ist, in einer für den Fachmann jeweils leicht erkennbar abwandelbaren Form.



**Patentansprüche:****1. Einrichtung zur Kompensation von Beschleunigungskräften mittels Impulsenkopplung bei Mess- und Werkzeugmaschinen in mindestens einer translatorisch wirksamen Maschinenachse**

wobei eine längs einer solchen translatorisch wirksamen Maschinenachse zu bewegende Nutzlast und eine oder mehrere dieser Nutzlast zugeordnete Ausgleichsmassen in Richtung besagter Maschinenachse parallel zueinander verschiebbar geführt sind

und an Nutzlast und Ausgleichsmasse, An- und Abtrieb eines ersten, relativ hoch beschleunigbaren Antriebssystems zur relativen Bewegung von Nutzlast und Ausgleichsmasse zueinander vorgesehen ist, dessen Bewegungsspielraum kleiner ist als der gesamte Bewegungsspielraum in besagter Maschinenachse

**dadurch gekennzeichnet, dass**

mindestens eines der Teile von besagter Nutzlast oder besagter Ausgleichsmasse, welches eine Seite des besagten hoch beschleunigbaren Antriebs enthält, zugleich auch An- oder Abtrieb eines zweiten relativ niedrig beschleunigbaren Antriebssystems enthält,

wobei die jeweils andere Seite des besagten relativ niedrig beschleunigbaren Antriebs sich auf der die jeweilige Maschinenachse tragenden Struktur befindet und hierdurch eine Antriebsmöglichkeit besteht, zur gemeinsamen, relativ niedrig beschleunigbaren Bewegung, von besagter Nutzlast und Ausgleichsmasse, relativ zur besagten tragenden Struktur, entlang der besagten Maschinenachse,

wobei für selbst nicht derart niedrig beschleunigbar angetriebene Teile von besagter Nutzlast und Ausgleichsmasse, die jeweils passende relative Position für besagte gemeinsame Bewegung, im Rahmen der Relativpositionierung des hochbeschleunigbaren Antriebs, für diese Teile zueinander, bewirkt wird.

2. Einrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass  
  
in besagtem zweiten Antriebssystem ein im Bewegungsspielraum angepasstes Federmittel zwischen diesem Antrieb und der angetriebenen Last vorgesehen ist, um die Wirkung der durch das besagte erste Antriebssystem erzeugten hohen Beschleunigungskraft auf die Führung des besagtem zweiten Antriebssystems zu vermindern.
  
3. Einrichtung nach einem der Ansprüche 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass  
  
in besagtem zweiten Antriebssystem ein Antrieb vorgesehen ist, der unabhängig von seiner Bewegungsrichtung und –geschwindigkeit, eine konstante Kraft erzeugen kann.
  
4. Einrichtung nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass  
  
besagter Antrieb ein linearer Direktantrieb ist.
  
5. Einrichtung nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass  
  
für besagten Direktantrieb mittels ansteuerungstechnischer Maßnahmen eine von Geschwindigkeit und Position unabhängige Proportionalität zwischen Eingangssignal und Kraft herstellbar ist.
  
6. Einrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass  
  
die Kräfte aus besagtem ersten Antriebssystem zwischen Nutzlast und Ausgleichsmasse auf einer Achse durch den Schwerpunkt beider Massen wirken, die parallel zu ihrer Bewegungsrichtung verläuft.
  
7. Einrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass  
  
Nutzlast und Ausgleichsmasse auf der gleichen Führung bewegt werden, verbunden durch ein oder mehrere Teile des besagten ersten Antriebssystems mit abstoßender und anziehender Wirkung und entlang einer stabförmigen Struktur für jedes besagte Teil

8. Einrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass  
  
Nutzlast und Ausgleichsmasse nebeneinander bewegt werden  
gegeneinander im Querprofil durchlässig geformt,  
so dass sie aneinander vorbei bewegt werden können.
9. Einrichtung nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass  
  
gemeinsame oder getrennte Führungen für Nutzlast und  
Ausgleichsmasse vorgesehen sind.
10. Einrichtung nach einem der Ansprüche 8 oder 9, dadurch gekennzeichnet, dass  
  
eine Mehrzahl von Ausgleichsmassen, vorzugsweise zwei gleiche,  
mit dem besagten ersten Antriebssystem vorgesehen sind.
11. Einrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass  
  
die Ausgleichsmasse auf der Nutzlast geführt wird,
12. Einrichtung nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, dass  
  
eine Verteilung der Ausgleichsmasse auf eine Mehrzahl getrennt geführter  
und angetriebener Ausgleichsmassen vorgesehen ist.
13. Einrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, dass  
  
innerhalb des besagten ersten Antriebssystems ein zusätzliches Meßsystem  
zur kontinuierlichen Messung der Position vorgesehen ist.
14. Einrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, dass  
  
innerhalb des besagten ersten Antriebssystems  
alternativ oder zusätzlich zu einem vorhandenen Meßsystem  
zur kontinuierlichen Messung der Position,  
eine geringe Anzahl von Positionssensoren für besonders herausgehobene  
Betriebsfälle, wie Mittelstellung oder definierte Achslagen vorgesehen sind.

**15. Mess- oder Werkzeugmaschine mit Einrichtung zur Kompensation von Beschleunigungskräften mittels Impulskopplung in mindestens einer translatorisch wirksamen Maschinenachse**

wobei längs einer ersten solchen translatorisch wirksamen Maschinenachse

a) eine in einer zweiten Achsrichtung und redundant zu einer Basisachse mit relativ niedriger Beschleunigung wirksame Zusatzachse mit relativ hoher Beschleunigung, und

b) eine oder mehrere Ausgleichsmassen zur Impulskopplung der besagten Zusatzachse (als eine in sich abgeschlossene zu bewegendende Einheit) in Richtung der besagten ersten Maschinenachse parallel zueinander verschiebbar geführt sind

und an besagter Zusatzachse und Ausgleichsmassen, An- und Abtriebe eines ersten, relativ hoch beschleunigbaren Antriebssystems zur relativen Bewegung von besagter Zusatzachse und Ausgleichsmassen zueinander vorgesehen ist, dessen Bewegungsspielraum kleiner ist als der gesamte Bewegungsspielraum in besagter Maschinenachse

**dadurch gekennzeichnet, dass**

mindestens eines der Teile von besagter Zusatzachse (als eine in sich abgeschlossene zu bewegendende Einheit) oder besagter Ausgleichsmassen, welches eine Seite des besagten hoch beschleunigbaren Antriebs enthält, zugleich auch An- oder Abtrieb eines zweiten relativ niedrig beschleunigbaren Antriebssystems enthält,

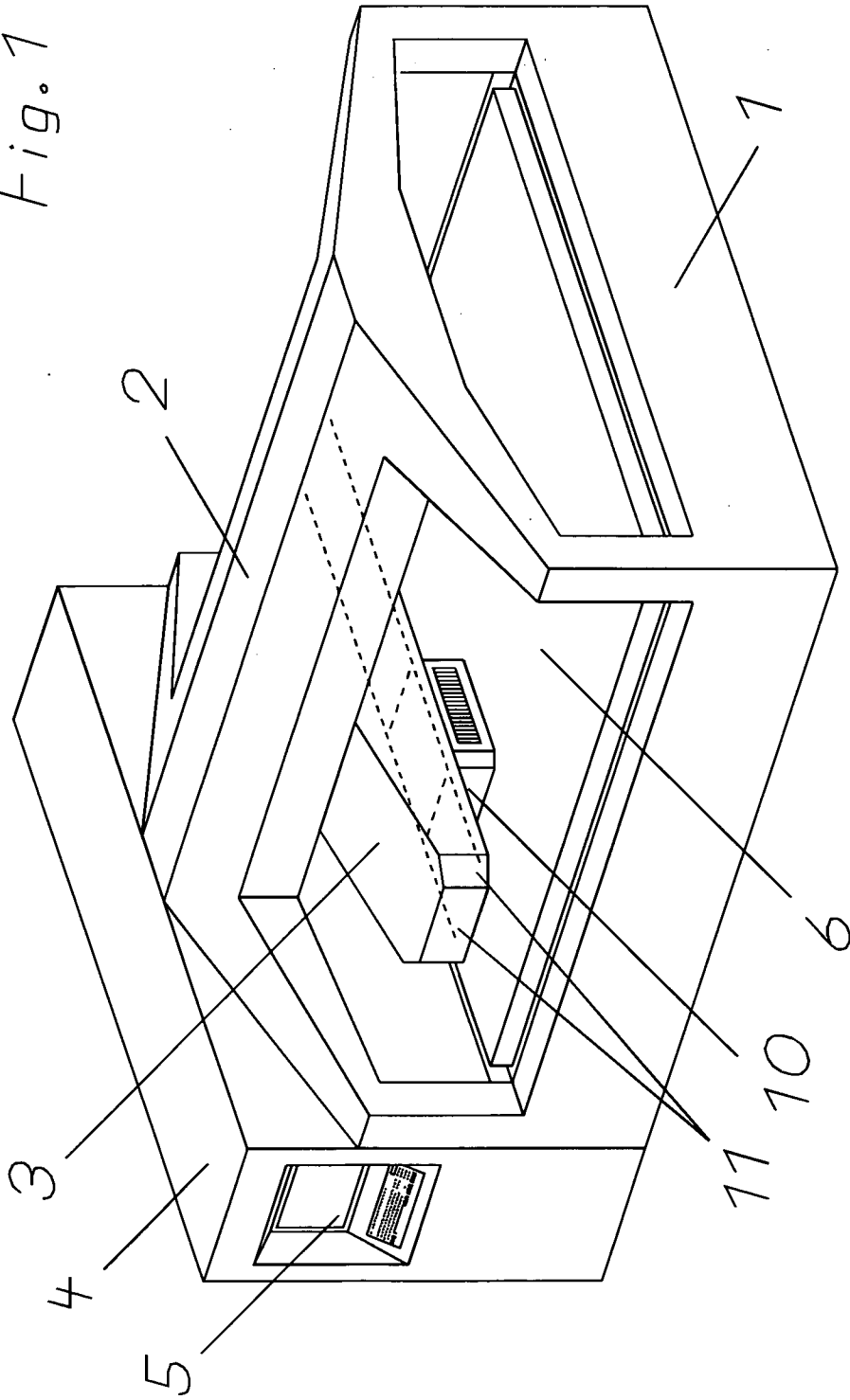
wobei die jeweils andere Seite des besagten relativ niedrig beschleunigbaren Antriebs sich auf der die besagte erste Maschinenachse tragenden Struktur befindet und hierdurch eine Antriebsmöglichkeit besteht, zur gemeinsamen, relativ niedrig beschleunigbaren Bewegung, von besagter Zusatzachse und Ausgleichsmassen, relativ zur besagten tragenden Struktur, entlang der besagten ersten Maschinenachse,

wobei für selbst nicht derart niedrig beschleunigbar angetriebene Teile von besagter Zusatzachse und Ausgleichsmasse, die jeweils passende relative Position für besagte gemeinsame Bewegung, im Rahmen der Relativpositionierung des hochbeschleunigbaren Antriebs, für diese Teile zueinander, bewirkt wird.

16. Mess- oder Werkzeugmaschine nach Anspruch 15, dadurch gekennzeichnet, dass sie eine Einrichtung nach einem der Ansprüche von 2 bis 14 aufweist, wobei als besagte Nutzlast die besagte Zusatzachse (als eine in sich abgeschlossene zu bewegende Einheit) zur Anwendung kommt.
17. Mess- oder Werkzeugmaschine nach einem der Ansprüche 15 oder 16, dadurch gekennzeichnet, dass
- besagte Zusatzachse in ihrer inneren Wirkrichtung eine mindestens teilweise Impulskopplung oder einen mindestens teilweisen Impulsausgleich aufweist
18. Mess- oder Werkzeugmaschine nach einem der Ansprüche 15 bis 17, dadurch gekennzeichnet, dass
- besagte Zusatzachse an einem Portal oder Kragarm geführt wird
19. Mess- oder Werkzeugmaschine nach Anspruch 18, dadurch gekennzeichnet, dass
- die innere Wirkrichtung einer besagten Zusatzachse ausschließlich parallel zur Achse der Bewegung des besagten Portals oder Kragarms ist.
20. Werkzeugmaschine nach einem der Ansprüche 15 bis 19, dadurch gekennzeichnet, dass
- es sich um eine Laserschneidmaschine handelt, mit einem Laserstrahl im Infrarotbereich und entsprechende Umlenkspiegel zur Strahlführung verwendet werden.

1/2

Fig. 1



2/2

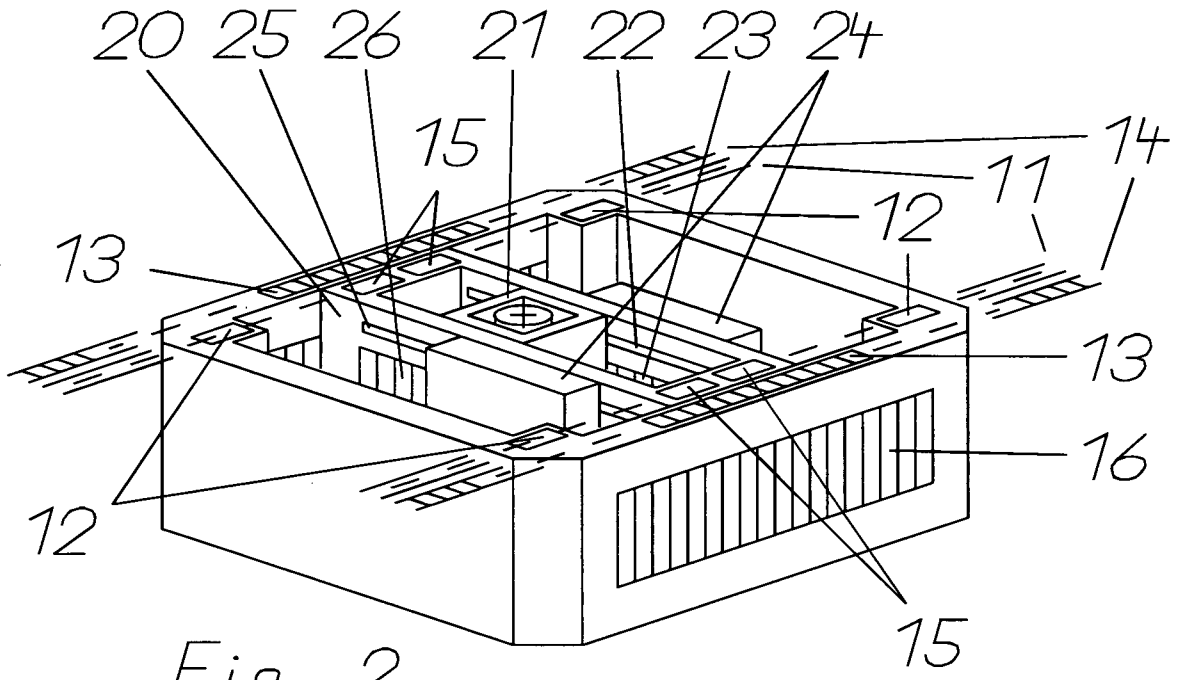


Fig. 2

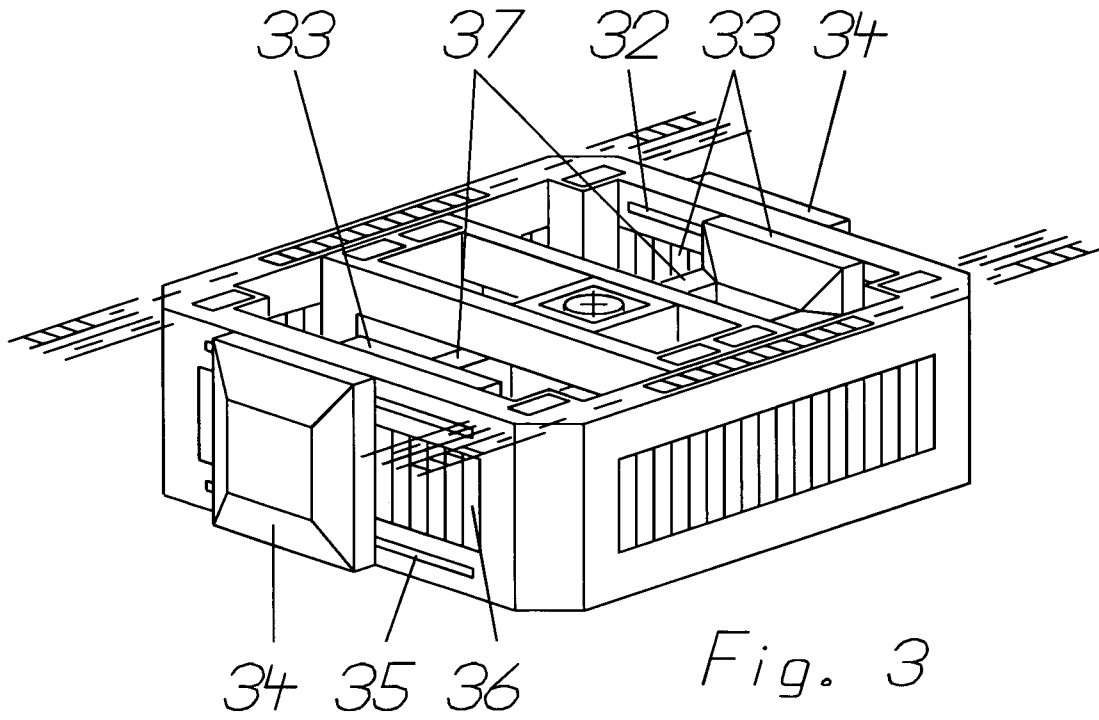


Fig. 3