



(19)
Bundesrepublik Deutschland
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) DE 697 22 439 T2 2004.04.01

(12)

Übersetzung der europäischen Patentschrift

(97) EP 0 944 787 B1

(21) Deutsches Aktenzeichen: 697 22 439.2

(86) PCT-Aktenzeichen: PCT/US97/23429

(96) Europäisches Aktenzeichen: 97 954 161.2

(87) PCT-Veröffentlichungs-Nr.: WO 98/029673

(86) PCT-Anmeldetag: 18.12.1997

(87) Veröffentlichungstag

der PCT-Anmeldung: 09.07.1998

(97) Erstveröffentlichung durch das EPA: 29.09.1999

(97) Veröffentlichungstag

der Patenterteilung beim EPA: 28.05.2003

(47) Veröffentlichungstag im Patentblatt: 01.04.2004

(51) Int Cl.⁷: F16H 7/06

F16H 55/30

(30) Unionspriorität:

32379 P 19.12.1996 US
992306 17.12.1997 US

(74) Vertreter:

v. Füner Ebbinghaus Finck Hano, 81541 München

(73) Patentinhaber:

Cloyes Gear & Products, Inc., Mentor, Ohio, US

(84) Benannte Vertragsstaaten:

DE, FR, GB

(72) Erfinder:

YOUNG, D., James, Chesaning, US

(54) Bezeichnung: WAHLFREI EINGREIFENDES ROLLENKETTENRAD MIT VERBESSERTEM RAUSCHVERHALTEN

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelebt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99 (1) Europäisches Patentübereinkommen).

Die Übersetzung ist gemäß Artikel II § 3 Abs. 1 IntPatÜG 1991 vom Patentinhaber eingereicht worden. Sie wurde vom Deutschen Patent- und Markenamt inhaltlich nicht geprüft.

Beschreibung

Stand der Technik

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft die Technik von Kraftfahrzeugsteuerketten. Sie findet besondere Anwendung im Zusammenhang mit einem unidirektionalen Rollenkettenrad zur Verwendung mit Kraftfahrzeugnockenwellenanwendungen und wird unter besonderer Bezugnahme hierauf beschrieben. Jedoch kann die vorliegende Erfindung ebenfalls Anwendung im Zusammenhang mit anderen Typen von Kettenantriebssystemen und -anwendungen finden, bei denen eine Verringerung des Geräuschpegels von Kettenantrieben gewünscht ist.

[0002] Rollenkettensräder zur Verwendung mit Nockenwellenantrieben von Kraftfahrzeugmotoren werden typischerweise gemäß ISO-Standard (Internationale Organisation für Standardisierung) 606 : 1994 (E) hergestellt. Der Standard ISO-606 spezifiziert Anforderungen für Präzisionsrollenketten mit kurzer Gliedteilung und zugehörigen Kettenzahnrädern oder Kettenrädern.

[0003] **Fig. 1** veranschaulicht ein symmetrisches Zahnlückenprofil für ein Kettenrad gemäß **ISO-606**. Die Zahnlücke weist eine kontinuierliche Fußrundung bzw. einen kontinuierlichen Fußradius R_f von einer Zahnfläche (d. h. einer Seite) zur benachbarten Zahnfläche auf. Eine Kette mit einem Gliedabstand P weist Rollen mit einem Durchmesser D_1 auf, die mit den Zahnlücken in Kontakt stehen. Das ISO-Kettenrad weist eine Zahnteilung entlang der Sehne ebenfalls von der Länge P , einen Fußdurchmesser D_2 und eine Anzahl Z von Zähnen auf. Der Zahnflankenradius R_f , der Rollkreisdurchmesser PD , der Spitzendurchmesser OD , der Zahnwinkel A (gleich $360^\circ/Z$) und der Rollensitzwinkel α definieren das Kettenrad gemäß **ISO-606**. Der maximale und der minimale Rollensitzwinkel α sind wie folgt definiert:

$$\alpha_{\max} = (140^\circ - 90^\circ)/Z \text{ und } \alpha_{\min} = (120^\circ - 90^\circ)/Z$$

[0004] Unter Bezugnahme auf **Fig. 2** dreht sich ein exemplarisches Rollenkettensystem **10** gemäß ISO-606 im Uhrzeigersinn, wie durch Pfeil **11** gezeigt. Das Kettenantriebssystem **10** umfasst ein Antriebskettenrad **12**, ein angetriebenes Kettenrad **14** und eine Rollenkette **16** mit einer Anzahl von Rollen **18**. Die Kettenräder **12**, **14** und die Kette **16** entsprechen im Allgemeinen jeweils dem Standard **ISO-606**.

[0005] Die Rollenkette **16** greift in die Kettenräder **12** und **14** ein und ist um diese gewickelt und weist zwei Spannen auf, die sich zwischen den Kettenrädern erstrecken, einen schlaffen Strang **20** und einen straffen Strang **22**. Die Rollenkette **16** steht unter Spannung, wie durch die Pfeile **24** gezeigt ist. Der straffe Strang **22** kann mittels einer Kettenführung **26** von dem angetriebenen Kettenrad **14** zum Antriebskettenrad **12** geführt werden. Eine erste Rolle **28** ist am Anfang des Eingriffs in einer 12-Uhr-Position auf dem Antriebskettenrad **12** gezeigt. Eine zweite Rolle **30** befindet sich benachbart zur ersten Rolle **28** und ist die nächste Rolle, die in das Antriebskettenrad **12** eingreift.

[0006] Kettenantriebssysteme weisen mehrere Komponenten mit einem unerwünschten Geräusch auf. Eine Hauptquelle von Rollenkettensystemgeräuschen ist das Geräusch, das erzeugt wird, wenn eine Rolle die Spanne verlässt und während des Eingreffens mit dem Kettenrad kollidiert. Das resultierende Aufprallgeräusch wird mit einer Frequenz wiederholt, die im Allgemeinen der Frequenz der Kette entspricht, die in das Kettenrad eingreift. Die Lautstärke des Aufprallgeräusches steht in Funktion zur Aufprallenergie (E_A), die während des Eingriffes absorbiert werden muss. Die absorbierte Aufprallenergie steht zu der Motordrehzahl, der Kettenmasse und der Aufprallgeschwindigkeit zwischen der Kette und dem Kettenrad am Anfang des Eingriffs im Verhältnis. Die Aufprallgeschwindigkeit wird von der Kette-Kettenrad-Eingriffsgeometrie beeinflusst, bei der ein Eingriffsflankendruckwinkel γ (**Fig. 3**) ein Faktor ist, wobei:

$$E_A = \frac{wP}{2000} V_A^2,$$

$$V_A = \frac{\pi n P}{30.000} \sin\left(\frac{360}{Z} + \gamma\right)$$

$$\gamma = \frac{180 - A - \alpha}{2}; und$$

E_A	=	Aufprallenergie [N·m]
V_A	=	Rollenaufprallgeschwindigkeit [m/s]
γ	=	Eingriffsflankendruckwinkel
n	=	Motordrehzahl [U/min]
w	=	Kettenmasse [kg/m]
Z	=	Anzahl der Kettenradzähne
A	=	Zahnwinkel ($360^\circ/Z$)
α	=	Rollensitzwinkel
P	=	Kettenteilung (Zahnteilung entlang der Sehne)

[0007] Die Gleichung der Aufprallenergie (E_A) geht davon aus, dass die Kinematik des Kettenantriebs im Allgemeinen mit einem quasi-statischen analytischen Modell übereinstimmt und dass der Antriebskontakt des Rollenkettenrades am Tangentenpunkt TP (Fig. 3). der Flanken- und Wurzelradien stattfindet, wenn das Kettenrad eine Rolle, von der Spanne aufnimmt.

[0008] Wie in Fig. 3 gezeigt, wird der Druckwinkel γ definiert als Winkel zwischen einer Linie A, die sich von der Mitte der Eingriffsrolle 30 senkrecht zum Tangentenpunkt TP des Eingriffsflankenradius R_f und des Fußradius R_i und durch diese hindurch erstreckt, und einer Linie B, die den Mittelpunkt einer gedachten Rolle, die völlig auf dem theoretischen Rolldurchmesser PD aufsitzt, und den Mittelpunkt der Eingriffsrolle 30, wenn sie völlig auf dem theoretischen Rolldurchmesser PD aufsitzt, verbindet. Die Rollensitzwinkel α und die Druckwinkel γ , die in Fig. 27 aufgelistet sind, werden mit den oben definierten Gleichungen berechnet. Es wird darauf hingewiesen, dass γ ein Mindestwert ist, wenn α ein Höchstwert ist. Das exemplarische Kettenrad gemäß ISO-606 12 mit 18 Zähnen aus Fig. 3 weist einen Druckwinkel γ im Bereich von $12,5^\circ$ bis $22,5^\circ$ auf, wie in Fig. 27 gezeigt.

[0009] Fig. 3 zeigt des Weiteren den Eingriffsweg (in Konstruktionsdurchsicht dargestellte Rollen) und die Eingriffskontaktposition der Rolle 30 (mit durchgezogener Linie dargestellt), wenn sich das Kettenrad 12 in Richtung des Pfeils 11 dreht. Fig. 3 stellt den theoretischen Fall mit einer Kettenrolle 28 dar, die auf dem Fußdurchmesser D_2 eines Kettenrades mit dem größten Materialumfang aufsitzt, wobei sowohl die Kettenteilung als auch die Zahnteilung entlang der Sehne des Kettenrades der theoretischen Teilung P entspricht. Bei diesem theoretischen Fall weist das Geräusch, das am Anfang des Rolleneingriffs auftritt, eine radiale Komponente F_{ir} , die daraus resultiert, dass die Rolle 30 mit der Fußfläche R_i kollidiert, und eine tangentiale Komponente F_{it} auf, die erzeugt wird, wenn die Rolle 30 mit der Eingriffszahnflanke bei Punkt TP kollidiert, wenn sich die Rolle in Richtung des Antriebskontakte bewegt. Es wird angenommen, dass der radiale Aufprall zuerst stattfindet und der tangentiale Aufprall nahezu gleichzeitig folgt. Es ist gezeigt, dass die Rollenaufprallgeschwindigkeit V_A durch den Eingriffsflankentangentenpunkt TP wirkt und im Wesentlichen senkrecht zu diesem ist, wobei die Rolle 30 bei Punkt TP in Antriebskontakt steht.

[0010] Die Gleichung für die Aufprallenergie (E_A) gilt nur für einen tangentialen Rollenaufprall während des Eingreifens. Der tatsächliche Rolleneingriff, angenommen, dass ein tangentialer und radialer Aufprall vorliegt, (der in jeder beliebigen Reihenfolge stattfindet) scheint sich daher von der Gleichung für die Aufprallenergie (E_A) zu unterscheiden. Die Anwendung dieses quasi-statischen Modells, das in vorteilhafter Weise als Werkzeug verwendet wird, ermöglicht eine Analyse der Merkmale, die modifiziert werden können, um die Aufprallenergie zu verringern, die während der tangentialen Rollen-Kettenrad-Kollision am Anfang des Eingreifens absorbiert werden muss. Die radiale Kollision während des Eingreifens und deren Auswirkung auf den Geräuschpegel können neben der Gleichung der Aufprallenergie (E_A) berechnet werden.

[0011] Unter realen Bedingungen liegt als Folge von Merkmalsdimensionstoleranzen zwischen der Kette und

dem Kettenrad normalerweise eine Teilungsfehlanpassung vor, wobei die Fehlanpassung mit zunehmendem Verschleiß der Komponenten bei Gebrauch zunimmt. Durch diese Teilungsfehlanpassung wird der Punkt des Eingriffsaufpralls bewegt, wobei die radiale Kollision nach wie vor an der Fußfläche R_i , jedoch nicht notwendigerweise bei D_2 auftritt. Die tangentiale Kollision findet normalerweise in der Nähe von Punkt TP statt, jedoch kann dieser Kontakt hoch über der Eingriffsseite des Fußradius R_i oder sogar radial auswärts von Punkt TP auf dem Eingriffsflankenradius R_f in Funktion zur tatsächlichen Kette-Kettenrad-Teilungsfehlanpassung stattfinden.

[0012] Durch Verkleinern des Eingriffsflankendruckwinkels γ wird der Eingriffsgeräuschpegel, der mit Rollenkettantrieben in Zusammenhang steht, verringert, wie mit Hilfe der oben angeführten Gleichung der Aufprallenergie (E_A) vorausgesagt. Eine Verkleinerung des Druckwinkels γ unter Beibehaltung eines symmetrischen Zahnprofils, die erreicht werden kann, indem einfach der Rollensitzwinkel α vergrößert wird, wodurch der Druckwinkel effektiv für beide Flanken verkleinert wird, ist technisch möglich, jedoch nicht zu empfehlen. Dieses Profil erfordert, wie beschrieben, dass eine verschlissene Kette, wenn die Rolle um eine Kettenradumschlingung läuft (wie unten erörtert), eine Grenzfläche mit einer wesentlich steileren Neigung bildet und die Rollen notwendigerweise höher auf der Auslaufflanke laufen, bevor sie die Umschlingung verlassen.

[0013] Eine andere Quelle für Kettenantriebsgeräusch besteht in dem mechanischen Breitbandgeräusch, das teilweise von den Wellentorsionsvibrationen und leichten maßlichen Ungenauigkeiten zwischen der Kette und den Kettenrädern erzeugt wird. In einem größeren Ausmaß trägt der intermittierende oder vibrierende Kontakt zu dem mechanischen Breitbandgeräuschpegel bei, der zwischen einer verschlissenen Rollenkette und einem Kettenrad auftritt, wenn die Rollen um die Kettenradumschlingung laufen. Insbesondere umfasst der Verschleiß eines herkömmlichen Kettenantriebssystems Kettenradzahnflächenverschleiß und Kettenverschleiß. Der Kettenverschleiß wird durch Lagerverschleiß in den Kettengliedern verursacht und kann als Gliedabstandsverlängerung charakterisiert werden. Es wird angenommen, dass eine verschlissene Kette, die mit einem Kettenrad nach ISO-Standard in Eingriff ist, mit nur einer Rolle in Antriebskontakt steht und unter einer Höchstbelastungsbedingung belastet wird.

[0014] Unter nochmaliger Bezugnahme auf **Fig. 2** tritt ein Antriebskontakt unter Höchstbelastung auf, wenn eine Rolle beim Eingriff in eine Antriebskettenradumschlingung **32** eintritt. Die Eingriffsrolle **28** ist in Antriebskontakt gezeigt und wird unter Höchstbelastungsbedingungen belastet. Die Belastung an der Rolle **28** ist hauptsächlich eine Eingriffsaufprallbelastung und die Kettenspannungsbelastung. Die nächste Anzahl von Rollen in der Umschlingung **32** vor der Rolle **28** nimmt an der Kettenspannungsbelastung teil, jedoch in fortschreitend abnehmendem Ausmaß. Die Belastung der Rolle **28** (und in geringerem Ausmaß der nächsten Anzahl von Rollen in der Umschlingung) dient dazu, die Rolle in festem oder hartem Kontakt mit der Fußfläche **34** des Kettenrades zu halten.

[0015] Eine Rolle **36** ist die letzte Rolle in der Antriebskettenradumschlingung **32** vor Eintritt in den schlaffen Strang **20**. Die Rolle **36** steht ebenfalls mit dem Antriebskettenrad **12** in hartem Kontakt, jedoch an einem Punkt weiter oben (z. B. radial außerhalb) auf der Fußfläche **34**. Mit Ausnahme der Rollen **28** und **36** und der Anzahl von Rollen vor der Rolle **28**, die an der Kettenspannungsbelastung teilnehmen, stehen die restlichen Rollen in der Antriebskettenradumschlingung **32** nicht in hartem Kontakt mit der Fußfläche **34** des Kettenrades und sind daher frei, gegen die Fußflächen des Kettenrades zu vibrieren, wenn sie um die Umschlingung laufen, wodurch zur Erzeugung von unerwünschtem mechanischem Breitbandgeräusch beigetragen wird.

[0016] Eine Rolle **38** ist die letzte Rolle in einer Kettenradumschlingung **40** des angetriebenen Kettenrads **14** vor dem Eintritt in den straffen Strang **22**. Die Rolle **38** steht mit dem Kettenrad **14** in Antriebskontakt. Wie bei der Rolle **36** in der Antriebskettenradumschlingung **32** steht eine Rolle **42** in der Kettenradumschlingung **40** in hartem Kontakt mit einem Fußradius **44** des angetriebenen Kettenrads **14**, jedoch im Allgemeinen nicht am Fußdurchmesser.

[0017] Es ist bekannt, dass die Bereitstellung eines Teillinienabstands (PLC) zwischen Kettenradzähnen einen harten Kontakt zwischen den Kettenrollen und dem Kettenrad in der Kettenradumschlingung fördert, wenn die Rollenkette verschleißt. Das Ausmaß des zur Zahnlücke hinzugefügten Teillinienabstands definiert eine Länge eines kurzen Bogens, der in der Zahnlücke zentriert ist und ein Segment des Fußdurchmessers D_2 bildet. Der Fußrundungsradius R_i verläuft tangential zum Flankenradius R_f und zum Bogensegment des Fußdurchmessers. Das Zahnprofil ist nach wie vor symmetrisch, jedoch ist R_i kein kontinuierlicher Fußrundungsradius von einem Flankenradius zum benachbarten Flankenradius mehr. Dies hat zur Folge, dass die mechanische Breitbandgeräuschkomponente eines Kettenantriebssystems verringert wird. Jedoch wird durch Hinzufügen eines Teillinienabstands zwischen Kettenradzähnen nicht das Kettenantriebsgeräusch verringert, das von der Rolle-Kettenrad-Kollision bei dem Aufprall verursacht wird.

[0018] Sehnenwirkung oder Sehnenanstieg und -abfall ist ein weiterer wichtiger Faktor, der die Laufruhe und die Geräuschpegel eines Kettenantriebs, insbesondere bei höheren Drehzahlen, beeinflusst. Sehnenwirkung tritt auf, wenn die Kette während des Eingreifens von der freien Spanne her in das Kettenrad eintritt, und sie kann eine Bewegung der freien Kette in einer Richtung verursachen, die senkrecht zum Kettenweg, jedoch in derselben Ebene wie die Kette und die Kettenräder verläuft. Diese auf Sehnenwirkung beruhende Kettenbe-

wegung fügt dem Eingriffsgeräuschpegel eine unerwünschte Geräuschpegelkomponente hinzu, so dass es daher vorteilhaft ist, die Sehnenwirkung, die einem Rollenkettenantrieb inhärent ist, zu verringern.

[0019] **Fig. 4a** und **4b** veranschaulichen die Sehnenwirkung für ein Kettenrad gemäß **ISO-606** mit 18 Zähnen und einer Zahnteilung entlang der Sehne von 9,525 mm. Der Sehnenanstieg **45** kann herkömmlicherweise als Verschiebung von der Kettenmittellinie definiert werden, wenn sich das Kettenrad durch einen Winkel A/2 dreht, wobei:

$$\text{Sehnenanstieg} = r_p - r_c = r_p[1 - \cos(180^\circ/Z)]$$

wobei r_c der Sehnenradius oder der Abstand vom Kettenradmittelpunkt zu einer Zahnsehne der Länge P ist; r_p der tatsächliche theoretische Rollradius ist und Z die Anzahl von Kettenradzähnen ist.

[0020] Es ist bekannt, dass eine Kette mit kurzem Gliedabstand, verglichen mit einer Kette mit längerem Gliedabstand, die einen gleichen Rollradius aufweist, eine verringerte Sehnenwirkung zeigt. **Fig. 4a** und **4b** zeigen nur das Antriebskettenrad und gehen davon aus, dass ein angetriebenes Kettenrad (nicht gezeigt) ebenfalls 18 Zähne aufweist und phasengleich mit dem gezeigten Antriebskettenrad ist. Mit anderen Worten weisen beide Kettenräder bei $T = 0$ (**Fig. 4a**) einen Zahnmittelpunkt in 12-Uhr-Position auf. Demgemäß weist die Kettenantriebsanordnung unter quasi-statischen Bedingungen einen oberen oder straffen Strang auf, der sich gleichmäßig um einen Abstand auf und ab bewegt, der dem des Sehnenanstiegs entspricht. Bei $T = 0$ befindet sich eine Rolle **46** am Anfang des Eingriffs, wobei die Zahnteilung entlang der Sehne P horizontal und auf einer Linie mit dem straffen Strang verläuft. Bei $T = 0 + (A/2)$, (**Fig. 4b**), hat sich die Rolle **46** in die 12-Uhr-Position bewegt.

[0021] Bei vielen Kettenantrieben weisen das Antriebskettenrad und das angetriebene Kettenrad eine unterschiedliche Größe auf und sind nicht notwendigerweise phasengleich. Die Kettenführung **26** (**Fig. 2**) hat die Hauptaufgabe, Kettenstrangvibrationen in der freien Spanne zu kontrollieren. Die Geometrie der Führung-Ketten-Grenzfläche definiert ebenfalls die Länge der Kette der freien Spanne, über die die Bewegung des Sehnenanstiegs und -abfalls erlaubt ist. **Fig. 5** ist eine vergrößerte Ansicht von **Fig. 2**, die die erste Rolle **28** am Anfang des Eingriffs und die zweite Rolle **30** als nächste Rolle, die in das Kettenrad **12** eingreifen wird, zeigt. In diesem Beispiel kontrolliert und führt die Kettenführung **26** den eingreifenden Abschnitt des straffen Strangs **22**, abgesehen von fünf (5) nicht unterstützten oder "freien" Gliedteilungen, die sich zwischen der Kettenführung **26** und der Eingriffsrolle **28** erstrecken. Diese Länge nicht unterstützter Gliedteilungen für den eingreifenden Abschnitt oder straffen Strang **22** ist in diesem Beispiel horizontal, wenn sich die Rolle **28** in 12-Uhr-Position befindet.

[0022] Unter Bezugnahme auf **Fig. 6** und **7** wird das Antriebskettenrad **12** im Uhrzeigersinn gedreht, um die Rolle **28** in eine neue Winkelposition ($A/2$) + w zu bewegen, wobei w der hinzugefügte Drehwinkel ist, der durch eine quasi-statische Eingriffsgeometrie mit der Rolle **28** bestimmt wird, die völlig aufsitzt, und sich Rolle **30** im Augenblick des Kettenradeingriffs befindet. Wie in **Fig. 6** gezeigt, wird davon ausgegangen, dass die Rolle **28** aufsitzt und sich bei D_2 am Anfang des Eingriffs der Rolle **30** in hartem Kontakt mit der Fußfläche befindet, und es wird eine gerade Linie für die Kettenspanne an der Rolle **28** zu einem Kettenstiftmittelpunkt **48** angenommen, um den herum sich die nicht unterstützte oder "freie" Spanne von Stift **48** zur eingreifenden Rolle **30** drehen soll.

[0023] Als Folge der Sehnenwirkung ist die eingreifende freie Spanne nicht mehr horizontal, um die Rollen-eingriffsgeometrie zu erfüllen. Dies steht im Gegensatz zu dem Kettenantrieb, der in **Fig. 4a** beschrieben ist, bei dem eine Sehnenwirkung verursacht, dass sich der straffe Strang gleichmäßig bewegt, jedoch auf einem horizontalen Weg, da das Antriebskettenrad und das angetriebene Kettenrad dieselbe Anzahl von Zähnen aufweisen und die Kettenradzähne phasengleich sind. Es wird angemerkt, dass die Annahme der geraden Linie nur für ein quasi-statisches Modell gilt. Das Ausmaß der Bewegung oder der Abweichung von der Annahme der geraden Linie steht in Funktion zur Antriebsdynamik, den Kettensteuervorrichtungen und der Antriebs- und Kettenradgeometrie. Die Position und Kettengrenzflächenkontur der Kettenführung **26** bestimmen die Anzahl der Teilungen der freien Spanne, um die als Folge des Sehnenanstiegs und -abfalls während des Rolleneingriffsprozesses eine Bewegung stattfindet.

[0024] Wie am besten in **Fig. 7** ersichtlich ist und unter der Annahme, dass sich die Rollen **28** und **30** bei D_2 mit den Fußflächen des Kettenrades in hartem Kontakt befinden, ist der Sehnenanstieg die senkrechte Verschiebung des Mittelpunkts der Rolle **30** (der sich auf dem Roldurchmesser PD befindet) vom Weg der straffen Spanne **22** weg, wenn sie sich von ihrer gezeigten anfänglichen Eingriffsposition zu der Position bewegt, die gegenwärtig von der Rolle **28** eingenommen wird.

[0025] Demgemäß ist es wünschenswert, ein neuartiges und verbessertes Rollenkettenantriebssystem zu schaffen, das die oben genannten Bedürfnisse erfüllt und die vorgenannten und andere Nachteile überwindet, während bessere und vorteilhaftere Ergebnisse bereitgestellt werden.

Zusammenfassung der Erfindung

[0026] Gemäß einem Gesichtspunkt der vorliegenden Erfindung wird ein Kettenrad offenbart. Das Kettenrad umfasst eine erste Vielzahl von Kettenradzähnen, die jeweils ein erstes asymmetrisches Zahnprofil aufweisen, das zur Bereitstellung eines tangentialen Kontakts mit einer ersten Rolle an einem Anfang des Eingriffs der ersten Rolle in das Kettenrad konstruiert ist, und eine zweite Vielzahl von Kettenradzähnen, die jeweils ein zweites asymmetrisches Zahnprofil aufweisen, das sich von dem ersten Zahnprofil unterscheidet, und zur Bereitstellung eines radialen Kontakts mit einer zweiten Rolle an einem Anfang des Eingriffs der zweiten Rolle in das Kettenrad konstruiert ist.

[0027] Gemäß einem weiteren Gesichtspunkt der vorliegenden Erfindung wird ein unidirektionales Rollenkettantriebssystem offenbart, das ein Kettenrad gemäß dem ersten Gesichtspunkt der vorliegenden Erfindung umfasst.

[0028] Gemäß noch einem weiteren Gesichtspunkt der vorliegenden Erfindung wird ein Verfahren zur Modifikation einer Eingriffsaufprallfrequenz einer Rollenkette, die in ein Kettenrad eingreift, offenbart. Das Verfahren umfasst (a) das Drehen des Kettenrades, um eine erste Rolle der Rollenkette zu veranlassen, eine Eingriffsflanke eines ersten Kettenradzahns an einem Anfang des Eingriffs der ersten Rolle in den ersten Kettenradzahn tangential zu berühren, und (b) das Drehen des Kettenrades, um eine zweite Rolle der Rollenkette zu veranlassen, eine Fußfläche eines zweiten Kettenradzahns an einem Anfang des Eingriffs der zweiten Rolle in den zweiten Kettenradzahn radial zu berühren.

[0029] Ein Vorteil der vorliegenden Erfindung besteht in der Bereitstellung eines Rollenkettenrades, das eine Flankenfläche auf einer eingreifenden Zahnläche umfasst, wodurch der Wechsel eines Eingriffskontakts von einem ersten Zahnprofil zu einem zweiten Zahnprofil ermöglicht wird.

[0030] Ein weiterer Vorteil der vorliegenden Erfindung besteht in der Bereitstellung eines Rollenkettenrades, das eine Flankenfläche auf einer eingreifenden Zahnläche umfasst, wodurch eine zeitliche Verzögerung zwischen einem anfänglichen Kontakt zwischen der Rolle und dem ersten Kettenradzahnprofil und einem anfänglichen Kontakt zwischen der Rolle und dem zweiten Kettenradzahnprofil bewirkt wird.

[0031] Ein weiterer Vorteil der vorliegenden Erfindung besteht in der Bereitstellung eines Rollenkettenrades, das eine Flankenfläche auf einer eingreifenden Zahnläche eines ersten Zahnprofils umfasst, wodurch eine Phaseneinstellung einer Frequenz von anfänglichen Kontakten des ersten Zahnprofils zwischen der Rolle und der eingreifenden Flanke im Verhältnis zu anfänglichen Kontakten eines zweiten Zahnprofils zwischen der Rolle und der ersten eingreifenden Flanke ermöglicht wird, um den Rhythmus der anfänglichen Kontakte zwischen der Rolle und der ersten eingreifenden Flanke und der Kontakte zwischen der Rolle und der zweiten eingreifenden Flanke zu ändern.

[0032] Ein weiterer Vorteil der vorliegenden Erfindung besteht in der Bereitstellung eines Rollenkettenrades, das eine hinzugefügte Teilungsfehlanpassung zwischen dem Kettenrad und der Rollenkette umfasst, um einen "abgestuften" Rolle-Kettenrad-Aufprall zu ermöglichen.

[0033] Noch ein weiterer Vorteil der vorliegenden Erfindung besteht in der Bereitstellung eines Rollenkettenrades, das eine geneigte Fußfläche auf einer Eingriffsflanke oder einer Auslaufflanke oder sowohl auf einer Eingriffsflanke als auch auf einer Auslaufflanke umfasst, um einen Zahnlückenabstand bereitzustellen.

[0034] Noch ein weiterer Vorteil der vorliegenden Erfindung besteht in der Bereitstellung eines Rollenkettenrades, das das Aufprallgeräusch minimiert, das von einer Rolle-Kettenrad-Kollision während des Eingreifens erzeugt wird.

[0035] Ein weiterer Vorteil der vorliegenden Erfindung besteht in der Bereitstellung eines Rollenkettenrades, das mechanische Breitbandgeräusche minimiert, die von unbelasteten Rollen in einer Kettenradumschlingung erzeugt werden.

[0036] Noch ein weiterer Vorteil der vorliegenden Erfindung besteht in der Bereitstellung eines Rollenkettenrades, das einen "abgestuften" Rollen-Aufprall bereitstellt, wobei zuerst ein tangentialer Aufprall stattfindet, der von einem radialen Aufprall bei vollem Eingriff gefolgt wird.

[0037] Noch ein weiterer Vorteil der vorliegenden Erfindung besteht in der Bereitstellung eines Rollenkettenrades, das den Rolleneingriff über ein bedeutendes Zeitintervall verteilt, um eine mehr schrittweise stattfindende Lastübertragung bereitzustellen, wodurch ein Rolle-Kettenrad-Aufprall und das inhärente Geräusch, das von demselben erzeugt wird, minimiert werden.

[0038] Noch ein weiterer Vorteil der vorliegenden Erfindung besteht in der Bereitstellung eines Rollenkettenrades, das zwei Gruppen von Kettenradzähnen aufweist, die unterschiedliche Zahnprofile umfassen, die bei der Reduzierung von Kettenantriebssystemgeräuschpegeln unter einen Geräuschpegel, den eines der Zahnprofile, allein verwendet, erzeugen würde, mitwirken.

[0039] Weitere Vorteile der vorliegenden Erfindung werden Fachleuten nach der Lektüre und dem Verständnis der folgenden ausführlichen Beschreibung der bevorzugten Ausführungsform ersichtlich.

Kurze Beschreibung der Zeichnungen

- [0040] Die Erfindung kann mittels unterschiedlicher Komponenten und Anordnungen von Komponenten sowie in verschiedenen Schritten und Anordnungen von Schritten Form annehmen. Die Zeichnungen dienen lediglich dem Zweck der Veranschaulichung einer bevorzugten Ausführungsform und sollen die Erfindung nicht einschränken.
- [0041] **Fig. 1** veranschaulicht ein symmetrisches Zahnlückenprofil für ein Rollenkettensrad gemäß ISO-606;
- [0042] **Fig. 2** ist ein exemplarisches Rollenkettantriebssystem mit einem Antriebskettenrad gemäß ISO-606, einem angetriebenen Kettenrad und einer Rollenkette;
- [0043] **Fig. 3** zeigt einen Eingriffsweg (gestrichelte Linie) und eine Rolle (durchgezogene Linie) in einer Antriebsposition, wenn sich ein Antriebskettenrad gemäß ISO-606 im Uhrzeigersinn dreht.
- [0044] **Fig. 4a** zeigt eine Rolle am Anfang des Eingriffs in ein exemplarisches Kettenrad mit 18 Zähnen;
- [0045] **Fig. 4b** zeigt das Antriebskettenrad aus **Fig. 4a**, das im Uhrzeigersinn gedreht wird, bis sich die Rolle in 12-Uhr-Position befindet;
- [0046] **Fig. 5** ist eine vergrößerte Ansicht des Antriebskettenrads aus **Fig. 2** mit einer völlig in einer Zahnlücke aufsitzenden Rolle und einer zweiten Rolle, die kurz davor steht, mit dem Antriebskettenrad in Eingriff zu kommen;
- [0047] **Fig. 6** zeigt das Antriebskettenrad aus **Fig. 5**, das im Uhrzeigersinn gedreht wird, bis die zweite Rolle das Antriebskettenrad anfänglich berührt;
- [0048] **Fig. 7** ist eine vergrößerte Ansicht von **Fig. 6**, die zeigt, dass die zweite Rolle eine Fußfläche des Antriebskettenrads unter theoretischen Bedingungen anfänglich berührt (d.h. radialer Aufprall);
- [0049] **Fig. 8** veranschaulicht ein Rollenkettantriebssystem mit einem Rollenkettantriebskettenrad und einem angetriebenen Kettenrad, die die Merkmale der vorliegenden Erfindung umfassen;
- [0050] **Fig. 9** veranschaulicht das Rollenkettantriebskettenrad aus **Fig. 8** mit einem asymmetrischen Zahnlückenprofil gemäß einer Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;
- [0051] **Fig. 10** ist eine vergrößerte Ansicht des asymmetrischen Zahnlückenprofils aus **Fig. 9**, die eine Rolle in einem Zwei-Punkt-Kontakt mit dem Kettenrad zeigt;
- [0052] **Fig. 11** zeigt einen Eingriffsweg (gestrichelte Linie) und den Augenblick eines völligen Eingriffs (durchgezogene Linie) einer Rolle, wenn sich das Antriebskettenrad aus **Fig. 8** im Uhrzeigersinn dreht;
- [0053] **Fig. 12** ist eine vergrößerte Ansicht des Antriebskettenrads aus **Fig. 8**, wobei eine erste Rolle in einer Zahnlücke völlig aufsitzt und eine zweite Rolle von der straffen Spanne der Rollenkette als nächste Rolle aufgenommen wird;
- [0054] **Fig. 13** zeigt das Antriebskettenrad aus **Fig. 12**, das im Uhrzeigersinn gedreht wird, bis die zweite Rolle das Antriebskettenrad anfänglich berührt;
- [0055] **Fig. 14** ist eine vergrößerte Ansicht von **Fig. 13**, die die erste Rolle in einem Zwei-Punkt-Kontakt und die zweite Rolle bei einem anfänglichen tangentialen Kontakt mit dem Antriebskettenrad zeigt;
- [0056] **Fig. 14a** veranschaulicht den Verlauf der ersten und zweiten Rolle, wenn das Antriebskettenrad aus **Fig. 14** im Uhrzeigersinn gedreht wird;
- [0057] **Fig. 14b** ist eine vergrößerte Ansicht des Antriebskettenrads aus **Fig. 14**, das im Uhrzeigersinn gedreht wird, um die zweite Rolle zum Moment des völligen Eingriffs bei einer 12-Uhr-Position zu drehen;
- [0058] **Fig. 15** veranschaulicht ein Rollenkettantriebskettenrad mit einem asymmetrischen Zahnlückenprofil gemäß einer anderen Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;
- [0059] **Fig. 16** ist eine vergrößerte Teilansicht von **Fig. 8**, die den Kontaktverlauf zeigt, wenn die Rollen um die Antriebskettenradumschlingung laufen;
- [0060] **Fig. 17** ist eine vergrößerte Ansicht einer Rolle, die aus der Kettenradumschlingung des Kettenrads aus **Fig. 16** austritt;
- [0061] **Fig. 18** veranschaulicht ein Rollenkettensrad mit einem asymmetrischen Zahnlückenprofil gemäß einer anderen Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;
- [0062] **Fig. 19** veranschaulicht ein Rollenkettensrad mit einem asymmetrischen Zahnlückenprofil gemäß einer weiteren Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;
- [0063] **Fig. 20** ist eine Seitenansicht eines exemplarischen Rollenkettensrads mit unregelmäßigem Eingriff, das die Merkmale der vorliegenden Erfindung umfasst;
- [0064] **Fig. 21** ist eine vergrößerte Ansicht des Kettenrads aus **Fig. 20**, das ein asymmetrisches Zahnlückenprofil zeigt, das eine Eingriffsflankenentlastung und einen Zahnlückenabstand gemäß der vorliegenden Erfindung umfasst;
- [0065] **Fig. 21a** ist eine vergrößerte Ansicht des Kettenrads aus **Fig. 21**, die eine geneigte Fußfläche desselben zeigt, die eine Flankenentlastung und einen Zahnlückenabstand bereitstellt;
- [0066] **Fig. 22** ist eine andere Ausführungsform der geneigten Fußfläche aus **Fig. 21a**, die lediglich Flankenentlastung bereitstellt;
- [0067] **Fig. 23** veranschaulicht das asymmetrische Zahnlückenprofil aus **Fig. 9**, das von dem asymmetri-

schen Zahnlückenprofil aus **Fig. 21** überlagert ist;

[0068] **Fig. 24** veranschaulicht den Eingriffsverlauf einer ersten Rolle und den Eingriff einer zweiten benachbarten Rolle in das Kettenrad aus **Fig. 20**, wenn das Kettenrad im Uhrzeigersinn gedreht wird;

[0069] **Fig. 25** veranschaulicht das Kettenrad aus **Fig. 20** mit einer ersten Rolle in einem Zwei-Punkt-Kontakt, einer zweiten Rolle in einem anfänglichen tangentialen Kontakt und einer dritten Rolle kurz vor dem Eingriff in das Antriebskettenrad;

[0070] **Fig. 26** veranschaulicht das Kettenrad aus **Fig. 25**, das im Uhrzeigersinn gedreht wird, bis zum Moment des anfänglichen Eingriffs der dritten Rolle in eine Fußfläche des Kettenrads;

[0071] **Fig. 27** ist eine Tabelle, die Rollensitzwinkel α und Druckwinkel γ für eine Anzahl verschiedener Kettenradgrößen gemäß **ISO-606** auflistet; und

[0072] **Fig. 28** ist eine Tabelle, die die maximalen Betawinkel (β) und die entsprechenden Druckwinkel γ für drei verschiedene asymmetrische Zahnlückenprofile (1–3) unterschiedlicher Kettenradgrößen auflistet.

Ausführliche Beschreibung der bevorzugten Ausführungsformen

[0073] Unter Bezugnahme auf **Fig. 8** umfasst ein Rollenkettantriebssystem **110** ein -Antriebskettenrad **112** und ein angetriebenes Kettenrad **114**, die die Merkmale der vorliegenden Erfindung umfassen. Das Rollenkettantriebssystem **110** umfasst des Weiteren eine Rollenkette **116** mit einer Anzahl von Rollen **118**, die in Kettenräder **112**, **114** eingreifen und diese umschlingen. Die Rollenkette dreht sich im Uhrzeigersinn, wie durch Pfeil **11** gezeigt.

[0074] Die Rollenkette **116** weist zwei Spannen auf, die sich zwischen den Kettenräden erstrecken, einen schlaffen Strang **120** und einen straffen Strang **122**. Die Rollenkette **116** steht unter Spannung, wie durch die Pfeile **124** gezeigt. Ein mittlerer Abschnitt des straffen Strangs **122** kann mit einer Kettenführung **126** von dem angetriebenen Kettenrad **114** zu dem Antriebskettenrad **112** geführt werden. Eine erste Rolle **128** ist in einer 12-Uhr-Position vollständig auf dem Antriebskettenrad **112** aufsitzend gezeigt.

[0075] Eine zweite Rolle **130** befindet sich benachbart zu der ersten Rolle **128** und steht kurz davor, in das Antriebskettenrad **112** einzugreifen.

[0076] Um eine Beschreibung der asymmetrischen Zahuprofile der vorliegenden Erfindung zu erleichtern, wird nur auf das Antriebskettenrad **112** Bezug genommen. Jedoch können die asymmetrischen Zahuprofile der vorliegenden Erfindung ebenso auf das angetriebene Kettenrad **114** sowie auf andere Arten von Kettenräden, wie beispielsweise Kettenspannräder und Kettenräder, die mit in entgegengesetzter Richtung drehenden Ausgleichswellen verbunden sind, angewendet werden.

[0077] Unter Bezugnahme auf **Fig. 9** und **10** umfasst das Kettenrad **112** einen ersten Zahn **132** mit einer Eingriffsflanke **134** und einen zweiten Zahn **136** mit einer Auslauf- oder Ausrückflanke **138**. Die Eingriffsflanke **134** und die Auslaufflanke **138** wirken zusammen, um eine Zahnlücke **140** abzugegrenzen, die die Eingriffsrolle **128** aufnimmt (mit gestrichelter Linie dargestellt). Die Eingriffsrolle **128** weist einen Rollendurchmesser **D₁** auf und ist vollständig in Zwei-Punkt-Kontakt in der Zahnlücke **140** aufsitzend gezeigt, wie im Folgenden ausführlicher beschrieben wird. Insbesondere berührt die Eingriffsrolle **128**, wenn sie vollständig in der Zahnlücke aufsitzt, zwei Linien **B** und **C**, die sich axial entlang jeder Kettenzahnoberfläche oder Kettenzahnfläche erstrecken (d. h. in einer Richtung, die rechtwinklig zur Ebene der Zeichnungen verläuft). Um jedoch eine Beschreibung davon zu erleichtern, werden die Linien **A**, **B** und **C** im Folgenden als Kontaktpunkte mit der Zahnlücke gezeigt und bezeichnet.

[0078] Die Eingriffsflanke **134** weist einen Radius **R_f** auf, der tangential zu einem radialen äußeren Ende einer Flankenebene **144** verläuft. Der asymmetrisch eingreifende Flankenradius **R_f** ist kleiner als der Radius **R_{fiso}**, der durch den ISO-Standard **606** spezifiziert ist. Jedoch sollte die Größe des asymmetrisch eingreifenden Flankenradius **R_f** so groß wie möglich sein, während sie gleichzeitig noch die Geometrie des Rolleneingriffs (Eingreifens) und -ausrückens erfüllen sollte. Die Position der Flankenebene **144** wird durch einen Winkel **β** bestimmt, wobei die Ausrichtung der Ebene senkrecht oder vertikal zu einer Linie ist, die durch Punkt **B** und die Mitte der Rolle **128** verläuft, wenn die Rolle das Kettenrad an den Punkten **B** und **C** berührt. Die Länge der Flankenebene, die sich von Punkt **B** radial auswärts erstreckt, beeinflusst eine Zeitverzögerung zwischen einem anfänglichen tangentialen Aufprall zwischen dem Kettenrad **112** und der Rolle **128** an einem ersten Kontaktpunkt **A** entlang der Flankenebene **144** und einem nachfolgenden radialen Aufprall an Punkt **C**. Es wird angenommen, dass die Rolle von ihrem anfänglichen tangentialen Kontakt an Punkt **A** in Kontakt mit der Flankenebene bleibt, bis sich die Rolle zu einer Zwei-Punkt-Kontaktposition mit vollem Eingriff an den Punkten **B** und **C** bewegt. Der Druckwinkel **γ**, das Ausmaß an Teilungsfehlpassung zwischen der Kette und dem Kettenrad und die Länge der Flankenebene können variiert werden, um einen gewünschten anfänglichen Rollenkontaktpunkt **A** am Anfang des Eingriffs zwischen Rolle und Kettenrad zu erreichen.

[0079] Es ist ersichtlich, dass der (tangentielle) Flankenkontakt stets zuerst auftritt und der radiale Kontakt daraufhin stets an Punkt **C** auftritt, unabhängig von der Kettenteilungslänge. Im Gegensatz dazu muss sich bei bekannten Zahnlückenprofilen (z. B. gemäß ISO-606 und asymmetrischen Zahnlückenprofilen), die einen

Ein-Punkt-Kontakt (z. B. einen Ein-Linien-Kontakt) umfassen, eine Eingriffsrolle in eine Antriebsposition bewegen, nachdem sie radialen Kontakt hergestellt hat. Der Druckwinkel γ nimmt daher an; dass die Eingriffsrolle an dem Tangentenpunkt des Flankenradius/Fußradius Kontakt herstellt. Daher ist die Eingriffskontaktposition der bekannten Einzelpunkt- bzw. Einzellinien-Zahnlückenprofile „teilungsempfindlich“, um zu bestimmen, ob sowohl der radiale Aufprall als auch der tangentiale Aufprall auftritt.

[0080] Der Eingriffsflanken-Rollensitzwinkel β (**Fig. 9**) und ein Ausrückflanken-Rollensitzwinkel β' ersetzen den Rollensitzwinkel α gemäß ISO-606 (das ISO-Profil ist mit gestrichelter Linie dargestellt). Der Druckwinkel γ ist eine Funktion des Eingriffsflanken-Rollensitzwinkels β . Das heißt, wenn β zunimmt, nimmt γ ab. Ein asymmetrischer Mindestdruckwinkel kann aus der folgenden Gleichung bestimmt werden:

$$\gamma_{\min} = \beta_{\max} - (\alpha_{\max}/2 + \gamma_{ISO\min})$$

[0081] Daher ist ein asymmetrischer Druckwinkel $\gamma_{\min} = 0$, wenn $\beta_{\max} = (\alpha_{\max}/2 + \gamma_{ISO\min})$, wie in **Fig. 28** veranschaulicht. **Fig. 28** listet die Höchst-Beta(β)-Winkel und die entsprechenden Druckwinkel (γ) für mehrere Kettenradgrößen von drei verschiedenen asymmetrischen Zahnlückenprofilen (1–3) auf. Es ist ersichtlich, dass eine Verkleinerung des Eingriffsflanken-Druckwinkels γ die Tangentialaufprallkraftkomponente F_{IA} (**Fig. 14**) und damit den Tangentialaufprallgeräuschbeitrag zum Gesamtgeräuschpegel am Anfang des Eingriffs verringert.

[0082] Das bedeutet, dass die Aufprallkraft F_{IA} eine Funktion der Aufprallgeschwindigkeit ist, die ihrerseits im Verhältnis zum Druckwinkel γ steht. Wenn der Druckwinkel γ verkleinert wird, stellt er eine entsprechende Verkleinerung der Aufprallgeschwindigkeit zwischen der Kette und dem Kettenrad am Anfang des Eingriffs bereit. Ein Mindestdruckwinkel γ ermöglicht ebenfalls eine größere Trennung oder einen größeren Abstand zwischen den Tangentialkontaktpunkten A und B, um die „Eingriffsabstufung“ weiter zu erhöhen oder zu maximieren. Bei der bevorzugten Ausführungsform liegt der Eingriffsflanken-Druckwinkel γ im Bereich von etwa $-2,0^\circ$ bis etwa $+5^\circ$, um den abgestuften Aufprall zwischen der Rolle und dem Kettenrad zu optimieren.

[0083] Bei der beschriebenen Ausführungsform ist der Rollensitzwinkel β größer als ISO $\alpha_{\max}/2$ bei einer Bedingung mit großem Materialumfang, und β kann eingestellt werden, bis ein gewünschter Eingriffsflanken-Druckwinkel γ erreicht ist. Zum Beispiel stellt der Rollensitzwinkel β aus **Fig. 9** einen Druckwinkel γ bereit, der kleiner als null oder ein negativer Wert ist. Der negative Druckwinkel γ ist am besten in **Fig. 11** in der Gegeüberstellung mit dem Zahnprofil gemäß ISO-606 aus **Fig. 3** mit einem positiven Druckwinkel γ ersichtlich. Es wird angenommen, dass ein kleiner negativer Druckwinkel für die theoretische Ketten-Kettenrad-Grenzfläche in vorteilhafter Weise einen Druckwinkel γ bereitstellt, der für ein „nominales“ System oder für ein System mit Verschleiß näher an null (0) liegt. Jedoch kann der Eingriffsflanken-Rollensitzwinkel β vorteilhafterweise so eingestellt werden, dass er jeden beliebigen Eingriffsflanken-Druckwinkel γ bereitstellt, der einen Wert aufweist, der kleiner ist als der Mindestdruckwinkel gemäß ISO-606.

[0084] Wiederum unter Bezugnahme auf **Fig. 9** und 10 verläuft ein erster Fußradius R_i tangential zu einem radial inneren Ende der Flankenebene **144** und tangential zu einem radial äußeren Ende einer geneigten Fußfläche **146**. Wie am besten aus **Fig. 10** ersichtlich, muss ein Höchstfußradius R_i gleich einem oder kleiner als ein Mindestrollenradius $0,5 D_1$ sein, um den Zwei-Punkt-Kontakt mit vollem Eingriff bzw. den Linienkontakt mit vollem Eingriff an den Punkten B und C zu ermöglichen. Demgemäß wird dadurch ein kleiner Abstand zwischen R_i an der Eingriffsflanke **134** und der Rolle **128** an dem Zwei-Punkt/Linien-Eingriff definiert. Die Flankenebene **144** und die geneigte Fußfläche **146** erstrecken sich notwendigerweise jeweils innerhalb der Punkte B und C, um den Zwei-Punkt-Rollenkontakt bzw. Linien-Rollenkontakt am Eingriff sowie den erforderlichen Abstand R_i zur Rolle **128** zu ermöglichen. Ein zweiter Fußradius R'_i verläuft tangential zu einem radial inneren Ende der geneigten Fußfläche **146** bei Linie **150**. Die Auslaufflanke weist einen Radius R'_f auf, dessen Bogenmitte definiert wird, indem der Seitenrollensitzwinkel β' ausgerückt wird. Der Radius R'_f kann einen Wert im Bereich von ISO-606 aufweisen.

[0085] Die geneigte Fußfläche **146** ist eine flache Fläche mit einer finiten Länge, die einen Zahnzwischenraum (TSC) abgrenzt. Der Zahnzwischenraum gleicht eine Kettenteilungslängung oder eine Kettenabnutzung aus, indem er einen spezifischen Grad an Kettenteilungslängung ΔP aufnimmt. Mit anderen Worten ermöglicht der Zahnzwischenraum TSC, dass Rollen einer abgenutzten Kette in hartem Kontakt mit der geneigten Fußfläche der Kettenradzähne gehalten werden. Zusätzlich ermöglicht die geneigte Fußfläche **146** die Verringerung der radiaalen Reaktionskraft, wodurch der Geräuschbeitrag des radiaalen Aufpralls der Rolle zum Gesamtgeräuschpegel verringert wird.

[0086] Die geneigte Fußfläche **146** kann in jedem beliebigen Winkel ϕ geneigt sein, der notwendig ist, um eine spezifische Kettenantriebsgeometrie und Kettenteilungslängung zu erfüllen. Wie in **Fig. 9** gezeigt, wird der Winkel ϕ der geneigten Fußfläche von einer Linie **152** gemessen, die durch die Mitte der Rolle **128** und die Mitte des Kettenrads zu einer zweiten Linie **154** verläuft, die ebenfalls durch die Mitte der Rolle **128** und durch Punkt C verläuft. Die geneigte Fußfläche **146** befindet sich senkrecht zur Linie **154**, und die geneigte Fußfläche

erstreckt sich radial einwärts zur Linie **150**, wo sie tangential zu **R_i** verläuft. In der beschriebenen Ausführungsform liegt der Winkel γ der geneigten Fußfläche vorzugsweise im Bereich von etwa 20° bis etwa 35° .

[0087] **Fig.** 12 ist eine vergrößerte Ansicht von **Fig.** 8, die die erste Rolle **128** in vollem Eingriff in Zwei-Punkt- bzw. Linieneingriff über die Dicke oder Breite des Kettenradzahnprofils und die zweite Rolle **130** als die nächste Rolle, die gerade anfängt, in das Kettenrad **112** einzugreifen, zeigt. Wie bei dem Antriebssystem **10** gemäß ISO-606 steuert und führt die Kettenführung **126** einen mittleren Abschnitt des straffen Strangs **122**, abgesehen von fünf ungestützten Gliedteilungen, die sich zwischen der Kettenführung **126** und der Eingriffsrolle **128** erstrecken (sowie abgesehen von den ungestützten Gliedteilungen, die sich zwischen dem angetriebenen Kettenrad und der Kettenführung erstrecken). Der straffe Strang **122** ist horizontal, wenn sich die Rolle **128** in der 12-Uhr-Position befindet.

[0088] **Fig.** 13 zeigt das Antriebskettenrad **112**, das im Uhrzeigersinn ($A/2$) gedreht wird, wie durch den Augenblick des Kettenradeingriffs durch die Rolle **130** bestimmt. Es wird eine gerade Linie für die Kettenspanne von der Rolle **128** zu einer Kettenstiftmitte **156** angenommen, um die sich die ungestützte Spanne von der Stiftmitte **156** zur Eingriffsrolle **130** drehen soll. Es ist ersichtlich, dass die Annahme einer geraden Linie nur in einem quasi-statischen Modell gültig ist. Das zuvor erwähnte Bewegungsausmaß (oder die Abweichung von der Annahme der geraden Linie) ist sowohl eine Funktion der Antriebsdynamik als auch der Antriebs- und Kettenradgeometrie.

[0089] Der Kettenradkontakt am Anfang des Eingriffs für die Rolle **130** tritt früher auf als für das Gegenstück nach ISO-606, wodurch das Ausmaß an Sehnenerhebung verringert und, ebenso wichtig, ermöglicht wird, dass der anfängliche Kontakt vorteilhafterweise in einem gewünschten Druckwinkel γ auf der Eingriffsflanke an Punkt A auftritt. Des Weiteren tritt der radiale Kettenradkontakt für die Rolle **130** mit seinem Beitrag zum Gesamtgeräuschpegel nicht auf, bevor die Kettenraddrehung die Rolle **130** in der 12-Uhr-Position anordnet. Dies wird als abgestufter Eingriff bezeichnet.

[0090] **Fig.** 14, eine vergrößerte Ansicht von **Fig.** 13, zeigt den Anfang des Eingriffs für die Rolle **130** deutlicher. Es wird angenommen, dass die Rolle **128** knapp vor dem Anfang des Eingriffs die Last des gesamten straffen Strangs $F_{TB} + F_\phi$ trägt, wobei die Last als Kraftvektorpfiele gezeigt ist. Tatsächlich stellen die Pfeile Reaktionskräfte auf die Kettenkraft des straffen Strangs dar. Beim Augenblick des Eingriffs für die Rolle **130** tritt ein Tangentialaufprall auf, wie durch den Aufprallkraftvektor F_{IA} angezeigt. Der Tangentialaufprall ist nicht gleich der Kettenbelastung des straffen Strangs. Insbesondere steht die Aufpralllast oder Aufprallkraft im Verhältnis zu der Aufprallgeschwindigkeit V_A . Es ist bekannt, dass ein Aufprall während eines Zusammenstoßes von zwei Körpern auftritt, was zu relativ großen Kräften über ein vergleichsweise kurzes Zeitintervall hinweg führt. Ein Radialaufprallkraftvektor F_{IC} ist nur als Umriss gezeigt, da der radiale Aufprall nicht auftritt, bevor sich das Kettenrad genügend gedreht hat, um die Rolle **130** in einer 12-Uhr-Position anzuordnen.

[0091] **Fig.** 14a zeigt dieselben Rollenpositionen (mit durchgezogener Linie) für die Rolle **128** und **130**, wie in **Fig.** 14 gezeigt, zeigt jedoch zusätzlich die Rollenpositionen (mit gestrichelter Linie) im Verhältnis zum Kettenradprofil, wenn die Rolle **130** ihren Zwei- Punkt- bzw. Linieneingriff in der 12-Uhr-Position erreicht. Als Folge der Teilungsfehlanpassung zwischen der Kette und dem Kettenrad muss sich die Rolle **128** in eine neue Position bewegen. Insbesondere schreitet die Rolle **128** in ihrer Zahnlücke vorwärts, wenn sich die Rolle **130** von anfänglichem Kontakt zu vollem Eingriff bewegt. Kleine Zwischenräume in den Kettengelenken verringern jedoch das Ausmaß des Vorwärtsschreitens, das für die Rolle **128** erforderlich ist. Am Anfang des Eingriffs tritt ebenfalls der Anfang der Lastübertragung des straffen Strangs von der Rolle **128** zur Rolle **130** auf.

[0092] Das asymmetrische Profil stellt den zuvor beschriebenen „abgestuften“ Eingriff bereit. Wiederum unter Bezugnahme auf **Fig.** 14 tritt insbesondere der tangentielle Kontakt an Punkt A am Anfang des Eingriffs mit seiner dazugehörigen Aufprallkraft F_{IA} auf. Es wird angenommen, dass die Rolle **130** in hartem Kontakt mit der Eingriffsflanke **134** bleibt, wenn die Kettenraddrehung die Rolle in vollen Eingriff mit dem resultierenden radialen Kontakt an Punkt C bewegt. Die radiale Aufprallkraft F_{IC} (Kraftvektor als Umriss gezeigt) tritt nicht auf, bevor sich das Kettenrad genügend gedreht hat, um die Rolle **130** an Punkt C in radialen Kontakt zu bringen.

[0093] **Fig.** 14b ist eine vergrößerte Ansicht von **Fig.** 14, abgesehen davon, dass das Kettenrad **112** gedreht wurde, so dass die Rolle **130** bis zum Augenblick des vollen Eingriffs in die 12-Uhr-Position vorgerückt ist. In diesem Augenblick des vollen Eingriffs tritt die radiale Aufprallkraft F_{IC} auf, und es wird angenommen, dass die Lastübertragung des straffen Strangs abgeschlossen ist. Im Augenblick des radialen Zusammenstoßes durch die Rolle **130** an Punkt C mit der resultierenden radialen Aufprallkraft F_{IC} ist die tangentiale Aufprallkraft von F_{IA} bereits aufgetreten und ist daher nicht länger ein Faktor. Die Zeitverzögerung („abgestufter“ Eingriff) zwischen dem tangentialen und dem radialen Zusammenstoß von Rolle und Kettenrad breitet die Aufprallenergie wirksam aus, die während des Eingriffsverfahrens über ein größeres Zeitintervall hinweg aufgenommen werden muss, wodurch ihr Beitrag zum erzeugten Geräuschpegel bei der Eingriffsfrequenz verringert wird. Zusätzlich wird angenommen, dass das vorliegende asymmetrische Kettenzahnprofil in vorteilhafter Weise eine eher stufenweise Lastübertragung des straffen Strangs von einer in vollständigem Eingriff befindlichen Rolle **128** zu einer Eingriffsrolle **130** ermöglicht, wenn sich die Eingriffsrolle **130** von ihrem anfänglichen Eingriff an Punkt A zu ihrer Zwei-Punkt-Position mit vollem Eingriff bewegt.

[0094] Wiederum unter Bezugnahme auf **Fig. 14** ist die Sehnenerhebung (und der Sehnenabfall) bei dem vorliegenden asymmetrischen Profil die senkrechte Verschiebung der Mitte der Rolle **130** von dem Weg des straffen Strangs **122**, wenn er sich von seinem anfänglichen Eingriffskontaktpunkt A zu der Eingriffsposition bewegt, die gegenwärtig von der Rolle **128** eingenommen wird. Es wird angenommen, dass die Rolle **130** in hartem Kontakt mit der Eingriffsflanke **134** bleibt, wenn sich die Rolle von dem anfänglichen tangentialen Kontakt zu vollem Eingriff bewegt, und dementsprechend die Sehnenerhebung verringert wird, wenn sich der Abstand zwischen Punkt A und B vergrößert. Wie in **Fig. 14** gezeigt, ist die Kettenteilung P_c vorteilhafterweise größer als die Zahnteilung entlang der Sehne P_s des Kettenrads **112**.

[0095] Unter Bezugnahme auf **Fig. 15** kann die Länge der geneigten Fußfläche **146** (**Fig. 10**) auf null (0) verringert werden, wodurch die geneigte Fußfläche **146** beseitigt wird und ermöglicht wird, dass der Fußradius R_i' tangential zur Fußfläche und zur Rolle **128** an Punkt C verläuft. Das heißt, R_i' verläuft tangential zu einer kurzen Fläche an Punkt C, und die Fläche verläuft tangential zu R_i' . Wenn die geneigte Fußfläche **146** beseitigt ist, würde der Eingriffsflanken-Druckwinkel γ im Allgemeinen im Bereich eines positiven Wertes bis null, jedoch normalerweise nicht unter null liegen. Der Grund dafür ist, dass ein negativer Wert γ eine Verringerung der Zahnteilung entlang der Sehne erfordert, so dass die Rolle aus der Kettenrad-Umschlingung **60** austreten kann (**Fig. 16**), ohne R_f zu beeinträchtigen.

[0096] **Fig. 16** zeigt den Rollenkontakt mit dem Profil des Kettenrads **112** für sämtliche Rollen in der Umschlingung **60**. Die Rolle **128** befindet sich, wie gezeigt, in vollem Zwei-Punkt-Eingriff. Die Linie **160** zeigt den Kontaktpunkt für jede der Rollen sowie den fortschreitenden Kontakt, wenn sich die Rollen um die Umschlingung herum bewegen. Die inhärente Teilungsfehlanpassung zwischen dem Kettenrad und der Rollenkette verursacht; dass die Rollen die Auslaufseitenflanke heraufwandern, wenn die Rollen um die Kettenradumschlingung herum fortschreiten. Bei Hinzufügung einer nennenswerten Verringerung der Zahnteilung entlang der Sehne wird das Ausmaß, in dem die Rollen die Auslaufseitenflanke heraufwandern, vergrößert.

[0097] Es ist wichtig, zu bemerken, dass eine Verringerung der Zahnteilung entlang der Sehne erforderlich ist, wenn der Druckwinkel γ einen negativen Wert aufweist. Sonst würde die Rolle **136**, wie in **Fig. 16** und 17 gezeigt, in die Eingriffsflanke (bei einem Kettenrad mit dem größten Materialumfang und einer [kürzesten] Kette mit theoretischer Teilung) eingreifen, wenn sie aus der Umschlingung **60** zurück in die Spanne austritt. Das heißt, die Verringerung der Zahnteilung entlang der Sehne ermöglicht der Rolle **136**, mit einem Zwischenraum **163** für die Eingriffsflanke aus der Umschlingung **60** auszutreten. Die verringerte Zahnteilung entlang der Sehne unterstützt ebenfalls den abgestuften Eingriff, wie zuvor erwähnt. **Fig. 17**, die den fortschreitenden Rollenkontakt in der Umschlingung **60** zeigt, dient ebenfalls dazu, zu zeigen, warum der stumpfe Winkel β^* und der Zahnzwischenraum **TSC** die Aufrechterhaltung des „harten“ Rollen-Kettenrad-Kontakts für die Rollen in der Umschlingung unterstützen.

[0098] Zusätzlich kann der Ausrückflanken-Rollensitzwinkel β' (**Fig. 9**) so eingestellt werden, dass er einen Höchstwert aufweist, der gleich $\alpha_{min}/2$ ist oder sogar weniger beträgt. Dieser verkleinerte Rollensitzwinkel β' fördert eine schnellere Trennung, wenn die Rolle das Kettenrad verlässt und in die Spanne eintritt. Dieser verkleinerte Winkel β' ermöglicht ebenfalls, dass sich die Rolle in einer abgenutzten Kette die Auslaufflankenfläche herauf in einen weniger spitzen Winkel bewegt, wenn sich die Rolle in der Umschlingung um das Kettenrad bewegt. Dementsprechend sollte die Verringerung der Zahnteilung entlang der Sehne, wenn sie in dieser Ausführungsform verwendet wird, einen kleinen Wert aufweisen.

[0099] Es wird in Betracht gezogen, dass die oben beschriebenen Eigenschaften des asymmetrischen Zahnprofils verändert werden können, ohne wesentlich von der Kinematik des Ketten- und Kettenradeingriffs abzuweichen, die die Vorteile der Geräuschverringerung der vorliegenden Erfindung erzeugen. Zum Beispiel könnte das asymmetrische Eingriffsflankenprofil durch eine Evolventenform angenähert werden, und das asymmetrische Ausrückflankenprofil könnte durch eine andere Evolventenform angenähert werden. Leichte Veränderungen der asymmetrischen Zahnprofile können aus Gründen der Herstellung oder der Qualitätskontrolle oder einfach zur Verbesserung der Abmessungen der Teile vorgenommen werden. Diese Veränderungen liegen im Bereich der Erfindung, wie sie hierin offenbart ist.

[0100] Bei einer weiteren Ausführungsform kann die geneigte Eingriffsflankenfußfläche **146** (**Fig. 9**) durch eine geneigte Auslaufflankenfußfläche **164** ersetzt werden, wie in **Fig. 18** gezeigt. Die geneigte Auslaufflankenfußfläche **164** stellt in derselben Weise, wie oben hinsichtlich der geneigten Fußfläche **146** beschrieben, einen Zahnzwischenraum (**TSC**) bereit. Zusätzlich bewegt die geneigte Eingriffsflankenfußfläche **164** die Rolle vorteilhafterweise zu einer bevorzugten radial auswärts gelegenen Position, wenn sich die Kette abnutzt.

[0101] Alternativ kann die geneigte Auslaufflankenfußfläche **164** in der geneigten Eingriffsflankenfußfläche **146** enthalten sein, wie in **Fig. 19** gezeigt. Die geneigte Eingriffsflankenfußfläche und die geneigte Auslaufflankenfußfläche **146, 164** wirken zusammen, um in derselben Weise, wie zuvor beschrieben, einen Zahnzwischenraum (**TSC**) bereitzustellen.

[0102] Unter Bezugnahme auf **Fig. 20** kann nun jede der oben beschriebenen Ausführungsformen des asymmetrischen Zahnprofils aus **Fig. 9, 15, 18** und **19** in ein Rollenkettenrad **300** mit unregelmäßigem Eingriff integriert sein. Das Kettenrad **300** ist als ein Kettenrad mit **18** Zähnen gezeigt. Jedoch kann das Kettenrad **300**

nach Bedarf mehr oder weniger Zähne aufweisen. Das Kettenrad **300** umfasst eine erste Gruppe beliebig angeordneter Kettenradzähne **302**, von denen jeder ein Profil aufweist, das die Flankenebene **144** umfasst, die in **Fig.** 9, 15, 18 und 19 gezeigt ist. Des Weiteren können die Kettenradzähne **302** keine, eine oder beide geneigten Fußflächen **146**, **164** aufweisen, wie in **Fig.** 9, 15, 18 und 19 gezeigt. Die restlichen Kettenradzähne **304** (Kettenradzähne **1, 3, 4, 9, 13, 14** und **16**) sind unregelmäßig um das Kettenrad angeordnet und umfassen ein anderes Zahnprofil als die erste Gruppe vor Kettenradzähnen **302**. Wie weiter unten beschrieben, arbeiten die erste und zweite Gruppe von Kettenradzähnen **302**, **304** zusammen, um die Geräuschpegel des Kettenantriebssystems auf unterhalb eines Geräuschpegels zu verringern, den jedes Zahnprofil erzeugen würde, wenn es alleine verwendet würde.

[0103] **Fig.** 21 veranschaulicht ein beispielhaftes Zahnprofil für einen der Kettenradzähne **304**. Eine Eingriffsflanke **306** und eine Auslauf- oder Ausrückflanke **308** eines benachbarten Zahns wirken zusammen, um eine Zahnlücke **310** abzugrenzen, die eine Eingriffsrolle **314** aufnimmt (mit gestrichelter Linie dargestellt). Die Eingriffsrolle **314** weist einen Rollendurchmesser D_1 auf und ist mit einem Ein-Punkt-(Linien)-Kontakt in der Zahnlücke **310** voll aufsitzend gezeigt. Wie am besten aus **Fig.** 21a ersichtlich, berührt die Eingriffsrolle **314** die Eingriffsflanke **306** am Anfang des Eingriffs nicht, sondern bewegt sich stattdessen direkt von der Spanne zum Volleingriffsfußkontakt auf einer geneigten Fußfläche **316** an einem Kontaktpunkt C', der radial auswärts von Kontaktpunkt C in einer Richtung zur Eingriffsflanke **306** hin angeordnet ist. Der Kontaktpunkt C' ist eine Rolle-Zahn-Kontaklinie, die sich axial entlang jeder Kettenradzahnfläche erstreckt (d. h. in einer Richtung, die senkrecht zur Ebene der Zeichnungen verläuft).

[0104] Wie in **Fig.** 21 und 21a gezeigt, verläuft der erste oder Eingriffsfußradius R_i tangential zur geneigten Fußfläche **316** an der Linie **319** und ebenfalls tangential zu R_f , wie durch den Winkel β definiert. Der Winkel β weist keine funktionellen Anforderungen speziell für den Anfang des Rolleneingriffs auf, da der Rollen-Flanken-Kontakt bei Zahnprofil **304** nicht stattfindet. Es wird angemerkt, dass R_i gleich dem Fußradius gemäß ISO 606 für das Zahnprofil **304** sein kann.

[0105] Die Länge der geneigten Fußfläche von Punkt C zu ihrem radial äußeren Ende an der Linie **319** wird durch das Ausmaß des Flankenversatzes bestimmt, die erforderlich ist, um sicherzustellen, dass die Rolle keinen Eingriffsflankenkontakt für jede zu erwartende Kettenteilungslängung (Verschleiß) während ihrer Konstruktionslebensdauer hat. Bei der bevorzugten Ausführungsform liegt der Flankenversatz **323** im Bereich von etwa 0,025 bis etwa 0,13 mm. Der Flankenversatz **323** ist eine Verlängerung der geneigten Fußfläche **316**, die in derselben Weise, wie oben unter Bezugnahme auf die geneigte Fußfläche **146** beschrieben, einen Zahnzwischenraum (**TSC**) bereitstellt.

[0106] Wie zuvor erwähnt, gleicht der Zahnzwischenraum eine Kettenteilungslängung oder einen Kettenverschleiß aus, indem er einen spezifischen Grad von Kettenteilungslängung aufnimmt. Mit anderen Worten ermöglicht der Zahnzwischenraum **TSC**, dass Rollen einer verschlissenen Kette in hartem Kontakt mit der geneigten Fußfläche der Kettenradzähne gehalten werden. Zusätzlich ermöglicht die geneigte Fußfläche **316** die Verringerung der radialen Reaktionskraft, wodurch der Geräuschbeitrag des radialen Aufpralls der Rolle zum Gesamtgeräuschpegel verringert wird.

[0107] Die geneigte Fußfläche **316** kann in einem Winkel ϕ geneigt sein, der notwendig ist, um eine spezifische Kettenantriebsgeometrie und Kettenteilungslängung zu erfüllen. Der Winkel ϕ der geneigten Fußfläche wird von einer Linie **320** gemessen, die durch die Mitte der Rolle **314** und die Mitte des Kettenrads zu einer zweiten Linie **322** verläuft, die ebenfalls durch die Mitte der Rolle **314** und durch den Kontaktpunkt C verläuft. Die geneigte Fußfläche **316** verläuft senkrecht zur Linie **322**, und die geneigte Fußfläche erstreckt sich radial einwärts zur Linie **318**, wo sie tangential zu R'_i verläuft. Bei der beschriebenen Ausführungsform liegt der Winkel ϕ der geneigten Fußfläche vorzugsweise im Bereich von etwa 20° bis etwa 35°.

[0108] **Fig.** 22 zeigt eine andere Ausführungsform des Zahnprofils **304**, wobei kein Zahnzwischenraum **TSC** bereitgestellt ist. Das heißt, der flache Oberflächenabschnitt der geneigten Fußfläche von Linie **318** bis zur Linie **322** ist nicht vorhanden. Daher ist das Profil des Zahns **304** vom Punkt C zum Außen- oder Spitzendurchmesser an der Ausrückseite der Zahnlücke im Wesentlichen identisch mit dem in **Fig.** 15 gezeigten Zahnprofil. Der restliche flache Oberflächenabschnitt **323** der geneigten Fußfläche **316** von Linie **322** zur Linie **329** übt nur die Funktion aus, den Eingriffsflankenversatz bereitzustellen, wie oben beschrieben.

[0109] Es ist ersichtlich, dass der Abschnitt der geneigten Fußfläche der Eingriffsflanke von Linie **318** zu Linie **322** wie in **Fig.** 18 durch eine geneigte Fußfläche **164** der Auslaufflanke ersetzt werden kann. Das heißt, dass Zahnprofil **304** kann im Wesentlichen identisch mit dem Kettenrad **112** sein, das in **Fig.** 18 von Kontaktpunkt C zum Außendurchmesser der Auslaufflanke **138** gezeigt ist. Die geneigte Fußfläche **164** der Auslaufflanke stellt in derselben Weise wie die geneigte Fußfläche **316** einen Zahnzwischenraum (**TSC**) bereit. Zusätzlich bewegt die geneigte Fußfläche der Auslaufflanke vorteilhafterweise die Rolle in eine bevorzugte, radial auswärts befindliche Position, wenn sich die Kette abnutzt. Alternativ kann die geneigte Fußfläche **164** der Auslaufflanke wie in **Fig.** 19 in der geneigten Fußfläche **316** der Eingriffsflanke enthalten sein. Dementsprechend kann das Zahnprofil **304** ebenfalls im Wesentlichen identisch mit dem Kettenrad **112** sein, das in **Fig.** 19 von Kontaktpunkt C zum Außendurchmesser der Auslaufflanke **138** gezeigt ist.

[0110] Teilungsfehlanpassung ist in einer Kette-Kettenrad-Grenzfläche inhärent, außer unter einer Bedingung – der theoretischen Bedingung, die als Kette an ihrem kürzesten Gliedabstand (kürzester theoretischer Gliedabstand) und Kettenrad mit dem größten Materialumfang definiert ist. Diese theoretische Bedingung definiert daher einen Grenzwert (null oder keine Teilungsfehlanpassung) des Toleranzbereichs des Teilungsfehlanpassungsverhältnisses von Kette und Kettenrad. Der andere Grenzwert wird definiert, wenn eine längste „bauartgemäß“ Kette mit einem Kettenrad mit Mindestmaterialumfangsbedingungen verwendet wird – oder mit anderen Worten ein Kettenrad mit einem Mindestprofil. Dieser Grenzwert erzeugt die größte Teilungsfehlanpassung. Der Teilungsfehlanpassungsbereich wird daher durch die Teileigenschafts-Toleranzwerte bestimmt.

[0111] Es kann eine zusätzliche Teilungsfehlanpassung eingeführt werden, um eine größere Zeitverzögerung oder einen „abgestuften“ Eingriff zwischen dem anfänglichen tangentialen Kontakt an Punkt A und dem voll aufsitzenden Kontakt an den Punkten B und C für das Zahnprofil **302** zu ermöglichen. Es ist ersichtlich, dass der „abgestufte“ Kontakt für das Profil **302** aufgrund der Flankenfläche **144** verbessert wird, die verursacht, dass der anfängliche Kontakt weiter oben auf der Eingriffsflanke auftritt. Dies führt zu verringerten Eingriffsfrequenzgeräuschpegeln, da der Punkt und der Rhythmus der anfänglichen Rolle-Kettenrad-Kontakte für jedes Zahnprofil **302**, **304** verändert werden, da das Profil **304** keinen tangentialen Kontakt hat.

[0112] Die Zahnteilung entlang der Sehne des Kettenrades ist notwendigerweise kürzer als der Kettengliedabstand, um den „abgestuften“ Rolle-Zahn-Kontakt zu ermöglichen. Zusätzlich stellt eine Verringerung der Zahnteilung entlang der Sehne ebenfalls einen Zwischenraum zwischen Rolle und Flanke bereit, wenn die Rolle aus der Kettenradumschlingung zurück in den Strang austritt. Wenn eine zusätzliche Verringerung der Zahnteilung entlang der Sehne verwendet wird, liegt diese vorzugsweise im Bereich von etwa 0,005 bis etwa 0,030 mm.

[0113] Der abgestufte Rollenkontakt für das Zahnprofil **302** kann weiter unterstützt werden, indem ein Kettenradzahn-Druckwinkel γ bereitgestellt wird, der wesentlich kleiner ist als der Standard ISO-606. Es werden Druckwinkel γ , die gleich oder fast gleich null (0) sind, oder sogar negative Druckwinkel in Betracht gezogen.

[0114] **Fig. 23** veranschaulicht das Zahnprofil **304** mit darüberliegendem Zahnprofil **302**. Eine Eingriffsrolle ist am Anfang des anfänglichen tangentialen Kontakts an Punkt A entlang der Eingriffsflanke des Zahnprofils **302** gezeigt. Die Eingriffsrolle hält den Kontakt mit der Eingriffsflanke aufrecht, bis sie sich in vollständigem Eingriff befindet und an den Punkten B und C aufsitzt, wie zuvor unter Bezugnahme auf **Fig. 9** beschrieben. Das Zahnprofil **304** liegt über dem Zahnprofil **302**, um zu zeigen, dass eine Eingriffsrolle nur einen radialen Kontakt auf der geneigten Fußfläche des Zahnprofils **304** aufweist (siehe **Fig. 21a** und **22**) und keinen tangentialen Kontakt mit dem Zahnprofil **304** hat.

[0115] Der Druckwinkel γ für das Zahnprofil **304** hat am Anfang des Rolleneingriffs keinen funktionellen Zweck, da die Rolle die Eingriffsflanke nicht berührt. Der Druckwinkel γ_{302} für das Zahnprofil **302** ist als negativer Wert gezeigt. Daher kann γ_{\min} ein kleiner negativer Wert sein und γ_{\max} kann ein positiver Wert sein, der einem Wert entspricht, der kleiner als der Mindestdruckwinkel γ gemäß ISO-606 ist. Als Folge davon tritt der anfängliche Rolle-Kettenrad-Kontakt für das Zahnprofil **302** des Kettenrads **300** (**Fig. 20**) an Punkt A auf, gefolgt von einem vollständigen Eingriffskontakt an den Punkten B und C. Das Kettenrad **300** kann eine zusätzliche Verringerung der Zahnteilung entlang der Sehne umfassen oder auch nicht umfassen, und es kann einen Zahnzwischenraum (TSC), wie oben beschrieben, umfassen oder auch nicht umfassen.

[0116] **Fig. 24** zeigt den Eingriffsweg einer zusätzlichen Rolle **342** vom anfänglichen Kontakt an Punkt A (gestrichelte Linie) zum voll aufsitzenden Zwei-Punkt-Kontakt (durchgezogene Linie) in einem Kettenradzahn **302** sowie einen Eingriffsweg der Rolle **314**, die in einen benachbarten Kettenradzahn **304** des Kettenrads **300** mit unregelmäßigem Eingriff eingreift. Am Anfang des Eingriffs für die Rolle **314** findet ein kleiner Anteil der Kettenlastübertragung statt, wobei der Zahn **304** einen Teil der Last aufnimmt. Jedoch trägt der Zahn **302** weiterhin einen größeren Anteil der Kettenlast, bis eine Eingriffsrolle mit ihrem entsprechenden Flankenkontakt in einen anderen Zahn **304** eingreift. Die Bezugsnummer **1** in **Fig. 24** zeigt das Ausmaß der „Abstufung“ für den Zahn **302** vom anfänglichen Kontakt an Punkt A zum vollen Eingriffskontakt an den Punkten B und C an.

[0117] **Fig. 25** und **26** veranschaulichen die Eingriffsverzögerung zwischen den Zahnprofilen **302**, **304**. Insbesondere weist das Kettenrad **300**, wie in **Fig. 25** gezeigt, eine weitere Rolle **344** auf, die in vollständigem Zwei-Punkt-Kontakt mit einem Kettenradzahn voll aufsitzt, der das Zahnprofil **302** umfasst. Die Rolle **342** ist im Augenblick des anfänglichen tangentialen Kontakts an Punkt A eines zweiten Kettenradzahns gezeigt, der ebenfalls das Zahnprofil **302** umfasst. Die Rolle **314** ist die nächste Rolle in der Spanne und greift in einen Kettenradzahn ein, der das Zahnprofil **304** umfasst. Das Kettenrad **300** muss sich durch einen Winkel τ für die Rolle **342** drehen, um sich von seiner anfänglichen Kontaktposition an Punkt A in den vollständigen Eingriff zu bewegen, wobei es in Zwei-Punkt-Kontakt mit dem Zahnprofil **302** in einer 12-Uhr-Position aufsitzt.

[0118] Unter Bezugnahme auf **Fig. 26** ist das Kettenrad **300** aus **Fig. 25** in Uhrzeigersinn-Richtung soweit gedreht gezeigt, bis sich die Rolle **314** am Anfang des Eingriffs in das Zahnprofil **304** befindet. Das Kettenrad **300** muss sich nun durch einen kleineren Winkel K drehen, damit die Rolle **314** in der 12-Uhr-Position aufsitzt. Daher muss sich das Kettenrad **300** durch einen zusätzlichen Winkel $T-K$ drehen, damit eine Eingriffsrolle vollständig in dem Zahnprofil **302** aufsitzt.

[0119] Wiederum unter Bezugnahme auf **Fig. 20** sind die beiden Zahnprofilsätze **302, 304** in einem unregelmäßigen Muster angeordnet, um die Eingriffsaufprallfrequenz zu modifizieren, indem der Punkt und der Rhythmus des anfänglichen Rolle-Kettenrad-Kontakts geändert werden. Jedoch könnten die beiden Zahnprofilsätze **302, 304** in vielen verschiedenen unregelmäßigen Mustern angeordnet werden. Des Weiteren wird ebenfalls in Betracht gezogen, dass die beiden Zahnprofilsätze **302, 304** in vielen regelmäßigen Mustern angeordnet werden könnten, die ebenso gut funktionieren würden. In allen Fällen stellt die Anordnung von zwei Sätzen verschiedener Zahnprofile auf einem Kettenrad ein Mittel bereit, um das Aufprallgeräusch der Eingriffsfrequenz zu dispergieren, das normalerweise mit einem kompletten Satz von im Wesentlichen identisch geformten Kettenradzähnen verbunden ist und von diesem induziert wird. Die Verminderung des Eingriffsfrequenzgeräusches wird erreicht, indem der Punkt und der Rhythmus des anfänglichen Rolle-Kettenrad-Kontakts verändert werden.

[0120] Das Kurbelwellenkettensatz, das im Allgemeinen das kleinste Kettenrad in dem Kettenantrieb ist, ist gewöhnlich der Haupt-Geräuschbeiträger. Das typischerweise größere angetriebene Nockenwellenkettensatz trägt dagegen ebenfalls zu den erzeugten Geräuschpegeln bei, jedoch im Allgemeinen in einem geringeren Ausmaß als das Kurbelwellenkettensatz. Jedoch kann das angetriebene Kettenrad, insbesondere wenn es nahezu genauso groß wie oder kleiner als das Antriebs-Kettenrad ist, der Haupt-Geräuschgenerator sein, wie es bei Ausgleichswellenkettenräder und Pumpenkettenräder der Fall ist. Daher können die Merkmale der vorliegenden Erfindung ebenfalls vorteilhaft bei Kurbelwellen- oder angetriebenen Kettenräder verwendet werden.

[0121] Es ist ersichtlich, dass die Zahnprofileigenschaften aus **Fig. 20–26** etwas verändert werden können, ohne wesentlich von der Ketten- und Kettenrad-Eingriffs-Kinematik abzuweichen, die die Geräuschminde rungvorteile der vorliegenden Erfindung erzeugen. Zum Beispiel könnte das asymmetrische Eingriffsflankenprofil durch eine Evolventenform angenähert werden, und das asymmetrische Ausrückflankenprofil könnte durch eine andere Evolventenform angenähert werden. Leichte Veränderungen an dem Profil können aus Gründen der Herstellung und/oder Qualitätskontrolle oder einfach zur Verbesserung der Teileabmessungen vorgenommen werden.

[0122] Die Erfindung ist unter Bezugnahme auf die bevorzugten Ausführungsformen beschrieben worden. Modifikationen werden bei der Lektüre und dem Verständnis dieser Beschreibung offensichtlich, und diese Erfindung soll diese insoweit umfassen, als sie in den Bereich der angehängten Ansprüche fallen.

Patentansprüche

1. Kettenrad, das umfasst:

eine erste Vielzahl von Kettenradzähnen, von denen jeder ein erstes asymmetrisches Zahnprofil aufweist, das Mittel zur Bereitstellung eines tangentialen Kontakts mit einer ersten Rolle zu Beginn des Eingriffs der ersten Rolle in das Kettenrad umfasst; und

eine zweite Vielzahl von Kettenradzähnen, von denen jeder ein zweites asymmetrisches Zahnprofil aufweist, das sich von dem ersten Zahnprofil unterscheidet und das Mittel zur Bereitstellung eines radialen Kontakts mit einer zweiten Rolle zu Beginn des Eingriffs der zweiten Rolle in das Kettenrad umfasst.

2. Kettenrad nach Anspruch 1, wobei:

das erste Mittel eine erste Eingriffsflanke, einen ersten Eingriffssfuß und eine erste ebene Fläche, die zwischen der ersten Eingriffsflanke und dem ersten Eingriffssfuß angeordnet ist, umfasst, wobei die erste Rolle die erste ebene Fläche zu Beginn des Eingriffs der ersten Rolle in das Kettenrad anfänglich berührt, und
das zweite Mittel eine zweite Eingriffsflanke, einen zweiten Eingriffssfuß und eine zweite ebene Fläche, die tangential zum zweiten Eingriffssfuß entfernt von der zweiten Eingriffsflanke angeordnet ist, umfasst, wobei die zweite Rolle die zweite ebene Fläche zu Beginn des Eingriffs zwischen der zweiten Rolle und dem Kettenrad anfänglich berührt.

3. Kettenrad nach Anspruch 2, wobei die erste Vielzahl von Kettenradzähnen im Verhältnis zur zweiten Vielzahl von Kettenradzähnen beliebig angeordnet ist.

4. Kettenrad nach Anspruch 2, wobei die zweite Ebene eine ersten Abschnitt und einen zweiten Abschnitt umfasst, der erste Abschnitt einen Flankenversatz und der zweite Abschnitt einen Zahnzwischenraum bereitstellt.

5. Kettenrad nach Anspruch 2, wobei die zweite Vielzahl von Kettenradzähnen eine Ausrückflanke und eine dritte Ebene umfasst, die entlang der Ausrückflanke angeordnet ist, um einen Zahnzwischenraum bereitzustellen.

6. Kettenrad nach Anspruch 2, wobei jeder Kettenradzahn der ersten Vielzahl von Kettenradzähnen eine dritte ebene Fläche umfasst, die tangential zum ersten Eingriffsfuß entfernt von der ersten Eingriffsflanke angeordnet ist, um einen Zahnzwischenraum bereitzustellen.

7. Kettenrad nach Anspruch 2, wobei die erste Vielzahl von Kettenradzähnen eine Ausrückflanke und eine dritte ebene Fläche umfasst, die entlang der Ausrückflanke angeordnet ist, um einen Zahnzwischenraum bereitzustellen.

8. Kettenrad nach Anspruch 2, wobei die erste Rolle das Kettenrad an zwei Punkten entlang des ersten asymmetrischen Zahnprofils in einer Volleingriffsposition berührt.

9. Kettenrad nach Anspruch 2, wobei ein Radius des ersten Eingriffsfußes kleiner als ein Radius der ersten Rolle ist.

10. Einfachgerichtetes Rollenkettenantriebssystem, das ein erstes Kettenrad, ein zweites Kettenrad und eine Rollenkette umfasst, die Rollen in eingreifendem Kontakt mit dem ersten und zweiten Kettenrad aufweist, wobei mindestens das erste oder das zweite Kettenrad durch das Kettenrad nach Anspruch 1 gekennzeichnet ist.

11. Verfahren zur Modifikation einer Eingriffsaufprallfrequenz einer Rollenkette, die in ein Kettenrad eingreift, wobei das Verfahren Folgendes umfasst:

(a) Drehen des Kettenrades, um eine erste Rolle der Rollenkette zu veranlassen, eine Eingriffsflanke eines ersten Kettenradzahns zu Beginn des Eingriffs der ersten Rolle in den ersten Kettenradzahn tangential zu berühren; und

(b) Drehen des Kettenrades, um eine zweite Rolle der Rollenkette zu veranlassen, eine Fußfläche eines zweiten Kettenradzahns zu Beginn des Eingriffs der zweiten Rolle in den zweiten Kettenradzahn radial zu berühren.

12. Verfahren nach Anspruch 11, wobei Schritt (a) folgenden Schritt umfasst: Drehen des Kettenrades, um die erste Rolle der Rollenkette zu veranlassen, zu Beginn des Eingriffs der ersten Rolle in den ersten Kettenradzahn eine ebene Flankenfläche zu berühren.

13. Verfahren nach Anspruch 11, wobei Schritt (b) folgenden Schritt umfasst: Drehen des Kettenrades, um die zweite Rolle der Rollenkette zu veranlassen, zu Beginn des Eingriffs der zweiten Rolle in den zweiten Kettenradzahn eine schräge ebene Fläche zu berühren.

14. Verfahren nach Anspruch 11, das weiterhin folgenden Schritt umfasst:

(c) nach Schritt (a) Weiterdrehen des Kettenrades, um die erste Rolle der Rollenkette zu veranlassen, den ersten Kettenradzahn an zwei anderen Punkten entlang des ersten asymmetrischen Zahnprofils in einer Volleingriffsposition der ersten Rolle zu berühren.

Es folgen 30 Blatt Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

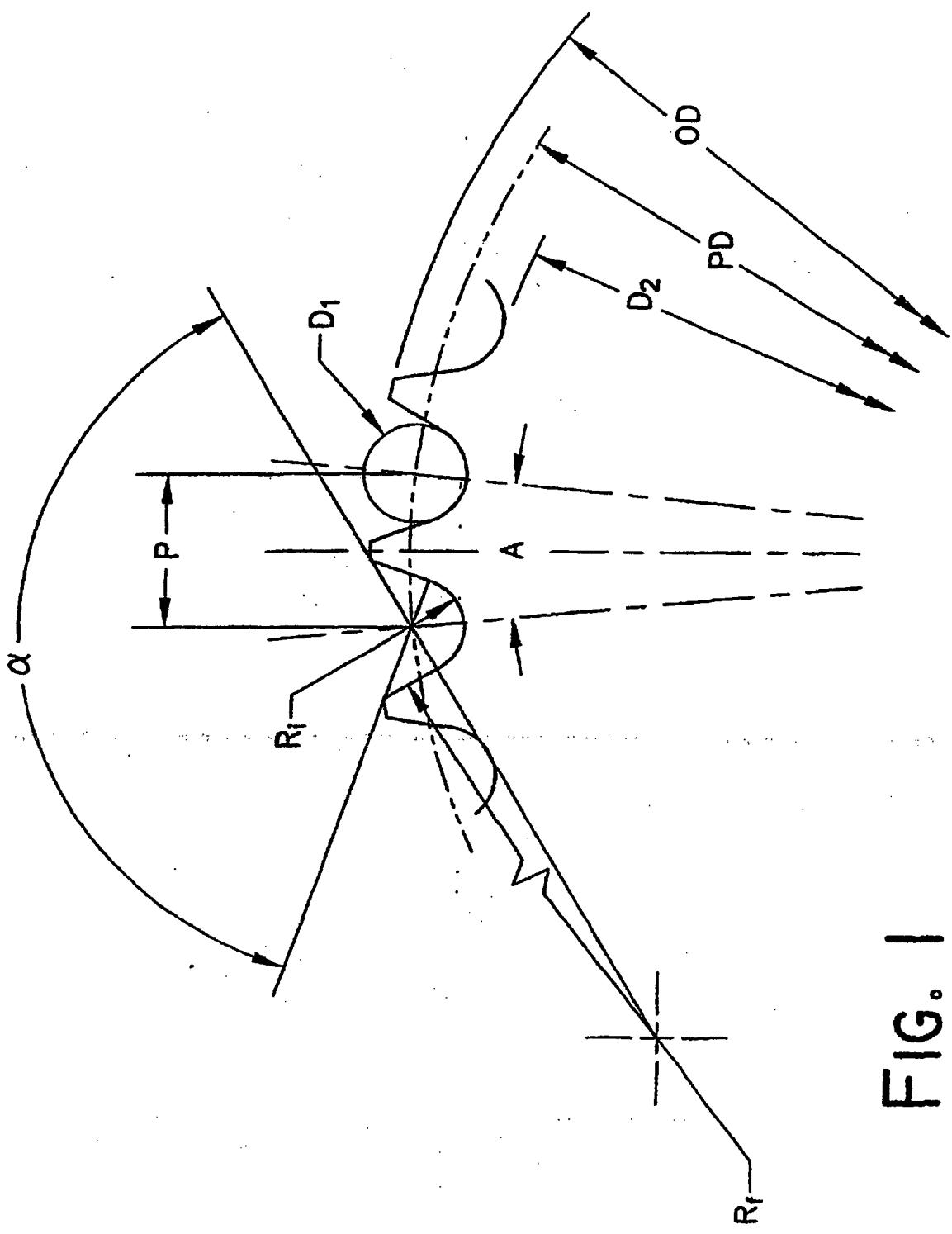


FIG. I

STAND DER TECHNIK

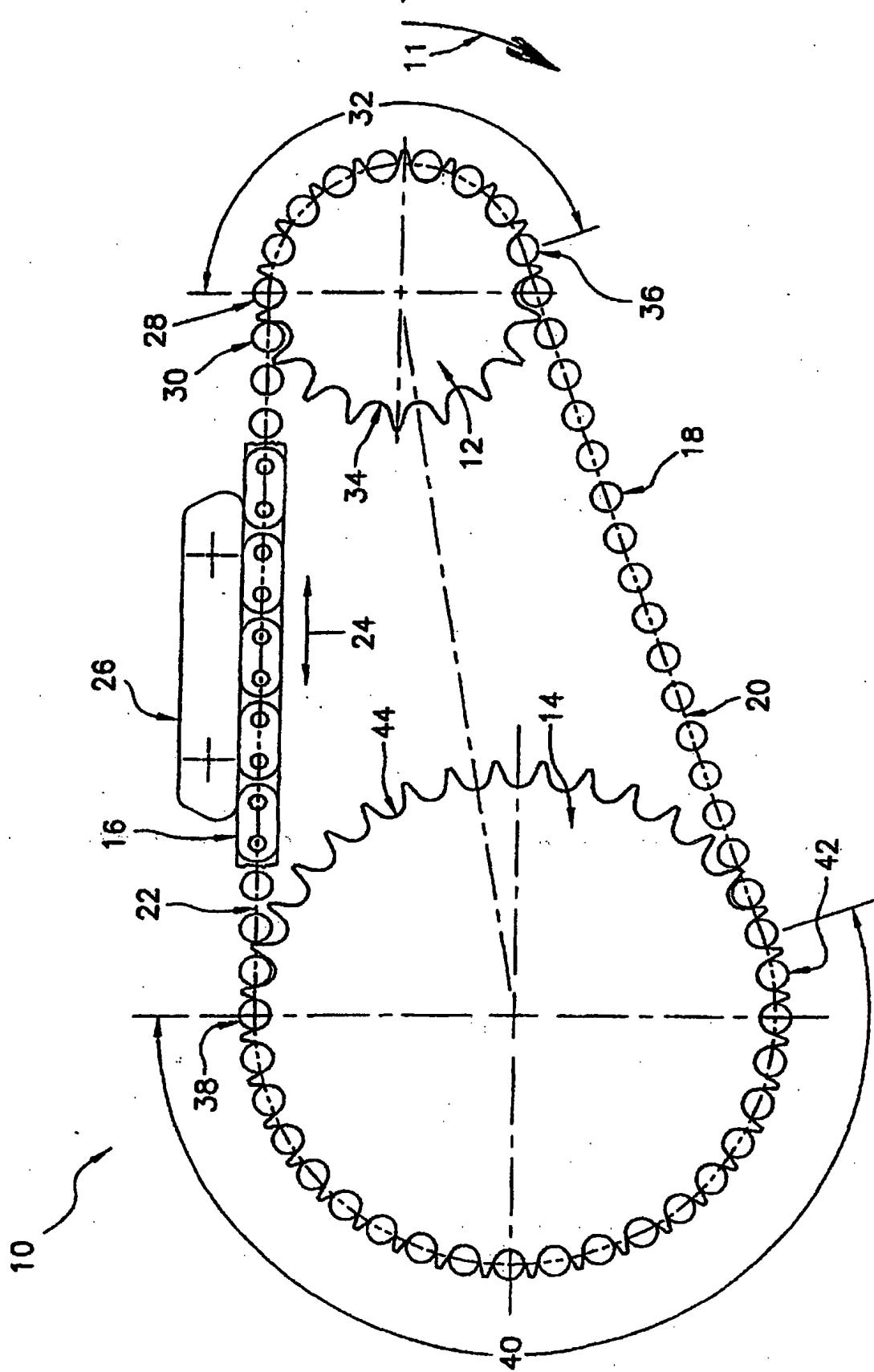
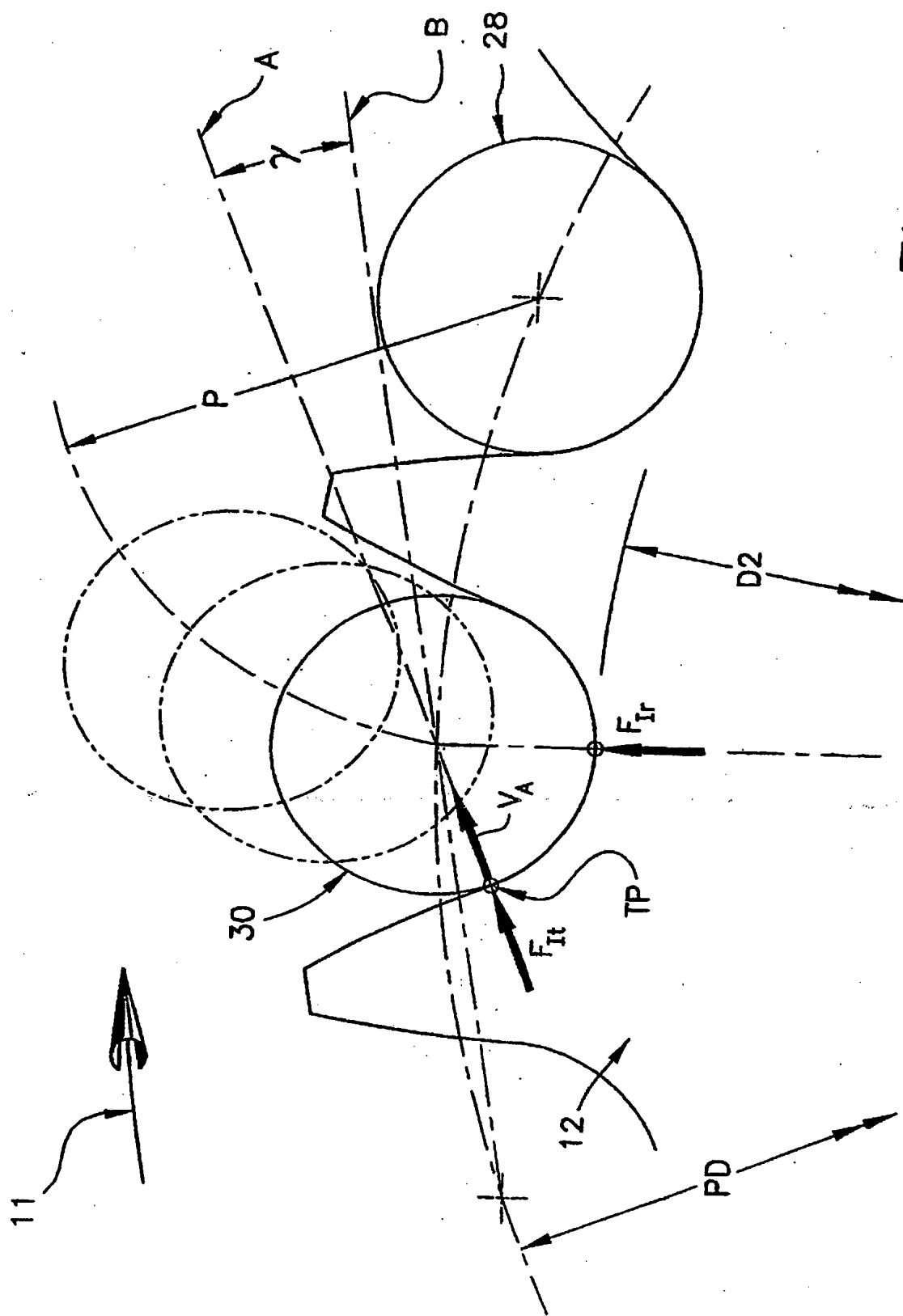


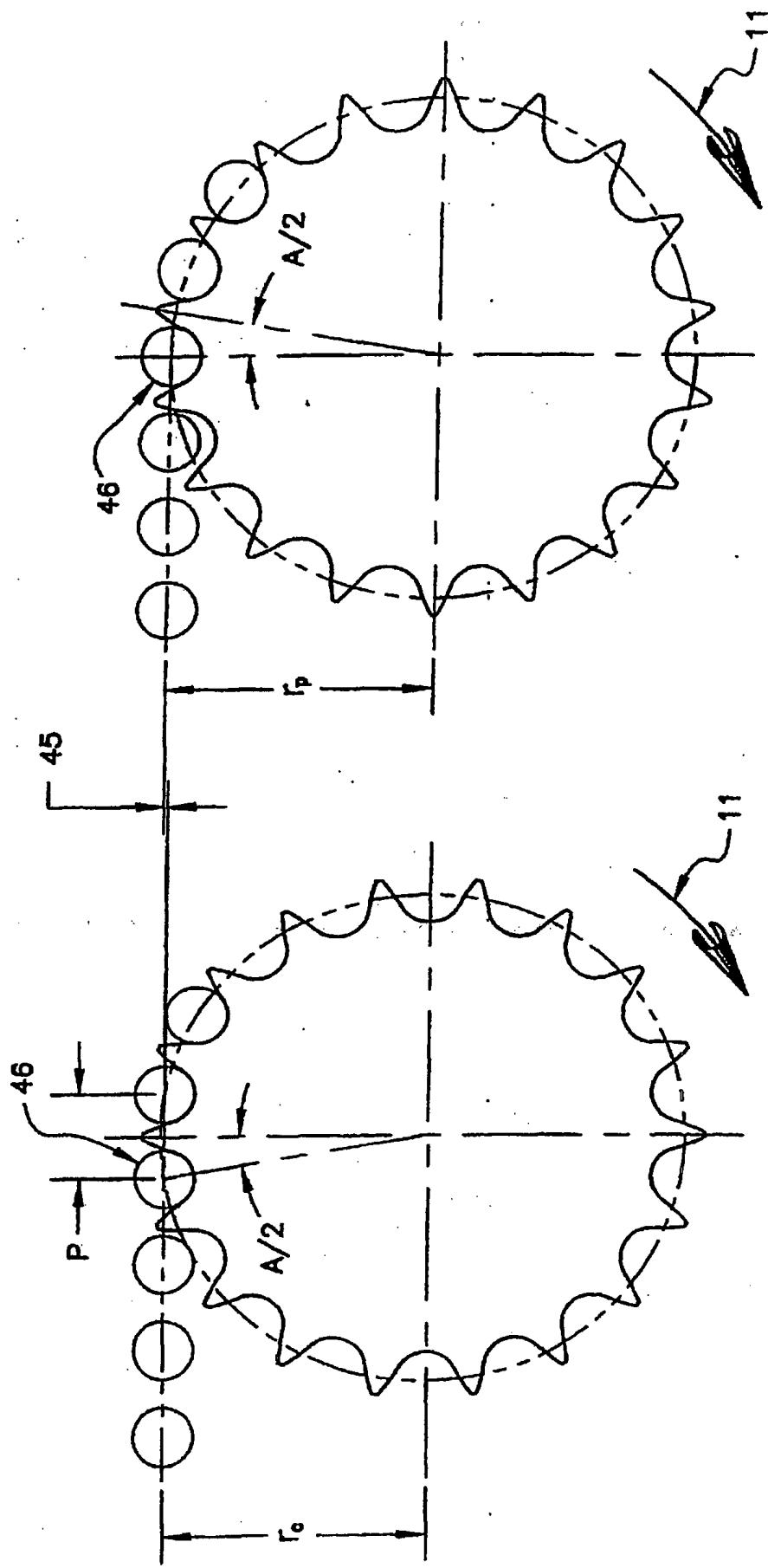
FIG. 2

STAND DER TECHNIK

STAND DER TECHNIK

FIG. 3





AT $T = 0 + (A/2)$

FIG. 4a

STAND DER TECHNIK

AT $T = 0$

FIG. 4b

STAND DER TECHNIK

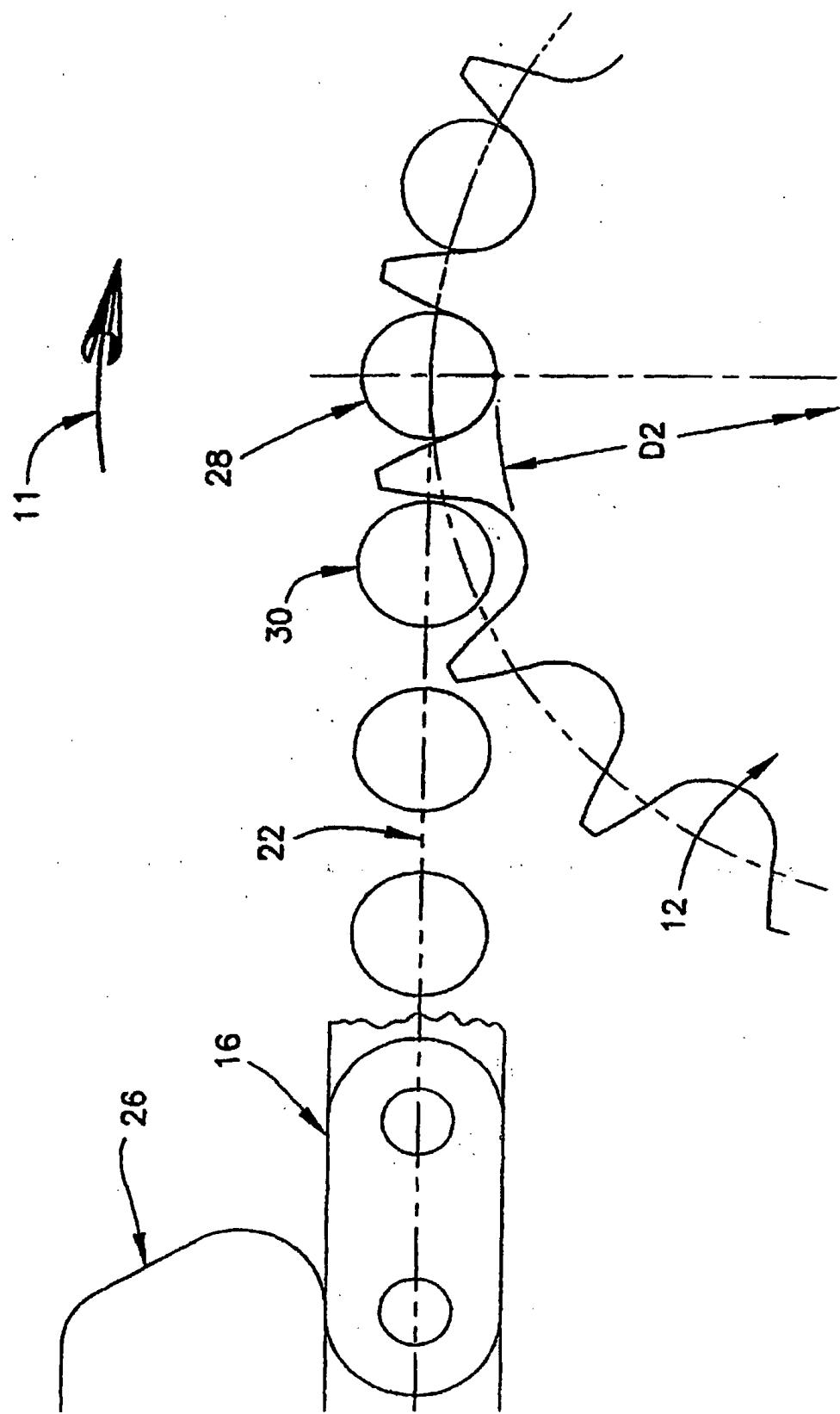


FIG. 5
STAND DER TECHNIK

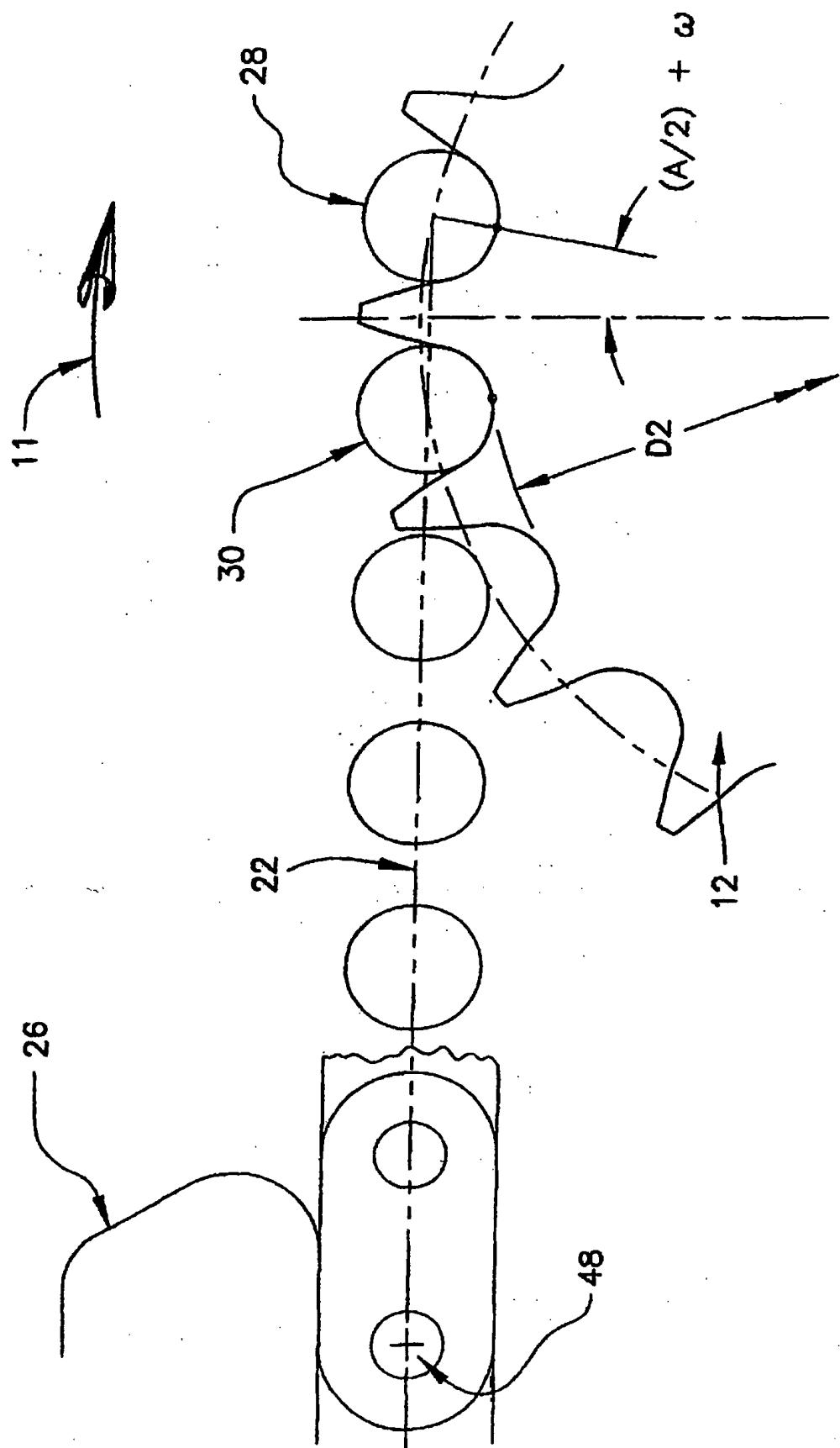


FIG. 6
STAND DER TECHNIK

STAND DER TECHNIK

FIG. 7

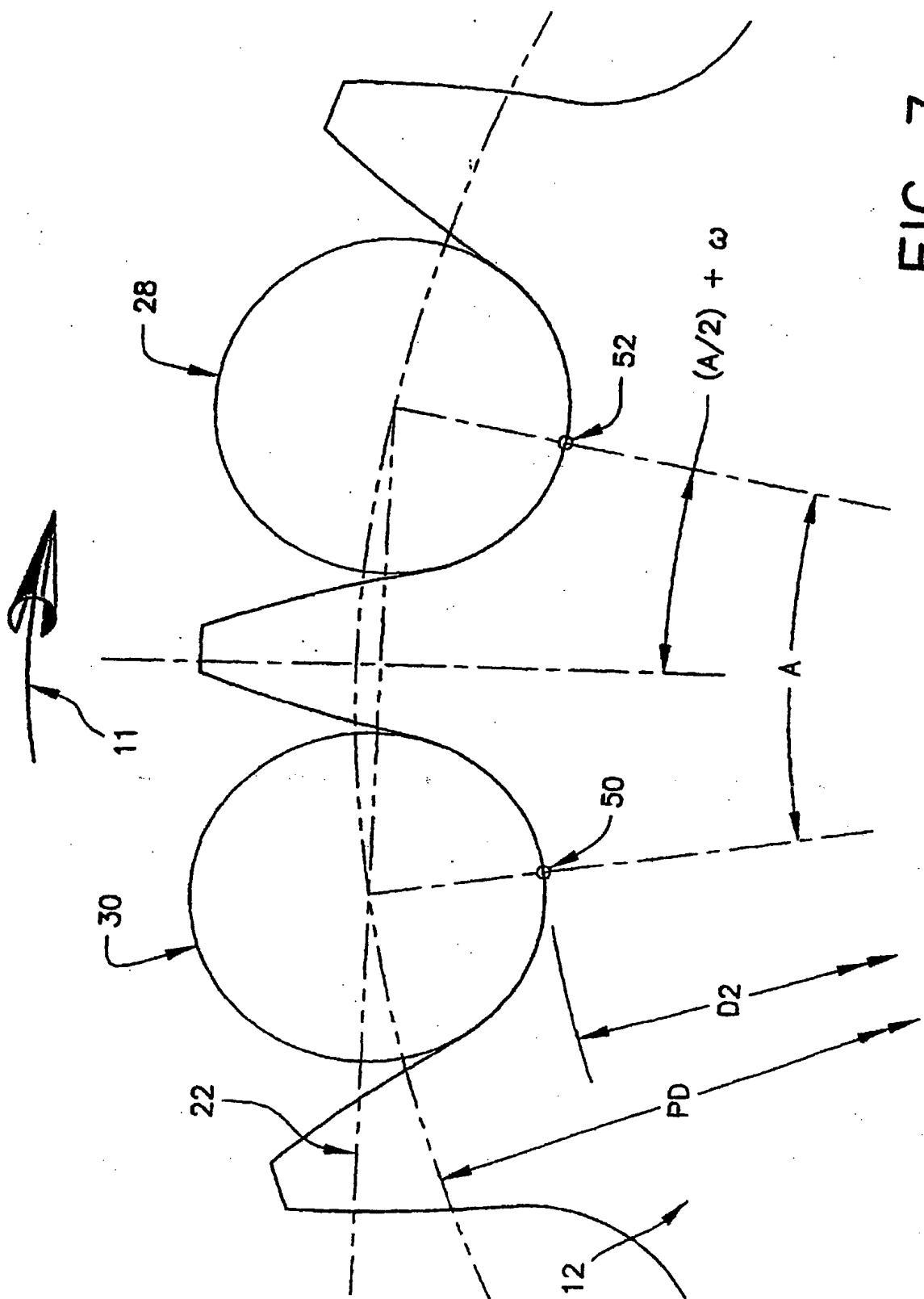


FIG. 8

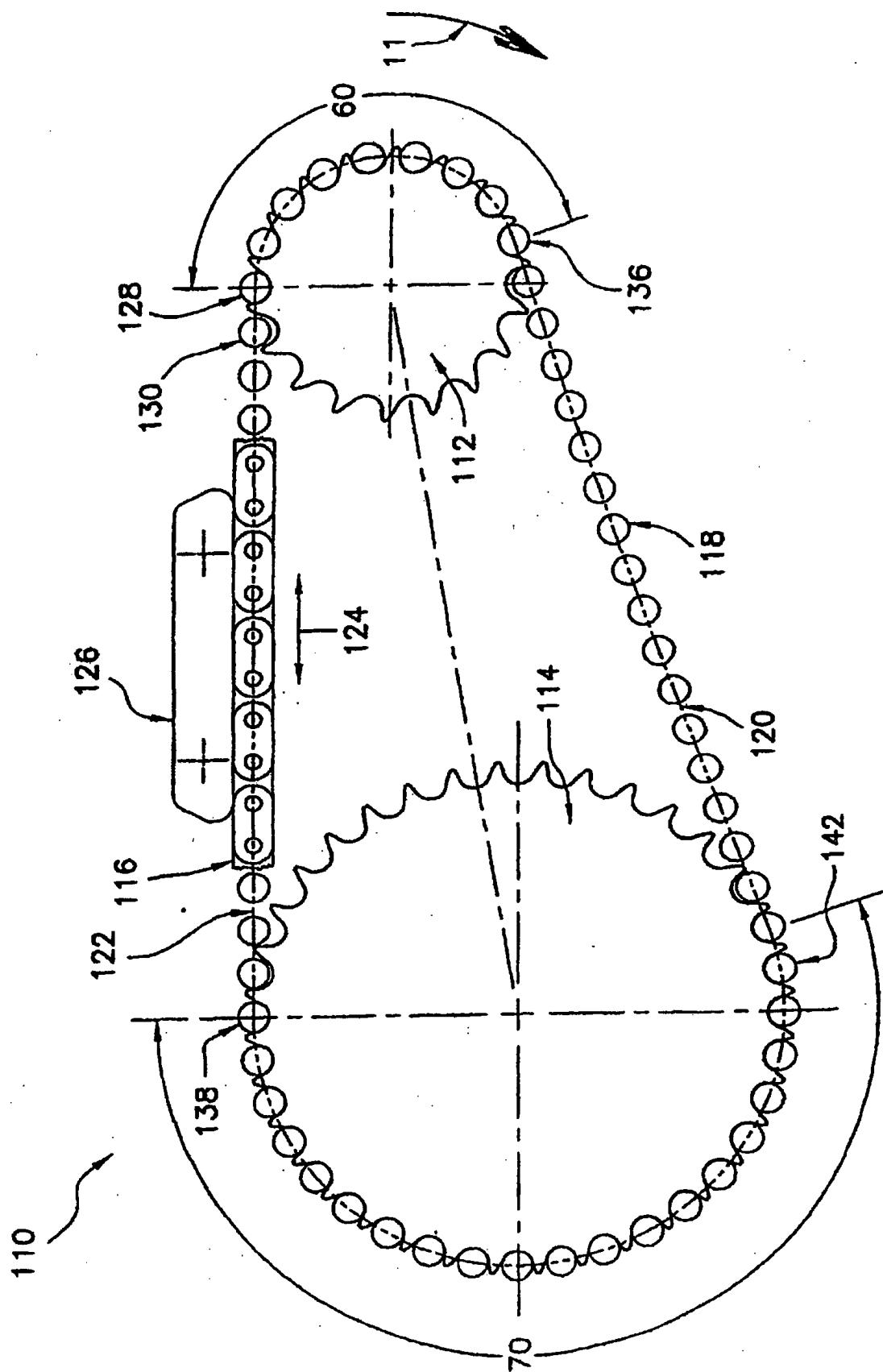
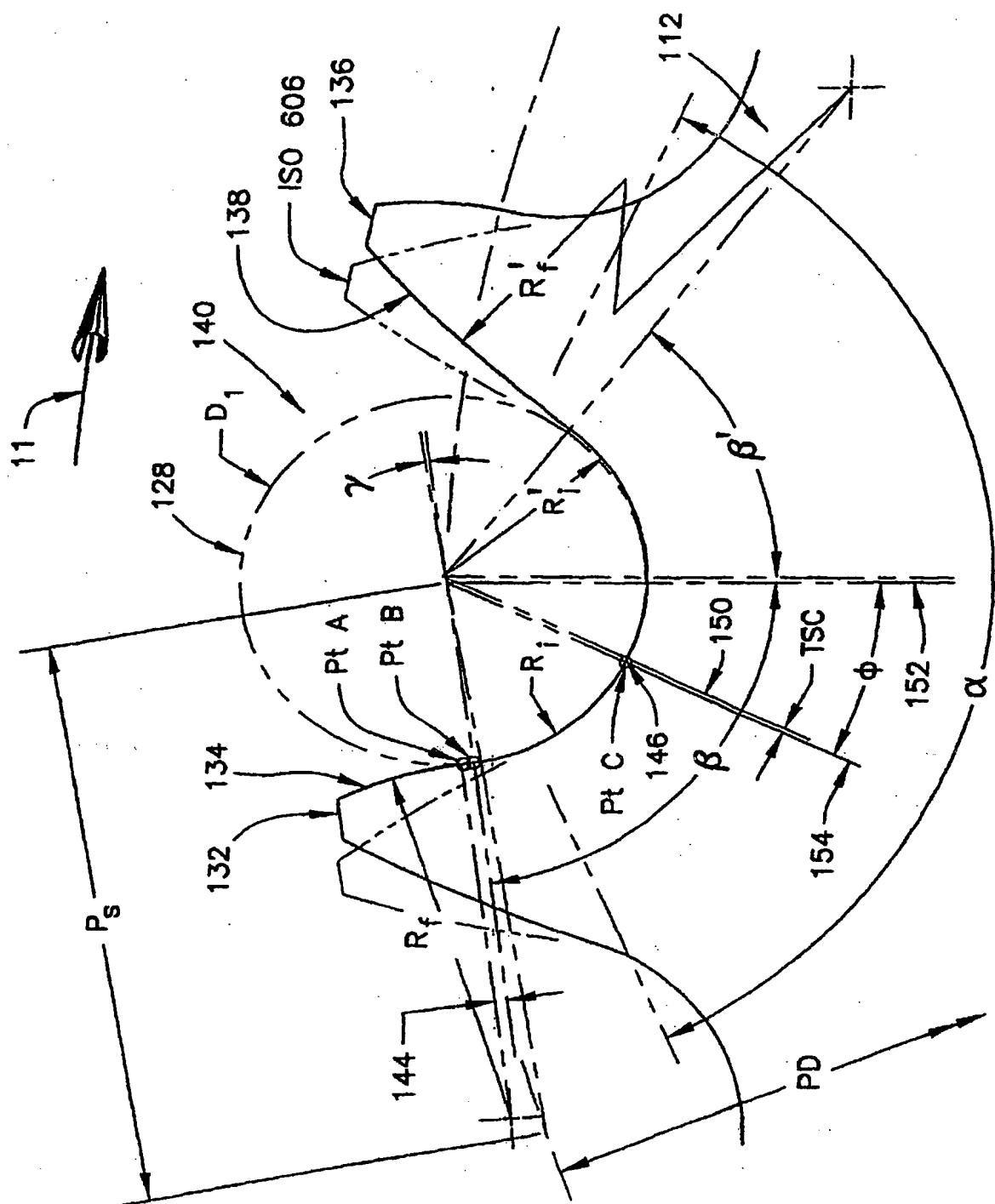


FIG. 9



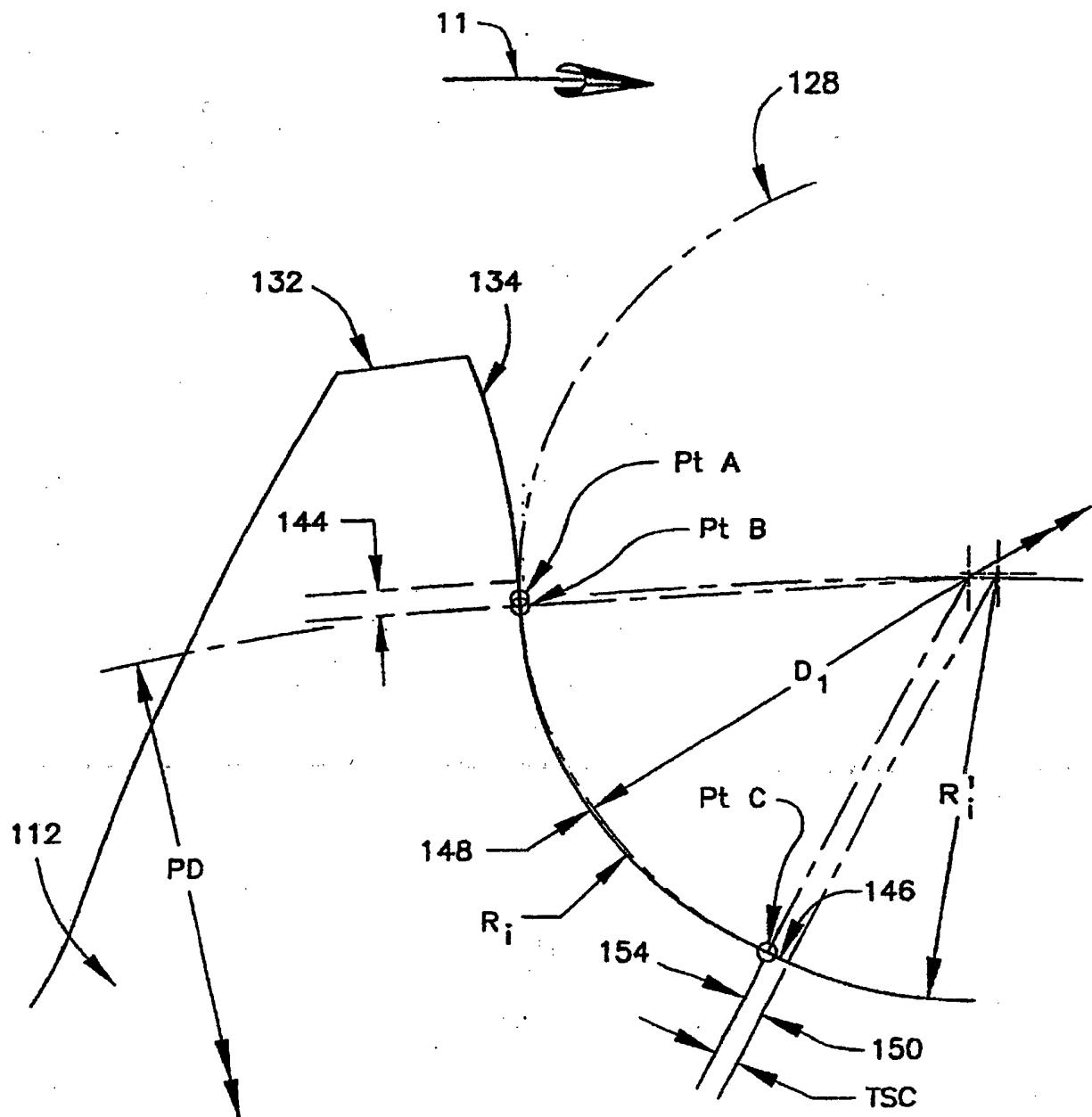


FIG. 10

FIG. II

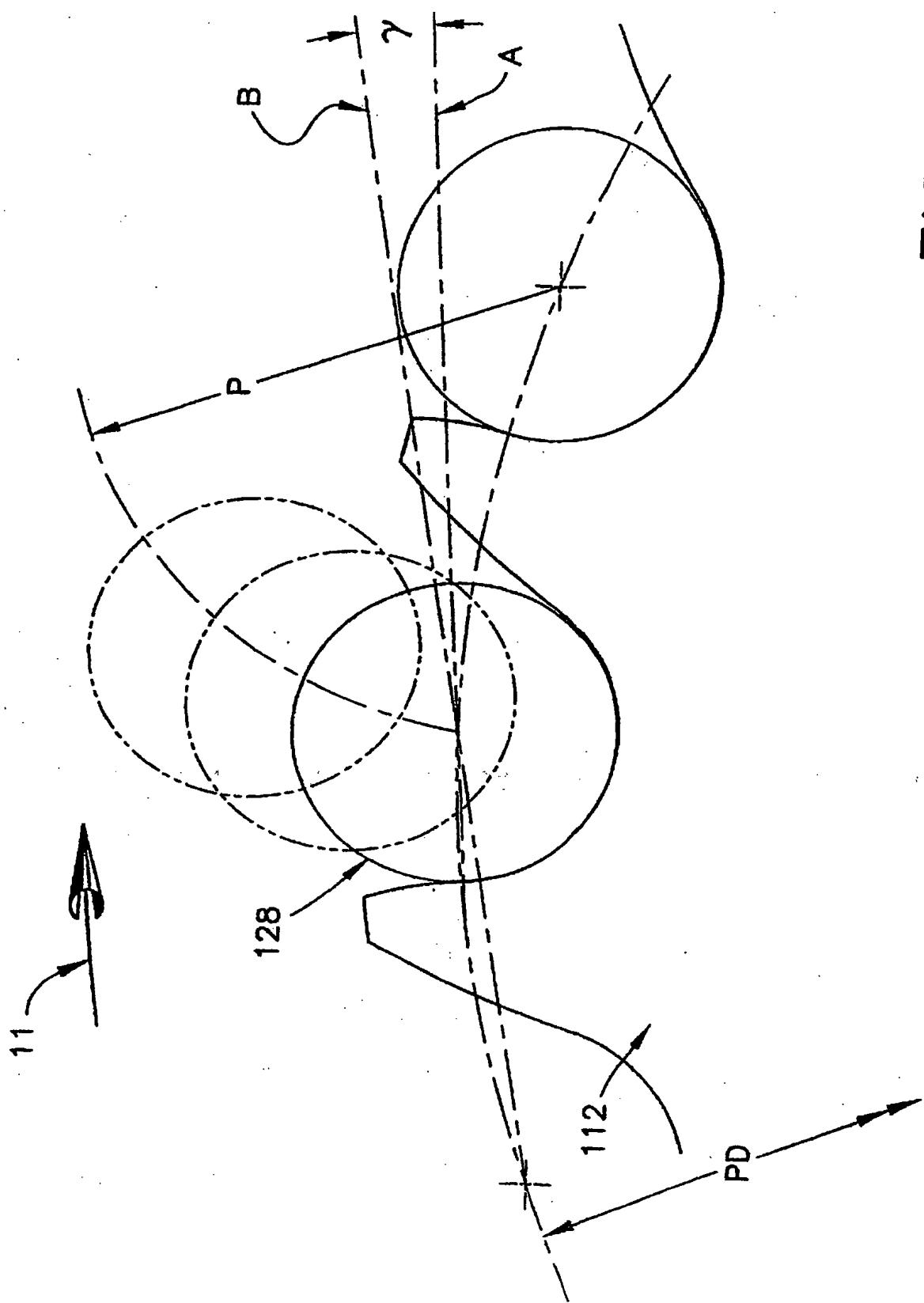


FIG. 12

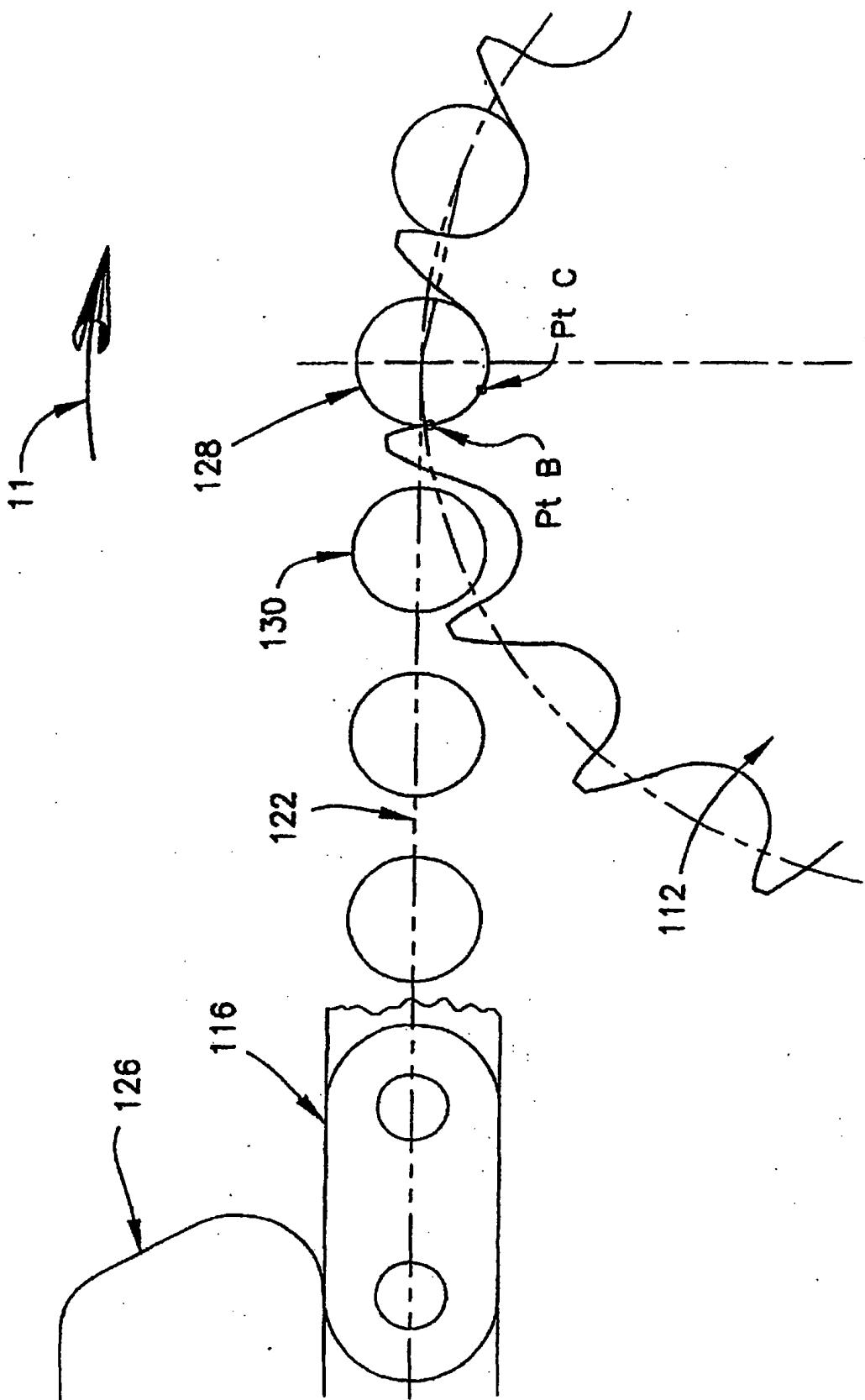
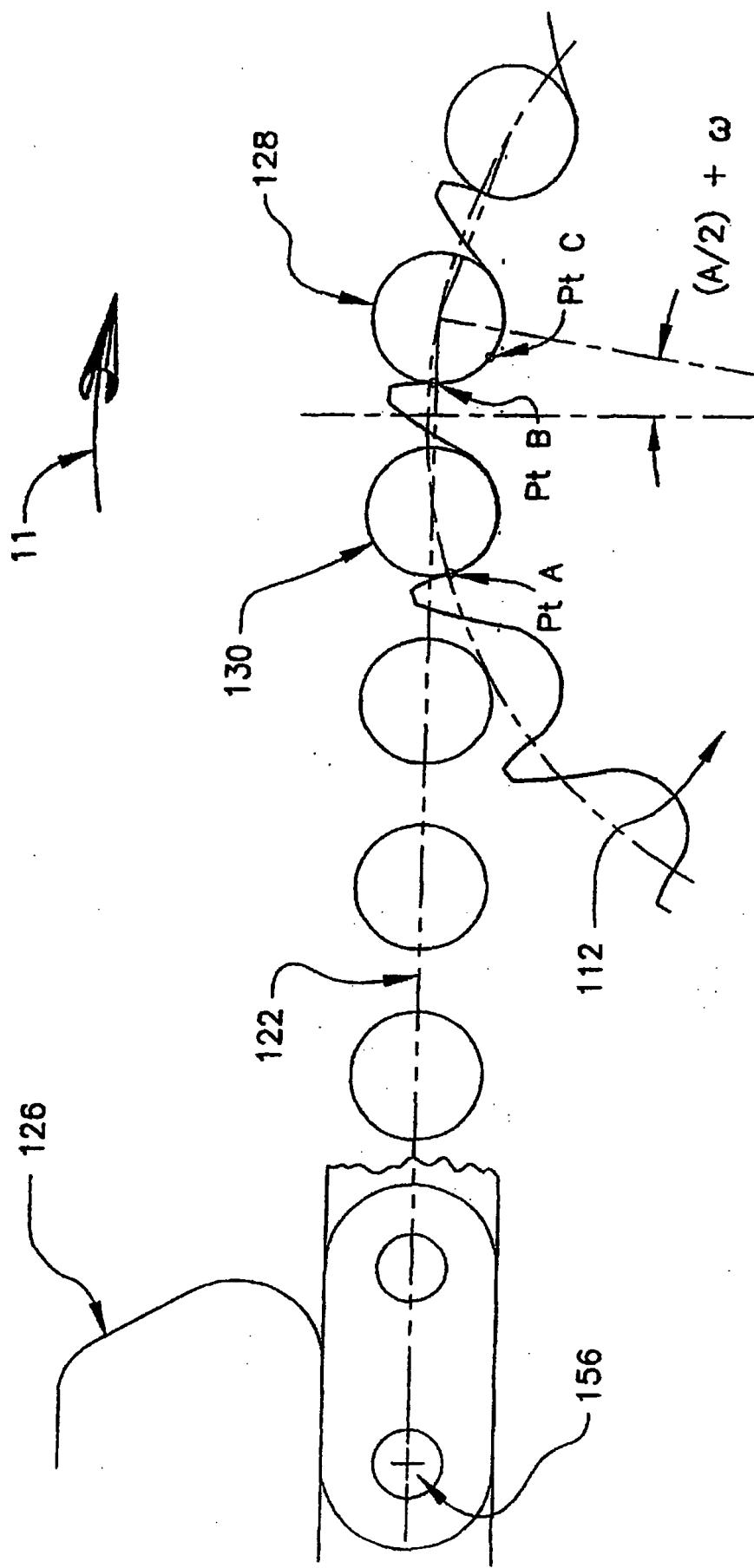


FIG. 13



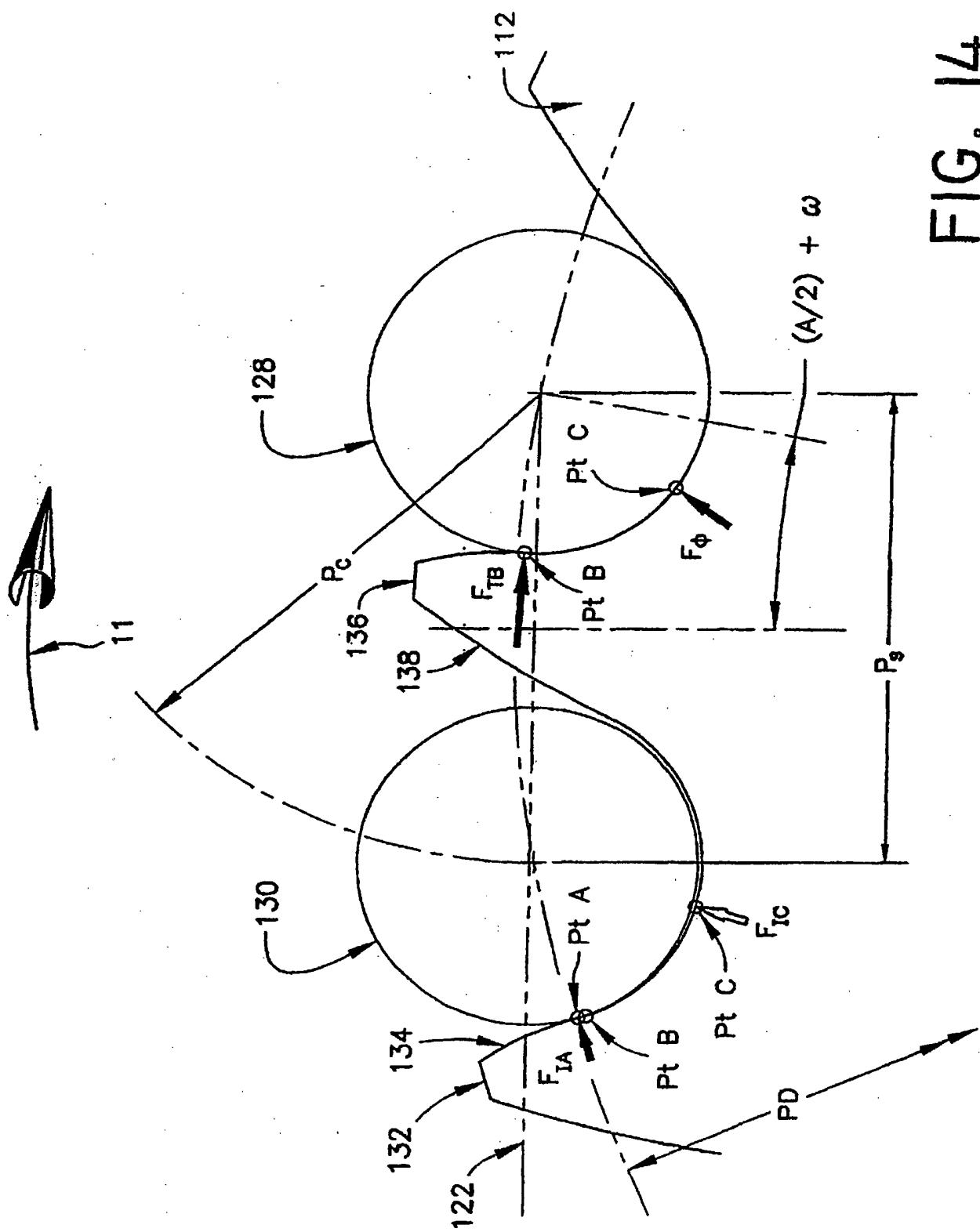


FIG. 14C

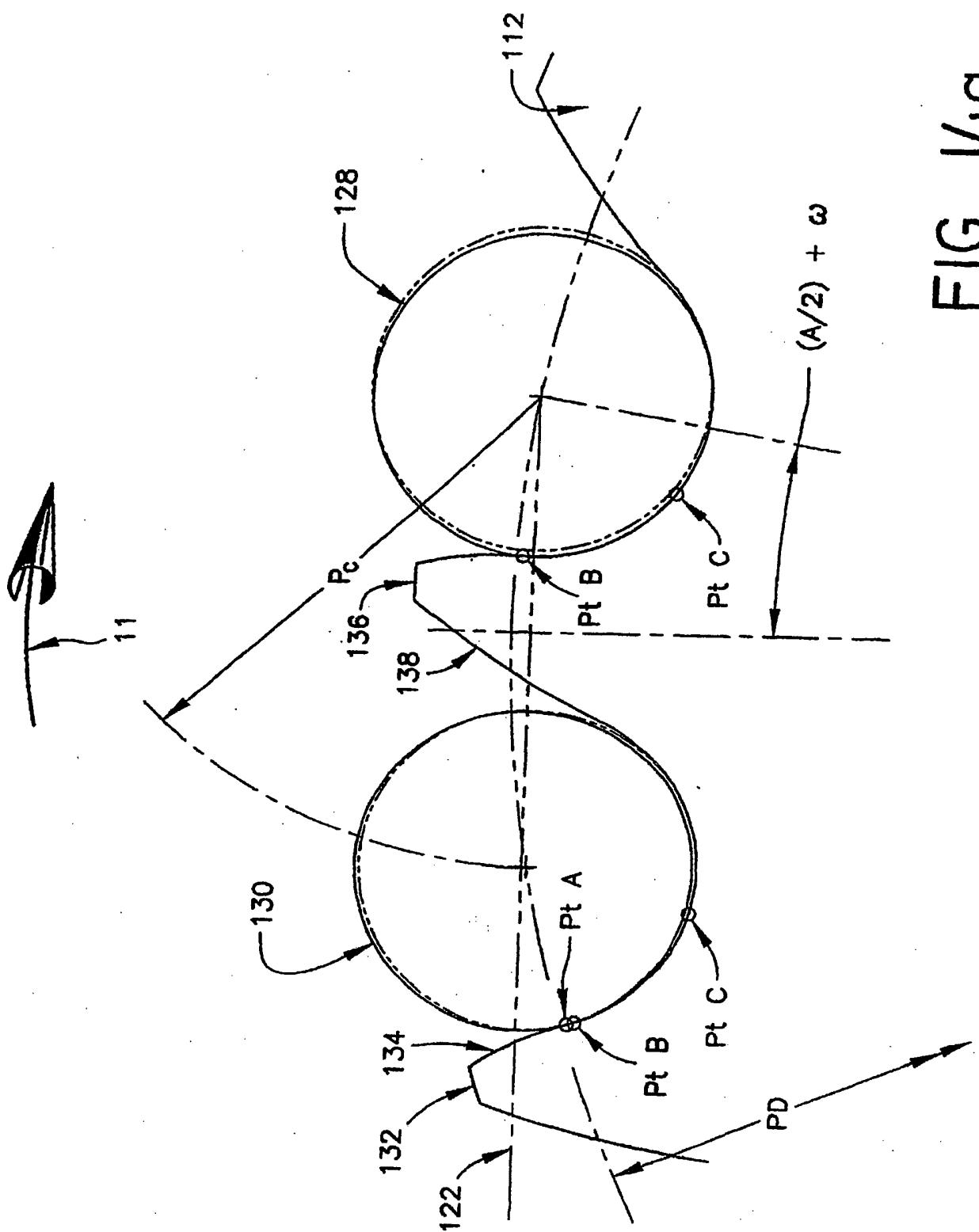


FIG. 14b

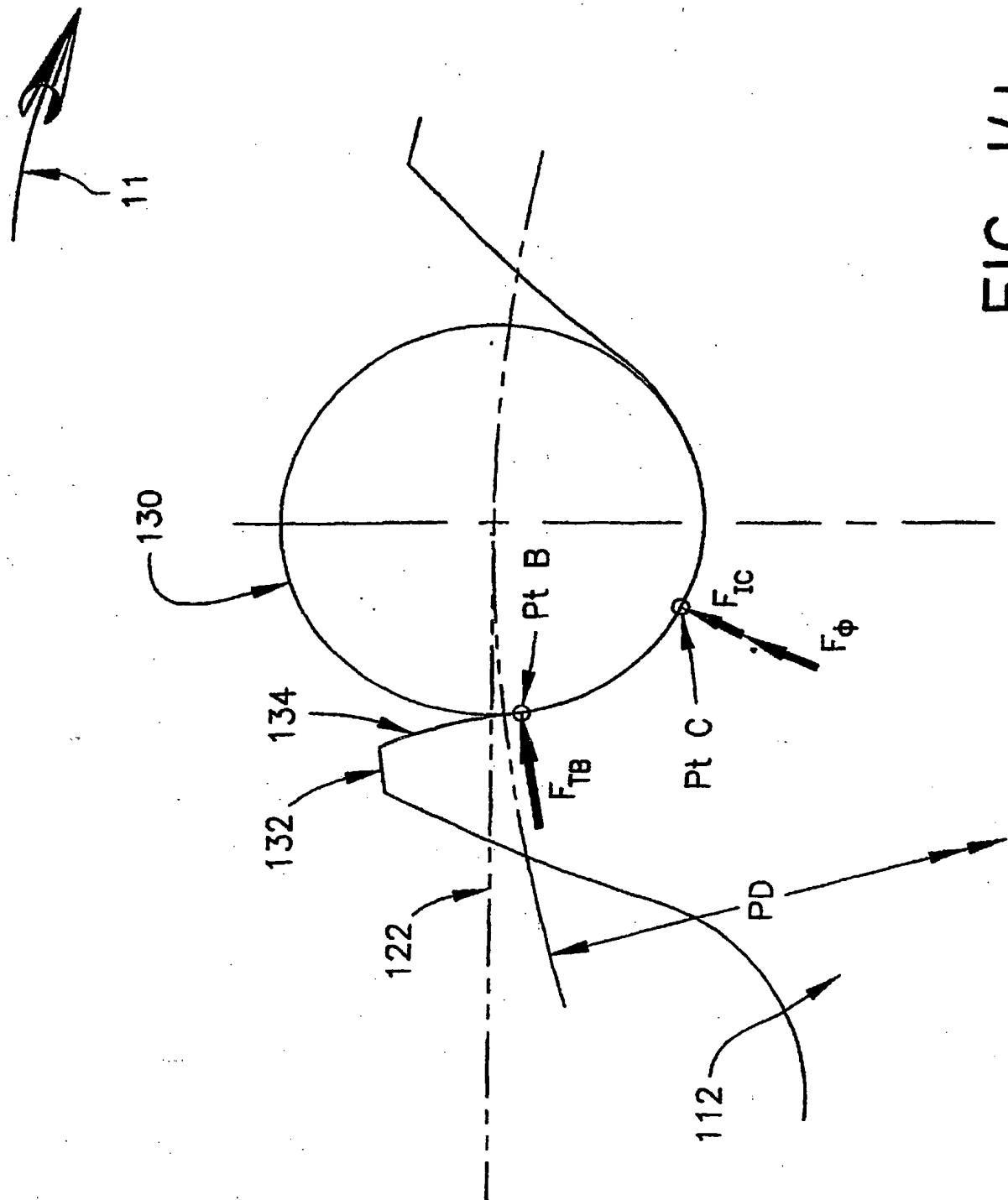
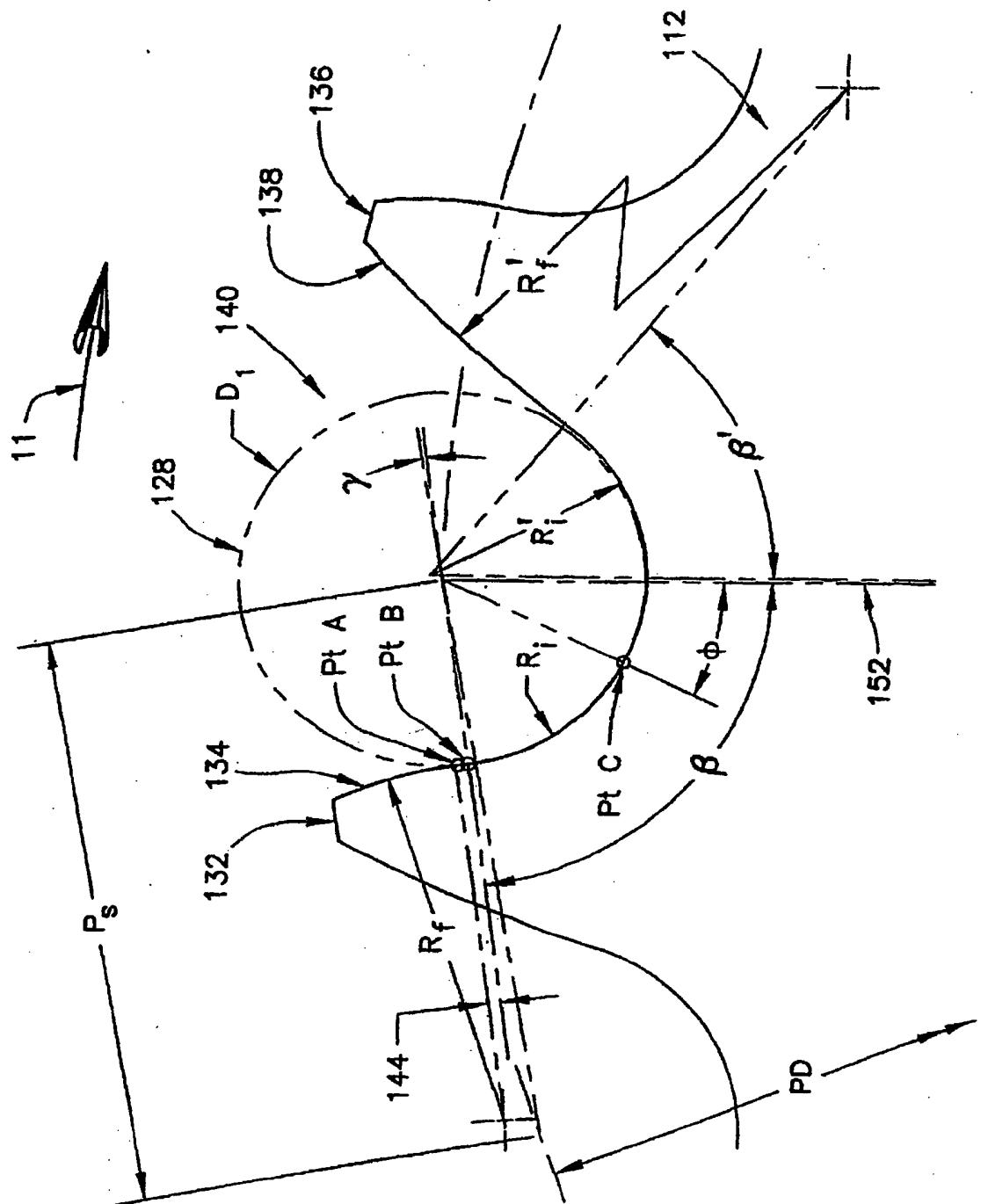


FIG. 15



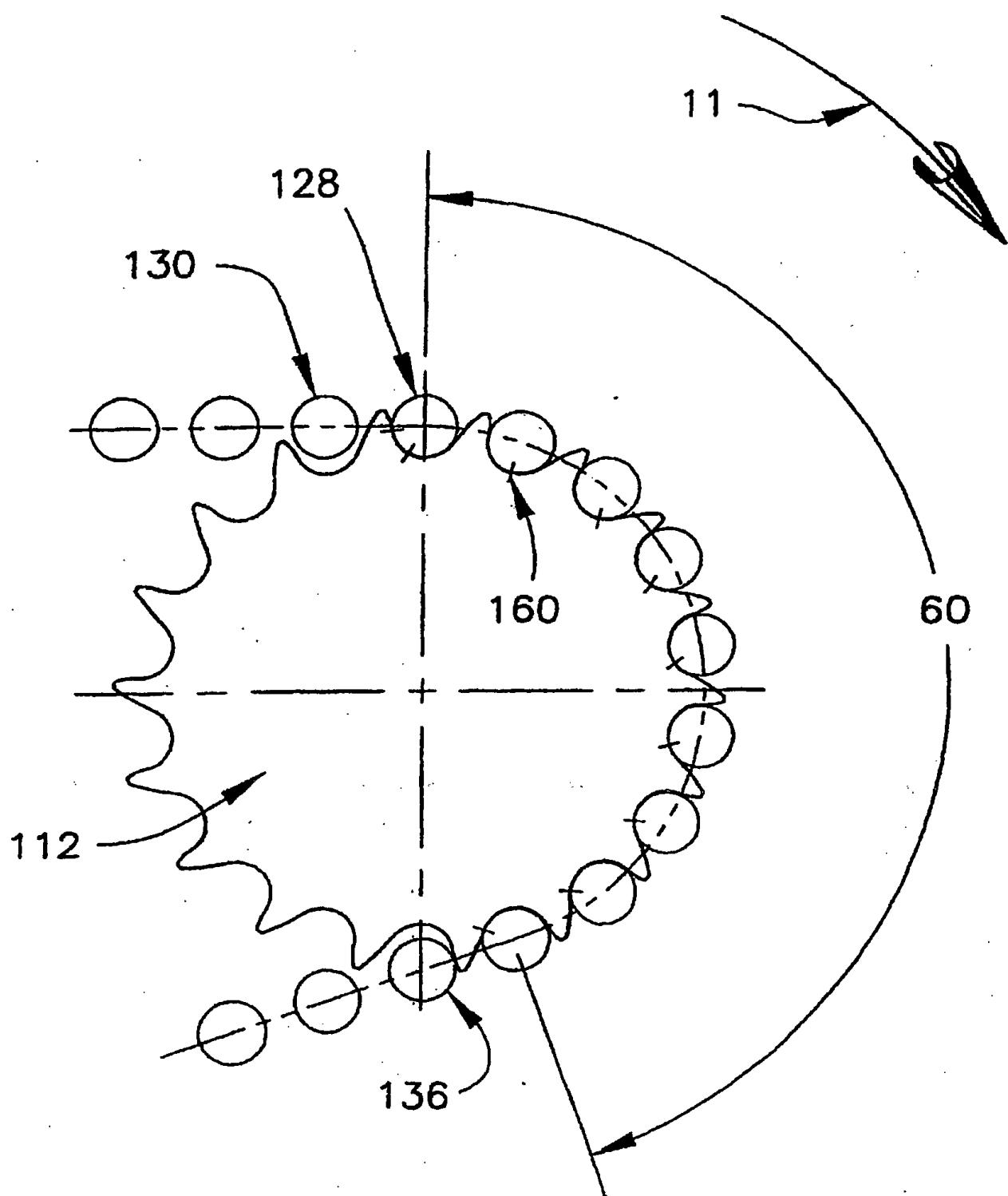


FIG. 16

FIG. 17

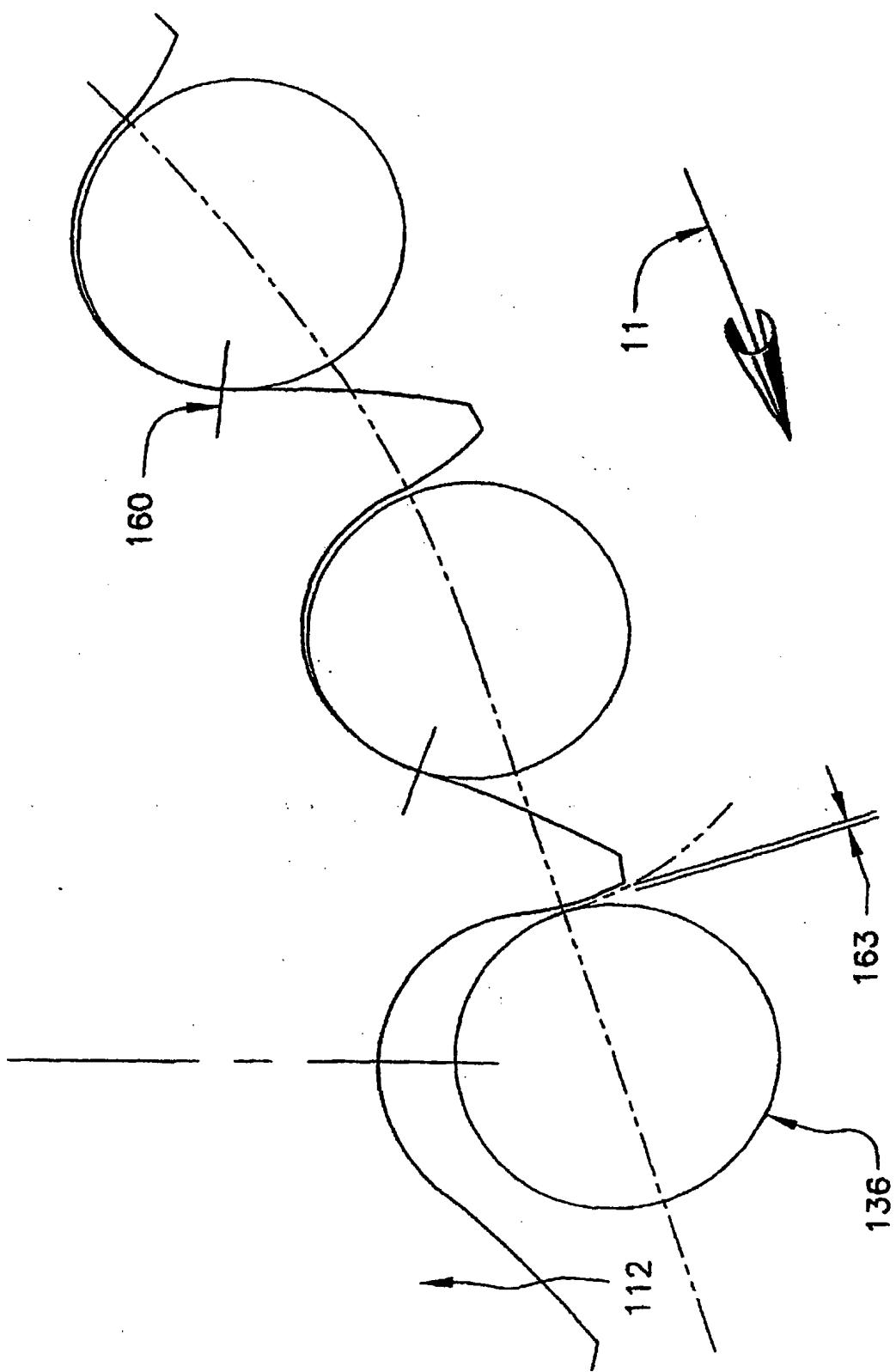


FIG. 18

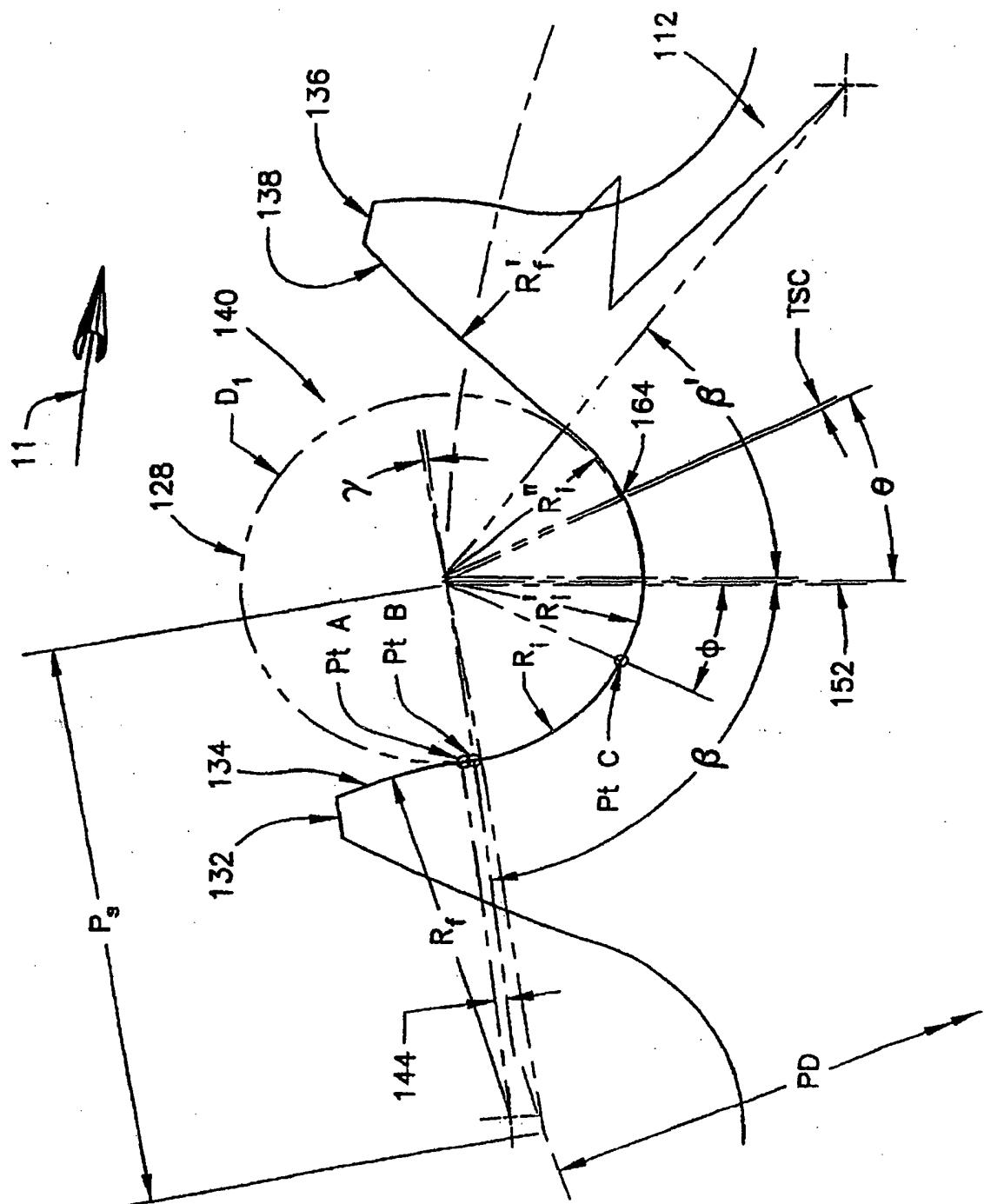


FIG. 19

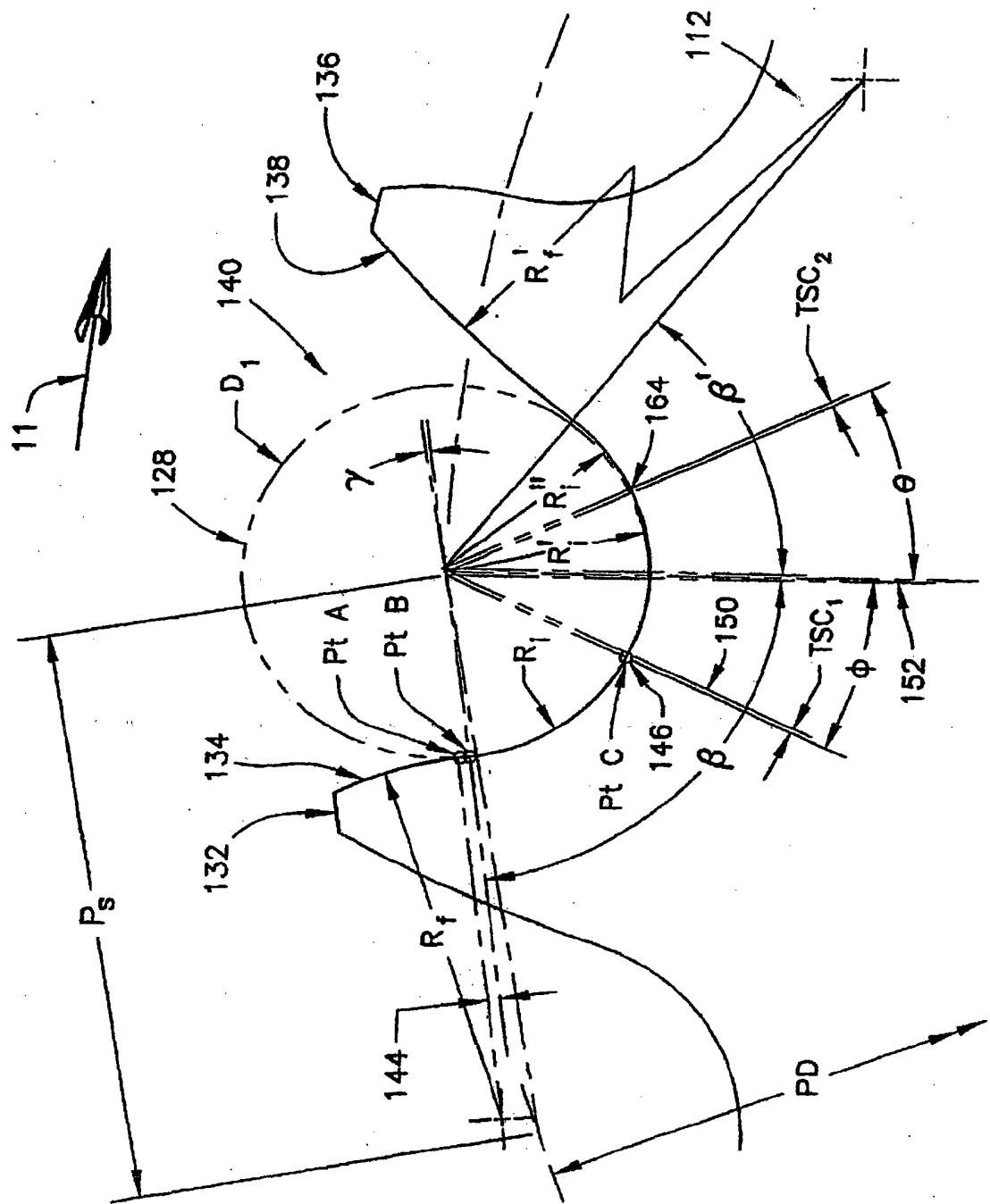


FIG. 20

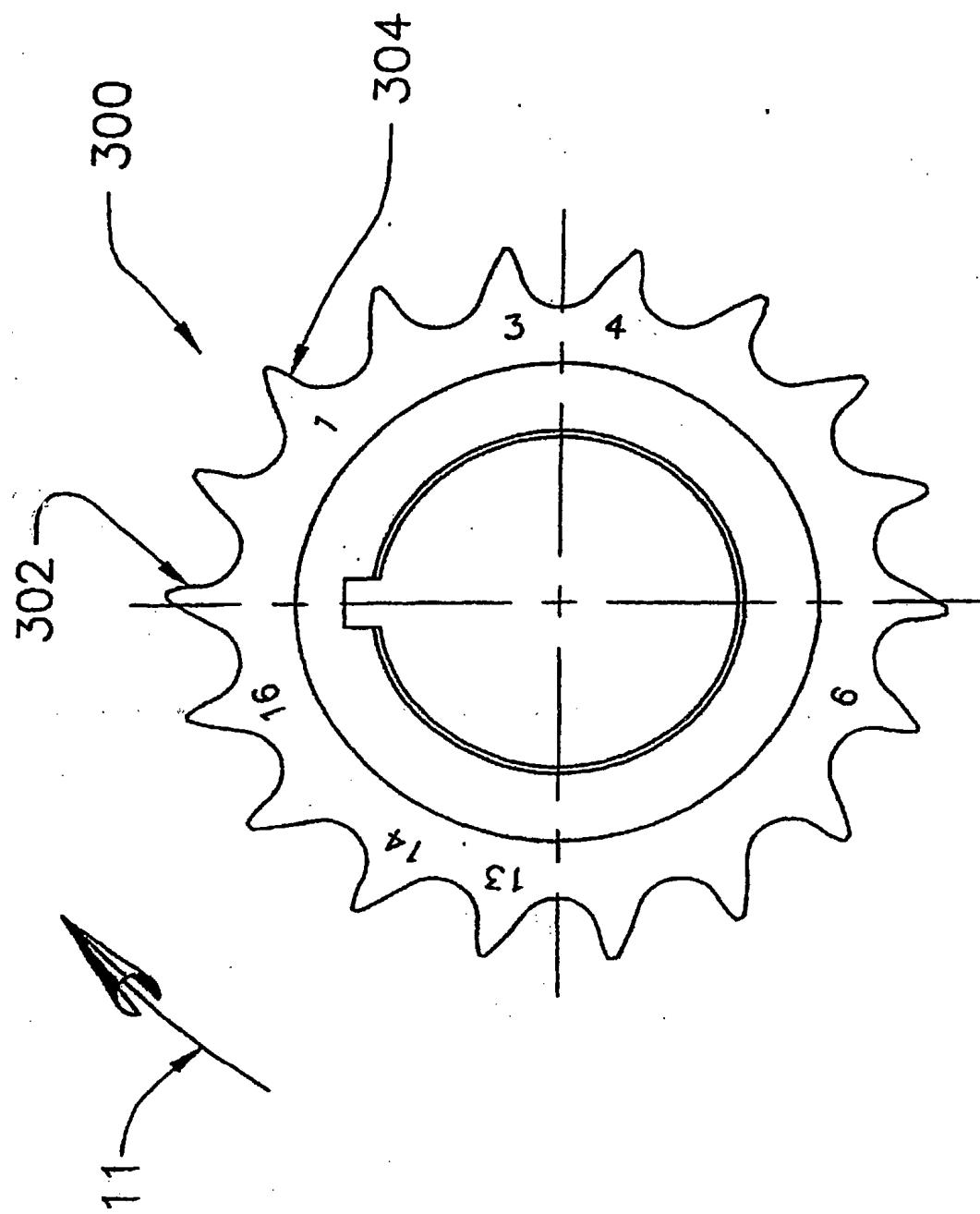
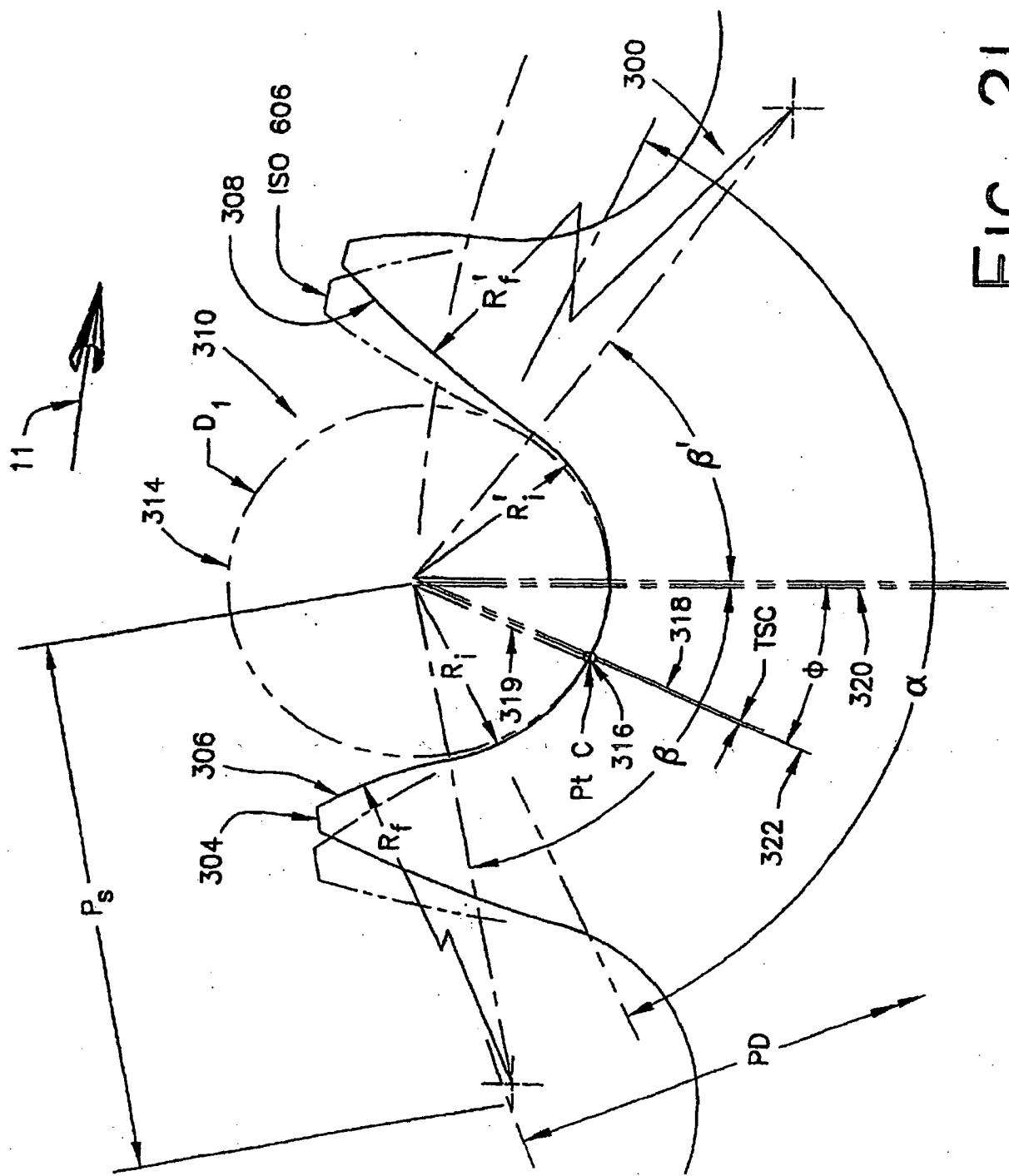


FIG. 21



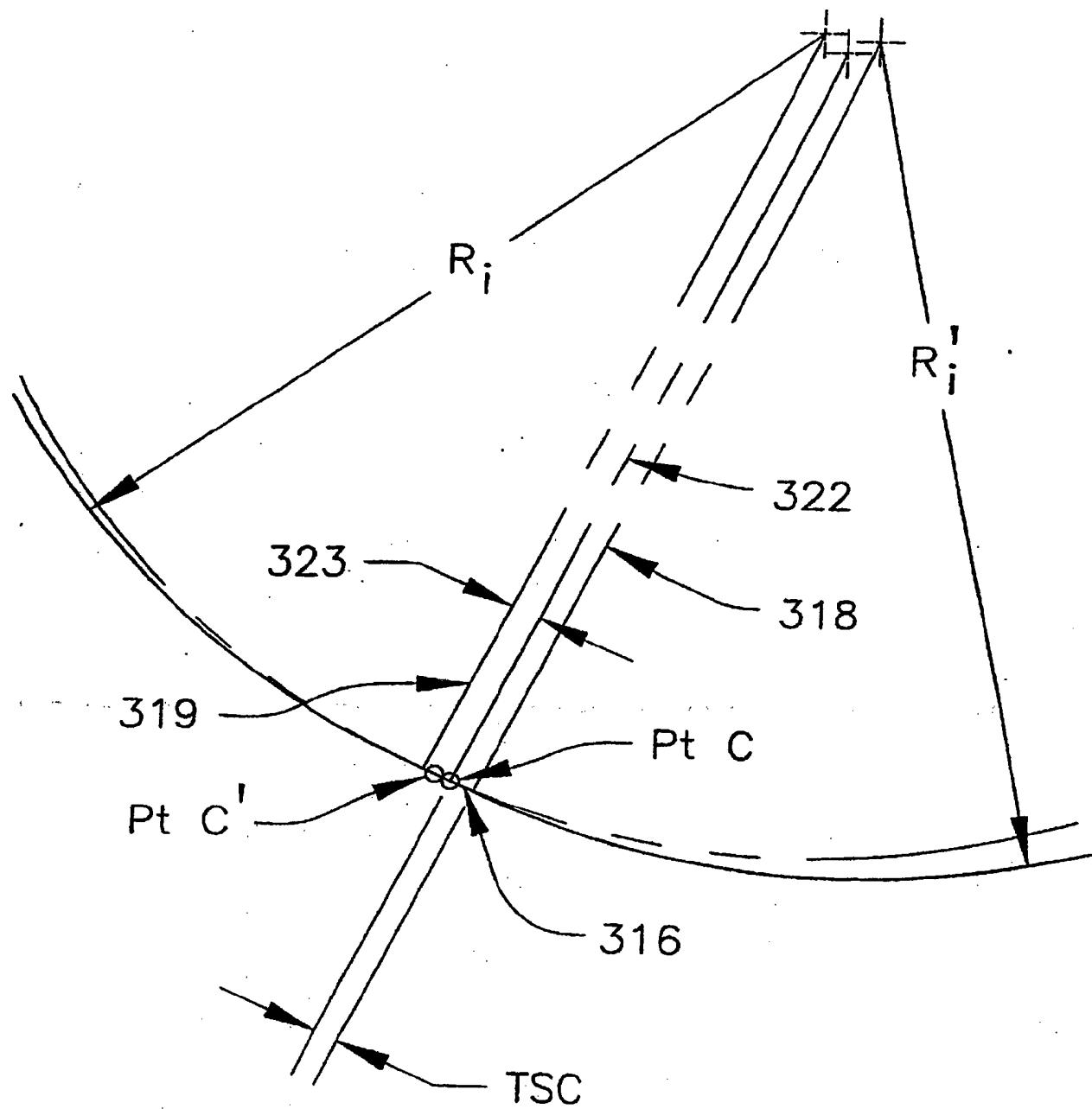


FIG. 2la

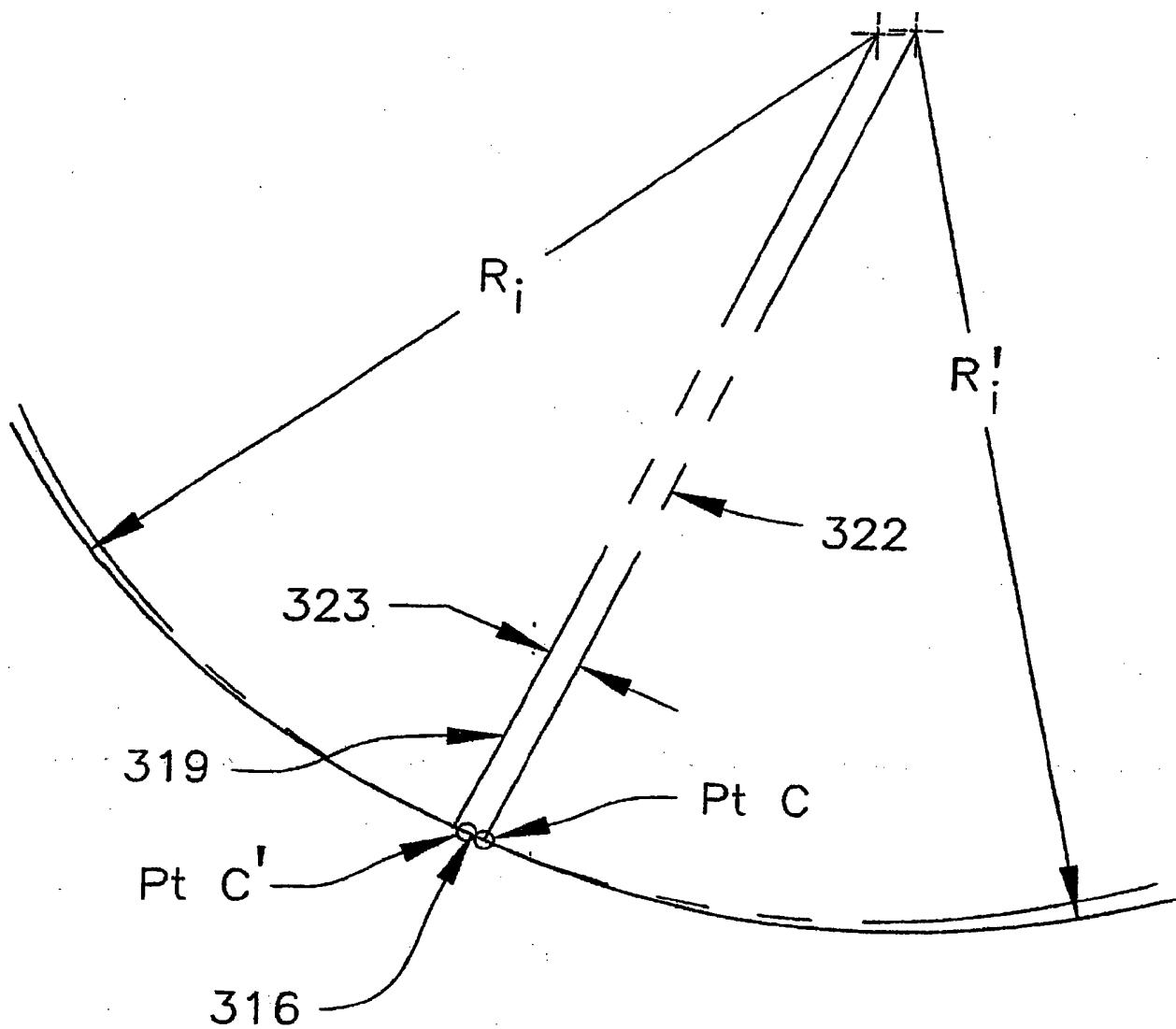


FIG. 22

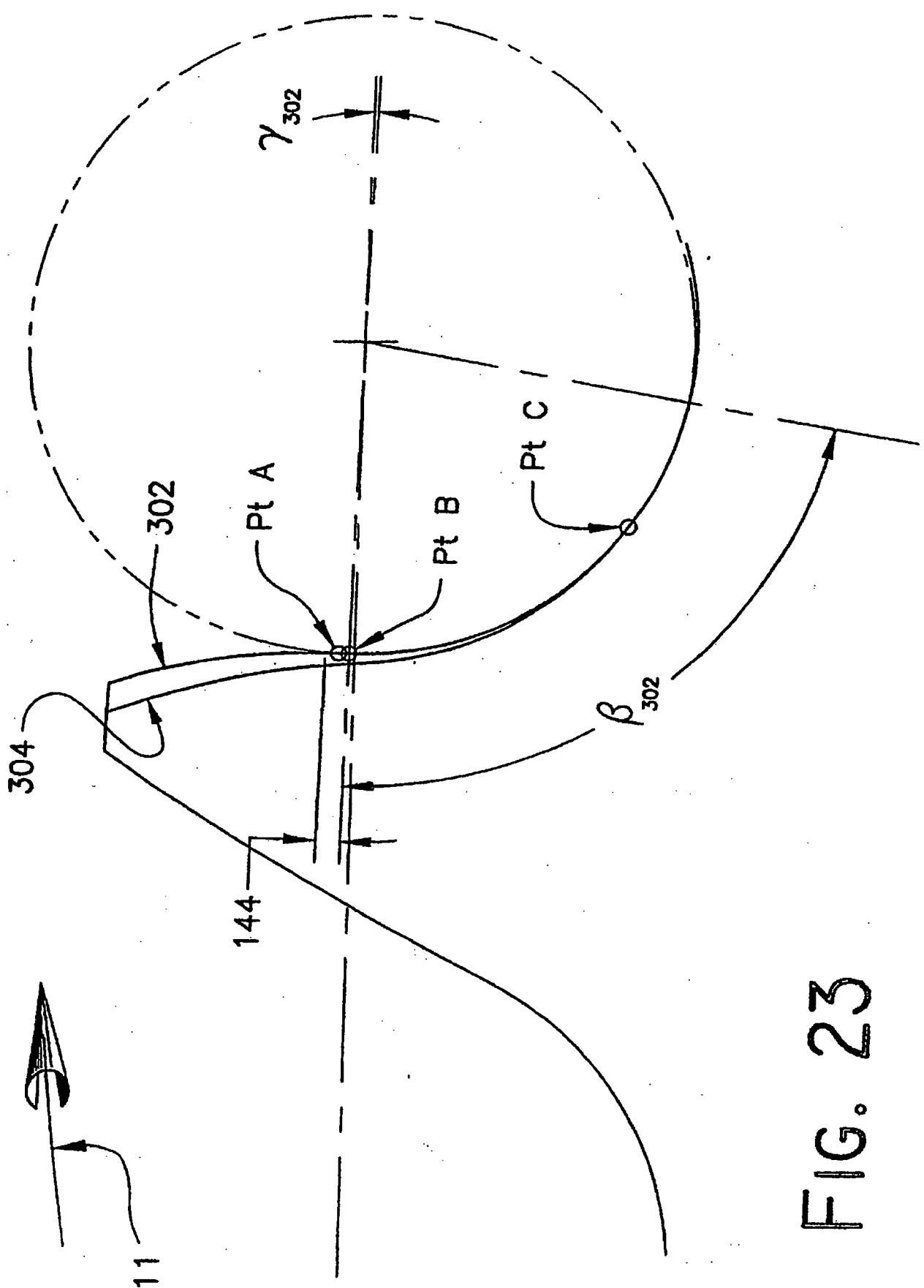


FIG. 23

FIG. 24

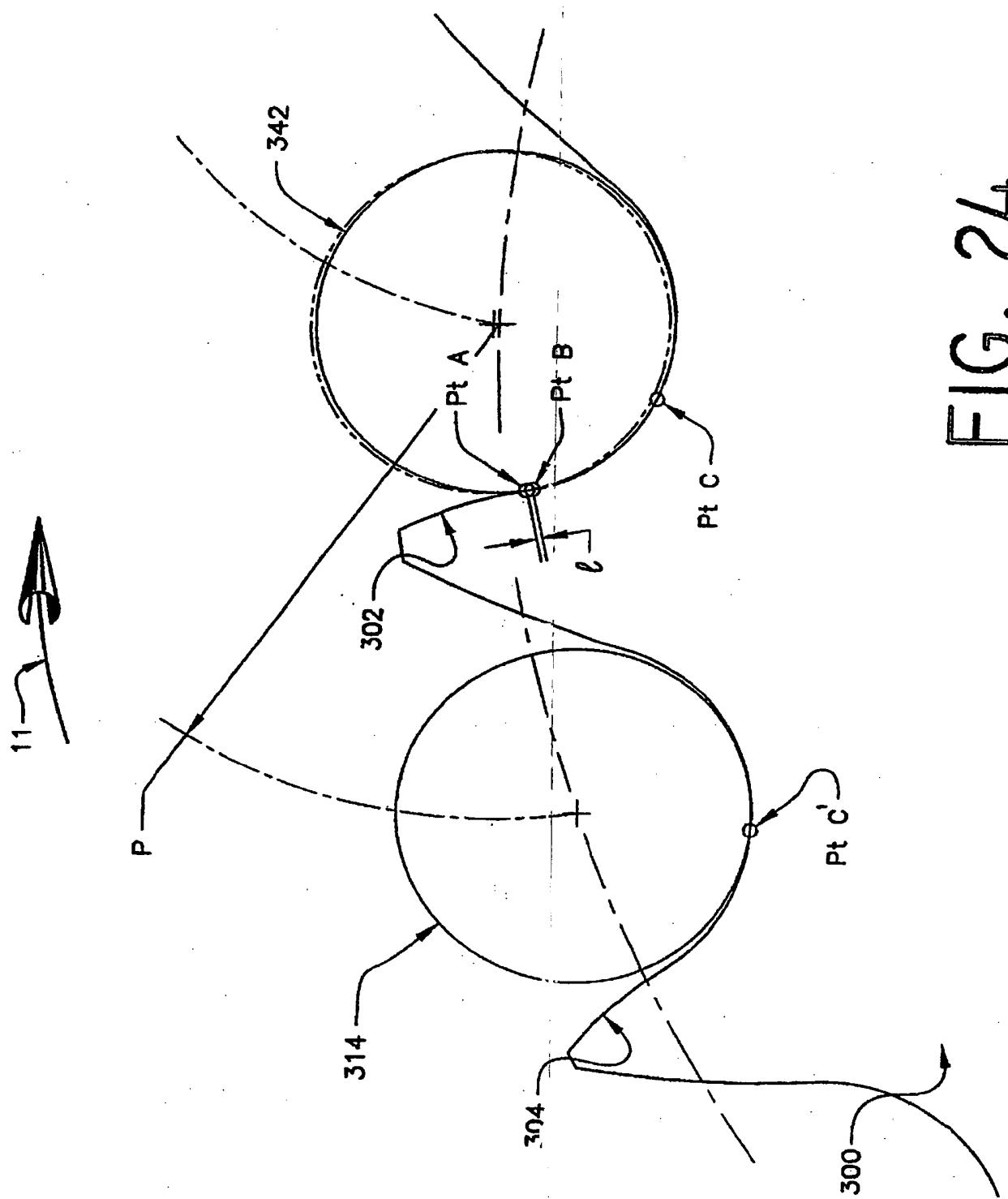


FIG. 25

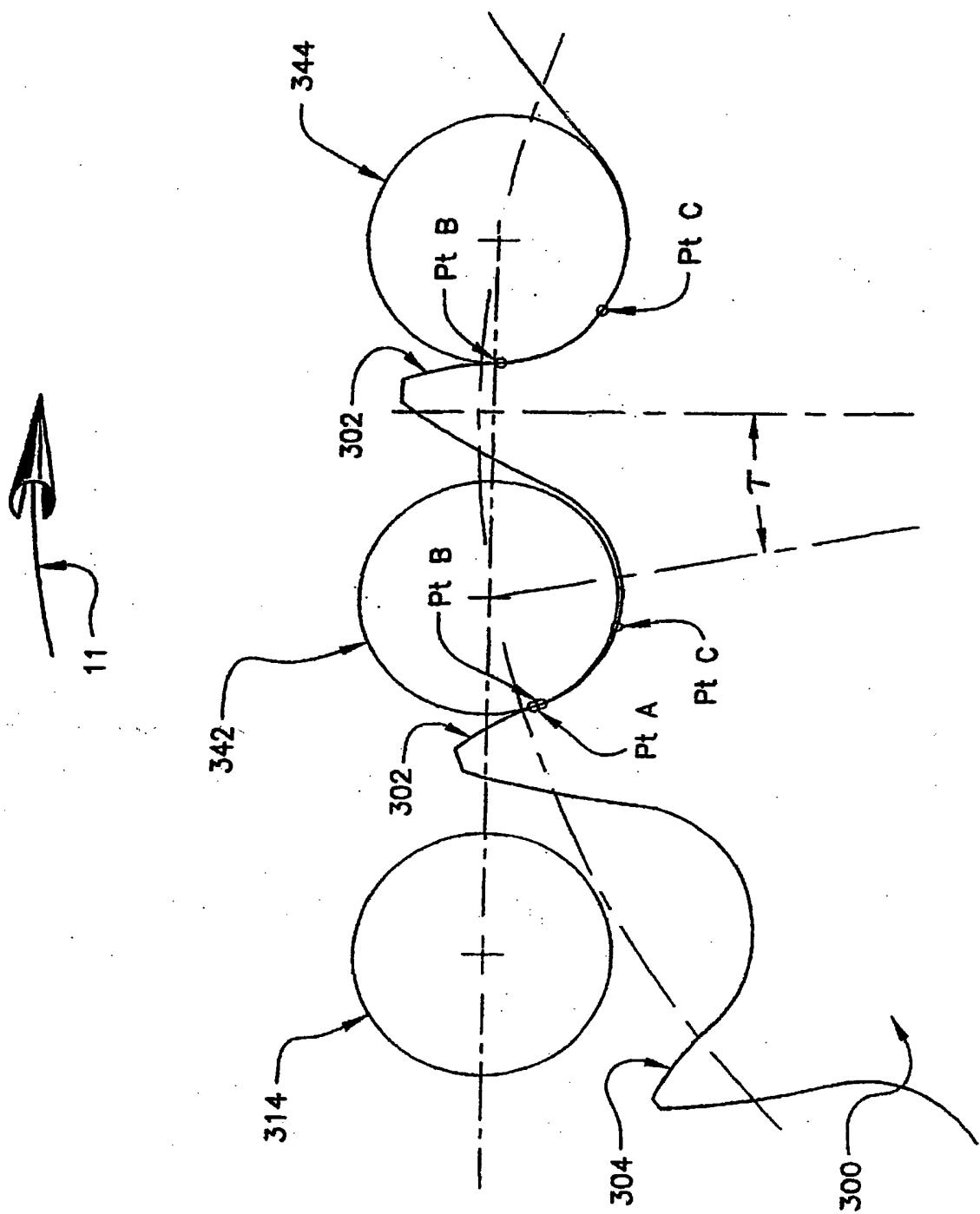
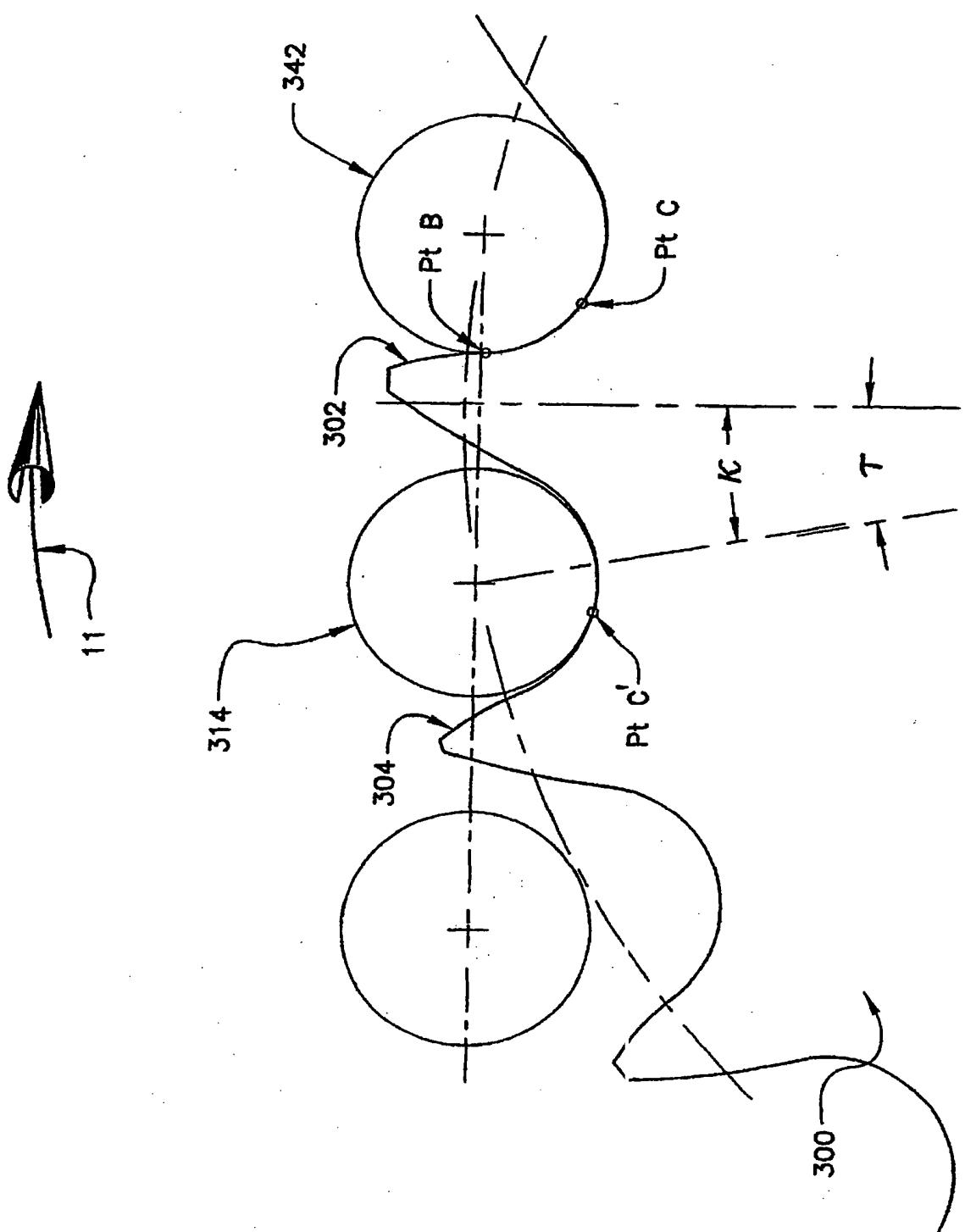


FIG. 26



ISO

Z	A	α		γ	
		(MIN)	(MAX)	(MAX)	(MIN)
18	20,000	115,00	135,00	22,500	12,500
19	18,947	115,26	135,26	22,895	12,895
20	18,000	115,50	135,50	23,250	13,250
21	17,143	115,71	135,71	23,571	13,571
22	16,364	115,91	135,91	23,864	13,864
23	15,652	116,09	136,09	24,130	14,130
24	15,000	116,25	136,25	24,375	14,375
25	14,400	116,40	136,40	24,600	14,600
26	13,846	116,54	136,54	24,808	14,808
27	13,333	116,67	136,67	25,000	15,000
28	12,857	116,79	136,79	25,179	15,179
29	12,414	116,90	136,90	25,345	15,345
30	12,000	117,00	137,00	25,500	15,500

FIG. 27
STAND DER TECHNIK

ASYMMETRISCH

Z	A	1		2		3	
		β (MAX)	γ (MIN)	β (MAX)	γ (MIN)	β (MAX)	γ (MIN)
18	20,000	73,75	6,25	80,00	0	82,00	-2
19	18,947	74,08	6,45	80,53	0	82,53	-2
20	18,000	74,38	6,63	81,00	0	83,00	-2
21	17,143	74,64	6,79	81,43	0	83,43	-2
22	16,364	74,89	6,93	81,82	0	83,82	-2
23	15,652	75,11	7,07	82,17	0	84,17	-2
24	15,000	75,31	7,19	82,50	0	84,50	-2
25	14,400	75,50	7,30	82,80	0	84,80	-2
26	13,846	75,67	7,40	83,08	0	85,08	-2
27	13,333	75,83	7,50	83,33	0	85,33	-2
28	12,857	75,98	7,59	83,57	0	85,57	-2
29	12,414	76,12	7,67	83,79	0	85,79	-2
30	12,000	76,25	7,75	84,00	0	86,00	-2

FIG. 28