



(12) Wirtschaftspatent

Erteilt gemäß § 17 Absatz 1 Patentgesetz

(19) **DD** (11) **247 719 A1**4(51) E 02 F 3/14
E 02 F 9/20**AMT FÜR ERFINDUNGS- UND PATENTWESEN**

In der vom Anmelder eingereichten Fassung veröffentlicht

(21) WP E 02 F / 287 611 3

(22) 05.03.86

(44) 15.07.87

(71) Hochschule für Architektur/Bauwesen, 5300 Weimar, Geschwister-Scholl-Straße 8, DD

(72) Strümpfel, Helmut, Dr.-Ing., DD

(54) Antrieb für Maschinen mit kinematisch bedingter periodisch veränderlicher Belastung

(57) Die Erfindung betrifft einen Antrieb für Maschinen mit kinematisch bedingter periodisch veränderlicher Belastung infolge des bei Kettengerieben auftretenden Polygoneffektes. Ziel der Erfindung ist es, die Ungleichmäßigkeit der Kettenbewegung durch ein Ausgleichsgetriebe herabzusetzen. Dazu wird ein Zwischengetriebe mit einem konstanten Übersetzungsverhältnis benutzt, das in Verbindung mit einer ungleichmäßig übersetzenden Kardanwelle zwischen Antriebsmaschine und -turus gemäß Fig. 1 anzuordnen ist. Durch Realisierung geeigneter Beugungswinkel der Kreuzgelenke gelingt eine beträchtliche Herabsetzung des Ungleichmäßigkeitsgrades der Kettenbewegung, wobei ein bemerkenswerter Vorzug in der Möglichkeit liegt, auf ökonomische Weise auch große Kräfte und Momente zu übertragen. Das Anwendungsgebiet erstreckt sich daher insbesondere auf Eimerkettenbagger, Becherwerke, Stahlgliederbandförderer sowie auf Raupenlaufwerke von Baggern und anderen Fördergeräten.

Erfindungsanspruch:

1. Antrieb für Maschinen mit kinematisch bedingter, periodisch veränderlicher Belastung für insbesondere Raupenlaufwerke von Fördergeräten und für Eimerketten von Eimerkettenbaggern zur Herabsetzung der bei Kettengetrieben infolge des Polygoneffektes auftretenden Weg- und Geschwindigkeitsdifferenzen mit Hilfe eines Ausgleichsgetriebes, **gekennzeichnet dadurch**, daß zwischen der Antriebswelle (1) eines Hauptgetriebes und einem eine Kette (8) tragenden Antriebsturas (7) ein Zwischengetriebe (4) mit linearer Übertragungsfunktion angeordnet ist, dessen Übersetzungsverhältnis der halben Turaseckenzahl entspricht und dessen Antriebswelle (3) mit der dazu nicht fluchtenden Abtriebswelle (1) eines Hauptgetriebes durch ein oder mehrere auch räumlich angeordnete Gelenkwellen derart verbunden ist, daß die auf den Gesetzmäßigkeiten der sphärischen Geometrie basierende Konstellation der Mitnehmerklauen sämtlicher Kreuzgelenke ein dem Polygoneffekt entgegenwirkendes wechselsymmetrisches Übersetzungsverhältnis erzeugt und daß gleichzeitig die nach den Regeln der Kinematik in Abhängigkeit von der Polygoneckenzahl bestimmten Beugungswinkel für eine Verringerung der Kettenweg- oder der Geschwindigkeitsdifferenzen sorgen.
2. Antrieb nach Punkt 1, **gekennzeichnet dadurch**, daß die Verbindung der Abtriebswelle (1) eines Hauptgetriebes mit der Antriebswelle (3) eines insbesondere als Stirnrad-, Schnecken- oder Kegelradgetriebe (4) gestalteten Zwischengetriebes durch vorzugsweise eine Gelenkwelle (2) mit zwei Kreuzgelenken in Z-Anordnung erfolgt, deren abtriebseitigen Mitnehmerklauen (5; 6) zum Zeitpunkt des maximalen Lasttrumbandes der Kette (8) zum Mittelpunkt des Antriebsturas (7) in der von den Wellen (1; 3) aufgespannten Ebene liegen.

Hierzu 6 Seiten Zeichnungen

Anwendungsgebiet der Erfindung

Die Erfindung betrifft einen Antrieb für Maschinen mit kinematisch bedingter, periodisch veränderlicher Belastung, der die insbesondere in Eimerkettenbaggern, Becherwerken, Stahlgliederbandförderern sowie in Raupenlaufwerken von Baggern und anderen Fördergeräten durch Kettengetriebe hervorgerufene Ungleichmäßigkeit der Bewegung und Kräfte herabsetzt.

Charakteristik der bekannten technischen Lösungen

Innerhalb von Antriebssystemen angeordnete, ungleichmäßig übersetzende Getriebe führen zu periodisch schwankenden Kräften und Momenten, die Torsionsschwingungen und zusätzlichen Verschleiß verursachen, wodurch die Arbeitsgeschwindigkeit der Maschinen begrenzt wird und/oder sich die Lebensdauer der Antriebs Elemente verringert. Dafür charakteristisch ist das Kettengetriebe mit seinem periodisch veränderlichen Übersetzungsverhältnis, das als Polygoneffekt/1/ vor allem bei kleiner Zahnzahl und langgliedrigen Ketten besonders in den Fällen unerwünschte Wirkungen auf die Antriebsmaschine und Übertragungselemente eines Systems zur Folge hat, wenn — wie zum Beispiel bei Eimerkettenbaggern — große Massen zu bewegen sind. Im wesentlichen wird dann auf folgende Weise Abhilfe geschaffen:

Die bekannten Lösungen/2, 3, 4/ zur kinematisch vollständigen oder teilweisen Kompensation der Ungleichmäßigkeit der Ketten geschwindigkeit durch vorgeschaltete Ausgleichsgetriebe haben einen gemeinsamen Nachteil, daß praktikable Ausführungen für das Übertragen großer Kräfte und Momente einen enorm hohen technisch-ökonomischen Aufwand erfordern. Ähnliches trifft auch auf einen Raupenfahrwerksantrieb für Tagebaugroßgeräte mit langen Auslegern (DD-PS 147 651) zu, bei dem die Geschwindigkeitsdifferenzen dadurch reduziert werden, daß viergliedrige Koppelgetriebe unterschiedlicher Struktur für eine im Takte der Polygoneckenzahl erfolgende Schwenkbewegung des Raupenfahrwerk-Getriebes sorgen. Eine elastische Kettenspannvorrichtung für Raupenfahrwerk-Antriebe (DE-PS 2030 019) gewährleistet die erforderliche Vorspannung der Kette für unterschiedliche Betriebsbedingungen, was in geringem Maße zu einer Verminderung der Stöße und zu einem Abbau der Belastungsspitzen führt. Das Auftreten unerwünschter Schwingungen wird jedoch ursächlich nicht beseitigt, weil ein Ausgleich der Geschwindigkeitsschwankungen damit nicht erzielbar ist.

Weitere Möglichkeiten zur Herabsetzung des Ungleichmäßigkeitsgrades der Kettenbewegung sowie zusätzlich auch der dynamischen Belastung infolge periodisch veränderlicher Arbeitswiderstände beruhen auf dem Prinzip der Schwingungstilgung durch Abstimmung von Federsteife und Massenträgheitsmomenten einzelner Antriebs Elemente auf die Kreisfrequenz der dominierenden Harmonischen des periodisch veränderlichen Anteils einer Antriebsbelastung. Die dazu existierenden Vorschläge (DD-PS 137 455; DD-PS 132 515) — sie beziehen sich in erster Linie auf die spezifischen Gegebenheiten bei Eimerkettenbaggern — bereiten in konstruktiver Hinsicht besondere Schwierigkeiten. Das betrifft vor allem die Aktivierung und Ankopplung großer Zusatzmassen über komplizierte Getriebe und Mechanismen sowie die Realisierung einer sehr weichen Federung mit durchgehend linearer Kennlinie, um den schwingungstechnischen Erfordernissen in unterschiedlichen Arbeitsbereichen gerecht zu werden. Jede Geschwindigkeitsänderung zieht eine Verstimmung nach sich, deren Behebung umständlich ist. Das gilt in gleicher Weise auch für den in DD-PS 222 060 A 1 unterbreiteten Vorschlag, die gesamte Masse des Eimerkettenantriebs herkömmlicher Bauart auf einer elastisch abgestützten Schwinde drehbar um die Antriebswelle des -turas anzuordnen und als aktive Tilgermasse zu nutzen. Darüber hinaus besteht eine weitere unerwünschte Erscheinung im Auftreten und Durchfahren kritischer Schwingungszustände, die während der Einschaltphase auftreten und durch Einleiten geeigneter Maßnahmen abzuwenden sind.

Die bekannten Lösungen zur Herabsetzung der in Maschinenantrieben auftretenden kinematisch bedingten periodisch wechselnden Belastungsschwankungen haben im wesentlichen folgende Nachteile:

Bei einem Einsatz von Ausgleichsgetrieben erfordert die praktische Verwirklichung einen hohen Konstruktionsaufwand, was insbesondere bei einer Umsetzung großer Kräfte unökonomische Bauweisen zur Folge hat.

Eine Benutzung von Schwingungstilgern ist mit dem Anschließen großer Zusatzmassen und der Realisierung einer äußerst weichen Federung verbunden. Beides bereitet erhebliche Fertigungsprobleme. In der Verstimmungsempfindlichkeit und der nicht unkomplizierten Beherrschung kritischer Schwingungszustände während der Anlaufphase liegen die weiteren Gründe für eine nur äußerst begrenzte Anwendbarkeit dieser aus ökonomischer Sicht gleichfalls aufwendigen Konstruktionsvariante.

/1/ Strümpfel, H.: Zur Kinematik der Kettengertriebe. Wiss. Z. der TH Karl-Marx-Stadt 26 (1984) 6, S. 888–892.

/2/ Frost, H.: Durch Vieleck angetriebene langgliedrige Förderketten. Freiburger Forschungsheft A 167 der Bergakademie (1960), S. 28–47.

/3/ Rankers, H.: Ausgleich der ungleichförmigen Bewegung langgliedriger Ketten. Industrieanzeiger 89 Jahrgang, Nr. 34 vom 28. 4. 1967, S. 723.

/4/ Poćca, A.: Planetenrad-Nockengetriebe zum Ausgleich der Ungleichförmigkeit in Kettengertrieben. VDI-Zeitschrift 101 (1959) 24, S. 1130–1134.

Ziel der Erfindung

Ziel der Erfindung ist es, die kinematisch bedingten Belastungsschwankungen von Maschinenantrieben infolge des bei Kettengertrieben auftretenden Polygoneffektes auf wirkungsvolle Weise durch ein Ausgleichsgetriebe herabzusetzen, das konstruktiv unkompliziert ist, eine ökonomische Bauweise erlaubt, bei Kettengertrieben allgemein angewendet wird und zur Übertragung von Kräften und Momenten geeignet ist, wie sie bei schweren Geräten der Fördertechnik vorkommen.

Darlegung des Wesens der Erfindung

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, die bei einem Antrieb vorzugsweise für eine Eimerkette von Eimerkettenbaggern oder ein Raupenfahrwerk von Tagebaugeräten auftretenden Weg- und Geschwindigkeitsdifferenzen mit kinematisch bedingter periodischer Veränderlichkeit infolge der unterschiedlichen Ketteneingriffsabstände zum Drehpunkt der Polygonscheiben zu reduzieren.

Erfindungsgemäß wird die Aufgabe dadurch gelöst, daß die Verbindung der Antriebswelle für einen Arbeitsturas beispielsweise einer Eimerkette von Eimerkettenbaggern mit einem Hauptgetriebe durch ein Zwischengetriebe mit linearer Übertragungsfunktion erfolgt, dessen Übersetzungsverhältnis der halben Turaseckenzahl entspricht und dessen Antriebswelle mit der dazu nicht fluchtend angeordneten Abtriebswelle des Hauptgetriebes durch eine mit einem Kardan- oder Kreuzgelenk versehene Zwischenwelle zur Erzeugung eines periodisch veränderlichen Übersetzungsverhältnisses verbunden ist. Wird — in vorteilhafter Ausgestaltung der Erfindung — an Stelle dieser Eingelenkwelle eine Zwischenwelle mit zwei Kardangelenken verwendet, deren gelenkwellenseitig angeordneten Mitnehmerklauen üblicherweise nicht in einer gemeinsamen Ebene, sondern in zueinander senkrecht stehenden Ebenen liegen, werden die bekanntermaßen von diesen Gelenken verursachten periodischen Winkelgeschwindigkeitsschwankungen nicht aufgehoben, sondern verstärkt und auch bei dieser Konstruktionsvariante erfindungsgemäß dazu benutzt, bei entsprechender Konstellation der Mitnehmerklauen zur Lage des Arbeitsturas den durch den Polygoneffekt verursachten Weg- und Geschwindigkeitsdifferenzen ausgleichend entgegenzuwirken. Die dazu geeigneten Beugungswinkel gestatten auch beim Antrieb von Turassen mit extrem kleinen Eckenzahlen eine günstige Gelenkwellen-Anordnung, mittels deren eine hohe Grenznutzungsdauer der Gelenke erreichbar ist.

Im Ergebnis läßt sich damit die Kettenwegdifferenz auf durchschnittlich ein Sechstel des Ursprungwertes reduzieren. Bei dem oftmals als maßgebendes Kriterium für den Grad der Unterdrückung des Polygoneffektes herangezogenen Ungleichmäßigkeitsgrad gelingt bei praktisch unveränderten Maximalwerten für die Kettenbeschleunigung eine Herabsetzung auf den dritten Teil des unkorrigierten Ausgangswertes.

In Abwandlung der vorgestellten Lösungsvariante kann eine Verbindung zwischen der Antriebswelle eines zum Beispiel als Kegelrad-, Stirnrad- oder Schneckengetriebe ausgebildeten Zwischengetriebes mit der Antriebswelle eines Hauptgetriebes oder direkt mit der Antriebswelle einer Antriebsmaschine durch ein oder mehrere auch räumlich angeordnete Gelenkwellen erfolgen, wenn eine nach den Regeln der Kinematik bzw. sphärischen Trigonometrie vorgenommene Anordnung der Mitnehmerklauen sämtlicher Kreuzgelenke einen vorzugsweise wechelsymmetrischen und auf die charakteristische Kettenbewegung vorteilhaft abgestimmten Geschwindigkeitsverlauf erzeugt. Das praktisch unveränderte Querbewegungsverhalten des Kettenlasttrums gewährleistet auch weiterhin den zur Eimerentleerung bei Eimerkettenbaggern genutzten Effekt zur Erzeugung der sogenannten „Eimerschläge“ mit unverminderter Wirksamkeit.

Ausführungsbeispiel

Die Erfindung wird nachfolgend am Beispiel des Antriebes der Eimerkette eines Eimerkettenbaggers erläutert. In den zugehörigen Zeichnungen zeigen:

Fig. 1: einen Turasantrieb mittels einer Zweigelenkwelle und eines Kegelradgetriebes;

Fig. 2: einen Turasantrieb mittels einer Eingelenkwelle und eines Kegelradgetriebes;

Fig. 3: den Kettenweg s in Abhängigkeit vom Drehwinkel ξ ;

Fig. 4: die Übertragungsfunktion $\psi(\varphi)$ eines Kardangelenkes;

Fig. 5: die Kettenwegdifferenz Δs als Funktion der Zeit t bei einem 8-Eck-Antriebsturas;

Fig. 6: die Differenz Δv der Kettenabzugsgeschwindigkeit als Funktion der Zeit t bei einem 8-Eck-Antriebsturas;

Fig. 7: die Kettenbeschleunigung a als Funktion der Zeit t bei einem 8-Eck-Antriebsturas;

Fig. 8: die Kettenabstandsänderung Δs , bezüglich der Drehachse bei einem 8-Eck-Antriebsturas;

Fig. 9: die Radialgeschwindigkeit v_r der Kette als Funktion der Zeit t bei einem 8-Eck-Antriebsturas.

Der Antrieb besteht gemäß Fig. 1 aus einem Kegelradgetriebe 4 als Zwischengetriebe, das abtriebseitig auf einem eine Eimerkette 8 tragenden Antriebsturas 7 und antriebseitig über eine Antriebswelle 3 sowie eine Zweigelenkwelle 2 in Z-Anordnung mit der Abtriebswelle 1 eines Hauptgetriebes verbunden ist. Erfindungsgemäß liegen die beiden abtriebseitigen Mitnehmerklauen 5 und 6 der beiden Kardangelenke dann in einer Ebene, wenn die Eimerkette 8 mit ihren im Lasttrum gestreckt angeordneten Gliedern den kleinsten Abstand zum Mittelpunkt des Antriebsturas 7 hat. Dieser Antrieb unterscheidet sich von dem in Fig. 2 gezeigten lediglich darin, daß die Verbindung zwischen der Abtriebswelle 1 des Hauptgetriebes und der Antriebswelle 3 des Kegelradgetriebes 4 durch eine Eingelenkwelle 2 erfolgt. Durch eine entsprechende Vergrößerung des einzigen Beugungswinkels wird eine identische kinematische Übereinstimmung der Bewegungsverhältnisse mit denen erreicht, die für den in Fig. 1 gezeigten Kettenantrieb auch beim Vorhandensein unterschiedlicher Beugungswinkel kennzeichnend sind. Die Benutzung lediglich eines Kardangelenkes hat allerdings infolge der stärkeren Beugung eine verminderte Grenznutzungsdauer dieser Gelenke zur Folge.

Damit die ursprünglich vorhandene Kettenabzugsgeschwindigkeit in ausgeführten Anlagen durch die erfindungsgemäße Anordnung des vorgeschlagenen Ausgleichsgetriebes zwischen Antriebsturas und Hauptgetriebe keine Herabsetzung erfährt, macht sich eine entsprechende Korrektur am Übersetzungsverhältnis des Hauptgetriebes erforderlich. Eine andere Möglichkeit besteht darin, eine mit entsprechend vergrößerter Abgangsdrehzahl versehene Antriebsmaschine zu verwenden, die stets dann benötigt wird, wenn bei Kettenantrieben ein Hauptgetriebe nicht existiert. Die Fig. 3 und 4 veranschaulichen den prinzipiellen Verlauf der Übertragungsfunktion eines Ketten- bzw. Gelenkwelientriebes und verdeutlichen den sich bei phasenverschobener Überlagerung dieser beiden Kennlinien ergebenden Zusammenhang, auf dem erfindungsgemäß die ausgleichende Wirkung bezüglich des Polygoneffektes basiert. Indem naheliegenderweise der Extremwert für die Kettenwegnacheilung (-voreilung) dem Größtwert der Drehwinkelvoreilung (-nacheilung) eines Kardangelenkes gleichgesetzt wird, ergeben sich vorteilhafte Beugungswinkel. Die auf die Übertragungsfunktionen nullter bis zweiter Ordnung erzielbaren Wirkungen sind aus den Fig. 5 bis 9 erkennbar. Die Verhältnisse sind am Beispiel eines 8-Eck-Turas maßstabgerecht wiedergegeben.

Bei praktisch unveränderter Maximalbeschleunigung (Fig. 7) werden beträchtliche Verringerungen der Amplituden für die Weg- und die Geschwindigkeitsschwankungen erreicht (Fig. 5 und 6).

Nach den Fig. 8 und 9 erfährt die Aufprallgeschwindigkeit der Kettenlaschen infolge Querbewegung des Lasttrums eine nur geringfügige Abnahme. Die unterstützende Wirkung bei der Eimerentleerung in Eimerkettenbaggern bleibt somit erhalten.

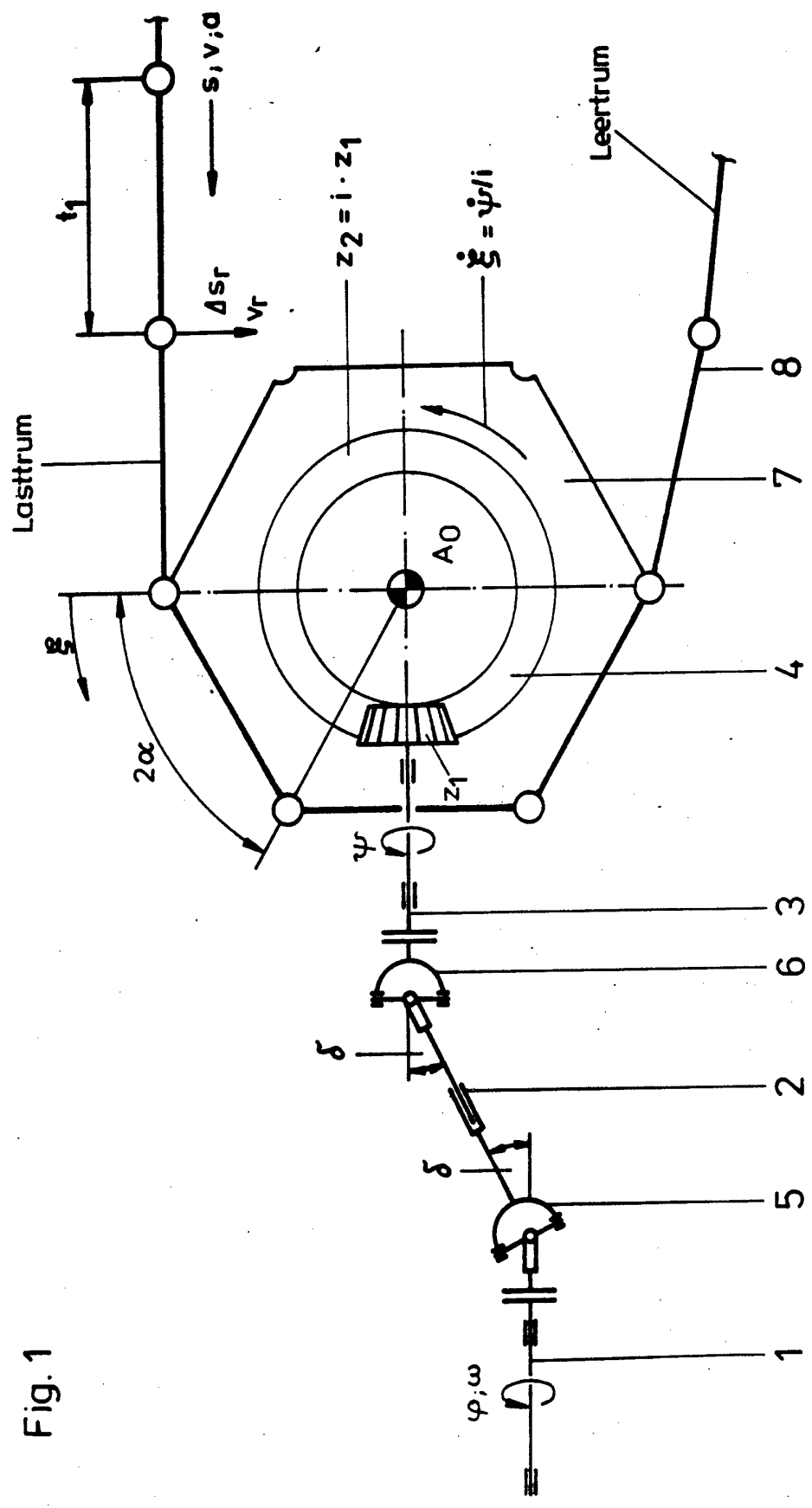


Fig. 1

Fig. 3

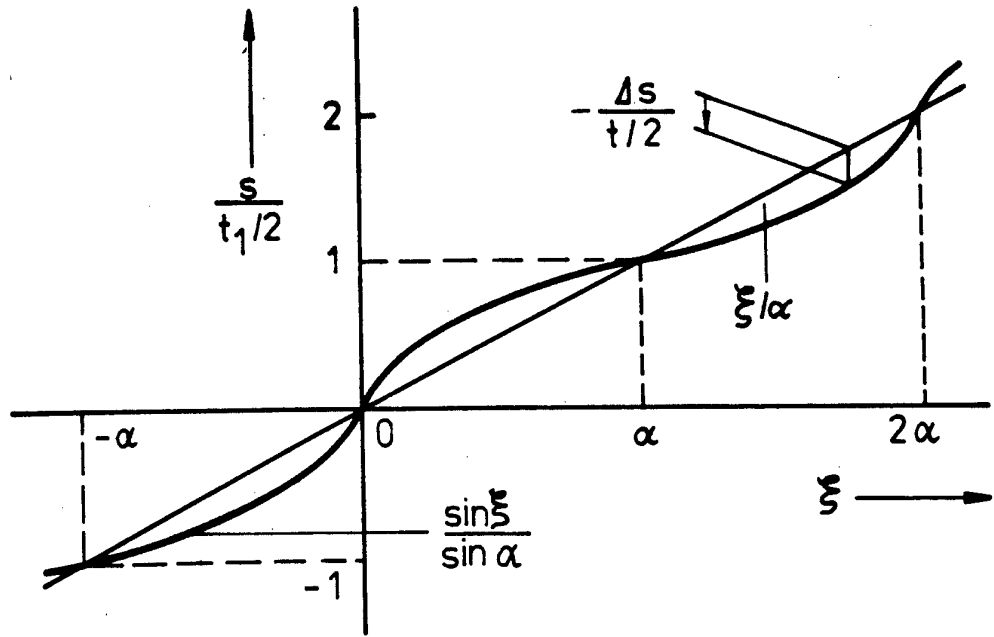
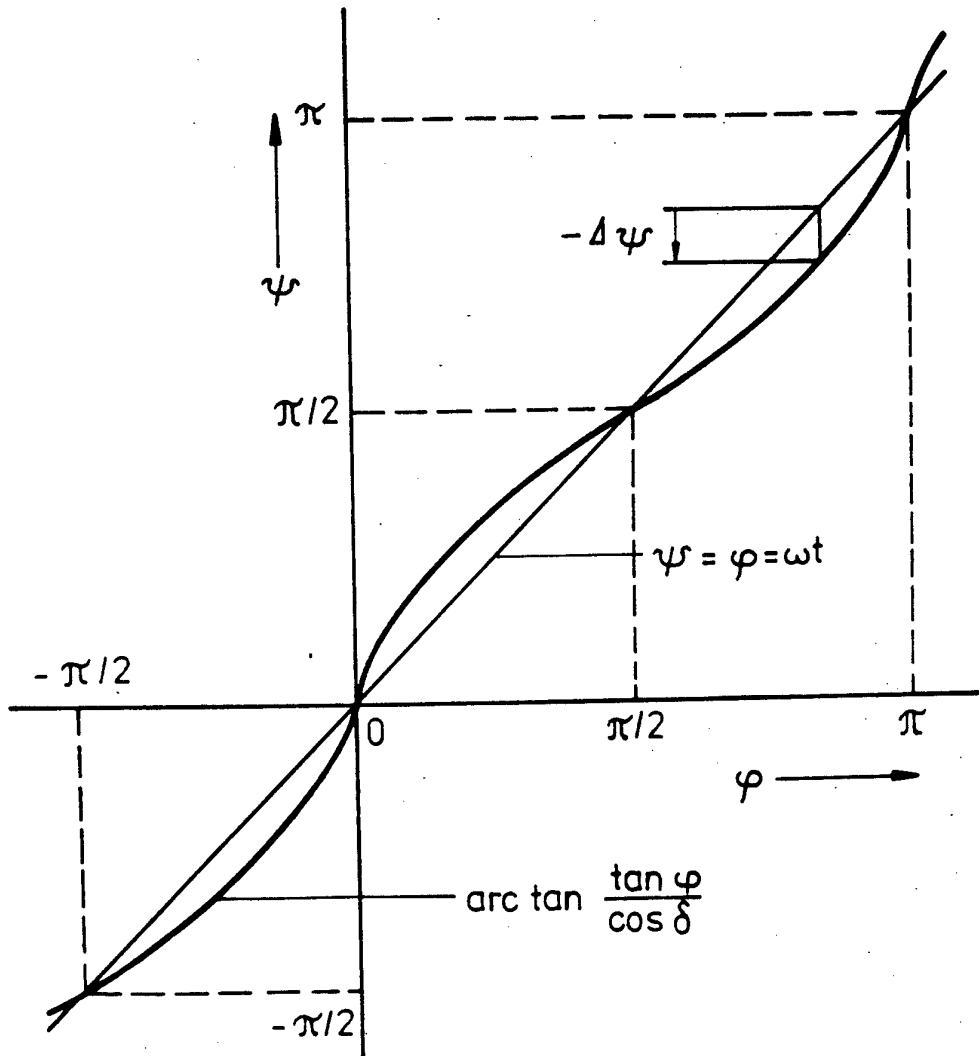


Fig. 4



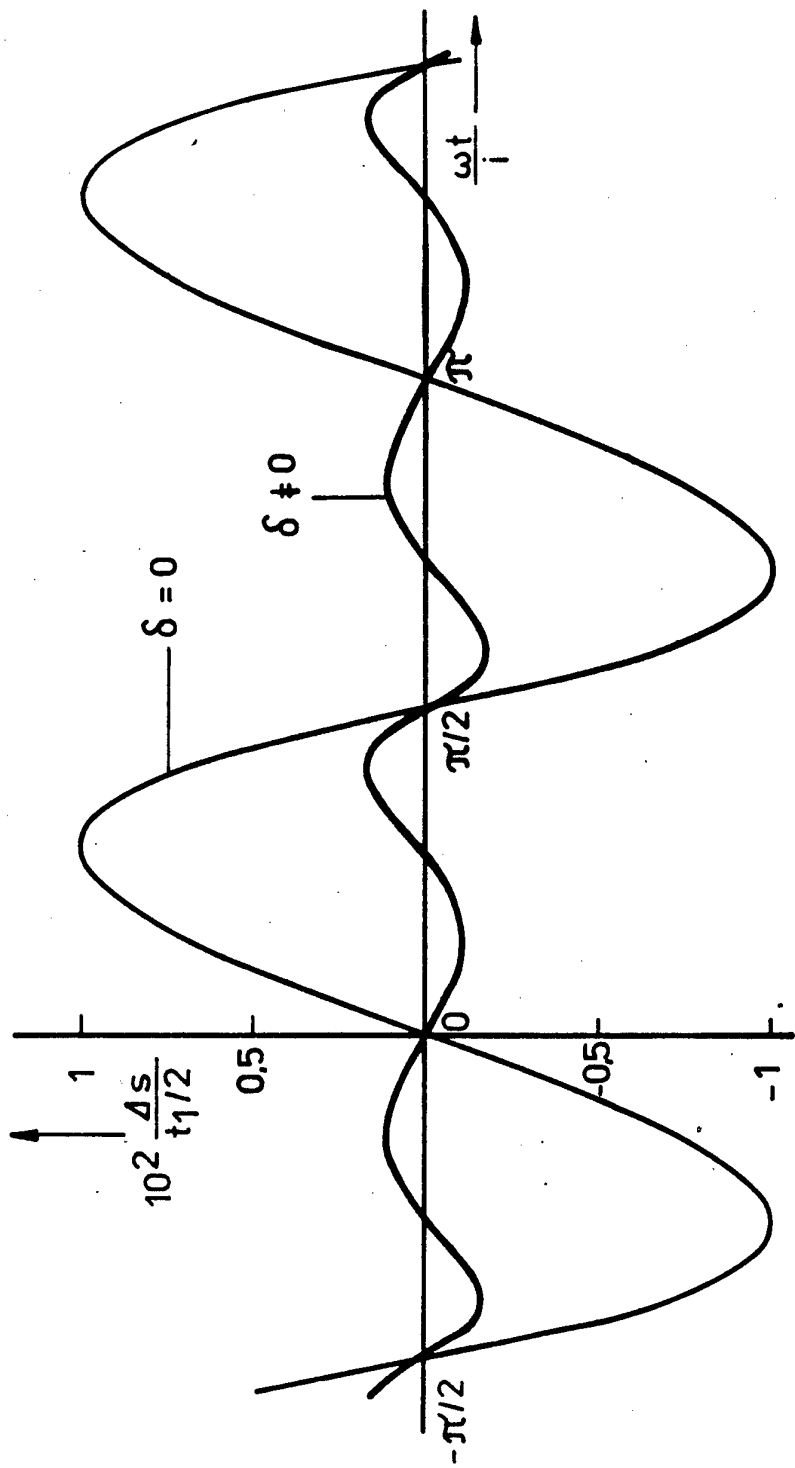


Fig. 5

Fig. 6

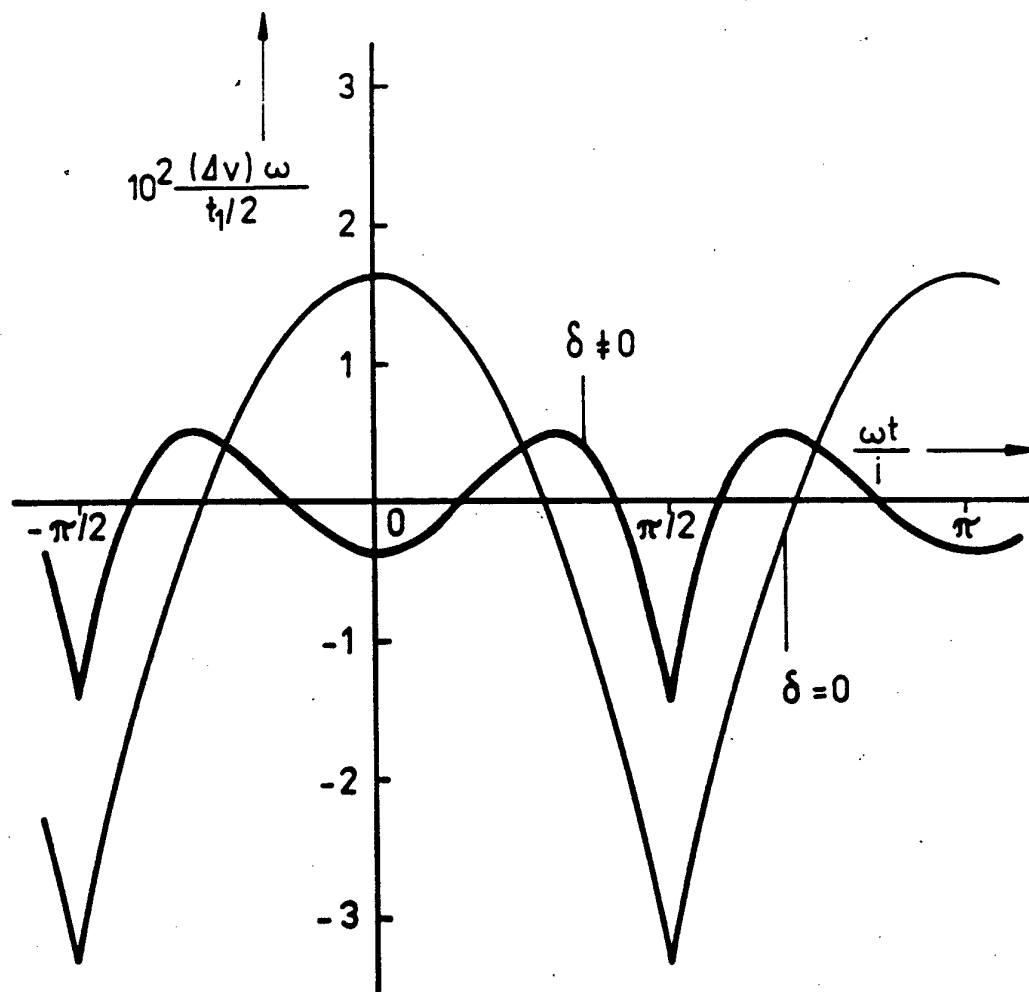


Fig. 7

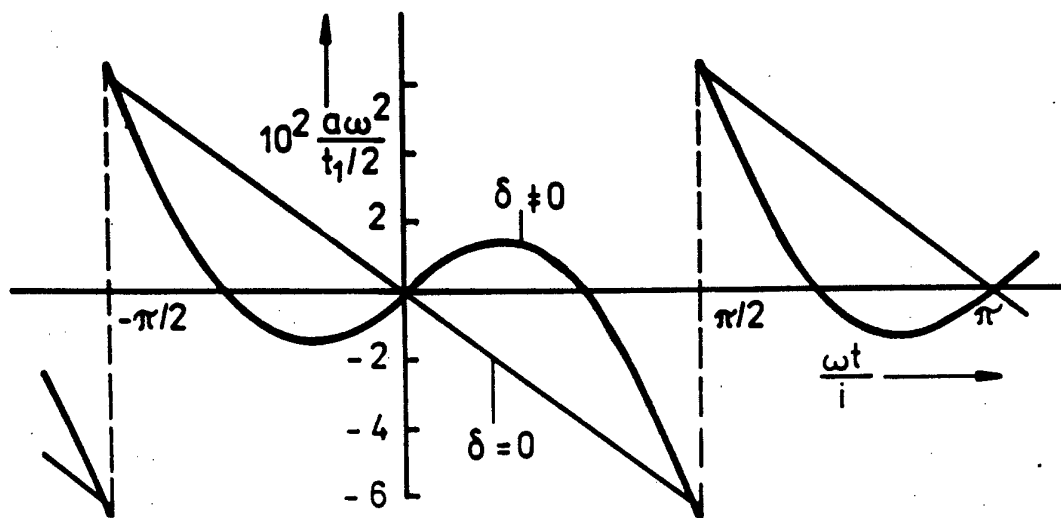


Fig. 8

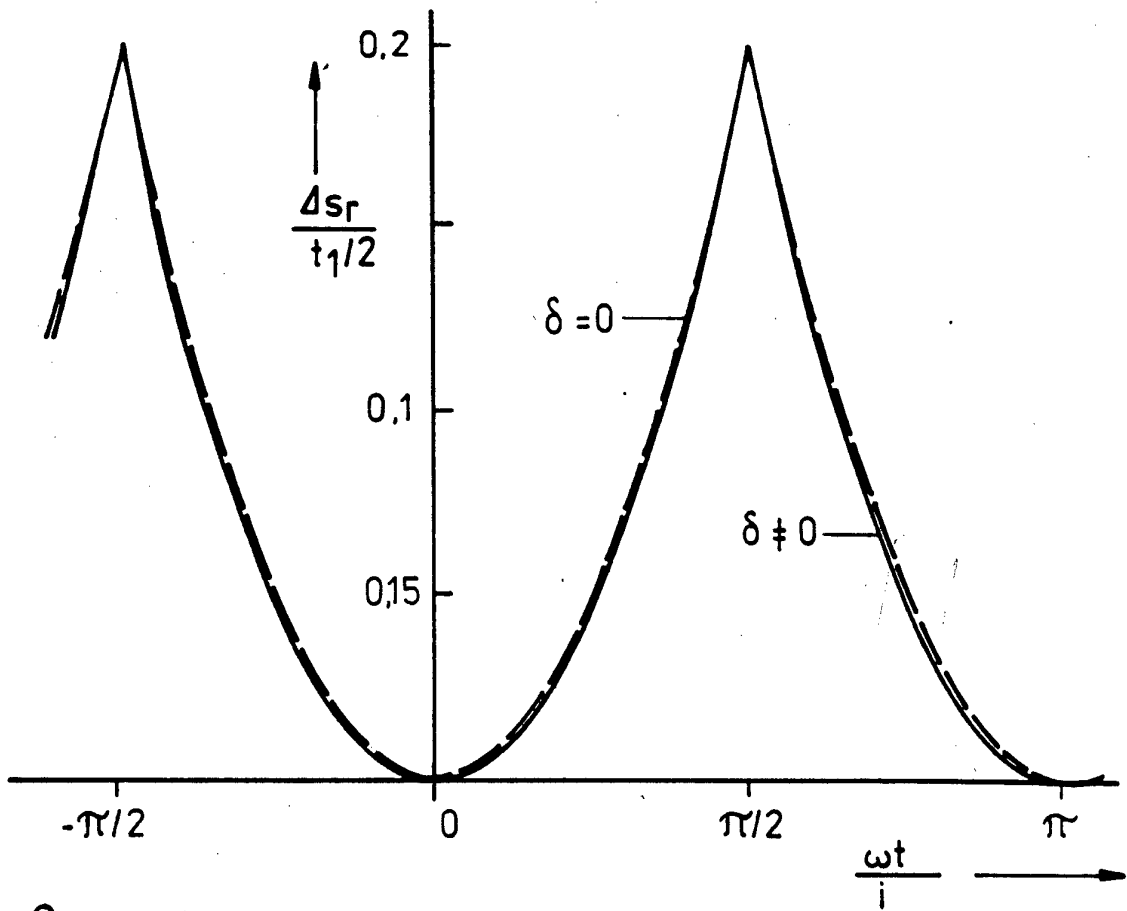


Fig. 9

