



(19)  
Bundesrepublik Deutschland  
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 60 2005 005 195 T2** 2009.03.19

(12) **Übersetzung der europäischen Patentschrift**

(97) **EP 1 759 087 B1**

(51) Int Cl.<sup>8</sup>: **E21B 47/18** (2006.01)

(21) Deutsches Aktenzeichen: **60 2005 005 195.3**

(86) PCT-Aktenzeichen: **PCT/NO2005/000217**

(96) Europäisches Aktenzeichen: **05 754 084.1**

(87) PCT-Veröffentlichungs-Nr.: **WO 2006/001704**

(86) PCT-Anmeldetag: **20.06.2005**

(87) Veröffentlichungstag  
der PCT-Anmeldung: **05.01.2006**

(97) Erstveröffentlichung durch das EPA: **07.03.2007**

(97) Veröffentlichungstag  
der Patenterteilung beim EPA: **05.03.2008**

(47) Veröffentlichungstag im Patentblatt: **19.03.2009**

(30) Unionspriorität:  
**20042651 24.06.2004 NO**

(84) Benannte Vertragsstaaten:  
**AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB,  
GR, HU, IE, IS, IT, LI, LT, LU, MC, NL, PL, PT, RO,  
SE, SI, SK, TR**

(73) Patentinhaber:  
**National Oilwell Norway AS, Stavanger, NO**

(72) Erfinder:  
**KYLLINGSTAD, Age, N-4330 Algard, NO**

(74) Vertreter:  
**PATENTANWÄLTE CHARRIER RAPP & LIEBAU,  
86152 Augsburg**

(54) Bezeichnung: **VERFAHREN ZUR FILTERUNG VON PUMPENGERÄUSCHEN**

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 eingelegt, 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**

**[0001]** Diese Erfindung betrifft ein Verfahren zur Filterung von Pump-Störgeräuschen. Insbesondere betrifft sie ein Verfahren zum Eliminieren oder Reduzieren der von Pumpen hervorgerufenen Störgeräusche in einem mittels der aus der Pumpe austretenden Flüssigkeit übertragenen Telemetriesignal, indem die momentan gemessene Winkelposition der Pumpe als eine fundamentale Variable in einem anpassbaren mathematischen Störgeräuschmodell verwendet wird.

**[0002]** In diesem Zusammenhang bedeutet von Pumpen hervorgerufenen Störgeräusch, Pump-Störgeräusch oder Druck-Störgeräusch die Messung oder Testsignale, die den Druckschwankungen in der Pumpflüssigkeit zugeordnet werden können. Die Winkelposition der Pumpe bedeutet die Winkelposition der Kurbelwelle oder der antreibenden Nockenwelle der Pumpe.

**[0003]** Bohrflüssigkeit-Pulstelemetrie ist immer noch das am häufigsten verwendete Verfahren zum Übertragen von Bohrlochinformationen an die Oberfläche, wenn im Erdboden gebohrt wird. Eine Bohrloch-Telemetrieinheit, die normalerweise in einem Bohrstrang nahe der Bohrspitze angebracht ist, misst Parameter in der Nähe der Bohrspitze und verschlüsselt die Information in positive und negative Druckpulse. Diese Druckpulse breiten sich durch die Bohrflüssigkeit in dem Bohrstrang hindurch und bis an die Oberfläche aus, wo sie von einem oder mehr Drucksensoren aufgenommen und entschlüsselt werden.

**[0004]** Im Allgemeinen werden die Druckpulse auf ihrem Weg nach oben durch den Bohrstrang hindurch gedämpft, und die Dämpfung nimmt mit der Frequenz und der Übertragungstrecke zu. In tiefen Bohrlöchern kann folglich das Telemetriesignal so schwach werden, dass das Entschlüsseln schwierig wird. Somit stellt das von der Pumpe hervorgerufene Druck-Störgeräusch, das oft Komponenten in dem gleichen Frequenzbereich wie dem des Telemetriesignals enthält, einen Faktor dar, der die Qualität und die Rate der Datenübertragung begrenzt. Somit ist Reduzieren oder Eliminieren des Pump-Störgeräuschs wesentlich dafür, die Telemetrie-Datenrate steigern zu können.

**[0005]** Pump-Störgeräusch kann mechanisch mittels beispielsweise eines Pulsationsdämpfers oder elektronisch mittels Filters des gemessenen Drucksignals reduziert werden. Das erste Verfahren ist nicht sehr geeignet, da es zusätzlich zum Dämpfen des Druck-Störgeräuschs ebenso das Telemetriesignal dämpft. Außerdem stellen mechanische Dämpfer unerwünschte Kosten dar.

**[0006]** Der Stand der Technik umfasst verschiedenen Verfahren zum Herausfiltern von Pump-Störgeräuschen. Viele dieser Techniken beschreiben Verfahren, die mehr als ein empfangenes Drucksignal verwenden. Es kann beispielsweise ein Fall sein, dass Drucksignale in verschiedenen Positionen in der Anlage oder ergänzende Messungen der Flussrate empfangen werden.

**[0007]** Ein Kennzeichen dieser bekannten Verfahren ist die Tatsache, dass das Pump-Störgeräusch von der Zeit abhängig ist.

**[0008]** US 5 146 433 beschreibt ein Verfahren, in dem das Pump-Störgeräusch mit der linearen Position des Pumpkolbens zusammenhängt. Die Kolbenposition wird mittels eines sogenannten LVDT-Sensors gemessen. Entsprechend diesem Verfahren muss eine Kalibrierung durchgeführt werden, wenn kein Puls-Telemetriesignal vorhanden ist. Diese Bedingungen stellen bedeutende Nachteile dar, da die lineare Position des Kolbens nicht vollständig die Winkelposition der Pumpe definiert, und da viele Puls-Telemetriesysteme nicht gestoppt werden können, nachdem die Bohrflüssigkeit einen bestimmten Pegel überschritten hat. Außerdem können die Zeiträume, in denen Telemetriesignale übertragen werden, von solch langer Dauer sein, dass die Bohrbedingungen und das Geräuschbild bedeutenden Änderungen ausgesetzt sind. Als ein Beispiel kann ein Ventil anfangen zu lecken, wobei das Geräuschbild einer entscheidenden Änderung ausgesetzt ist, was das statisch kalibrierte Geräuschbild unbrauchbar macht.

**[0009]** Die Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es, mindestens einen der Nachteile des Stands der Technik zu beheben oder zu mildern.

**[0010]** Gemäß der vorliegenden Erfindung wird ein wie in Anspruch 1 dargelegtes Verfahren zum Herausfiltern von Druck-Störgeräusch bereitgestellt. Weitere Schritte des Verfahrens werden in Ansprüchen 2 bis 5 dargelegt, auf die hiermit die Aufmerksamkeit gelenkt wird.

**[0011]** Das Verfahren der Erfindung macht vollständigen Gebrauch der Vorteile der Verwendung der genauen Winkelposition der Pumpe, die synchron und in Bezug zu dem Abwärts-Druck der Pumpe gemessen wird. Das Verfahren kann sowohl bei einer Pumpe als auch bei mehreren synchron und asynchron betriebenen Pumpen mit einem gemeinsamen Auslass angewandt werden.

**[0012]** Für jede Pumpe werden separate und anpassbare Pump-Störgeräusch-Modelle verwendet und die Modelle werden kontinuierlich aktualisiert, während die Pumpe betrieben wird, unabhängig davon, ob ein Telemetriesignal vorhanden ist oder nicht.

**[0013]** Druck-Störgeräusch von einer Pumpe rührt hauptsächlich von Flussschwankungen her, die hervorgerufen werden durch:

#### Bezugszeichenliste

- 1 veränderliche Pumpgeschwindigkeit
- 2 veränderliche Kolbengeschwindigkeit (im Falle konstanter Pumpengeschwindigkeit)
- 3 Ventilverzögerung
- 4 Dampfwirkung der Ventildichtung
- 5 Kompressibilität der Flüssigkeit
- 6 Ventillecks
- 7 Kolbenlecks
- 8 Trägheitseffekte bei Beschleunigungen von Ventilen und Flüssigkeitssäulen.

**[0014]** Jeder dieser Gründe wird auf eine etwas vereinfachte Weise im Folgenden erklärt.

**[0015]** Eine veränderliche Pumpgeschwindigkeit kann dadurch hervorgerufen werden, dass die Geschwindigkeitskontrolle der Pumpe nicht rigide genug ist, um wechselnde Pumplasten auszugleichen. Die Änderungen der Pumplast können auf externe Druckschwankungen infolge z. B. Änderungen des Drehmoments eines Bohrloch-Bohrflüssigkeits-Motors oder auf selbst erzeugte, von Lecks oder Ventildefekten hervorgerufene Druckschwankungen zurückgehen.

**[0016]** Veränderliche Kolbengeschwindigkeit bedeutet, dass die Summe der Geschwindigkeit aller Kolben in der Pumpphase nicht konstant ist. Ein typisches Beispiel ist eine gebräuchliche Triplex-Pumpe, in der die Kurbelwellen-getriebenen Kolben einem verzerrten sinusförmigen Geschwindigkeitsprofil folgen.

**[0017]** Die Massenträgheit des Ventils und eine begrenzte zurücksetzende Federkraft ruft eine Verzögerung des Schließens des Ventils und damit verbundenen Rückfluss hervor.

**[0018]** Die Ventildichtung, die oft elastisch ist, bewirkt eine Verlagerung des Ventils nach dem Erreichen seines Ventilsitzes, ohne dass Flüssigkeit durch das Ventil hindurchtritt. Dieser Dämpfungseffekt ruft außerdem einen kleinen Rückfluss hervor, bis das Ventil Metall-Metall-Kontakt zum Ventilsitz erreicht, wodurch weitere Verlagerung des Ventils verhindert wird.

**[0019]** Die Kompressibilität der Flüssigkeit bewirkt eine Kompression der Flüssigkeit in der Pumpe, bevor ein Druck erreicht wird, der groß genug ist, das Auslassventil zu öffnen. Das Kompressionsvolumen, das im Verhältnis zu der Differenz zwischen den Pumpeneinlass- und Auslass-Drücken zunimmt, stellt eine Verringerung des Flüssigkeitsflusses zu

Beginn jedes Pumpenhubs dar.

**[0020]** Leckagen von Kolben und Ventilen bewirken, dass ein Teil des gesamten Flüssigkeitsflusses zu der Pumpe oder der Pumpen-Zuflussleitung zurückfließt. Ein Ventildefekt in einem Auslassventil bewirkt eine Verringerung der Pumprate im Verhältnis zu der normalen Pumprate während des Saugvorgangs, während ein Leck im Kolben oder dem Einlassventil eine Verringerung der Pumprate während der Pumpphase bewirkt.

**[0021]** Beim Schließen des Ventils verhindert die Trägheit der Flüssigkeit eine sofortige Beendigung des Flusses und bewirkt Fluktuationen wie die als Druckwellen in hydraulischen Systemen bekannten. In ähnlicher Weise bewirkt die Trägheit von Ventilen und Flüssigkeit eine Verzögerung beim Öffnen der Ventile mit damit verbundenen Schwankungen des momentanen Flüssigkeitsflusses. Die Amplituden der Trägheits-induzierten Fluss- und Druckschwankungen sind bei geringen Pumpgeschwindigkeiten klein, nehmen aber mit wachsender Pumpgeschwindigkeit schnell zu, wobei sie ungefähr dem Quadrat der Pumpgeschwindigkeit proportional sind.

**[0022]** Viele der oben genannten Quellen können leicht simuliert werden, besonders Punkte 2–5. Ein Beispiel davon ist im spezifischen Teil der Beschreibung dargestellt.

**[0023]** Zur Vereinfachung beruht das Folgende darauf, dass nur eine Pumpe in Betrieb ist. Das Modell wird später so generalisiert, dass es auf mehrere Pumpen zutrifft.

**[0024]** Wenn die Pumpe bei konstanter Geschwindigkeit rotiert, wäre es vernünftig anzunehmen, dass sich der Anteil der Quellen periodisch mit der inversen Rotationsdauer als der fundamentalen Frequenz verändert. Folglich kann die Flussrate der Pumpe mittels einer Winkel-basierenden Fourierreihe

$$q = \bar{q} + \sum_{k=1}^{\infty} q_k \cos(k\theta + \beta_k)$$

wiedergegeben werden, wobei  $\theta$  gleich der Winkelposition der Pumpe in rad,  $\bar{q}$  die durchschnittliche Ausflussrate der Pumpe und  $q_k, \beta_k$  die Amplitude und die Phase der Komponente Nummer  $k$  der Flussrate-Harmonischen ist. Die Rotationsgeschwindigkeit der Pumpe ist der nach der Zeit abgeleitete Rotationswinkel der Pumpe.

$$\omega = d\theta/dt$$

**[0025]** Es ist üblich anzunehmen, dass die Rotationsgeschwindigkeit der Pumpe konstant ist, so dass  $\theta = \omega t$  gilt, jedoch ist dies hier keine Voraussetzung. Das Verfahren gilt ebenso, wenn sich die Rotationsgeschwindigkeit ändert.

**[0026]** Die Winkelposition der Pumpe kann auf verschiedene Weisen gemessen werden. Ein praktisches, für Zahnrad-getriebene Pumpen geeignetes Verfahren ist es, einen Motor-Encoder mit Standard-Zählerelektronik in Kombination mit einem Annäherungsschalter an der Kurbelwelle, der Nockenwelle oder einem Kolben zu verwenden. Der Annäherungsschalter wird als ein Bezugspunkt beim Kalibrieren der absoluten Winkelposition verwendet. Es ist üblich, den Winkel auf Werte zwischen 0 und  $2\pi$  zu normalisieren, wobei 0 den Beginn des Pumpvorgangs für Kolben Nummer 1 wiedergibt.

**[0027]** Für die Einfachheit und zur Vereinfachung der mathematischen Darstellung wird für das Folgende eine komplexe Schreibweise angenommen.

**[0028]** Folglich können die Flussharmonische  $q_k$  und der Phasenwinkel  $\beta_k$  mittels einer komplexen Amplitude  $Q_k$  durch

$$q_k \cos(k\theta + \beta_k) = \operatorname{Re}\{Q_k e^{i(k\theta)}\}$$

wiedergegeben werden, wobei  $i = \sqrt{-1}$  die imaginäre Einheit ist. Ähnliche komplexe Amplituden können ebenso für Druck definiert werden, und im Folgenden werden Kleinbuchstaben für zeitabhängige reale Größen und Großbuchstaben für komplexe Amplituden verwendet.

**[0029]** Da Druckschwankungen viel leichter zu messen sind als Flussänderungen, ist es notwendig zu wissen, wie sich der Druck mit Änderungen der Flussrate verändert. Im Allgemeinen ist der Druck eine nicht-lineare Funktion der Flussrate, für kleine Amplituden ( $|Q_k| \ll \bar{q}$ ) können die Druckschwankungen jedoch linearisiert werden. Das heißt jede Komponente der Flussraten-Harmonischen weist eine entsprechende Druckkomponente auf, die als  $P_k = H_k Q_k$  beschrieben werden kann, wobei  $H_k$  eine komplexe frequenz-abhängige Transferfunktion für Komponente Nummer  $k$  ist. Zum Beispiel ist die Transferfunktion für einen in Reihe mit einem unendlich langen Bohrstrang mit einem einheitlichen inneren Querschnitt verbundenen idealen Dämpfer gegeben durch

$$H_k = \frac{\rho c}{A} \frac{1}{1 + i(k\bar{\omega}\tau)}$$

wobei  $\rho$  die Dichte der Flüssigkeit,  $c$  die Schallgeschwindigkeit in der Flüssigkeit,  $A$  die innere Querschnittsfläche der Bohrleitung,  $\bar{\omega}$  die mittlere Winkelrotationsfrequenz der Pumpe und  $\tau$  die Zeitkonstante des Dämpfers ist. Unter der Annahme, dass das Gas in dem Dämpfer sich wie ein ideales Gas verhält, ist  $\tau$  gegeben durch

$$\tau = \left( V_K + \frac{V_g P_g}{\bar{p}^2} \right) \frac{\rho c}{A}$$

wobei  $V$  die Summe des Flüssigkeitsvolumens innerhalb der Pumpe und in dem Dämpfer,  $\kappa = 1/(c^2\rho)$  die Kompressibilität der Flüssigkeit,  $V_g$  das Gasvolumen des Dämpfers (gleich 0, wenn es keinen Dämpfer gibt) bei dem Fülldruck  $p_g$  ist. Schließlich ist  $\bar{p}$  der durchschnittliche Entladungsdruck. Alle Drücke sind absolut.

**[0030]** Eine ähnliche Transferfunktion kann aufgestellt werden, wenn die unendlich lange Leitung gegen eine Drossel ausgetauscht wird. Die Formeln für  $H_k$  und  $\tau$  für dieses System sind die gleichen wie oben erläutert, außer dass  $\rho c/A$  durch das Verhältnis  $\bar{a}^{\alpha}/\bar{q}$  ersetzt werden muss, wobei  $\alpha$  der Exponent des Druckabfalls für die Drossel darstellt, normalerweise im Bereich 1,5 bis 2.

**[0031]** Für beide Geometrien gibt die Transferfunktion einen sogenannten Tiefpassfilter erster Ordnung wieder, der als ein effektiver Glättungsfilter bei relativ hohen Frequenzen wirkt. Die Formeln für die Zeitkonstanten sind allgemein gültig und treffen ebenso zu, wenn kein spezifischer Dämpfer vorhanden ist. Dies rührt daher, dass das Volumen in der Pumpe zwischen dem Ansaugventil und dem Auslass groß genug ist, um als Flüssigkeitsdämpfer zu wirken.

**[0032]** Für kompliziertere Entladungsleitungs-Geometrien, die große Querschnittsänderungen aufweisen oder einen flexiblen Schlauchabschnitt aufweisen, wird die Transferfunktion  $H_k$  komplizierter. Ohne ins Detail zu gehen, wird angenommen, dass die Transferfunktion und ihr inverser Level theoretisch oder experimentell mit ausreichender Genauigkeit bestimmt werden können.

**[0033]** Der gesamte dynamische Druck von allen periodisch auftretenden Störgeräusch-Komponenten von der Pumpe kann nun durch die folgende unendliche Reihe ausgedrückt werden:

$$p = \bar{p} + \sum_{k=1}^{\infty} \operatorname{Re}\{P_k e^{i(k\theta)}\} = \bar{p} + \sum_{k=1}^{\infty} \operatorname{Re}\{H_k Q_k e^{i(k\theta)}\}$$

**[0034]** In der Praxis muss die Anzahl der Terme begrenzt werden. Die erforderliche Anzahl von Termen ist durch das Verhältnis zwischen der maximalen Frequenz des Telemetriesignals und der Rotationsfrequenz der Pumpe gegeben:  $k_{\max} = 27\pi f_{\max} \bar{\omega}$ . Als ein Beispiel: Wenn die maximale Frequenz des Telemetriesignals 15 Hz beträgt und sich die Pumpe mit 60 rpm dreht ( $\bar{\omega} = 2\pi$ -rad/s), dann ist  $k_{\max} = 15$ .

**[0035]** Die oben genannte Theorie kann dahingehend verallgemeinert werden, dass sie ebenso für mehrere Pumpen gilt, unter der Annahme, dass die Störgeräusch-Komponenten von verschiedenen Pumpen unabhängig voneinander sind. Dies ist eine vernünftige Annahme unter der Voraussetzung, dass der gemeinsame Auslassdruck als ein konstanter Parameter behandelt wird und nicht als eine Funktion

der gesamten Pumprate.

**[0036]** Im Folgenden wird ein nicht-einschränken- des Beispiel einer bevorzugten Ausführungsform be- schrieben, die in den anhängenden Zeichnungen il- lustriert ist, in denen:

**[0037]** [Fig. 1](#) eine schematische Wiedergabe einer Kolbenpumpe mit drei Zylindern darstellt;

**[0038]** [Fig. 2](#) die theoretische, von einer Pumpe ge- lieferte Flussrate als einen Prozentsatz der durch- schnittlichen Flussrate, aufgetragen gegen die Win- kelposition der Kurbelwelle, in Grad, darstellt;

**[0039]** [Fig. 3](#) den Entladungsdruck der Pumpe als einen Prozentsatz des durchschnittlichen Drucks, aufgetragen gegen den Rotationswinkel der Kurbel- welle während einer Umdrehung, zeigt;

**[0040]** [Fig. 4](#) den Anteil niedriger Frequenzen des Amplitudenspektrums der normalisierten Flusskomp- onente gegen die normalisierte Pumpfrequenz zeigt; und

**[0041]** [Fig. 5](#) das aus dem simulierten Druckprofil abgeleitete Druckspektrum als einen Prozentsatz des durchschnittlichen Druckwertes zeigt.

**[0042]** In den Zeichnungen bezeichnet Nummer 1 eine Kolbenpumpe, die ein Pumpgehäuse 2 aufweist, drei Zylinder 4, jeder mit einem separaten Kolben 6, und einer Kurbelwelle 8. Der Kolben 6 ist mit der Kur- belwelle 8 mittels einer Pleuelstange (nicht darge- stellt) verbunden. Die Kurbelwelle 8 kann ebenso eine Nockenwelle aufweisen.

**[0043]** Jeder Zylinder 4 ist mittels eines Einlassven- tilis 12 mit einer Zuflussleitung 10 und mittels eines Auslassventils 16 mit einem Auslassrohr 14 verbun- den. Das Auslassrohr 14 ist mittels einer Rohrverbin- dung 20 mit einer Drossel 18 verbunden.

**[0044]** Die Kolbenpumpe 1 ist ferner mit einem Win- kelaufnehmer 22 zum Messen des Rotationswinkels der Kurbelwelle 8 ausgestattet. Ein Annäherungs- schalter 24 ist zum Aussenden eines Signals einge- richtet, wenn die Kurbelwelle 8 bei einem bestimmten Rotationswinkel ist, und ein Druckmesser 26 ist stromabwärts der Pumpe 1 verbunden. Die jewei- ligen Transmitter 22, 24, 26 sind mittels Leitungen (nicht dargestellt) mit einem Signalverarbeitungssys- tem (nicht dargestellt) verbunden.

**[0045]** Die Kolbenpumpe 1 ist von einem Typ, der per se bekannt ist. Der Kolben 6 der Pumpe 1 im Bei- spiel unten weist eine Hublänge von 0,3084 m (12 in) auf, der Durchmesser des Kolbens 6 beträgt 0,1524 m (6 in), die Pumpgeschwindigkeit beträgt 60 rpm, der Entladungsdruck beträgt 300 bar, die Kompressi-

bilität der Flüssigkeit beträgt  $4,3 \times 10^{-10}$  l/Pa, der To- traum (zwischen Kolben und angegliederten Ventilen am Ende des Pumpenhubs verbleibendes Volumen) beträgt 144% der Kolbenauslenkung, und das Volu- men der Röhren 14, 20 vor der Drossel 18 beträgt 0,146 m<sup>3</sup>. Es ist kein Gasdämpfer installiert.

**[0046]** Zum Vereinfachen der im Folgenden be- schriebenen Simulation wird angenommen, dass die Ventile 12 und 16 ideale Ventile sind, d. h. ohne Leck- stelle oder Verzögerungen, und dass die Pumpe 1 mit einer konstanten Geschwindigkeit rotiert. Folglich sind nur die unter Punkten 2 bis 5 im allgemeinen Teil der Beschreibung beschriebenen Gründe einge- schlossen.

**[0047]** Das Ergebnis der Simulation ist in den [Fig. 2](#) bis [Fig. 5](#) dargestellt. Die durchgehende Kurve 30 in [Fig. 2](#) zeigt die theoretische Flussrate von der Pum- pe 1 als einen Prozentsatz der durchschnittlichen Flussrate gegen die Winkelposition der Kurbelwelle 8, in Grad.

**[0048]** Um den Effekt der Flüssigkeitskompression darzustellen, beinhaltet [Fig. 2](#) eine gepunktete Kurve 32, die die Flussrate aus der Pumpe 1 heraus für den Fall einer nicht-komprimierbaren Flüssigkeit oder ohne Druck in dem Entladungsrohr 14 wiedergibt. Die Differenz zwischen den Kurven 30 und 32 zeigt einen Verlust an Fluss während der Komprimierung der Flüssigkeit (Punkt 5). Die Änderungen innerhalb der Kurve 32 sind auf die variable Geschwindigkeit der Kolben (Punkt 2) zurückzuführen, und die scharfen Umschaltunkte stellen Umschaltungen dar, wenn die Zahl der Kolben in der Pumpphase von einem auf zwei wechselt oder umgekehrt.

**[0049]** In [Fig. 3](#) zeigt die Kurve 34 den Entladungs- druck der Pumpe 1 als einen Prozentsatz des durch- schnittlichen Drucks gegen den Rotationswinkel der Kurbelwelle 8 während einer Umdrehung. Die Kurve 34 resultiert, wenn ein eingestelltes Volumen zwi- schen der Pumpe 1 und der Drossel 18 besteht.

**[0050]** In [Fig. 4](#) zeigt die Kurve 36 den Anteil niedri- ger Frequenzen des Flussratenspektrums, d. h. die normalisierte Amplitude  $|\dot{Q}_k|/q$  als eine Funktion der normalisierten Frequenz  $k$ . Aus Gründen der Sym- metrie sind dies nur Komponenten bei harmonischen Frequenzen der Vielfachen der dreifachen Funda- mentalfrequenz.

**[0051]** In [Fig. 5](#) zeigt die Kurve 38 das aus dem in [Fig. 3](#) dargestellten simulierten Störgeräuschprofil abgeleitete entsprechende Spektrum der normali- sierten Druckamplituden ( $|P_k|/p$ ). Der Wert bei den höheren harmonischen Frequenzen fällt schneller als das entsprechende Flussratenspektrum, was die Tiefpass-Filterwirkung in dem Volumen zwischen der Pumpe 1 und der Drossel 18 illustriert.

**[0052]** Im folgenden Algorithmus zum Filtern des Pump-Störgeräuschs wurde ein auf einem Modell basierendes Verfahren als Startpunkt verwendet. Das heißt, ein beträchtlicher Anteil des Pump-Störgeräuschs wurde auf der Basis von Wissen über die Eigenschaften der Pumpe **1** und der Geometrie der Röhrenverbindung **20** theoretisch modelliert. Das verbleibende Störgeräusch, das den Unterschied zwischen dem gemessenen und dem theoretischen Störgeräusch darstellt, wird mit einem anpassbaren empirischen Modell bearbeitet. Je besser das theoretische Modell, desto weniger umfangreich muss das empirische Modell sein. Zumindest ist dies der Fall, solange die Pumpe normal und ohne Lecks arbeitet.

**[0053]** Die Hauptvorteile dieses Verfahrens sind, dass der Störgeräuschfilter schnell auf Änderungen der Betriebsbedingungen, wie z. B. Pumpgeschwindigkeit und Entladungsdruck reagiert und dass die Parameter des empirischen Teils des Modells bei einer Pumpendiagnose verwendet werden können, da sie eine Abweichung von dem normalen erwarteten Pump-Störgeräusch darstellen.

**[0054]** Der Algorithmus umfasst zwei Hauptteile, jeder mit einer Reihe von im Folgenden beschriebenen Schritten.

I) Filtern unter Verwendung des Pump-Störgeräusch-Modells:

**[0055]** Schritte a) bis f) des Folgenden müssen für jede neue Messung des Drucks und der Winkelposition der Pumpe **1** gemessen werden, und wenn es mehrere Pumpen gibt, für jede Pumpe  $j$  und für jede harmonische Frequenz  $k$  von 1 bis zu einer maximalen Ganzzahl, so dass gilt  $k_j \geq 2\pi f_{\max} / \bar{\omega}_j$ . In der Praxis muss die Messfrequenz mindestens 2,5-mal höher sein als  $f_{\max}$ , das die höchste Frequenz des Telemetriesignals darstellt.

a) Berechne die theoretische Flusskomponente  $\hat{Q}_{jk}$  auf der Basis des gemessenen Kurbelwellenwinkels  $\theta_j$ , der durchschnittlichen Pumpgeschwindigkeit  $\bar{\omega}_j$ , des durchschnittlichen (gemeinsamen) Entladungsdrucks  $\bar{p}$  und den Kenntnissen der Eigenschaften und der Leistung der Pumpe **1**.

b) Berechne den empirischen Teil des Modells auf der Basis der geglätteten Parameter  $\bar{C}_{jk}$  und der geschwindigkeits- und druckabhängigen Faktoren  $F_{jk}$ :

$$\tilde{Q}_{jk} = F_{jk} \bar{C}_{jk}$$

c) Berechne die Summe der theoretischen und empirischen Störgeräusch-Komponenten:

$$Q_{jk} = \hat{Q}_{jk} + \tilde{Q}_{jk}$$

d) Wende die berechnete Druck-Transferfunktion  $H_{jk}$  zum Abschätzen der entsprechenden komple-

xen Druckkomponenten an:

$$P_{jk} = H_{jk} Q_{jk}$$

e) Berechne den partiellen Störgeräusch-Druck von jeder Pumpe  $j$ :

$$p_j = \sum_{k=1}^{k_j} \operatorname{Re} \left\{ P_{jk} e^{i(k\theta_j)} \right\}$$

f) Subtrahiere alle einzelnen Störgeräusch-Drücke für jede der rotierenden Pumpen aus dem nicht aufbereiteten Störgeräusch-Signal,  $p$ , des Druckmessgeräts **26** zum Ermitteln des resultierenden mit dem Pump-Störgeräusch gefilterten Telemetriesignals:

$$p_F = p - \sum_j p_j$$

II) Aktualisieren des Pump-Störgeräusch-Modells:

**[0056]** Die Schritte g) bis h) im Folgenden müssen bei der gleichen Frequenz ausgeführt werden wie die oben genannten Punkte, während die Schritte i) bis o) für jede vollständige Umdrehung der Pumpe Nummer  $j$  durchgeführt werden.

g) Berechne das unvollständige gefilterte Drucksignal mittels Streichens der Störgeräusch-Druck-Korrektur von Pumpe  $j$ .

$$p_{F-j} = p_F + p_j = p - \sum_{m(\neq j)} p_m$$

h) Aktualisiere die komplexen Fourierintegrale aus dem dynamischen Teil des partiell gefilterten Drucksignals:

$$P_{jk} = \frac{1}{\pi} \int_0^{\theta_j} (p_{F-j} - \bar{p}) e^{i(k\theta_j)} d\theta_j$$

i) Berechne die komplexen normalisierten Flusskomponenten mittels Dividierens der verschiedenen Druckkomponenten durch die bekannte Transferfunktion:

$$Q_{jk} = \frac{P_{jk}}{H_{jk}}$$

j) Berechne die erwarteten Komponenten der Flussschwankungen  $\hat{Q}_{jk}$  auf der Basis der Messungen der durchschnittlichen Geschwindigkeit und Entladungsdrucks, zusammen mit den Kenntnissen über die aktuelle Geschwindigkeit der Kolben, der Kompressibilität der Flüssigkeit und der Ventilleistung.

k) Subtrahiere diese auf dem Modell basierenden Komponenten von der gemessenen Druckschwankung zum Erhalten der verbleibenden Flusskomponenten:

$$\tilde{Q}_{jk} = Q_{jk} - \hat{Q}_{jk}$$

l) Dividiere die verbleibende Flusskomponenten durch geeignete normalisierte Funktionen  $F_{jk}(\bar{p}, \bar{\omega}_j)$ , die ausgewählt wurden, um die resultierenden komplexen Parameter mehr oder weniger unabhängig von Druck und Pumprate zu machen:

$$C_{jk} = \frac{\tilde{Q}_{jk}}{F_{jk}}$$

m) Verwende einen geeigneten Tiefpass-Filter (glättenden Filter) zum Reduzieren des Effekts von zufälligen und nicht-periodischen Druckschwankungen:  $\bar{C}_{jk} = LP\{C_{jk}\}$ . Diese Parameter geben den anpassbaren empirischen Teil des Störgeräusch-Modells wieder.

n) Wenn zwei oder mehr Pumpen **1** auf eine wirklich synchrone Weise rotieren, können die anteiligen Störgeräusch-Modelle für diese Pumpen nicht einzeln ermittelt werden. Da nur ein Satz an Parameter aktualisiert werden kann, muss man entweder alle Modellparameter für die synchron rotierenden Pumpen außer einer einfrieren oder einige von ihnen als identisch festsetzen.

o) Nulle die Fourierintegrale, die mittels der Druckkomponenten  $P_{jk}$  wiedergegeben werden.

**[0057]** Was die theoretischen Flusskomponenten unter Punkt a) betrifft, können diese entweder mittels Interpolation der tabellarisierten, im Voraus für verschiedene Kombinationen von Pumpgeschwindigkeit und -Druck berechneten Werte oder unter Verwendung einer dynamischen Fourier-Analyse auf der Basis einer Echtzeit-Simulation der momentan erwarteten Flussrate berechnet werden.

**[0058]** Es ist nicht wesentlich für die Drucksignale, für die Verwendung in der Fourier-Analyse partiell gefiltert zu werden, jedoch stellt es einen Vorteil dar, da es die Analyse weniger empfindlich gegenüber Verbindungen zwischen Pumpen macht, die asynchron, aber näherungsweise mit der gleichen Geschwindigkeit rotieren. Das Eliminieren des mittleren Entladungsdrucks  $\bar{p}$ , s. Punkt „h“, ist ebenfalls nicht unbedingt notwendig, aber es hilft dabei, die Genauigkeit der Fourierintegrale zu verbessern, wenn eine finite Auflösung der Winkelposition der Kurbelwelle **8** es schwierig macht, genau über eine Umdrehung zu integrieren.

**[0059]** Unter Verwendung dieses Verfahrens zum Bestimmen und Aktualisieren individueller Pump-Störgeräusch-Modelle kann das Aktualisieren beinahe kontinuierlich durchgeführt werden oder, um genauer zu sein: für jede neue Pumpen-Umdrehung, ebenfalls während der Übermittlung der Telemetriesignale, und während sich die Pumpgeschwindigkeit ändert. Der Begriff Aktualisierung bezieht sich hier auf das Aktualisieren von Modellparametern. Dies

sollte nicht mit der viel häufigeren Berechnung und dynamischen Verwendung des Störgeräusch-Modells verwechselt werden, welches auf der Basis der Änderungen von Winkelposition, Rotationsgeschwindigkeit und Entladungsdruck durchgeführt wird.

**[0060]** Es ist ausschlaggebend, dass der Filter auf einer genauen Messung des Rotationswinkels der Kurbelwelle **8** basiert, und nicht auf der Zeit oder einem ungenau geschätzten Kurbelwellenwinkel. Der Grund dafür ist, dass die Pumpgeschwindigkeit nie vollständig konstant ist, sondern leicht mit Änderungen in der Belastung variiert. Diese Variationen können harmonisch sein und beispielsweise von Ventildefekten hervorgerufen werden, oder sie können nicht-harmonisch sein und beispielsweise aus Änderungen der Belastung eines Bohrloch-Motors resultieren.

**[0061]** Der beschriebene Filter kann als ein anpassbares und extrem scharfes Banden-Eliminierungsfilter angesehen werden, das das Pump-Störgeräusch bei den harmonischen Frequenzen der Pumpe **1** entfernt, aber praktisch nichts anderes. Verwendung des Rotationswinkels der Kurbelwelle **8** als einer fundamentalen Variable bedeutet, dass sich die Frequenzen des Filters mehr oder weniger sofort aufgrund von Änderungen in der Pumpgeschwindigkeit ändern. Wenn sich die Geschwindigkeit periodisch ändert, weist das auf der Zeit basierende Frequenzspektrum harmonische Frequenzen mit Seitenbändern auf.

**[0062]** Ein auf dem Winkel beruhender Störgeräusch-Filter wird nicht nur die ersten harmonischen Frequenzen entfernen, sondern auch ihre Seitenbänder.

**[0063]** Das oben beschriebene Filterverfahren stellt auch eine solide Grundlage für ein diagnostisches Werkzeug zum Quantifizieren und Lokalisieren möglicher Lecks bereit. Der Grund dafür ist, dass die Flussschwankungen, und insbesondere der empirische Teil, der eine Abweichung von normalen Schwankungen wiedergibt, direkter an die Bedingungen der Pumpe gebunden sind als die direkt gemessenen Druckschwankungen. Im Gegensatz zu den damit verbundenen Druckschwankungen sind die Flussschwankungen mehr oder weniger unabhängig von der Geometrie der ableitenden Röhren.

**[0064]** Der folgende Algorithmus stellt deshalb einen kleinen Zusatz zu der Aufgabe dar, das Pump-Störgeräusch zu filtern, wird jedoch von großem Wert als diagnostisches Werkzeug sein.

**[0065]** Die Schritte A) bis C) werden bei der gleichen Frequenz wie die ersten Punkte des oben beschriebenen Störgeräusch-Filters durchgeführt, während die letzten wenigen Punkte nur bei jeder voll-

ständigen Umdrehung der Pumpe ausgeführt werden müssen.

A) Ermittle die auf dem theoretischen Winkel basierende Flussfunktion.

$$\hat{q}_j = \sum_{k=1}^{k_j} \operatorname{Re} \left\{ \hat{Q}_{jk} e^{i(k\theta_j)} \right\}$$

(Wenn die auf dem Modell basierenden Flusskomponenten  $\hat{Q}_{jk}$  aus einer Fourier-Analyse der auf der Winkelposition basierenden Flussfunktion  $\hat{q}_j(\theta_j)$  ermittelt werden, kann dies vorteilhaft anstelle der oben genannten Fourierreihen verwendet werden.)

B) Ermittle die entsprechende empirische Flussfunktion

$$\tilde{q}_j = \sum_{k=1}^{k_j} \operatorname{Re} \left\{ \tilde{Q}_{jk} e^{i(k\theta_j)} \right\}.$$

Diese Funktion gibt die Abweichung von dem erwarteten oder normalen Pumpbetrieb wieder.

C) Die Werte für Winkel  $\theta_j$  und reale normalisierte Flussraten  $\hat{q}_j/\bar{q}_j$  und  $\tilde{q}_j/\bar{q}_j$ , die zusammen gehören, werden zur späteren Verdeutlichung aufgehoben.

D) Aktualisieren der graphischen Anzeige, die  $(1 + \hat{q}_j/\bar{q}_j)$  und  $(1 + \tilde{q}_j/\bar{q}_j)$  als Funktionen des Pumpenwinkels  $\theta_j$  anzeigt, ähnlich dem in [Fig. 2](#) dargestellten Graphen.

E) Stelle ebenso die Amplitudenspektren der normalisierten Flussfunktionen  $\hat{Q}_{jk}/\bar{q}_j$  und  $\tilde{Q}_{jk}/\bar{q}_j$  als eine Funktion der normalisierten Frequenz  $k$  dar, ähnlich dem in [Fig. 4](#) dargestellten Graphen.

**[0066]** Die Informationen der Winkel- und Frequenz-basierenden Graphen wird sich zu einem gewissen Grad ergänzen. Im Amplitudenspektrum ist es günstig, eine logarithmische Skala auf der y-Achse zu verwenden, um Änderungen in diesen Komponenten, die normalerweise sehr klein sind, deutlicher sichtbar zu machen. Dies trifft auf alle Komponenten zu, bei denen  $k$  nicht ein Mehrfaches der Kolbenanzahl in der Pumpe ist. Selbst kleine Lecks werden eine relativ starke Zunahme in der Größe dieser Komponenten hervorrufen. Die Amplitude der niedrigsten Komponente  $\tilde{Q}_{j1}/\bar{q}_j$  ist besonders geeignet, ein beginnendes Leck anzuzeigen, während die Phase  $\arg(Q_{j1})$  Informationen bezüglich der Position des Lecks bereitstellen kann.

**[0067]** Im Fall von großen Lecks ist der auf dem Winkel basierende Graph, der  $1 + \tilde{q}_j/\bar{q}_j$  darstellt, ein besseres Werkzeug zum Lokalisieren von Lecks und Fehlern.

### Patentansprüche

1. Verfahren zum Herausfiltern von durch eine oder mehrere Kolbenpumpen (1) hervorgerufenem Druck-Störgeräusch, wobei jede Pumpe (1) mit ei-

nem gemeinsamen Abwärts-Rohrleitungssystem (18, 20) verbunden ist und wobei der Entladungsdruck mittels eines Druckmessgeräts (26) ermittelt wird, **dadurch gekennzeichnet**, dass die momentane(n) Winkelposition(en) der Kurbelwelle oder der Nockenwelle der Pumpe(n) gleichzeitig mit dem Entladungsdruck ermittelt wird/werden und als fundamentale Variablen in einem anpassbaren mathematischen Störgeräusch-Modell verwendet werden, und wobei genanntes anpassbares mathematisches Störgeräusch-Modell einen theoretischen Teil und einen empirischen Teil aufweist, wobei der theoretische Teil die erwarteten Schwankungen in Fluss und Druck wiedergibt, die für jede neue Druckmessung auf der Grundlage der im Zusammenhang damit gemessenen Winkelpositionen und der Kenntnis der Kolbengeschwindigkeiten, der Ventileigenschaften, der Kompressibilität der Flüssigkeit und der Geometrie des Abwärts-Rohrleitungssystems berechnet werden, und wobei der empirische Teil, der Abweichungen zwischen dem gemessenen und dem erwarteten Störgeräusch beschreibt, so oft berechnet wird wie der theoretische Teil, jedoch mittels periodisch aktualisierter Modellparameter wiedergegeben wird.

2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass das anpassbare mathematische Störgeräusch-Modell periodisch mittels einer generalisierten Fourieranalyse unter Verwendung der Winkelposition der Pumpenwellen als fundamentalen unabhängigen Variablen in den Fourierintegralen und in den die Änderungen der Druckamplitude und der Phase als Funktionen der Frequenz von bestimmten, von Pumpen hervorgerufenen Änderungen der Flussrate beschreibenden Übertragungsfunktionen aktualisiert wird.

3. Verfahren nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Modellparameter in dem empirischen anpassbaren mathematischen Störgeräusch-Modell periodisch aktualisiert werden, z. B. bei jeder vollständigen Umdrehung, ebenso während sich die Pumpgeschwindigkeit ändert und wenn die Telemetriesignale in dem gemessenen gemeinsamen Entladungsdruck vorhanden sind.

4. Verfahren nach Anspruch 1, 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, dass die beiden Teile des durch komplexe Fourierreihen von Flusskomponenten für jede Pumpe wiedergegebenen Störgeräusch-Modells zu Funktionen transformiert werden, die sowohl theoretische als auch empirische Flussraten als eine Funktion der Winkelposition der Pumpen darstellen und die folglich als diagnostische Werkzeuge für z. B. das Quantifizieren und das Lokalisieren von Lecks in Ventilen oder Kolben verwendet werden können.

5. Verfahren nach Anspruch 1, 2, 3 oder 4, dadurch gekennzeichnet, dass die beiden Teile des durch komplexe Fourierreihen von Flusskomponen-

ten für jede Pumpe wiedergegebenen Störgeräusch-Modells zu Spektren transformiert werden, die sowohl theoretische als auch empirische Flussraten als eine Funktion der normalisierten Pumpfrequenzen darstellen und die folglich als diagnostische Werkzeuge für z. B. das Quantifizieren und das Lokalisieren von Lecks in Ventilen oder Kolben verwendet werden können.

Es folgen 3 Blatt Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

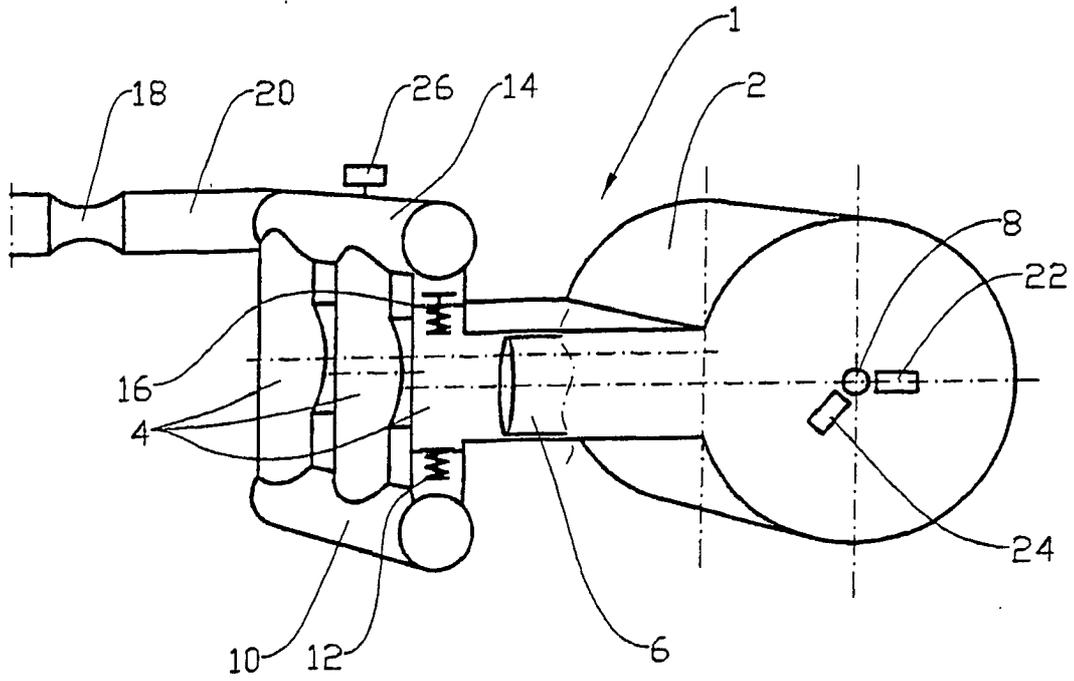


Fig. 1

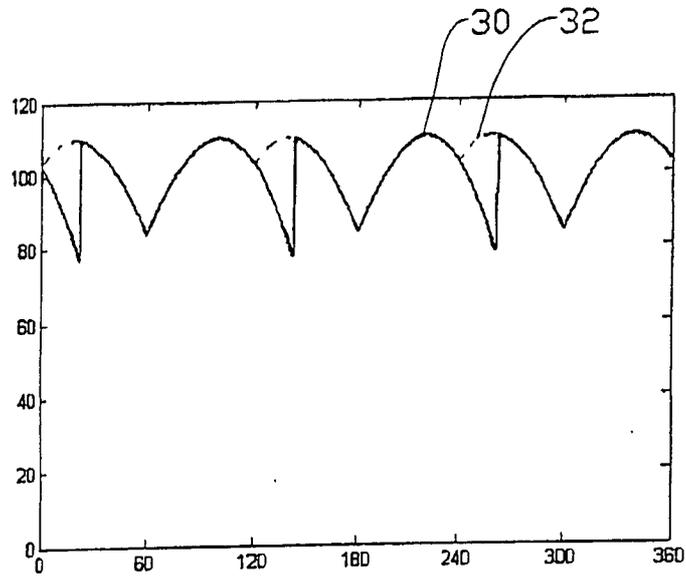


Fig. 2

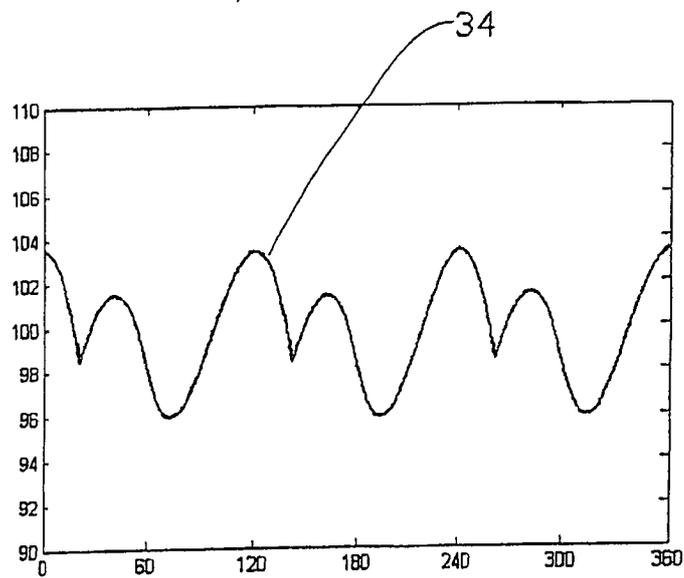


Fig. 3

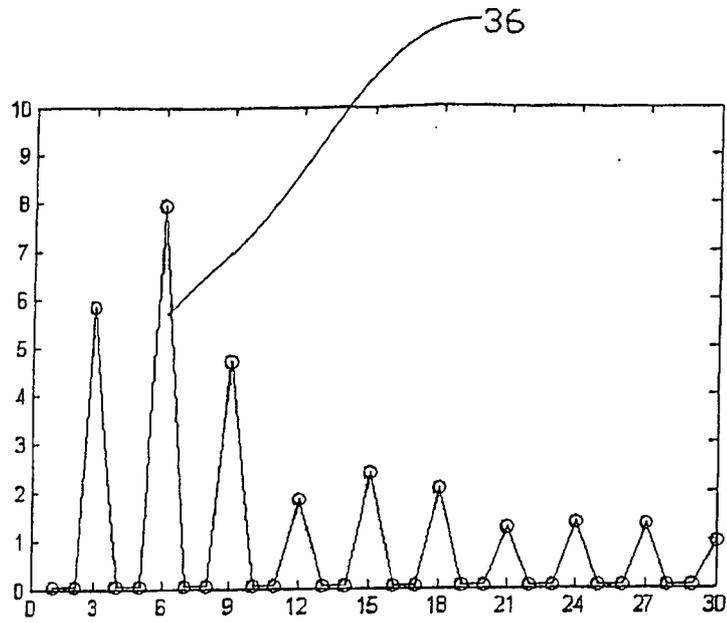


Fig. 4

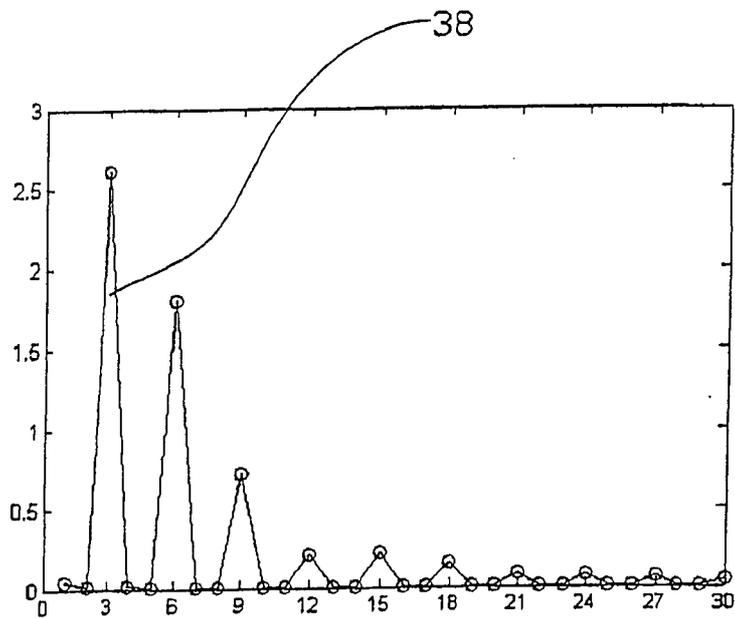


Fig. 5