



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11) **EP 1 055 052 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
02.06.2004 Patentblatt 2004/23

(21) Anmeldenummer: **99955983.4**

(22) Anmeldetag: **12.11.1999**

(51) Int Cl.7: **F01D 21/00, F01D 21/04**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP1999/008717

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2000/036280 (22.06.2000 Gazette 2000/25)

(54) **VERFAHREN ZUM ERKENNEN EINES WELLENBRUCHES IN EINER STRÖMUNGSKRAFTMASCHINE**

METHOD OF RECOGNITION OF A SHAFT RUPTURE IN A TURBO-ENGINE

PROCEDE POUR IDENTIFIER UNE RUPTURE D'ARBRE DANS UNE TURBOMACHINE

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB

(30) Priorität: **14.12.1998 DE 19857552**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
29.11.2000 Patentblatt 2000/48

(73) Patentinhaber: **BMW ROLLS-ROYCE GmbH**
61440 Oberursel (DE)

(72) Erfinder: **HAYESS, Burkhard**
D-15834 Rangsdorf (DE)

(74) Vertreter: **Weber, Joachim, Dr. et al**
Hoefer & Partner
Patentanwälte
Gabriel-Max-Strasse 29
81545 München (DE)

(56) Entgegenhaltungen:

EP-A- 0 718 608 US-A- 4 217 617
US-A- 4 302 813 US-A- 5 234 315
US-A- 5 804 726

- **PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 003, no. 069 (M-062), 14. Juni 1979 (1979-06-14) -& JP 54 044106 A (HITACHI LTD), 7. April 1979 (1979-04-07)**
- **DATABASE COMPENDEX [Online] ENGINEERING INFORMATION, INC., NEW YORK, NY, US J W LUND; J TONNESEN: "Analysis and experiments on multi-plane balancing of a flexible rotor" Database accession no. EIX72080002265 XP002131209 -& J W LUND; J TONNESEN: "Analysis and experiments on multi-plane balancing of a flexible rotor (ASME PAP 71-VIBR-74 1971)" JOURNAL OF VIBRATION AND ACOUSTICS., 8. September 1971 (1971-09-08), XP002131208 AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS., XX ISSN: 1048-9002**

EP 1 055 052 B1

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).

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft ein Verfahren zum Erkennen eines Wellenbruches in einer Strömungskraftmaschine mit dem Ziel, danach eine geeignete drehzahlbegrenzende Maßnahme, insbesondere eine Brennstoffschnellabschaltung bei einer Flug-Gasturbinenanlage, einzuleiten, wobei ein drehmomentabgebender Turbinenläufer und ein drehmomentaufnehmendes Aggregat über die hinsichtlich eines Bruches zu überwachende, im wesentlichen endseitig in zumindest zwei Wälzlagern gelagerte Welle miteinander verbunden sind.

[0002] Insbesondere für Flugtriebwerke, aber auch für Industriegasturbinen zur Energieerzeugung sind eine Reihe von Verfahren und Vorrichtungen bekannt geworden, die alle den Zweck verfolgen, daß sie wirksam eine Drehzahlbegrenzung bei nicht mehr erfolgreicher Lastabnahme durch das drehmomentaufnehmende Aggregat gewährleisten. Ziel ist es, ein unkontrolliertes Anwachsen der Drehzahl bis zur Selbsterstörung der Strömungskraftmaschine, insbesondere Verbrennungs-Strömungskraftmaschine, zu unterbinden und Gefährdungen für Menschen und Sachwerte auszuschließen. Derartig kritische Betriebszustände können sich z. B. bei Energieerzeugungsanlagen in Kraftwerken mit Verbrennungs-Strömungskraftmaschinen bei einer unkontrollierten Trennung zwischen dem Generator und dem elektrischen Landesnetz (Lastabwurf) einstellen. Ebenso kann ein Bruch der Welle zwischen dem energieabgebenden System, d.h. dem Turbinenläufer und dem energieaufnehmenden System, insbesondere einem Verdichter, zu einem unkontrollierten Drehzahlanstieg des erstgenannten führen. Im Fall eines Flugtriebwerkes bzw. einer Flug-Gasturbinenanlage kann ein solches energieaufnehmendes bzw. drehmomentaufnehmendes System der Fan sein.

[0003] Drehzahlbegrenzende Einrichtungen für Flugtriebwerke für den Fall eines Wellenbruches zwischen dem energiekonsumierenden Teil (z.B. dem Verdichter) und dem energieerzeugenden Teil (z.B. dem Turbinenläufer) wurden in einer Reihe von bekannten Erfindungen durch ein mechanisches Wirkprinzip derart gestaltet, daß es zu einer axialen Relativbewegung zwischen dem Leitapparat und den Laufschaufeln des Turbinenläufers dergestalt kommt, daß eine Kollision zwischen dem Leitapparat und den Laufschaufeln erzeugt wird. Bei dieser Kollision (auch "Tangling" genannt) wird die Rotationsenergie des Turbinenläufers bis zum Stillstand des Turbinenläufers durch Verformung, Reibung und Zerstörung der betroffenen Turbinenbeschaufelung abgebaut. Für dieses Wirkprinzip seien die Patentschriften US 4.505.104, US 4.503.667 und US 4.498.291 als Beispiele genannt.

[0004] Eine weitere mechanische Lösung zur Begrenzung von Überdrehzahlzuständen bei einem Wellenbruch zwischen der Niederdruckturbine und dem Fan wird bei Flugtriebwerken mit kleineren Antriebsleistungen angewendet, wobei die Antriebswelle zwischen dem Fan und der Niederdruckturbine mit einer Referenzwelle ausgestattet ist. Kommt es zu einem Wellenbruch, so verändern die gebrochene Antriebswelle und die Referenzwelle ihre Position zueinander. Ein vorgespannter Mitnehmer wird freigegeben und verhakt sich in einer Drahtschlinge. Durch eine resultierende Zugsbewegung an der Drahtschlinge infolge der sich weiterdrehenden Niederdruckturbine wird über den Seilzug eine Brennstoffschnellabschaltung realisiert.

[0005] Hinsichtlich einer elektronischen Lösung der Überdrehzahlproblematik wurde für eine Dampfturbine eine Schaltung in der US 4.474.013 veröffentlicht. Dort werden bis zu vier Geschwindigkeitssensoren verwendet, die redundant arbeiten und zu einer Zahnradwelle angeordnet sind. Die resultierenden Signale der Geschwindigkeitssensoren sind proportional zur Drehzahl der Zahnradwelle. Ein entsprechend gestaltetes elektronisches Meßdatensystem ist in der Lage, das Geschwindigkeitssignal zu differenzieren und eine Ableitung in Form der Beschleunigung zu bilden. Bei einer vorausbestimmten Überdrehzahlsituation durch Verarbeitung der ermittelten Beschleunigungswerte und bei Überschreitung einer Drehzahlschwelle wird auf die in Reihe geschalteten Frischdampfventile (ein Stop-Ventil und ein Regelventil) eingewirkt.

[0006] Eine weitere elektronische Lösung des Überdrehzahlproblems für eine Flug-Gasturbinenanlage ist in der US 4.712.372 dargelegt. An der gezahnten Turbinenwelle sind zwei Sensoren angeordnet, die ein der Zähneanzahl der Welle drehzahlproportionales Signal erzeugen. Beide Sensoren arbeiten zueinander redundant, wobei ein Kanal analog und der zweite eine digitale Signalverarbeitung und Signalweiterleitung realisiert. Im Fall einer von beiden Sensoren festgestellten Überdrehzahl-situation wird ein magnetisch gesteuertes Kraftstoffventil angesteuert und die Kraftstoffverstoffversorgung unterbrochen.

[0007] Ebenso bekannt geworden ist durch die US 4.635.209 eine elektronische Lösung zur Steuerung von Überdrehzahlzuständen, die eine Dampfturbine betreffen. Dabei wird das Meßprinzip ebenfalls auf ein gepulstes Meßsignal aufgebaut, das an einer Zahnwelle erzeugt wird. Zur Verbesserung der Meßwertgenauigkeit werden drei voneinander unabhängige Meßkanäle an der gleichen Meßstelle eingesetzt. Einer der drei Meßkanäle arbeitet mit einer Überwachungsfunktion. Jeder der Meßkanäle kommuniziert über einen programmierbaren Computer.

[0008] Die bereits bekannten und veröffentlichten Systeme zur Überwachung und Begrenzung von Überdrehzahlzuständen unterteilen sich somit in mechanische und elektromechanische/elektronische Systeme.

[0009] Ein kommerzieller Nachteil für ein dergestalt zu lösendes Problem besteht daher in der Vielzahl der verwendeten Systeme, die an die konkreten Bedingungen des jeweiligen Flugtriebwerkes auslegungsseitig neu angepaßt werden müssen. Bei Flugtriebwerken, die nach dem Tangling-Prinzip einen Wellenbruch zwischen Fan und Niederdruckturbine sicher abfangen, ist stets mit dem Totalverlust der Beschaufelung bei entsprechendem hohen Wiederbeschaf-

fungskosten zu rechnen. Ein mechanisches System mit einer Referenzwelle ist im Anforderungsfall zumindest dem teilweisen Verlust von Komponenten unterworfen, neben dem Umstand, daß ein solches System zusätzliche Masse für das Triebwerk bedeutet, was bei einem Flugtriebwerk selbstverständlich unerwünscht ist.

5 **[0010]** Das Masse-Kostenverhältnis mechanischer Lösungen zur Realisierung der geforderten Funktion einer Sicherheitsabschaltung bei einem Wellenbruch zwischen Fan und Niederdruckturbine ist aus Sicht der Herstellkosten und der Betriebskosten als nachteilig einzustufen. Elektromechanische oder elektronische Lösungen sind aus dem Blickwinkel der Gesamtkosten hier klar im Vorteil.

10 **[0011]** Bisherig bekannt gewordene elektromechanische und elektronische Lösungsvorschläge wurden bislang nur zur Überwachung einer Soll-Drehzahl von Rotoren verwendet. Wellenbrüche können mit derartigen Systemen bisher nicht erkannt werden. Insbesondere Flug-Gasturbinen größerer Leistungsklassen und Turbinen von industriellen Energierzeugungsanlagen, bei denen der Leichtbau keine Rolle spielt, verfügen über ein ausreichend hohes Trägheitsmoment, sodaß genügend Zeit verbleibt, um mit konventionellen elektromechanischen und elektronischen Methoden (Drehzahlmeßverfahren und Stellglieder) bei entsprechend großen Tot- und Verzugszeiten einer Überdrehzahl entgegenzusteuern. Derartig angewendete Drehzahlmeßverfahren beruhen auf der Aufsummierung diskreter Einzelimpulse über einen Meßzeitraum. Für Flugtriebwerke kleinerer Antriebsleistungen wurden die bekannten elektromechanischen und elektronischen Verfahren bisher als technisch ungeeignet eingestuft, da sie in Verbrennungs-Strömungskraftmaschinen mit sehr kleinen Trägheitsmomenten im Anforderungsfall nicht schnell genug reagieren. Der erforderliche Meßzeitraum ist zu groß im Verhältnis zur Zeit, die verbleibt, um bei einem Wellenbruch bei kleineren Triebwerken schnell genug einen solchen Zustand zu erkennen, das erforderliche Stellsignal zu bilden und die Schnellabschaltung auszuführen.

20 **[0012]** Bisher bekannt gewordene Meßeinrichtungen für die Drehzahl und deren abgeleitete Größen, wie Winkelgeschwindigkeit und Winkelbeschleunigung, besitzen weiterhin eine zu geringe Empfindlichkeit bzw. Meßauflösung, so daß ein verwertbares Meßsignal nicht schnell genug für die Auslösung einer Schnellabschaltung und Drehzahlbegrenzung bereitgestellt werden kann.

25 **[0013]** Die den nächstkommenden Stand der Technik bildende Druckschrift US-A-5 234 315 offenbart ein Verfahren, mittels dessen es möglich ist, an einer Turbine, beispielsweise einer Dampfturbine, an zwei unterschiedlichen Stellen Drehzahlsensoren anzubringen und mittels dieser Sensoren sowohl überhöhte Drehzahlen festzustellen, als auch einen Bruch der Welle. Beim Erkennen eines Wellenbruchs wird ein Tripsignal generiert. Zur Messwertaufnahme dient ein drehmomentabgebender Turbinenläufer sowie eine drehmomentaufnehmende Pumpe. Die Drehfrequenzen werden kontinuierlich und in Echtzeit ermittelt und miteinander verglichen, um auf diese Weise beispielsweise einen Bruch der Welle feststellen zu können.

30 **[0014]** Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein kostengünstiges und sicheres Verfahren zum Erkennen eines Wellenbruchs in einer Strömungskraftmaschine sowie eine zugehörige Vorrichtung zu schaffen.

[0015] Erfindungsgemäß wird die Aufgabe durch die Merkmale des Hauptanspruchs gelöst.

35 **[0016]** Die vorliegende Erfindung betrifft vorzugsweise das Problem eines Wellenbruchs zwischen dem Fan als drehmomentaufnehmendem Aggregat und dem drehmomentabgebenden Niederdruck-Turbinenläufer eines Flugtriebwerkes bzw. einer Flug-Gasturbinenanlage und die erforderliche Drehzahlbegrenzung des Niederdruck-Turbinenläufers, ist jedoch analog an jeder beliebigen Strömungskraftmaschine einsetzbar. Dabei ist es Ziel, ein solches Verfahren und die dazugehörige Vorrichtung zu verwenden, das auf einer elektromechanischen/elektronischen Ausführung basiert.

40 **[0017]** Erfindungsgemäß soll daher an einer Welle einer Strömungskraftmaschine, die im wesentlichen jeweils endseitig in Wälzlagern gelagert ist, die Drehfrequenz des jeweiligen Wellenendes im jeweiligen Wälzlager bestimmt werden. Unterscheiden sich die Drehfrequenzen der beiden Wellenenden signifikant voneinander, so liegt offensichtlich ein Wellenbruch vor, so daß daraufhin eine geeignete drehzahlbegrenzende Maßnahme eingeleitet wird.

45 **[0018]** Zwar erscheint dieser Vorschlag auf den ersten Blick relativ einfach, jedoch sind die Anforderungen an die Meßtechnik und an die zugehörige Auswertelektronik äußerst hoch, um die erforderliche Sicherheit bspw. für das Flugtriebwerk zu gewährleisten. Der gesamte Drehfrequenz-Ermittlungsprozess muß nämlich äußerst schnell ablaufen, d.h. die Ermittlung der Drehfrequenzen und die weitere Auswertung sollte in Echtzeit erfolgen, um möglichst kurzfristig auf einen so festgestellten Wellenbruch reagieren zu können. Daher ist bevorzugt für jedes Wälzlager ein getrennt funktionierender Meßkanal zur Bestimmung der Drehfrequenz des jeweiligen Wellenendes in den Wälzlagern vorhanden, wobei die beiden Meßkanäle in einem Komperator zwecks Vergleiches der Drehfrequenzen zusammengeführt werden, und wobei die Meßsignalgewinnung, deren Weiterleitung und Verarbeitung bis hin zum Vergleich beider Drehfrequenzen im Echtzeitbereich abläuft. Ebenso in Echtzeit kann dann eine elektrische Stellgröße gebildet werden, die bei einer signifikanten Abweichung zwischen den beiden Drehfrequenzen unverzüglich die geeignete drehzahlbegrenzende Maßnahme einleitet, so beispielsweise ein Brennstoffschneßschlußventil schließt.

55 **[0019]** Nun bestehen verschiedene Möglichkeiten zur Ermittlung der Drehfrequenzen der Wellenenden in ihren Wälzlagern, wobei jedoch gängige Drehzahlsensoren zumeist zu langsam arbeiten, als daß der gesamte Prozeß in Echtzeit durchgeführt werden könnte. Daher kann mittels eines Arithmetik-Prozessors und unter Verwendung einer Fast-Fou-

rier-Transmission für beide Wälzlager über getrennte Meßkanäle die Bestimmung der Drehfrequenz des jeweiligen Wellenendes unter Rückgriff auf eine oder mehrere typische Wälzlagerfrequenzen erfolgen, die von diesen Wälzlagern bei deren Rotation emittiert werden. Ein solches Meßverfahren zeichnet sich durch höchste Schnelligkeit und eine der Luftfahrt adäquate Sicherheit aus. Bevorzugt können hierzu über eine Filtereinheit echtzeitgerecht für beide Wälzlager die Rotationsfrequenz des Wälzlager-Käfigs und/oder die Überrollfrequenz des Wälzlager-Außenrings und/oder die Überrollfrequenz des Wälzlager-Innenrings und/oder die Wälzkörperrotationsfrequenz festgestellt und hieraus die Drehfrequenzen der in den Wälzlagern gelagerten Wellenenden getrennt bestimmt werden.

[0020] Ehe dieses Verfahren anhand eines bevorzugten Ausführungsbeispiels näher erläutert wird sollen jedoch zunächst die physikalischen Gesetzmäßigkeiten, auf denen das verwendete Meßprinzip beruht, beschrieben werden:

Grundsätzlich kann davon ausgegangen werden, daß sich die kraftübertragende Welle zwischen dem Fan und dem Niederdruck-Turbinenläufer im wesentlichen an den beiden Wellenenden auf Wälzlagern abstützt. Die Rollbewegungen der Wälzkörper im Wälzlagerkäfig erzeugen auf deren Laufflächen periodische Druckkräfte. Infolge der hervorgerufenen Deformationen entstehen periodische Schwingungen. Imperfektionen (z.B. Pitting-Bildung) an den überrollten Flächen wirken vorteilhafterweise verstärkend auf die auftretenden Schwingungen.

[0021] Für Wälzlager wurden von Sturm, A. et al. in "Wälzlagerdiagnose an Maschinen und Anlagen", veröffentlicht vom Verlag TÜV Rheinland GmbH 1986 in Köln, die Zusammenhänge zwischen der Lagergeometrie und den typischen Emissionsfrequenzen eines Wälzlagers wie im Folgenden wiedergegeben dargestellt. Dabei wird auf die beigefügten Figuren 2 bis 4 verwiesen, die der genannten Literaturstelle entnommen sind.

[0022] Figur 2 zeigt die Geometrie und die Bewegungsverhältnisse an einem Schrägkugellager unter Verwendung folgender Bezugsziffern bzw. Bezeichnungen:

- 1 = Außenring, 2 = Kugel, 3 = Innenring
- V_A = Umfangsgeschwindigkeit des Berührungspunktes A
- V_{KA}, V_W = Umfangsgeschwindigkeit des Wälzkörpermittelpunktes W
- V_I = Umfangsgeschwindigkeit des Berührungspunktes I
- V_{IR} = Umfangsgeschwindigkeit der Innenringwälzfläche
- ω_{IR} = Winkelgeschwindigkeit des Innenringes
- α_B = Druckwinkel
- n = Drehzahl

[0023] In Figur 3 sind die Krümmungsradien eines Rillenkugellagers mit folgenden Bezeichnungen dargestellt:

- r_a = Krümmungsradius der Außenringwälzbahn
- r_i = Krümmungsradius der Innenringwälzbahn
- r_o = Abstand der Krümmungsmittelpunkte
- D_w = Durchmesser des Wälzkörpers

[0024] Figur 4 schließlich gibt die Bestimmung des Nenndruckwinkels α_0 und des Betriebsdruckwinkels α_B für Schrägkugellager wieder.

[0025] Damit ergeben sich für Wälzlager die folgenden in Form von Gleichungen (A) bis (E) angegebenen charakteristischen Frequenzen für den Fall des idealen Rollens:

(A): Rotationsfrequenz des Käfigs:

$$f_{KA} = \frac{1}{2} f_n \cdot \left(1 - \frac{D_w}{D_r} \cos \alpha_n \right)$$

(B): Überrollfrequenz des Außenringes:

$$f_A = \frac{1}{2} f_n \cdot z \cdot \left(1 - \frac{D_w}{D_r} \cos \alpha_n \right)$$

(C): Überrollfrequenz des Innenringes:

$$f_I = \frac{1}{2} f_n \cdot z \cdot \left(1 + \frac{D_W}{D_r} \cos \alpha_B \right)$$

(D): Wälzkörperrotationsfrequenz:

$$f_{WA} = \frac{1}{2} f_n \cdot \frac{D_r}{D_W} \cdot \left[1 - \left(\frac{D_W}{D_r} \cdot \cos \alpha_B \right)^2 \right]$$

(E): Überrollfrequenz einer Kugelumregelmäßigkeit auf beiden Wälzbahnen:

$$f_W = 2 f_{WA} = f_n \cdot \frac{D_r}{D_W} \cdot \left[1 - \left(\frac{D_W}{D_r} \cdot \cos \alpha_B \right)^2 \right]$$

[0026] Dabei wird in den Gleichungen (A) bis (E) mit f_n die Drehfrequenz des jeweiligen Wellenendes im Wälzlager und mit z die Wälzkörperanzahl bezeichnet.

Für ein Rillenkugellager mit radialer und axialer Belastung gilt für den sog. Betriebsdruckwinkel α_B gemäß Figuren 3 und 4 der folgende Zusammenhang:

$$\sin \alpha_B = \frac{\sin \alpha_0 + \Delta a / r_0}{\sqrt{\cos^2 \alpha_0 + (\sin \alpha_0 + \Delta a / r_0)^2}}$$

[0027] Im Übrigen genügen Wälzlager ohne axiale Belastung ebenfalls den Gleichungen (A) bis (E), wobei $\alpha_B = 90^\circ$ gilt.

[0028] Weitere Bestandteile des Schwingungsspektrums können auch durch Anregungen außerhalb des Wälzlagers hervorgerufen werden. Als permanente konstante Resonanzen bilden sich die Geber- und die Koppelresonanz ab. Ein typisches Schwingungsspektrum für ein Wälzlager mit einem Beschleunigungsaufnehmer als Meßsignalaufnehmer zeigt Figur 5.

[0029] Die nähere Beschreibung der Erfindung erfolgt nun anhand eines bevorzugten Ausführungsbeispiels an einem zweiwelligen Flugtriebwerk bzw. an einer grundsätzlich üblichen Zweiwellen-Flug-Gasturbinenanlage, die stark vereinfacht in Fig. 6 dargestellt ist:

[0030] Das in Fig.6 dargestellte Flugtriebwerk besteht aus einem Hochdrucksystem 1 und einem Niederdrucksystem 2, die mit Wellen 3 und 4 zur Kraftübertragung ausgestattet sind. Die beiden Wellen 3, 4 sind mechanisch nicht miteinander verbunden und drehen sich somit unabhängig voneinander. Das Niederdrucksystem 2 besteht aus dem Fan 2a, dem Rotor der Boosterstufe 2b und dem Niederdruck-Turbinenläufer 2c, die über die Welle 3 miteinander verbunden sind. Über die Welle 4 hingegen sind der Hochdruckkompressorläufer 1a und der Hochdruck-Turbinenläufer 1 b miteinander verbunden.

[0031] Kommt es - was in der Praxis jeodch äußerst unwahrscheinlich ist - aufgrund von Überbeanspruchung infolge eines äußeren Ereignisses wie Vogelschlag, Werkstoffermüdung oder anderer Ursachen zu einem Bruch der Welle 3, so ist der Niederdruck-Turbinenläufer 2c ohne Last.. Die Folge hiervon wäre ein unkontrolliert schnelles Anwachsen der Drehzahl des Niederdruck-Turbinenläufers 2c. Ungünstigstenfalls könnte dann innerhalb kurzer Zeit die maximal zulässige Drehzahl für den Niederdruck-Turbinenläufer 2c überschritten werden. Infolge der zentrifugalen Überbeanspruchung und der nicht mehr ausreichenden Festigkeit könnte es dann möglicherweise zu einer Zerstörung durch plötzliches Explodieren des Niederdruck-Turbinenläufers 2c kommen.

[0032] Diese Probleme können dadurch vermieden werden, daß bei einem Bruch der Welle 3 eine unmittelbare, nahezu verzögerungsfreie Brennstoffschnellabschaltung initiiert wird, um hierdurch der Niederdruckturbine 2c keine weitere Energie zuzuführen. Infolge der inneren Reibungsvorgänge im Flugtriebwerk wird der Niederdruck-Turbinenläufer 2c bis hin zum Stillstand abgebremst. Das dazu vorgeschlagene Verfahren und die dazu notwendige Vorrichtung

ist der Figur 1 zu entnehmen, worin nochmals das Flugtriebwerk sowie in einem vereinfachten Flußdiagramm das erfindungsgemäße Verfahren zum Erkennen eines Wellenbruches und zur bejahendenfalls durchzuführenden Brennstoffschnellabschaltung dargestellt ist.

[0033] Wie ersichtlich, ist die Welle 3 auf der Seite des Drehmomentaufnehmenden Aggregates in Form des Fans 2a und der Boosterstufe 2b über ein als Rillenkugellager ausgebildetes Wälzlager 6 gelagert. Auf der Seite des Drehmomentabgebenden Niederdruck-Turbinenläufers 2c ist die Welle 3 über ein Wälzlager 7 mit zylindrischen Wälzkörpern gelagert.

[0034] Am fanseitigen Wälzlager 6 sind zwei Meßsignalaufnehmer 8a und 8b in Form von Beschleunigungsaufnehmern angekoppelt. Auch am turbinenläuferseitigen Wälzlager 7 sind zwei derartige als Beschleunigungsaufnehmer ausgebildete Meßsignalaufnehmer 9a und 9b vorgesehen. Dabei ist insbesondere aus Gründen einer verbesserten Funktionszuverlässigkeit die genannte redundante Anordnung der Beschleunigungsaufnehmer an den Wälzlagern 6, 7 vorgesehen. Somit ist bei Ausfall eines einzelnen Beschleunigungsaufnehmers 8a oder 8b bzw. 9a oder 9b ein zweiter solcher vorhanden, der ein Meßsignal bereitstellt.

[0035] Für die beiden Wälzlager 6 und 7 ist jeweils ein separater Meßkanal in identischer Ausführung vorgesehen. Da nur ein einziges Meßsignal pro Wälzlager 6 bzw. 7 benötigt wird, werden die beiden Meßsignalaufnehmer 8a und 8b auf ein ODER-Glied 10 aufgeschaltet. In analoger Weise ist für die Meßsignalaufnehmer 9a und 9b ein ODER-Glied 11 zuständig.

[0036] Diese ODER-Glieder 10 und 11 verläßt jeweils ein komplexperiodisches Meßsignal im Zeitbereich, das den jeweiligen Wälzlagern 6 und 7 zuzuordnen ist. Mittels einer Fast-Fourier-Transformation (wie üblich "FFT" genannt) werden anschließend die anstehenden Signalfunktionen $\{f(t) = f(t + nT), n = 0; 1; 2 \dots\}$ vom Zeitbereich in den Frequenzbereich gewandelt. Wie üblich bezeichnet dabei "t" einen Zeitpunkt und "T" die Periodendauer der periodischen Funktion.

Die Grundgleichungen für ein fouriertransformiertes komplexperiodisches Meßsignal sind dem entsprechenden Fachmann bekannt und werden daher hier nicht wiedergegeben. Erwähnt sei lediglich, daß die Fouriertansformation durch die FFT-Prozessoren 12 und 13 vorgenommen wird.

[0037] Die Fourier-transformierte Meßfunktion liegt nun in Form der Frequenzdarstellung vor. Würde hingegen die Berechnung als diskrete Fourier-Transformation erfolgen, so läge der Rechenaufwand nicht mehr im echtzeitfähigen Bereich. Daher verwendet man Rekursionsformeln, die den Rechenaufwand um den Faktor 10^3 verkürzen. Ausgereifte Verfahren für diese Fast-Fourier-Transformation stehen in unterschiedlichen Versionen zur Verfügung. Durch die FFT-Prozessoren 12 und 13 wird diese Aufgabe echtzeitgerecht abgewickelt.

[0038] Anschließend passieren die so aufbereiteten Meßwertfunktionen, die eine erhebliche Datenreduktion ohne Informationsverlust erfahren haben, die Filter 14 und 15. Dabei sind diese Filter 14, 15 so ausgelegt, daß sie nur ein Frequenzband von 0 Hz bis zur maximalen Frequenz passieren lassen, die sich nach der weiter oben (in Zusammenhang mit den Figuren 2-4) angegebenen Gleichung (C), die die Überrollfrequenz des Wälzlager-Innenringes wiedergibt, ermittelt. Dabei entspricht der Wert f_n in dieser Gleichung (C) der maximal zulässigen Drehfrequenz des Niederdruck-Turbinenläufers 2c. Die genannte Filterung erfolgt dabei nahezu verzögerungsfrei unter Echtzeitbedingungen.

[0039] Das vorverarbeitete und gefilterte Meßwertergebnis wird dann den Arithmetikprozessoren 16 und 17 zur Verfügung gestellt. Beide Arithmetikprozessoren 16 und 17 arbeiten unabhängig voneinander und haben eine Datenverarbeitungsgeschwindigkeit, die Echtzeitanforderungen gerecht wird. Durch die Arithmetikprozessoren 16 und 17 können durch nicht näher beschriebene Berechnungsverfahren aus den zur Verfügung gestellten Amplitudenspektren jeweils für die Wälzlager 6 und 7 die folgenden Werte ermittelt werden, nämlich

- die Rotationsfrequenz des Käfigs,
- die Überrollfrequenz des Außenringes,
- die Überrollfrequenz des Innenringes und
- die Wälzkörperrotationsfrequenz.

[0040] Aus diesen voranstehend aufgelisteten Frequenzen errechnen die Arithmetikprozessoren 16 und 17 nach den weiter oben angegebenen Gleichungen (A) bis (D) jeweils gesondert die Drehfrequenz f_{n1} am Wälzlager 6 sowie die Drehfrequenz f_{n2} am Wälzlager 7. Dabei entspricht die Drehfrequenz f_{n1} derjenigen des Drehmomentaufnehmenden Aggregates bzw. Fan's 2a und die Drehfrequenz f_{n2} derjenigen des Niederdruck-Turbinenläufers 2c.

[0041] Aufgrund der Physik des Meßprozesses handelt es sich hierbei um vier zueinander redundante Frequenzinformationen, die alle auf die sog. Anregungsfrequenz f_n zurückgeführt werden können. Somit weist das Meßsignal an sich einen hohen Sicherheitsstandard hinsichtlich Redundanz und Genauigkeit der Meßinformation auf. Aufgrund der Normalverteilung des Meßfehlers statistischer Meßprozesse können die Arithmetikprozessoren 16 und 17 einem Vergleich der nach den Gleichungen (A) bis (D) bestimmten Drehfrequenzen für die Wälzlager durchführen, wobei eine vorher definierte Streubreite nicht überschritten werden darf.

[0042] Bevorzugt wird die Gauß'sche Methode der kleinsten Fehlerquadrate zur Bestimmung der Effektivwerte f_{n1}

und f_{n2} und der Standardabweichungen σ_1 und σ_2 der Meßergebnisse angewandt, die dann für eine anschließende Bewertung zugrunde gelegt werden. Damit liegt für beide Wälzlager 6, 7 die Drehfrequenzinformation in der Form $\{f_{n1} \pm \sigma_1\}$ und $\{f_{n2} \pm \sigma_2\}$ vor.

[0043] Diese beiden Informationen werden daraufhin zur Bewertung einem Komperator 18 zugeführt, der ebenfalls echtzeitfähig ist. Dabei ist es nicht erheblich, ob der Vergleich beider Drehfrequenzen f_{n1} , f_{n2} , mittels Hardware oder/und Software realisiert wird. Wesentlich ist nur die echtzeitgerechte Verarbeitung der Informationen. Im Ergebnis des Vergleiches werden die Drehfrequenzen $\{f_{n1} \pm \sigma_1\}$ und $\{f_{n2} \pm \sigma_2\}$ als gleich bewertet, wenn eine Überlappung der Meßverteilungen in den nachfolgend beschriebenen Grenzen festgestellt wird.

Die Fälle $\{f_{n1} + \sigma_1\} = \{f_{n2} - \sigma_2\}$ und $\{f_{n2} + \sigma_2\} = \{f_{n1} - \sigma_1\}$ gelten dabei als Grenzfälle der Übereinstimmung.

[0044] Liegt nun gemäß den vorangestellten Bedingungen eine Übereinstimmung der Drehfrequenz f_{n1} des Fan's 2a und der Drehfrequenz f_{n2} des Turbinenläufers 2c vor, so besteht keine Veranlassung, eine geeignete drehzahlbegrenzende Maßnahme, insbesondere eine Schnellabschaltung bezüglich des der Brennkammer 23 des Flugtriebwerkes zugeführten Brennstoffes vorzunehmen.

Sollte allerdings der Vergleich ergeben, daß $\{f_{n1} + \sigma_1\}$ kleiner als ($<$) $\{f_{n2} - \sigma_2\}$ ist, so kann davon ausgegangen werden, daß ein Bruch der Welle 3 stattgefunden hat. Dieser Zustand erfordert dann die Einleitung einer drehzahlbegrenzenden Maßnahme, insbesondere die Sicherheitsschnellabschaltung der Brennstoffzufuhr, die mittels einer Brennstoff-Ringleitung 19 erfolgt.

[0045] Dabei ist der Zufluß zu der Brennstoff-Ringleitung 19 mit einem Kraftstoff-Schnellschlußventil 20 ausgerüstet. Dieses mit einem nicht näher dargestellten elektromagnetischen Stellantrieb 22 versehene Kraftstoff-Schnellschlußventil 20 wird mittels einer Feder 21 im elektrisch spannungslosen Zustand stets geschlossen gehalten. Bei einer Übereinstimmung der Drehfrequenzen f_{n1} , f_{n2} bzw. $\{f_{n1} + \sigma_1\}$, $\{f_{n2} - \sigma_2\}$ der an beiden Wälzlagern 6 und 7 wird somit das Kraftstoff-Schnellschlußventil 20 unter elektrischer Spannung gehalten und ist im geöffneten Zustand.

[0046] Tritt jedoch der Fall $f_{n1} < f_{n2}$ bzw. $\{f_{n1} + \sigma_1\} < \{f_{n2} - \sigma_2\}$ ein, so wird ein Stellsignal durch den Komperator 18 gebildet, das umgehend und ohne Verzögerung den spannungslosen Zustand am Magnet-Stellantrieb 22 herstellt. Das Kraftstoff-Schnellschlußventil 20 schließt dann augenblicklich unter der Wirkung der Vorspannkraft der Feder 21. Resultierend erlöscht der Verbrennungsprozeß in der Brennkammer 23, nachdem dann kein weiterer Brennstoff zugeführt wird. Über interne Reibungsvorgänge wird der Niederdruck-Turbinenläufer 2c daraufhin an einem weiteren unkontrollierten Anstieg seiner Drehzahl gehindert und bis zum Stillstand abgebremst.

[0047] Mit dem beschriebenen Verfahren ist es somit möglich, die Verzögerungszeit von elektronischen/elektrischen Systemen zur Drehzahlbegrenzung einer Strömungskraftmaschine derart zu verringern, daß sie auch für solche und insbesondere für Flug-Gasturbinenanlagen mit geringen Trägheitsmomenten eingesetzt werden können. Eine Ansprechverzögerung für die Drehzahlbegrenzung und Sicherheitsschnellabschaltung in Höhe vergleichbarer direkt wirkender mechanischer Systeme für Flugtriebwerke schafft die Voraussetzung für folgende Vorteile:

- signifikant geringerer Masseinsatz bei den Bauteilen zur Sicherung der Funktion Drehzahlbegrenzung/Sicherheitsschnellabschaltung bei Wellenbruch zwischen Fan und Niederdruckturbine,
- aufgrund der Masseneinsparung ergeben sich geringere Betriebskosten für Flugtriebwerke,
- besseres Masse-Kostenverhältnis im Vergleich zu mechanisch wirkenden Drehzahlbegrenzungseinrichtungen/Sicherheitsschnellabschaltung,
- Sicherstellung der Funktion ohne unnötige Zerstörung von Bauteilen und Baugruppen zum Aufbau der Zwangskräfte zum Abbremsen und zum Abbau der überschüssigen Rotationsenergie,
- kostengünstiger realisierbar als bestehende mechanische Lösungen,
- Anwendung des Kommonalitätskonzeptes für Hersteller von Triebwerksfamilien
- keine sicherheitsbedingten Kompromisse hinsichtlich der Aerodynamik von Turbinenbeschaufelungen,
- geringere Betriebskosten aufgrund des besseren spezifischen Brennstoffverbrauches bei optimal aerodynamisch gestalteter Beschaufelung der Niederdruckturbine
- das beschriebene Verfahren bzw. eine nach diesem Verfahren arbeitende Vorrichtung ist nachrüstbar.

[0048] Eine vergleichbare Zuverlässigkeit gegenüber direkt wirkenden Systemen ist abgesichert durch entsprechende Redundanzen der Meßstellen, der Meßsignalinformationen und deren Verarbeitung. Dabei können durchaus eine Vielzahl von Details auch abweichend vom beschriebenen Ausführungsbeispiel gestaltet sein, ohne den Inhalt der Patentansprüche zu verlassen.

Patentansprüche

1. Verfahren zum Erkennen eines Wellenbruches in einer Strömungskraftmaschine mit dem Ziel, danach eine geeignete drehzahlbegrenzende Maßnahme, insbesondere eine Brennstoffschnellabschaltung bei einer Flug-Gas-

turbinenanlage, einzuleiten, wobei ein drehmomentabgebender Turbinenläufer und ein drehmomentaufnehmendes Aggregat über die hinsichtlich eines Bruches zu überwachende, im wesentlichen endseitig in zumindest zwei Wälzlager (6, 7) gelagerte Welle (3) miteinander verbunden sind, wobei die Drehfrequenzen (f_{n1} ; f_{n2}) der beiden Wellenenden in den Wälzlager (6, 7) kontinuierlich und im wesentlichen in Echtzeit ermittelt und miteinander verglichen werden, und dass bei einer gegenüber der Drehfrequenz (f_{n1}) am Wälzlager (6) des drehmomentaufnehmenden Aggregates höheren Drehfrequenz (f_{n2}) am turbinenläuferseitigen Wälzlager (7) auf einen Bruch der Welle (3) geschlossen wird,

dadurch gekennzeichnet,

dass über eine Filtereinheit (14, 15) echtzeitgerecht für beide Wälzlager (6, 7) die Rotationsfrequenz des Wälzlager-Käfigs und/oder die Überrollfrequenz des Wälzlager-Außenrings und/oder die Überrollfrequenz des Wälzlager-Innenrings und/oder die Wälzkörperrotationsfrequenz festgestellt und hieraus die Drehfrequenzen (f_{n1} ; f_{n2}) der in den Wälzlager (6, 7) gelagerten Wellenenden bestimmt werden.

2. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** echtzeitgerecht mittels eines Arithmetik-Prozessors (16, 17) für beide Wälzlager (6, 7) über getrennte Messkanäle die Bestimmung der Drehfrequenz (f_{n1} ; f_{n2}) des jeweiligen Wellenendes unter Rückgriff auf eine oder mehrere typische wälzlagerfrequenzen erfolgt, die von den Wälzlager (6, 7) bei deren Rotation emittiert werden.

3. Verfahren nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** bei Verwendung von mehr als einer typischen Wälzlagerfrequenz die Bestimmung der Drehfrequenzen (f_{n1} ; f_{n2}) nach der Gauß'schen Methode der kleinsten Fehlerquadrate in der Form ($f_{n1 \pm \sigma_1}$) und ($f_{n2 \pm \sigma_2}$) erfolgt.

4. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** für jedes Wälzlager (6, 7) ein getrennt funktionierender Messkanal zur Bestimmung der Drehfrequenz (f_{n1} ; f_{n2}) des jeweiligen Wellenendes in den Wälzlager (6, 7) vorhanden ist und die beiden Messkanäle in einem Komparator (18) zwecks Vergleiches der Drehfrequenzen (f_{n1} ; f_{n2}) zusammengeführt werden.

5. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** das an den Wälzlager (6, 7) mittels Messsignalaufnehmern (8a, 8b, 9a, 9c) ermittelte Messsignal eine Redundanz in der Messinformation enthält und vorzugsweise ein komplex-periodisches Signal ist.

6. Verfahren nach Anspruch 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** das komplexperiodische Messsignal $\{f(t)=f(t+nT)$ mit $n = 0; 1; 2 \dots\}$ vom Zeitbereich in den Frequenzbereich mittels Fast Fourier Transformation echtzeitgerecht in ein Amplitudenspektrum überführt wird.

7. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** im möglichen Drehzahlbereich der beiden Wälzlager (6, 7) bei Auftreten einer signifikanten Differenz zwischen den beiden Drehfrequenzen (f_{n1} ; f_{n2}) ein Schnellschluss eines ansonsten unter elektrischer Spannung stehenden und dabei geöffneten Brennstoff-schnellschlussventils (20) durch unverzügliche Spannungslosschaltung erfolgt.

8. Verfahren nach Anspruch 7, **dadurch gekennzeichnet, dass** im möglichen Drehzahlbereich der beiden Wälzlager (6, 7) von $\{f_{n2} + \sigma_2 = f_{n1} - \sigma_1\}$ bis $\{f_{n1} + \sigma_1 = f_{n2} - \sigma_2\}$ das Brennstoff-schnellschlussventil (20) unter elektrischer Spannung steht und geöffnet ist und dass ein Schnellschluss des Brennstoff-schnellschlussventils (20) durch unverzügliche Spannungslosschaltung erfolgt, wenn die Bedingung $\{f_{n1} + \sigma_1 < f_{n2} - \sigma_2\}$ erfüllt ist.

9. Vorrichtung zur Durchführung des Verfahrens nach einem der vorangegangenen Ansprüche, wobei an beiden Wälzlager (6, 7) jeweils zumindest zwei Messsignalaufnehmer (8a, 8b, 9a, 9c) angebracht sind, deren Anordnung und Funktion je Wälzlager (6, 7) redundant ausgeführt ist und wobei es sich bei den Messsignalaufnehmern (8a, 8b, 9a, 9c) um Geschwindigkeits- oder Beschleunigungsaufnehmer jeweils gleichen Typs handelt.

10. Vorrichtung zur Durchführung des Verfahrens nach Anspruch 9, wobei das drehmomentaufnehmende Aggregat (6) ein Verdichter, ein Fan, ein Booster, ein Propeller oder eine Kombination hiervon ist.

11. Vorrichtung zur Durchführung des Verfahrens nach Anspruch 9 oder 10, wobei das Brennstoff-Schnellschlussventil (20) federbelastet ist und mittels einer stromdurchflossenen elektromagnetischen Stelleinrichtung (22) im geöffneten Zustand gehalten wird.

Claims

1. Method for the recognition of a shaft rupture in a turbo-engine with the purpose of subsequently initiating an appropriate speed-limiting action, more particularly a rapid fuel shut-off on an aero gas-turbine system, in which a torque-exerting turbine rotor and a torque-recipient unit are connected via the shaft monitored for rupture, the ends of said shaft being essentially carried in at least two anti-friction bearings (6, 7), with the rotational frequencies (f_{n1} , f_{n2}) of the two shaft ends being determined and compared with each other continually and essentially in real time, and with a rupture of the shaft (3) being inferred if the rotational frequency (f_{n2}) of the anti-friction bearing (7) on the side of the turbine rotor exceeds the rotational frequency (f_{n1}) of the anti-friction bearing (6) on the side of the torque-recipient unit,
characterized in that,
for both anti-friction bearings (6, 7), the rotational frequency of the anti-friction bearing cage and/or the rolling frequency of the anti-friction bearing outer ring and/or the rolling frequency of the anti-friction bearing inner ring and/or the rotational frequency of the rolling elements is determined in real time via a filter unit (14, 15) and the rotational frequencies (f_{n1} , f_{n2}) of the shaft ends carried in the anti-friction bearings (6, 7) are established therefrom.
2. Method in accordance with Claim 1,
characterized in that,
for both anti-friction bearings (6, 7), the rotational frequency (f_{n1} , f_{n2}), of the respective shaft end is determined in real time by means of an arithmetic processor (16, 17) via separate measuring channels, applying one or more typical anti-friction bearing frequencies emitted by the anti-friction bearings (6, 7) during their rotation.
3. Method in accordance with Claim 2,
characterized in that
the rotational frequencies (f_{n1} , f_{n2}) are established in the form $\{f_{n1} \pm \sigma_1\}$ and $\{f_{n2} \pm \sigma_2\}$ in accordance with the Gaussian method of the smallest error squares when more than one typical anti-friction bearing frequency is applied.
4. Method in accordance with one of the Claims 1 to 3,
characterized in that
a separately operating measuring channel for the determination of the rotational frequency (f_{n1} , f_{n2}) of the respective shaft end in the anti-friction bearings (6, 7) is provided and both measuring channels are joined in a comparator (18) for comparison of the rotational frequencies (f_{n1} , f_{n2}).
5. Method in accordance with one of the Claims 1 to 4,
characterized in that
the measuring signal obtained at the anti-friction bearings (6, 7) by measuring sensors (8a, 8b, 9a, 9c) provides for redundancy of the measuring information and preferably is a complex-periodic signal.
6. Method in accordance with Claim 5,
characterized in that
the complex-periodic measuring signal $\{f(t) = f(t + nT)$ with $n = 0; 1; 2 \dots\}$ is transformed real-time from the time range to the frequency range in an amplitude spectrum by way of Fast-Fourier Transformation.
7. Method in accordance with one of the Claims 1 to 6,
characterized in that
a rapid closure of the - normally energized and therefore open - quick-action fuel shut-off valve (20) is effected by immediate de-energization if a significant difference between the two rotational frequencies (f_{n1} , f_{n2}) occurs in the possible rotational speed range of the two anti-friction bearings (6, 7).
8. Method in accordance with Claim 7,
characterized in that
the quick-action fuel shut-off valve (20) is energized and open in the possible rotational speed range from $\{f_{n2} + \sigma_2 = f_{n1} - \sigma_1\}$ to $\{f_{n1} + \sigma_1 = f_{n2} - \sigma_2\}$ of the two anti-friction bearings (6, 7) and **in that** a rapid closure of the quick-action fuel shut-off valve (20) is effected by immediate de-energization if the condition $\{f_{n1} + \sigma_1 < f_{n2} - \sigma_2\}$ is satisfied.
9. Apparatus for the implementation of the method in accordance with one of the preceding Claims, in which at least two measuring signal sensors (8a, 8b, 9a, 9c) are arranged on each of the two anti-friction bearings (6, 7), these

sensors being provided and operating redundantly on each anti-friction bearing (6, 7) and the measuring signal sensors (8a, 8b, 9a, 9c) all being speed or acceleration transducers of the same type.

10. Apparatus for the implementation of the method in accordance with Claim 9, in which the torque-recipient unit (6) is a compressor, a fan, a booster, a propeller or a combination thereof.

11. Apparatus for the implementation of the method in accordance with Claim 9 or 10, in which the quick-action fuel shut-off valve (20) is spring-loaded and is held in the open state by an energized solenoid actuator (22).

Revendications

1. Procédé pour identifier une rupture d'arbre dans une turbomachine, ayant pour objectif d'introduire ensuite une mesure appropriée pour limiter la vitesse de rotation, en particulier une coupure instantanée de l'alimentation en carburant sur un ensemble de turbine à gaz pour l'aéronautique, sachant qu'un rotor de turbine générant le couple de rotation et un organe absorbant le couple de rotation sont reliés entre eux par l'intermédiaire de l'arbre à surveiller quant à une rupture, qui est logé pour l'essentiel à ses extrémités dans au moins deux paliers à roulement (6, 7), dans lequel les fréquences de rotation (f_{n1} ; f_{n2}) des deux extrémités de l'arbre dans les paliers à roulement (6, 7) sont déterminées et comparées entre elles en continu et pour l'essentiel en temps réel, et est déduite une rupture de l'arbre (3) en cas d'élévation de la fréquence de rotation (f_{n2}) de l'organe absorbant le couple de rotation sur le palier à roulement (7) du côté du rotor de turbine par rapport à la fréquence de rotation (f_{n1}) sur le palier à roulement (6),

caractérisé en ce que,

au moyen d'une unité de filtrage (14, 15) travaillant en temps réel, sont déterminées pour les deux paliers à roulement (6, 7) la fréquence de rotation de la cage du palier à roulement et/ou la fréquence de roulement de la bague extérieure du palier et/ou la fréquence de roulement de la bague intérieure du palier et/ou la fréquence de rotation du corps du roulement et en sont déduites les fréquences de rotation (f_{n1} ; f_{n2}) des extrémités d'arbre logées dans les paliers à roulement (6, 7).

2. Procédé selon la revendication 1,

caractérisé en ce que

la détermination de la fréquence de rotation (f_{n1} ; f_{n2}) de chaque extrémité d'arbre est effectuée en temps réel pour les deux paliers à roulement (6, 7) au moyen d'un processeur arithmétique (16, 17) via des canaux de mesure distincts en reprenant une ou plusieurs fréquences typiques de paliers à roulement émises par les paliers à roulement (6, 7) pendant leur rotation.

3. Procédé selon la revendication 2,

caractérisé en ce que,

lors de l'utilisation de plus d'une fréquence typique de palier à roulement, la détermination des fréquences de rotation (f_{n1} ; f_{n2}) s'effectue selon la méthode du plus petit carré d'erreurs de Gauss sous la forme $\{f_{n1} \pm \sigma_1\}$ et $\{f_{n2} \pm \sigma_2\}$.

4. Procédé selon l'une des revendications 1 à 3,

caractérisé en ce

qu'il y a pour chaque palier de roulement (6, 7) un canal de mesure fonctionnant séparément pour déterminer la fréquence de rotation (f_{n1} ; f_{n2}) de chaque extrémité d'arbre dans les paliers à roulement (6, 7), et que les deux canaux de mesure se rejoignent dans un comparateur (18) afin de comparer les fréquences de rotation (f_{n1} ; f_{n2}).

5. Procédé selon l'une des revendications 1 à 4,

caractérisé en ce que

le signal de mesure détecté sur les paliers à roulement (6, 7) par des capteurs de signaux de mesure (8a, 8b, 9a, 9c) contient une redondance dans l'information de mesure, et est de préférence un signal périodique complexe.

6. Procédé selon la revendication 5,

caractérisé en ce que

le signal de mesure périodique complexe $\{f(t) = f(t + nT)$, avec $n = 0 ; 1 ; 2 \dots\}$ est transformé en temps réel de la plage de temporisation dans la plage de fréquences en un spectre d'amplitudes par la transmission de Fourier rapide.

7. Procédé selon l'une des revendications 1 à 6,

caractérisé en ce

qu'en cas d'apparition d'une différence significative entre les deux fréquences de rotation (f_{n1} ; f_{n2}) dans la plage de vitesses de rotation possibles des deux paliers à roulement (6, 7), se produit une fermeture instantanée par commutation immédiate à l'état sans tension d'une vanne de carburant à fermeture instantanée (20) qui est sinon sous tension électrique et donc ouverte.

8. Procédé selon la revendication 7,

caractérisé en ce que

dans la plage de vitesses de rotation possibles des deux paliers à roulement (6, 7), s'étendant de $\{f_{n2} + \sigma_2\} = \{f_{n1} - \sigma_1\}$ à $\{f_{n1} + \sigma_1\} = \{f_{n2} - \sigma_2\}$, la vanne de carburant à fermeture instantanée (20) est sous tension électrique et ouverte, et qu'a lieu une fermeture instantanée de la vanne de carburant à fermeture instantanée (20) par commutation immédiate à l'état sans tension quand la condition $\{f_{n1} + \sigma_1\} < \{f_{n2} - \sigma_2\}$ est satisfaite.

9. Dispositif pour réaliser le procédé selon l'une des revendications précédentes, dans lequel sur chaque palier de roulement (6, 7) sont placés au moins deux capteurs de signaux de mesure (8a, 8b, 9a, 9c) dont l'agencement et la fonction sont conçues de manière redondante pour chaque palier à roulement (6, 7), et les capteurs de signaux de mesure (8a, 8b, 9a, 9c) sont des capteurs de vitesse ou d'accélération de même type respectivement.

10. Dispositif pour réaliser le procédé selon la revendication 9, dans lequel l'organe absorbant le couple de rotation (6) est un compresseur, une soufflante, un booster, une hélice ou une combinaison de ceux-ci.

11. Dispositif pour réaliser le procédé selon la revendication 9 ou 10, dans lequel la vanne de carburant à fermeture instantanée (20) est commandée par ressort et est maintenue ouverte par un mécanisme de commande électromagnétique (22) traversé par un courant.

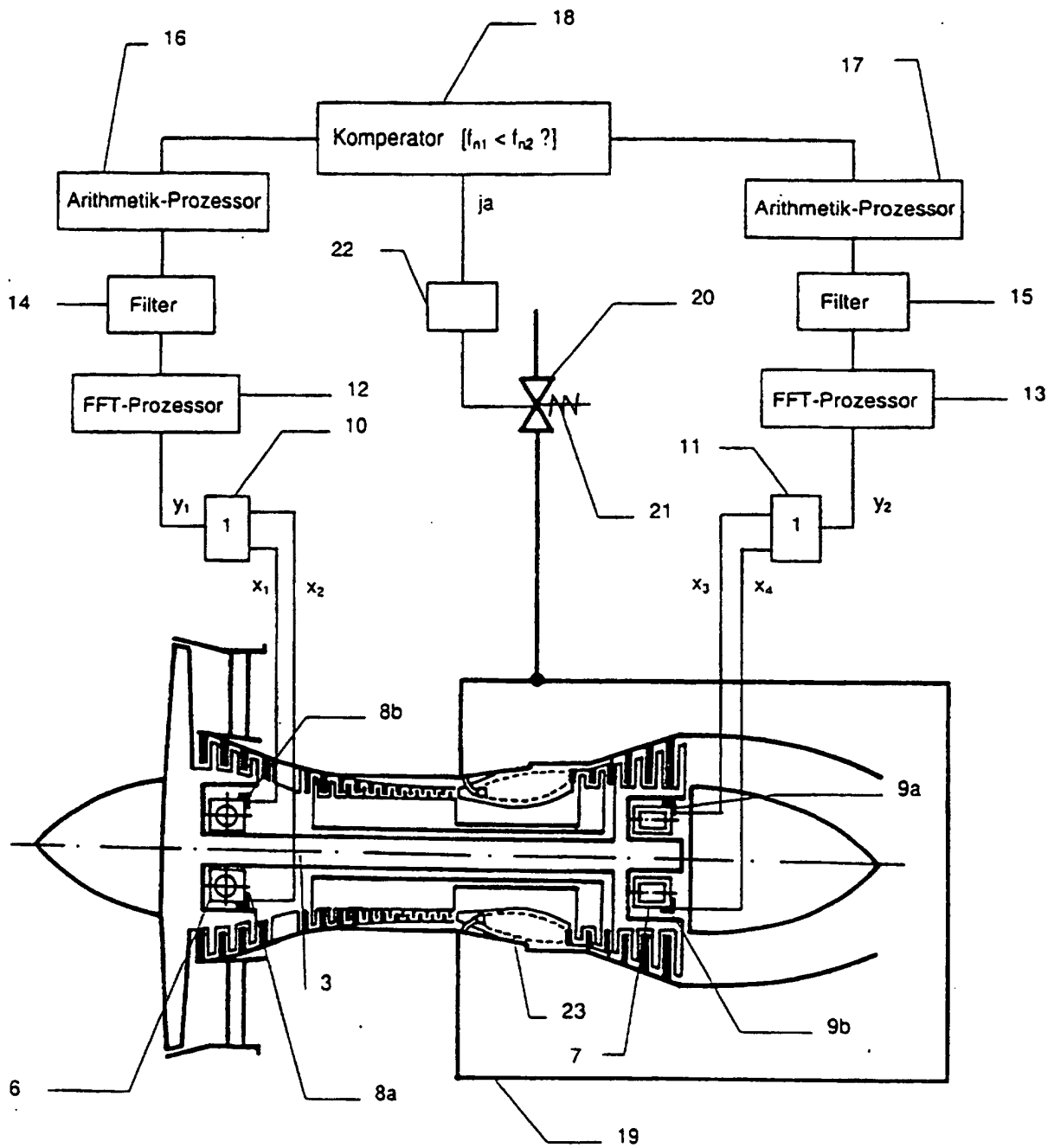


Fig. 1

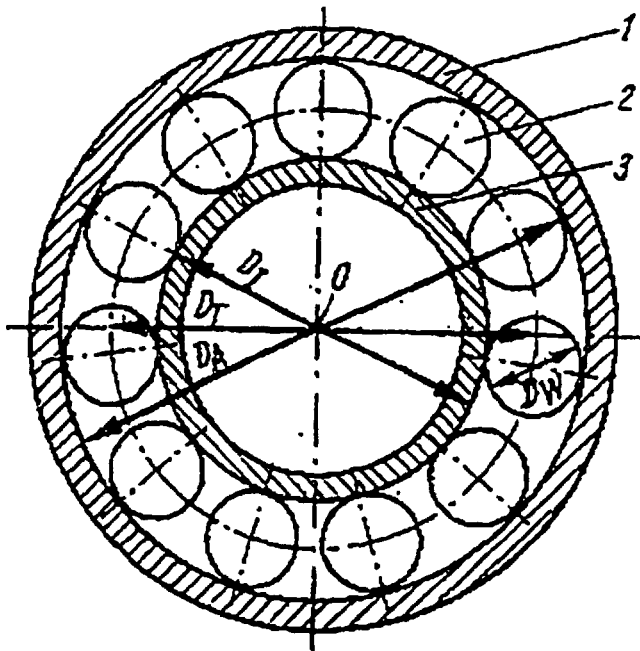


Fig. 2

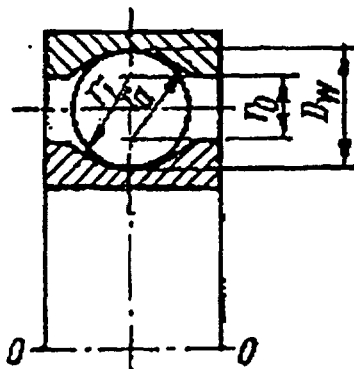
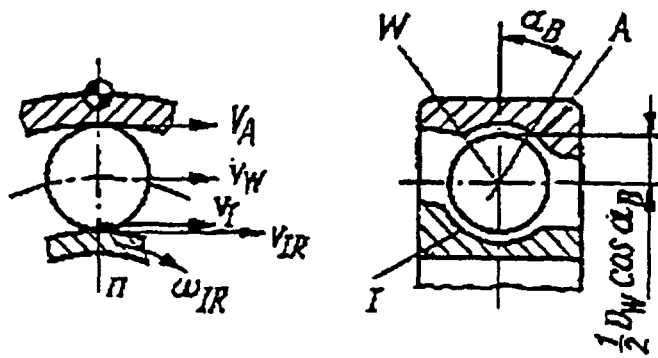


Fig. 3

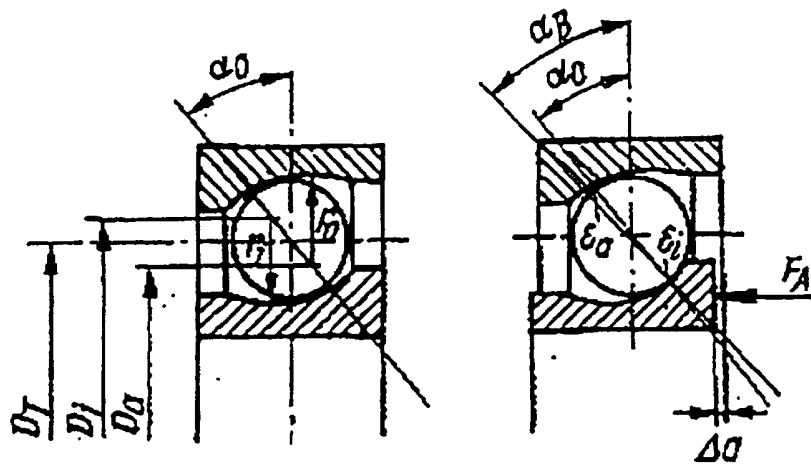
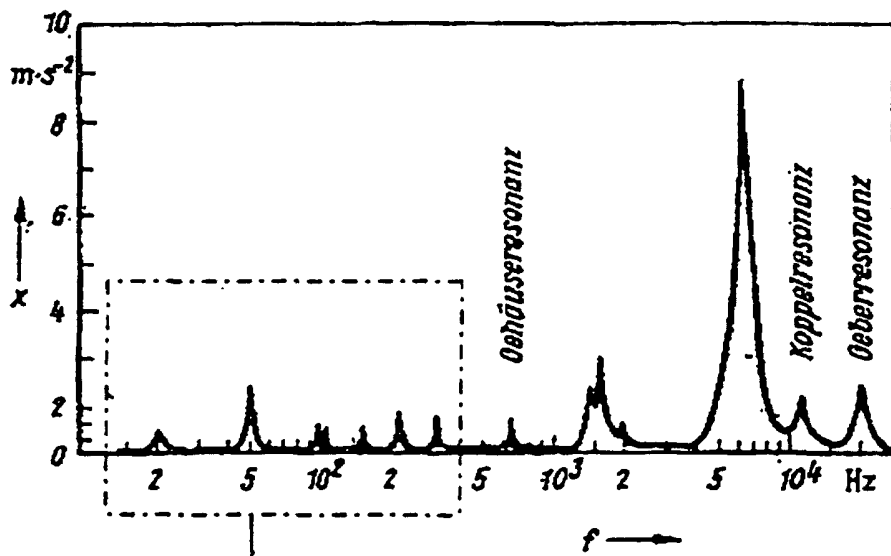


Fig. 4



Anregung

Kinematische
Frequenzen

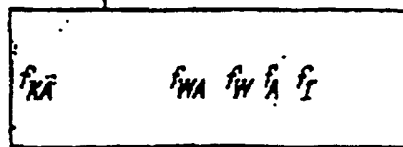


Fig. 5

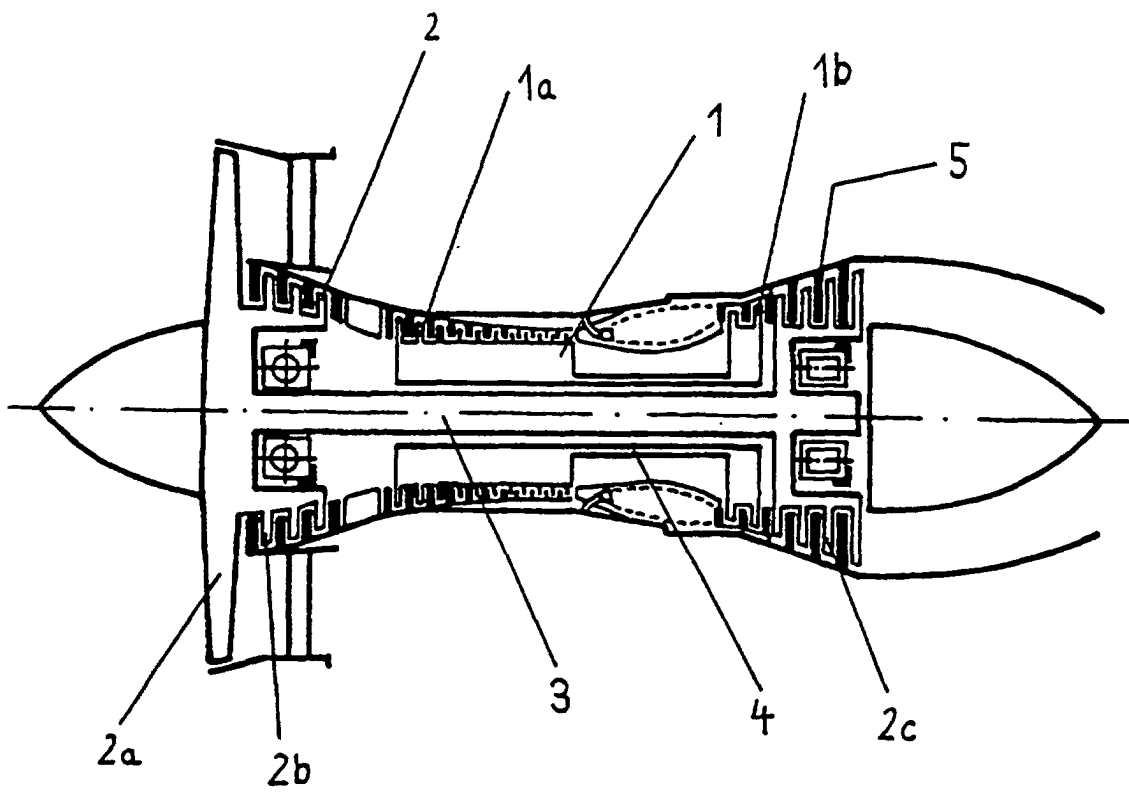


Fig. 6