

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

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum
Internationales Büro

(43) Internationales Veröffentlichungsdatum
26. Juni 2025 (26.06.2025)



(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2025/132003 A1

(51) Internationale Patentklassifikation:

F16C 17/14 (2006.01) *F16C 17/26* (2006.01)
F03B 3/14 (2006.01) *F16C 33/74* (2006.01)
F03B 11/06 (2006.01) *F16C 35/02* (2006.01)
F03B 13/10 (2006.01) *B63H 3/02* (2006.01)

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP2024/085984

(22) Internationales Anmeldedatum:
12. Dezember 2024 (12.12.2024)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:
10 2023 213 225.7
21. Dezember 2023 (21.12.2023) DE

(71) Anmelder: **AKTIEBOLAGET SKF** [SE/SE]; -, 41550
Göteborg (SE).

(72) Erfinder: **MEMMEL, Marcel Alfred**; Oerlenbacher Stra-
ße 59, 97714 Ebenhausen (DE). **HOFMANN, Matthias**;
Frankenstrasse 22, 97422 Schweinfurt (DE).

(74) Anwalt: **KUHSTREBE, Jochen**; Gunnar-Wester-Sr.12,
97421 Schweinfurt (DE).

(81) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für
jede verfügbare nationale Schutzrechtsart): AE, AG, AL,
AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW,
BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CV, CZ, DE, DJ,
DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH,
GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IQ, IR, IS, IT, JM, JO,
JP, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR,
LS, LU, LY, MA, MD, MG, MK, MN, MU, MW, MX, MY,
MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT,

(54) Title: ROTOR BLADE BEARING FOR UNDERWATER TURBINE

(54) Bezeichnung: ROTORBLATTLAGERUNG FÜR UNTERWASSERTURBINE

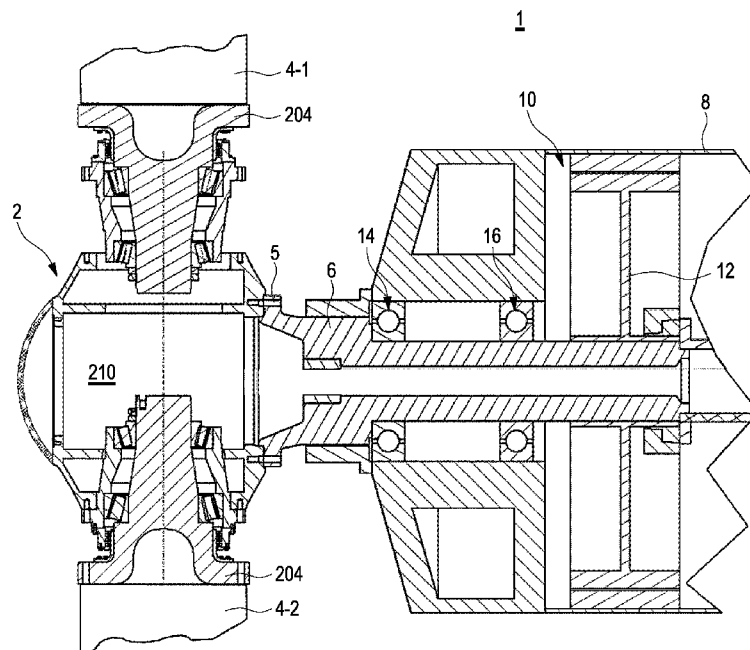


Fig. 1

(57) **Abstract:** The invention relates to a rotor blade bearing assembly (214) for an underwater turbine (1), wherein the rotor blade bearing assembly (214) is designed to rotationally support a rotor blade shaft (204) in a rotor hub housing (202), wherein the rotor blade shaft (204) has a sea-side end (207) which is designed to be connected to a rotor blade (4) for conjoint rotation, and a rotor-hub-side end (208) which is designed to be received by a rotor hub (2), and wherein the rotor blade bearing assembly (214) has the rotor blade shaft (204) and a first sea-side bearing unit (220) and a second rotor-hub-side bearing unit (230), wherein the first and the second bearing units (220; 230) are arranged at a distance W from one another, wherein the first and the second bearing units (220; 230) are designed as sliding bearings (225; 235) which each have an inner sliding surface (282; 292) and an outer sliding surface (281; 291), wherein

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, ST,
SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ,
VC, VN, WS, ZA, ZM, ZW.

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

Veröffentlicht:

- mit internationalem Recherchenbericht (Artikel 21 Absatz 3)
- vor Ablauf der für Änderungen der Ansprüche geltenden Frist; Veröffentlichung wird wiederholt, falls Änderungen eingehen (Regel 48 Absatz 2 Buchstabe h)

the inner sliding surface (292) of the first sliding surface (225) is formed on the sea-side end (207) of the rotor blade shaft (204) and the inner sliding surface (282) of the second sliding bearing (235) is formed on the rotor-hub-side end (208) of the rotor blade shaft (204), and wherein the outer sliding surfaces (281; 291) of the first and the second sliding bearings (225; 235) are formed by a rotor hub housing portion (252; 262), wherein the rotor hub housing portion (252; 262) is formed as a hollow tube and has a sea-side end (255), on which the sliding layer (291) for the first sliding bearing (225) is formed, and a rotor-hub-side end (254), on which the sliding layer (281) for the second sliding bearing (235) is formed.

(57) Zusammenfassung: Offenbart wird Rotorblattlageranordnung (214) für eine Unterwasserturbine (1), wobei die Rotorblattlageranordnung (214) dazu ausgelegt ist, eine Rotorblattwelle (204) drehbar in einem Rotornabengehäuse (202) zu lagern, wobei die Rotorblattwelle (204) ein seeseitiges Ende (207), das dazu ausgelegt ist drehfest mit einem Rotorblatt (4) verbunden zu werden, und ein rotornabenseitiges Ende (208), das dazu ausgelegt ist von einer Rotornabe (2) aufgenommen zu werden, aufweist, und wobei die Rotorblattlageranordnung (214) die Rotorblattwelle (204) und eine erste seeseitige Lagereinheit (220) und eine zweite rotornabenseitige Lagereinheit (230) aufweist, wobei die erste und die zweite Lagereinheit (220; 230) voneinander in einem Abstand W angeordnet sind, wobei die erste und die zweite Lagereinheit (220; 230) als Gleitlager (225; 235) ausgebildet sind, die jeweils eine innere Gleitfläche (282; 292) und eine äußere Gleitfläche (281; 291) aufweisen, wobei die innere Gleitfläche (292) des ersten Gleitlagers (225) an dem seeseitigen Ende (207) der Rotorblattwelle (204) ausgebildet ist und die innere Gleitfläche (282) des zweiten Gleitlagers (235) an dem rotornabenseitigen Ende (208) der Rotorblattwelle (204) ausgebildet ist, und wobei die äußeren Gleitflächen (281; 291) des ersten und des zweiten Gleitlagers (225; 235) von einem Rotornabengehäuseabschnitt (252; 262) ausgebildet sind, wobei der Rotornabengehäuseabschnitt (252; 262) hohlrohrförmig ausgeformt ist und ein seeseitiges Ende (255), an dem die Gleitschicht (291) für das erste Gleitlager (225) ausgebildet ist, und ein rotornabenseitiges Ende (254), an dem die Gleitschicht (281) für das zweite Gleitlager (235) ausgebildet ist, aufweist.

B e s c h r e i b u n g

Rotorblattlagerung für Unterwasserturbine

Technisches Gebiet

Vorliegende Erfindung betrifft eine Rotorblattlageranordnung für eine Unterwasserturbine gemäß dem Oberbegriff von Patentanspruch 1, sowie eine Rotornabenanordnung mit einer solchen Rotorblattlageranordnung.

Technischer Hintergrund

Rotorblätter von Unterwasserturbinen sind üblicherweise an einer Rotornabe befestigt und können bezüglich der Rotornabe drehbar gelagert sein. Durch Verdrehen, beziehungsweise Verschwenken der Rotorblätter kann die Antriebsleistung variiert werden. Darüber hinaus dient die Rotorblattverstellung dazu, die Rotorblätter derart zu drehen, dass kein Drehmoment von den Rotorblättern in die Rotornabe eingeleitet wird, und damit die Turbine insgesamt zum Stillstand kommen kann. In einigen Ausführungen wird die Blattverstellung genutzt, um sich an wechselnde Wasserströmungsrichtungen anpassen zu können, ohne dass die gesamte Unterwasserturbine gedreht werden muss.

Die von den Rotorblättern induzierten Lasten, insbesondere das hohe Biegemoment, führen jedoch zu einer hohen Belastung der Rotorblattlager, und damit zu einem hohen Risiko von Schäden an den Rotorblattlagern, was wiederum zu langen Ausfallzeiten der Turbine führt. Darüber hinaus wirken aufgrund des Wasserdrucks gewaltige Kräfte auf die Blattlager ein.

Es ist deshalb Aufgabe vorliegender Erfindung, eine Rotorblattlageranordnung bereitzustellen, die hohen Belastungen während der Betriebsdauer standhalten kann.

Zusammenfassung der Erfindung

Diese Aufgabe wird durch eine Rotorblattlageranordnung gemäß Patentanspruch 1, sowie eine Rotornabe gemäß Patentanspruch 11 gelöst.

Im Folgenden wird eine Rotorblattlageranordnung für eine Unterwasserturbine vorgestellt, wobei die Rotorblattlageranordnung dazu ausgelegt ist, eine Rotorblattwelle drehbar in einem Rotornabengehäuse zu lagern. Die Rotorblattwelle weist ein seeseitiges Ende, das dazu ausgelegt ist, drehfest mit einem Rotorblatt verbunden zu werden, und ein rotornabenseitiges Ende, das dazu ausgelegt ist, von einer Rotornabe aufgenommen zu werden, auf. Die Rotorblattlageranordnung umfasst die Rotorblattwelle, eine erste seeseitige Lagereinheit und eine zweite rotornabenseitige Lagereinheit, wobei die erste und die zweite Lagereinheit voneinander in einem Abstand W angeordnet sind.

Um eine Rotorblattlageranordnung bereitzustellen, die den hohen Belastungen und den großen Temperaturunterscheiden standhält, wird vorgeschlagen, dass die erste und die zweite Lagereinheit als Gleitlager ausgebildet sind, die jeweils eine innere Gleitfläche und eine äußere Gleitfläche aufweisen, wobei die innere Gleitfläche des ersten Gleitlagers an dem seeseitigen Ende der Rotorblattwelle ausgebildet ist und die innere Gleitfläche des zweiten Gleitlagers an dem rotornabenseitigen Ende der Rotorblattwelle ausgebildet ist, und wobei die äußeren Gleitflächen des ersten und des zweiten Gleitlagers von einem Rotornabengehäuseabschnitt ausgebildet sind, wobei der Rotornabengehäuseabschnitt hohlrohrförmig ausgeformt ist und ein seeseitiges Ende, an dem die Gleitschicht für das erste Gleitlager ausgebildet ist, und ein rotornabenseitiges Ende, an dem die Gleitschicht für das zweite Gleitlager ausgebildet ist, aufweist.

Die Rotornabe selbst weist vorzugsweise ein Rotornabengehäuse auf, das einen Innenraum definiert. Um die Gehäusewand möglichst dünn auszugestalten, aber dennoch eine hohe Steifigkeit zu erreichen, so dass die Unterwasserturbine auch hohen Wasserdrücken und Rotorblattlasten standhalten kann, kann das Rotornabengehäuse weiterhin mit Versteifungsrippen verstärkt werden, die in dem Innenraum angeordnet sind und die strukturelle Stabilität des Rotornabengehäuses verstärken. Darüber hinaus kann, wie ein weiteres vorteilhaftes Ausführungsbeispiel zeigt, in dem Rotornabengehäuse eine Montageöffnung vorgesehen sein, die eine Zugänglichkeit zu dem Innenraum der Rotornabe gewährleistet.

Gemäß einem bevorzugten Ausführungsbeispiel weist das Rotornabengehäuse einen holrohrförmigen Rotornabengehäuseabschnitt auf, der integral mit dem Rotornabengehäuse ausgebildet ist und der dazu ausgelegt ist, mit den äußeren Gleitflächen ausgestattet zu werden.

Alternativ wird deshalb ein Ausführungsbeispiel vorgeschlagen, bei dem der Rotornabengehäuseabschnitt als ein von dem Rotornabengehäuse separater Gehäuseabschnitt ausgebildet ist, der zusammen mit der Rotorblattlageranordnung und der Rotorblattwelle in ein Rotornabengehäuse einbaubar ist. Der Rotornabengehäuseabschnitt wird dann beispielsweise mittels Befestigungsmitteln, insbesondere Schrauben an dem Rotornabengehäuse befestigt. Alternativ kann der Rotornabengehäuseabschnitt auch in eine entsprechend ausgestaltete Aufnahme am Rotornabengehäuse eingepresst werden.

Dadurch ist die Rotorblattlageranordnung als Modul ausgeführt, das einfach in die Rotornabe eingesetzt wird. Das Modul weist vorzugsweise fertig eingestellte und/oder fertig vorgespannte Lagereinheiten auf und kann ohne weitere Einstellungen in die Rotornabe eingesetzt werden. Das Rotornabenlagermodul kann weiterhin, wie weitere bevorzugte Ausführungsbeispiele zeigen, auch eine Seewasserdichtung und/oder ggf. weitere Rotorblattwellenverstellkomponenten (z.B. Zahnräder) etc. aufweisen, die außerhalb der Rotornabe an der Rotorblattlageranordnung vormontiert werden und in einem weiteren Montageschritt als eine Einheit in die Rotornabe montiert werden. Der Vorteil der modularen Bauweise besteht in der vereinfachten Montage der Lagereinheiten, da diese außerhalb des Rotornabengehäuses mit guter Zugänglichkeit erfolgen kann, und, wie oben erwähnt, fertig eingestellt und vorgespannt in die Rotornabe eingesetzt werden können. Auch können die einzelnen Module für Servicearbeiten und im Schadenfall sehr schnell ausgetauscht werden.

Um eine ideale Kippsteifigkeit und damit eine hohe Belastbarkeit zu erzielen und gleichzeitig die Auswirkungen der thermischen Unterschiede in der Rotorblattlageranordnung zu kompensieren, wird vorgeschlagen, die erste Lagereinheit und die zweite Lagereinheit in einem Lagerabstand W derart zueinander beabstandet anzuordnen, dass für den Lagerabstand W gilt: $0,8 \cdot D1 \leq W \leq 2 \cdot D1$, vorzugsweise $1 \cdot D1 \leq W \leq 1,5 \cdot D1$, wobei $D1$ einen Durchmesser der Rotorblattwelle an dem Ort der ersten seeseitigen Lagereinheit angibt.

Gemäß einem weiteren bevorzugten Ausführungsbeispiel weist die erste Lagereinheit einen größeren Lagerdurchmesser auf als die zweite Lagereinheit. Durch die kleinere Ausführung der zweiten Lagereinheit kann diese kostengünstiger hergestellt werden und die Montage der ersten Lagereinheit auf die Welle wird vereinfacht.

Gemäß einem weiteren bevorzugten Ausführungsbeispiel weist zumindest eine der Gleitflächen eine Gleitbeschichtung auf. Da üblicherweise sowohl die Rotorblattwelle als auch der Rotornabengehäuseabschnitt aus Stahl gefertigt ist, würde bei den als Gleitlager ausgebildeten Lagereinheiten eine Stahl-Stahl-Gleitpaarung vorliegen, die relativ schlechte Gleiteigenschaften hat. Ist dagegen eine der Gleitflächen mit einer Gleitbeschichtung beschichtet, kann dies die Gleitfähigkeit deutlich verbessern. Besonders bevorzugt ist dabei eine Gleitbeschichtung mit einem Kunststoff oder einem Faserverbundmaterial, wobei das Faserverbundmaterial insbesondere Gleitfasern aufweist. Der Kunststoff oder das Faserverbundmaterial kann insbesondere PTFE als Gleitmaterial umfassen.

Gemäß einem weiteren bevorzugten Ausführungsbeispiel weist mindestens ein Gleitlager radiale Gleitflächen auf, die keglig ausgebildet sind. Dadurch kann auch bei Gleitlagern eine Lageranordnung bereitgestellt werden, die eine O-Anordnung zeigt. Dadurch kann eine hohe Biegesteifigkeit erreicht werden und eine verbesserte Krafteinleitung von der Rotorwelle über die Lagereinheit in die Rotornabe und/oder eine an der Rotornabe ausgebildeten Versteifungsrippe. Die Idee des stetigen Kraftflussverlaufs ist ebenso an der Kontur von möglichen inneren Versteifungsrippen ausgeführt, die an dem Rotornabengehäuse ausgebildet sind. Auch hier kann dann eine Kraftflussübertragung von der Rotorblattwelle auf das innere Lager und dann über die speziell geformten Versteifungsrippen auf die äußere Kontur der Nabe erfolgen. Die theoretischen Kraftlinien vereinen sich am Flanschanschluss zwischen Rotornabe und Rotorhauptwelle und werden hier in die Umgebungsstruktur (Rotorhauptwelle) eingebracht.

Alternativ weist mindestens ein Gleitlager radiale Gleitflächen auf, die zylindrisch ausgebildet sind. Diese Art von Gleitlagern lässt sich besonders einfach und gut herstellen, da an Rotorblattwelle bzw. an dem Rotornabengehäuseabschnitt lediglich zylindrische Gleitflächen mit einem einzigen Durchmesser ausgebildet werden müssen und nicht darauf geachtet werden muss, dass die Neigungswinkel der Gleitflächen exakt aufeinander abgestimmt sind.

Gemäß einem weiteren bevorzugten Ausführungsbeispiel weist die Rotorblattwelle an ihrem seeseitigen Ende eine Anschlagstufe mit einer ersten seeseitigen ringförmigen axialen Gleitfläche auf, die mit einer an dem Rotornabengehäuseabschnitt ausgebildeten ersten komplementären ringförmigen axialen Gleitfläche zusammenwirkt.

Alternative oder zusätzlich kann die Rotorblattwelle auch an ihrem rotornabenseitigen Ende eine Anschlagstufe aufweisen, die dazu ausgelegt ist, mit einem ein- oder mehrteiligen Befestigungsring, insbesondere einer Wellenmutter mit Anlaufscheibe, zusammenzuwirken, um die Rotorblattwelle in dem Rotornabengehäuseabschnitt mit einer definierten Einbaulage zu befestigen, wobei der Befestigungsring eine zweite rotornabenseitige ringförmige axiale Gleitfläche aufweist, die mit einer an dem Rotornabengehäuseabschnitt ausgebildeten zweiten komplementären ringförmigen axialen Gleitfläche zusammenwirkt.

Beide Anschlagflächen dienen dazu, die Rotorblattwelle in einer bestimmten Position hinsichtlich dem Rotornabengehäuseabschnitt und damit in einer bestimmten Lage in der Rotornabe zu sichern. Dadurch kann eine exakte Ausrichtung der Komponenten erfolgen, was für die Anbindung an einen Antriebsmechanismus erforderlich ist.

Weiterhin ist vorteilhaft, wenn die inneren Gleitflächen des ersten und des zweiten Gleitlagers von jeweils einer ersten und einer zweiten Gleitbuchse ausgebildet sind, wobei die erste Gleitbuchse an dem seeseitigen Ende der Rotorblattwelle, und die zweite Gleitbuchse an dem rotornabenseitigen Ende der Rotorblattwelle angebracht sind. Dadurch kann auf eine Beschichtung der Rotorblattwelle bzw. des Rotornabengehäuseabschnitts verzichtet werden. Die Gleitbeschichtung ist teilweise weniger robust als eine Gleitbuchse und es ist deutlich aufwendiger eine derartige Beschichtung bereitzustellen. Die Gleitbuchse selbst ist üblicherweise aus einem Faserverbundmaterial gefertigt und weist Fasern, insbesondere Gleitfasern, auf, die in eine Kunststoffmatrix eingebettet sind. Zusätzlich kann der Faserverbundstoff auch Festschmierstoffpartikel aufweisen, die die Gleiteigenschaften unterstützen. Alternativ oder zusätzlich kann die Gleitbuchse auch aus einem Kunststoff gefertigt sein, der Festschmierstoff umfasst.

Gemäß einem vorteilhaften Ausführungsbeispiel wird die Gleitbuchse auf die Rotorblattwelle aufgepresst, wobei die Rotorwelle und die Gleitbuchse derart ausgeführt sind, dass zwischen dem Außendurchmesser der Rotorblattwelle und dem Innendurchmesser der Gleitbuchse eine

Überdeckung bereitgestellt ist. Dadurch kann ein sicherer Sitz der Gleitbuchse auf der Rotorblattwelle sichergestellt werden. Die inneren ersten und zweiten Gleitflächen werden hierbei von den Außenmantelflächen der Gleitbuchsen dargestellt. Die beiden äußeren Gleitflächen, welche mit den inneren Gleitflächen in Gleitkontakt gebracht werden können, werden vom Rotornabengehäuseabschnitt ausgebildet. Alternativ ist es auch möglich, die erste und zweite Gleitbuchse in den Rotornabengehäuseabschnitt einzupressen, sodass die äußeren ersten und zweiten Gleitflächen von einer Innenmantelfläche der Gleitbuchsen gebildet werden und die inneren ersten und zweiten Gleitflächen vom Außendurchmesser der Rotorblattwelle gebildet werden. Auch ist es denkbar, dass eine von den beiden Gleitbuchsen auf die Rotorblattwelle aufgepresst ist und die andere Gleitbuchse in den Rotornabengehäuseabschnitt eingepresst ist.

Auch die axialen Gleitflächen können, wie oben beschrieben mit einer Gleitbeschichtung beschichtet sein. Es ist jedoch bevorzugt, auch bei den axialen Gleitflächen, statt der Beschichtung eine Gleitscheibe vorzusehen, die die axiale Gleitfläche bereitstellt. Besonders bevorzugt ist ein Ausführungsbeispiel, bei dem die radiale und axiale Gleitfläche über eine Gleitbuchse bereitgestellt wird, wobei an der Gleitbuchse dann ein Flansch ausgebildet ist, der die axiale Gleitfläche bereitstellt. Derartige Gleitbuchsen können einfach an der Rotorwelle angebaut werden.

Gemäß einem weiteren bevorzugten Ausführungsbeispiel weist die Rotorblattlageranordnung weiterhin mindestens eine Seewasserdichtungsanordnung mit mindestens einer Dichtlippe auf, wobei die Seewasserdichtungsanordnung dazu ausgelegt ist, eine Abdichtung zwischen Rotornabengehäuseabschnitt und Rotorblattwelle bereitzustellen, wobei vorzugsweise die Seewasserdichtungsanordnung an dem Rotornabengehäuseabschnitt befestigbar ausgebildet ist und die mindestens eine Dichtlippe an der Rotorblattwelle anläuft. Bevorzugt ist die Seewasserdichtungsanordnung eine redundante Lippendichtung für lange Wartungsintervalle und kann eine Nachschmierfunktion und ein Zustandsüberwachungssystem enthalten.

Durch eine derartige Befestigung kann die Seewasserdichtung auch im zusammengebauten Zustand der Unterwasserturbine leicht ausgetauscht werden. Darüber hinaus erlaubt die Ausgestaltung der Rotorblattlageranordnung gemäß der oben genannten Relation zwischen Lagerabstand und Rotorblattwellendurchmesser, dass die Rotorblattwelle insgesamt einen kleineren Durchmesser aufweisen kann, was wiederum auch zu einem kleineren Durchmesser der

dynamischen Seewasserdichtung führt. Dies wiederum ermöglicht, dass die Relativbewegung der Dichtung reduziert wird, was wiederum den Verschleiß der Seewasserdichtung reduziert.

Wie oben bereits erwähnt ist die Rotorblattlageranordnung vorzugsweise als Modul ausgebildet ist, und kann vorteilhafterweise neben der Rotorblattwelle und den Lagereinheiten auch den Rotornabengehäuseabschnitt und die Seewasserdichtung umfassen. Dadurch kann das gesamte Modul leicht ausgetauscht werden.

Gemäß einem weiteren bevorzugten Ausführungsbeispiel kann die Rotorblattwelle unabhängig davon, ob sie als Modul vorliegt oder nicht, an ihrem ersten rotornabenseitigen Ende mindestens eine Antriebskomponente aufweist, die dazu ausgelegt ist, mit einem zentralen Antrieb zum Verdrehen der Rotorblattwelle zusammen zu wirken. Da die Rotorwelle durch die oben diskutierte Lageranordnung relativ weit in den Innenraum der Rotornabe hineinreicht, ist die Rotorwelle besonders gut für zentrale Verstellantriebe geeignet. Dabei werden alle Rotorblätter über einen Mechanismus verbunden und über einen Aktuator (z.B. Elektromotor, Hydraulikzylinder) zentral angesteuert. Mit anderen Worten werden die Rotorblätter nicht einzeln sondern gemeinsam verstellt.

Gemäß einem weiteren bevorzugten Ausführungsbeispiel sind die Antriebskomponenten Kegelzahnräder, wobei der Verstellantrieb vorzugsweise durch einen elektrischen Getriebemotor oder einen Hydraulikmotor angetrieben wird und die Drehmomentverteilung über ein zentrales Kegelradgetriebe erfolgt. Alternativ kann die Antriebskomponente auch eine Schubstange sein, die über einen Pleuelstangen-/Kurbelscheibenmechanismus mit den Rotorblattwellen verbunden ist. Die Schubstange selbst ist mit Hilfe eines Linearantriebs axial beweglich und sorgt für eine Verstellung der Rotorblattwellen.

Gemäß einem weiteren bevorzugten Ausführungsbeispiel ist das erste und/oder zweite Gleitlager fluidgeschmiert, wobei vorzugsweise das Fluid ein korrosionsverhinderndes Fluid, insbesondere deionisiertes und/oder entmineralisiertes Wasser ist. Eine Fluidschmierung der Gleitlager ermöglicht eine weitere Reduktion der Reibung an den Gleitflächen und kann gleichzeitig für eine Kühlung sorgen. Dabei kann auch eine besondere Form der Fluidschmierung vorgesehen sein, nämlich die Schmierung mit Wasser. So kann beispielsweise auch Seewasser verwendet werden. Wird Seewasser verwendet, so kann auch auf eine aufwendige Seewasserdichtung verzichtet werden, da es ja gerade gewünscht ist, dass Seewasser in den

Raum zwischen Rotorblattwelle und Rotornabengehäuseabschnitt eindringt, um die dort angeordneten Gleitlager zu schmieren.

Da jedoch Seewasser relativ korrosiv ist, ist es bevorzugt, die Fluidschmierung mit einem korrosionsverhindernden Fluid durchzuführen. Aus Umweltgründen ist dabei deionisiertes und/oder entmineralisiertes Wasser besonders geeignet.

Um jedoch möglichst wenig Fluidaustausch in das umgebende Seewasser zuzulassen und auch um den Auftrieb der Unterwasserturbine zu verringern, ist weiterhin bevorzugt das Rotornabengehäuse insgesamt mit dem Schmierfluid zu fluten. Dabei sollte das Schmierfluid eine ähnliche Dichte wie Wasser aufweisen.

Ein weiterer Aspekt vorliegender Anmeldung richtet sich deshalb auf eine Rotornabenanordnung für eine Unterwasserturbine mit einem Rotornabengehäuse, das dazu ausgelegt ist, mit einer Rotorhauptwelle zum Antrieb eines Generators drehfest verbunden zu werden, und dazu ausgelegt ist, die mindestens eine Rotorblattwelle aufzunehmen und drehbar zu lagern, wobei für die Lagerung der Rotorblattwelle eine Rotorblattlageranordnung, wie oben beschrieben verwendet wird. Die Rotornabenanordnung wiederum wird üblicherweise drehfest mit einer Rotorhauptwelle verbunden, die wiederum einen Generator zu Stromerzeugung antreibt. Dabei ist insbesondere bevorzugt, wenn der Innenraum des Rotornabengehäuses mit einem Fluid geflutet ist, das gleichzeitig als Schmiermittel für die Gleitlager dient.

Dabei ist insbesondere bevorzugt, wenn das Fluid eine Dichte aufweist, die eine ähnliche Dichte hat wie Wasser, oder wobei das Fluid Wasser, insbesondere Seewasser, vorzugsweise aber deionisiertes und entmineralisiertes Wasser ist.

Bei einer solchen Ausgestaltung könnte zwar auf die Seewasserdichtungen komplett verzichtet werden, es ist jedoch vorteilhaft, wenn zwischen Rotorblattwelle und Rotornabengehäuse eine relative einfache Dichtungsanordnung angeordnet ist. Eine derartige Dichtungsanordnung kann eine Dichtungsanordnung sein, die lediglich eine Schmutzrückhaltefunktion erfüllt, um die Gleitlager und Antriebskomponenten vor Schmutzpartikeln zu schützen. Alternativ oder zusätzlich kann die Dichtungsanordnung auch eine Dichtungsanordnung mit Druckausgleichsfunktion sein, die dafür sorgt, dass bei Unter- oder Überdruck im Rotornabengehäuse

ein Druckausgleich mit der Umgebung erfolgen kann. Hierdurch wird ein Verschleiß an der Dichtung minimiert, da diese nicht gegen einen Druck arbeiten müssen.

Gemäß einem weiteren bevorzugten Ausführungsbeispiel weist die Rotornabenanordnung mindestens zwei einander gegenüberliegend angeordnete Rotorblätter auf, die an Rotorblattwellen befestigt sind, die wiederum jeweils mittels der Rotorblattlageranordnung gelagert und befestigbar sind. Wie oben erwähnt weisen die Rotorblattwellen jeweils ein erstes seeseitiges Ende, das drehfest an dem Rotorblatt befestigbar ist, und ein zweites rotornabenseitiges Ende, das in einen Innenraum der Rotornabe ragt, auf. Weiterhin sind die einander gegenüberliegenden Rotorblattwellen mit Hilfe der Rotorblattlageranordnung derart in der Rotornabe angeordnet, dass ein Durchmesser X eines von den rotornabenseitigen Enden der Rotorblattwellen beschriebenen Kreises und ein Durchmesser Y eines von den seeseitigen Enden der Rotorblattwellen beschriebenen Kreises folgender Relation genügt:

$$X:Y \approx 6:1.$$

In einem bevorzugten Ausführungsbeispiel, bei dem zwei einander gegenüberliegende Rotorwellen verwendet werden, bedeutet dies, dass ein Abstand X zwischen den rotornabenseitigen Enden der zwei einander gegenüberliegenden Rotorblattwellen und der Abstand Y zwischen den seeseitigen Enden der zwei einander gegenüberliegenden Rotorblattwellen der genannten Relation genügt.

Dadurch reichen die Rotorblattwellen, wie oben erwähnt, weit in den Innenraum der Rotornabe und ermöglichen ein vollständig integriertes, zentralisiertes Rotorblattverstellungssystem, was eine kompakte Bauweise mit Kosteneffizienz verbindet.

Gemäß einem weiteren bevorzugten Ausführungsbeispiel ist an der Rotornabe weiterhin ein sogenannter Spinner angeordnet, der dazu ausgelegt ist, die Strömungsdynamik der Turbine verbessern. Ein Spinner ist eine stromlinienförmige Verkleidung, die in der Mitte der Rotornabe angebracht ist. Spinner machen die Turbine insgesamt stromlinienförmiger, wodurch der Strömungswiderstand verringert wird, und glätten den Strömungsverlauf. Der Spinner kann weiterhin dazu ausgelegt sein, Antriebskomponenten des Rotorblattverstellungssystems, beispielsweise den Getriebemotor für den Kegelradantrieb bzw. den Linearantrieb für die aufzunehmen.

Gemäß einem weiteren bevorzugten Ausführungsbeispiel ist die Rotornabenanordnung und/oder die Unterwasserturbine insgesamt zudem vor Korrosion geschützt, indem eine Korrosionsschützende Beschichtung und/oder mindestens eine Opferanode vorgesehen ist.

Weitere Vorteile und vorteilhafte Ausführungsformen sind in der Beschreibung, den Zeichnungen und den Ansprüchen angegeben. Dabei sind insbesondere die in der Beschreibung und in den Zeichnungen angegebenen Kombinationen der Merkmale rein exemplarisch, so dass die Merkmale auch einzeln oder anders kombiniert vorliegen können.

Kurze Figurenbeschreibung

Im Folgenden soll die Erfindung anhand von in den Zeichnungen dargestellten Ausführungsbeispielen näher beschrieben werden. Dabei sind die Ausführungsbeispiele und die in den Ausführungsbeispielen gezeigten Kombinationen rein exemplarisch und sollen nicht den Schutzbereich der Erfindung festlegen. Dieser wird allein durch die anhängigen Ansprüche definiert.

Es zeigen:

Fig. 1 bis Fig. 23: schematische Schnittansichten verschiedener unterschiedlicher bevorzugter Ausführungsbeispiele für eine Unterwasserturbine.

Detaillierte Beschreibung der Erfindung

Im Folgenden werden gleiche oder funktionell gleichwirkende Elemente mit denselben Bezugszeichen gekennzeichnet.

Die Figur 1 zeigt eine schematische Schnittansicht einer Unterwasserturbine 1. Die Unterwasserturbine 1 umfasst als Hauptbestandteile eine Rotornabe 2, die dazu ausgelegt ist, Rotorblätter 4 zu lagern und zu tragen, sowie eine mit der Rotornabe 2 fest verbundene Rotorhauptwelle 6, die sich in eine Gondel 8 erstreckt, in der ein Generator 10 zur Stromerzeugung aufgenommen ist. Die Rotorhauptwelle 6 kann beispielsweise mittels Befestigungsmittel, insbesondere Schrauben 5, an der Rotornabe 2 befestigt sein. Die Rotorblätter 4 werden von einer Wasserströmung angeströmt und bedingen dadurch eine Drehung der Rotornabe 2. Durch die drehfeste Verbindung der Rotornabe 2 mit der Rotorhauptwelle 6 wird wiederum ein drehfest mit der Rotorhauptwelle 6 verbundener Rotor 12 des Generators 10 angetrieben. Der

Rotor12 kann direkt an der Rotorhauptwelle 6 befestigt sein, es ist jedoch auch möglich, dass zwischen Rotorhauptwelle 6 und Generator 10 ein Getriebe (nicht dargestellt) angeordnet ist, das die langsame Rotation der Rotorhauptwelle 6 in eine schnelle Rotation für die Stromerzeugung umsetzt. Die Rotorhauptwelle 4 wiederum ist drehbar mittels Lagereinheiten 14, 16 in der Gondel 8 gelagert. Die Lagereinheiten 14, 16 sind insbesondere derart ausgebildet, dass sie axiale und radiale Lasten aufnehmen können. So kann die Rotorhauptwelle 6 beispielsweise über Axial- und Radiallagereinheiten gelagert sein.

Die Rotorblätter 4 werden vorzugsweise ebenfalls drehbar gelagert, damit sie an die jeweilige Strömungsrichtung angepasst werden können, ohne dass die gesamte Gondel 8 gedreht werden muss. Darüber hinaus ermöglicht die Verstellung der Rotorblätter 4 auch, dass die Rotorblätter 4 in die sogenannte Fahnenstellung gedreht werden, bei der die Strömung nicht zu einer Rotation der Rotornabe 2 führt. Dadurch kann die Unterwasserturbine 1 insgesamt stillgelegt werden.

Die Rotorblätter 4 selbst sind üblicherweise zueinander symmetrisch angeordnet und sind im Fall von zwei Rotorblättern 4-1, 4-2 bspw. einander direkt gegenüberliegend angeordnet. Bei mehr als zwei Rotorblättern, wie bspw. drei oder vier Rotorblättern 4 können diese in einem 120° Abstand bzw. in einem 90° Abstand zueinander angeordnet sein.

In den in den Figuren 1 bis 23 dargestellten Ausführungsbeispielen ist jeweils ein zweiblättriger Rotor dargestellt, der zwei einander gegenüberliegende Rotorblätter 4-1; 4-2 aufweist.

Weiterhin zeigen die Figuren 2 bis 23 verschiedene Details und Ausführungsbeispiele der Unterwasserturbine 1. Insbesondere zeigen die Figuren 2 bis 5 verschiedene Grundausgestaltungen einer Rotornabenanordnung 200. Die Rotornabenanordnung 200 umfasst üblicherweise ein Rotornabengehäuse 202 in das eine Rotorblattwelle 204 eingesetzt wird.

Die Rotorblattwelle 204 wiederum ist dazu ausgelegt, mit den eigentlichen Rotorblättern 4 verbunden zu werden (siehe Fig. 1) und kann einteilig oder mehrteilig ausgestaltet sein. Ebenfalls ist möglich, dass die Rotorblattwelle als Wellenstummel ausgebildet ist. Die Zweigeteiltigkeit in Rotorblatt 4 und Rotorblattwelle 204 ermöglicht, dass die Rotornabenanordnung 200 vormontiert transportiert werden kann und die Rotorblätter erst am Einsatzort mit der Rotornabenanordnung 200 und genauer mit der Rotorblattwelle 204 verbunden werden. Dabei ist

bei manchen Ausgestaltungen sogar eine Montage der Rotorblätter an der Rotorblattwelle unter Wasser möglich. Dazu ist insbesondere vorteilhaft, wenn ein Rotornabeninnenraum 210 gegenüber dem Wasser, in das die Unterwasserturbine eingebracht wird, abgedichtet ist.

Bei dem in den Fig. 2 bis 5 dargestellten zweiblättrigen Rotor weisen die Rotorblattwellen 204-1, 204-2 jeweils ein seeseitiges Ende 207 und ein rotornabenseitiges Ende 208 auf. Das seeseitige Ende 206 ist dazu ausgelegt, mit den eigentlichen Rotorblättern 4 verbunden zu werden, während das rotornabenseitige Ende 208 in einen Innenraum 210 der Rotornabenanordnung 200 hineinragt und dazu ausgelegt ist, mit einer vorzugsweise zentralen Rotorblattverdrehvorrichtung 300 verbunden zu werden. Um eine Verdrehung der Rotorblätter bzw. der Rotorblattnaben 204 zu ermöglichen, sind die Rotorblattwellen 204 mithilfe einer Rotorblattlageranordnung 214 drehbar bezüglich des Gehäuses 202 der Rotornabe 2 gelagert.

Die Rotorblattwellen 204 selbst definieren zwischen ihrem seewasserseitigen Ende 207 und ihrem rotornabenseitigen Ende 208 eine Länge L der Rotorblattwelle 204. Die beiden rotornabenseitigen Enden 208-1 und 208-2 und die beiden seewasserseitigen Enden 207-1, 207-2 sind wiederum mit einem Abstand X bzw. Y beabstandet. Sind mehr als zwei Rotorblätter vorhanden, liegen die rotornabenseitigen Enden 207 und die seewasserseitigen Enden 208 jeweils auf einem Kreis mit einem Durchmesser X bzw. Y.

Die Rotorblattlageranordnung 214 umfasst weiterhin eine erste seeseitige Lagereinheit 220 und eine zweite rotornabenseitigen Lagereinheit 230. Die Lagereinheiten 220, und 230 können als Wälzlagerseinheiten 221, 231 ausgebildet sein, wie in den Fig. 2 bis 5 dargestellt. Es ist jedoch auch möglich, wie in den Figuren 6 bis 8 dargestellt, die Lagereinheiten 214 als Gleitlagerseinheiten 225; 235 auszugestalten.

Sind die Lagereinheiten 220; 230 als Wälzlager 221; 231 ausgebildet, weisen sie jeweils einen Innenring 222; 232 und einen Außenring 223; 233 auf, die zwischen sich einen Lagerinnenraum definieren, in dem Wälzkörper 224; 234 angeordnet sind. Die Wälzkörper 224; 234 können optional in einem Wälzlagerkäfig (nicht dargestellt) geführt sein.

Sind die Lagereinheiten 220; 230 als Gleitlager 225; 235 ausgebildet, können Gleitlagerbuchsen 226; 236 vorgesehen sein, die für eine besonders gute Gleitlagerung sorgen.

Die Lagerinnenringe 222; 232, genauer eine Innenbohrung 227, 237 der Lagerinnenringe 222; 232, bzw. die Gleitlagerbuchsen 226; 236 weisen jeweils einen Innendurchmesser d_{1i} , d_{2i} auf, der derart dimensioniert ist, dass die Lagerinnenringe 222, 232 bzw. die Gleitlagerbuchsen 226; 236 drehfest mit der jeweiligen Rotorblattwelle 204 verbunden werden können. Dabei werden üblicherweise die Innendurchmesser d_{1i} , d_{2i} derart dimensioniert, dass sie eine Überdeckung zu einem Außendurchmesser der Rotorblattwelle 204 aufweisen, sodass die Lagerinnenringe 222, 232 bzw. die Gleitlagerbuchsen 226; 236 mit Presspassung an der Rotorblattwelle 204 befestigt werden können.

Die Lageraußenringe 223, 233 sind drehfest an einem Rotornabengehäuseabschnitt 252; 262 angebracht. Der Rotornabengehäuseabschnitt 252 kann als integraler Bestandteil des Rotornabengehäuses 202 ausgeführt sein (siehe bspw. Fig. 2 und 3), es ist jedoch auch möglich, dass der Rotornabengehäuseabschnitt 262 als separater Gehäuseabschnitt vorliegt, der mittels Befestigungsmittel 264 mit dem Rotornabengehäuse verbunden wird (siehe bspw. Fig. 4 und 5).

Selbstverständlich ist es genauso möglich, die Gleitlagerbuchsen 226; 236 mit dem Rotornabengehäuseabschnitt 252; 262 drehfest zu verbinden, vorzugsweise in den Rotornabengehäuseabschnitt 252; 262 einzupressen.

Für die drehfeste Verbindung wird üblicherweise ein Innendurchmesser des Rotornabengehäuseabschnitts 252, 262 derart dimensioniert, dass er eine Überdeckung zu einem Außendurchmesser der Lageraußenringe 223, 233 bzw. der Gleitlagerbuchsen 226; 236 aufweisen, sodass die Lageraußenringe 223, 233 bzw. die Gleitlagerbuchsen 226; 236 mit Presspassung in dem Rotornabengehäuseabschnitt 252; 262 befestigt werden können.

Weiterhin weist die Rotornabenanordnung 200 eine vorzugsweise dynamische Seewasserdichtungsanordnung 240 auf, die dazu ausgelegt ist, einen Spalt 242 zwischen der Rotorblattwelle 204 und dem Gehäuse 202 abzudichten, um zu verhindern, dass Wasser in den Innenraum der Rotornabe 2 gelangt.

Um eine ideale Kippsteifigkeit und damit eine hohe Belastbarkeit zu erzielen und gleichzeitig die Auswirkungen der thermischen Unterschiede in der Rotorblattlageranordnung 214 zu kompensieren, ist weiterhin die erste Lagereinheit 220 und die zweite Lagereinheit 230 in

einem bestimmten Lagerabstand W , jeweils gemessen von der Mitte der Lagereinheit, (siehe Fig. 2, 3 und 6, 7) zueinander beabstandet angeordnet. Dabei wird der Lagerabstand W in Relation zu dem Innendurchmesser d_{li} der Innenbohrung 227 der seeseitigen Lagereinheit 220 gesetzt, sodass gilt, $0,8 \cdot d_{li} \leq W \leq 2 \cdot d_{li}$, vorzugsweise $1 \cdot d_{li} \leq W \leq 1,5 \cdot d_{li}$.

Damit kann zudem bei Wälzlagern 221; 231, insbesondere bei Kegelrollenlagern, das mögliche thermische Wachsen der Rotorblattwelle 204, sowie das Ringwachsen der warmen Lagerinnenringe 222 gegenüber den kälteren Lageraußenringen 223 kompensiert werden, was zu einem klemmfreien Betrieb der Lagereinheiten 220, 230 sorgt. Darüber hinaus kann damit auch – sofern die Lagereinheiten 220, 230 mit einer Vorspannung eingebaut sind, wie z. B. bei Kegelrollenlagern üblich – einem Vorspannungsverlust in der Lagerung begegnet werden.

Die spezielle beabstandete Anordnung der Lagereinheiten 220, 230 ermöglicht weiterhin, dass die Rotorblattwelle 204 länger ausgebildet sein kann und damit weiter in den Innenraum 210 der Rotornabe 2 reicht. Außerdem kann dadurch der Durchmesser der Rotorblattwelle 204 reduziert werden, da die Kräfte, die vom Rotorblatt 4 auf die Rotorblattwelle 204 und auf die Lager 220, 230 ausgeübt werden, auf eine längere Strecke verteilt werden. Der kleinere Welledurchmesser wiederum ermöglicht, dass die seewasserseitigen Dichtungsanordnungen 240, die die Rotornabe abdichten, ebenfalls einen kleineren Durchmesser aufweisen. Dadurch wird die Relativbewegung der Dichtungen reduziert, was dazu beiträgt, dass die Dichtungen insgesamt weniger schnell verschleifen.

Dabei ist insbesondere bevorzugt, dass eine Länge L der Rotorblattwelle 204 derart angepasst ist, dass ein Abstand X der rotornabenseitigen Enden 208-1, 208-2 zwei einander gegenüberliegenden Rotorblattwellen 204-1, 204-2 und ein Abstand der seewasserseitigen Enden 207-1, 207-2 der einander gegenüberliegenden Rotorblattwellen 204-1, 204-2 (oder alternativ die Durchmesser X , Y der von den entsprechenden Enden 208 bzw. 207 beschriebenen Kreise) der folgenden Relation genügen:

$$X: Y \approx 6:1.$$

Dies ermöglicht eine kurze Distanz der Rotorblattwellen 204-1, 204-2 zueinander bei einem verhältnismäßig großen Rotorblattabstand.

Fig. 9 zeigt weiterhin, dass das Rotornabengehäuse 202 Rippenstrukturen 250 aufweist, die das Gehäuse 202 strukturell verstärken und ermöglichen, ein relativ dünnwandiges Gehäuse 202 bereitzustellen, das jedoch hohen Belastungen standhält, insbesondere auch einen hohen Wasserdruck in größeren Tiefen.

Wie insbesondere den Fig. 2 bis 6 zu entnehmen sind die Lagereinheiten derart angeordnet, dass sie eine O-Anordnung bilden, wobei die O-Anordnung derart ausgelegt ist, dass ein Kraftfluss von den Rippenstrukturen 250, die in dem Gehäuse 202 angeordnet sind, aufgenommen werden kann und an die Rotorhauptwelle 6 übertragen wird. Dies ist sowohl bei Wälzlagerseinheiten, insbesondere Kegelrollenlagern, als auch bei einer entsprechenden Gleitlagerausgestaltung (siehe Fig. 6) möglich.

Weiterhin zeigen die Figuren 2, 3 und 6 bis 8, dass die Rotorblattwelle 204 zusammen mit den Lagereinheiten 220 und 230 in das Rotornabengehäuse 202 eingesetzt werden kann, wobei das Rotornabengehäuse 202 in diesem Ausführungsbeispiel den integral mit dem Rotornabengehäuse ausgebildeten sich rohrförmig nach innen erstreckenden Rotornabengehäuseabschnitt 252 aufweist, der als Lagersitz für die Außenringe 223; 233 bzw. als Gleitfläche oder Sitz für die Gleitlagerbuchsen 226; 236 ausgebildet sein kann.

Alternativ können jedoch auch die Rotorblattwelle 204 und die Lagereinheiten 220 und 230 als Modul 260 ausgeführt sein, das in seiner Gesamtheit in das Rotornabengehäuse 202 eingesetzt werden kann (siehe dazu insbesondere die Figuren 4 und 5). Dazu weist das Modul 260 weiterhin den ebenfalls rohrförmigen ausgestalteten separaten Rotornabengehäuseabschnitt 262 auf, der im Folgenden als Modul-Gehäuseabschnitt 262 bezeichnet wird und als Lagersitz für die Außenringe 223; 233 bzw. als Gleitfläche oder Sitz für die Gleitlagerbuchsen 226; 236 für die Lagereinheiten 220 bzw. 230 ausgebildet ist. Der rohrförmige Modul-Gehäuseabschnitt 262 kann mittels Befestigungselementen 264 an dem Gehäuse 202 der Rotornabenanordnung befestigt werden. Die Ausbildung als Modul 260 hat den Vorteil, dass die Lagereinheiten 220 und 230 fertig montiert und, falls erforderlich, fertig vorgespannt bereitgestellt werden können und lediglich in das Gehäuse eingesetzt werden müssen. Weiterhin kann in diesem Fall bereits die Seewasserdichtung 240 an dem Modul 260 befestigt sein, sodass die Montageschritte beim Zusammenbau des Moduls 260 in das Rotornabengehäuse 202 deutlich vereinfacht werden können.

Als Lagerungseinheiten 220; 230 sind insbesondere Kegelrollenlager geeignet, da diese in O-Anordnung eine hohe externe Last, speziell Biegemomente, aufnehmen können und eine stetige Krafteinleitung in die Rotorhauptwelle 6 ermöglichen. Dadurch können die Lager insgesamt aber auch kleiner dimensioniert werden.

Alternativ zeigen die Fig. 6 bis 8 die oben erwähnte Gleitlagerung der Rotorblattwelle 204, wobei in den Figuren 6 bis 8 eine Rotorwelle 204 dargestellt ist, die in das Gehäuse 202 der Rotornabe 2 eingesetzt wird, wobei zwischen dem rohrförmigen Gehäuseabschnitt 252 des Rohrnabengehäuses 202, bzw. der Modul-Gehäuseabschnitt 262 und der Rotorblattwelle 204 eine Gleitpaarung ausgestaltet, die jeweils eine erste seeseitig Gleitflächenpaarung 280 und eine rotornabenseitige Gleitflächenpaarung 290 ausbildet. In den Figuren 6 bis 8 ist lediglich die integrierte Ausführung mit einem Gehäuseabschnitt 252 und nicht die modulare Ausführung dargestellt. Das im Folgende gesagte gilt jedoch analog.

Zum Ausbilden der rotornabenseitigen Gleitflächenpaarung 280 bzw. der seewasserseitigen Gleitflächenpaarung 290 mit äußeren Gleitflächen 281; 291 und inneren Gleitflächen 282, 292 weist der Gehäuseabschnitt 252 insbesondere einen ersten rotornabenseitigen 254 und zweiten seeseitigen Abschnitt 255 auf, die als äußere Gleitflächen 281, 291, ausgestaltet sind. Die inneren Gleitflächen 282; 292 werden in diesem Ausführungsbeispiel von den Gleitlagerbuchsen 226; 236 ausgebildet. Die inneren und äußeren Gleitflächen 281, 291, 282, 292 sind dabei als radiale Gleitflächen ausgebildet, die einer Radiallagerung der Rotorblattwelle 204 bzgl. des Rotornabengehäuseabschnitts 252 dienen.

Analog kann als Gegengleitflächen eine äußere Mantelfläche 203 der Rotorblattwelle 204 dienen. In Fig. 8 ist die eine derartige Ausführung illustriert, bei der die Gleitlagerbuchsen 226, 236 in den Rotornabengehäuseabschnitt 252 eingepresst sind und die Rotorblattwelle 204 einen ersten Mantelflächenabschnitt 203-1 und einen zweiten Mantelflächenabschnitt 203-2 aufweist, die als innere Gleitflächen 282, 292 ausgebildet sind.

Zusätzlich können auch axiale Gleitflächen 283, 293 (äußere); 284, 294 (innere) vorgesehen sein. Die axialen Gleitflächen 283, 293; 284, 294 ermöglichen, dass beispielsweise die Rotorblattwelle 204 an ihrem seeseitigen Ende 207 mit einer Anschlagfläche 206 ausgestattet ist, die mit einer entsprechenden Gegenanschlagsfläche 256 an dem Rotornabengehäuseabschnitt 252 zusammenwirkt, um eine definierte Einschublage der Rotorblattwelle 204 in das

Rotornabengehäuse 202 zu definieren. An der Anschlagsfläche 206 ist dann die äußere axiale Gleitfläche 293 ausgebildet, während an der Gegenanschlagsfläche 256 des Rotornabengehäuseabschnitts 252 die innere axiale Gleitfläche 294 ausgebildet ist.

Analog kann auch an dem rotornabenseitigen Ende 208 der Rotorblattwelle 204 bzw. dem rotornabenseitigen Ende 254 des Rotornabengehäuseabschnitts 252 eine axiale Gleitlagerung ausgebildet sein. In den dargestellten Ausführungsbeispielen der Fig. 7 und 8 ist an der Rotornabengehäuseabschnitt 252 auch rotornabenseitig eine Anschlagsfläche 257 ausgebildet, die als äußere axiale Gleitfläche 283 für das rotornabenseitige Gleitlager 235 ausgebildet ist. An dieser Gleitfläche 283 kann beispielsweise eine Wellenmutter 246, die mit einer inneren Gleitfläche 284 ausgestattet ist zusammenwirken. Die Wellenmutter 246 dient beispielsweise dazu die Rotorblattwelle 204 in dem Rotornabengehäuse 202 zu sichern.

Statt der in den Figuren dargestellten Gleitlagerbuchsen 226; 236 können die entsprechenden Gleitflächen 281, 291; 282, 292; 283; 293; 284; 294 auch mit einer Gleitbeschichtung zu versehen, beispielsweise aus einem Faserverbundstoff, um eine Stahl-Stahl-Gleitpaarung zu vermeiden. Auch die Gleitlagerbuchse 226; 236 kann aus einem Faserverbundmaterial hergestellt sein. Ein derartiges Faserverbundmaterial umfasst bevorzugt eine Gleitfaser und/oder eine Kunststoffmatrix aus einem gleitfähigen Material, wie bspw. PTFE.

Bei den in den Figuren 6 und 7 dargestellten Ausführungsbeispielen werden Gleitlagerbuchsen 226; 236 eingesetzt, die drehfest an der Rotorblattwelle 204 befestigt sind, während in Fig. 8 die Gleitlagerbuchsen in den Rotornabengehäuseabschnitt 252 eingepresst sind.

Fig. 6 zeigt ein Ausführungsbeispiel, bei dem analog zu einer O-Anordnung eines Kegelrollenlagers, kegelförmige Gleitlagerbuchsen verwendet werden, die ebenfalls in O-Anordnung angeordnet sind. Dabei kann die Rotorblattwelle 204 eine kegelige Gleitlagerbuchsenaufnahme- (oder Gleitfläche) 205 aufweisen, es ist jedoch auch möglich, dass an Rotorblattwelle 204 ein zusätzliches Lagerelement, wie beispielsweise ein Innenring 286 angeordnet ist, der die kegelige Gleitlagerbuchse 236 trägt oder als Gleitfläche für die kegelige Gleitlagerbuchse dient. Der Anstellwinkel der kegeligen Gleitlageranordnung ist wiederum so gewählt, dass eine Krafteinleitung in die Verstärkungsrippen 250 ermöglicht ist.

Die Gleitlagerbuchsen 226, 236 können, wie Fig. 7 und Fig. 8 zeigen, auch zylinderförmige Gleitflächen ausbilden. Weiterhin ist in Fig. 7 und 8 gezeigt, dass die Gleitlagerbuchsen 226; 236 einen als Radiallagerung dienenden zylindrischen Hülsenabschnitt 228; 238, mit Hilfe dessen die radialen Gleitflächen 281, 291; 282, 292 ausgebildet werden, und einen als Axiallagerung dienenden Flanschabschnitt 229, 239, mit Hilfe dessen die axialen Gleitflächen 283, 293, 284, 294 ausgebildet werden, aufweisen.

Gemäß einem weiteren bevorzugten Ausführungsbeispiel ist die Gleitlagerung zudem fluidinsbesondere wassergeschmiert. Dazu kann vorzugsweise der gesamte Innenraum 210 der Rotornabe 2 mit einem Fluid geflutet sein, sodass nicht nur die Gleitlagerbuchsen 226; 236, wie in den Figuren 6 bis 8 dargestellt, mit dem Fluid geschmiert werden, sondern ebenfalls andere in dem Rotornabeninnenraum 210 angeordnete Lagereinheiten. Das Fluid kann Wasser sein, insbesondere ein deionisiertes und demineralisiertes Wasser, das, verglichen mit Seewasser, korrosionsvermindernde Eigenschaften hat, oder auch ein Fluid, das eine analoge Dichte zu Wasser aufweist.

Wird Wasser als Fluid verwendet, kann weiterhin auf die Seewasserdichtung 240, die den Zwischenraum 242 zwischen Rotorgehäuse 202 und Rotorblattwelle 204 vollständig abdichtet, verzichtet werden und lediglich eine einfache Dichtung 244 mit einer Schmutzrückhaltefunktion vorgesehen werden (siehe Fig. 7). Da sowohl im Rotornabeninnenraum 210 als auch in dem umgebenden Medium der gleiche Druck herrscht, wird diese Dichtung 244 nicht stark belastet und sorgt lediglich für ein Rückhalten von Schmutzpartikeln, die die Gleitlagerpaarung zwischen Rotorgehäuse 202 und Rotorblattwelle 204 gefährden könnten.

Bei einer derartigen fluidgeschmierten Lagerung kann weiterhin auf Dichtungsvorrichtungen, an dem rotornabenseitigen Ende 208 der Rotorblattwelle 204 verzichtet werden. Üblicherweise wird nämlich sowohl ein Innenraum von der Rotorblattwelle 204 als auch vom Rotorblatt 4 mit Wasser gefüllt, um ein Aufschwimmen bzw. einen Auftrieb aufgrund von eingeschlossener Luft zu verhindern. Dadurch kann die Rotorblattwelle 204, wie insbesondere Figur 8 zeigt, insgesamt als Hohlwelle ausgeführt werden, die beispielsweise lediglich mithilfe von Kurbelscheiben abgeschlossen wird. Selbstverständlich ist ebenfalls möglich, die Rotorblattwelle 204, wie in den Figuren 6 und 7 dargestellt, nicht vollständig als Hohlwelle auszubilden.

Weiterhin zeigen die Ausführungsbeispiele der Figuren 2, 4 und 10 bis 13, dass als zentrale Rotorblattverdrehvorrichtung 300 zum Verstellen der Rotorblattwellen 204 ein Kegelradantrieb 310 zum Einsatz kommt. Für eine Verstellung mithilfe eines Kegelradantriebs 310 ist in den dargestellten Ausführungsbeispielen an der Rotorblattwelle 204 an dem rotornabenseitigen Ende 208 jeweils ein Kegelrad 312-1 bzw. 312-2 angebracht, die mit einem zentralen Kegelrad 314 kämmen. Das zentrale Kegelrad 314 wird wiederum über eine Antriebseinheit 316 bzw. einen Elektromotor angetrieben und ermöglicht eine Verstellung der Rotorblätter um 360° . Diese Lösung ist sowohl bei einem modularen Aufbau wie in Figur 4 dargestellt als auch bei einem Einbau der Rotorblattwelle in das Gehäuse 202 selbst möglich (siehe Fig. 2 und 10 bis 13). Der Elektromotor 316 kann kompakt ausgestaltet sein und in dem Innenraum 210 und Rotornabe 2 (siehe Fig. 11) bzw. in der als Hohlwelle ausgebildeten Rotorhauptwelle 6 (siehe Fig. 12) angeordnet sein.

Bei dem in Fig. 11 dargestellten Ausführungsbeispiel, ist der Antriebsmotor 316 kompakt ausgestaltet und kann deshalb das benötigte Drehmoment direkt übertragen. Um das benötigte Drehmoment an der Rotorblattwelle 204 bereitzustellen, wird in dem dargestellten Ausführungsbeispiel zwischen dem Kegelrad 312 und der Rotorblattwelle 204 ein Getriebe 317 vorgesehen. Die Kegelräder 312-1, 312-2 sind hierbei mit einer Getriebeeingangswelle 318 gekoppelt. Über eine Übersetzungsstufe 319 wird die Drehzahl reduziert und das Drehmoment erhöht. An der Getriebeausgangsseite ist die Rotorblattwelle drehfest angebracht. Das Getriebe 317 ist vorzugsweise mit ein oder mehrere Planetenstufen ausgebildet.

Ist der Elektromotor 316 baulich jedoch relativ ausladend, kann weiterhin vorgesehen sein, an dem Gehäuse 202 der Rotornabenanordnung 200 einen zusätzlichen Gehäuseabschnitt 272 vorzusehen, der dazu ausgelegt ist, den Elektromotor 316 aufzunehmen. Um in diesem Fall die Stromlinienförmigkeit der Unterwasserturbine 1 nicht zu beeinträchtigen bzw. die Anströmung an die Rotorblätter 4 zu verbessern, kann an dem Gehäuseabschnitt 272 ein sogenannter Spinner 274 angebracht sein (siehe insbesondere Fig. 2, 10 and 13).

Statt eines Elektromotors 316 kann der Gehäuseabschnitt 272 selbstverständlich auch andere Arten von Antriebseinheiten aufnehmen.

Weiterhin zeigen insbesondere die Fig. 4, 10 und 12, dass die Rotorhauptwelle 6 hohl ausgebildet ist und Kabel 270 durch sie führbar sind, die für eine Ansteuerung des Elektromotors

316 eingesetzt werden können. Weiterhin zeigen die Figuren 2, 4 und 10 bis 13, dass auch die Rotorblattwellen 204 eine Bohrung 209 aufweisen können, durch die Kabel 270 geführt werden können, um bspw. Sensoren (nicht dargestellt) zu bestromen und Signale zu leiten, die bspw. eine Verformung der Rotorblätter 4 und/oder eine Last, die auf die Rotorblätter 4 wirkt, detektieren.

Da sich die Rotorblätter nicht ständig an neue Positionen bewegen müssen und es manchmal sinnvoll ist, die Rotorblätter in eine sogenannte Fahnenstellung zu bewegen und dort zu halten, in der kein Drehmoment von der Wasserströmung auf die Rotorblätter übertragen werden kann, bspw. zu Wartungszwecken, ist es weiterhin sinnvoll, eine Sperrvorrichtung 320 vorzusehen, die die Rotorblätter in einer bestimmten Position festsetzt. Dazu kann, wie in Figur 13 dargestellt, eine drehfest an dem Rotornabengehäuse 202 befestigte Sperreinrichtung 320 vorgesehen sein, die ebenfalls ein Kegelrad 322 aufweist, das mithilfe von Betätigungselementen 324 mit den Kegelrädern 312-1 und 312-2 in Eingriff gebracht werden kann, um diese an ihrer weiteren Drehung zu hindern. Ist das Sperrkegelrad 322 mit den Kegelrädern 312 in Eingriff, so kann die Antriebseinheit 316 stromlos geschaltet werden und muss nicht ständig die Kegelräder 312 und damit die jeweiligen Rotorblattwellen 204 in ihrer Position halten. Dies ist auch energetisch vorteilhaft. Weiterhin kann die Sperrvorrichtung 320 derart ausgelegt sein, dass im Fall eines Stromausfalls das Sperrkegelrad 322 erst dann in Eingriff mit den Kegelrädern 312 geht, wenn die Rotorblätter 4 aufgrund der Wasserströmung und aufgrund, dass keine Kraft die Rotorblätter in die Wasserströmung dreht, in Fahnenstellung gehen. Die Sperrvorrichtung 320 sorgt dann dafür, dass ein weiteres Verdrehen der Rotorblätter 4 nicht möglich ist.

Statt einer Kegelradanordnung kann als zentrale Rotorblattverdrehvorrichtung 300 auch eine Schubstangenanordnung 330 eingesetzt werden.

Die Figuren 3, 5 und 14 bis 23 zeigen als alternative zentrale Rotorblattverdrehvorrichtung 300 die Schubstangenanordnung 330 mit einer Schubstange 332, die axial beweglich ist und mit der Rotorblattwelle 204 zusammenwirkt, um diese zu verdrehen. Die Schubstange 332 weist üblicherweise ein erstes rotornabenseitiges Ende 334 und ein zweites gegenüberliegendes Ende 336 auf, und erstreckt sich durch eine Bohrung 60 in der Rotorhauptwelle 6. Diese Bohrung kann im Fall einer gefluteten Rotornabe mit Hilfe einer Dichtung 374 (siehe Fig. 17) abgedichtet sein.

Die Schubstange 332 wird mit Hilfe eines Linearantriebs 400 axial bewegt, wobei der Linearantrieb 400 direkt mit der Schubstange zusammenwirken kann (siehe Fig. 14 und 15), aber auch als separates Bauteil indirekt auf die Schubstange einwirken kann (siehe Fig. 16).

Wie insbesondere den Figuren 17 und 18 zu entnehmen, ist die Schubstange 332 mit Hilfe einer Verbindungsvorrichtung 340 mit dem rotornabenseitigen Ende 208 der Rotorblattwelle 204 verbunden.

Dabei weist die Verbindungsvorrichtung 340 pro Rotorblattwelle 204 ein Pleuel 342 auf. Jedes Pleuel 342 umfasst eine Pleuelstange 344 an deren Enden 346; 348 jeweils ein Auge 350; 352 ausgebildet ist. Die Augen 350; 352 dienen als Gleitlager für Bolzen 354; 356, die für eine drehbare Befestigung der Pleuel 342 sorgen.

Das Pleuel 342 ist an seinem erste Ende 346 mittels der Bolzen 354 drehbar mit einem Pleuel-Schubstangen-Verbindungselement, insbesondere einem Pleuelhalter 358 verbunden, das wiederum drehfest an der Schubstange 332 angebracht ist.

Auf der zweiten Seite 348 sind die jeweiligen Pleuel 342-1, 342-2 mittels Bolzen 356 drehbar an Pleuel-Rotorblattwelle-Verbindungselement, beispielsweise Kurbelscheiben 360-1, 360-2 angebracht, wobei jede Kurbelscheibe 360 wiederum drehfest mit der entsprechenden Rotorblattwelle 204 verbunden ist, wobei beispielsweise Befestigungselemente 362 verwendet werden können.

Der Schnittansicht von Fig. 8 ist insbesondere eine weitere Ausgestaltung der Pleuel-Rotorblattwelle-Verbindung gezeigt, wobei hier ebenfalls eine Kurbelscheibe 360 zum Einsatz kommt, die mit Befestigungselementen 362 an dem Rotorblattwelle 204 befestigt sind. Weiterhin ist diesem Ausführungsbeispiel zu entnehmen, dass die Pleuel 342-1, 342-2 in ihren zweiten Pleuelaugen 352 jeweils eine sphärische Lagereinheit 380-1, 380-2 aufweisen, die in dem dargestellten Ausführungsbeispiel als sphärisches Gleitlager ausgebildet ist. Die sphärische Lagereinheit 380 weist wiederum einen Außenring 381 und einen Innenring 382 auf, die gleitend aneinander angeordnet sind. Das sphärische Gleitlager 380 kann beispielsweise mit Hilfe eines Bolzen 384, der das Lager trägt, in das Pleuelauge 352 eingepresst werden und mit der Kurbelscheibe 360 verbunden werden.

Weiterhin ist in Fig. 8 zu sehen, dass zwischen Kurbelscheibe 360 und Rotorblattwelle 204 ein O-Ring 390 als Dichtung eingesetzt sein kann, der beispielsweise eine geflutete Rotorblattwelle gegen einen trocken ausgeführten Rotornabeninnenraum abdichtet.

Wird die Schubstange axial bewegt, wie in den Figuren 18, A, B, und C, dargestellt, so kann die Rotorblattwelle 204 von einer ersten Maximalposition I (siehe Figur 11A) in eine zweite Maximalposition II (siehe Figur 11C) verdreht werden. Bei der in Figur 11B dargestellten Mittelposition ist das Pleuel 342 maximal winklig angestellt. Weiterhin ist bevorzugt, dass die erste Maximalposition I einer Fahnenstellung bzw. und die zweite Maximalposition II einer maximalen Kraftaufnahme position der Rotorblätter 4 in der Wasserströmung entsprechen.

Weiterhin ist bevorzugt, dass die Schubstange 332 in die Fahnenstellungsposition I vorgespannt ist, sodass nur bei aktiver Bewegung der Schubstange 332 das Rotorblatt 4 in eine Position bewegt wird, in der die Wasserströmung ein Drehmoment auf die Rotorblätter 4 ausübt.

Die Schubstange 332 kann, wie in den Figuren 15 bis 23 dargestellt, in der als Hohlwelle ausgebildeten Rotorhauptwelle 6 aufgenommen sein, es ist jedoch auch möglich, dass die Schubstange 332, wie in Figur 14 dargestellt, auf einer der Rotorhauptwelle 6 entgegengesetzten Seite der Rotornabe 2 angeordnet ist. In diesem Fall ist analog zu dem Kegelradantrieb der Figuren 2 und 3 ein Gehäuse 272 vorgesehen, das den Schubstangenmechanismus 330 umgibt und das Gehäuse 272 kann wiederum mit einem Spinner 274 als Strömungsoptimierungselement ausgestattet sein.

Erstreckt sich die Schubstange 332 durch die als Hohlwelle ausgebildete Rotorhauptwelle 6, wie in den Figuren 3, 5 und 15 bis 23 dargestellt, so ist weiterhin an der Rotorhauptwelle 6 eine Linearlagereinheit 370 in Form einer Lagerbuchse 372 angeordnet, die die Schubstange 332 hinsichtlich der Rotorhauptwelle 6 lagert und für eine axiale Beweglichkeit der Schubstange 332 sorgt. Die Schubstange 332 selbst hat, wie oben erwähnt, ein rotornabenseitiges Ende 334 und ein zweites Ende, das in den Fig. 3, 5 und 15 bis 23 als gondelseitiges Ende 336 ausgebildet ist. Das zweite Ende 336 kann sich, durch die gesamte Rotorwelle 6 erstrecken, es ist jedoch auch möglich, wie insbesondere in Figur 15 dargestellt, dass auch das gondelseitige Ende 336 der Schubstange 332 in der Rotorhauptwelle 6 aufgenommen ist.

Um die Schubstange 332 axial zu bewegen, wird, wie oben erwähnt das zweite Ende 336 der Schubstange 332 direkt oder indirekt mithilfe eines Linearantriebs 400 axial mit Kraft beaufschlagt. In dem in den Figuren 14 und 15 dargestellten Ausführungsbeispielen ist dafür die Schubstange 332 an ihrem zweiten Ende 336 als ein Hydraulikkolben 402 ausgebildet, der in einem Hydraulikzylinder 404 aufgenommen ist. In Fig. 14 ist der Hydraulikzylinder 404 in dem Gehäuseabschnitt 272 aufgenommen, während in dem Ausführungsbeispiel der Fig. 15, der Hydraulikzylinder in die Rotorhauptwelle 6 eingesetzt ist.

Selbstverständlich kann neben dem hier dargestellten hydraulischen Linearantrieb 400 auch jeder andere Linearantrieb 400 zum Einsatz kommen, bspw. ein pneumatischer Linearantrieb oder auch ein Schneckenantrieb.

Die als Kolben ausgestaltete Schubstange 332 weist an ihrem zweiten Ende einen Flansch 405 auf, der dichtend in dem Kolbengehäuse 404 geführt ist und somit einen ersten Arbeitsraum 406 und einen zweiten Arbeitsraum 408 ausbildet. Der erste Arbeitsraum 406 und zweiten Arbeitsraum 408, können jeweils mit Hydraulikfluid beaufschlagt werden, um den Schubstangenkolben 402 und damit die Schubstange 332 von der ersten Position I in die zweite Position II zu bewegen. Für die Beaufschlagung mit Hydraulikfluid ist weiterhin ein Pumpenaggregat 410 vorgesehen, das in dem in Fig. 15 dargestellten Ausführungsbeispiel drehfest in der Gondel 8 aufgenommen ist und über eine Drehdurchführung 412 drehbar an dem Hydraulikzylinder 404 befestigt ist. Derartige Drehdurchführungen 412 sind im Stand der Technik bekannt und werden deshalb nicht weiter ausgeführt.

Die Drehdurchführung 412 ist wiederum mithilfe eines Befestigungselements 414 drehfest an der Gondel 8 befestigt. Weiterhin sind Steuergeräte 416 stationär in der Gondel 8 aufgenommen. Dabei zeigt Figur 15, dass eine Kabeldurchführung für das Kabel 270 vorgesehen ist, das von der Gondel 8 bzw. den Steuergeräten 416 durch die Rotorhauptwelle 6 verläuft und sich bis in die Rotorblätter 4 erstreckt, um beispielsweise Sensoren zu bestromen und/oder Signale zu leiten. Auch dieses Kabel 270 ist über eine Drehdurchführung 419 am Ende der Rotornabe 6 mit den stationären Elementen 416; 410 in der Gondel 8 verbunden.

Die Figuren 16 bis 23 zeigen Ausführungsbeispiele, bei denen sich das gondelseitige Ende 336 der Schubstange 332 in den Gondelinnenraum 802 erstreckt. Auch in diesen dargestellten Ausführungsbeispielen wird die Schubstange 332 mittels eines hydraulischen Linearantriebs

400 von der ersten I in die zweite Position II bewegt. Im Gegensatz zu dem in Figur 12 dargestellten Ausführungsbeispiel wird bei den in Figur 16 bis 23 dargestellten Ausführungsbeispielen jedoch nicht die Schubstange 332 bzw. ihr gondelseitiges Ende 336 direkt mit einem Hydraulikfluid beaufschlagt, sondern das gondelseitige Ende 336 der Schubstange 332 wird mithilfe einer separaten Linearantriebseinheit 400, die drehfest in der Gondel 8 befestigt ist, von der ersten I in die zweite II Position bewegt. Da sich jedoch die Schubstange 332 genauso wie die Rotorhauptwelle 6 mit der Rotornabe 2 drehen, der Linearantrieb 400 jedoch stationär ist, muss eine Drehentkopplung zwischen der Schubstange 332 und dem Linearantrieb 400 bereitgestellt werden.

Weiterhin zeigen die Figuren, dass der Linearantrieb 400 wiederum einen sich axial bewegenden Kolben 402 aufweist, der allerdings jetzt als separates Element ausgestaltet ist und auf das gondelseitige Ende 336 der Schubstange 332 einwirkt. Dazu weist der Kolben 402 ein schubstangenseitiges Ende 420 und ein gondelseitiges Ende 422 auf. Das gondelseitige Ende 422 des Kolbens 402 ist in einem Kolbenzylindergehäuse 404 aufgenommen und ist dazu ausgelegt mit Hydraulikfluid beaufschlagt zu werden. Dazu ist wiederum ein erster Arbeitsraum 406 und ein zweiter Arbeitsraum 408 bereitgestellt, die analog zu dem oben beschriebenen Ausführungsbeispiel mit Hydraulikfluid, das von dem Pumpenaggregat 410 geliefert wird, beaufschlagt wird, um den Kolben 402 von der ersten Position I in die zweite Position II zu bewegen.

Weiterhin zeigen insbesondere die Figuren 16, 19 und 20, 21, dass das schubstangenseitige Ende 420 des Kolbens 402 und das gondelseitige Ende 336 der Schubstange 332 in einem Schubstangen-Kolben-Verbindungsgehäuse 426 aufgenommen ist. Das Schubstangen-Kolben-Verbindungsgehäuse 426 ist wiederum axial verschiebbar in einem Linearantriebsgehäuse 428 aufgenommen, das wiederum drehfest mit der Rotorhauptwelle 6 gekoppelt ist. Dabei kann der Kolben 402, genauer das schubstangenseitige Ende 420 des Kolbens 402, drehfest mit dem Schubstangen-Kolben-Verbindungsgehäuse 426 verbunden sein (siehe Fig. 16, 19), es ist jedoch auch möglich, wie in den Figuren 20 und 21 dargestellt, dass das gondelseitige Ende 336 der Schubstange 332 drehfest mit dem Schubstangen-Kolben-Verbindungsgehäuse 426 gekoppelt ist.

In beiden Fällen ist zu berücksichtigen, dass das Linearantriebsgehäuse 428 und die Schubstange 332 zusammen mit der Rotorhauptwelle 6 rotieren, während der Kolben 402 des

Linearantriebs 400 stationär ausgebildet ist. Aus diesem Grund ist in dem Schubstangen-Kolben-Verbindungsgehäuse 426 eine erste und eine zweite Lagereinheit 430, 440 angeordnet. Die Lagereinheiten 430; 440 sind in dem dargestellten Ausführungsbeispiel als Wälzlager mit einem Innenring 432; 442, einem Außenring 434; 444 und dazwischen angeordneten Wälzkörpern 436; 446 ausgebildet, kann aber auch ein Gleitlager sein. Wie insbesondere den Detailansichten der Figuren 19, 20 und 21 zu entnehmen ist, sind die Lagerinnenringe 432 bzw. 442 drehfest an der Schubstange 332 (siehe Figur 19) oder drehfest an dem Kolben 402 (siehe Figur 20, 21) befestigt, während die Außenringe 434; 444 drehfest von dem Schubstangen-Kolben-Verbindungsgehäuse 426 aufgenommen sind.

Durch das Vorsehen der Lagereinheiten 430 und 440 in dem Schubstangen-Kolben-Verbindungsgehäuse 426 kann eine Drehentkopplung zwischen der sich drehenden Schubstange 332 und dem stationären Kolben 402 erreicht werden. Dementsprechend ist das Schubstangen-Kolben-Verbindungsgehäuse 426 der in den Figuren 19 bis 23 dargestellten Ausführungsbeispiele ebenfalls stationär, während es sich in dem Ausführungsbeispiel der Figuren 20, 21 zusammen mit der Rotorhauptwelle 6, dem Linearantriebsgehäuse 428 und der Schubstange 332 dreht.

Wie weiterhin in den Figuren 3, 5 und 16 bis 23 dargestellt und oben erwähnt, ist der Linearantrieb 400 auch in diesem Ausführungsbeispiel als hydraulischer Kolbenantrieb ausgebildet. Dabei wird der Kolben 402 in einem Zylinder 404 geführt und bildet mit diesem einen ersten Arbeitsraum 406 und einen zweiten Arbeitsraum 408, die abwechselnd mittels eines Hydraulikfluids, das über die Hydraulikpumpe 410 bereitgestellt ist, mit Hydraulikfluid beaufschlagt werden, um den Kolben 402 von einer ersten I in eine zweite Position II zu bewegen. Dazu weist der Kolben 402 an dem zylindergehäuseseitigen Ende 422 einen Flansch 405 auf, mit dem der Kolben 402 dichtend in dem Kolbengehäuse 404 geführt ist und die Arbeitsräume 406, 408 voneinander trennt. Das Kolbengehäuse 404 wird einerseits mithilfe eines Befestigungsmittels 414 drehfest in der Gondel abgestützt und wird zumindest teilweise von dem Linearantriebsgehäuse 428 umfasst. Dadurch kann eine definierte Lage und Befestigung des Linearantriebs 400 in der Gondel gewährleistet werden.

Da jedoch, wie oben erwähnt, das Linearantriebsgehäuse 428 drehfest mit der Rotorhauptwelle 6 verbunden ist und deshalb sich ebenfalls dreht, das Kolbengehäuse 404 jedoch stationär ausgebildet ist, muss auch zwischen dem Kolbengehäuse 404 und dem Linearantriebsgehäuse 428 eine Drehentkopplung bereitgestellt werden.

In den in den Figuren 16 und 19 bis 23 dargestellten Ausführungsbeispielen erfolgt diese Drehentkopplung über zwei Lagereinheiten 450, 460, die analog zu den Lagereinheiten 420, 430 als Wälzlager, insbesondere Kegelrollenlager, ausgebildet sind und jeweils einen Innenring 452, 462, einen Außenring 454; 464 und dazwischen angeordnete Wälzkörper 456; 466 aufweisen. Die Innenringe 452, 462 sind drehfest an dem Kolbengehäuse 424 angeordnet, während die Außenringe 454, 464 drehfest in dem Lineargehäuse 428 angeordnet sind. Selbstverständlich kann auch hier ein Gleitlager zum Einsatz kommen oder die Lagereinheiten anders angeordnet sein.

Wie weiterhin den Detailansichten der Figuren 19, 20 und 21 zu entnehmen, ist weiterhin an dem Schubstangen-Kolben-Verbindungsgehäuse 426 ein Vorspannungselement 470 in Form einer Feder angeordnet, das für eine Vorspannung der Schubstange 332 in eine erste Position I sorgt (siehe insbesondere Fig. 21). Dabei ist die erste Position I vorzugsweise die Fahnenstellung, sodass bei einem Stromausfall oder einer Nichtbeaufschlagung mit Hydraulikfluid die Rotorblätter 4 aus der Strömung gedreht werden, sodass kein Drehmoment in die Unterwasserturbine 1 eingeleitet wird. Ist das Schubstangen-Kolben-Verbindungsgehäuse 426 drehfest mit dem Kolben 402 verbunden, so stützt sich die Feder, wie Figur 19 zu entnehmen, vorzugsweise einerseits am Schubstangen-Kolben-Verbindungsgehäuse 426 und andererseits am Kolbengehäuse 404 ab. Ist dagegen das Schubstangen-Kolben-Verbindungsgehäuse 426 drehfest mit der Schubstange 332 verbunden (siehe Fig. 20, 21), dreht es sich mit der Schubstange 332 und dem Linearantriebsgehäuse 428 mit, sodass sich das Federrückstellelement 470 einerseits am Schubstangen-Kolben-Verbindungsgehäuse 426 und andererseits an dem Linearantriebsgehäuse 428 abstützen kann, wie in den Figuren 21 und 22 dargestellt.

Neben dem Vorspannungselement 470, das die Schubstange 332 in eine bestimmte Position vorspannt, ist weiterhin vorteilhaft, wenn zudem eine Sperrvorrichtung 480 vorgesehen ist, die die Linearbewegung der Schubstange 332 blockiert. Dabei kann die Sperrvorrichtung 480 Sperrelemente bspw. in Form von Bolzen 482, 484 aufweisen, die, wie in den Figuren 19 bis 21 dargestellt, mit dem Schubstangen-Kolben-Verbindungsgehäuse 426 in Eingriff gehen und dieses in einer bestimmten Position festlegen. Dazu weist das Schubstangen-Kolben-Verbindungsgehäuse 426 eine Öffnung 486 auf, in die der Bolzen 482 bzw. 484 eingeschoben werden kann und die Schubstange 332 in einer bestimmten vorgegebenen Position hält. Dabei kann die erste Position I (siehe Fig. 21) wiederum die Fahnenstellung der Rotorblätter sein,

während die zweite Position II (siehe Fig. 20) einer optimalen Drehmomentübertragungsposition der Rotorblätter 6 entsprechen kann. Selbstverständlich können auch mehrere Sperrbolzen vorgesehen sein.

Alternativ oder zusätzlich zu den Bolzen 482, 484, die mit dem Schubstangen-Kolben-Verbindungsgehäuse 426 zusammenwirken, kann, wie dem Ausführungsbeispiel der Fig. 22 und 23 zu entnehmen, ebenfalls vorgesehen sein, dass die Sperrvorrichtung 480 direkt auf die Schubstange 332 einwirkt. So kann bspw. ein Bolzen 488 an der Rotorhauptwelle 6 angeordnet sein, der sich durch eine Bohrung 490 in der Rotorhauptwelle 6 in Richtung der Schubstange 332 erstreckt und dort mit einer in der Schubstange 332 vorgesehenen Bolzenaufnahme 492 zusammenwirkt, um die Schubstange 332 in einer bestimmten Position zu sichern. Auch in diesem Fall ist vorteilhaft, dass diese Position der Fahnenstellung der Rotorblätter 4 entspricht, da in diesem Fall sichergestellt ist, dass auch bei einem Stromausfall bzw. einer nicht aktiven Ansteuerung der Rotorblätter, diese aus der Strömung gedreht bleiben und kein weiteres Drehmoment in die Unterwasserturbine einleiten.

Die Sperrvorrichtung 480 genauso wie andere Elemente und Sensoren können wiederum über Steuergeräte 416, die in der Gondel 8 angeordnet sind, bestromt werden bzw. angesteuert werden.

Dazu können ebenfalls Kabel 418 vorgesehen sein, die über entsprechende Drehdurchführungen sich zu den Sperrelementen oder auch den Rotorblättern erstrecken, um Signale oder Strom zu leiten.

Bezugszeichenliste

1	Unterwasserturbine
2	Rotornabe
4	Rotorblätter
5	Schrauben
6	Rotorhauptwelle
8	Gondel
802	Gondelinnenraum
10	Generator
12	Generatorrotor
14, 16	Lagereinheiten Rotorhauptwelle
200	Rotornabenanordnung
202	Rotornabengehäuse
203	Mantelfläche Rotorblattwelle
204	Rotorblattwelle
205	kegelige Auflagefläche für kegelige Gleitlagerbuchse
206	Anschlagsfläche
207	seeseitiges Ende der Rotorblattwelle
208	rotornabenseitiges Ende der Rotorblattwelle
209	Bohrung Rotorblattwelle
210	Innenraum
214	Rotorblattlageranordnung
220	seeseitige Rotorblattwellenlagereinheit
230	rotornabenseitige Rotorblattwellenlagereinheit
221; 231	Wälzlager
222; 232	Innenring
223; 233	Außenring
224; 234	Wälzkörper

225; 235	Gleitlager
226; 236	Gleitlagerbuchsen
227; 237	Innenbohrung der Lagerringe
228; 238	Hülsenabschnitt der Gleitlagerbuchse
229; 239	optionaler Flanschabschnitt der Gleitlagerbuchse
240	Seewasserdichtung
242	Spalt zwischen Gehäuse und Rotorblattwelle
244	Schmutzrückhaltedichtung
246	Wellenmutter
250	Rippenstrukturen
252	Rotornabengehäuseabschnitt
254	rotornabenseitiger erster Gehäuseabschnitt
255	seeseitiger zweiter Gehäuseabschnitt
256	Gegenanschlagsfläche
260	Modul
262	rohrförmiger Modulgehäuseabschnitt
264	Befestigungsmittel für Modul
270	Kabel
272	Antriebsvorrichtungsgehäuse
274	Spinner
280	rotornabenseitige Gleitflächenpaarung
290	seeseitige Gleitflächenpaarung
281; 291	äußere radiale Gleitflächen
282; 292	innere radiale Gleitflächen
283; 293	äußere axiale Gleitfläche
284; 294	innere axiale Gleitfläche
286	Innenring
300	Rotorblattverdrehvorrichtung
310	Kegelradantrieb
312	Kegelrad an Rotorblattwelle

314	zentrales Kegelrad
316	Kegelradantrieb (Elektromotor)
317	Getriebe
318	Getriebeeingangswelle
319	Übersetzungsstufe
320	Sperrvorrichtung
322	Sperrkegelrad
330	Schubstangenanordnung
332	Schubstange
334	Rotornabenseitiges erstes Ende
336	zweites Ende
338	Halteelement
340	Verbindungsvorrichtung
342	Pleuel
344	Pleuelstange
346	erstes Pleuelende
348	zweites Pleuelende
350	erstes Pleuelauge
352	zweites Pleuelauge
354	Bolzen
356	Bolzen
358	Pleuel-Schubstangen-Verbindungselement; Pleuelhalter
360	Pleuel-Rotorblattwelle-Verbindungselement; Kurbelscheibe
362	Befestigungsmittel
370	Linearlagereinheit
372	Lagerbuchse
380	sphärisches Gleitlager
381	Außenring
282	Innenring
384	Bolzen
390	O-Ring

400	Linearantrieb
402	Hydraulikkolben
403	Flansch
404	Hydraulikzylinder
406	erster Arbeitsraum
408	zweiter Arbeitsraum
410	Pumpe
412	Drehdurchführung
414	Befestigung in Gondel
416	Steuergeräte
418	Kabel
419	Schleifring
420	rotornabenseitiges Ende des Kolbens
422	gondelseitiges Ende des Kolbens
424	Kolbengehäuse = Zylinder
426	Schubstangen-Kolben-Verbindungsgehäuse
428	Linearantriebsgehäuse
430; 440	Lagereinheiten
432; 442	Lagerinnenring
434; 444	Lageraußenring
436; 446	Wälzkörper
450; 460	Lagereinheiten
470	Rückstellelement
480	Sperrvorrichtung
482; 484	Sperrelemente=Bolzen
486	Bolzenaufnahmeöffnung
488	Bolzen
490	Bohrung
492	Bolzenaufnahme

X	Abstand
Y	Abstand
d1i	Innendurchmesser
d2i	Innendurchmesser
W	Lagerabstand
L	Länge der Rotorblattwelle

Patentansprüche

Rotorblattlagerung für Unterwasserturbine

1. Rotorblattlageranordnung (214) für eine Unterwasserturbine (1), wobei die Rotorblattlageranordnung (214) dazu ausgelegt ist, eine Rotorblattwelle (204) drehbar in einem Rotornabengehäuse (202) zu lagern, wobei die Rotorblattwelle (204) ein seeseitiges Ende (207), das dazu ausgelegt ist drehfest mit einem Rotorblatt (4) verbunden zu werden, und ein rotornabenseitiges Ende (208), das dazu ausgelegt ist von einer Rotornabe (2) aufgenommen zu werden, aufweist, und wobei die Rotorblattlageranordnung (214) die Rotorblattwelle (204) und eine erste seeseitige Lagereinheit (220) und eine zweite rotornabenseitige Lagereinheit (230) aufweist, wobei die erste und die zweite Lagereinheit (220; 230) voneinander in einem Abstand W angeordnet sind, **dadurch gekennzeichnet, dass** die erste und die zweite Lagereinheit (220; 230) als Gleitlager (225; 235) ausgebildet sind, die jeweils eine innere Gleitfläche (282; 292) und eine äußere Gleitfläche (281; 291) aufweisen, wobei die innere Gleitfläche (292) des ersten Gleitlagers (225) an dem seeseitigen Ende (207) der Rotorblattwelle (204) ausgebildet ist und die innere Gleitfläche (282) des zweiten Gleitlagers (235) an dem rotornabenseitigen Ende (208) der Rotorblattwelle (204) ausgebildet ist, und wobei die äußeren Gleitflächen (281; 291) des ersten und des zweiten Gleitlagers (225; 235) von einem Rotornabengehäuseabschnitt (252; 262) ausgebildet sind, wobei der Rotornabengehäuseabschnitt (252; 262) hohlrohrförmig ausgeformt ist und ein seeseitiges Ende (255), an dem die Gleitschicht (291) für das erste Gleitlager (225) ausgebildet ist, und ein rotornabenseitiges Ende (254), an dem die Gleitschicht (281) für das zweite Gleitlager (235) ausgebildet ist, aufweist.
2. Rotorblattlageranordnung (214) nach Anspruch 1, wobei der Rotornabengehäuseabschnitt (252) integral mit einem Rotornabengehäuse (202) ausgebildet ist, oder

wobei der Rotornabengehäuseabschnitt (262) als ein von dem Rotornabengehäuse (202) separater Gehäuseabschnitt (262) ausgebildet ist, der zusammen mit der Rotorblattlageranordnung (214) und der Rotorblattwelle (204) in ein Rotornabengehäuse (202) einbaubar ist.

3. Rotorblattlageranordnung (214) nach Anspruch 1 oder 2, wobei die Rotorblattwelle (204) an dem Ort der ersten seeseitigen Lagereinheit (225) einen Durchmesser $D1$ aufweist und wobei für den Lagerabstand W gilt: $0,8 \cdot D1 \leq W \leq 2 \cdot D1$, vorzugsweise $1 \cdot D1 \leq W \leq 1,5 \cdot D1$.
4. Rotorblattlageranordnung (214) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei die erste Lagereinheit (225) einen größeren Lagerdurchmesser aufweist als die zweite Lagereinheit (235).
5. Rotorblattlageranordnung (214) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei zumindest eine der Gleitflächen (281; 291; 282; 292) eine Gleitbeschichtung aufweist.
6. Rotorblattlageranordnung (214) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei mindestens ein Gleitlager (225; 235) radiale Gleitflächen (281; 291; 282; 292) aufweist, die keglig ausgebildet sind, und/oder wobei mindestens ein Gleitlager (225; 235) radiale Gleitflächen (281; 291; 282; 292) aufweist, die zylindrisch ausgebildet sind.
7. Rotorblattlageranordnung (214) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei die Rotorblattwelle (204) an ihrem seeseitigen Ende (207) eine Anschlagstufe (206) mit einer ersten seeseitigen ringförmigen axialen Gleitfläche (293) aufweist, die mit einer an dem Rotornabengehäuseabschnitt (252; 262) ausgebildeten ersten komplementären ringförmigen axialen Gleitfläche (294) zusammenwirkt.
8. Rotorblattlageranordnung (214) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei die Rotorblattwelle (204) an ihrem rotornabenseitigen Ende (208) eine Anschlagstufe aufweist, die dazu ausgelegt ist, mit einem ein- oder mehrteiligen Befestigungsring, insbesondere einer Wellenmutter (246) mit Anlaufscheibe, zusammenzuwirken, um die Rotorblattwelle (204) in dem Rotornabengehäuseabschnitt (252; 262) mit einer definierten Einbaulage zu befestigen, wobei der Befestigungsring (246) eine zweite

rotornabenseitige ringförmige axiale Gleitfläche (284) aufweist, die mit einer an dem Rotornabengehäuseabschnitt (252; 262) ausgebildeten zweiten komplementären ringförmigen axialen Gleitfläche (283) zusammenwirkt.

9. Rotorblattlageranordnung (214) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei die inneren Gleitflächen (281, 291) des ersten und des zweiten Gleitlagers (225; 235) von jeweils einer ersten und einer zweiten Gleitbuchse (226; 236) ausgebildet sind, wobei die erste Gleitbuchse (226) an dem seeseitigen Ende der Rotorblattwelle (204), und die zweite Gleitbuchse (236) an dem rotornabenseitigen Ende der Rotorblattwelle (204) angebracht sind.
10. Rotorblattlageranordnung (214) nach einem der Ansprüche 7 bis 9, wobei zwischen den ersten axialen Gleitflächen (293; 294) und/oder den zweiten axialen Gleitflächen (283; 284) eine Gleitscheibe angeordnet ist, wobei vorzugsweise mindestens eine der Gleitscheiben als Flansch (229; 239) der ersten und/oder zweiten Gleitbuchse (226; 236) ausgebildet ist.
11. Rotorblattlageranordnung (214) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei das erste und/oder zweite Gleitlager (225; 235) fluidgeschmiert sind, wobei vorzugsweise das Fluid ein korrosionsverhinderndes Fluid, insbesondere deionisiertes und/oder entmineralisiertes Wasser ist.
12. Rotornabenanordnung (200) für eine Unterwasserturbine (1) mit einem Rotornabengehäuse (202), das dazu ausgelegt ist, mit einer Rotorhauptwelle (6) zum Antrieb eines Generators (10) drehfest verbunden zu werden, und dazu ausgelegt ist, mindestens eine Rotorblattwelle (204) aufzunehmen und drehbar zu lagern, wobei für die Lagerung der Rotorblattwelle (204) eine Rotorblattlageranordnung (214) nach einem der vorhergehenden Ansprüche vorgesehen ist.
13. Rotornabenanordnung (200) nach Anspruch 12, wobei das Rotornabengehäuse (202) mit einem Fluid geflutet ist, wobei das Fluid als Schmiermittel für das erste und zweite Gleitlager (225; 235) ausgebildet ist.

14. Rotornabenanordnung (200) nach Anspruch 12 oder 13, wobei das Fluid eine Dichte aufweist, die eine ähnliche Dichte hat wie Wasser, oder wobei das Fluid Wasser, insbesondere Seewasser, vorzugsweise aber deionisiertes und entmineralisiertes Wasser ist.
15. Rotornabenanordnung (200) nach einem der Ansprüche 12 bis 14, wobei zwischen Rotorblattwelle (204) und Rotornabengehäuse (202) eine Dichtungsanordnung (240) mit Druckausgleichsfunktion angeordnet ist.

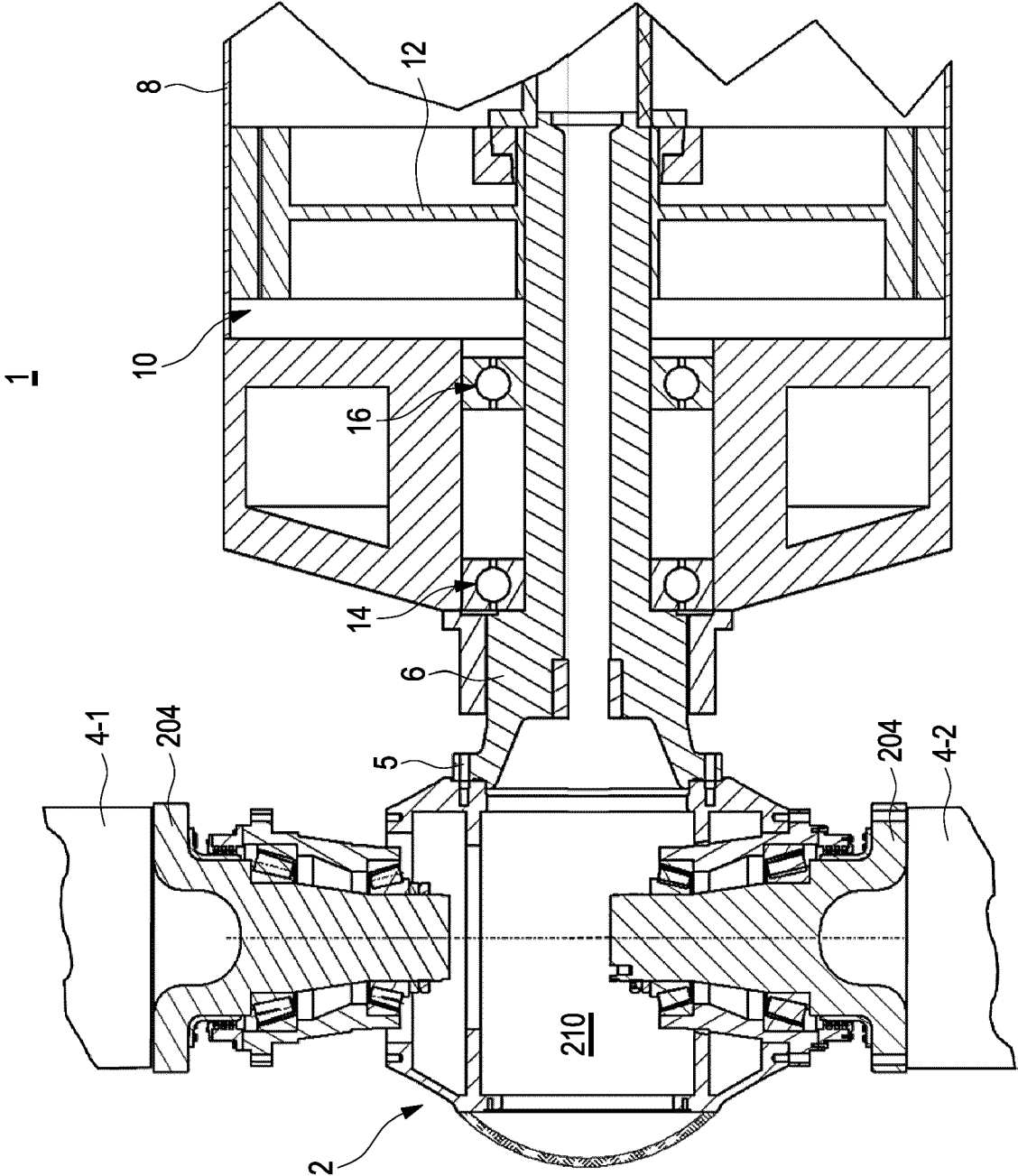


Fig. 1

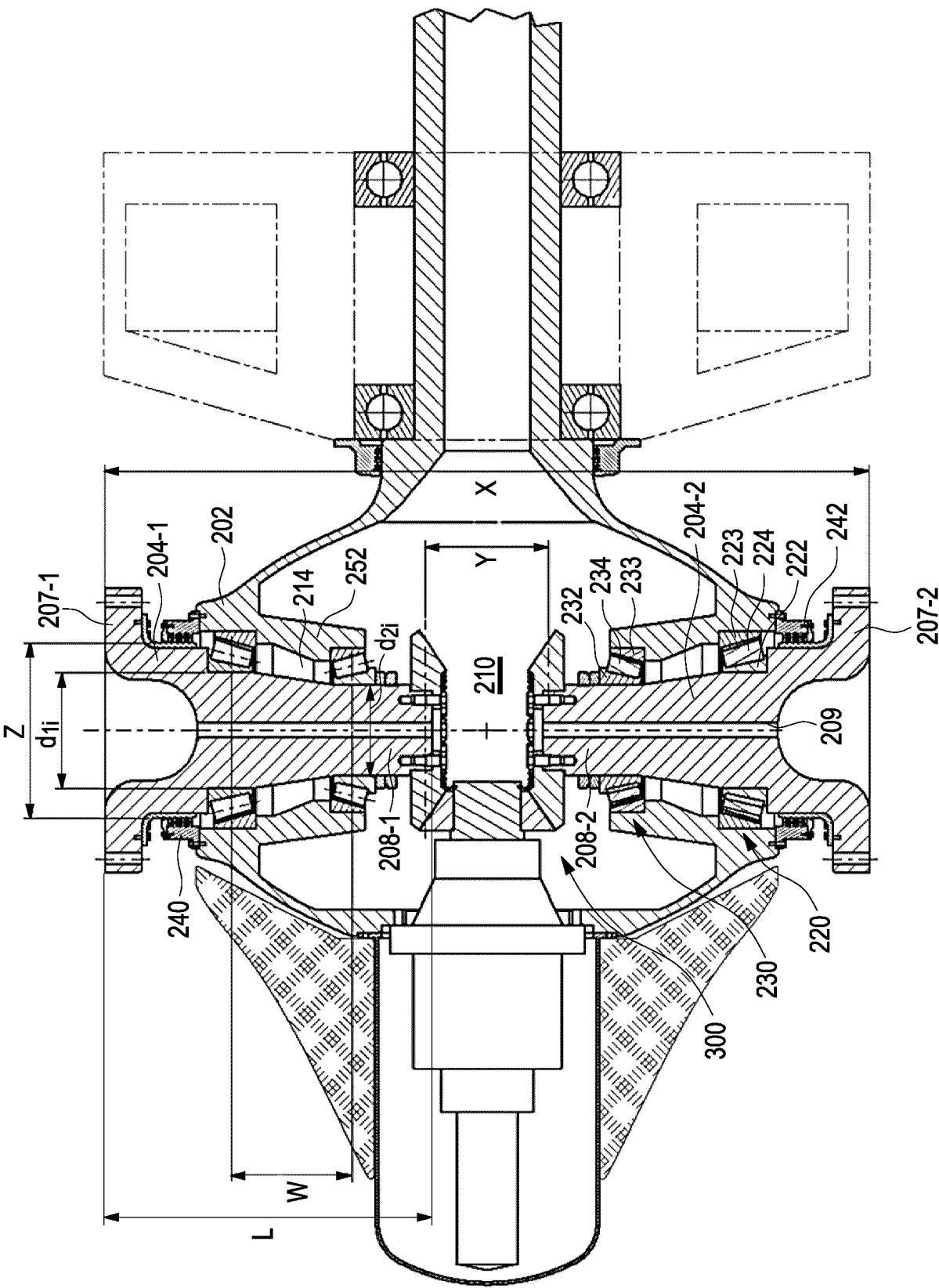


Fig. 2

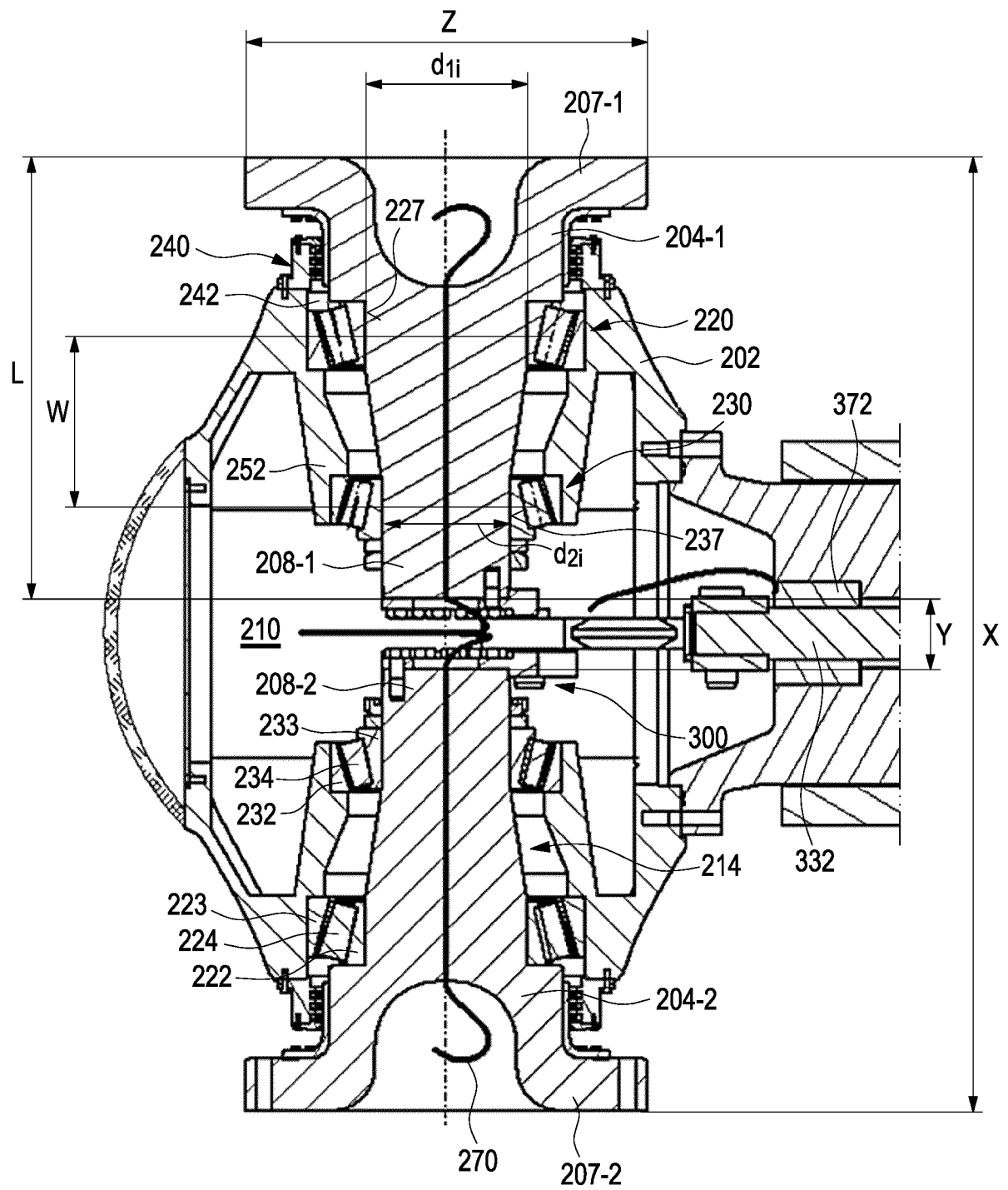


Fig. 3

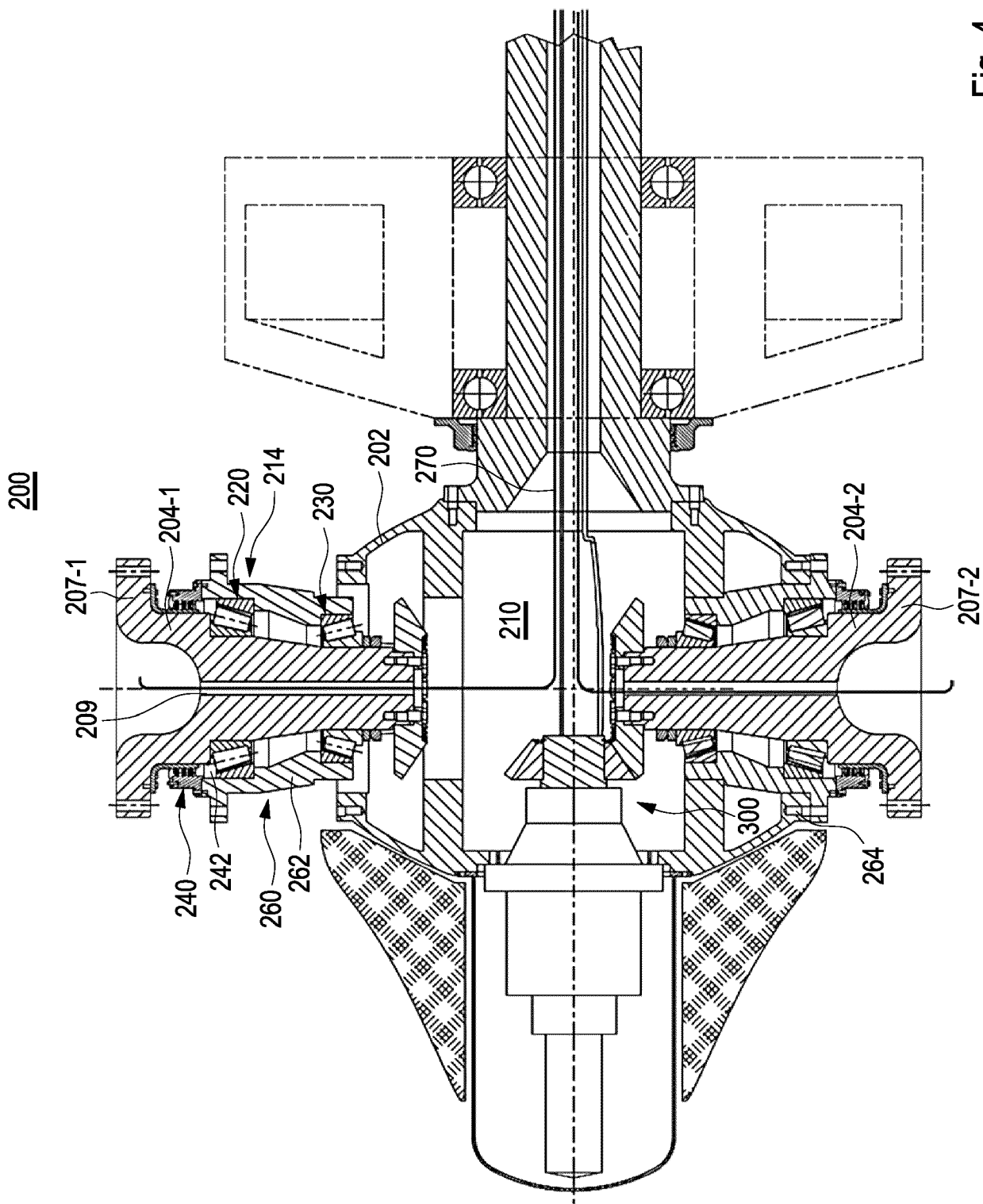
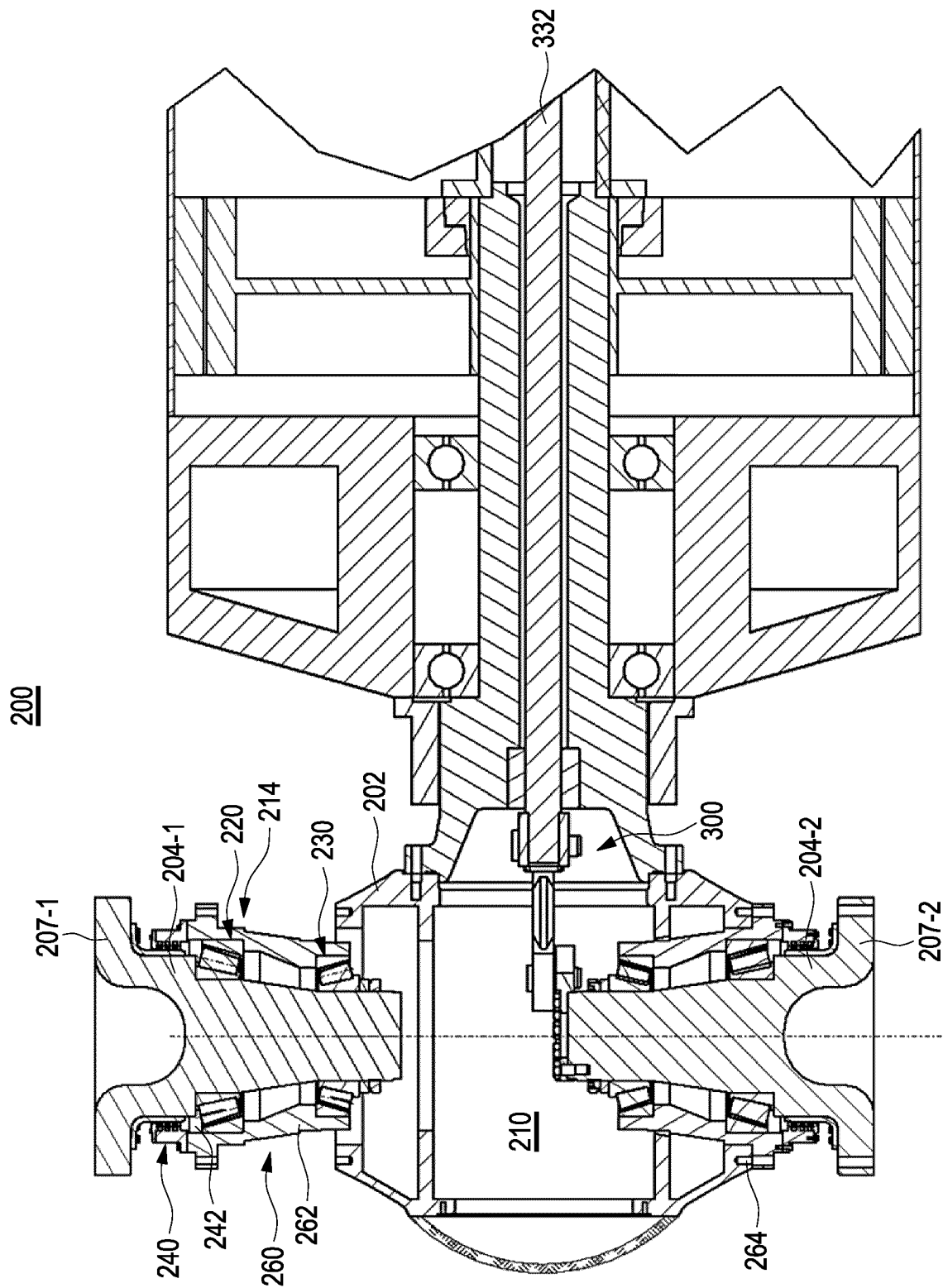


Fig. 4



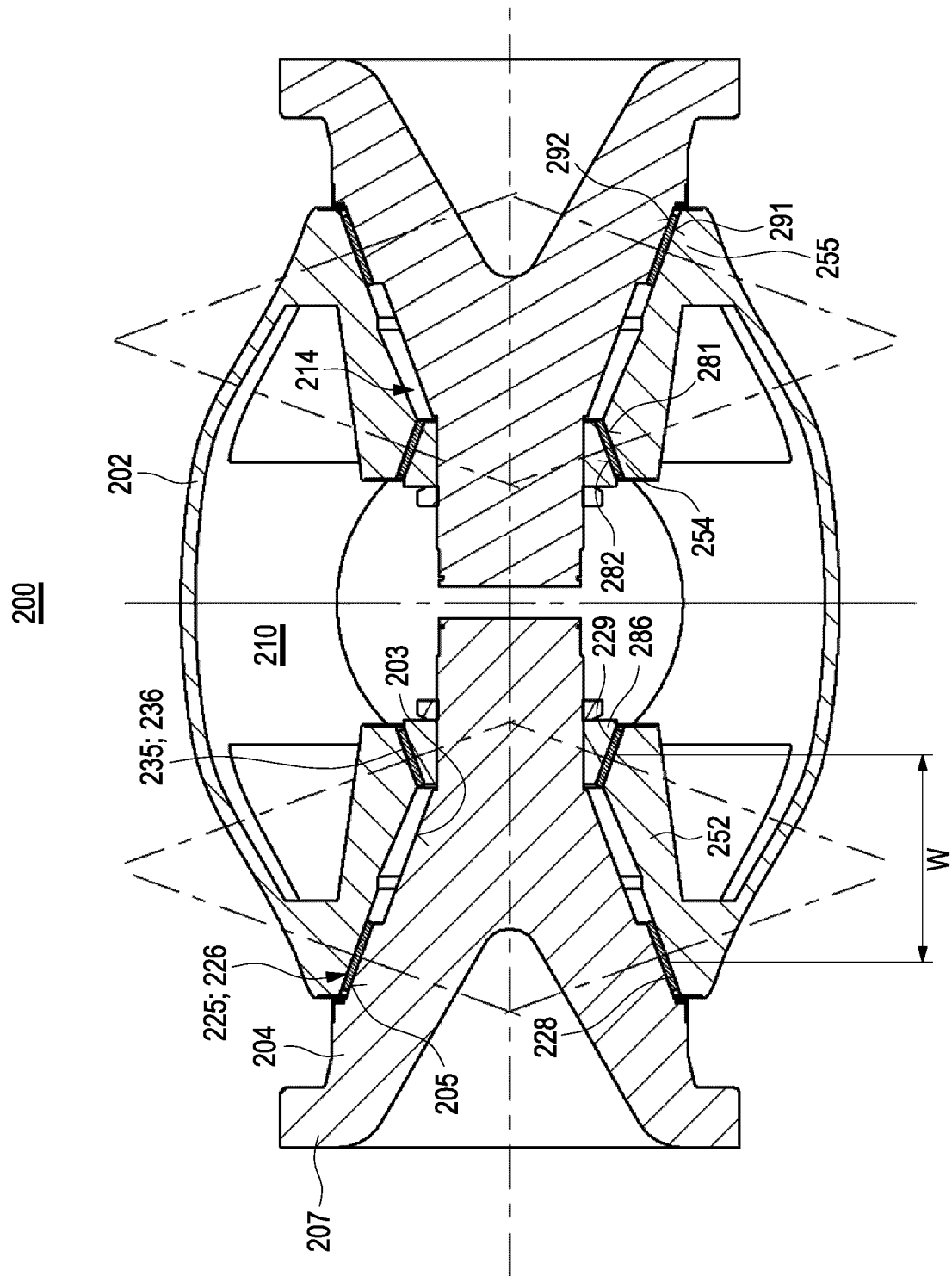


Fig. 6

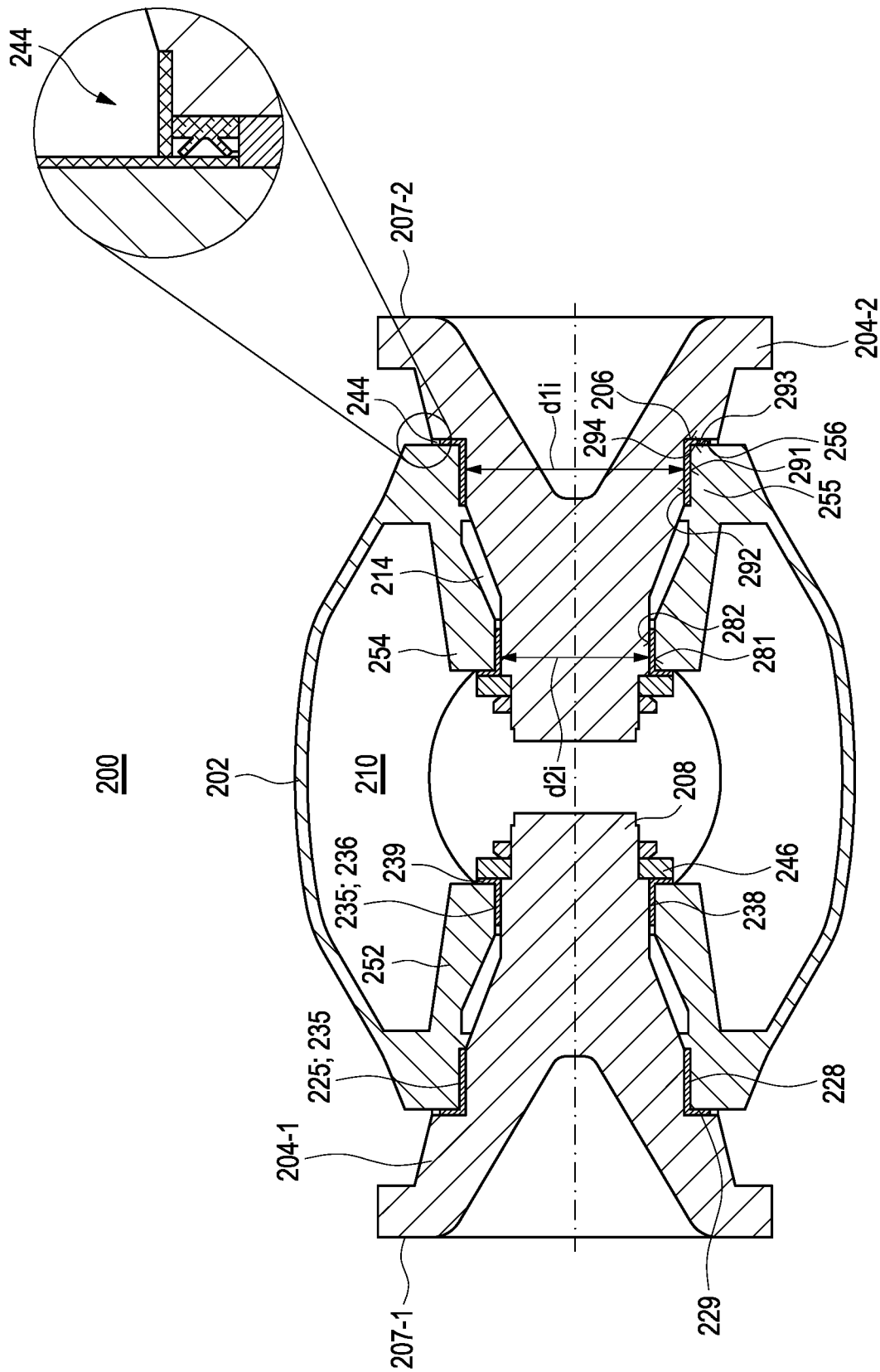


Fig. 7

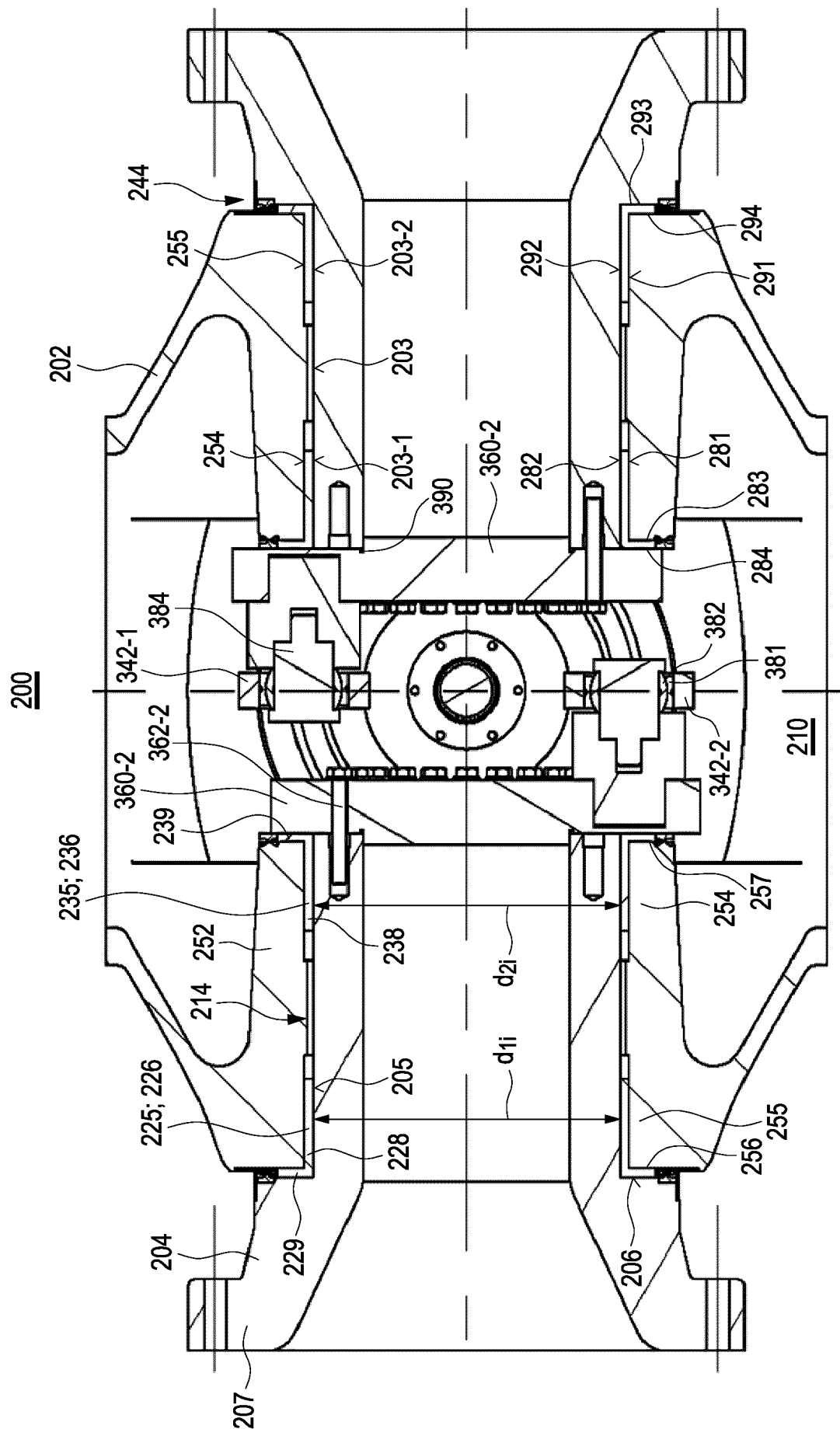


Fig. 8

9/23

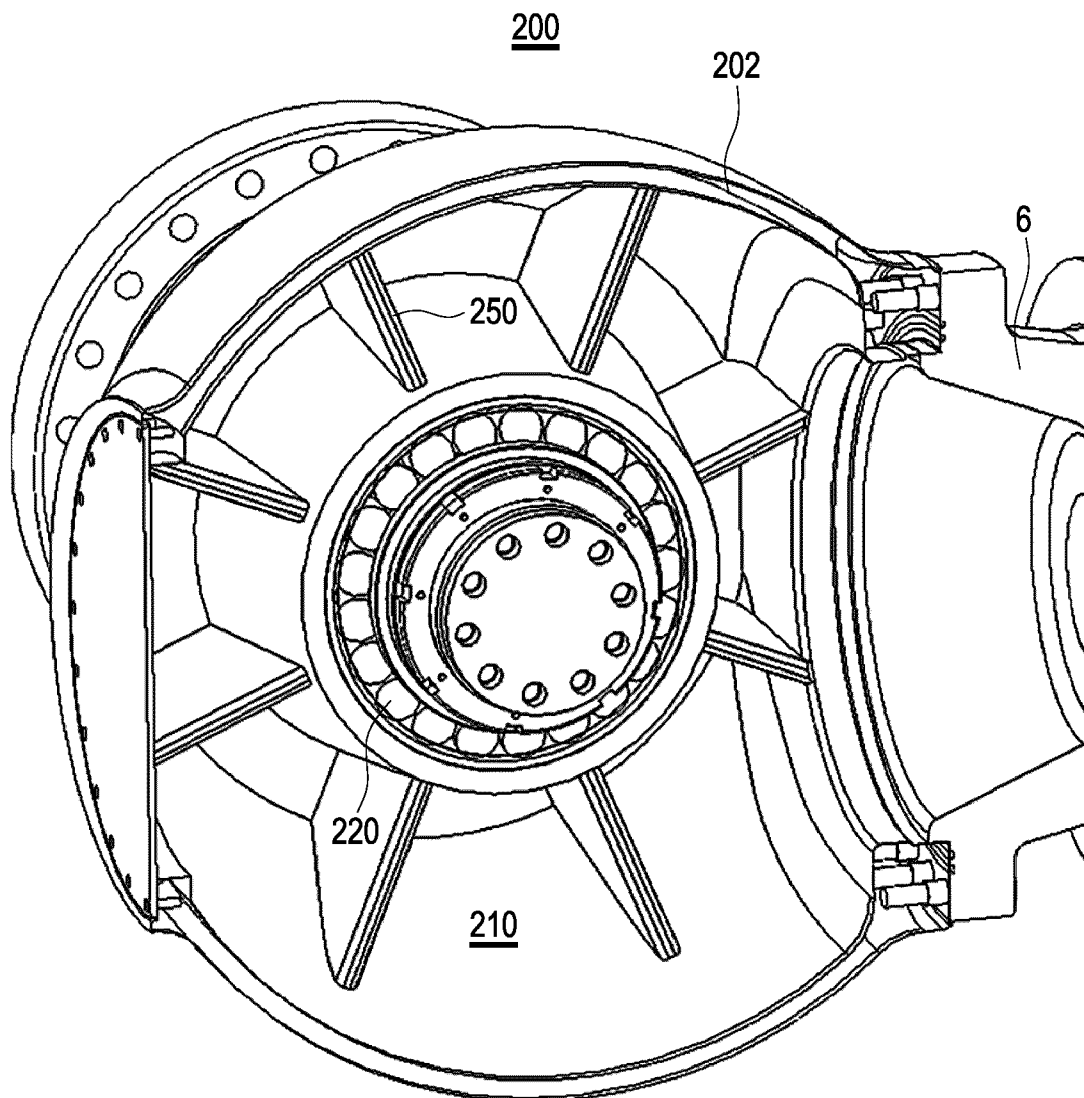


Fig. 9

200

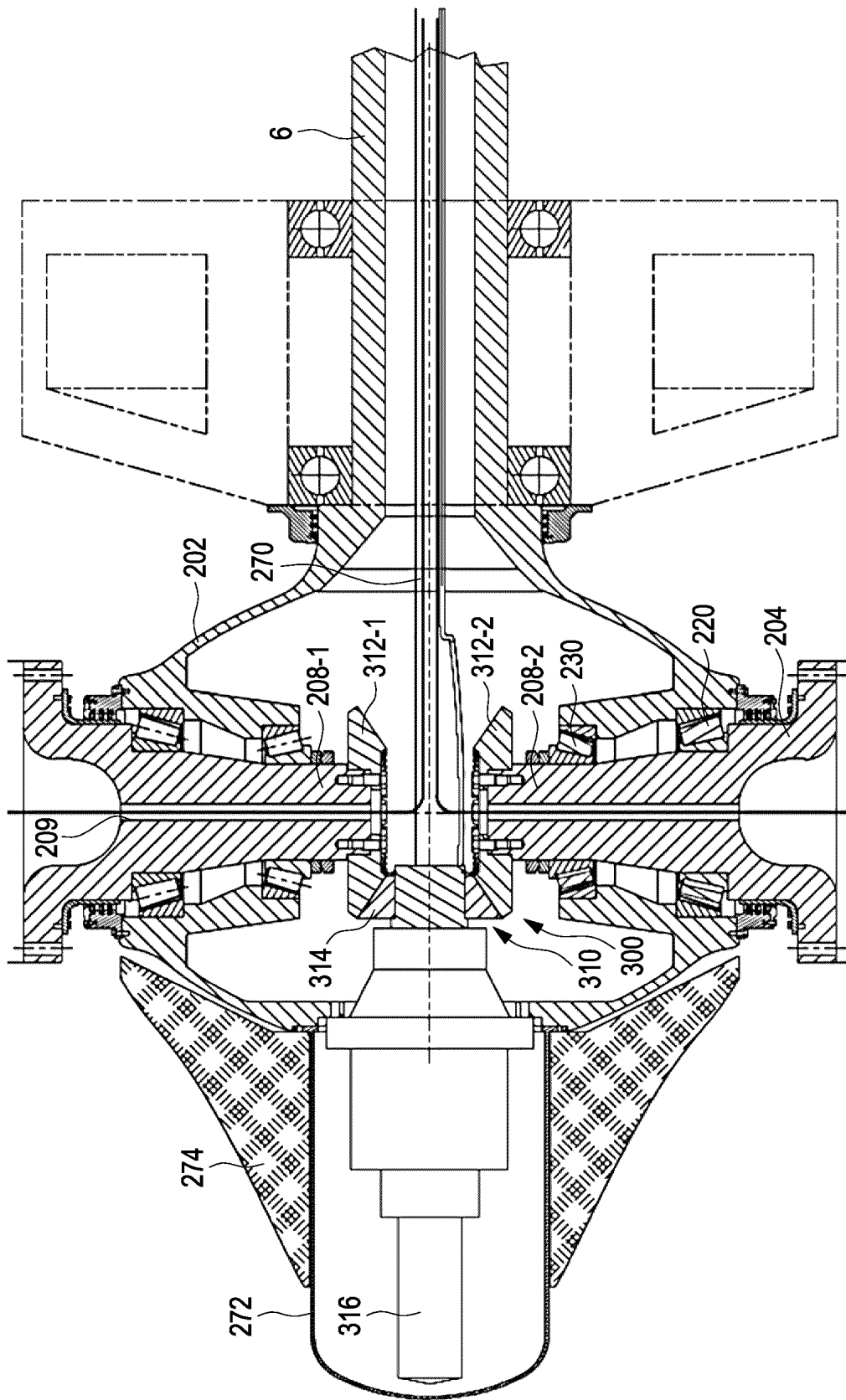


Fig. 10

200

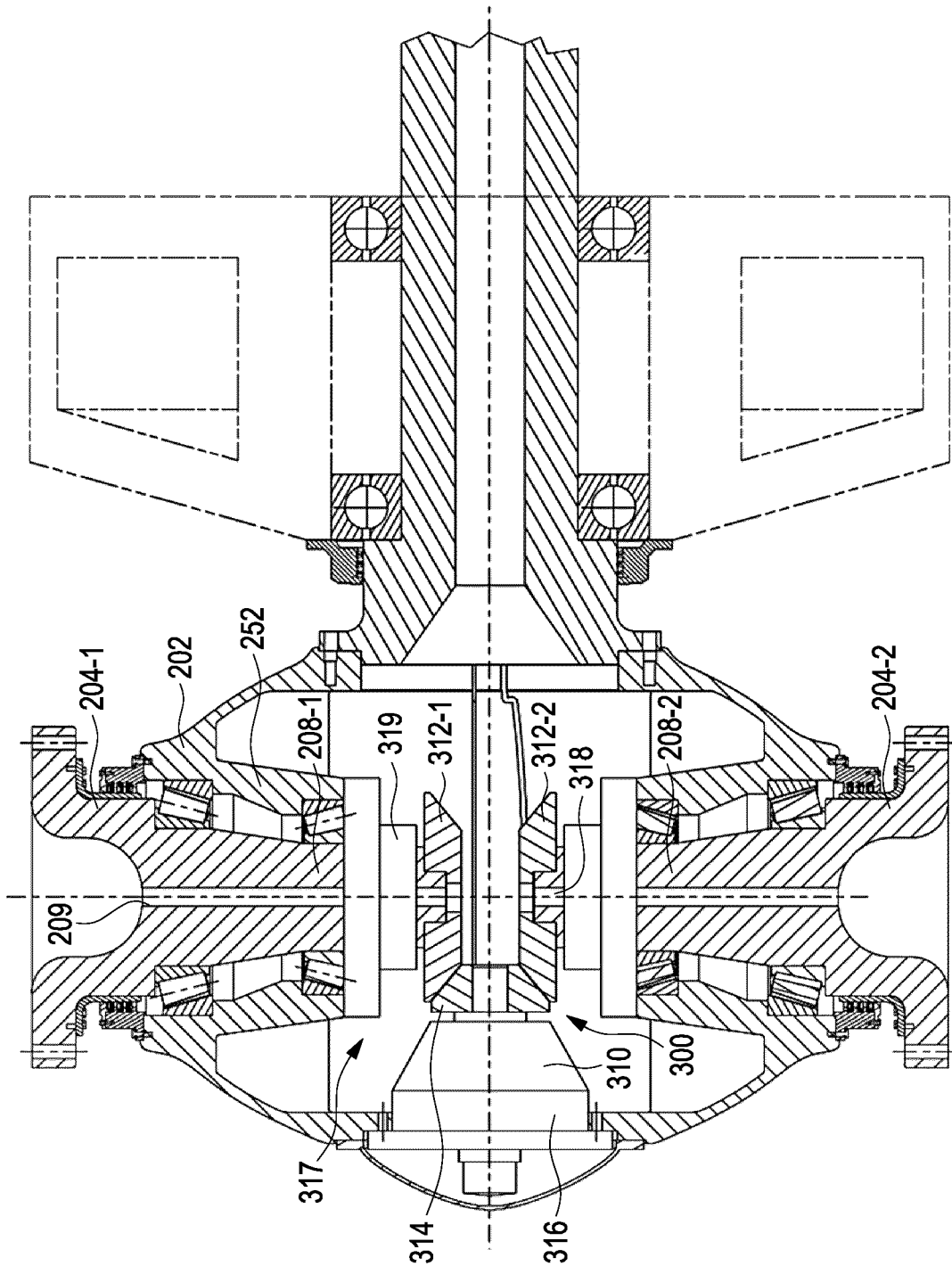
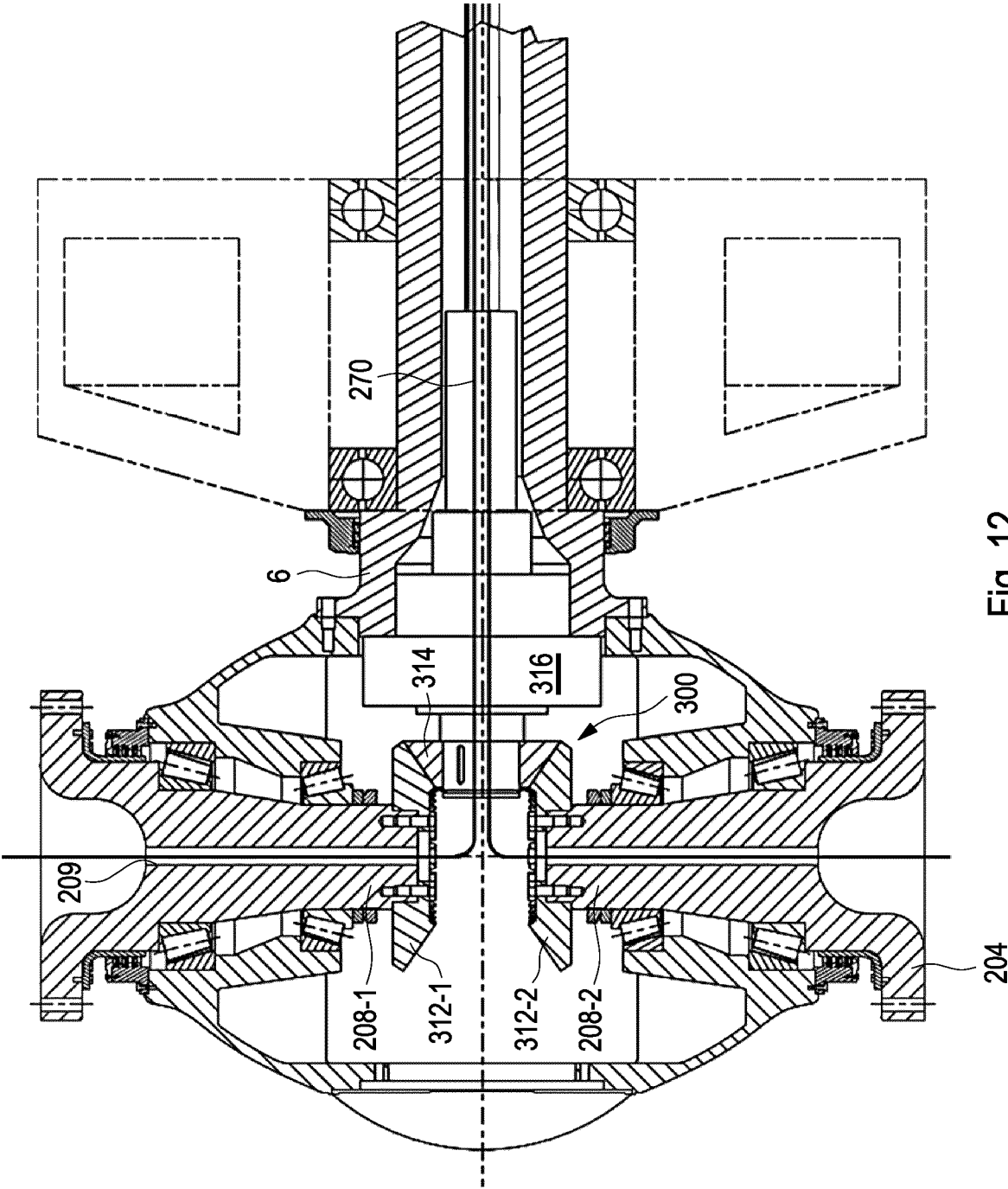


Fig. 11

200



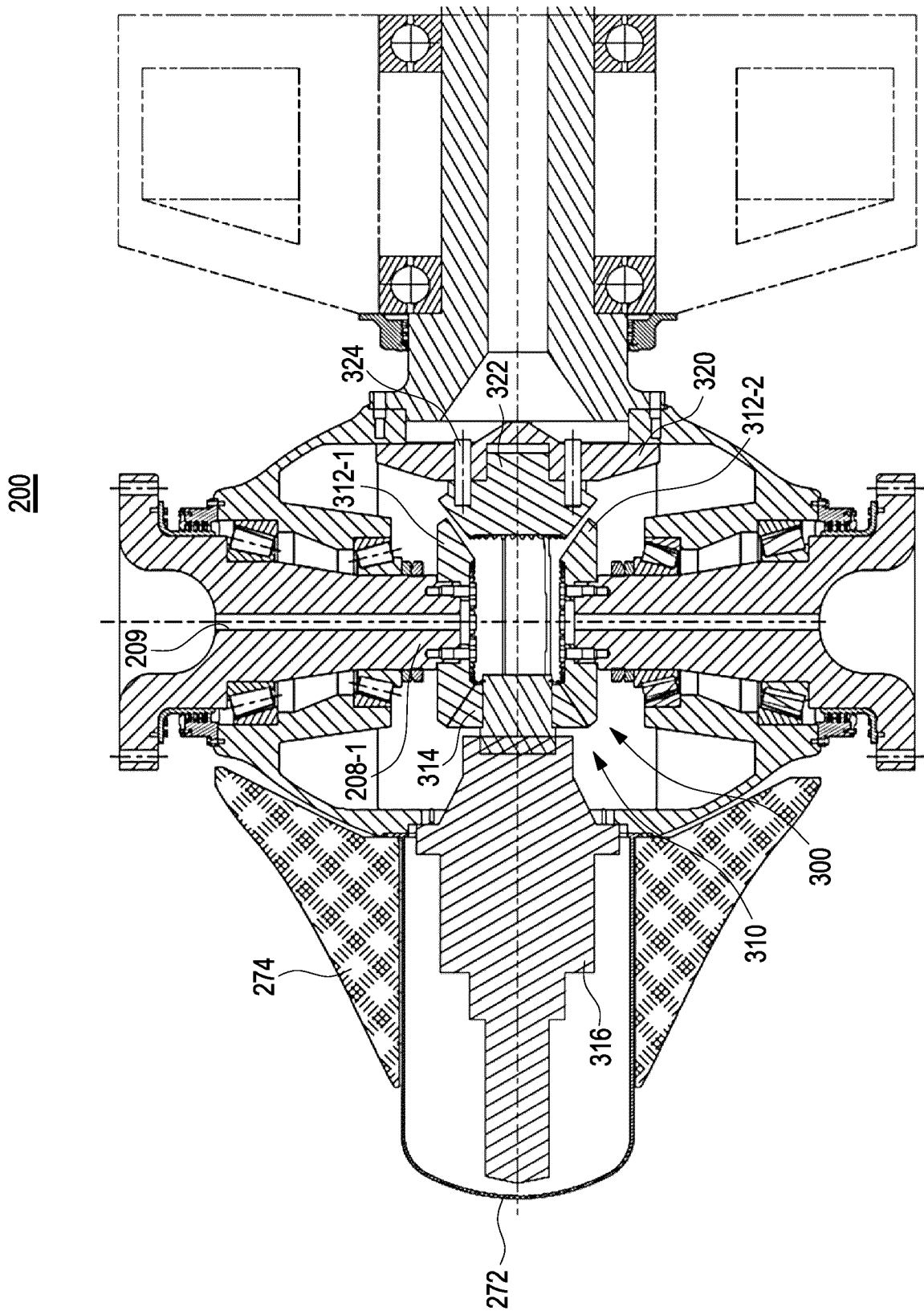


Fig. 13

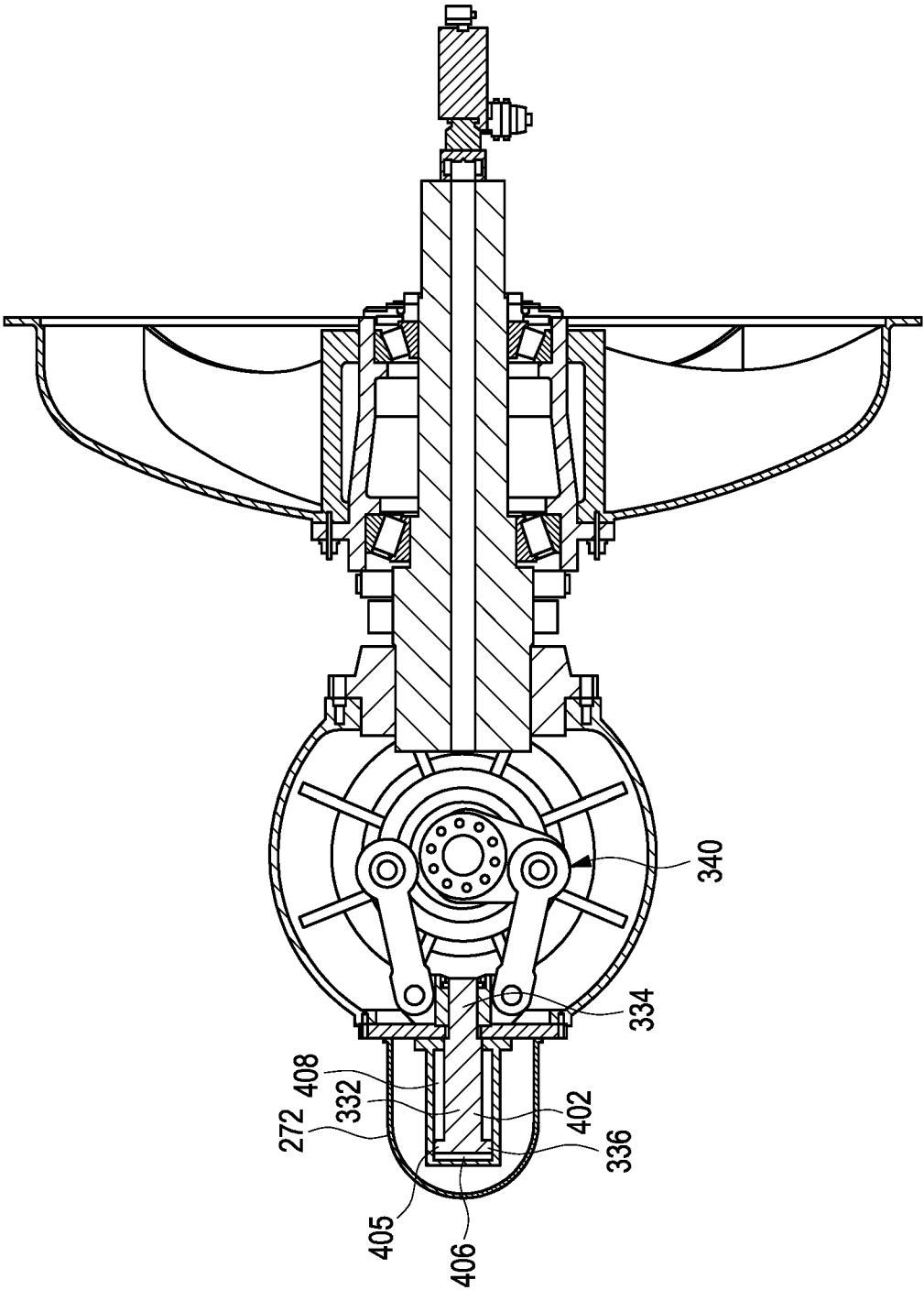
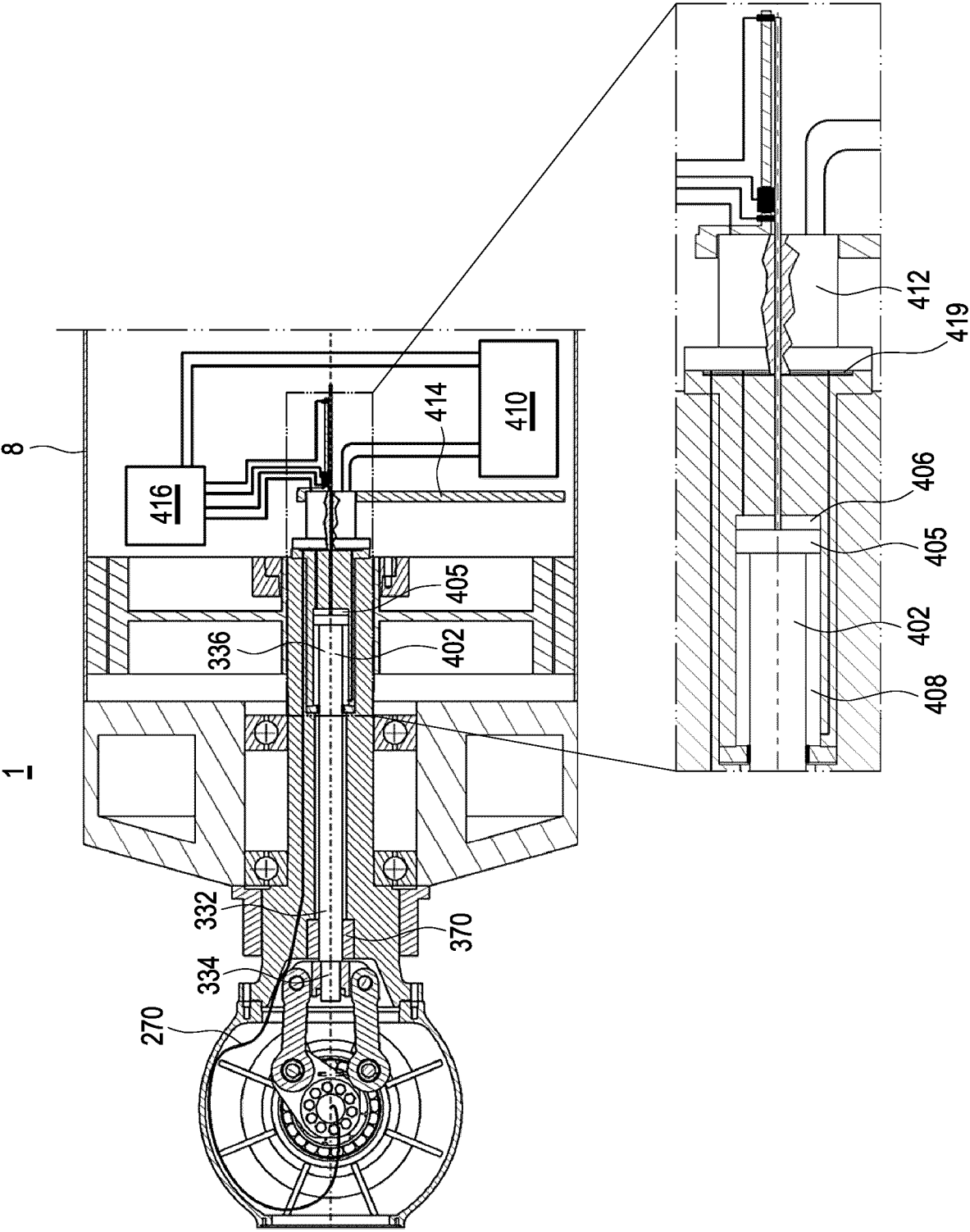


Fig. 14



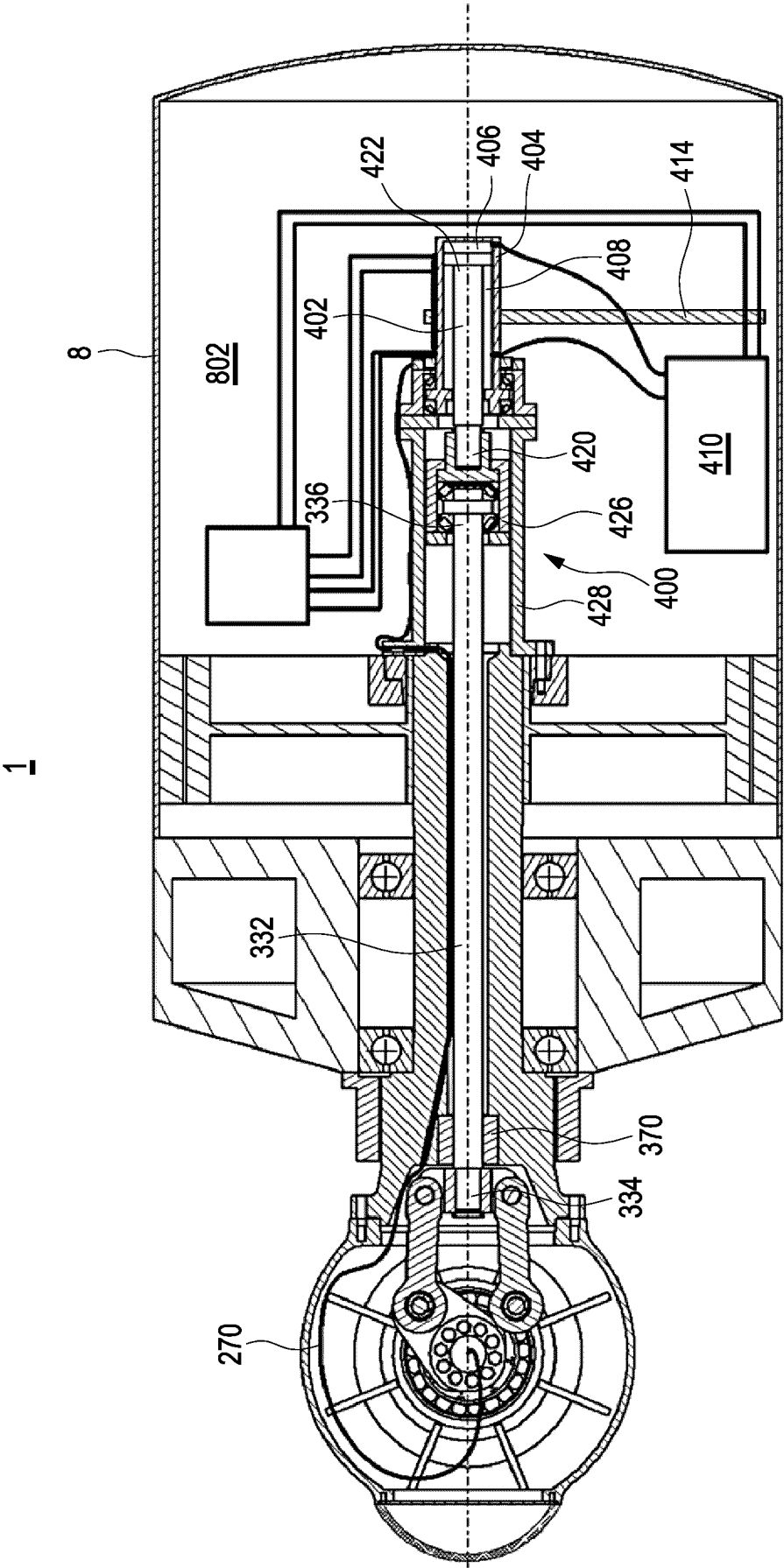


Fig. 16

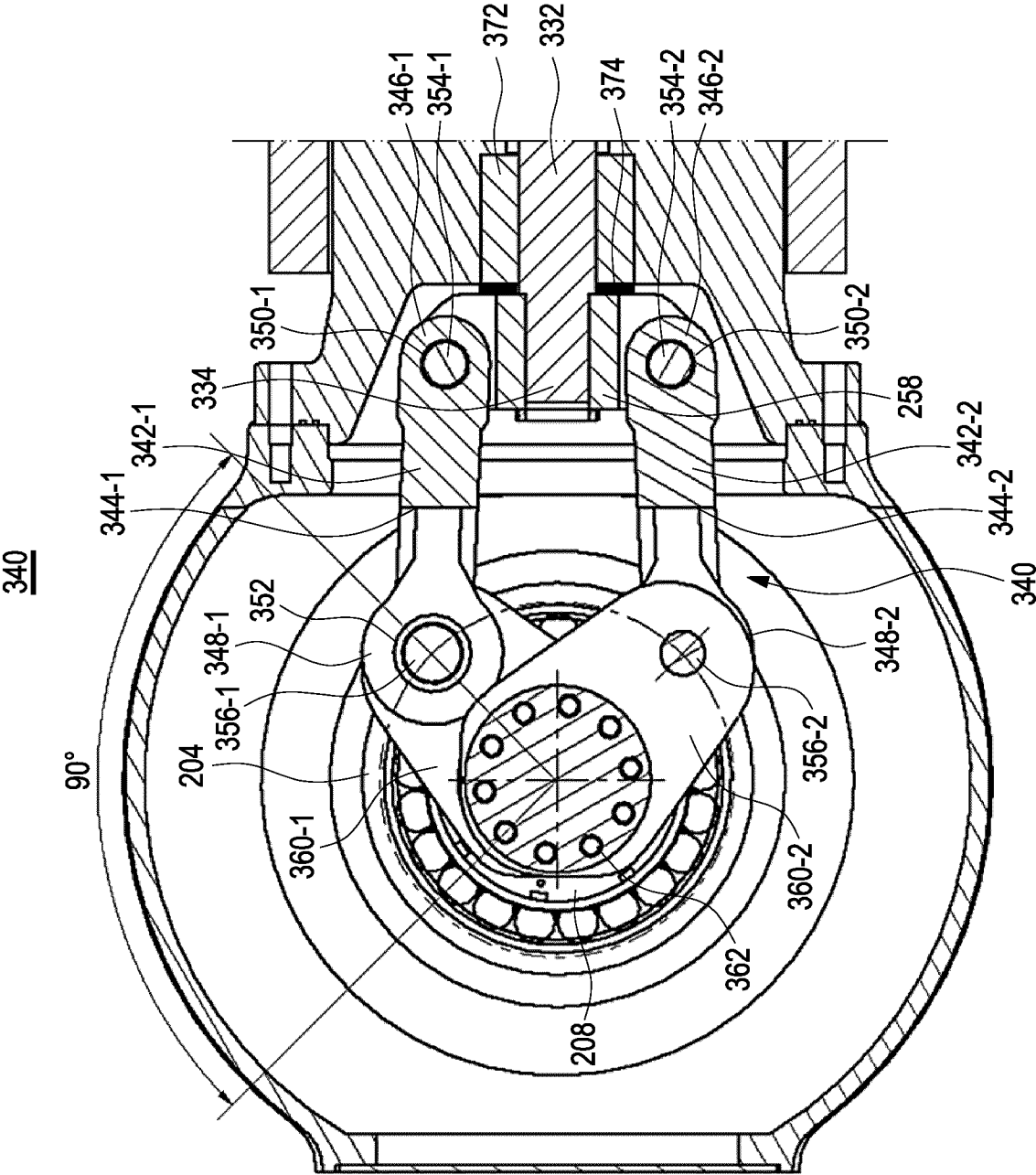


Fig. 17

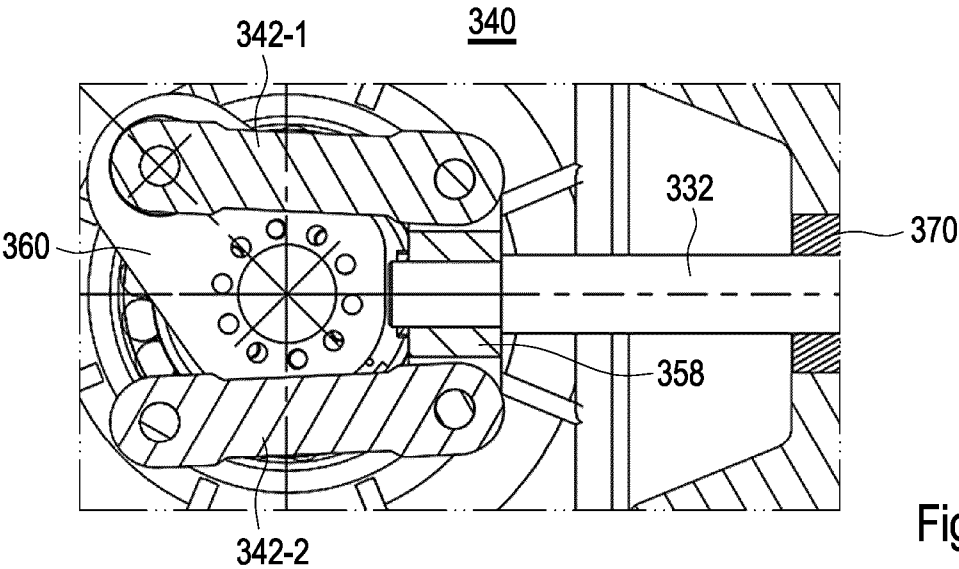


Fig. 18 A

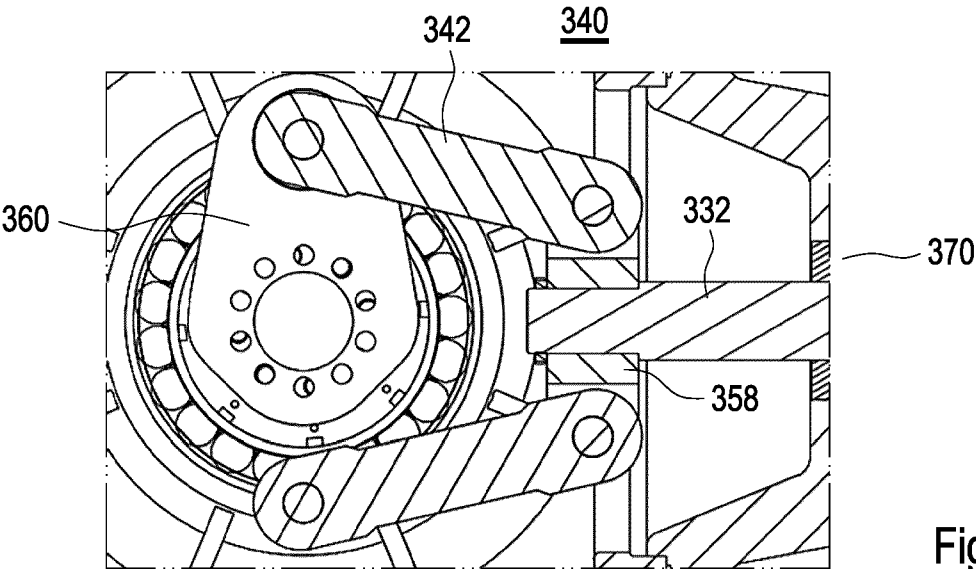


Fig. 18 B

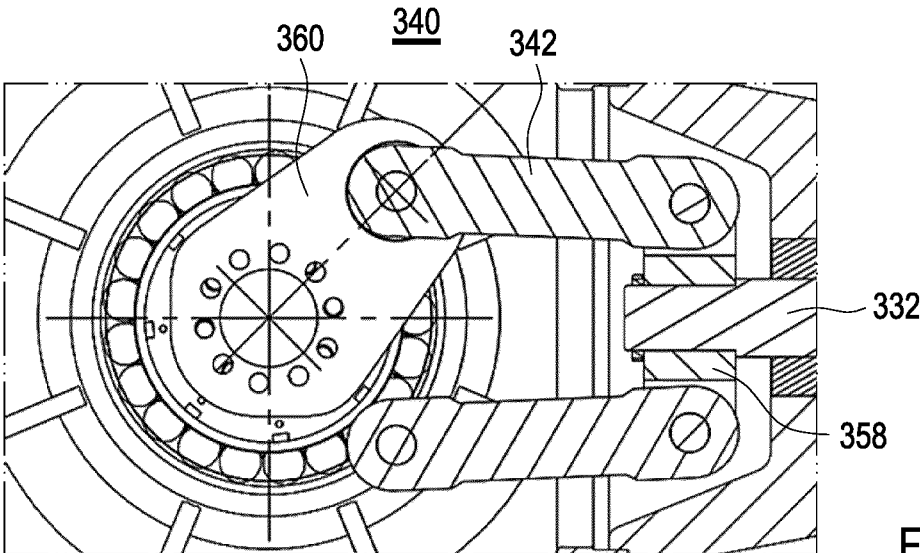


Fig. 18 C

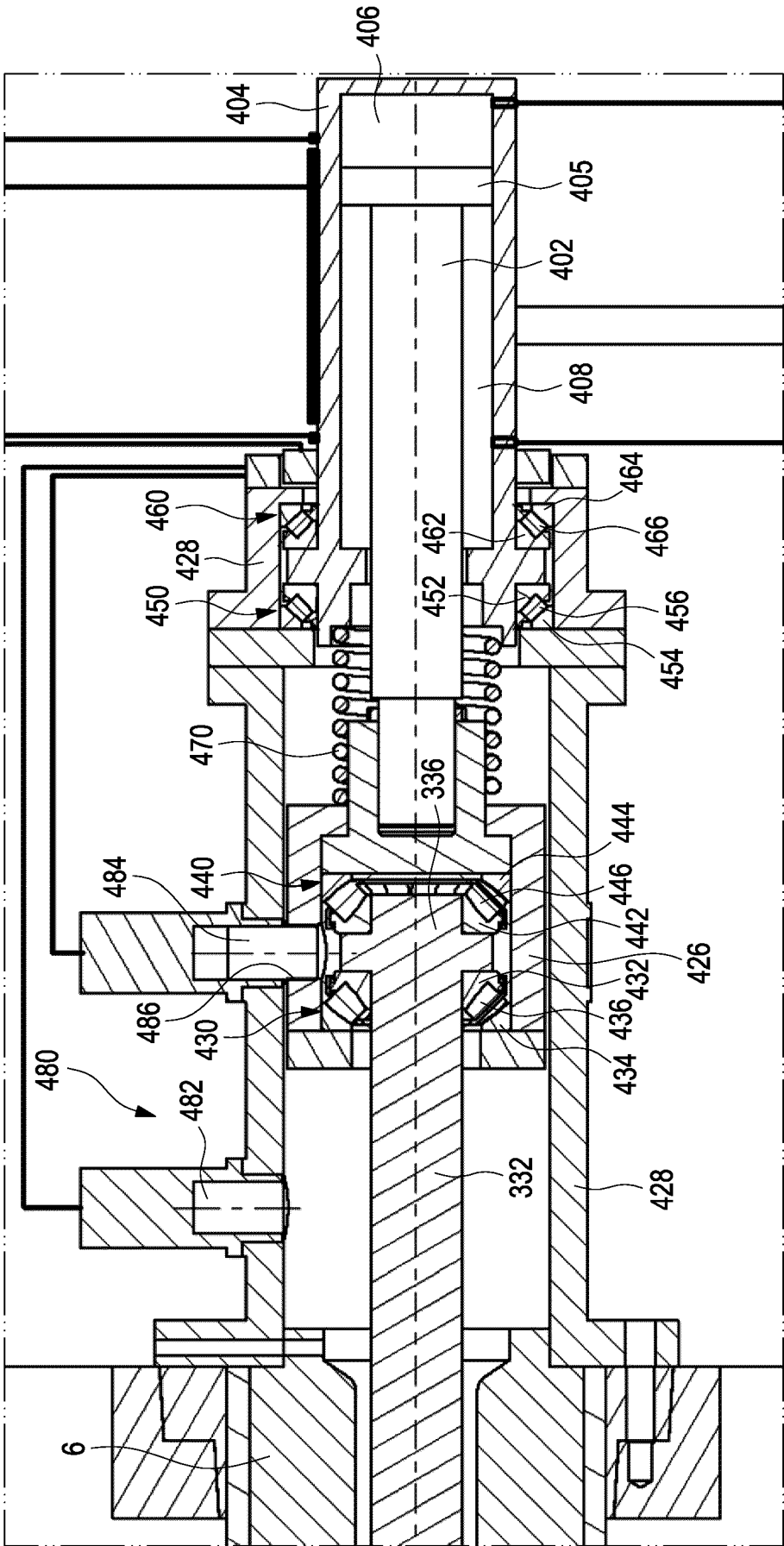


Fig. 19

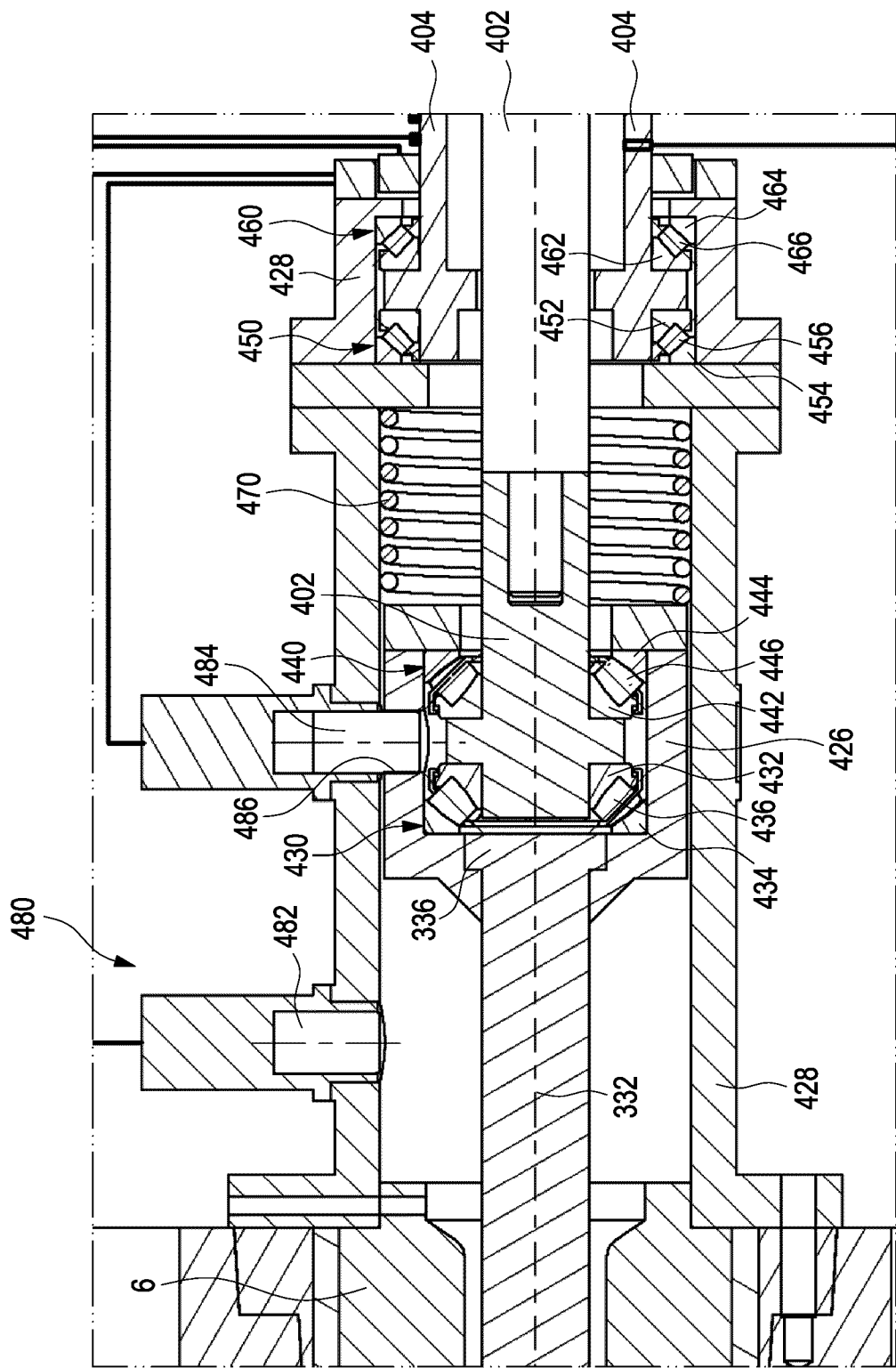


Fig. 20

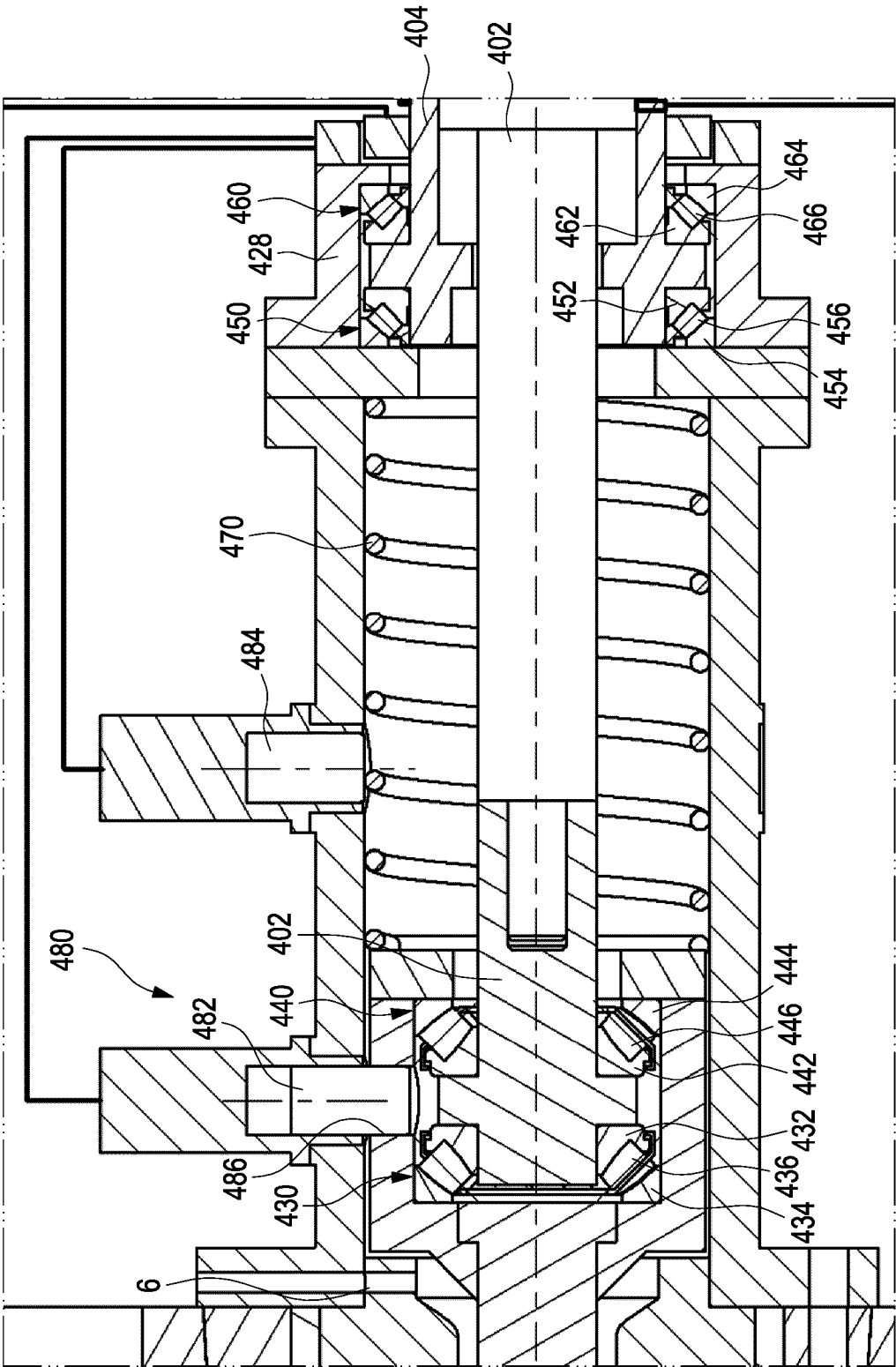


Fig. 21

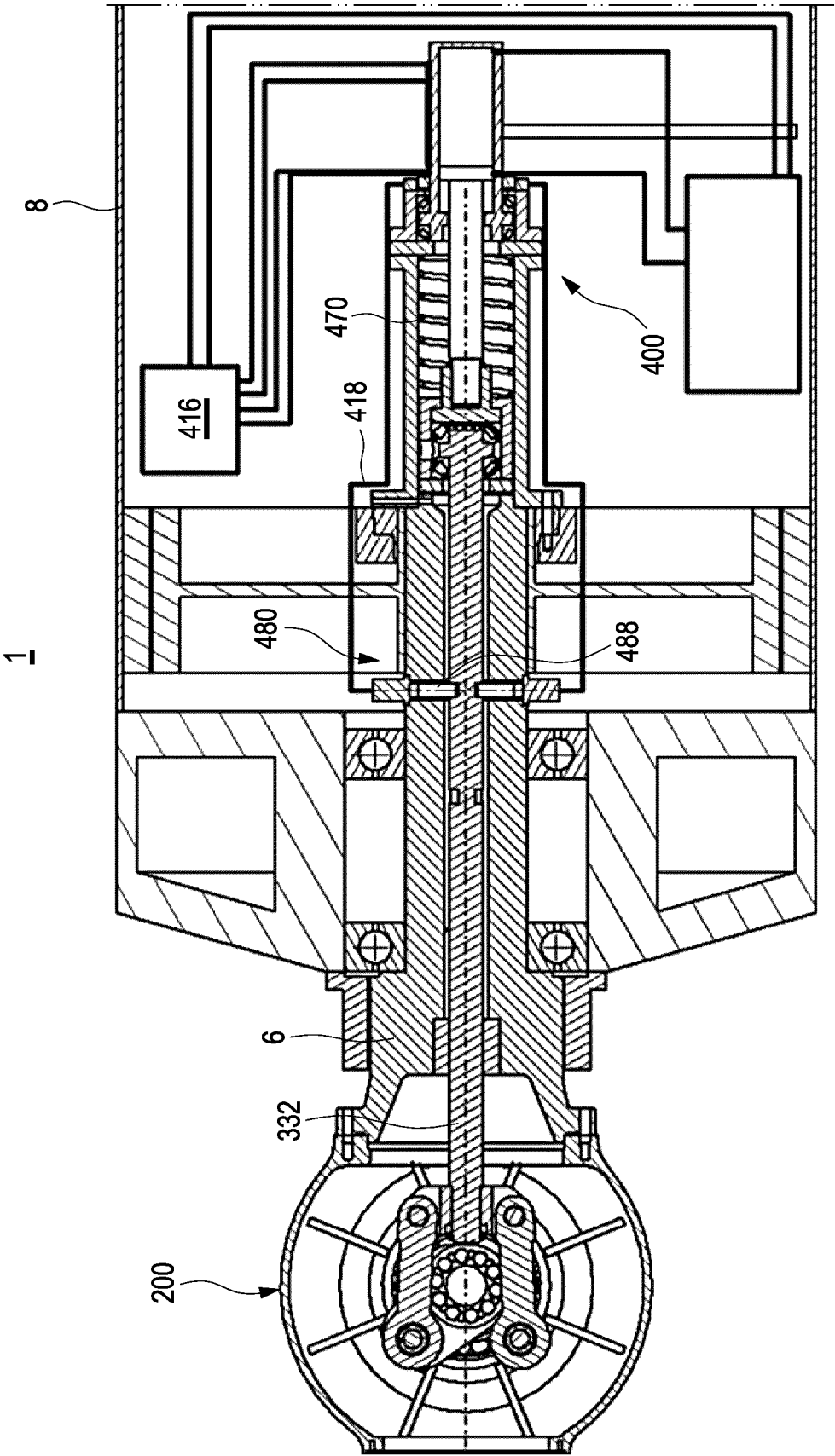


Fig. 22

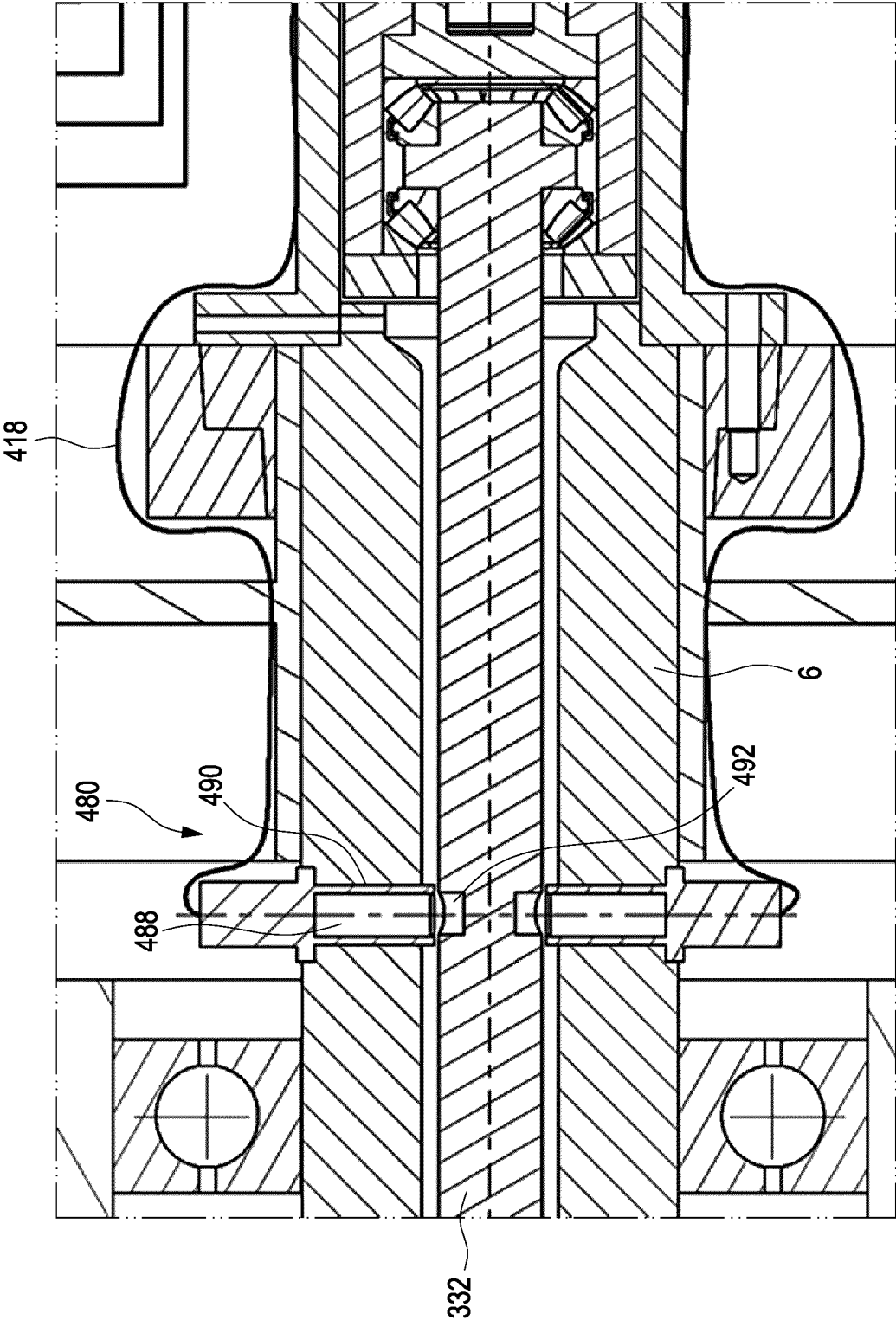


Fig. 23

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/EP2024/085984

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16C 17/14(2006.01)i; **F03B 3/14**(2006.01)i; **F03B 11/06**(2006.01)i; **F03B 13/10**(2006.01)i; **F16C 17/26**(2006.01)i;
F16C 33/74(2006.01)i; **F16C 35/02**(2006.01)i; **B63H 3/02**(2006.01)i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F16C; F03B; B63J; B63H

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

EPO-Internal

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	US 6016600 A (KENNELL MARK E [US] ET AL) 25 January 2000 (2000-01-25) page 3, column 6, line 8 - line 24; figures 3, 10a page 1, column 1, line 32 - line 48; figures 3,8,9,10a	1-15
X A	US 2283128 A (RING JOSEPH J) 12 May 1942 (1942-05-12) figure 1	1-11, 14 12,13,15
X A	DE 666385 C (KARLSTAD MEKANISKA AB) 18 October 1938 (1938-10-18) page 2, line 23 - line 74; figures 1,2	1,2,4-6,9,11-15 3,7,8,10
X A	US 8736096 B2 (KIYOSE HIROMITSU [JP]; OWAKI KIYOTO [JP] ET AL.) 27 May 2014 (2014-05-27) page 3, column 6, line 4 - line 29; figures 1,2,4 page 5, column 9, line 34 - line 53	1-3, 5-14 4.15
A	DE 102018214083 A1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN [DE]) 27 February 2020 (2020-02-27) paragraph [0011]; figure 1	1-15



Further documents are listed in the continuation of Box C.



See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

“A” document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
“E” earlier application or patent but published on or after the international filing date
“L” document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
“O” document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
“P” document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

“T” later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
“X” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
“Y” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
“&” document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

08 April 2025

Date of mailing of the international search report

16 April 2025

Name and mailing address of the ISA/EP

**European Patent Office
p.b. 5818, Patentlaan 2, 2280 HV Rijswijk
Netherlands (Kingdom of the)**

Telephone No. (+31-70)340-2040

Facsimile No. (+31-70)340-3016

Authorized officer

Kovács, Endre

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT
Information on patent family members

International application No.

PCT/EP2024/085984

Patent document cited in search report			Publication date (day/month/year)	Patent family member(s)			Publication date (day/month/year)
US	6016600	A	25 January 2000	NONE			
US	2283128	A	12 May 1942	NONE			
DE	666385	C	18 October 1938	NONE			
US	8736096	B2	27 May 2014	CA	2819035	A1	31 May 2012
				EP	2644884	A1	02 October 2013
				JP	5681459	B2	11 March 2015
				JP	2012112320	A	14 June 2012
				US	2013277980	A1	24 October 2013
				WO	2012070186	A1	31 May 2012
DE	102018214083	A1	27 February 2020	NONE			

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES		
INV.	F16C17/14 F03B3/14 F03B11/06 F03B13/10 F16C17/26	
	F16C33/74 F16C35/02 B63H3/02	
ADD.		
Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPC) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPC		
B. RECHERCHIERTE GEBIETE		
Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)		
F16C F03B B63J B63H		
Recherchierte, aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen		
Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)		
EPO-Internal		
C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN		
Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	US 6 016 600 A (KENNELL MARK E [US] ET AL) 25. Januar 2000 (2000-01-25) Seite 3, Spalte 6, Zeile 8 - Zeile 24; Abbildungen 3, 10a Seite 1, Spalte 1, Zeile 32 - Zeile 48; Abbildungen 3,8,9,10a -----	1 - 15
X	US 2 283 128 A (RING JOSEPH J) 12. Mai 1942 (1942-05-12)	1 - 11, 14
A	Abbildung 1 -----	12, 13, 15
X	DE 666 385 C (KARLSTAD MEKANISKA AB) 18. Oktober 1938 (1938-10-18)	1, 2, 4 - 6, 9, 11 - 15
A	Seite 2, Zeile 23 - Zeile 74; Abbildungen 1, 2 ----- - / - -	3, 7, 8, 10
☒ Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen ☒ Siehe Anhang Patentfamilie		
* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen : "A" Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist "E" frühere Anmeldung oder Patent, die bzw. das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist "L" Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt) "O" Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht "P" Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist "T" Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist "X" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung:: die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden "Y" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung:: die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist "&" Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist		
Datum des Abschlusses der internationalen Recherche		Absendedatum des internationalen Recherchenberichts
8. April 2025		16/04/2025
Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Fax: (+31-70) 340-3016		Bevollmächtigter Bediensteter Kovács, Endre

C. (Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN		
Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	US 8 736 096 B2 (KIYOSE HIROMITSU [JP]; OWAKI KIYOTO [JP] ET AL.) 27. Mai 2014 (2014-05-27)	1-3,5-14
A	Seite 3, Spalte 6, Zeile 4 - Zeile 29; Abbildungen 1,2,4 Seite 5, Spalte 9, Zeile 34 - Zeile 53 -----	4,15
A	DE 10 2018 214083 A1 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN [DE]) 27. Februar 2020 (2020-02-27) Absatz [0011]; Abbildung 1 -----	1-15

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2024/085984

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
US 6016600	A	25-01-2000	KEINE
US 2283128	A	12-05-1942	KEINE
DE 666385	C	18-10-1938	KEINE
US 8736096	B2	27-05-2014	CA 2819035 A1 31-05-2012
			EP 2644884 A1 02-10-2013
			JP 5681459 B2 11-03-2015
			JP 2012112320 A 14-06-2012
			US 2013277980 A1 24-10-2013
			WO 2012070186 A1 31-05-2012
DE 102018214083 A1	27-02-2020	KEINE	