

ITALIAN PATENT OFFICE

Document No.

102010901831185A1

Publication Date

20111020

Applicant

AKTIEBOLAGET SKF

Title

GRUPPO MOZZO RUOTA ASIMMETRICO

Descrizione a corredo di una domanda di brevetto per
invenzione industriale dal titolo: **GRUPPO MOZZO
RUOTA ASIMMETRICO**

A nome: **Aktiebolaget SKF**

5 di nazionalità svedese
con sede in: Göteborg (Svezia)

Inventore designato: CIULLA Luca

DESCRIZIONE

La presente invenzione è relativa ad un gruppo
10 mozzo ruota asimmetrico.

I gruppi mozzo ruota asimmetrici di tipo noto
presentano un asse di rotazione, e comprendono due
corone di corpi volventi presentanti diametri medi di
dimensioni differenti tra loro, un anello interno
15 flangiato, un anello esterno disposto coassiale e
esternamente all'anello interno, e, per ciascuna corona
di corpi volventi, una pista di scorrimento interna ed
una pista di scorrimento esterna ricavate,
rispettivamente, all'esterno dell'anello interno ed
20 all'interno dell'anello esterno in posizioni
assialmente sfalsate tra loro per permettere al gruppo
mozzo ruota asimmetrico di sopportare carichi
combinati, ovvero carichi che agiscono
contemporaneamente in un senso radiale ed in un senso
25 assiale.

Nei gruppi mozzo ruota asimmetrici del tipo sopra descritto il diametro medio della corona di corpi volventi disposta più vicina ad una flangia dell'anello interno flangiato, ovvero della corona di corpi volventi disposta sul cosiddetto lato "outboard", presenta una dimensione maggiore di un diametro dell'altra corona di corpi volventi, ovvero della corona di corpi volventi disposta sul cosiddetto lato "inboard". La testé descritta geometria conferisce al gruppo mozzo ruota asimmetrico una elevata rigidezza soprattutto se comparato ad un gruppo mozzo ruota simmetrico presentante entrambi i diametri medi identici e di dimensioni pari alle dimensioni della corona di corpi volventi sul lato "inboard".

I gruppi mozzo ruota asimmetrici sono utilizzati in numerose applicazioni in campo automobilistico, ma a causa delle sempre più restrittive norme antinquinamento adottate negli ultimi anni, si rende necessario studiare soluzioni tecnologiche volte a ridurre, anche in modo indiretto, sia i consumi energetici dei veicoli, sia le emissioni dannose per l'ambiente, quali, ad esempio, le emissioni di ossido di carbonio.

Scopo della presente invenzione è quello di realizzare un gruppi mozzo ruota asimmetrico, il quale

pur mantenendo elevate caratteristiche meccaniche ed elevata rigidezza, nonché elevata affidabilità, permetta una consistente riduzione dei consumi e delle emissioni inquinanti.

5 Secondo la presente invenzione viene realizzato un gruppo mozzo ruota asimmetrico presentante un asse di rotazione e comprendente due corone di corpi volventi presentanti diametri medi di dimensioni differenti tra loro, e, per ciascuna corona di corpi volventi, una
10 pista interna di scorrimento ed una pista esterna di scorrimento, le quali sono disposte in posizioni assialmente sfalsate secondo un rispettivo angolo di contatto e lungo una rispettiva linea di carico per permettere al gruppo di sopportare carichi combinati,
15 le piste di ciascuna corona di corpi volventi presentando rispettive osculazioni definite dal rapporto tra i raggi di curvatura delle piste stesse ed i diametri esterni dei corpi volventi della relativa corona di corpi volventi; il gruppo mozzo ruota
20 asimmetrico essendo caratterizzato dal fatto che l'angolo di contatto e le osculazioni di una prima corona di corpi volventi delle due corone di corpi volventi sono differenti dall'angolo di contatto e, rispettivamente, dalle osculazioni di una seconda
25 corona di corpi volventi delle due corone di corpi

volventi.

L'invenzione verrà ora descritta con riferimento ai disegni annessi, che ne illustrano alcuni esempi di attuazione non limitativi, in cui:

5 - la figura 1 illustra, in sezione trasversale, un prima preferita forma di realizzazione di un gruppo mozzo ruota asimmetrico realizzato secondo la presente invenzione;

10 - la figura 2 è un diagramma schematico della distribuzione dei carichi del gruppo mozzo ruota della figura 1; e

 - la figura 3 illustra, in sezione trasversale, un seconda preferita forma di realizzazione di un gruppo mozzo ruota asimmetrico della figura 1.

15 Con riferimento alla figura 1, con 10 è indicato nel suo complesso un gruppo mozzo ruota asimmetrico presentante un asse A di rotazione e comprendente un anello interno 11 ed un anello esterno 12 coassiali tra loro ed all'asse A di rotazione e girevoli l'uno
20 rispetto all'altro per l'interposizione tra loro di due corone C1 e C2 di corpi 13 volventi, che, nell'esempio qui descritto sono sfere, i cui centri sono disposti lungo rispettivi diametri medi P1 e P2. Nell'esempio di attuazione illustrato, il diametro medio P1 della
25 corona C1 presenta dimensioni maggiori delle dimensioni

del diametro medio P2 della corona C2.

Inoltre, il gruppo 10 comprende, per ciascuna corona C1 e C2, una pista interna 111 e 112 di scorrimento ed una pista esterna 121 e 122 di scorrimento disposte in posizioni assialmente sfalsate per permettere al gruppo 10 di sopportare carichi combinati, i quali agiscono contemporaneamente sia in senso radiale, sia in senso assiale, e si trasmettono tra sfere 13 e piste interne 111 e 112 e tra sfere 13 e piste esterne 121 e 122 lungo rispettive linee L1 e L2 di carico. In particolare, le linee L1 e L2 di carico congiungono i punti di contatto tra le sfere 13 di ciascuna corona C1 e C2 con le relative piste interne 111/112 e le relative piste esterne 121/122, e formano rispettivi angoli α e β di contatto con rispettive linee perpendicolari all'asse A in un piano radiale.

Le piste interne 111 e 112 di scorrimento sono ricavate all'esterno dell'anello interno 11, mentre le piste esterne 121 e 122 di scorrimento sono ricavate direttamente su una superficie 123 interna dell'anello esterno 12, il quale, nell'esempio di attuazione illustrato, è anche dotato di una flangia 124 esterna per l'ancoraggio del gruppo 10 ad un veicolo.

L'anello interno 11 è un anello interno flangiato per permettere l'attacco una ruota al gruppo 10, e

comprende:

- una flangia 14 trasversale all'asse A di rotazione,

- un fusello 15 estendentesi lungo l'asse A di rotazione e realizzato dello stesso materiale della flangia 14, ed

- un anello 16 di riporto, il quale è montato sul fusello 15, ed è assialmente bloccato da un bordino 17 rollato.

La flangia 14 e l'anello 16 definiscono, per il gruppo 10, i cosiddetti "lato outboard" e, rispettivamente, "lato inboard", e la pista interna 111 di scorrimento della corona C1 è ricavata direttamente su di una superficie esterna 113 del fusello 15 in prossimità della flangia 14, mentre la pista interna 112 di scorrimento della corona C2 è ricavata direttamente sull'anello 16 di riporto. Alternativamente, secondo una forma di attuazione non illustrata, anche la pista interna 111 di scorrimento della corona C1 può essere ricavata direttamente su di un rispettivo anello di riporto disposto in posizione intermedia tra la flangia 14 e l'anello 16 ed assialmente bloccato dalla flangia 14 e dall'anello 16 stessi.

Le piste 111, 112, 121, e 122 presentano

rispettive osculazioni O_{xy} definite dal rapporto tra i raggi r di curvatura delle piste 111, 112, 121, e 122 stesse ed i diametri esterni $\Phi 1$ e $\Phi 2$ delle sfere 13 di ciascuna corona C1 e C2. In altre parole, avremo le
5 seguenti osculazioni:

O_{OE} : rapporto tra il raggio di curvatura della pista esterna 111, lato outboard, con il diametro esterno $\Phi 1$;

O_{IE} : rapporto tra il raggio di curvatura della
10 pista esterna 112, lato inboard, con il diametro esterno $\Phi 2$;

O_{OI} : rapporto tra il raggio di curvatura della pista interna 121, lato outboard, con il diametro esterno $\Phi 1$;

15 O_{II} : rapporto tra il raggio di curvatura della pista interna 122, lato inboard, con il diametro esterno $\Phi 2$.

Nell'esempio di attuazione illustrato, allo scopo di ridurre lo scivolamento tra le sfere 13 e le
20 relative piste 111, 112, 121, e 122, ovvero allo scopo di ridurre l'attrito tra corpi volventi e piste e, di conseguenza, allo scopo di ridurre una possibile fonte di dissipazione di energia ovvero allo scopo di ridurre i consumi e le emissioni inquinanti, nel gruppo mozzo
25 ruota 10, le osculazioni O_{OE} e O_{OI} della corona C1 sono

differenti dalle rispettive osculazioni O_{IE} e O_{II} della corona C2. Le prestazioni migliori in termini di riduzione dell'attrito si hanno allorquando si realizza il gruppo mozzo ruota 10 secondo una qualsiasi delle

5 seguenti condizioni geometriche:

- 1) $O_{OE} > O_{IE}$; oppure
- 2) $O_{OI} > O_{II}$; oppure
- 3) $O_{OE} > O_{IE}$ e $O_{OI} > O_{II}$.

In particolare, è stato verificato che le
10 condizioni ottimali in termini di riduzione dell'attrito, si hanno allorquando si realizza il gruppo mozzo ruota 10 secondo una qualsiasi delle seguenti condizioni geometriche:

- 1) $O_{OE} > 1,004 O_{IE}$; oppure
- 15 2) $O_{OI} > 1,004 O_{II}$; oppure
- 3) $O_{OE} > 1,004 O_{IE}$ e $O_{OI} > 1,004 O_{II}$.

La differente osculazione del lato outboard rispetto al lato inboard può essere ottenuta sia variando i raggi di curvatura delle relative piste 111
20 e 121 del lato outboard rispetto ai raggi di curvatura delle piste 112 e 122 del lato inboard, oppure variando i diametri esterni $\Phi 1$ e $\Phi 2$ delle sfere 13.

In altre parole, la differente osculazione del lato outboard rispetto al lato inboard può essere
25 ottenuta realizzando un gruppo mozzo ruota 10' così

come alternativamente illustrato nella figura 3, in cui i diametri esterni $\Phi 1$ delle sfere 13 della corona C1 non presentano dimensioni pari alle dimensioni dei diametri esterni $\Phi 2$ delle sfere 13 della corona C2 come
5 nell'esempio di attuazione sopra descritto, ma in cui i diametri esterni $\Phi 1$ delle sfere 13 della corona C1 presentano dimensioni inferiori alle dimensioni dei diametri esterni $\Phi 2$ delle sfere 13 della corona C2.

La riduzione dei diametri esterni $\Phi 1$ delle sfere
10 13 comporta, a parità delle altre condizioni dinamiche e strutturali sopra descritte, una riduzione delle velocità tangenziali tra sfere 13 e piste di scorrimento e, pertanto, una riduzione dell'attrito.

In aggiunta agli effetti benefici in termini di
15 riduzione dell'attrito tra corpi volventi e piste di scorrimento sopra descritti per effetto dei rapporti tra le osculazioni, e sempre ai medesimi fini di riduzione, il gruppo mozzo ruota 10 sopradescritto, così come anche gruppo mozzo ruota 10' con sfere 13 di
20 diametri esterni differenti, presenta le ampiezze degli angoli α e β di contatto di dimensioni differenti tra loro, e, in particolare l'angolo α di contatto della corona C1 presenta un'ampiezza maggiore dell'ampiezza dell'angolo β di contatto della corona C2

25 Nella figura 2, è illustrato in modo schematico un

diagramma di carico del gruppo mozzo ruota 10 della presente invenzione nell'ipotesi che venga sottoposto ad un carico ruota FR applicato in corrispondenza di un centro PR di applicazione disposto lungo l'asse A di
5 rotazione.

Le corone C1 e C2 del gruppo mozzo ruota 10, sottoposte al carico ruota FR, reagiscono con rispettive forza F1 e F2 di reazione, le quali sono applicate in corrispondenza di rispettivi centri R1 e
10 R2 di reazione, i quali sono individuati lungo l'asse A dall'intersezione delle relative linee L1 e L2 di forza con l'asse A stesso, e distano assialmente dal centro PR di applicazione di una distanza assiale X1 e, rispettivamente, di una distanza assiale X2.

15 In particolare, è stato verificato che le condizioni ottimali in termini di riduzione dell'attrito si hanno allorquando i valori delle tangenti trigonometriche dei due angoli α e β di contatto sono legati dalle seguente relazione:

20
$$tg\beta = tg\alpha * \left[\frac{X2 + X1}{X1} - \frac{X2}{X1} * K \right]$$

dove:

$$K = \frac{P1}{P2}.$$

Con riferimento alla figura 2, qualora il gruppo mozzo ruota fosse simmetrico, ovvero con k pari a 1, e

qualora gli angoli α e β' di contatto fossero di pari
ampiezza, le forze di reazione, indicate in questo caso
con $F1'$ e $F2'$ sarebbero applicate in rispettivi centri
 $R1'$ e $R2'$ di reazione distanti assialmente dal centro
5 PR di applicazione di una distanza assiale $X1'$ e,
rispettivamente, di una distanza assiale $X2'$.

Considerando il diagramma di carico del gruppo
mozzo ruota 10 simmetrico ($k=1$), ma con differenti
ampiezze degli angoli α e β di contatto, ovvero con
10 l'ampiezza dell'angolo β inferiore all'ampiezza
dell'angolo α ed all'ampiezza dell'angolo β' e
confrontandolo con il diagramma di carico di un gruppo
mozzo ruota simmetrico e con pari ampiezze degli angoli
 α e β' di contatto, si ha che il centro $R2$ di reazione
15 della forza $F2$ di reazione si sposta ad una distanza $X2$
assiale inferiore alla distanza $X2'$ con un conseguente
incremento dell'intensità della forza $F2$ di reazione
stessa. Tuttavia, la riduzione dell'ampiezza
dell'angolo β di contatto determina, a livello
20 cinematico, una riduzione di una velocità di
rivoluzione delle sfere 13 attorno all'asse A con una
conseguente riduzione dell'attrito tra sfere 13 e piste
112 e 122 di scorrimento.

Quando, invece, il gruppo mozzo ruota 10 è
25 asimmetrico, ovvero con k maggiore di uno, e gli angoli

α e β di contatto presentano ampiezze differenti, si ha che, rispetto al precedente caso di gruppo mozzo ruota simmetrico, il centro R1 di reazione della forza F1 di reazione si sposta ad una distanza X1 assiale superiore
5 alla distanza X1' con un conseguente decremento dell'intensità della forza F2 di reazione stessa ed una migliore distribuzione delle forze F1 e F2 di reazione senza alcuna sostanziale variazione della velocità di rivoluzione delle sfere 13 della corona C1 attorno
10 all'asse A. Pertanto, in un gruppo mozzo ruota 10 asimmetrico, oltre a beneficiare di una maggiore rigidezza, beneficia anche di una migliore distribuzione di forze permettendo alle sfere 13 di ciascuna corona C1 e C2 di lavorare in condizioni di
15 carico migliori e con un minore attrito tra le piste di scorrimento e le sfere 13 stesse a tutto vantaggio dei consumi e delle emissioni inquinanti.

Si intende che l'invenzione non è limitata alle forme di realizzazione qui descritte ed illustrate, che
20 sono da considerarsi come esempi di attuazione del gruppo mozzo ruota asimmetrico, che è invece suscettibile di ulteriori modifiche relative a forme e disposizioni di parti, dettagli costruttivi e di montaggio.

RIVENDICAZIONI

1. Gruppo mozzo ruota (10)(10') asimmetrico
presentante un asse (A) di rotazione e comprendente
due corone (C1, C2) di corpi volventi (13)
5 presentanti diametri medi di dimensioni differenti
tra loro, e, per ciascuna corona di corpi volventi
(13), una pista interna (111, 112) di scorrimento ed
una pista esterna (121, 122) di scorrimento, le
quali sono disposte in posizioni assialmente
10 sfalsate secondo un rispettivo angolo di contatto e
lungo una rispettiva linea di carico (L1, L2) per
permettere al gruppo di sopportare carichi
combinati, le piste di ciascuna corona di corpi
volventi (13) presentando rispettive osculazioni
15 definite dal rapporto tra i raggi di curvatura delle
piste stesse ed i diametri esterni dei corpi
volventi (13) della relativa corona di corpi
volventi (13); il gruppo mozzo ruota asimmetrico
essendo caratterizzato dal fatto che l'angolo di
20 contatto e le osculazioni di una prima corona (C1)
di corpi volventi (13) delle due corone (C1, C2) di
corpi volventi (13) sono differenti dall'angolo di
contatto e, rispettivamente, dalle osculazioni di
una seconda corona (C2) di corpi volventi (13) delle
25 due corone (C1, C2) di corpi volventi (13).

2. Gruppo mozzo ruota asimmetrico secondo la rivendicazione 1, caratterizzato dal fatto che l'osculazione della pista esterna (121) di scorrimento della prima corona (C1) di corpi volventi (13) presenta un valore maggiore di un valore dell'osculazione della pista esterna (122) di scorrimento della seconda corona (C2) di corpi volventi (13).

3. Gruppo mozzo ruota asimmetrico secondo la rivendicazione 2, caratterizzato dal fatto che l'osculazione della pista esterna (121) di scorrimento della prima corona (C1) di corpi volventi (13) è 1,004 volte maggiore dell'osculazione della pista esterna (122) di scorrimento della seconda corona (C2) di corpi volventi (13).

4. Gruppo mozzo ruota asimmetrico secondo la rivendicazione 1 o 2 o 3, caratterizzato dal fatto che l'osculazione della pista interna (111) di scorrimento della prima corona (C1) di corpi volventi (13) presenta un valore maggiore di un valore dell'osculazione della pista interna (112) di scorrimento della seconda corona (C2) di corpi volventi (13).

5. Gruppo mozzo ruota asimmetrico secondo la

rivendicazione 4, caratterizzato dal fatto che l'osculazione della pista interna (111) di scorrimento della prima corona (C1) di corpi volventi (13) è 1,004 volte maggiore
5 dell'osculazione della pista interna (112) di scorrimento della seconda corona (C2) di corpi volventi (13).

6. Gruppo mozzo ruota asimmetrico secondo la rivendicazione 3 o 5, caratterizzato dal fatto che i
10 diametri esterni dei corpi volventi (13) della prima corona (C1) di corpi volventi (13) presentano dimensioni pari alle dimensioni dei diametri esterni dei corpi volventi (13) della seconda corona (C2) di corpi volventi (13).

15 7. Gruppo mozzo ruota asimmetrico secondo la rivendicazione 3 o 5, caratterizzato dal fatto che i diametri esterni dei corpi volventi (13) della prima corona (C1) di corpi volventi (13) presentano dimensioni inferiori alle dimensioni dei diametri
20 esterni dei corpi volventi (13) della seconda corona (C2) di corpi volventi (13).

8. Gruppo mozzo ruota asimmetrico secondo una qualsiasi delle rivendicazioni precedenti, caratterizzato dal fatto che l'angolo di contatto
25 della prima corona (C1) di corpi volventi (13)

presenta un'ampiezza maggiore dell'ampiezza dell'angolo di contatto della seconda corona (C2) di corpi volventi (13).

9. Gruppo mozzo ruota asimmetrico secondo la
5 rivendicazione 8, caratterizzato dal fatto che la prima corona (C1) di corpi volventi (13) e la seconda corona (C2) di corpi volventi (13) reagiscono ad un carico ruota (FR) applicato in corrispondenza di un centro (PR) di applicazione
10 disposto lungo l'asse (A) di rotazione con una rispettiva prima forza (F1) di reazione ed una rispettiva seconda forza (F2) di reazione applicate in corrispondenza di un rispettivo primo centro (R1) di reazione e di un secondo centro (R2) di reazione,
15 e che, definiti:

X1: una distanza assiale tra il primo centro (R1) di reazione ed il centro (PR) di applicazione;

X2: una distanza assiale tra il secondo centro (R2) di reazione ed il centro (PR) di applicazione;

20 P1: un diametro medio della prima corona (C1) di corpi volventi (13);

P2: un diametro medio della seconda corona (C2) di corpi volventi (13);

α : un angolo di contatto della prima corona (C1) di
25 corpi volventi (13);

β : un angolo di contatto della seconda corona (C2)
di corpi volventi (13);

i valori delle tangenti trigonometriche dei due
angoli di contatto α a β sono legati dalle seguente

5 relazione:

$$\operatorname{tg}\beta = \operatorname{tg}\alpha * \left[\frac{X2+X1}{X1} - \frac{X2}{X1} * K \right]$$

dove:

$$K = \frac{P1}{P2}.$$

10. Gruppo mozzo ruota asimmetrico secondo la
10 rivendicazione 9, caratterizzato dal fatto che il
diametro medio della prima corona (C1) di corpi
volventi (13) è maggiore del diametro medio della
seconda corona (C2) di corpi volventi (13).

11. Gruppo mozzo ruota asimmetrico secondo la
15 rivendicazione 10, caratterizzato dal fatto di
comprendere un anello interno (11) ed un anello
esterno (12) coassiali tra loro ed all'asse (A) di
rotazione e girevoli l'uno rispetto all'altro per
l'interposizione tra loro delle due corone (C1, C2)
20 di corpi volventi (13); la pista interna (111, 112)
di scorrimento e la pista esterna (121, 122) di
scorrimento di ciascuna corona di corpi volventi
(13) essendo ricavate all'esterno dell'anello
interno (11) e, rispettivamente, all'interno dell'

anello esterno (12).

12. Gruppo mozzo ruota asimmetrico secondo la rivendicazione 11, caratterizzato dal fatto che l'anello interno (11) è un anello flangiato
5 provvisto di una flangia (14) trasversale all'asse (A) di rotazione per l'attacco di una ruota.

13. Gruppo mozzo ruota asimmetrico secondo la rivendicazione 12, caratterizzato dal fatto che la pista interna (111, 112) di scorrimento della prima
10 corona (C1) di corpi volventi (13) è ricavata direttamente all'esterno dell'anello interno (11) ed in prossimità della flangia.

14. Gruppo mozzo ruota asimmetrico secondo la rivendicazione 13, caratterizzato dal fatto che
15 l'anello interno (11) comprende un fusello, il quale si estende lungo l'asse (A) di rotazione ed è realizzato dello stesso materiale della flangia; la pista interna (111, 112) di scorrimento della prima corona (C1) di corpi volventi (13) essendo ricavata
20 direttamente su di una superficie esterna del fusello.

15. Gruppo mozzo ruota asimmetrico secondo la rivendicazione 14, caratterizzato dal fatto che l'anello interno (11) comprende un anello di riporto
25 montato sul fusello; la pista interna (111, 112) di

scorrimento della seconda corona (C2) di corpi volventi (13) essendo ricavata direttamente sull'anello di riporto.

16. Gruppo mozzo ruota asimmetrico secondo la rivendicazione 15, caratterizzato dal fatto che le piste esterne di scorrimento della prima e della seconda corona (C2) di corpi volventi (13) sono ricavate direttamente su di una superficie interna dell'anello esterno (12).

10 p.i. Aktiebolaget SKF

DOTT. ING. LUCA TEDESCHINI (939B)

CLAIMS

1. Asymmetric wheel hub (10)(10') assembly which has a rotation axis (A) and it is comprised of two rows (C1, C2) of rolling bodies (13) with
5 different pitch diameters (P1, P2) and, for each row (C1)(C2) of rolling bodies (13), of an inner raceway (111, 112) and an outer raceway (121, 122), which are axially displaced in accordance to a relevant contact angle and along a relevant load carrying
10 line (L1, L2) in order to allow the assembly to accommodate combined loads, the raceways of each row (C1)(C2) of rolling bodies (13) being provided with relevant osculations which are defined by the ratio between the radius of the raceways and the outer
15 diameters of the rolling bodies (13) of the relevant row of rolling bodies (13); the asymmetric wheel hub assembly being characterized by the fact that the contact angle and the osculation of a first row (C1) of rolling bodies (13) of the two rows (C1, C2) of
20 rolling bodies (13) are different from the contact angle and, respectively, the osculation of a second row (C2) of rolling bodies (13) of the two rows (C1, C2) of rolling bodies (13).

2. Asymmetric wheel hub assembly according to
25 Claim 1, characterized by the fact that the

osculation of the outer raceway (121, 122) of the first row (C1) of rolling bodies (13) has a value which is greater than the value of the osculation of the outer raceway (121, 122) of the second row (C2) of rolling bodies (13).

3. Asymmetric wheel hub assembly according to Claim 2, characterized by the fact that the osculation of the outer raceway (121, 122) of the first row (C1) of rolling bodies (13) is 1.004 times greater than the osculation of the outer raceway (121, 122) of the second row (C2) of rolling bodies (13).

4. Asymmetric wheel hub assembly according to Claim 1 or 2 or 3, characterized by the fact that the osculation of the inner raceway (111, 112) of the first row (C1) of rolling bodies (13) has a value which is greater than the value of the osculation of the inner raceway (111, 112) of the second row (C2) of rolling bodies (13).

5. Asymmetric wheel hub assembly according to Claim 4, characterized by the fact that the osculation of the inner raceway (111, 112) of the first row (C1) of rolling bodies (13) is 1.004 times greater than the osculation of the inner raceway (111, 112) of the second row (C2) of rolling bodies

(13).

6. Asymmetric wheel hub assembly according to Claim 3 or 5, characterized by the fact that the outer diameters of the rolling bodies (13) of the first row (C1) of rolling bodies (13) have sizes which are equal to the sizes of the outer diameters of the rolling bodies (13) of the second row (C2) of rolling bodies (13).

7. Asymmetric wheel hub assembly according to Claim 3 or 5, characterized by the fact that the outer diameters of the rolling bodies (13) of the first row (C1) of rolling bodies (13) have sizes which are smaller than the sizes of the outer diameters of the rolling bodies (13) of the second row (C2) of rolling bodies (13).

8. Asymmetric wheel hub assembly according to any of the preceding Claims, characterized by the fact that the contact angle of the first row (C1) of rolling bodies (13) has an amplitude which is greater than an amplitude of the second row (C2) of rolling bodies (13).

9. Asymmetric wheel hub assembly according to any of the preceding Claims, characterized by the fact that first row (C1) of rolling bodies (13) and the second row (C2) of rolling bodies (13) react to

a road force (FR), which is applied by a pressure center (PR) placed along the rotation axis (A), by means of a first reaction force (F1) and a second reaction force (F2) which are applied by a relevant first reaction center (P1) and by a relevant second reaction center (P2), and that, defined:

X1: an axial distance between the first reaction center (R1) and the pressure center (PR);

X2: an axial distance between the second reaction center (R1) and the pressure center (PR);

P1: a pitch diameter of the first row (C1) of rolling bodies (13);

P2: a pitch diameter of the second row (C2) of rolling bodies (13);

α : a contact angle of the first row (C1) of rolling bodies (13);

β : a contact angle of the second row (C2) of rolling bodies (13);

the values of the trigonometric tangent of the two contact angles α and β are linked by the following relationship:

$$\operatorname{tg}\beta = \operatorname{tg}\alpha * \left[\frac{X2 + X1}{X1} - \frac{X2}{X1} * K \right]$$

where

$$K = \frac{P1}{P2}.$$

10. Asymmetric wheel hub assembly according to Claim 9, characterized by the fact the pitch diameter (P1) of the first row (C1) of rolling bodies (13) is greater than the pitch diameter (P2) of the second row (C2) of rolling bodies (13).

11. Asymmetric wheel hub assembly according to Claim 10, characterized by the fact that it is further comprised of an inner ring (11) and an outer ring (12) which are coaxial in respect to each other and to the rotation axis (A) and which revolve to each other due to the interposition of the two rows (C1, C2) of rolling bodies (13); the inner raceway (111, 112) and the outer raceway (121, 122) of each row (C1) (C2) of rolling bodies (13) being obtained externally to the inner ring (11) and, respectively, internally to the outer ring (12).

12. Asymmetric wheel hub assembly according to Claim 11, characterized by the fact that the inner ring (11) is a flange flanged inner ring (11) and it is provided with a flange (14) which is transversal to the rotation axis (A) for the mounting of a wheel.

13. Asymmetric wheel hub assembly according to Claim 12, characterized by the fact that the inner raceway (111, 112) of the first row (C1) of rolling

bodies (13) is directly and externally obtained by the inner ring (11) and nearby the flange (14).

14. Asymmetric wheel hub assembly according to Claim 13, characterized by the fact that the inner
5 ring (11) is comprised of a spindle (15), which is extended along the rotation axis (A) and it is made of the same material of the flange (14); the inner raceway (111, 112) of the first row (C1) of rolling bodies (13) being directly obtained by an outer
10 surface of the spindle (15).

15. Asymmetric wheel hub assembly according to Claim 14, characterized by the fact that the inner ring (11) is further comprised of an applied inner ring (16) which is mounted on the spindle (15); the
15 inner raceway (111, 112) of the second row (C2) of rolling bodies (13) being directly obtained by the applied inner ring (16).

16. Asymmetric wheel hub assembly according to Claim 15, characterized by the fact that the outer
20 raceways of the first and of the second row (C2) of rolling bodies (13) are directly obtained by an inner surface of the outer ring (12).

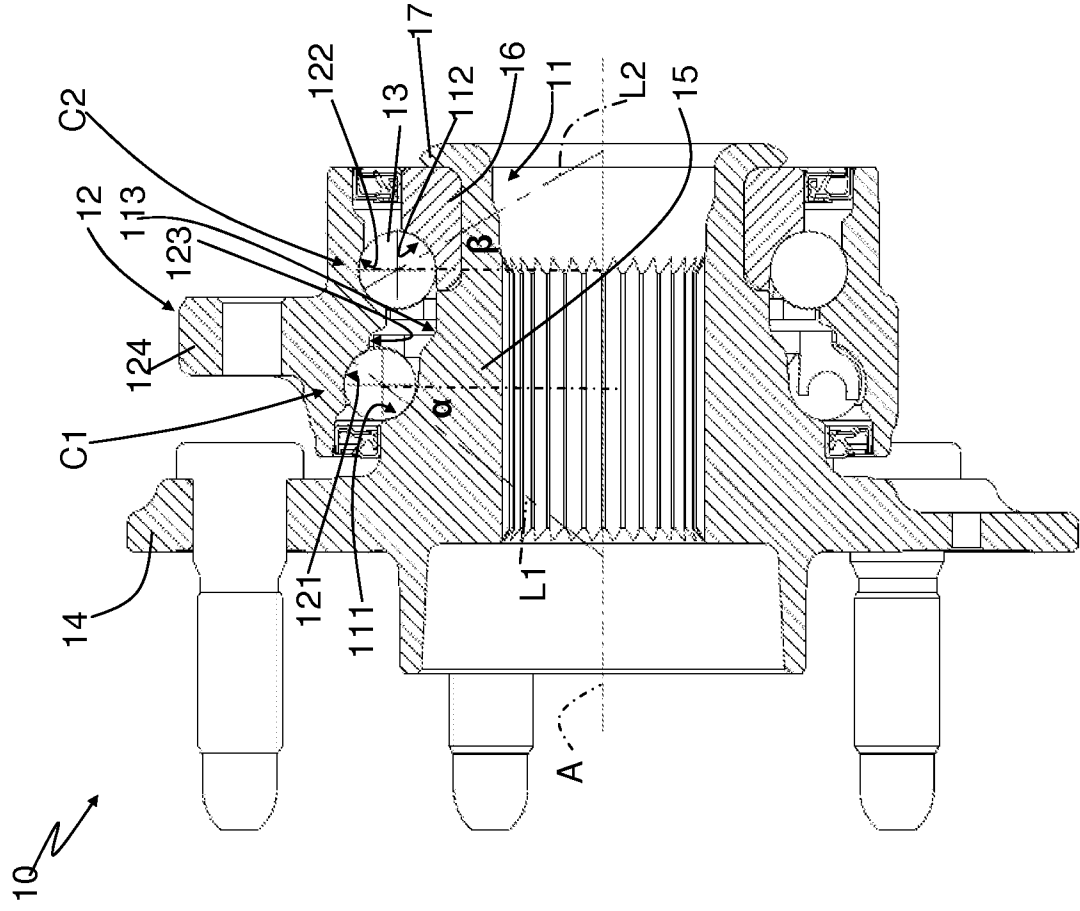


Fig. 1

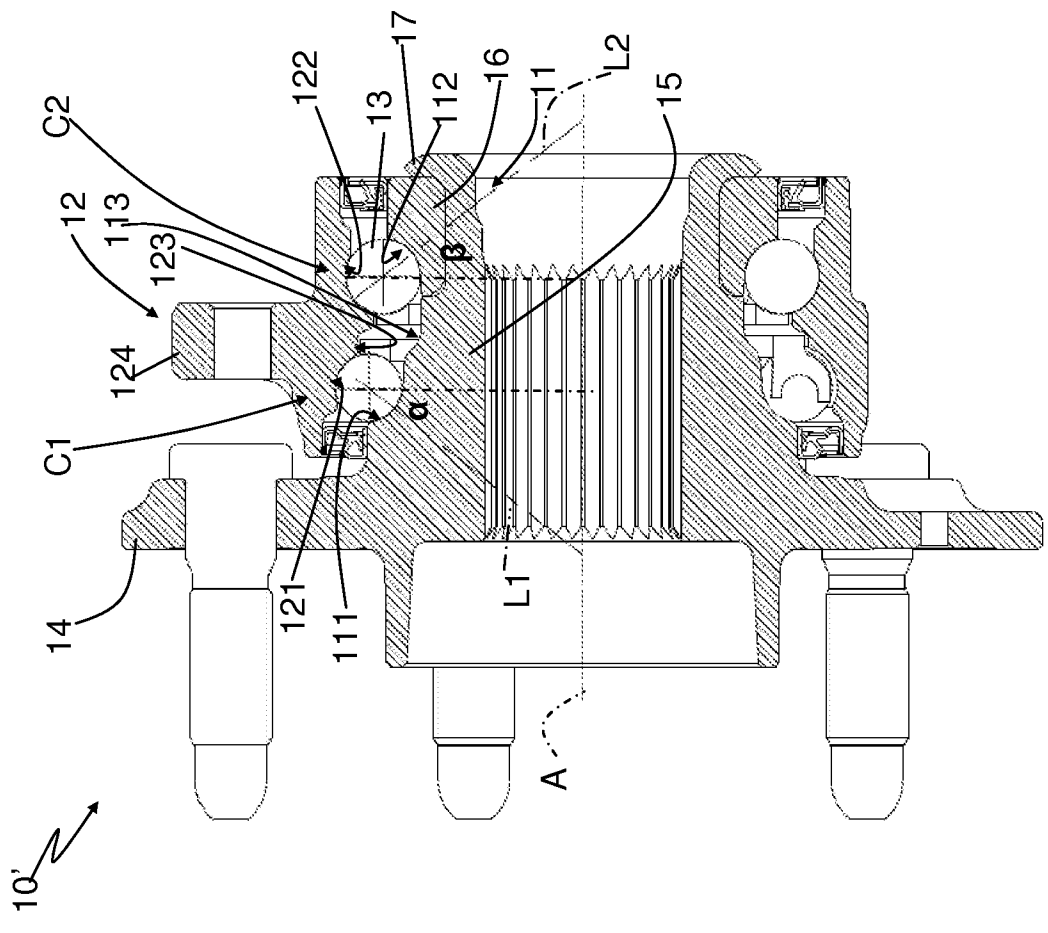


Fig. 3

