

ITALIAN PATENT OFFICE

Document No.

102010901831182A1

Publication Date

20111020

Applicant

AKTIEBOLAGET SKF

Title

GRUPPO MOZZO RUOTA A DUE CORONE DI CORPI VOLVENTI

Descrizione a corredo di una domanda di brevetto per
invenzione industriale dal titolo: **GRUPPO MOZZO
RUOTA A DUE CORONE DI CORPI VOLVENTI**

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 a due corone di corpi volventi.

I gruppi mozzo ruota a due corone di corpi
volventi presentano un asse di rotazione e
comprendono un anello interno, un anello esterno
disposto coassiale e esternamente all'anello
15 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 all'interno
dell'anello esterno in posizioni assialmente
20 sfalsate tra loro per permettere al gruppo mozzo
ruota di sopportare carichi combinati, ovvero
carichi che agiscono contemporaneamente in un senso
radiale ed in un senso assiale.

I gruppi mozzo ruota del tipo sopra descritto
25 sono utilizzati in numerose applicazioni in campo

automobilistico, ed hanno subito sostanziali
modifiche strutturali fino ad incorporare negli
stessi anelli interno ed esterno le flangie di
connessione alle ruote ed al telaio contribuendo
5 alla creazione di strutture compatte e leggere,
nonché a garantire sia un assemblaggio semplificato,
sia sempre maggiore affidabilità.

A causa delle sempre più restrittive norme
antiquinamento adottate negli ultimi anni, è stato
10 necessario studiare soluzioni tecnologiche volte a
ridurre, anche in modo indiretto, sia i consumi
energetici delle automobili, sia le emissioni
dannose per l'ambiente, quali, ad esempio, le
emissioni di ossido di carbonio.

15 Scopo della presente invenzione è quello di
realizzare un gruppo mozzo ruota a due corone di
corpi volventi, il quale pur mantenendo elevate
caratteristiche meccaniche ed elevata affidabilità,
permetta una consistente riduzione dei consumi e
20 delle emissioni inquinanti.

Secondo la presente invenzione viene realizzato
un gruppo mozzo ruota a due corone di corpi volventi
presentante un asse di rotazione e comprendente, per
ciascuna corona di corpi volventi, una pista interna
25 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, le piste
5 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 essendo
10 caratterizzato dal fatto che l'angolo di contatto e le osculazioni di una prima corona di corpi volventi delle due corone di corpi volventi presentano dimensioni differenti dalle dimensioni dell'angolo di contatto e, rispettivamente, delle osculazioni di
15 una seconda 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:

20 - la figura 1 illustra, in sezione trasversale, un prima preferita forma di realizzazione di un gruppo mozzo ruota a due corone di corpi volventi realizzato secondo la presente invenzione;

- la figura 2 è un diagramma schematico della
25 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 a due corone di corpi volventi della figura 1.

Con riferimento alla figura 1, con 10 è indicato nel suo complesso un gruppo mozzo ruota 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 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.

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
5 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
10 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.

15 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,
- 20 - 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
25 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
5 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
10 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
15 e dall'anello 16 stessi.

Nell'esempio di attuazione illustrato, il diametro medio P1 della corona C1 presenta dimensioni maggiori delle dimensioni del diametro medio P2 della corona C2, ma tutto quanto descritto
20 in codesta descrizione può essere vantaggiosamente applicato anche ad un gruppo mozzo ruota in cui le dimensioni del diametro medio P1 della corona C1 siano pari alle dimensioni del diametro medio P2 della corona C2. Per amore di chiarezza, vale
25 comunque la pena sottolineare che un gruppo mozzo

ruota asimmetrico con un diametro medio $P1$ della corona $C1$, ovvero della corona "lato outboard", maggiorato rispetto al diametro medio $P2$ della corona $C2$, ovvero della corona "lato inboard",
5 presenta, a parità di tutte le altre dimensioni, una rigidezza maggiore di un gruppo mozzo ruota simmetrico con i diametri medi $P1$ e $P2$ delle medesime dimensioni.

Le piste 111, 112, 121, e 122 presentano
10 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 $\Phi1$ e $\Phi2$ delle sfere
13 di ciascuna corona $C1$ e $C2$. In altre parole, avremo le seguenti osculazioni:

15 O_{OE} : rapporto tra il raggio di curvatura della pista esterna 111, lato outboard, con il diametro esterno $\Phi1$;

O_{IE} : rapporto tra il raggio di curvatura della pista esterna 112, lato inboard, con il diametro
20 esterno $\Phi2$;

O_{OI} : rapporto tra il raggio di curvatura della pista interna 121, lato outboard, con il diametro esterno $\Phi1$;

O_{II} : rapporto tra il raggio di curvatura della
25 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 relative piste 111, 112, 121, e 122, ovvero allo
5 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 ruota 10, le
10 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
15 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
20 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
- 25 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 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 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 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 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 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 diametri esterni differenti, presenta anche 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 ha un'ampiezza maggiore dell'ampiezza dell'angolo β di contatto della corona C2.

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 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 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.

In particolare, è stato verificato che le
5 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:

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

10 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
15 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 PR di applicazione di una distanza assiale X1'
e, rispettivamente, di una distanza assiale X2'.

20 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
l'ampiezza dell'angolo β inferiore all'ampiezza
dell'angolo α ed all'ampiezza dell'angolo β' e

confrontandolo al 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 della forza F2 di reazione si sposta ad una
5 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 cinematico, una riduzione di una velocità di
10 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 asimmetrico, ovvero con k maggiore di uno, e gli
15 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 alla distanza X1' con un
20 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 all'asse A. Pertanto, in
25 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 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.

Così come quanto sopra descritto può essere vantaggiosamente applicato anche ad un gruppo mozzo ruota simmetrico, in cui le dimensioni del diametro medio P1 della corona C1 siano pari alle dimensioni del diametro medio P2 della corona C2, è da intendersi, anche, che quanto sopra può vantaggiosamente essere anche applicato ad un gruppo mozzo ruota asimmetrico, in cui, però il diametro medio P1 della corona C1 presenta dimensioni inferiori delle dimensioni del diametro medio P2 della corona C2.

Si intende che l'invenzione non è limitata alle forme di realizzazione qui descritte ed illustrate, che sono da considerarsi come esempi di attuazione del gruppo mozzo ruota a due corone di corpi volventi, 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') a due corone (C1, C2) di corpi volventi (13) presentante un asse (A) di rotazione e comprendente, 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 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 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 essendo caratterizzato dal fatto che l'angolo di 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 due corone (C1, C2) di corpi volventi (13).

2. Gruppo mozzo ruota 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
5 scorrimento della seconda corona (C2) di corpi volventi (13).

3. Gruppo mozzo ruota secondo la rivendicazione 2, caratterizzato dal fatto che l'osculazione della pista esterna (121) di
10 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).

15 4. Gruppo mozzo ruota 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
20 valore dell'osculazione della pista interna (112) di scorrimento della seconda corona (C2) di corpi volventi (13).

5. Gruppo mozzo ruota secondo la rivendicazione 4, caratterizzato dal fatto che
25 l'osculazione della pista interna (111) di

scorrimento della prima corona (C1) di corpi
volventi (13) è 1,004 volte maggiore
dell'osculazione della pista interna (112) di
scorrimento della seconda corona (C2) di corpi
5 volventi (13).

6. Gruppo mozzo ruota 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
10 dimensioni pari alle dimensioni dei diametri esterni
dei corpi volventi (13) della seconda corona (C2) di
corpi volventi (13).

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

20 8. Gruppo mozzo ruota secondo una qualsiasi
delle rivendicazioni precedenti, caratterizzato dal
fatto che l'angolo di contatto della prima corona
(C1) di corpi volventi (13) presenta un'ampiezza
maggiore dell'ampiezza dell'angolo di contatto della
25 seconda corona (C2) di corpi volventi (13).

9. Gruppo mozzo ruota secondo la 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 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, e che, definiti:

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

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

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

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

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

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

25 i valori delle tangenti trigonometriche dei due

angoli di contatto α a β sono legati dalle seguente relazione:

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

dove:

5

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

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

11. Gruppo mozzo ruota secondo la 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).

12. Gruppo mozzo ruota secondo la rivendicazione 10 o 11, 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) 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).

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

14. Gruppo mozzo ruota secondo la
10 rivendicazione 13, caratterizzato dal fatto che la pista interna (111, 112) di scorrimento della prima corona (C1) di corpi volventi (13) è ricavata direttamente all'esterno dell'anello interno (11) ed in prossimità della flangia (14).

15 15. Gruppo mozzo ruota secondo la rivendicazione 14, caratterizzato dal fatto che 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
20 pista interna (111, 112) di scorrimento della prima corona (C1) di corpi volventi (13) essendo ricavata direttamente su di una superficie esterna del fusello.

16. Gruppo mozzo ruota secondo la
25 rivendicazione 15, caratterizzato dal fatto che

l'anello interno (11) comprende un anello di riporto
montato sul fusello; la pista interna (111, 112) di
scorrimento della seconda corona (C2) di corpi
volventi (13) essendo ricavata direttamente
5 sull'anello di riporto.

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

p.i. Aktiebolaget SKF

DOTT. ING. LUCA TEDESCHINI (939B)

CLAIMS

1. Wheel hub assembly (10)(10') with double rows (C1, C2) of rolling bodies (13), the wheel hub assembly has a rotation axis (A) and is comprised of, for each row (C1)(C2) of rolling bodies (13), 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 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 diameters of the rolling bodies (13) of the relevant row of rolling bodies (13); the wheel hub assembly being characterized by the fact that the contact angle and the osculations of a first row (C1) of rolling bodies (13) of the two rows (C1, C2) of rolling bodies (13) are different from the contact angle and, respectively, the osculations of a second row (C2) of rolling bodies (13) of the two rows (C1, C2) of rolling bodies (13).

2. Wheel hub assembly according to 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).

5 3. 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
10 second row (C2) of rolling bodies (13).

 4. 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
15 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. Wheel hub assembly according to Claim 4, characterized by the fact that the osculation of the
20 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. Wheel hub assembly according to Claim 3 or
25 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
5 rolling bodies (13).

7. 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
10 smaller than the sizes of the outer diameters of the rolling bodies (13) of the second row (C2) of rolling bodies (13).

8. Wheel hub assembly according to any of the preceding Claims, characterized by the fact that the
15 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. Wheel hub assembly according to any of the preceding Claims, characterized by the fact that
20 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
25 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:

5 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);

10 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);

15 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:

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

20 where

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

10. 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 equal

to the pitch diameter of the second row (C2) of rolling bodies (13).

11. 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).

12. Wheel hub assembly according to Claim 10 or 11, 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).

13. Wheel hub assembly according to Claim 12, 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.

14. Wheel hub assembly according to Claim 13, 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).

15. Wheel hub assembly according to Claim 14,
5 characterized by the fact that the inner 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
10 (13) being directly obtained by an outer surface of the spindle (15).

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

17. Wheel hub assembly according to Claim 16,
20 characterized by the fact that the outer 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).

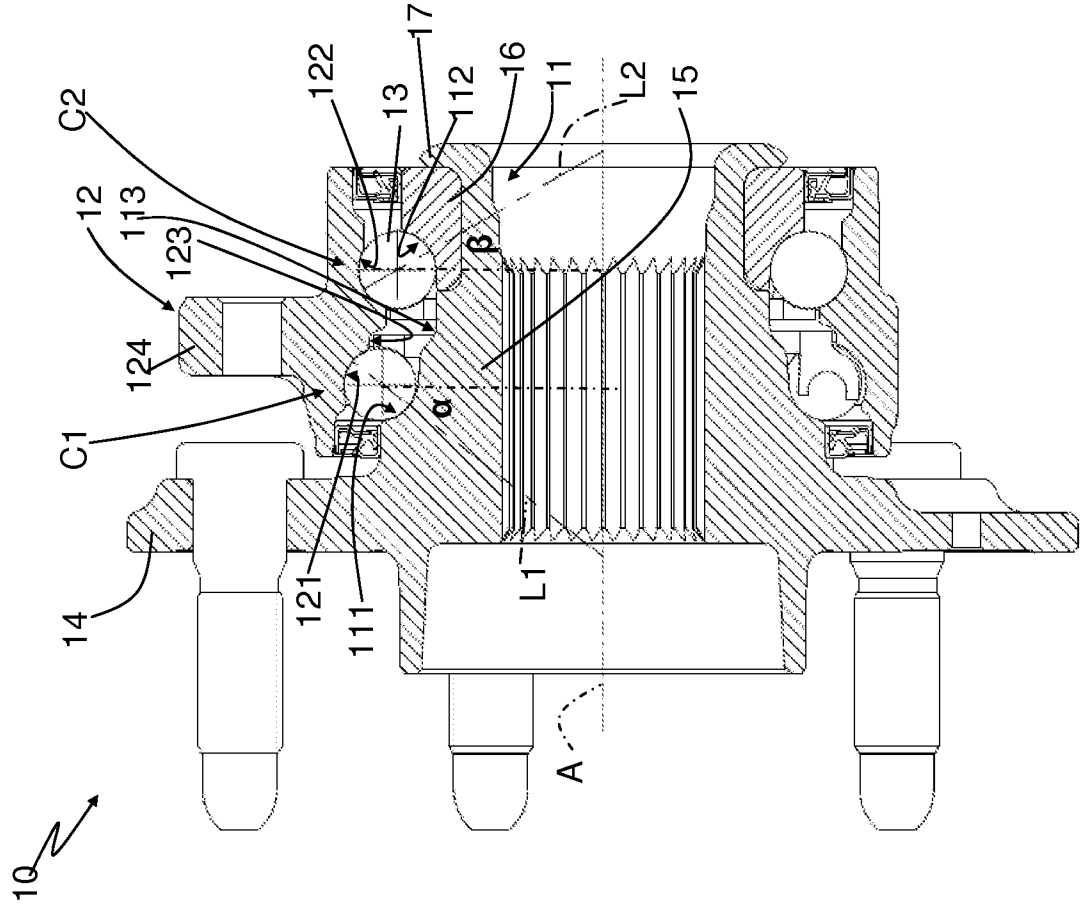


Fig. 1

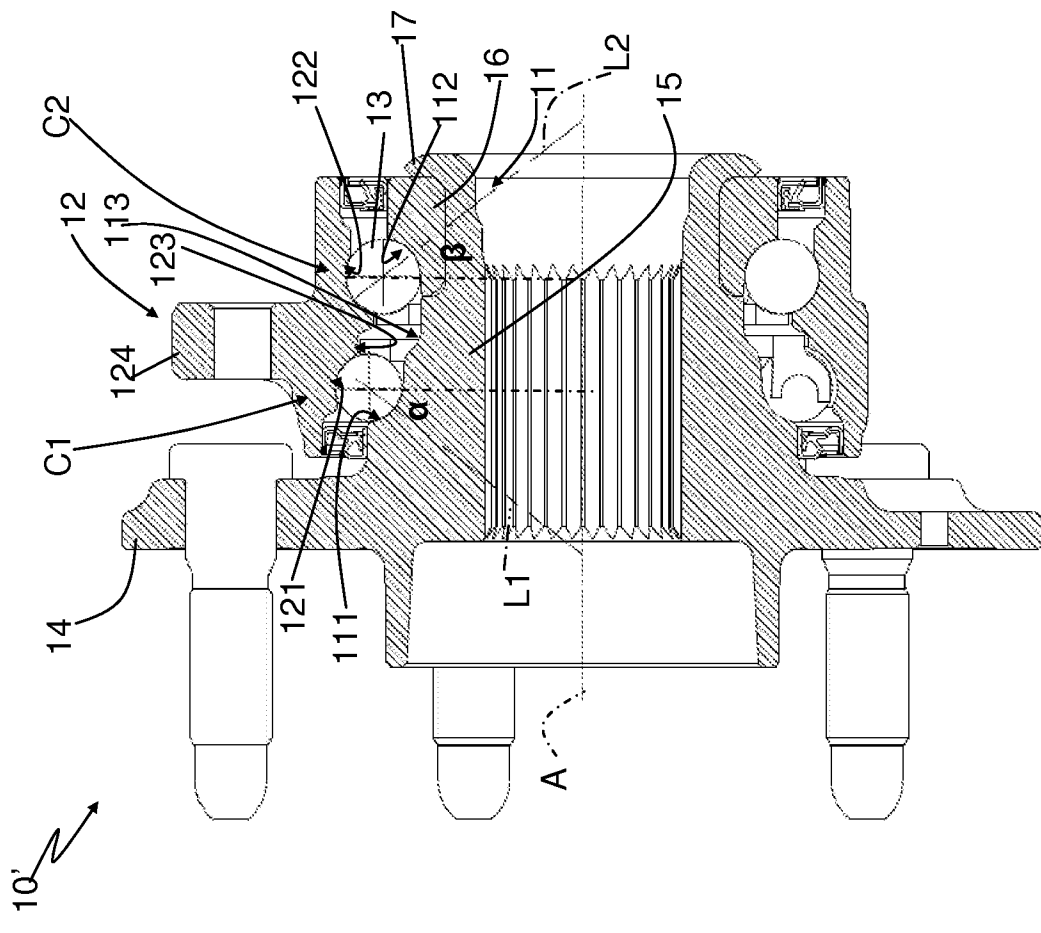


Fig. 3

