(19) Bureau voor de Industriële Eigendom Nederland

(11) **1023858**

(12) C **OCTROOI**[20]

(21) Aanvrage om octrooi: **1023858**

(22) Ingediend: **08.07.2003**

(51) Int.Cl.[7]
F16G5/16

(41) Ingeschreven:
11.01.2005

(47) Dagtekening:
11.01.2005

(45) Uitgegeven:
01.03.2005 I.E. 2005/03

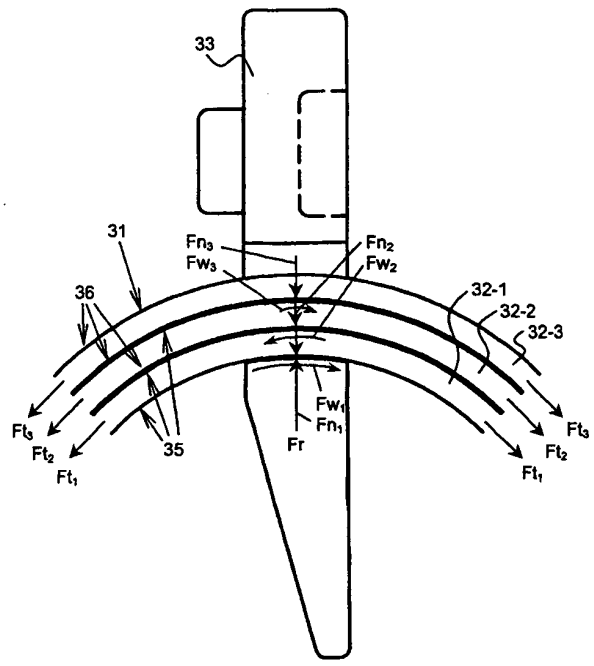
(73) Octrooihouder(s):
Van Doorne's Transmissie B.V. te Tilburg.

(72) Uitvinder(s):
Marlène Elisabeth Inge Lemmens te Best
Minh Duc Tran te Oss
Mark van Drogen te Tilburg
Arjen Brandsma te Tilburg

(74) Gemachtigde:
G.A.J.M. Plevier te 5000 AM Tilburg.

(54) **Drijfriem met dwarselementen en een bandpakket.**

(57) Drijfriem voorzien van een in zichzelf gesloten bandpakket (31) omvat waarop een groot aantal dwarselementen (33) zijn aangebracht, waarbij het bandpakket (31) tenminste een aantal onderling in radiale richting geneste en relatief dunne metalen banden (32) omvat, waarbij tussen tenminste twee aangrenzende banden (32) van het bandpakket (31) een verschil in omtrekslengte bestaat tussen de buitenzijde (36) van de binnenste band (32) en van de binnenzijde (35) van de buitenste band (32). Volgens de uitvinding wordt, althans indien het genoemde verschil een positieve waarde heeft, een tijdens bedrijf van de drijfriem in een wrijvingscontact tussen de twee aangrenzende banden (32) werkende wrijvingscoëfficiënt groter gekozen dan een in een wrijvingscontact aan de binnenzijde (35) van de radiaal binnenste band (32) van de genoemde twee aangrenzende banden (32) werkende wrijvingscoëfficiënt en vice versa.



NL C 1023858

De inhoud van dit octrooi komt overeen met de oorspronkelijk ingediende beschrijving met conclusie(s) en eventuele tekeningen.

DRIJFRIEM MET DWARSELEMENTEN EN EEN BANDPAKKET

De onderhavige uitvinding heeft betrekking op een drijfriem, zoals is omschreven in de aanhef van de navolgende conclusie 1.

Een dergelijke drijfriem is algemeen bekend en is bijvoorbeeld beschreven in de Europese octrooipublicatie EP-A-0 909 907. De op zich bekende drijfriem omvat een reeks opeenvolgend gepositioneerde dwarselementen en, althans in dit voorbeeld, twee pakketten van een aantal in radiale richting gestapelde, relatief dunne in zichzelf gesloten banden, waarbij de dwarselementen tenminste in de omtreksrichting van de bandpakketten vrij beweegbaar in de drijfriem zijn opgenomen. Een dergelijke drijfriem wordt veelvuldig toegepast als overbrengingselement in de overigens ook algemeen bekende continu variabele transmissie, waarbij deze is aangebracht rondom en tussen twee poelies.

Bekend is, dat in een dergelijke transmissie de dwarselementen ter plaatse van de beide poelies, dat wil zeggen waar deze zijn ingeklemd tussen de schijven van de poelies, een radiaal naar buiten gerichte radiaalkracht ondervinden die als normaalkracht op de radiaal binnenste band van het bandpakket afsteunt, zodat daarin een trekkracht wordt opgewekt. De radiaal binnenste band zal echter ten gevolge van deze trekkracht verlengen. Echter een dergelijke verlenging wordt tegengewerkt door de aanwezigheid van de volgende band in het respectievelijke bandpakket, dat wil zeggen de op één na binnenste band. De genoemde normaalkracht zal daardoor deels ook op die volgende band afsteunen, zodat ook daarin een trekkracht ontstaat. Dit krachtenspel zet zich voort over de volledige pakkethoogte dat wil zeggen over alle banden van het bandpakket, waarbij de trekkracht in theorie gelijkmatig over de banden wordt verdeeld en waarbij het bandpakket als gevolg daarvan als een geheel in een bepaalde mate oprekt. Hierbij nemen de op de respectievelijke banden werkende normaalkrachten gelijkmatig af van het niveau van de radiaalkracht op het radiaal naar binnen gerichte oppervlak, ofwel de binnenzijde, van de binnenste band tot nul op het radiaal naar buiten gerichte oppervlak, ofwel de buitenzijde, van de radiaal buitenste band van het bandpakket.

Tijdens bedrijf, dat wil zeggen tijdens rotatie van de drijfriem in de transmissie, werken er bovendien wrijvingskrachten tussen de banden van het bandpakket als gevolg van een geometrisch bepaald onderling verschil in omtrekssnelheid. De aan de binnen- of de buitenzijde van de banden werkende wrijvingskracht wordt daarbij

bepaald door het product van een wrijvingscoëfficiënt en de lokaal heersende normaalkracht. Daar de normaalkracht over de pakkethoogte afneemt, ondervindt de binnenzijde van een band dus een grotere wrijvingskracht dan de buitenzijde van die band, waarbij in het bijzonder dit verschil tussen de aan weerszijde op de band werkende wrijvingskrachten een mechanische belasting van de banden vertegenwoordigd naast de al genoemde trekkracht, te weten een op de banden werkende schuifspanning. Bovendien ondergaat de genoemde belasting een periodiek terugkerende variatie, ofwel amplitude, gedurende een omwenteling van de drijfriem in de transmissie, omdat de genoemde normaalkrachten sterk variëren over de omtrek van de drijfriem. Als gevolg hiervan worden de banden op vermoeiing belast, hetgeen uiteindelijk bepalend is voor de levensduur van de drijfriem.

Aldus zou kunnen worden geconcludeerd dat het van voordeel is dat de wrijvingscoëfficiënten tussen de verschillende banden van het bandpakket onderling gelijk zijn, zodat de wrijvingskrachten gelijkmatig en evenredig met de normaalkrachten over het totale pakket zijn verdeeld en zodat bovendien de genoemde, de levensduur van de drijfriem bepalende amplitude van de belasting voor alle banden gelijk en daarmee tevens minimaal is.

Hoewel een dergelijke drijfriem ogenschijnlijk een optimale verdeling van de wrijvingskrachten kent, is deze verdeling volgens de onderhavige uitvinding toch voor verbetering vatbaar. De uitvinding stelt zich dan ook tot doel de levensduur van de drijfriem te verbeteren, althans een verdeling van de vermoeiingsbelasting over de banden van het bandpakket te optimaliseren in het bijzonder met het oog op een speling in radiale richting tussen de banden. Hierbij hanteert de onderhavige uitvinding als definitie voor deze zogenaamde radiale speling tussen een paar aangrenzende banden in een bandpakket de waarde van het verschil in omtrekslengte van de buitenzijde van de in radiale richting omsloten, ofwel binnenste band van het paar en van de binnenzijde van de in radiale richting omsluitende, ofwel buitenste band van het paar gedeeld door 2 keer pi (2π).

De uitvinding stelt daartoe het nieuwe drijfriemontwerp volgens de conclusie 1 voor en is gebaseerd op het gegeven dat er in de praktijk altijd enige radiale speling tussen de banden van het bandpakket aanwezig zal zijn, welke radiale speling een aanzienlijke invloed heeft op de genoemde wrijvingskrachten en de verdeling daarvan. De uitvinding combineert dit gegeven met een nieuw verkregen inzicht in het wrijvingsgedrag in het contact tussen twee banden, waaruit een verassend maar zeer bruikbaar resultaat wordt verkregen. De drijfriem volgens de uitvinding heeft als

voordeel dat deze een in de praktijk toegepast ontwerp van het bandpakket, dat geschikt is voor een effectieve massafabricage, combineert met een voordelige verdeling van de vermoeiingsbelasting over de banden van het bandpakket.

Zoals reeds werd vermeld in onder meer het Amerikaanse octrooi met nummer 4,579,549, wordt er in de praktijk doorgaans een, weliswaar kleine, radiale speling tussen twee aangrenzende banden van een bandpakket toegepast. De radiale speling heeft daarbij meestal een positieve waarde, teneinde het samenstellen van een bandpakket uit een aantal banden te vergemakkelijken. Echter onder omstandigheden kan zoals bekend juist een negatieve radiale speling voordelig zijn. In elk geval kunnen uit een gegeven hoeveelheid afzonderlijk geproduceerde banden, waarvan de omtrekslengte en/of een radiale afmeting ofwel dikte een zekere spreiding vertoont, met minder moeite meer bandpakketten worden samengesteld naarmate een toegestane radiale speling groter is.

De genoemde toegestane radiale speling heeft echter een relatief grote invloed op de tussen een paar aangrenzende banden werkende normaalkracht, zeker in het geval van een relatief stijf materiaal zoals het door een warmtebehandeling uitgeharde en genitreerde maraging-staal waaruit de banden doorgaans zijn vervaardigd. In het contact tussen een paar aangrenzende banden met een positieve of een negatieve radiale speling daartussen, zal tenminste één van beide banden moeten verlengen totdat de genoemde speling is verdwenen, vooraleerst ook de andere band een deel van de totale trekkracht zal gaan opnemen. In het geval van een positieve radiale speling zal daarbij de radiaal binnenste band van het paar iets verlengen, zodat de normaalkrachten en daarmee de wrijvingskrachten versneld afnemen over de pakkethoogte in vergelijking met een theoretisch ideaal bandpakket waarin de radiale speling tussen de paren aangrenzende banden van het bandpakket gelijk is aan nul. In het geval van een negatieve radiale speling is dit juist andersom.

Omdat de wrijvingskracht wordt bepaald door het product van de lokale normaalkracht en de wrijvingscoëfficiënt, kan volgens de uitvinding een dergelijke niet-evenredige afname van de normaalkrachten, althans voor wat betreft de op de banden uitgeoefende wrijvingskracht, tenminste gedeeltelijk worden gecompenseerd door de wrijvingscoëfficiënt in omgekeerde richting te doen veranderen. Een dergelijke verandering van de wrijvingscoëfficiënt blijkt bovendien op verassende en relatief eenvoudige wijze realiseerbaar, zoals hieronder onder verwijzing naar de figuren nader uiteen wordt gezet.

Figuur 1 is daarbij een sterk vereenvoudigde en gedeeltelijk opengewerkte weergave van een continu variabele transmissie voorzien van twee poelies en een drijfriem.

Figuur 2 stelt een part van de drijfriem uit de figuur 1 voor voorzien van twee bandpakketten en dwarselementen.

Figuur 3 is een vereenvoudigd zijaanzicht van een dwarselement en een bandpakket met daarin een representatie van de krachten die op en van een bandpakket werken.

Figuur 4 is een diagram waarin de naar de radiaalkracht genormaliseerde en op de afzonderlijke banden van een bandpakket werkende normaalkrachten zijn weergegeven.

Figuur 5 is een diagram waarin relevante in de drijfriem werkende wrijvingscoëfficiënten zijn gedefinieerd in overeenstemming met de onderhavige uitvinding.

Figuur 6 is grafiek op basis van meetresultaten waarin een wrijvingscoëfficiënt tussen twee aangrenzende banden van een bandpakket is gerelateerd aan twee de wrijving tussen de banden kenmerkende parameters.

Figuur 7 toont een sectie van een band van een bandpakket voorzien van een ruwheidprofiel met ruggen en dalgebieden.

Figuur 1 toont de centrale delen een continu variabele transmissie zoals die wordt toegepast in de aandrijving van bijvoorbeeld personenvoertuigen. De transmissie is op zich algemeen bekend en omvat twee poelies 1 en 2, die ieder twee poelieschijven 4, 5 omvatten en waartussen een drijfriem 3 is geplaatst. De poelieschijven 4, 5 zijn in hoofdzaak conisch gevormd en ten minste één schijf 4 van een poelie 1, 2 is axiaal verplaatsbaar over een as 6, 7 van de respectievelijke poelie 1, 2. In de transmissie zijn verder in de figuur niet weergegeven activeringsmiddelen opgenomen, die doorgaans elektronisch regelbaar en hydraulisch werkend zijn en die aan de genoemde éne schijf 4 een axiale kracht Fax kunnen opleggen, zodanig dat de drijfriem 3 tussen de schijven 4, 5 van de respectievelijke poelie 1, 2 wordt geklemd en een aandrijfkracht van een aangedreven as 6, dat wil zeggen het aangeboden koppel T, met behulp van wrijving in het conische contactvlak tussen de schijven 4, 5 en de drijfriem 3 wordt overgebracht van een aandrijvende poelie 1 naar een aangedreven poelie 2. Een overbrengingsverhouding van de transmissie wordt daarbij bepaald door het quotiënt van een effectieve loopstraal R2 van de drijfriem 3 tussen de schijven 4, 5 van de aangedreven poelie 2 en een effectieve loopstraal R1

van de drijfriem 3 tussen de schijven 4, 5 van de aandrijvende poelie 1.

De drijfriem 3 waarvan een part meer in detail is weergegeven in de figuur 2 omvat in dit voorbeeld twee bandpakketten 31, elk bestaand uit een stel geneste, dunne en in zichzelf gesloten metalen ringen ofwel banden 32, die samen een drager vormen voor een reeks metalen dwarselementen 33 en die de tussen de schijven 4, 5 van de beide poelies 1, 2 respectievelijk uitgeoefende klemkracht Fax opnemen. Om een onderlinge kantelbeweging van de dwarselementen 33 op de poelie mogelijk te maken zijn deze in dwarsrichting voorzien van een zogenaamde kantellijn 34, waaronder de het dwarselement taps toeloopt. Een dergelijk type drijfriem 3 staat ook wel bekend als de Van Doorne duwband en is bijvoorbeeld nader omschreven in het Europese octrooi EP-A-0 626 526. De drijfriem 3 functioneert doordat de dwarselementen 33 door een rotatie van de aandrijvende poelie 1 naar de aangedreven poelie 32 bewegen, waarbij deze elkaar onderling voortduwen daarbij geleid door de bandpakketten 31. Aldus wordt de aangedreven poelie 2 in rotatie gebracht en worden de dwarselementen 33 vervolgens weer teruggevoerd naar de aandrijvende poelie 32, etc.

Door de conische vorm van de schijven 4, 5 wordt een deel van de axiale kracht Fax als een radiaal georiënteerde krachtcomponent Fr op de dwarselementen 33 uitgeoefend. Deze krachtcomponent Fr wordt door de dwarselementen 33 uitgeoefend op de bandpakketten 31 in de vorm van normaalkrachten Fn, zodat daarin een trekkracht Ft per band 32 ontstaat. Een en ander is in de figuur 3 schematisch geïllustreerd voor een bandpakket 31 dat een drietal banden 32-1, 32-2 en 32-3 omvat. Tevens zijn in de figuur 3 de wrijvingskrachten Fw weergegeven zoals die tijdens bedrijf van drijfriem 3 in de transmissie tussen de dwarselementen 33 en de radiaal binnenste band 32-1 van een bandpakket 31 en tussen de banden 32 onderling optreden. Ten behoeve van de duidelijkheid is de radiale dikteafmeting van de banden 32 overdreven weergeven.

Zoals reeds werd opgemerkt zullen in de theoretische situatie, waarin wordt aangenomen dat de banden 32 in radiale richting precies op elkaar aansluiten, de aan de radiaal naar binnen gekeerde zijde, kortweg de binnenzijde 35 op de banden 32 werkende normaalkrachten Fn, gelijkmatig over het bandpakket 31 afnemen vanaf het niveau van de genoemde radiale component Fr aan de binnenzijde 35 van de radiaal binnenste band 32-1, tot nul aan de radiaal naar buiten gekeerde zijde, kortweg de buitenzijde 36 van de radiaal buitenste band 32-3. De aan de binnenzijde 35 van de x-de band uit een bandpakket 31, dat in totaal z banden 32 omvat

werkende wrijvingskracht Fw_X wordt daarbij bepaald door.

$$Fw_X = Fn_X \cdot \mu_X \qquad (1)$$

Hierin duidt x=1 de radiaal binnenste band 32-1 uit het pakket 31 aan en wordt de respectievelijke normaalkracht Fn_X bepaald door:

$$Fn_X = \frac{z-(x-1)}{z} \cdot Fr \qquad (2)$$

Aldus zal bij een gelijkblijvende wrijvingscoëfficiënt μ_X de wrijvingskracht Fw_X een door de lengte van de in figuur 3 weergegeven pijlen geïllustreerde gelijkmatige afname vertonen over het z-aantal banden 32-x van het bandpakket 31, welke overeenkomstig is aan die van de normaalkracht Fn_X. Een dergelijke gelijkmatige afname van de normaalkrachten Fn is nog eens weergeven in het diagram volgens de figuur 4 waarin de kruiselings gearceerde balken de respectievelijke normaalkracht Fn_X aanduiden, die telkens aan de binnenzijde 35 van de opeenvolgende banden 32-1, 32-2 en 32-3 van het bandpakket 31 werkt. De verticaal gearceerde balken geven dezelfde parameter weer, maar in dit geval voor een bandpakket 31 met een zekere positieve radiale speling tussen de paren van aangrenzende banden 32 daaruit en de horizontaal gearceerde balken geven de parameter weer voor een bandpakket 31 met een zekere negatieve radiale speling daartussen. Uit het diagram volgens de figuur 4 kan aldus worden afgeleid dat in het geval van de positieve radiale speling de wrijvingskracht Fw_X, die telkens aan de binnenzijde 35 van de opeenvolgende banden 32-1, 32-2 en 32-3 van het bandpakket 31 werkt, relatief snel afneemt over de pakkethoogte z, terwijl dit in het geval van de negatieve radiale speling juist andersom is. In de praktijk is er gewoonlijk inderdaad enige radiale speling tussen de banden 32 uit het pakket 31 aanwezig zijn, waarbij onder omstandigheden een bepaalde mate van speling zelfs bewust wordt nagestreefd.

Volgens de uitvinding kan ook indien er een waarneembare positieve of negatieve radiale speling tussen de aangrenzende banden 32-1, 32-2 en 32-3 van het bandpakket 31 aanwezig is, de doorgaans als meest ideale verdeling aangemerkte gelijkmatige afname van de wrijvingskrachten Fw over de pakkethoogte z alsnog worden verkregen, althans worden benaderd. Hiertoe stelt de uitvinding voor de wrijvingscoëfficiënt μ tussen twee opeenvolgende, ofwel een paar

aangrenzende banden 32 van het bandpakket 31 op een geëigende wijze af te stemmen op een gewenste afname van de wrijvingskracht wFw_X over de pakkethoogte z uitgaande van de werkelijk optredende normaalkrachten Fn_X:

$$\frac{\mu_{X+1}}{\mu_X} = \frac{Fn_X \cdot wFw_{X+1}}{wFw_X \cdot Fn_{X+1}} \qquad (3)$$

Meer in het bijzonder wordt de voordelig gelijkmatige afname van de wrijvingskracht Fw_X verkregen met:

$$\frac{\mu_{X+1}}{\mu_X} = \frac{z-x}{z-x+1} \cdot \frac{Fn_X}{Fn_{X+1}} \qquad (4)$$

Hierbij wordt de werkelijk optredende afname van de normaalkrachten Fn over de pakkethoogte z bij voorkeur vastgesteld onder de meest kritische omstandigheden die tijdens bedrijf van de drijfriem optreden, zodat juist in die omstandigheden de gewenste optimale afname van de wrijvingskrachten Fw wordt verkregen. Dergelijke meest kritische omstandigheden, die ook wel worden aangeduid als de vollast-situatie, treden doorgaans op wanneer het tussen de poelies 1, 2 overgedragen mechanisch vermogen maximaal is en ter plaatse van de poelie 1 waar de effectieve loopstraal R1 van de drijfriem 3 de kleinste waarde heeft. In een personenvoertuig, waarin de drijfriem 3 volgens de uitvinding bijvoorbeeld kan worden toegepast, treden dergelijke meest kritische bedrijfsomstandigheden doorgaans op bij een maximale waarde van het aangeboden koppel T en een maximale waarde van een rotatiesnelheid van de drijfriem 3.

In het diagram uit de figuur 5 zijn de met behulp van de vergelijking (4) bepaalde gewenste wrijvingscoëfficiënt μ_{X+1} tussen een paar aangrenzende banden 32 weergegeven in verhouding tot de wrijvingscoëfficiënt μ_1 in het contact tussen de dwarselementen 33 en de radiaal binnenste band 32-1 van het bandpakket 31, waarmee voor de in figuur 4 weergegeven bandpakketten 31 een evenredige afname van de wrijvingskracht Fw_X over de pakkethoogte z zou worden verkregen, te weten met de kruiselings gearceerde balken het bandpakket 31 zonder radiale speling tussen de banden 32 daarin, met de verticaal gearceerde balken het bandpakket 31 met de positieve radiale speling en met horizontaal gearceerde balken het bandpakket 31 met de negatieve radiale speling. Uit het diagram volgens de figuur 5 blijkt, dat in het geval van het bandpakket 31 met de positieve radiale speling tussen de banden 32 daarvan het van voordeel is dat de wrijvingscoëfficiënten μ tussen de

banden 32 in het pakket 31 radiaal naar buiten toenemen. In het geval van negatieve speling is dit juist andersom.

Volgens de uitvinding is het in de praktijk inderdaad en zelfs op een verassend eenvoudige wijze mogelijk de wrijvingscoëfficiënt μ tussen de banden 32 op een gerichte wijze te beïnvloeden. Hiertoe wordt verwezen naar de figuur 6, waarin een wrijvingscoëfficiënt μ gemeten in het wrijvingscontact tussen twee aangrenzende banden 32 is uitgezet tegen een karakteristieke parameter KP, althans voor een drietal waarden van de zogenaamde gecombineerde oppervlakteruwheid Ra' in dat wrijvingscontact, die is gedefinieerd als:

$$Ra' = \sqrt{Ra_1^2 + Ra_2^2} \qquad (5)$$

Hierin is Ra_1 de oppervlakteruwheid van de buitenzijde 36 van een radiaal binnenste band 32-x en Ra_2 de oppervlakteruwheid van de binnenzijde 35 van een radiaal buitenste band 32-(x+1) in dat wrijvingscontact.

In de figuur 6 is de gecombineerde oppervlakteruwheden Ra' voor curve I ongeveer gelijk is aan 0,9 μm en voor curve II ongeveer gelijk aan 0,4 μm, waarbij in beide gevallen de genoemde oppervlakteruwheid Ra_1, Ra_2 van één van de oppervlaken 35, 36 in het wrijvingscontact tot stand komt door een daarop aangebracht ruwheidprofiel. Het ruwheidprofiel heeft onder meer als functie een doorstroming van het wrijvingscontact met een doorgaans in de transmissie toegepast smeer- c.q. koelmiddel te reguleren. In dit voorbeeld is het ruwheidprofiel aangebracht op de binnenzijde 35 van de banden 32 en omvat een hoeveelheid elkaar overlappende en hoger gelegen ruggen 40 met daartussen lager gelegen dalgebieden 41, waarbij de ruggen 40 zich in twee hoofdrichtingen ten opzichte van de omtreksrichting L van de band 32 uitstrekken, welke hoofdrichtingen beide onder een hoek van ongeveer 45 graden ten opzichte van die omtreksrichting L zijn georiënteerd. Curve III tenslotte heeft betrekking op een wrijvingscontact tussen twee nagenoeg gladde banden 32, dat wil zeggen met een gecombineerde oppervlakteruwheid Ra' die een waarde heeft van ongeveer 0,1 μm, welke waarde als ondergrens kan worden gehanteerd ten behoeve van een minimale doorstroming van het wrijvingscontact met het genoemde smeermiddel. De karakteristieke parameter KP is hierbij als volgt gedefinieerd:

$$KP = f \cdot \frac{\Delta v}{p_{AV}} \qquad (6)$$

Hierin is Δv een verschilsnelheid is tussen de genoemde twee banden 32-x en 32-(x+1) in de omtreksrichting daarvan, p_{AV} een contactdruk in het wrijvingscontact, ofwel de respectievelijke normaalkracht Fn_X gedeeld door de oppervlakte van het contact tussen de banden 32, en is f een constante factor die van toepassing is bij voor een gegeven transmissie olie, een gegeven temperatuur en een gegeven oppervlakte ruwheid Ra en ruwheidprofiel. Volgens de vergelijking (6) zal de karakteristieke parameter KP tijdens bedrijf van de drijfriem 3 in de transmissie tenminste enigszins variëren, bijvoorbeeld in afhankelijkheid van de overbrengingsverhouding van de transmissie met een invloed op de absolute waarde van de verschilsnelheid Δv in het wrijvingscontact, en tevens in afhankelijkheid van de radiale component Fr van de door de poelies op de drijfriem 3 uitgeoefende axiale krachten Fax en uiteraard het verloop van de normaalkrachten Fn over de pakkethoogte, beide met een invloed op de in het wrijvingscontact werkende contactdruk p_{AV}, waarop tevens de axiale afmeting van de banden 32 van invloed.

De vorm van de curven I, II en III uit de figuur 6 wijkt af van hetgeen normaalgesproken in een gesmeerd wrijvingscontact verwacht kan worden. De normaalgesproken optredende curve SC is ook weergegeven in de figuur 6 en is bijvoorbeeld bekend uit de Europese octrooiaanvrage EP-A-1 221 562. De onverwachts afwijkende vorm en met name de sterke toename van de respectievelijke curven I, II en III ten opzichte van de verwachte curve SC in het uiterst rechts gelegen deel daarvan wordt naar het huidige inzicht van aanvraagster veroorzaakt door de bijzonderheid dat het wrijvingscontact tussen de banden 32 in de omtreks-, tevens de onderlinge bewegingsrichting gesloten is, zodat een smeermiddel enkel vanaf de zijkanten van de banden 32 in dat contact kan instromen hetgeen de laag- ofwel filmdikte van het smeermiddel, dat tijdens normaal bedrijf aanwezig is tussen de banden 32 van het pakket 31, beperkt. De hypothese is daarom, dat de genoemde filmdikte minder snel toeneemt met de verschilsnelheid Δv dan een rechtevenredige toename die door de curve SC wordt vertegenwoordigd en die in de algemene vakliteratuur wordt beschreven. De wrijvingscoëfficiënt μ zal dan juist relatief snel toenemen bij een toenemende verschilsnelheid Δv, bijvoorbeeld omdat stromingswervelingen in het smeermiddel, die nabij de oppervlakken 35, 36 van het wrijvingscontact ontstaan, door de relatief geringe filmdikte een aanzienlijke

invloed op het totale wrijvingsgedrag hebben. Bovendien werd geconstateerd dat de vormgeving van voornoemd profiel een relatief grote invloed heeft op de wrijving, hetgeen waarschijnlijk wordt veroorzaakt door de invloed daarvan op de genoemde stromingswervelingen en filmdikte.

In het geval van een bepaalde constante factor C volgt uit de figuur 6, dat de wrijvingscoëfficiënt μ wordt beïnvloed door de normaalkracht Fn in het wrijvingscontact via de contactdruk p_{AV}, door de verschilsnelheid Δv in het wrijvingscontact en door de gereduceerde oppervlakte ruwheid Ra' in het wrijvingscontact. De figuur 6 toont in grote lijnen drie gebieden, die de curven I, II en III doorlopen in afhankelijkheid van de normaalkracht Fn, te weten een gebied 'A' waarin de wrijvingscoëfficiënt μ een nagenoeg constante waarde heeft onafhankelijk van de normaalkracht Fn, welk wrijvingsgedrag in de literatuur bekend staat als grenssmering, een gebied 'B' waarin deze afneemt bij een afnemende normaalkracht Fn, welk wrijvingsgedrag in de literatuur bekend staat als gemengde smering, en een gebied 'C' waarin deze juist toeneemt bij een afnemende normaalkracht Fn. Laatstgenoemd gedrag werd zoals vermeld nog niet eerder in de literatuur beschreven, maar komt qua smeringscondities overeen met de wel uit de literatuur bekende zogenaamde volle-film-smeringscondities, waarin de oppervlakken van een wrijvingscontact 35, 36 volledig van elkaar zijn gescheiden door een laag smeermiddel. In de figuur 6 duiden de streeplijnen althans bij benadering de grenzen van de gebieden A, B en C aan. Het zijn deze variaties van de wrijvingscoëfficiënt μ in afhankelijkheid van de genoemde parameters die de onderhavige uitvinding op inventieve wijze benut.

Volgens de uitvinding wordt allereerst de verandering van de normaalkracht Fn in tenminste twee opeenvolgende wrijvingscontacten tussen tenminste drie opeenvolgende banden 32 van het bandpakket 31 vastgesteld. Dit laatste kan kwalitatief -bijvoorbeeld op basis van de tussen de banden 32 aanwezige radiale speling- of zelfs kwantitatief -bijvoorbeeld op basis van de hierna beschreven meetmethode- worden vastgesteld. Vervolgens wordt met behulp van de vergelijking (2) of (3) een gewenst verloop voor de wrijvingcoëfficiënt μ in de genoemde tenminste twee wrijvingscontacten bepaald, hetgeen ook weer kwalitatief of kwantitatief kan worden gedefinieerd. Indien bijvoorbeeld voor een kwalitatieve benadering wordt gekozen, kan het voldoende zijn vast te stellen of de radiale speling positief of juist negatief is, dat wil zeggen of de normaalkrachten meer of juist

minder dan evenredig afnemen over de pakkethoogte z, en afhankelijk daarvan de genoemde parameters zodanig te kiezen dat de wrijvingcoëfficiënt μ respectievelijk toeneemt of juist afneemt, bijvoorbeeld op basis van de meetgegevens uit figuur 6.

Vanzelfsprekend is het bijzonder voordelig de voorgestelde werkwijze over de volledige pakkethoogte z dat wil zeggen voor alle wrijvingscontacten ofwel paren van aangrenzende banden 32 toe te passen.

Als voorbeeld van een mogelijke toepassing van de onderhavige uitvinding wordt uitgegaan van een bandpakket 31 waarin de normaalkracht Fn meer dan evenredig afneemt van de over de pakkethoogte z ten gevolge van een positieve radiale speling tussen de banden 32 daarvan, welk bandpakket 32 werd geïllustreerd door de verticaal gearceerde kolommen uit het diagram in de figuur 4. In een dergelijk geval dient volgens de uitvinding de tijdens bedrijf in de vollast-situatie optredende karakteristieke parameter KP bij voorkeur te worden gekozen in het gebied C in de figuur 6, zodanig dat de volgens de uitvinding gewenste relatieve verandering van de wrijvingscoëfficiënt μ_x over de pakkethoogte z, in het onderhavige geval een toename, tijdens bedrijf als vanzelf wordt gerealiseerd via de invloed van de normaalkracht Fn op de karakteristieke parameter KP. In het gebied C neemt de wrijvingscoëfficiënt μ tussen de banden 32 immers toe met een afname van de normaalkracht Fn, dat wil zeggen met een afname van de contactdruk p_{AV} tussen de banden 32. Daarbij zijn met name de oppervlakteruwheid Ra van de banden 32 en de vormgeving van het daarop aangebrachte profiel geschikte parameters om het absolute niveau van de tijdens bedrijf in het bandpakket 31 optredende wrijvingscoëfficiënten μ naar een gewenst bereik van mogelijke waarden daarvoor te sturen, hetgeen blijkt uit een onderling vergelijk van de curven I, II en III. Bovendien bepalen deze parameters ook de mate waarin de wrijvingscoëfficiënt μ verandert, dat wil zeggen de helling van de respectievelijke curve I, II of III, zodat deze kan worden afgestemd op de genoemde vastgestelde verandering van de normaalkracht Fn. Een belangrijk voordeel van de hierboven besproken toepassing van de uitvinding is dat alle banden 32 van het bandpakket 31 van een overeenkomstige oppervlakteruwheid Ra en oppervlakteprofiel kunnen worden voorzien en dus in een zelfde fabricageproces kunnen worden geproduceerd.

Tegen dezelfde achtergrond geldt voor een bandpakket 31 met een negatieve radiale speling tussen de banden 32 daarvan, dat de tijdens bedrijf in de vollast-situatie optredende karakteristieke parameter KP bij voorkeur dient te worden

gekozen in het gebied B in de figuur 6, zodanig dat de in een dergelijk geval gewenste relatieve afname van de wrijvingscoëfficiënt μ wordt gerealiseerd via de invloed van de normaalkracht Fn op de karakteristieke parameter KP.

Opgemerkt wordt, dat vanuit het oogpunt van wrijvingsverliezen het van voordeel is om de wrijvingscoëfficiënt μ in absolute zin klein te kiezen, dat wil zeggen tussen de 0,4 en 0,1 micrometer, waarbij deze ondergrens noodzakelijk is voor het verkrijgen van een minimaal benodigde doorstroming van het wrijvingcontact met het genoemde smeermiddel. In dit opzicht is het verder voordelig dat de tijdens bedrijf in de vollast-situatie optredende karakteristieke parameter KP in of nabij een door de respectievelijke curve I, II of III uit de figuur 6 aangegeven minimum voor de wrijvingscoëfficiënt μ wordt gekozen. Dat wil dus zeggen in de buurt van de overgang tussen de gebieden B en C, ofwel in het overgangsgebied tussen de gemengde smeringscondities en de volle-film-smeringscondities.

Het bandpakket 31 met een positieve radiale speling tussen de banden 32 daarvan kan bovendien nog verder worden geoptimaliseerd door de tijdens bedrijf in de vollast-situatie optredende karakteristieke parameter KP iets groter te kiezen dan de bij het minimum voor de wrijvingscoëfficiënt μ behorende waarde daarvan en wel zodanig dat in een deellast-situatie het genoemde minimum wel optreedt. Hierbij baseert de onderhavige uitvinding zich op de waarneming, dat in de onderlinge verhouding tussen de verschilsnelheid Δv en de contactdruk p_{AV}, die samen de karakteristieke parameter KP beïnvloeden en die tijdens normaal bedrijf in de transmissie vanuit de vollast-situatie in de richting van de genoemde deellast-situatie beide parameters afnemen, de invloed van de verschilsnelheid Δv doorslaggevend is, zodat de waarde van de karakteristieke parameter KP in deellast kleiner is dan in vollast. De uitvinding combineert in dit geval lage wrijvingsverliezen bij een deellast van de drijfriem 3, als gevolg van de het dan optredende minimum van de wrijvingscoëfficiënt μ in een relatief vlak deel van de respectievelijke curve I, II of III, met een robuust drijfriemontwerp in vollast, daar bij de dan iets grotere waarde van de karakteristieke parameter KP de respectievelijke curve I, II of III een stijgende trend vertoont en de wrijvingscoëfficiënt μ toeneemt met een afnemende normaalkracht Fn_x tussen de banden 32, zoals volgens de uitvinding gewenst is voor een bandpakket 31 met een positieve radiale speling tussen de banden 32 daarvan.

De voor een kwantitatieve en meer nauwkeurige toepassing van de onderhavige uitvinding benodigde werkelijk waarde van de optredende

normaalkrachten Fn kunnen op theoretische wijze worden benaderd, zoals door een modelmatige berekening op basis van de verdeling van de radiale speling tussen de respectievelijke paren aangrenzende banden 32 van het bandpakket 31 en de op het respectievelijke bandpakket ter plaatse van een respectievelijke poelie 1, 2 op het bandpakket 31 uitgeoefende radiale kracht Fr, maar deze kunnen ook worden gemeten, bijvoorbeeld in de transmissie zelf of met behulp van een meetmethode waarin het bandpakket 31 op een proefstand rond twee roterend aangedreven cilindrische rollen is opgespannen door deze rollen met een bepaalde spankracht van elkaar af te duwen. Bij voorkeur komt de afmeting ofwel straal van de rollen daarbij overeen met de effectieve loopstralen R1 en R2 van de drijfriem 3 in de transmissie in de genoemde vollast-situatie, hetgeen bij voorkeur ook van toepassing is voor de snelheid waarmee een eerste rol wordt geroteerd. Als gevolg van het verschil in effectieve loopstraal tussen de binnenste band 32-1 die in contact is met de rollen en de overige banden 32 van het bandpakket 31 ontstaat er net als tijdens bedrijf in de transmissie als vanzelf een verschil in omtrekssnelheid Δv tussen de respectievelijke banden 32. Eventueel kan de respectievelijke tweede rol, doorgaans die met de kleinste straal, zodanig worden aangedreven, dat er het verschil in omtrekssnelheid tussen deze rol en die van de binnenzijde 35 van de radiaal binnenste band 32-1 van het bandpakket 31 ontstaat overeenkomstig aan het snelheidsverschil dat tijdens de vollast-situatie in de drijfriem 3 tussen de laatstgenoemde binnenzijde 35 en de dwarselementen 33 optreedt. Ook de spankracht wordt bij voorkeur zodanig gekozen dat tenminste ter plaatse van de tweede rol de laatstgenoemde binnenzijde 35 een normaalkracht Fn1 ondervindt, die overeenkomstig is aan de genoemde radiaalkracht, zoals die tijdens de vollast-situatie in de drijfriem 3 optreedt.

Toepassing van de karakteristieke parameter KP volgens de uitvinding biedt overigens het praktische voordeel, dat de hierboven beschreven meetmethode bij een lager niveau van de radiaalkracht Fr, ofwel de normaalkracht Fn1 op de radiaal binnenste band 32-1 van het bandpakket 31, en van de verschilsnelheid Δv tussen de respectievelijke banden kan worden uitgevoerd dan de niveaus zoals die in de vollast-situatie optreden, mits de bijbehorende waarde van de karakteristieke parameter KP overeenkomstig is aan de waarde daarvan in de genoemde vollast-situatie. Door uit te gaan van de vollast-situatie wordt de levensduur of de belastbaarheid van de drijfriem 3 maximaal verbeterd.

Vervolgens kunnen de ter plaatse van een rol werkelijk optredende

normaalkrachten Fn nauwkeurig worden bepaald door een rek ofwel verlenging ε van de afzonderlijke banden 32 te meten, bijvoorbeeld met behulp van een rekstrookmeting, en deze om te reken via:

$$Fn_X = \varepsilon \cdot E \cdot S \cdot \alpha \qquad (7)$$

Hierin is E de zogenaamde Young's elasticiteitsmodulus van het materiaal waaruit de betreffende band 32 is vervaardigd, is S de oppervlakte van een loodrecht op de omtreksrichting georiënteerde doorsnede van de betreffende band 32 en is α de hoek waarover het bandpakket 31 in contact is met de rol ter plaatse waarvan de verlenging ε wordt gemeten.

Omdat het met bestaande technieken, zoals een rekstrookmeting, moeilijk of zelf onmogelijk is de genoemde verlenging ε van de andere banden 32 dan de radiaal buitenste band 32-3 te meten, stelt de onderhavige uitvinding tevens de navolgende eenvoudiger hanteerbare werkwijze voor, waarin

- met de hierboven beschreven meetmethode de normaalkracht Fn_B op de buitenste band 32 van het bandpakket 31 wordt bepaald;
- die buitenste band 32 uit het bandpakket 31 wordt verwijderd, zodat de voorheen op één na buitenste band 32 van het bandpakket 31 nu de in radiale zin meest naar buiten gelegen ofwel buitenste band 32 van het resterende snaarpakket is geworden;
- de genoemde spankracht, welke leidt tot de radiaalkracht Fr die van toepassing is op het volledige bandpakket 31, wordt verkleind met de factor $(Fr-Fn_B)/Fr$; en waarin
- de drie voorgaande stappen worden herhaald voor de buitenste band 32 van het telkens nog resterende bandpakket, totdat deze nog maar één enkele band 32 omvat, te weten de binnenste band 32-1 van het oorspronkelijke, volledige bandpakket 31.

Andersom lenen voornoemde meetmethode en hanteerbare werkwijze zich er tevens voor, de werkelijk aan de binnenzijde 35 van een band 32 werkende wrijvingscoëfficiënt μ vast te stellen. Hierbij wordt uitgegaan van de theorie, dat de amplitude van de trekkracht Ft over de omtrek van een band 32, dat wil zeggen de maximaal optredende trekkracht Ft_{MAX} minus de minimaal optredende trekkracht Ft_{MIN} voldoet aan de vergelijking:

$$\left(Ft_{MAX} Ft_{MIN}\right) = e^{\mu\alpha} \qquad (8)$$

Hierin is α de hoek waarover het bandpakket 31 in contact is met de kleinste van de twee rollen. Omdat de trekkracht Ft wordt bepaald door het product van de Young's elasticiteitsmodulus E van de band 32, de oppervlakte S van een loodrecht op de omtreksrichting van de band 32 georiënteerde doorsnede en de gemeten verlenging ε van de band, kan de vergelijking (8) worden geschreven als:

$$\mu = \frac{\ln[(\varepsilon_{MAX} - \varepsilon_{MIN}) \cdot E \cdot S]}{\alpha} \qquad (9)$$

Hierin duiden ε_{MAX} en ε_{MIN} respectievelijk de maximaal en de minimaal over de omtrek van de band 32 gemeten waarde van de verlenging ε aan, die met behulp van voornoemde meetmethode en hanteerbare werkwijze achtereenvolgens voor alle banden 32 van het bandpakket 31 kan worden gemeten.

In de figuur 7 is het ruwheidprofiel waarmee de in de figuur 6 opgenomen meetresultaten zijn verkregen schematisch geïllustreerd. De figuur 7 toont een stukje van een binnenzijde 35 van een band 32 met daarop aangebracht verhoogd gelegen ruggen 40 waartussen zich de dalgebieden 41 bevinden, alsmede de omtreksrichting L van de drijfriem 3 en de banden 32 daarvan. Een dergelijk ruwheidprofiel, dat zich in het bijzonder leent voor het realiseren van het gewenste verloop van de wrijvingscoëfficiënten μ volgens de onderhavige uitvinding, wordt gekarakteriseerd doordat tenminste een aanzienlijk deel van de ruggen 40 zich in twee hoofdrichtingen ten opzichte van de omtreksrichting L van de band 32 uitstrekken, welke hoofdrichtingen beide onder een hoek in het bereik van 10 tot 80 graden ten opzichte van de omtreksrichting L van de band 32 zijn georiënteerd, bij voorkeur onder een hoek in het bereik van 50 tot 80 graden, doordat deze ruggen 40 tussen de 3 en 15 micrometer hoger zijn gelegen dan de dalgebieden 41 en doordat een dwarsafmeting van deze ruggen 40 minder dan een zevende deel, bij voorkeur minder dan een tiende deel van een afmeting van de dalgebieden 41 in die richting uitmaakt.

Zoals reeds werd opgemerkt, wijkt het door de curven I, II en III uit de figuur 6 beschreven wrijvingsgedrag af van het gedrag dat normaalgesproken in een gesmeerd wrijvingscontact optreedt, welk gedrag is geïllustreerd door de curve SC. In het bijzonder werd ontdekt, dat bij een relatief hoge waarde van de karakteristieke parameter KP, waar de volle-film-smeringscondities op het wrijvingscontact van toepassing zijn, de wrijvingscoëfficiënt μ niet een nagenoeg constante en kleine

waarde aanneemt, maar daarentegen in een aanzienlijke mate toeneemt met een toenemende waarde van de karakteristieke parameter KP. Een en ander heeft tot gevolg dat er in het wrijvingscontact tussen de banden 31 onverwachts een minimum optreedt in de wrijvingscoëfficiënt μ in afhankelijkheid van de karakteristieke parameter. Dus waar voorheen in een optimaal ontwerp van een transmissie gestreefd werd naar een zou groot mogelijke waarde van de karakteristieke parameter KP, blijkt nu volgens de uitvinding een minimum op te treden waarvan de ligging bovendien varieert met de gereduceerde ruwheid Ra'.

Op basis van dit nieuw verkregen inzicht stelt de uitvinding vanuit het oogpunt van een minimalisatie van wrijvingsverliezen voor om de drijfriem 3 toe te passen in of nabij een door de respectievelijke curve I, II of III uit de figuur 6 aangegeven minimum voor de wrijvingscoëfficiënt μ, hetgeen dus wil zeggen ter plaatse van de overgang tussen de gebieden A of B en C die schematisch door de lijn OL is weergegeven. Vanuit het oogpunt van wrijvingsverliezen is het daarbij van voordeel de wrijvingscoëfficiënt μ ook in absolute zin klein te kiezen, waartoe volgens de uitvinding de gereduceerde ruwheid Ra' in het bereik tussen de 0,4 en 0,1 micrometer dient te worden gekozen. De ondergrens van 0,1 μm is daarbij noodzakelijk voor het verkrijgen van een voldoende doorstroming van het wrijvingcontact met het genoemde smeermiddel.

Omdat de karakteristieke parameter KP niet alleen door de geometrie van de drijfriem 3 en het bandpakket 31 wordt bepaald, maar via bijvoorbeeld de constante factor f en de grootte van de axiaalkracht Fax ook door bedrijfsparameters van de transmissie waarin deze wordt toegepast, zal de waarde daarvan normaal gesproken zoals min of meer vast liggen. In een dergelijk geval beidt een geschikte keuze van de gereduceerde ruwheid Ra' alsnog de mogelijkheid het minimum voor de wrijvingscoëfficiënt μ te doen laten samenvallen met de betreffende waarde van de karakteristieke parameter KP. Teneinde het optimale

CONCLUSIES

1. Drijfriem (3), in het bijzonder voor toepassing in een continu variabele overbrenging zoals voor personenvoertuigen met twee poelies waaromheen de drijfriem (3) is opgenomen, welke drijfriem (3) een in zichzelf gesloten bandpakket (31) omvat waarop een groot aantal dwarselementen (33) zijn aangebracht, die tenminste in de omtreksrichting (L) van het bandpakket (31) daarlangs beweegbaar zijn, waarbij het bandpakket (31) tenminste een aantal (z) onderling in radiale richting geneste en relatief dunne metalen banden (32) omvat, waarbij tussen tenminste twee aangrenzende banden (32; x, x+1) van het bandpakket (31) een verschil in omtrekslengte bestaat tussen de buitenzijde (36) van de in radiale richting omsloten, ofwel binnenste band (32; x) en van de binnenzijde (35) van de in radiale richting omsluitende, ofwel buitenste band (32; x+1), met het kenmerk dat, althans in het geval het genoemde verschil in omtrekslengte een positieve waarde heeft, een tijdens bedrijf van de drijfriem (3) in een wrijvingscontact tussen de twee aangrenzende banden (32; x, x+1) werkende wrijvingscoëfficiënt (μ_{x+1}) groter is dan een in een wrijvingscontact aan de binnenzijde (35) van de radiaal binnenste band (32; x)) van de genoemde twee aangrenzende banden (32; x, x+1) werkende wrijvingscoëfficiënt (μ_x) en dat, althans in het geval het genoemde verschil in omtrekslengte een negatieve waarde heeft, de eerst genoemde wrijvingscoëfficiënt (μ_{x+1}) juist kleiner is dan de in het wrijvingscontact aan de binnenzijde (35) van de radiaal binnenste band (32; x) van de genoemde twee aangrenzende banden (32; x, x+1) werkende wrijvingscoëfficiënt (μ_x).

2. Drijfriem volgens de conclusie 1, met het kenmerk dat, althans in het geval het genoemde verschil in omtrekslengte een positieve waarde heeft, zogenaamde volle-film-smeringscondities tussen de genoemde twee aangrenzende banden (32; x, x+1) aanwezig zijn, en dat, althans in het geval het genoemde verschil in omtrekslengte een negatieve waarde heeft, de zogenaamde grenssmeringscondities tussen de genoemde twee aangrenzende banden (32; x, x+1) aanwezig zijn.

3. Drijfriem volgens de conclusie 1 of 2, met het kenmerk dat de genoemde wrijvingscoëfficiënten (μ_{x+1}, μ_x) voldoen aan de vergelijking:

$$\frac{\mu_{x+1}}{\mu_x} = \frac{z-x}{z-x+1} \cdot \frac{Fn_x}{Fn_{x+1}}$$

waarbij:

- x en x+1 respectievelijk de radiaal binnenste en de radiaal buitenste van de twee aangrenzende banden (32; x, x+1) aanduidt;
- z het totaal aantal banden (32) van het bandpakket (31) aanduidt;
- Fn de aan de binnenzijde (35) van de respectievelijke band (32; x, x+1) maximaal optredende normaalkracht is; en waarbij
- μ de in het wrijvingscontact aan de binnenzijde (35) van de respectievelijke band (32; x, x+1) werkende wrijvingscoëfficiënt is.

4. Drijfriem (3) volgens conclusie 1, 2 of 3, met het kenmerk dat tenminste één van de twee aangrenzende banden (32; x, x+1) is voorzien van een oppervlakteprofiel gevormd door hoger gelegen ruggen (40) met daartussen lager gelegen dalgebieden (41).

5. Drijfriem volgens de conclusie 4, met het kenmerk dat tenminste een deel van de ruggen (40) tussen de 3 en 15 micrometer hoger zijn gelegen dan de dalgebieden (41), dat een dwarsafmeting van deze ruggen (40) minder dan een zevende deel, bij voorkeur minder dan een tiende deel van een afmeting van de dalgebieden (41) in die richting uitmaakt en dat deze ruggen (40) onder een hoek in het bereik van 10 tot 80 graden ten opzichte van een omtreksrichting (L) van de band (32) zijn georiënteerd, bij voorkeur onder een hoek in het bereik van 50 tot 80 graden.

6. Drijfriem volgens de conclusie 4 of 5, met het kenmerk dat de ruggen (40) zich tenminste in twee onderling onder een hoek georiënteerde hoofdrichtingen uitstrekken, welke hoofdrichtingen onder een onderling nagenoeg overeenkomstige hoek ten opzichte van een omtreksrichting (L) van de band (32) zijn georiënteerd.

7. Drijfriem (3) volgens één der voorgaande conclusies, met het kenmerk dat het genoemde verschil in omtrekslengte een positieve waarde heeft en dat de twee aangrenzende banden (32) een gecombineerde oppervlakteruwheid (Ra') bezitten van tussen de ongeveer 0,4 en de 0,1 micrometer, waarbij in een deellast-situatie van de drijfriem (3) tenminste de in een wrijvingscontact aan de binnenzijde (35) van de radiaal binnenste band (32; x)) van de genoemde twee aangrenzende banden (32; x, x+1) werkende wrijvingscoëfficiënt (μ_x) minimaal is.

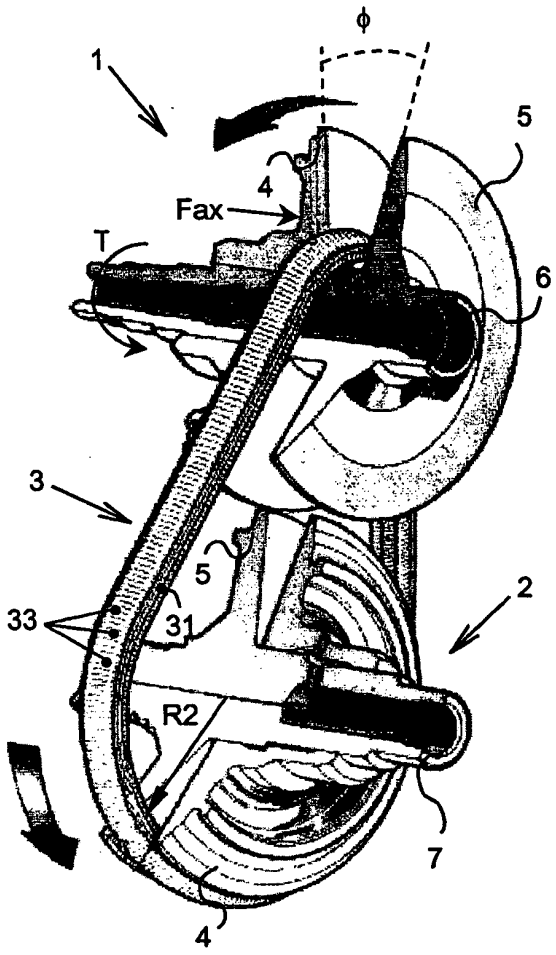


FIG. 1

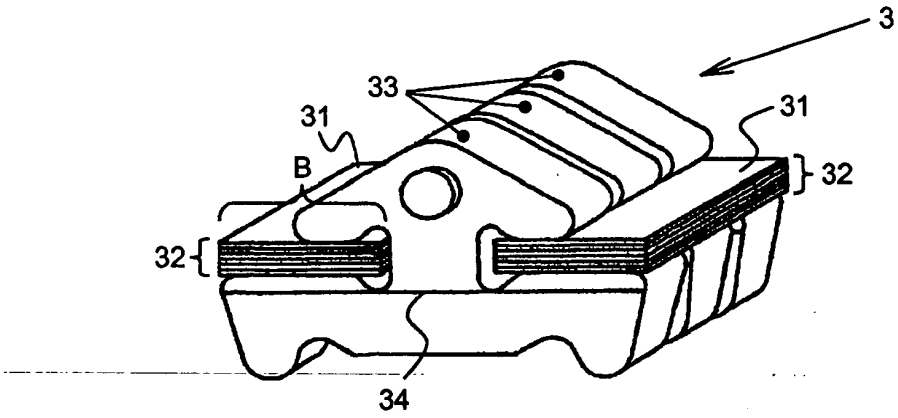

3
33
31
31
B
32
32
34

FIG. 2

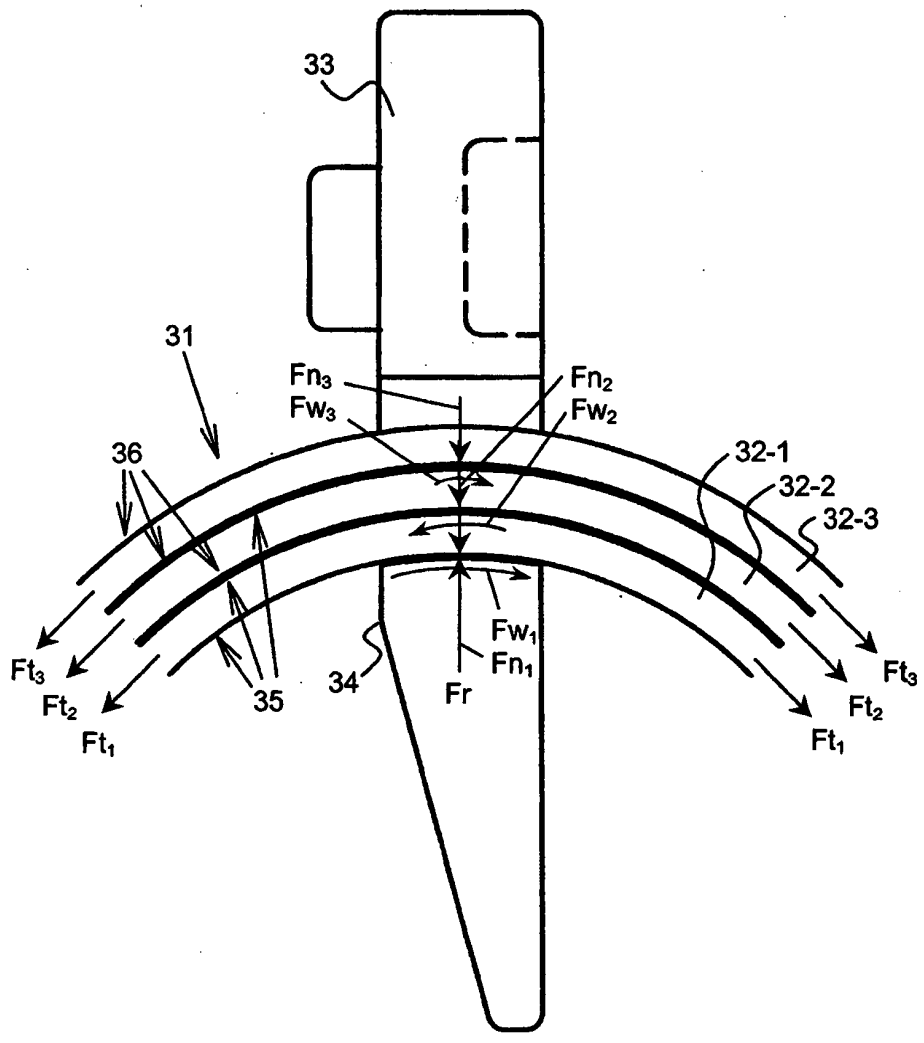

33
31
Fn3
Fw3
Fn2
Fw2
36
32-1
32-2
32-3
Ft3
Ft2
Ft1
35
34
Fw1
Fn1
Fr
Ft3
Ft2
Ft1

FIG. 3

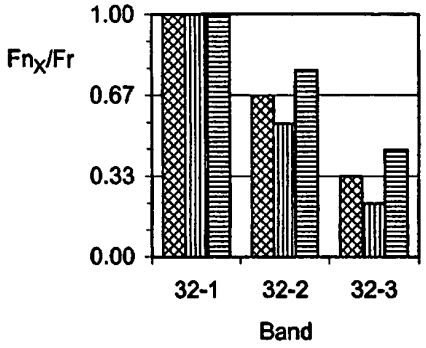


FIG. 4

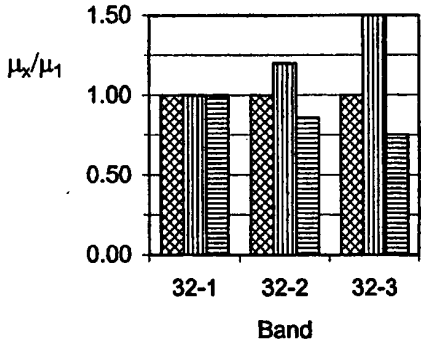


FIG. 5

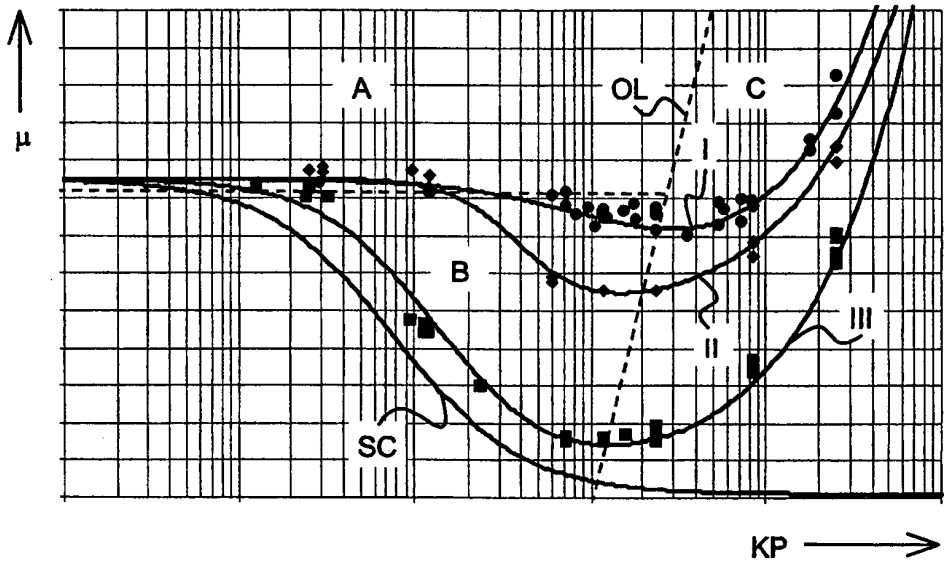


FIG. 6

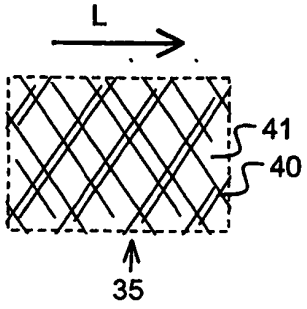


FIG. 7

SAMENWERKINGSVERDRAG (PCT)

RAPPORT BETREFFENDE NIEUWHEIDSONDERZOEK VAN INTERNATIONAAL TYPE

IDENTIFICATIE VAN DE NATIONALE AANVRAGE	KENMERK VAN DE AANVRAGER OF VAN DE GEMACHTIGDE R.306317
Nederlands aanvraag nr. 1023858	Indieningsdatum 08 juli 2003
	Ingeroepen voorrangsdatum
Aanvrager (Naam) Robert Bosch GMBH	
Datum van het verzoek voor een onderzoek van internationaal type	Door de Instantie voor Internationaal Onderzoek (ISA) aan het verzoek voor een onderzoek van internationaal type toegekend nr. SN41417NL

I. CLASSIFICATIE VAN HET ONDERWERP (bij toepassing van verschillende classificaties, alle classificatiesymbolen opgeven)

Volgens de internationale classificatie (IPC)

Int.C17:F16G5/16

II. ONDERZOCHTE GEBIEDEN VAN DE TECHNIEK

Onderzochte minimum documentatie

Classificatiesysteem	Classificatiesymbolen
Int.Cl.7:	F16G

Onderzochte andere documentatie dan de minimum documentatie, voor zover dergelijke documenten in de onderzochte gebieden zijn opgenomen

III. ☐ GEEN ONDERZOEK MOGELIJK VOOR BEPAALDE CONCLUSIES (opmerkingen op aanvullingsblad)

IV. ☐ GEBREK AAN EENHEID VAN UITVINDING (opmerkingen op aanvullingsblad)

17

VERSLAG VAN HET NIEUWHEIDSONDERZOEK VAN INTERNATIONAAL TYPE

Nummer van het verzoek om een nieuwheidsonderzoek
NL 1023858

A. CLASSIFICATIE VAN HET ONDERWERP
IPC 7 F16G5/16

Volgens de Internationale Classificatie van octrooien (IPC) of zowel volgens de nationale classificatie als volgens de IPC.

B. ONDERZOCHTE GEBIEDEN VAN DE TECHNIEK

Onderzochte miminum documentatie (classificatie gevolgd door classificatiesymbolen)
IPC 7 F16G

Onderzochte andere documentatie dan de mimimum documentatie, voor dergelijke documenten, voor zover dergelijke documenten in de onderzochte gebieden zijn opgenomen

Tijdens het internationaal nieuwheidsonderzoek geraadpleegde elektronische gegevensbestanden (naam van de gegevensbestanden en, waar uitvoerbaar, gebruikte trefwoorden)
EPO-Internal, PAJ

C. VAN BELANG GEACHTE DOCUMENTEN

Categorie °	Geciteerde documenten, eventueel met aanduiding van speciaal van belang zijnde passages	Van belang voor conclusie nr.
A	US 4 579 549 A (MATSUI HIDEAKI ET AL) 1 April 1986 (1986-04-01) in de aanvraag genoemd het gehele document ---	1
A	EP 1 221 562 A (DOORNES TRANSMISSIE BV) 10 Juli 2002 (2002-07-10) in de aanvraag genoemd het gehele document ---	1
A	EP 0 909 907 A (HONDA MOTOR CO LTD) 21 April 1999 (1999-04-21) in de aanvraag genoemd het gehele document --- -/--	1

[X] Verdere documenten worden vermeld in het vervolg van vak C.

[X] Leden van dezelfde octrooifamilie zijn vermeld in een bijlage

° Speciale categorieën van aangehaalde documenten

"A" document dat de algemene stand van de techniek weergeeft, maar niet beschouwd wordt als zijnde van bijzonder belang

"E" eerder document, maar gepubliceerd op de datum van indiening of daarna

"L" document dat het beroep op een recht van voorrang aan twijfel onderhevig maakt of dat aangehaald wordt om de publikatiedatum van een andere aanhaling vast te stellen of om een andere reden zoals aangegeven

"O" document dat betrekking heeft op een mondelinge uiteenzetting, een gebruik, een tentoonstelling of een ander middel

"P" document gepubliceerd voor de datum van indiening maar na de ingeroepen datum van voorrang

"T" later document, gepubliceerd na de datum van indiening of datum van voorrang en niet in strijd met de aanvrage, maar aangehaald ter verduidelijking van het principe of de theorie die aan de uitvinding ten grondslag ligt

"X" document van bijzonder belang; de uitvinding waarvoor uitsluitende rechten worden aangevraagd kan niet als nieuw worden beschouwd of kan niet worden beschouwd op inventiviteit te berusten

"Y" document van bijzonder belang; de uitvinding waarvoor uitsluitende rechten worden aangevraagd kan niet worden beschouwd als inventief wanneer het document beschouwd wordt in combinatie met één of meerdere soortgelijke documenten, en deze combinatie voor een deskundige voor de hand ligt

"&" document dat deel uitmaakt van dezelfde octrooifamilie

Datum waarop het nieuwheidsonderzoek van internationaal type werd voltooid	Verzenddatum van het rapport van het nieuwheidsonderzoek van internationaal type
19 Februari 2004	

Naam en adres van de instantie	De bevoegde ambtenaar
European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl, Fax: (+31-70) 340-3016	Baron, C

1

Formulier PCT/ISA/201 (tweede blad) (juli 1992)

VERSLAG VAN HET NIEUWHEIDSONDERZOEK VAN INTERNATIONAAL TYPE

Nummer van het verzoek om een nieuwheidsonderzoek
NL 1023858

C.(Vervolg). VAN BELANG GEACHTE DOCUMENTEN

Categorie °	Geciteerde documenten, eventueel met aanduiding van speciaal van belang zijnde passages	Van belang voor conclusie nr.
A	PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 015, no. 155 (M-1104), 18 April 1991 (1991-04-18) & JP 03 028546 A (NISSAN MOTOR CO LTD), 6 Februari 1991 (1991-02-06) samenvatting	1
A	EP 1 219 859 A (DOORNES TRANSMISSIE BV) 3 Juli 2002 (2002-07-03)	
A	EP 1 184 591 A (HONDA MOTOR CO LTD) 6 Maart 2002 (2002-03-06)	
A	EP 1 072 815 A (HONDA MOTOR CO LTD) 31 Januari 2001 (2001-01-31)	
A	EP 0 626 526 A (DOORNES TRANSMISSIE BV) 30 November 1994 (1994-11-30) in de aanvraag genoemd	

1

VERSLAG VAN HET NIEUWHEIDSONDERZOEK VAN INTERNATIONAAL TYPE

Informatie over leden van dezelfde octrooifamilie

Nummer van het verzoek om een nieuwheidsonderzoek
NL 1023858

In het rapport genoemd octrooigeschrift	Datum van publicatie	Overeenkomend(e) geschrift(en)	Datum van publicatie
US 4579549 A	01-04-1986	JP 59019745 A	01-02-1984
EP 1221562 A	10-07-2002	EP 1221562 A1	10-07-2002
		JP 2002250403 A	06-09-2002
		US 2002123405 A1	05-09-2002
EP 0909907 A	21-04-1999	JP 3319995 B2	03-09-2002
		JP 11117998 A	27-04-1999
		DE 69812833 D1	08-05-2003
		DE 69812833 T2	06-11-2003
		EP 0909907 A1	21-04-1999
		TW 392046 B	01-06-2000
		US 6090004 A	18-07-2000
JP 03028546 A	06-02-1991	GEEN	
EP 1219859 A	03-07-2002	EP 1219859 A1	03-07-2002
		JP 2002213538 A	31-07-2002
		US 2002123406 A1	05-09-2002
EP 1184591 A	06-03-2002	JP 2001280427 A	10-10-2001
		EP 1184591 A1	06-03-2002
		US 2002137586 A1	26-09-2002
		CN 1366589 T	28-08-2002
		WO 0175331 A1	11-10-2001
		TW 477880 B	01-03-2002
EP 1072815 A	31-01-2001	JP 11303943 A	02-11-1999
		EP 1072815 A1	31-01-2001
		US 6432012 B1	13-08-2002
		WO 9954639 A1	28-10-1999
EP 0626526 A	30-11-1994	NL 9300880 A	16-12-1994
		DE 69401532 D1	06-03-1997
		DE 69401532 T2	15-05-1997
		EP 0626526 A1	30-11-1994
		JP 7012177 A	17-01-1995
		US 5439422 A	08-08-1995