



(19) **RU** ⁽¹¹⁾ **2 089 769** ⁽¹³⁾ **C1**
(51) МПК⁶ **F 16 H 37/08**

РОССИЙСКОЕ АГЕНТСТВО
ПО ПАТЕНТАМ И ТОВАРНЫМ ЗНАКАМ

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

(21), (22) Заявка: 93042057/28, 10.12.1991

(30) Приоритет: 11.12.1990 GB 9026830.1

(46) Дата публикации: 10.09.1997

(56) Ссылки: 1. Патент Великобритании N 1078791, кл. F 2 D 1961. 2. Патент Великобритании N 2150240, кл. F 16 H 37/02, 1985.

(86) Заявка PCT:
GB 91/02184 (10.12.91)

(71) Заявитель:

Торотрак (Дивелопмент) Лимитед (GB)

(72) Изобретатель: Томас Джордж Феллоус[GB]

(73) Патентообладатель:

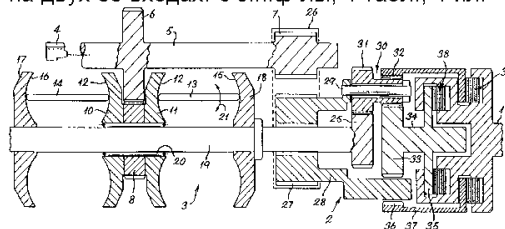
Торотрак (Дивелопмент) Лимитед (GB)

(54) ТРАНСМИССИЯ С БЕССТУПЕНЧАТО ИЗМЕНЯЕМЫМ ПЕРЕДАТОЧНЫМ ЧИСЛОМ

(57) Реферат:

Использование: машиностроение, транспорт, машины и механизмы с бесступенчато изменяемым передаточным отношением для работы в различных режимах нагрузки. Сущность: трансмиссия содержит связанный с выходом двигателя торовый вариатор и переключаемую зубчатую передачу с двумя входами, первый из которых соединен с выходом вариатора, а второй - с выходом двигателя. Выход зубчатой передачи выполнен с возможностью соединения с выходом трансмиссии. Звенья зубчатой передачи установлены с возможностью соединения в различных сочетаниях для соответствующих режимов.

Зубчатая передача в режиме низкой интенсивности выполнена с возможностью получения на выходе мощности, равной разности между двумя вводимыми мощностями, а в режиме высокой интенсивности - с возможностью получения на выходе мощности, равной сумме мощностей на двух ее входах. 6 з.п.ф.-лы, 1 табл., 1 ил.



RU 2 089 769 C1

RU 2 089 769 C1



(19) **RU** ⁽¹¹⁾ **2 089 769** ⁽¹³⁾ **C1**

(51) Int. Cl.⁶ **F 16 H 37/08**

RUSSIAN AGENCY
FOR PATENTS AND TRADEMARKS

(12) **ABSTRACT OF INVENTION**

(21), (22) Application: 93042057/28, 10.12.1991

(30) Priority: 11.12.1990 GB 9026830.1

(46) Date of publication: 10.09.1997

(86) PCT application:
GB 91/02184 (10.12.91)

(71) Applicant:
Torotrak (Development) Limited (GB)

(72) Inventor: Tomas Dzhordzh Fellous[GB]

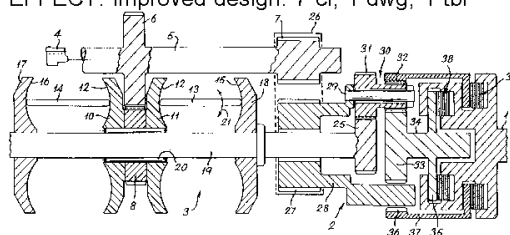
(73) Proprietor:
Torotrak (Development) Limited (GB)

(54) **TRANSMISSION WITH STEPLESS VARIATION IN GEAR RATIO**

(57) Abstract:

FIELD: mechanical engineering.
SUBSTANCE: transmission has toroidal variator coupled with the output of an engine and shiftable gear with two inputs. The first input is connected with the output of the variator. The second input is connected with the output of the engine. The output of the gear transmission can be connected with the output of the transmission. The links of the gear

transmission can be connected in different combinations for respective conditions.
EFFECT: improved design. 7 cl, 1 dwg, 1 tbl



RU 2 089 769 C1

RU 2 089 769 C1

Изобретение относится к коробкам передач с тороидальными дорожками роликового сцепления, имеющими непрерывно изменяющееся передаточное число.

В особенности оно относится к коробкам передач с непрерывно изменяющимся передаточным числом такого типа, в котором компонент, изменяющий передаточное число (вариатор) и комбинация зубчатой передачи устроены так, что между двигателем и выходом коробки передач с непрерывно изменяющимся передаточным числом, в которой комбинация зубчатой передачи приводится в действие выходами как двигателя, так и вариатора, и в которой комбинация зубчатой передачи поддается двум различным настройкам так, что коробка передач с непрерывно изменяющимся передаточным числом способна работать в двух различных режимах, увеличивая таким образом эффективный диапазон передаточных чисел коробки передач с непрерывно изменяющимся передаточным числом.

Обычно в одном режиме при допущении постоянства скорости двигателя полный диапазон передаточных чисел вариатора от одного экстремального значения к другому будет приводить к выходной скорости коробки передач с постоянно изменяющимся передаточным числом, начиная от максимального значения в обратном направлении, уменьшаясь до нулевой скорости (положение, известное в технике как "нейтраль", или режим "холостого хода") и затем вперед, и с увеличением скорости, достигая низкого значения поступательной скорости при достижении противоположного экстремального значения диапазона вариатора. Если передаточные числа выбраны адекватно, то будет возможно изменить настройку комбинации зубчатой передачи так, что коробка передач с непрерывно изменяющимся передаточным числом переходит от одного режима к другому так называемым синхронным образом, т.е. без мгновенного изменения скорости вращения выхода коробки передач с непрерывно изменяющимся передаточным числом. Теперь коробка передач с непрерывно изменяющимся передаточным числом находится в режиме высокой интенсивности и, если вариатор возвращается к исходному концу своего диапазона передаточных чисел, поступательная скорость выхода коробки передач с непрерывно изменяющимся передаточным числом постоянно увеличивается до максимального значения.

Примеры таких двухрежимных коробок передач с тороидальными дорожками роликового сцепления, имеющих непрерывно изменяющееся передаточное число, изложены в описаниях патентов GB-A-1078791, GB-B-2150240 и многих других прежних публикациях. Общим признаком большинства таких известных коробок передач с непрерывно изменяющимся передаточным числом является то, что в первом или режиме низкой интенсивности комбинация зубчатой передачи обычно планетарного типа используется вместе с вариатором в качестве выходной стороны или ответвления вниз по ходу передачи: в этом

режиме мощность рециркулируется и выход вариатора имеет скорость, вычтенную из скорости входа, приводимого в действие двигателем. В противоположность этому во втором или режиме высокой интенсивности имеет место эффективное соединение выходов двигателя и коробки передач с непрерывно изменяющимся передаточным числом: вариатор берет всю мощность и диапазон выхода коробки передач тот же, что и вариатора.

В вариаторе, который реверсирует направление вращения между входом и выходом, реакционный момент будет суммой моментов входа и выхода. Тяговые усилия между дисками и роликами пропорциональны реакционному моменту. Передаточное число между тяговым усилием и нормальным усилием между каждым диском и роликом, обычно известное в технике как "заданный коэффициент сцепления", обычно задается компоновкой вариатора. Нормальное усилие определяет контактные напряжения и поэтому размер вариатора для конкретной усталостной долговечности. Для любого данного рабочего условия величина приблизительно пропорциональна кубическому корню из нормального усилия, т.е. кубическому корню реакционного момента. Поэтому выгодно насколько можно уменьшать реакционные моменты.

Если, например, вариатор с диапазоном передаточных отношений от 0,5:1 до 2,0:1 соединяется с высоким передаточным числом с входом, давая момент 100 Нм, реакционные моменты будут в диапазоне от 300 Нм нижнего конца диапазона выходной скорости до 150 Нм на высоком конце. На размер вариатора будет влиять его цилиндрический график нагрузки, т.е. время при полной и частичной нагрузке и время при каждом передаточном числе. Большинство дорожно-транспортных средств в режиме низкой интенсивности проводит мало времени. Непрерывные ускорения и подъемы в гору в режиме высокой интенсивности вызывают применение малых передаточных чисел вариатора при больших моментах двигателя. Поэтому сокращение максимального реакционного момента, который имеет место в режиме высокой интенсивности на низком конце диапазона передаточных чисел вариатора, может быть достигнуто уменьшение размера и веса (при кубической зависимости размера).

В изобретении используется возможность уменьшения максимального реакционного момента в режиме высокой интенсивности в вариаторе двухрежимной коробки передач с непрерывно изменяющимся передаточным числом путем исключения прямого привода в режиме высокой интенсивности, а вместо этого используя в этом режиме, так же как и в режиме низкой интенсивности, разновидность ответвления зубчатой передачи. Более конкретно, обычно комбинация планетарной зубчатой передачи после вариатора способна устанавливать настройку режима низкой интенсивности, в котором она рециркулирует мощность, и альтернативную настройку режима высокой интенсивности, в котором она "расщепляет" поток мощности от двигателя к выходу. Таким образом, путем ограничения части полной мощности, непосредственно проходящей

через вариатор, в изобретении предлагается перспектива вариатора с компонентами меньшего размера, чем был бы необходим при использовании прямой передачи, и экономия конструкции может быть достигнута максимизированием числа компонентов зубчатой передачи, которые используются в обоих режимах и минимизацией числа компонентов зубчатой передачи, которые используются только в одном режиме.

Изобретение определяется формулой изобретения, содержанием которой должно рассматриваться в контексте этого описания, и включает коробку передач с непрерывно изменяющимся передаточным числом.

На чертеже в осевом сечении схематично показаны некоторые компоненты коробки передач с непрерывно изменяющимся передаточным числом.

Коробка передач с непрерывно изменяющимся передаточным числом, имеющая выход 1 и комбинацию планетарной зубчатой передачи 2 и вариатор 3 с тороидальной дорожкой, приводится в действие двигателем 4. Выходной вал 5 двигателя несет зубчатое колесо 6 и шестерню цепной передачи 7. Зубчатое колесо 6 приводит в действие шестерню 8, переносимую центральным входным элементом вариатора 3 с изменением направления движения на обратное и небольшим увеличением скорости вращения. Входной элемент вариатора имеет два диска 10 и 11, повернутых друг к другу тыльными сторонами и образующих часть тороидальной дорожки 12. Два согласованных набора роликов, по одному ролику из которых 13 и 14 показано в качестве примера, передают тяговые усилия от дорожек 12 соответствующим дорожкам 15 и 16, сформированным на сторонах выходных дисков 17 и 18, которые установлены на и вращаются с выходным валом 19, на котором с помощью подшипника вращения 20 установлена шестерня 8 и диски 10 и 11, когда ролики 13, 14 согласованно изменяют ориентацию с помощью вращения, как это показано стрелкой 21, изменяется также отношение скорости вращения передаваемой от входных дисков 10, 11 к выходным дискам 17 и 18 и выходному валу 19.

Выходной вал 19 непосредственно соединен с центральным зубчатым колесом 25 планетарной передачи 2, а шестерня 7 соединена цепью 26 с колесом цепной передачи 27 установленным на полом удлиненном конце 28 элемента 29, несущего сателлиты 30 ступенчатой формы, содержащие большое зубчатое колесо 31 и меньшее зубчатое колесо 32. Посредством цепного соединения 26 выходной вал двигателя 5 приводит в действие элемент 29 без движения в обратном направлении и при некотором уменьшении скорости.

Большие зубчатые колеса 31 сателлитов 30 входят в зацепление с центральным зубчатым колесом 25, меньшие зубчатые колеса 32 тех же сателлитов входят в зацепление, во-первых, с центральным зубчатым колесом 33, вал 34 которого также несет фланец 35, выполненный с возможностью сцепления при работе муфты сцепления 38 интенсивного режима с выходным валом 1 коробки передач с непрерывно изменяющимся передаточным

числом. Во-вторых, меньшие зубчатые колеса 32 входят в зацепление с внешним кольцеобразным зубчатым колесом 36, сформированным на втулке 37, выполненной с возможностью сцепления при работе муфты сцепления 39 режима низкой интенсивности, с тем же выходным валом 1.

При режиме высокой интенсивности муфта 38 входит в сцепление, а муфта 39 выходит из сцепления. Несущий элемент 29, приводимый в действие выходным валом 5 двигателя с помощью цепи 26, центральное зубчатое колесо 25 поворачивается в том же направлении выходным валом 19 вариатора, а меньшие зубчатые колеса 32 сателлита приводят в действие центральное зубчатое колесо 33 и, таким образом, выход 1 определяется суммой двух входов 25, 29 планетарной передачи 2.

При режиме низкой интенсивности муфта 38 отсоединена, а вместо нее в сцепление входит муфта 39. Зубчатое колесо 25 и несущий элемент 29 соответственно приводятся в действие выходным валом 19 вариатора и выходным валом 5, как и прежде, но теперь кольцеобразное зубчатое колесо 38 и втулка 37 передают движение от внешних в радиальном направлении меньших зубчатых колес 32 сателлитов 30 выходному элементу 1. Таким образом, на чертеже показана планетарная зубчатая передача 2, в которой два компонента центральное зубчатое колесо 25 и "несущий элемент" 29 являются общими для обоих режимов работы коробки передач с непрерывно изменяющимся передаточным числом, но в которой обеспечение режима высокой интенсивности и низкой интенсивности соответственно достигается с помощью изменения третьего компонента.

В соответствии с изобретением для одной возможной коробки передач с непрерывно изменяющимся передаточным числом были сделаны расчеты, используя следующие допущения:

1. Общий диапазон передачи для коробки передач с непрерывно изменяющимся передаточным числом составляет от -5 до +40 миль/ч 1000 об/мин.

2. Диапазон вариатора 3 составляет от 0,4:1 до 2,5:1, при диапазоне передачи в режиме высокой интенсивности 3,5:1.

3. Максимальный выходной момент составляет 4 x максимальный момент при наибольшем передаточном числе вперед.

4. Максимальный реактивный момент вариатора имеет место при нейтральном положении коробки передач с непрерывно изменяющимся передаточным числом и не увеличивается более при реверсировании.

5. Пошаговое увеличение передаточного числа от двигателя к вариатору (зубчатые колеса 6,8) составляет -1,2:1.

6. Синхронное изменение между режимами низкой и высокой интенсивности имеет место при наименьшем передаточном числе вариатора 3.

При этих допущениях и при эффективном передаточном числе $E=3,65$ для планетарной передачи 2 в режиме низкой интенсивности и 1,1 в режиме высокой интенсивности, для скоростей V (миль/ч/1000) были предсказаны следующие находящиеся в определенном соотношении величины передаточного числа вариатора R , реактивного момента вариатора T_r , и мощность вариатора P_v , причем цифры

над чертой представляют характеристики в режиме высокой интенсивности, а под чертой в режиме низкой интенсивности (таблица). (Величины T_r и P_v являются величинами относительно мгновенных значений момента и мощности двигателя соответственно).

Следует отметить, что в приведенных в таблице цифрах имеют место относительно низкие значения реакционного момента T_r при низких значениях V в режиме высокой интенсивности, когда двигатель обычно вероятнее всего находится в состоянии устойчивого разгона и когда в обычной двухрежимной коробке передач с непрерывно изменяющимся передаточным числом с прямым приводом в режиме высокой интенсивности реакционный момент может ожидаться, вдвое превышающим приведенное значение.

Формула изобретения:

1. Трансмиссия с бесступенчато изменяемым передаточным числом для работы в режимах "высокой" и "низкой" интенсивности с синхронным изменением между этими режимами, содержащая связанный с выходом двигателя торовый вариатор и переключаемую зубчатую передачу с двумя входами, первый из которых соединен с выходом вариатора, а второй с выходом двигателя, выход зубчатой передачи выполнен с возможностью соединения с выходом трансмиссии, звенья зубчатой передачи установлены с возможностью соединения в различных сочетаниях для соответствующих режимов, а зубчатая передача в режиме низкой интенсивности выполнена с возможностью

получения на выходе мощности, равной разности между двумя вводимыми мощностями, отличающаяся тем, что в режиме высокой интенсивности зубчатая передача выполнена с возможностью получения на выходе мощности, равной сумме мощностей на двух ее входах.

2. Трансмиссия по п.1, отличающаяся тем, что все звенья зубчатой передачи являются коаксиальными.

3. Трансмиссия по п.2, отличающаяся тем, что зубчатая передача и вариатор являются коаксиальными.

4. Трансмиссия по п.1, отличающаяся тем, что зубчатая передача выполнена планетарной, первое и второе звенья которой соединены с выходом вариатора и двигателя соответственно и входят во взаимное зацепление.

5. Трансмиссия по п.4, отличающаяся тем, что второе звено зубчатой передачи является водилом и на нем установлены сателлиты.

6. Трансмиссия по п.5, отличающаяся тем, что в режиме высокой интенсивности вращение на выход трансмиссии передается с помощью третьего звена зубчатой передачи, вступающего в зацепление с сателлитами с внутренней стороны, а в режиме низкой интенсивности с помощью четвертого звена, вступающего в зацепление с сателлитами с внешней стороны.

7. Трансмиссия по п.6, отличающаяся тем, что сателлиты выполнены в виде ступенчатых зубчатых колес, колесо с большим радиусом которых входит в зацепление с первым звеном, а колесо с меньшим радиусом входит в зацепление с третьим и четвертым звеньями зубчатой передачи.

5
10
15
20
25
30
35
40
45
50
55
60

RU 2089769 C1

V	R	Tr	Pv
40	2,5	0,992	0,85
30	1,765	1,045	0,80
20	1,03	1,151	0,70
15	0,66625	1,257	0,60
11,45	0,4	1,389	0,476
11,43	0,4	0,799	0,274
10	0,583	1,032	0,456
5	1,222	1,449	0,956
0	1,861	1,865	1,456
-5	2,5	1,865	1,599

RU 2089769 C1