



УКРАЇНА

(19) UA (11) 14524 (13) U
(51) МПК (2006)
F16H 01/32

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИ

ДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ

ОПИС

ДО ДЕКЛАРАЦІЙНОГО ПАТЕНТУ
НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

видається під
відповідальність
власника
патенту

(54) ПЛАНЕТАРНО-КРИВОШИПНИЙ РЕДУКТОР

1

(21) u200511370

(22) 30.11.2005

(24) 15.05.2006

(46) 15.05.2006, Бюл. № 5, 2006 р.

(72) Лиховид Юрій Макарович, Скамбричий Володимир Вікторович

(73) Лиховид Юрій Макарович, Скамбричий Володимир Вікторович

(57) 1. Планетарно-кривошипний редуктор, що містить корпус (1), в якому встановлені швидкохідний вал (2), тихохідний вал (3), перші (4) та другі (5) сателіти з зовнішніми зубами (6), обертове (7) та нерухоме (8) центральні колеса з внутрішніми зубами (9), що утворюють зачеплення з зубами (6) відповідних сателітів (4,5), цівкове колесо з дисками (10, 11) та цівками (12), між якими розташовані другі сателіти (5), який **відрізняється** тим, що в корпус додатково введено центральну шестірню (13) та проміжний кривошипний вал (14), на якому

2

встановлені другі сателіти (5) між дисками (10, 11) цівкового колеса, проміжний кривошипний вал (14) з'єднаний з обертовим центральним колесом (8), швидкохідний вал (2) з'єднаний з центральною шестірнею (13), що кінематично зв'язана з обертовим центральним колесом (7) через перші сателіти (4), що закріплені в корпусі (1) редуктора, а один з дисків (11) цівкового колеса з'єднаний з тихохідним валом (3).

2. Планетарно-кривошипний редуктор за п.1, який **відрізняється** тим, що диски (10, 11) цівкового колеса встановлені на підшипниках (18).

3. Планетарно-кривошипний редуктор за п.1, який **відрізняється** тим, що в корпусі редуктора (1) виконано щонайменше один заливальний отвір (38), призначений для заповнення порожнини корпусу (1) повністю рідким мастильним середовищем (19) з можливістю врівноваження тиску зовнішнього середовища.

Пропонована корисна модель відноситься до галузі машинобудування і може бути використана у приводах машин для передачі значних силових навантажень при великому передаточному відношенні та забезпеченні підвищеної стійкості до дії на нього перепадів зовнішніх тисків, наприклад, в авіаційній та буровій техніці.

Відомий планетарний редуктор, що містить корпус, кришку, центральне колесо з внутрішніми зубами, складене водило, що містить земну бічну стінку, з'єднану розпірною втулкою і гвинтом з гайкою, і несе на підшипниках три проміжних вали із шестірнями на кінцях кожного з них [Патент Російської Федерації на винахід №2011066, МПК4 F16H01/32 від 15.04.1994р.].

Зазначений планетарний редуктор за рахунок динамічно урівноваженої конструкції складеного сателіта, що має малу різницю чисел зубів з центральним колесом, рівномірного розподілу тангенціальних складових силових навантажень у тілі сателітів та виключення радіальних складових силових навантажень в опорах ведучих валів у водилі забезпечує передачу великих крутних моментів з передатними числами до 300.

Але, недосконалість конструкції водила і вузла кріплення до водила тихохідного валу, а також відсутність у конструкції елементів, що сприймають дію на редуктор через тихохідний вал зовнішніх і внутрішніх радіальних і зовнішніх осьових навантажень, знижує надійність роботи планетарного редуктора, збільшує його габарити та масу.

Найбільш близьким за технічною сутністю до пропонованого технічного рішення є планетарно-кривошипний редуктор, що містить корпус, в якому розміщені швидкохідний вал з ексцентрично закріпленими втулками, на яких на підшипниках встановлені перші та другі сателіти з зубами і циліндричними отворами для цівки, загальмоване та обертове центральні зубчасті колеса, що утворюють зачеплення з зубами сателітів через ролики, та вільно плаваюче цівкове колесо, середній диск якого розміщений між сателітами, а два інших його диски встановлені з зовнішнього боку крайніх сателітів, при цьому диски і сателіти зв'язані між собою цівками [Патент України на винахід №41505, МПК5 F16H1/28, F16H1/32 від 17.09.2001р.]. Описаний редуктор фактично має два ступені редукції

(13) U
(11) 14524
(19) UA

вання та дозволяє отримати передаткове відношення 300 і більше.

Перший недолік пов'язаний з наявністю роликів, що ускладнюють конструкцію редуктора.

Другий недолік пов'язаний із складністю системи змащення редуктора. Наприклад, якщо в горизонтальному положенні корпус такого редуктора заповнити рідким мастилом, то перші сателіти (першого ступеню редукування, що взаємодіють з загальмованим центральним колесом) рухаються відносно поверхні мастила з частотою 17Гц при швидкості обертання швидкохідного валу 1000об./хв., що призводить до значних гідродинамічних ударів - 17 ударів об поверхню мастила за одну секунду. В аналогічних умовах працюють і другі сателіти (другого ступеню редукування, що взаємодіють з обертовим центральним колесом). Це зменшує коефіцієнт корисної дії (ККД) такого редуктора до величини 0,5 і менше, що обумовлюється витратами на розмішування внутрішнього рідкого мастила ексцентрично встановленим сателітом, який переміщується в радіальному напрямку з частотою 17Гц при швидкості обертання вхідного валу, наприклад, 1000об./хв. При встановленні відомого редуктора у вертикальному положенні тихохідним валом вниз, мастило перетікає в зону розташування других сателітів (другого ступеню редукування), а перші сателіти (першого ступеню, що працюють в швидкісному режимі) залишаються без змазки, що відповідно зменшує ККД першого ступеню та редуктора в цілому.

Тому такі редуктори заповнюють консистентною змазкою, яку періодично потрібно поновлювати.

В основу пропонованої корисної моделі поставлена задача створення планетарно-кривошипного редуктора з підвищеним ККД при одночасному забезпеченні великого передатного відношення (350 і більше) з ефективною системою змащення. Вирішення цієї задачі забезпечується за рахунок створення умов для зменшення радіальної складової швидкості сателітів першого та другого ступенів редукування відносно рівня мастила в корпусі редуктора. В цих умовах при горизонтальному розташуванні редуктора, рівень масляної ванни може бути будь-яким. Крім того, в нових умовах, створених в пропонованому редукторі, всю порожнину корпусу редуктора можливо повністю заповнити рідким мастильним середовищем, що ефективно змащує всі деталі редуктора, встановленого вертикально.

Для цього у відомому планетарно-кривошипному редукторі, який містить корпус, в якому встановлені швидкохідний вал, тихохідний вал, перші та другі сателіти з зовнішніми зубами, обертове та нерухоме центральні колеса з внутрішніми зубами, що утворюють зачеплення з зубами відповідних сателітів, цівкове колесо з дисками і цівками, між якими розташовані другі сателіти, зв'язані цівками з дисками цівкового колеса, згідно пропозиції, в корпус додатково введено центральну шестірню та проміжний кривошипний вал, на якому встановлені другі сателіти, проміжний кривошипний вал з'єднаний з обертовим центральним колесом, швидкохідний вал з'єднаний з центральною шестірнею, що кінематично зв'язана з оберто-

вим центральним колесом через перші сателіти, що закріплені в корпусі редуктора, а один з дисків цівкового колеса з'єднаний з тихохідним валом.

Ще одною особливістю пропонованої корисної моделі є те, що диски цівкового колеса встановлені на підшипниках.

Крім того, згідно пропозиції, корпус редуктора повністю заповнений рідким мастильним середовищем, що врівноважує тиск зовнішнього середовища.

Між відмінними суттєвими ознаками технічного рішення і досягнутими технічними результатами є причинно-наслідковий зв'язок. У відомому планетарно-кривошипному редукторі сателіти першого ступеню взаємодіють з нерухомим центральним колесом та переміщуються в радіальному напрямку з високою частотою. В пропонованому ж планетарно-кривошипному редукторі перші сателіти (першого ступеню), що взаємодіють з обертовим центральним колесом, закріплені нерухомо. У відомому планетарно-кривошипному редукторі сателіти другого ступеню взаємодіють з обертовим центральним колесом та переміщуються в радіальному напрямку, як і сателіти першого ступеню. У пропонованому ж планетарно-кривошипному редукторі другі сателіти взаємодіють з нерухомим центральним колесом і переміщуються в радіальному напрямку з частотою в 8-10 разів меншою, що визначається числом зубців центральної шестірні та числом зубців обертового центрального колеса.

У відомому редукторі змащування відбувається за рахунок заповнення відповідних ділянок консистентною змазкою. Всі інші внутрішні порожнини заповнені повітряним середовищем. При різких перепадах зовнішнього тиску, наприклад, під час підйому або опускання з великої висоти або на великій глибині, зовнішнє середовище тисне на маслозапірні кільця, які для врівноваження зовнішнього тиску потрібно виготовляти значно товстішими, чи встановлювати по декілька на швидкохідному (тихохідному) валах. Застосування консистентної змазки потребує періодичної профілактики для її повторного нанесення.

Вирішення поставленої задачі дає додатковий ефект, який полягає в тому, що в нових умовах, створених в пропонованому редукторі, заповнення всіх його порожнин рідким мастильним середовищем, наприклад трансформаторним маслом, дає змогу врівноважити перепади тиску зовнішнього середовища в діапазоні від 0 до 100МПа, а також використовувати тонші маслозапірні кільця, або взагалі відмовитися від маслозапірних кілець (в тому випадку, коли весь механізм - електрорушій, редуктор та виконавальні пристрої розташовані в загальній масляній ванні), що відповідно здешевлює вартість виготовлення редуктора та підвищує його надійність. Крім того, стає можливим збільшення терміну між періодичними регламентними роботами по змащуванню пропонованого редуктора, оскільки заливка мастила може проводитися один раз на весь строк служби редуктора, що також є значною його перевагою.

Конструкція пропонованого планетарно-кривошипного редуктора пояснюється схематичними кресленнями, де

на Фіг.1 зображена конструкція пропонованого редуктора в перерізі (вид зверху);

на Фіг.2 - вид А-А в збільшеному масштабі зображення на Фіг.1;

на Фіг.3 вид В-В у збільшеному масштабі зображення на Фіг.1.

Пропонований планетарно-кривошипний редуктор містить циліндричний корпус 1, в якому розміщені швидкохідний вал 2, тихохідний вал 3, перші 4 та другі 5 сателіти з зовнішніми зубами 6, обертове 7 та нерухоме 8 центральні колеса з внутрішніми зубами 9. Центральне колесо 8 виконано як одне ціле із корпусом 1 із однієї заготовки. Зовнішніх сторін других сателітів 6 розташовані диски 10 і 11 з цівками 12, що утворюють цівкове колесо. В редукторі додатково встановлено центральну шестірню 13 та проміжний кривошипний вал 14, на якому встановлені другі сателіти 5 між дисками 10 і 11 цівкового колеса. Проміжний кривошипний вал 14 кінематично з'єднаний з обертовим центральним колесом 7. Швидкохідний вал 2 монолітно виконано разом з центральною шестірню 13, що кінематично зв'язана з обертовим центральним колесом 7 через перші сателіти 4. Сателіти 4 встановлені на пальцях 15, закріплених в бічній стінці 16, що, в свою чергу, прикріплена до корпусу 1 редуктора гвинтами 17, а один з дисків 11 цівкового колеса з'єднаний з тихохідним валом 3. Диски 10 і 11 цівкового колеса встановлені на підшипниках 18. Корпус редуктора заповнений рідким мастильним середовищем 19 (див. Фіг.2, 3). Проміжний вал 14 містить ексцентрик ділянки 20, на які ексцентрично встановлені через підшипники 21 з можливістю відносного переміщення два сателіти 5. Ексцентриситети e та $-e$ відповідних сателітів 5 спрямовані в протилежні сторони. Кришка 22 редуктора прикріплена до корпусу 1 відповідною кількістю гвинтів 23 (показано тільки два з них). Диски 10 і 11 цівкового колеса з'єднані між собою за допомогою дистанційних цівок 24 (кількість яких становить 4), які запресовані одним кінцем в диски 10 і забезпечують задану відстань між дисками 10 і 11 цівкового колеса та їх паралельність. Опорні цівки 12 проходять крізь отвори 25 сателітів 5. Діаметр отворів 25 вибраний більшим за діаметр опорних цівок 12 на величину $2e$. При цьому сателіти 5 опираються на цівки 12 внутрішніми поверхнями отворів 25. Дистанційні цівки 24 вільно проходять крізь отвори 26 всіх сателітів 5, причому діаметр дистанційної цівки 24 вибраний меншим за діаметр відповідного отвору 26 на величину $2e+d$, де d - величина мінімального проміжку (див. Фіг.2) між внутрішньою поверхнею отворів 26 та зовнішньою поверхнею дистанційних цівок 24. Дистанційні цівки 24 прикріплені до диска 11 цівкового колеса за допомогою гвинтів 27. Проміжний вал 14 разом з ексцентричними ділянками 20 виконаний з одної заготовки і встановлений з можливістю обертання в підшипниках 28, що розташовані в дисках 10, 11 цівкового колеса. Тихохідний вал 3 проходить через маслозапірне кільце 29, що встановлено в кришці 22. Вал обертового центрального колеса 7 встановлено в підшипнику 30. Перші сателіти 4 встановлені на пальцях 15 через підшипник 31.

Швидкохідний вал 2 з'єднаний з вихідним валом рушія (на Фіг.1 не показано) за допомогою штифта 32 і обертається в підшипнику 33.

У бічній стінці 16 корпусу 1 встановлено маслозапірне кільце 34. Обертовий момент від центрального колеса 7 передається на кривошипний вал 17 за допомогою штифтів 35, що входять в паз 36, виконаний в обертовому центральному колесі 7.

Обертове центральне колесо 7 має (див. Фіг.2) кількість $Z_1=80$ внутрішніх зубів; центральна шестірня 13 має кількість $Z_2=8$ зовнішніх зубів. Кількість зубів $Z_3=35$ сателітів 4 визначається умовами їх розташування і визначається співвідношенням $Z_1 \leq Z_2 \cdot 2Z_3$.

Нерухоме центральне колесо 8 має кількість $Z_4=82$ внутрішніх зубів; сателіти 5 мають кількість $Z_5=80$ зовнішніх зубів. Різниця у кількості зубів центрального колеса 8 та відповідного сателіта 5 не більше 4 ($Z_4 - Z_5 \leq 4$). Зуби 9 центрального колеса 8 та зуби 6 сателітів 5 виконані таким чином (див. Фіг. 3), що профіль внутрішнього зуба 9 визначається траєкторією руху крайньої точки вершини зовнішнього зуба 6, в результаті чого в секторі 37 (див. Фіг.3) забезпечується багатопарність зачеплення зубів сателіта 5 та центрального колеса 8. Редуктор містить дві ступені редукування, де перша ступінь утворена центральною шестірню 13, сателітами 4 та обертовим центральним колесом 7, а друга ступінь редукування утворена сателітами 5 та нерухомим центральним колесом 8. Система змащування пропонованого редуктора може бути виконана у вигляді заливального отвору 38 в кришці 22 редуктора. Згаданий отвір 38 забезпечений заливальною пробкою 39. Заливальна пробка 39 призначена для фіксації потрібного тиску мастила 19 у порожнині корпусу 1. Але система змащування пропонованого редуктора може включати і два отвори 38, що виконані поряд в кришці 22, через які прокачують рідке мастило 19, щоб, при необхідності, повністю видалити з корпусу повітря.

Пропонований планетарно-кривошипний редуктор працює таким чином. Попередньо через заливальний отвір 38 до порожнини корпусу 1 заливають рідке мастило 19 - трансформаторне масло, заповнюючи порожнину корпусу 1 частково або повністю, в залежності від умов роботи редуктора. Якщо редуктор працює постійно в горизонтальному положенні (його швидкохідний та тихохідний вали розташовані горизонтально) і перепади зовнішнього тиску відсутні, то достатньо забезпечити рівень масла, як це показано на Фіг.2 і Фіг.3. При вертикальному положенні валів редуктора, а також при постійній зміні орієнтації редуктора в просторі, або при наявності перепадів тиску порожнину корпусу 1 заповнюють маслом повністю. При заповненні порожнини корпусу 1 трансформаторним маслом 19 повністю заливальну пробку 39 закручують в отвір 38 так, щоб зайве масло 19 виходило за межі пробки 39. Силові навантаження від рушія (на Фіг.1 не показаний) через штифт 32 та швидкохідний вал 2 передаються на центральну шестірню 13. Обертання швидкохідного валу 2 за годинниковою стрілкою (в напрямку стрілки С на Фіг.2) призводить до обертання центральної шес-

тірні 13, та сателітів 4 проти годинникової стрілки (в напрямку стрілки D). Кінематична взаємодія сателітів 4 з обертовим центральним колесом 7 приводить до його обертання в напрямку проти годинникової стрілки (в напрямку стрілки E). Передаткове відношення першої ступіні визначається відношенням числа зубів Z_1 обертового центрального колеса 7 та Z_2 центральної шестірні 13 як $i_1 = Z_1/Z_2$ і не залежить від кількості зубів сателіта 4. В приведеній конструкції передаткове число i_1 першої ступіні редуктування становить $i_1 = Z_1/Z_2 = 80/8 = 10$. Обертання обертового центрального колеса 7 передається через штифти 35 на проміжний кривошипний вал 14 (в тому ж напрямку стрілки E на Фіг.3). Таким чином, проміжний вал 14 обертається з швидкістю, що в 10 разів менша від швидкості обертання швидкохідного валу 2.

Обертання проміжного валу 14 (в тому ж напрямку стрілки E на Фіг.3) призводить до одночасного впливу його ексцентрикових ділянок 20 на сателіти 5 через підшипники 21. В результаті взаємодії ексцентрикових ділянок 20 із сателітами 5 останні входять у зачеплення зовнішніми зубами 6 з внутрішніми зубами 9 нерухомого центрального колеса 8, оббігаючи його по колу, виконуючи планетарне переміщення відносно корпуса редуктора 1 з обертанням за годинниковою стрілкою (в напрямку F) навколо підшипників 21. За один оберт проміжного валу проти годинникової стрілки 14 кожен сателіт 5 оббігає центральне колесо 8 рівно один раз і при цьому в зачеплення входить число Z_5 зубів сателіта 5. Оскільки центральне колесо 8 не обертається, то сателіт 5 повертається при цьому за годинниковою стрілкою на кут α , що є пропорційним різниці чисел зубів $Z_4 - Z_5$ тобто $\alpha = 2\pi(Z_4 - Z_5)/Z_5$. Зусилля крутих моментів від обертання сателітів 5 передаються на опорні цівки 12, в результаті чого диски 10, 11 цівкового колеса разом з тихохідним валом 3 повертаються на той

же самий кут α в тому ж напрямку. Для повного одного оберту (2π) кожного сателіта 5 і, відповідно, дисків 10, 11 та тихохідного валу 3 необхідно забезпечити обертання проміжного валу 14 стільки разів, скільки разів кут α поміщається в 2π і в відповідності до цього передаткове відношення i_2 другої ступіні редуктора визначається як: $i_2 = Z_5/(Z_4 - Z_5)$. Для пропонованої конструкції передаткове число другої ступіні редуктування становить $i_2 = Z_5/(Z_4 - Z_5) = 80/(82 - 80) = 40$.

Загальне передаткове число i_c пропонованого редуктора визначається через i_1 i_2 як $i_c = i_1 \cdot i_2 = Z_1/Z_2 \cdot Z_5/(Z_4 - Z_5)$ і для приведеного співвідношення числа зубів $Z_1 \dots Z_5$ становить $i_c = i_1 \cdot i_2 = 10 \cdot 40 = 400$.

За рахунок того, що диски 10 та 11 цівкового колеса опираються на опорні цівки 12, скріплені між собою дистанційними цівками 24, а обидва диски 10, 11 обертаються в двох підшипниках 18 разом з тихохідним валом 3, забезпечується підвищена стійкість до дії на тихохідний вал 3 редуктора вертикальних, радіальних та бічних навантажень.

За рахунок створення умов для заповнення рідким мастилом 19 порожнини корпуса 1 редуктора, яке врівноважує тиск зовнішнього середовища, пропонований редуктор забезпечує надійну роботу в умовах перепадів тиску зовнішнього середовища від 0 до 100 МПа.

Техніко-економічні показники запропонованого редуктора дозволяють суттєво зменшити його габарити і масу у порівнянні з відомими аналогічними конструкціями. Розроблений дослідний зразок редуктора дозволяє отримати крутий момент на тихохідному валу редуктора до 50 Нм при габаритах редуктора 50×50×60 мм, масі редуктора 800 г та передатному відношенні 400.

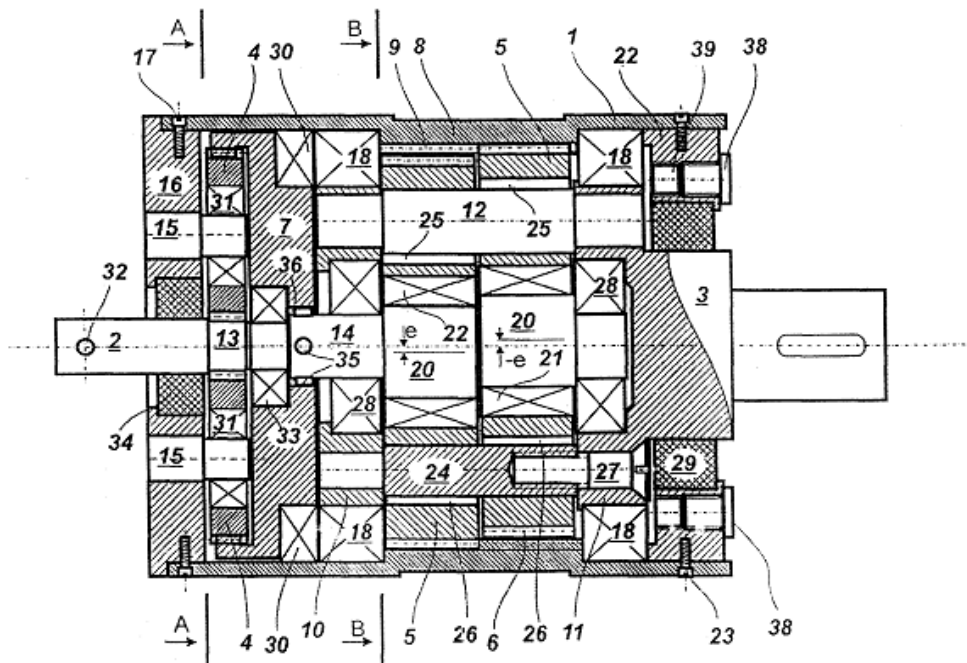
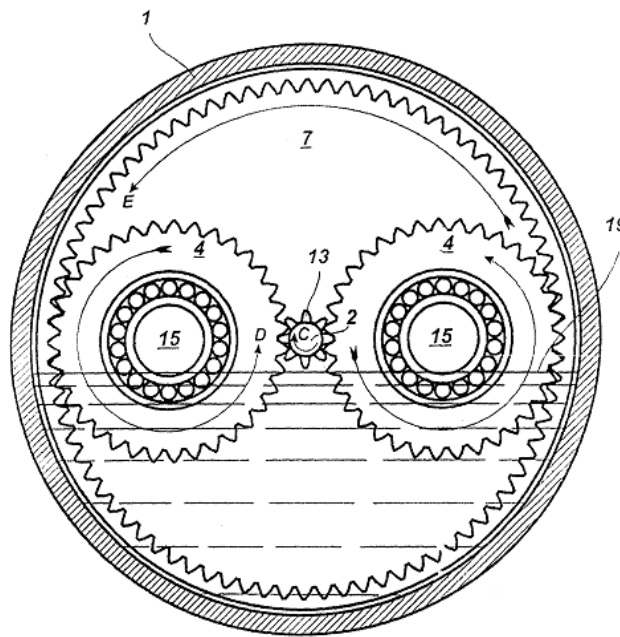
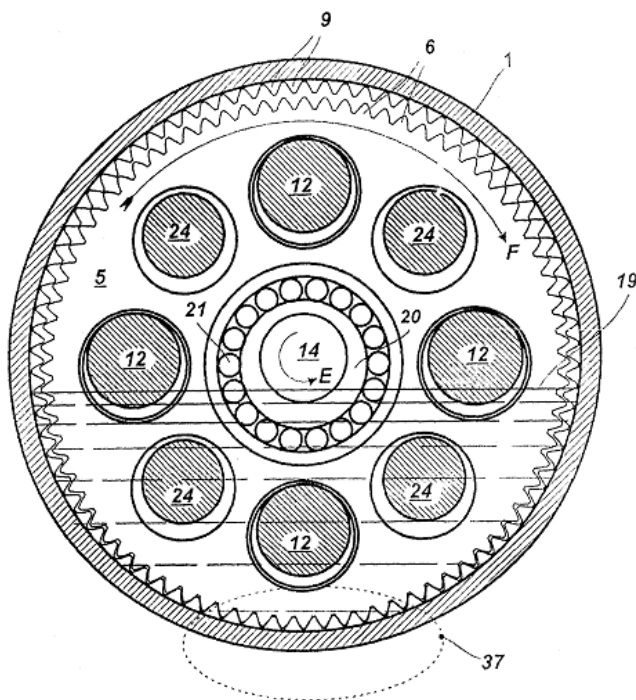


Fig. 1



Фиг. 2



Фиг. 3