



УКРАЇНА

(19) UA (11) 74755 (13) C2
(51) МПК
F01C 1/077 (2006.01)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИ

ДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ

ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА ВІНАХІД

(54) РОТОРНИЙ ЛОПАТЕВО-РЕДУКТОРНИЙ ДВИГУН АБО МАШИНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

1

(21) а200507283

(22) 22.07.2005

(24) 16.01.2006

(46) 16.01.2006, Бюл. № 1, 2006 р.

(72) Бубліков Володимир Ілліч, Самко Іван Олександрович, Самко Святослав Іванович

(73) Бубліков Володимир Ілліч, Самко Іван Олександрович, Самко Святослав Іванович

(56) UA 38045, F01C1/077, 15.05.2001

DE 4436822, F01C1/077, 11.05.95

US 5083539, 123/210, 28.01.92

WO 8605548, F01C1/077, 25.09.86

WO 8700573, F01C1/077, 29.01.87

2

Артоболевский И.И. Механизмы в современной технике: Справочное пособие в 7 томах. Т. 4: Зубчатые механизмы. - М.: Наука, 1980. - С.42-46.

(57) Роторний лопатєво-редукторний двигун або машина внутрішнього згоряння, що складається зі статора, двох співвісних роторів з двома лопатями на кожному та редуктора, який відрізняється тим, що редуктор складається із головного вала, валів роторів та вала допоміжного торсіонного пристрою, на яких установлені комбіновані шестерні, вінці яких мають форму спряжених опуклих та увігнутих дуг, а зачеплення зубів забезпечує кінематичний зв'язок шестерень валів роторів з шестернями головного вала та шестернями допоміжного торсіонного пристрою.

Винахід належить до галузі двигунобудування, а саме до роторних двигунів та машин внутрішнього згоряння, що перетворюють теплову енергію на механічну, або використовуються в якості насосів.

У якості прототипу ухвалена роторна лопатєва машина з кінематичним зв'язком лопатей еліпсними шестернями [патент США № 5083539, МПК F01C 1/077, 19/00; F02B 53/12; НКВ 123/210, 123/245, 418/36, 418/14, заявлений 19.10.1990 р., опублікований 28.01.1992 р., автор Seno L. Comelio], що складається зі статора, двох співвісних роторів з двома лопатями на кожному та головного валу, зв'язаного з валами цих роторів двома парами некруглих зубчатих коліс.

Принцип побудови та роботи роторних двигунів зображено на схемах (фіг. 1, 2 та 3), на яких зазначено основні складові роторного двигуна (фіг. 1), вісім фаз взаємного розташування лопатей роторів протягом одного повного оберту вала (фіг. 2) та відповідний графік зміни швидкості їх обертання (фіг. 3). Співвісні лопатєві ротори обертаються навколо нерухомої осі двигуна в одному напрямі з перемінною швидкістю, кожна з яких почергово змінюється від мінімальної до максимальної і навпаки двічі за повний оборот вала із зміщенням по фазі одна відносно іншої на

90 градусів. Зокрема, використано наступні умовні позначення елементів та зон двигуна:

1,3- лопаті першого ротора, посадженого жорстко на валу 5;

2,4- лопаті другого ротора, посадженого жорстко на валу 6;

5, 6 - вали відповідно першого та другого роторів, кожний з яких

установлено на окремих підшипниках (не показані);

7, 8 - впускний (7) та випускний (8) отвори відповідно для подачі

пальної суміші (повітря) та вихлопу відпрацьованих газів;

9 - свічка для подачі іскри запалювання (у карбюраторних двигунах) або форсунка для впрыску дизельного палива (у дизельних двигунах);

10 - внутрішня циліндрична робоча поверхня блока двигуна (статора);

11, 12, 13, 14 - камери впуску (11), стискування (12), згоряння та розширення (13) та вихлопу (14), що утворюються одночасно в різних об'ємних зонах циліндра двигуна завдяки механізму взаємного розташування лопатей роторів;

V1,3 - швидкість обертання лопатей 1 і 3 першого ротора;

V2,4 - швидкість обертання лопатей 2 і 4 дру-

(13) C2

(11) 74755

(19) UA

ного ротора.

Ступінь стиску робочої суміші в камері стискування (12) та робочий тиск у камері згоряння (13), розміри крутних моментів, що передаються від валів роторів (5 та 6) до головного валу (19) у відповідні проміжки часу, а також співвідношення між максимальною і мінімальною швидкостями обертання роторів визначається співвідношенням розмірів великої та малої вісей еліпсних шестерень.

Можливість досягнення оптимальних співвідношень розмірів великої та малої вісей еліпсних шестерень обмежується загрозою виходу із зачеплення їх зубів при певних фазах взаємного розташування валів роторів та шестерень, як це зображено на схемах (фіг. 4 та 5), що є важливим стримуючим фактором підвищення ефективності роботи двигуна. На схемі (фіг. 4) для прикладу зображено чотири із восьми фаз взаємного розташування лопатей роторів та відповідні фази взаємного розташування еліпсних шестерень (фіг. 5). Зокрема, використано наступні умовні позначення елементів, сил та крутних моментів двигуна в доповнення до наведених вище:

15, 16 - еліпсні шестерні, жорстко встановлені на валах відповідно першого (5) та другого (6) роторів;

17, 18 - управляючі еліпсні шестерні, жорстко встановлені на головному валі відбору потужності двигуна (19);

19 - головний вал відбору потужності двигуна, на якому під кутом 90 градусів одна відносно іншої жорстко встановлені управляючі еліпсні шестерні (17 та 18), кінематичне пов'язані з еліпсними шестернями валів роторів (15 та 16);

F 1, F2 – первинні сили тиску робочого тіла в камері згоряння на обидві лопаті двигуна, рівні за абсолютним значенням, але різної спрямованості (F1 - зумовлює обертання лопатей, валів та шестерень в заданому напрямі, необхідному для забезпечення роботи двигуна, а F2 - в протилежному, що до певної міри гальмує його роботу, зменшує потужність та к.к.д.);

F3, F4 - вторинні сили, зумовлені взаємодією управляючих шестерень (17 та 18) робочого валу (19) з шестернями (15 та 16) валів роторів (5 та 6), що співпадають за напрямом та зумовлюють обертання лопатей, валів та шестерень в напрямі, необхідному для забезпечення роботи двигуна;

Мкр.1, Мкр.2 - крутні моменти, зумовлені дією сили тиску робочого тіла в камері згоряння на відповідні лопаті, що передаються при обертанні валів роторів (5 та 6) і встановлених на них жорстко шестерень (15 та 16) до управляючих шестерень (17 та 18), які співпадають за напрямом та зумовлюють обертання лопатей, валів та шестерень в напрямі, необхідному для забезпечення роботи двигуна;

Мкр.3, Мкр.4 - крутні моменти, зумовлені взаємодією шестерень валів роторів (15 та 16) з управляючими шестернями (17 та 18), що передаються до головного валу (19), які співпадають за напрямом та зумовлюють обертання головного валу двигуна в напрямі, необхідному для забезпечення його роботи;

Мкр.5, Мкр.6 - крутні моменти, зумовлені дією

сил обертання валів роторів (5 та 6) і встановлених на них жорстко шестерень (15 та 16) в моменти запалювання пальної суміші та початкової фази розширювання робочого тіла в камері згоряння двигуна (13), які не співпадають за напрямом та створюють загрозу виходу із зачеплення шестерень (15 та 16) з відповідними управляючими шестернями (17 та 18), що зростає по мірі збільшення співвідношення між розмірами великої та малої вісей еліпсних шестерень і відповідно обмежує можливість щодо підвищення ефективності роботи двигуна;

Мкр.7, Мкр.8 - крутні моменти, зумовлені дією сил інерції елементів двигуна, що набули певних обертів та передаються від головного валу (19) до управляючих шестерень (17 та 18), співпадають з необхідним напрямом їх обертання і сприяють забезпеченню стабільної роботи двигуна.

Завданням винаходу є вдосконалення способу роботи роторного двигуна або машини шляхом введення спеціального редуктора з метою підвищення його ефективності завдяки досягненню близького до оптимального ступеня стискування робочої суміші в камерах стискування та згоряння при створенні різних типів двигунів внутрішнього згоряння, призначених для використання конкретного виду пального (бензину певної марки, дизельного палива, зрідженого газу, спирту, інших альтернативних видів пального або їх сумішей), узгодження розмірів крутних моментів роторів та головного валу у відповідні проміжки часу, що зменшує непродуктивні витрати потужності на подолання протидії крутних моментів валів лопатей, спрямованих в протилежних напрямках в результаті одночасного тиску робочого тіла в камері згоряння на обидві лопаті двигуна, а також забезпечення раціонального співвідношення між максимальною і мінімальною швидкостями обертання роторів в процесі їх роботи.

Вирішення поставленого завдання досягається тим, що в лопатевий роторний ДВЗ, що складається зі статора та двох співвісних роторів з двома лопатями на кожному, введено редуктор, який складається із головного валу, валів роторів та валу допоміжного торсіонного пристрою, на яких установлено комбіновані шестерні, вінець яких має форму спряжених опуклих та увігнутих дуг, зачеплення зубів яких забезпечує взаємодію шестерень валів роторів з шестернями головного валу та допоміжного торсіонного пристрою, як це показано на схемах (фіг. 6, 7, 8, 9, 10).

Введення пропонованого редуктора в порівнянні з використанням еліпсних шестерень (двох пар некруглих зубчатих коліс) забезпечує наступні переваги.

1. Комбінована форма вінців шестерень дозволяє значно розширити діапазон можливих співвідношень між розмірами великої та малої вісей шестерень в межах, цілком достатніх для досягнення оптимальних співвідношень між об'ємами камер впуску, стискування, згоряння та вихлопу, що утворюються взаємним розташуванням лопатей, а відповідно і забезпечення оптимальних ступенів стискування робочої суміші в

камерах стискування та згоряння при конструюванні різних типів двигунів внутрішнього згоряння, призначених для використання конкретного виду пального (бензину певної марки, дизельного палива, зрідженого газу, спирту, інших альтернативних видів пального або їх сумішей).

2. Кінематичний зв'язок пропонованих комбінованих шестерень здійснюється завдяки зачепленню зубів на ділянках взаємодії переважно випуклих та ввігнутих дуг їх вінців, що збільшує коефіцієнт зчеплення шестерень, а відповідно підвищує надійність передачі крутних моментів від валів роторів до вала відбору потужності двигуна (за виключенням критичних ділянок, про які зазначено в наступному пункті).

3. Допоміжний торсіонний пристрій, що складається із вала та комбінованих шестерень такої ж форми, як зазначено вище, установлених на валу на підшипниках і з'єднаних між собою під кутом 90 градусів за допомогою пружин відповідної пружності, забезпечує надійність передачі крутних моментів від валів роторів до вала відбору потужності двигуна протягом всіх фаз повного оберту головного вала, що особливо важливо на критичних ділянках взаємодії шестерень, коли в результаті одночасної дії первинних сил тиску робочого тіла в камері згоряння на обидві лопаті двигуна та вторинних сил, зумовлених взаємодією управляючих шестерень головного вала з шестернями валів роторів, на їх валах протягом певних відрізків часу утворюються різні за величиною крутні моменти, спрямовані як в одному так і в протилежному напрямках, як це показано на схемі (фіг. 7). Крім того, торсіонний пристрій забезпечує необхідне відносне розташування роторів, валів та шестерень в статичному, передстартовому стані двигуна, що особливо важливо для його запуску та подальшої стабільної роботи.

На зазначеній схемі для прикладу зображено три із восьми фаз взаємного розташування пропонованих комбінованих шестерень валів роторів (21, 22), управляючих шестерень головного вала (23, 24) та шестерень допоміжного торсіонного пристрою (25, 26), зумовлених відповідними фазами взаємного розташування лопатей роторів (фіг. 4). Зокрема, використано наступні умовні позначення елементів та сил двигуна в доповнення до наведених вище:

20 - вал торсіонного пристрою, на якому під кутом 90 градусів одна відносно іншої за допомогою пружин відповідної пружності на підшипниках (не показано) установлені запропоновані допоміжні комбіновані шестерні торсіонного пристрою (25, 26), кінематичне пов'язані з комбінованими шестернями валів роторів (21, 22);

F5, F6 - сили, зумовлені взаємодією пропонованих комбінованих шестерень валів роторів (21 та 22) з допоміжними комбінованими шестернями торсіонного пристрою (25 та 26), які забезпечують систематичне стискування пружин цього пристрою в результаті додаткового навантаження в періоді після запалювання пальної суміші та розширювання робочого тіла в камері згоряння двигуна (13), що запобігає загрози виходу із зачеплення шестерень валів роторів (21 та 22) з відповідними управляючими шестернями головного вала (23 та

24);

F7, F8 - сили, зумовлені віддачею пружин допоміжного торсіонного пристрою протягом наступної фази взаємодії пропонованих комбінованих шестерень торсіонного пристрою (25 та 26) з комбінованими шестернями валів роторів (21 та 22), які співпадають за напрямом та систематично передають через них додаткові зусилля до шестерень головного вала (23 та 24), сприяючи роботі двигуна, підвищенню його потужності та к.к.д.;

Мкр.9, Мкр.10, Мкр.11, Мкр.12 - крутні моменти, зумовлені взаємодією шестерень валів роторів (21 та 22) з допоміжними шестернями торсіонного пристрою (25 та 26), що співпадають за напрямом та сприяють забезпеченню стабільної роботи двигуна.

В результаті зазначених переваг пропонований роторний лопатєво-редукторний двигун або машина внутрішнього згоряння забезпечує підвищення к.к.д. до рівня 85 - 95 %, в той час коли поршневі ДВЗ мають цей показник на рівні 35-45 %, а більшість інших роторних ДВЗ не перевищує 50-60 %. Відповідно питомі витрати пального пропонованого роторного двигуна зменшуються в 1,5 - 1,8 разів в порівнянні з найпоширенішими поршневими двигунами, а питома матеріалоемність зменшується на 30 - 40 %. Оскільки всі чотири цикли роботи пропонованого двигуна здійснюються одночасно в різних його об'ємних зонах (камерах), що утворюються механізмом взаємного розташування лопатей роторів, сумарна питома вага тривалості робочого ходу роторів збільшується в 3,5 - 4 рази в порівнянні з поршневими. Тим самим, однаковий робочий об'єм двигуна дозволяє досягати такої ж потужності при відповідно нижчих його обертах. Або навпаки, при збереженні кількості обертів двигуна за одиницю часу, є можливість відповідного зменшення його робочого об'єму та габаритів при тій же потужності. Крім того, відносне збільшення тривалості робочого циклу зменшує вимоги щодо октанового числа паливних сумішей, що дозволяє ефективніше використовувати дешевші марки бензину, дизельне паливо, зріджений газ, спирт, інші альтернативні види пального або їх суміші, забезпечує зменшення забруднення довкілля шкідливими речовинами. Одночасне формування робочих камер в різних об'ємних зонах двигуна механізмом взаємного розташування лопатей роторів та їх послідовне переміщення навколо осі обертання середини циліндричної робочої поверхні блока двигуна дозволяє використовувати як звичайний, так і жаровий спосіб запалювання пальної суміші, для чого в камеру згоряння встановлюється відповідна свічка запалювання (9). Підвищується надійність та довговічність експлуатації пропонованих роторних лопатєво-редукторних ДВЗ.

Головними складовими двигуна, в якому використовується пропонований спосіб роботи, є:

- 1) блок з внутрішньою циліндричною робочою поверхнею;
- 2) два співвісних двохлопатєвих ротори;
- 3) кришки блока;
- 4) комбіновані шестерні, вінець яких має фор-

му сполучених випуклих та увігнутих дуг;

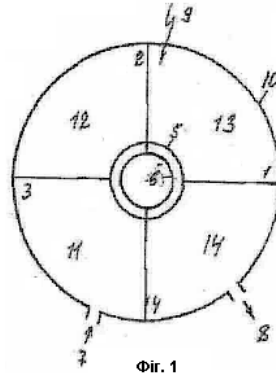
- 5) вали;
- 6) підшипники;
- 7) пружини.

Працездатність двигуна забезпечують системи: приготування та подачі пальної суміші, запалювання, охолодження та змащування, які подібні аналогічним системам інших двигунів, але значно простіші в порівнянні з ними. Спеціальний газорозподільчий механізм відсутній, оскільки в ньому немає потреби. Паливно-повітряна суміш у карбюраторних двигунах та повітря - у дизельних всмоктується до двигуна через відповідні впускні отвори блока або кришок блока в камеру впуску, а відпрацьовані гази виштовхуються у вихлопні канали через відповідні впускні отвори блока або кришок блока при обертанні лопатей роторів, які в процесі роботи одночасно діють подібно насосу. Запалювання пальної суміші в карбюраторних та впрыск палива в дизельних двигунах здійснюється подібно звичайним поршневим двигунам за допомогою від ювідно свічки або форсунки, установлених в корпусі чи кришці корпусу роторного ДВЗ. Крім того, як зазначалося вище, можливе використання жаровної свічки запалювання пальної суміші (9).

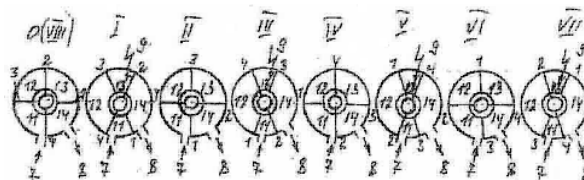
Конкретна конструкція двигуна на основі використання пропонованого способу роботи може вибиратися виробником в залежності від рівня технології, заданої потужності та його призначення. При цьому співвісні двохлопатеві ротори можуть розташовуватися як один поряд з іншим вздовж однієї осі в єдиній внутрішній циліндричній

робочій поверхні блока так і один всередині іншого навколо спільної нерухомої центральної осі обертання двигуна. Може також змінюватися місце розташування пропонованого редуктора як в єдиному блоці поряд з роторами так і окремим пристроєм, що включає відповідний механізм його кріплення та передачі крутних моментів від роторів до валів та шестерень, певні варіанти подачі пальної суміші та відведення відпрацьованих газів, ущільнення рухомих частин з метою забезпечення необхідної компресії в камерах впуску, стискування, згорання та вихлопу.

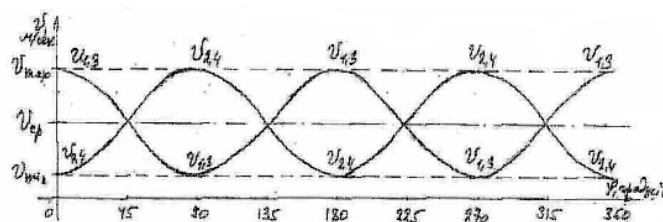
Приклад одного з можливих варіантів конструкції пропонованого редуктора зображено на схемах (фіг. 8, 9, 10). З метою недопущення перехрещування пропонованих комбінованих керуючих шестерень головного вала (23, 24) з відповідними допоміжними шестернями торсійного пристрою (25, 26) їх розташовують в різних площинах обертання. При цьому, для забезпечення необхідного постійного зчеплення взаємодіючих елементів, товщину тіла кожної із шестерень валів роторів (21 та 22) виготовляють дещо більшою від суми товщини тіл шестерні головного вала (23 або 24) та відповідної допоміжної шестерні торсійного пристрою (25 або 26). Рациональним також може бути варіант розділення шестерень валів роторів (21 та 22) на дві частини, кожна з яких була б співмірна відповідній керуючій шестерні головного вала (23 чи 24) або допоміжній шестерні торсійного пристрою (25 чи 26), що спрощувало б процес притирання вінців кожної з пар взаємодіючих шестерень при їх виготовленні.



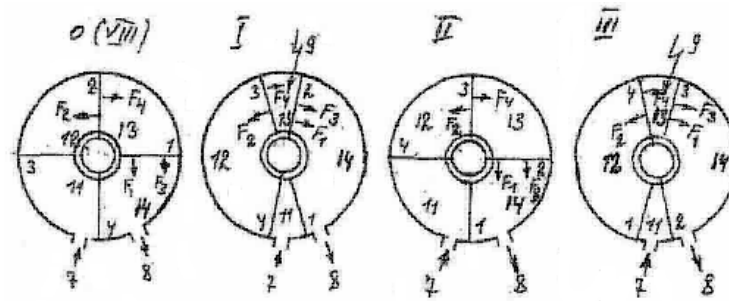
Фиг. 1



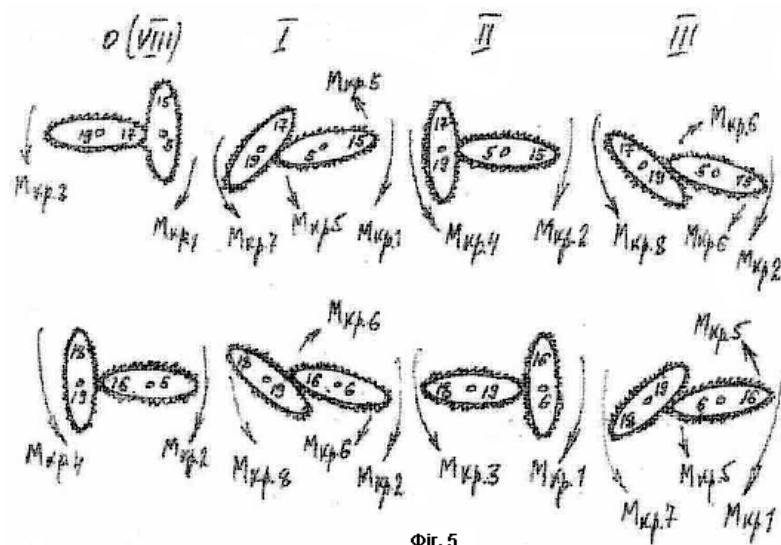
Фиг. 2



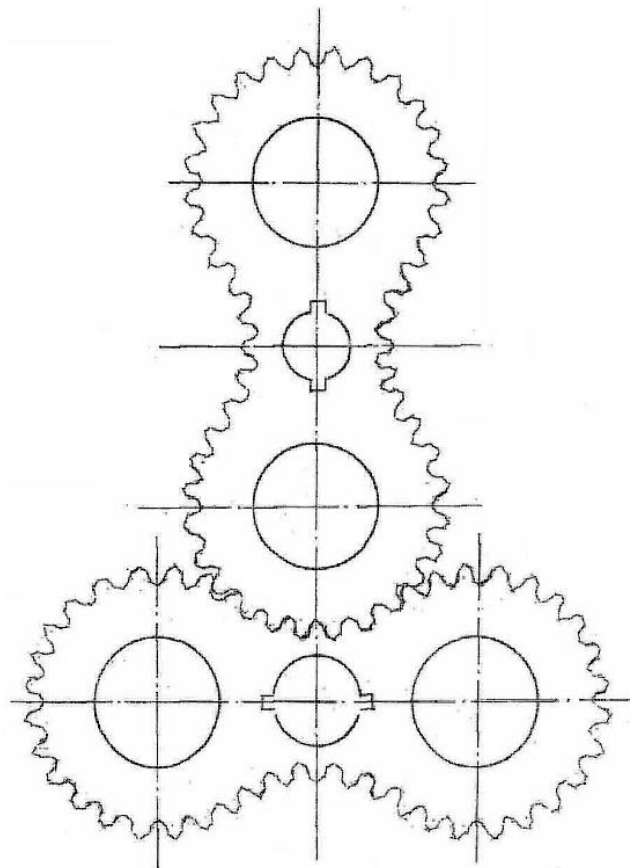
Фиг. 3



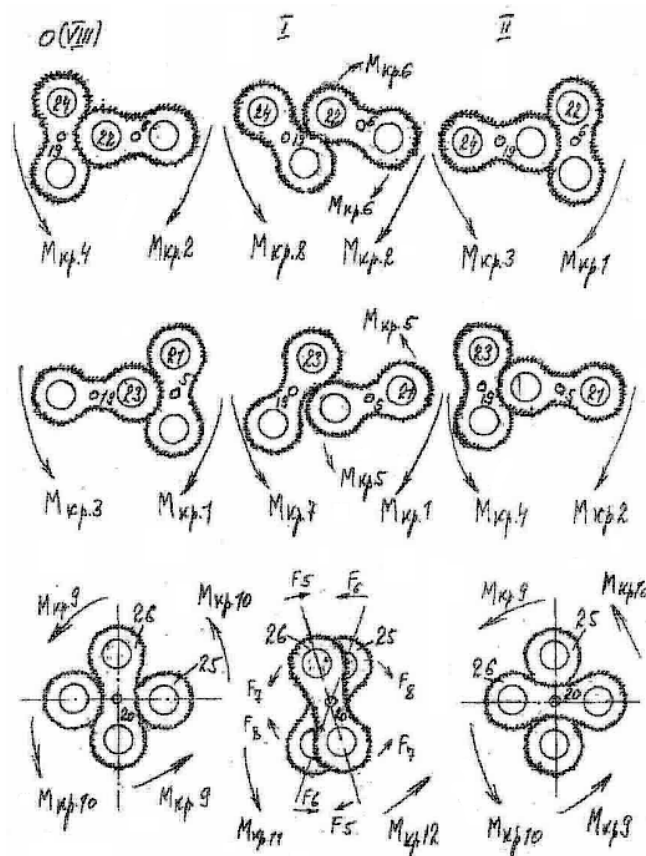
Фиг. 4



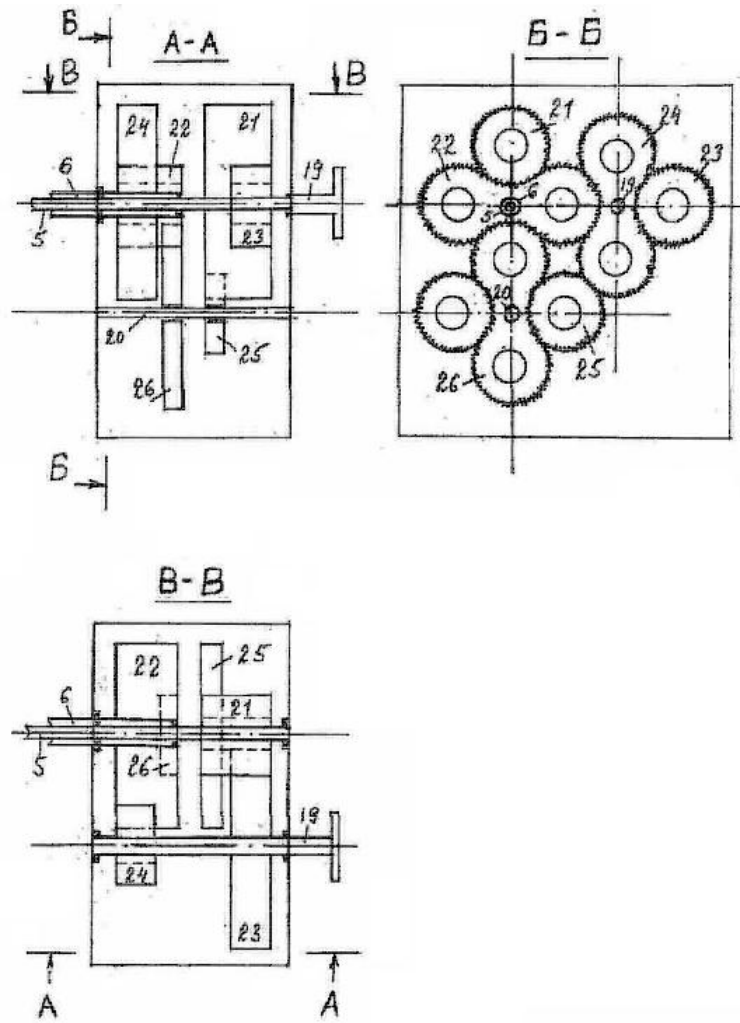
Фиг. 5



Фиг. 6



Фиг. 7



Фіг. 8