

И. И. АРТОБОЛЕВСКИЙ
МЕХАНИЗМЫ
В СОВРЕМЕННОЙ
ТЕХНИКЕ

Zodchii.ws 
Библиотека
Строительства

IV

И. И. АРТОБОЛЕВСКИЙ

МЕХАНИЗМЫ В СОВРЕМЕННОЙ ТЕХНИКЕ

В 7 томах

СПРАВОЧНОЕ ПОСОБИЕ ДЛЯ ИНЖЕНЕРОВ,
КОНСТРУКТОРОВ И ИЗОБРЕТАТЕЛЕЙ

ИЗДАНИЕ ВТОРОЕ, ПЕРЕРАБОТАННОЕ

И. И. АРТОБОЛЕВСКИЙ

ТОМ IV

ЗУБЧАТЫЕ МЕХАНИЗМЫ

МОСКВА «НАУКА»
ГЛАВНАЯ РЕДАКЦИЯ
ФИЗИКО-МАТЕМАТИЧЕСКОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1 980

34.41
А 86
УДК 621.0

Артоболевский И. И. **Механизмы в современной технике:** Справочное пособие. В 7 томах. Т. IV: Зубчатые механизмы. — 2-е изд., переработанное. — М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1980. — 592 с,

А $\frac{30106-072}{053(02)-80}$ Подписное. 2702000000

© Издательство «Наука»,
Главная редакция
физико-математической
литературы
1980, с изменениями

СОДЕРЖАНИЕ

Т а б л и ц а 1. Указатель механизмов по структурно-конструктивным признакам	8
Т а б л и ц а 2. Указатель механизмов по функциональному назначению	12
XIII. Простейшие зубчатые механизмы	15
1. Механизмы трехзвенные общего назначения (2153—2206)	17
2. Механизмы четырехзвенные общего назначения (2207—2211)	61
3. Механизмы пятизвенные общего назначения (2212—2214)	64
4. Механизмы с остановками (2215—2240).	66
5. Механизмы для воспроизведения кривых (2241—2245) . . .	84
6. Механизмы сортировки, подачи и питания (2246—2252) . . .	88
7. Механизмы с регулируемыи звеньями (2253—2254)	93
8. Механизмы муфт и соединений (2255).	95
9. Механизмы фиксаторов (2256).	96
10. Механизмы захватов, зажимов и распоров (2257).	97
11. Механизмы грузоподъемных устройств (2258).	98
12. Механизмы прочих целевых устройств (2259—2262).	99
XIV. Зубчато-рычажные механизмы	103
1. Механизмы четырехзвенные общего назначения (2263—2266)	105
2. Механизмы пятизвенные общего назначения (2267—2291)	108
3. Механизмы многозвенные общего назначения (2292—2318)	129
4. Механизмы для воспроизведения кривых (2319—2336) . . .	156
5. Механизмы для математических операций (2337—2356) . . .	173
6. Механизмы с остановками (2357—2369).	193
7. Механизмы грейферов киноаппаратов (2370—2373)	205
8. Механизмы направляющие и инверсоры (2374—2379)	208
9. Механизмы измерительных и испытательных устройств (2380—2381).	213
10. Механизмы поршневых машин (2382—2383).	215
11. Механизмы вибромашин и виброустройств (2384—2385)	217
12. Механизмы захватов, зажимов и распоров (2386—2387)	219
13. Механизмы муфт и соединений (2388—2389).	220
14. Механизмы переключения, включения и выключения (2390)	222
15. Механизмы с регулируемыи звеньями (2391—2395)	223
16. Механизмы прочих целевых устройств (2396—2426)	228

XV. Зубчато-цепочные механизмы	251
1. Механизмы трехзвенные общего назначения (2427—2438)	253
2. Механизмы четырехзвенные общего назначения (2439)	264
3. Механизмы многозвенные общего назначения (2440—2443)	265
4. Механизмы с останковками (2444—2469)	269
5. Механизмы мальтийских крестов (2470—2497)	287
6. Механизмы сортировки, подачи и питания (2498—2499)	313
7. Механизмы прочих целевых устройств (2500—2505)	315
XVI. Зубчато-храповые механизмы	319
1. Механизмы трехзвенные общего назначения (2506—2544)	321
2. Механизмы четырехзвенные общего назначения (2545—2554)	341
3. Механизмы многозвенные общего назначения (2555—2585)	346
4. Механизмы с останковками (2586—2591)	368
5. Механизмы регуляторов (2592—2598)	374
6. Механизмы измерительных и испытательных устройств (2599)	379
7. Механизмы остановов, стопоров и запоров (2600—2610)	380
8. Механизмы муфт и соединений (2611—2612)	386
9. Механизмы грузоподъемных устройств (2613—2618)	388
10. Механизмы сортировки, подачи и питания (2619—2623)	391
11. Механизмы с регулируемыми звеньями (2624)	396
12. Механизмы переключения, включения и выключения (2625)	397
13. Механизмы прочих целевых устройств (2626—2634)	398
XVII. Зубчато-кулачковые механизмы	407
1. Механизмы многозвенные общего назначения (2635—2638)	409
2. Механизмы с останковками (2639—2641)	413
3. Механизмы сортировки, подачи и питания (2642—2644)	416
4. Механизмы измерительных и испытательных устройств (2645—2646)	418
5. Механизмы для воспроизведения кривых (2647)	420
6. Механизмы прочих целевых устройств (2648—2649)	421
XVIII. Червячно-винтовые механизмы	423
1. Механизмы трехзвенные общего назначения (2650—2655)	425
2. Механизмы четырехзвенные общего назначения (2656—2658)	429
3. Механизмы многозвенные общего назначения (2659—2666)	432
4. Механизмы с останковками (2667—2669)	438
5. Механизмы переключения, включения и выключения (2670—2671)	441
6. Механизмы коробок передач и редукторов (2672)	442
7. Механизмы для математических операций (2673—2675)	443
8. Механизмы измерительных и испытательных устройств (2676—2678)	446
9. Механизмы прочих целевых устройств (2679—2685)	448
XIX. Сложные зубчатые механизмы	455
1. Механизмы коробок передач и редукторов (2686—2712)	457
2. Механизмы планетарных коробок передач и редукторов (2713—2738)	482
3. Механизмы дифференциальных коробок передач и редукторов (2739—2764)	507
4. Механизмы волновых передач (2765—2771)	533
5. Механизмы многозвенные общего назначения (2772—2781)	540
6. Механизмы для математических операций (2782—2787)	550

7. Механизмы грузоподъемных устройств (2788—2794)	556
8. Механизмы вибромашин и виброустройств (2795—2797)	563
9. Механизмы муфт и соединений (2798—2799)	566
10. Механизмы измерительных и испытательных устройств (2800—2803)	568
11. Механизмы тормозов (2804)	572
12. Механизмы прочих целевых устройств (2805—2813)	573
Предметный указатель	582

Таблица 1

**УКАЗАТЕЛЬ МЕХАНИЗМОВ
ПО СТРУКТУРНО-КОНСТРУКТИВНЫМ ПРИЗНАКАМ**

	Группа механизмов			
№ группы	XIII			
Название группы	Простейшие зубчатые механизмы			
Индекс группы	ПЗ			
	№ № п/п	Название	Индекс под- группы	№ № меха- низмов
	1	Механизмы трехзвенные общего назначения	Т	2153—2206
	2	Механизмы четырехзвенные общего назначения	Ч	2207—2211
	3	Механизмы пятизвенные общего назначения	П	2212—2214
	4	Механизмы с остановками	О	2215—2240
	5	Механизмы для воспроизведения кривых	ВК	2241—2245
	6	Механизмы сортировки, подачи и питания	СП	2246—2252
	7	Механизмы с регулируемыми звеньями	РЗ	2253—2254
	8	Механизмы муфт и соединений	МС	2255
	9	Механизмы фиксаторов	Ф	2256
	10	Механизмы захватов, зажимов и распоров	ЗЗ	2257
	11	Механизмы грузоподъемных устройств	Гп	2258
	12	Механизмы прочих целевых устройств	ЦУ	2259—2262

Таблица 1 (продолжение)

Группа механизмов				
№ группы	XIV			
Название группы	Зубчато-рычажные механизмы			
Индекс группы	ЗР			
	№№ п/п	Название	Индекс под-группы	№№ механизмов
	1	Механизмы четырехзвенные общего назначения	Ч	2263—2266
	2	Механизмы пятизвенные общего назначения	П	2267—2291
	3	Механизмы многозвенные общего назначения	М	2292—2318
	4	Механизмы для воспроизведения кривых	ВК	2319—2336
	5	Механизмы для математических операций	МО	2337—2356
	6	Механизмы с остановками	О	2357—2369
	7	Механизмы грейферов киноаппаратов	ГК	2370—2373
	8	Механизмы направляющие и инверсоры	НИ	2374—2379
	9	Механизмы измерительных и испытательных устройств	И	2380—2381
	10	Механизмы поршневых машин	ПМ	2382—2383
	11	Механизмы вибромашин и виброустройств	ВМ	2384—2385
	12	Механизмы захватов, зажимов и распоров	ЗЗ	2386—2387
	13	Механизмы муфт и соединений	МС	2388—2389
	14	Механизмы переключения, включения и выключения	ПВ	2390
	15	Механизмы с регулируемыми звеньями	РЗ	2391—2395
	16	Механизмы прочих целевых устройств	ЦУ	2396—2426
Группа механизмов				
№ группы	XV			
Название группы	Зубчато-цвочные механизмы			
Индекс группы	ЗЦ			
	№№ п/п	Название	Индекс под-группы	№№ механизмов
	1	Механизмы трехзвенные общего назначения	Т	2427—2438
	2	Механизмы четырехзвенные общего назначения	Ч	2439
	3	Механизмы многозвенные общего назначения	М	2440—2443
	4	Механизмы с остановками	О	2444—2469
	5	Механизмы мальтийских крестов	МК	2470—2497
	6	Механизмы сортировки, подачи и питания	СП	2498—2499
	7	Механизмы прочих целевых устройств	ЦУ	2500—2505

Таблица 1 (продолжение)

Группа механизмов				
№ группы	XVI			
Название группы	Зубчато-храповые механизмы			
Индекс группы	ЗХ			
	№№ п/п	Название	Индекс под-группы	№№ механизмов
	1	Механизмы трехзвенные общего назначения	Т	2506—2544
	2	Механизмы четырехзвенные общего назначения	Ч	2545—2554
	3	Механизмы многозвенные общего назначения	М	2555—2585
	4	Механизмы с остановками	О	2586—2591
	5	Механизмы регуляторов	Рг	2592—2598
	6	Механизмы измерительных и испытательных устройств	И	2599
	7	Механизмы остановов, стопоров и запоров	ОЗ	2600—2610
	8	Механизмы муфт и соединений	МС	2611—2612
	9	Механизмы грузоподъемных устройств	Гп	2613—2618
	10	Механизмы сортировки, подачи и питания	СП	2619—2623
	11	Механизмы с регулируемыи звеньями	РЗ	2624
	12	Механизмы переключения, включения и выключения	ПВ	2625
	13	Механизмы прочих целевых устройств	ЦУ	2626—2634
Группа механизмов				
№ группы	XVII			
Название группы	Зубчато-кулачковые механизмы			
Индекс группы	ЗК			
	№№ п/п	Название	Индекс под-группы	№№ механизмов
	1	Механизмы многозвенные общего назначения	М	2635—2638
	2	Механизмы с остановками	О	2639—2641
	3	Механизмы сортировки, подачи и питания	СП	2642—2644
	4	Механизмы измерительных и испытательных устройств	И	2645—2646
	5	Механизмы для воспроизведения кривых	ВК	2647
	6	Механизмы прочих целевых устройств	ЦУ	2648—2649

Таблица 1 (продолжение)

Группа механизмов				
№ группы	XVIII			
Название группы	Червячно-винтовые механизмы			
Индекс группы	ЧВ			
	№№ п/п	Название	Индекс под-группы	№№ механизмов
	1	Механизмы трехзвенные общего назначения	Т	2650—2655
	2	Механизмы четырехзвенные общего назначения	Ч	2656—2658
	3	Механизмы многозвенные общего назначения	М	2659—2666
	4	Механизмы с остановками	О	2667—2669
	5	Механизмы переключения, включения и выключения	ПВ	2670—2671
	6	Механизмы коробок передач и редукторов	МР	2672
	7	Механизмы для математических операций	МО	2673—2675
	8	Механизмы измерительных и испытательных устройств	И	2676—2678
	9	Механизмы прочих целевых устройств	ЦУ	2679—2685
Группа механизмов				
№ группы	XIX			
Название группы	Сложные зубчатые механизмы			
Индекс группы	СЗ			
	№№ п/п	Название	Индекс под-группы	№№ механизмов
	1	Механизмы коробок передач и редукторов	МР	2686—2712
	2	Механизмы планетарных коробок передач и редукторов	МП	2713—2738
	3	Механизмы дифференциальных коробок передач и редукторов	МД	2739—2764
	4	Механизмы волновых передач	МВ	2765—2771
	5	Механизмы многозвенные общего назначения	М	2772—2781
	6	Механизмы для математических операций	МО	2782—2787
	7	Механизмы грузоподъемных устройств	Гп	2788—2794
	8	Механизмы вибромашин и виброустройств	Вм	2795—2797
	9	Механизмы муфт и соединений	МС	2798—2799
	10	Механизмы измерительных и испытательных устройств	И	2800—2803
	11	Механизмы тормозов	Тм	2804
	12	Механизмы прочих целевых устройств	ЦУ	2805—2813

УКАЗАТЕЛЬ МЕХАНИЗМОВ ПО ФУНКЦИОНАЛЬНОМУ НАЗНАЧЕНИЮ

№ № п/п	Индекс под- группы	Название подгруппы в алфавитном порядке	Индекс группы						
			ПЗ	ЗР	ЗЦ	ЗХ	ЗК	ЧВ	СЗ
1	ВМ	Механизмы вибромашины и вибро- устройств	—	2384—2385	—	—	—	—	2795—2797
2	МВ	Механизмы волновых передач	—	—	—	—	—	—	2765—2771
3	ГК	Механизмы грейферов киноаппара- тов	—	2370—2373	—	—	—	—	—
4	Гп	Механизмы грузоподъемных уст- ройств	2258	—	—	2613—2618	—	—	2788—2794
5	МД	Механизмы дифференциальных ко- робок передач и редукторов	—	—	—	—	—	—	2739—2764
6	ВК	Механизмы для воспроизведения кривых	2241—2245	2319—2336	—	—	2647	—	—
7	МО	Механизмы для математических операций	—	2337—2356	—	—	—	2673— 2675	2782—2787
8	ЗЗ	Механизмы захватов, зажимов и распоров	2257	2386—2387	—	—	—	—	—
9	И	Механизмы измерительных и испы- тательных устройств	—	2380—2381	—	2599	2645—2646	2676— 2678	2800—2803

10	МР	Механизмы коробок передач и редукторов	—	—	—	—	—	2672	2686—2712
11	МК	Механизмы мальтийских крестов	—	—	2470—2497	—	—	—	—
12	М	Механизмы многозвенные общего назначения	—	2292—2318	2440—2443	2555—2585	2635—2638	2659—2666	2772—2781
13	МС	Механизмы муфт и соединений	2255	2388—2389	—	2611—2612	—	—	2798—2799
14	НИ	Механизмы направляющие и инверсоры	—	2374—2379	—	—	—	—	—
15	ОЗ	Механизмы остановов, стопоров и запоров	—	—	—	2600—2610	—	—	—
16	ПВ	Механизмы переключения, включения и выключения	—	2390	—	2625	—	2670—2671	—
17	МП	Механизмы планетарных коробок передач и редукторов	—	—	—	—	—	—	2713—2738
18	ПМ	Механизмы поршневых машин	—	2382—2383	—	—	—	—	—
19	ЦУ	Механизмы прочих целевых устройств	2259—2262	2396—2426	2500—2505	2626—2634	2648—2649	2679—2685	2805—2813

Таблица 2 (продолжение)

№№ п/п	Индекс под- группы	Название подгруппы в алфавитном порядке	Индекс группы						
			ПЗ	ЗР	ЗЦ	ЗХ	ЗК	ЧВ	СЗ
20	П	Механизмы пятизвенные общего назначения	2212—2214	2267—2291	—	—	—	—	—
21	Рг	Механизмы регуляторов	—	—	—	2592—2598	—	—	—
22	СП	Механизмы сортировки, подачи и питания	2246—2252	—	2498—2499	2619—2623	2642—2644	—	—
23	О	Механизмы с остановками	2215—2240	2357—2369	2444—2469	2586—2591	2639—2641	2667— 2669	—
24	РЗ	Механизмы с регулируемыми звеньями	2253—2254	2391—2395	—	2624	—	—	—
25	Тм	Механизмы тормозов	—	—	—	—	—	—	2804
26	Т	Механизмы трехзвенные общего назначения	2153—2206	—	2427—2438	2506—2544	—	2650— 2655	—
27	Ф	Механизмы фиксаторов	2256	—	—	—	—	—	—
28	Ч	Механизмы четырехзвенные общего назначения	2207—2211	2263—2266	2439	2545—2554	—	2656— 2658	—

ХІІІ

ПРОСТЕЙШИЕ ЗУБЧАТЫЕ МЕХАНИЗМЫ ПЗ

-
1. Механизмы трехзвенные общего назначения Г (2153—2206).
 2. Механизмы четырехзвенные общего назначения Ч (2207—2211).
 3. Механизмы пятизвенные общего назначения П (2212—2214).
 4. Механизмы с остановками О (2215—2240).
 5. Механизмы для воспроизведения кривых ВК (2241—2245).
 6. Механизмы сортировки, подачи и питания СП (2246—2252).
 7. Механизмы с регулируемыи звеньями РЗ (2253—2254).
 8. Механизмы муфт и соединений МС (2255).
 9. Механизмы фиксаторов Ф (2256).
 10. Механизмы захватов, зажимов и распоров ЗЗ (2257).
 11. Механизмы грузоподъемных устройств Гп (2258).
 12. Механизмы прочих целевых устройств ЦУ (2259—2262).
-

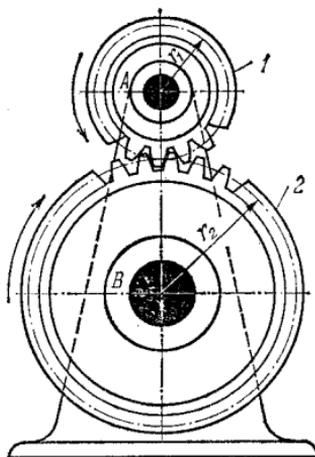
1. МЕХАНИЗМЫ ТРЕХЗВЕННЫЕ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ (2153—2206)

2153	ТРЕХЗВЕННЫЙ ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ КРУГЛЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС С ВНЕШНИМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ	ПЗ
		Т

Колеса 1 и 2 имеют разное направление вращения вокруг неподвижных осей А и В. Передаточное отношение u_{12} механизма с учетом знаков угловых скоростей ω_1 и ω_2 колес 1 и 2 равно

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{r_2}{r_1} = -\frac{z_2}{z_1},$$

где r_1 и r_2 — радиусы начальных окружностей колес 1 и 2 и z_1 и z_2 — числа зубьев колес 1 и 2.

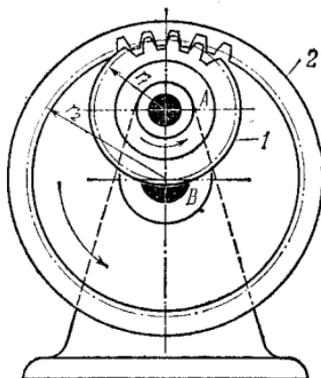


2154	ТРЕХЗВЕННЫЙ ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ КРУГЛЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС С ВНУТРЕННИМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ	ПЗ
		Т

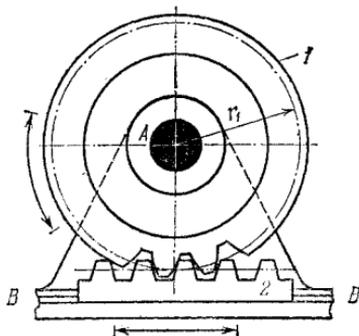
Колеса 1 и 2 имеют одинаковое направление вращения вокруг неподвижных осей А и В. Передаточное отношение u_{12} механизма с учетом знаков угловых скоростей ω_1 и ω_2 колес 1 и 2 равно

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{z_2}{z_1},$$

где r_1 и r_2 — радиусы начальных окружностей колес 1 и 2 и z_1 и z_2 — числа зубьев колес 1 и 2.



2155	ТРЕХЗВЕННЫЙ ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ С КРУГЛЫМ ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ КОЛЕСОМ И РЕЙКОЙ	ПЗ
		Т



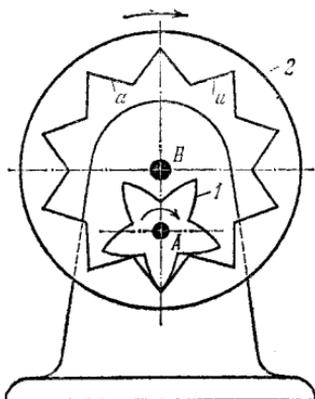
Колесо 1 вращается вокруг неподвижной оси A. Рейка 2 движется поступательно вдоль неподвижных направляющих B—B.

Скорость v_2 рейки 2 равна

$$v_2 = \omega_1 r_1,$$

где ω_1 — угловая скорость колеса 1, а r_1 — радиус его начальной окружности,

2156	ТРЕХЗВЕННЫЙ ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ С КОЛЕСОМ, ИМЕЮЩИМ ЗУБЬЯ С ПРЯМОЛИНЕЙНЫМ ПРОФИЛЕМ	ПЗ
		Т



Колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A, входит во внутреннее зацепление с колесом 2, вращающимся вокруг неподвижной оси B. Профили зубьев a колеса 2 выполнены по отрезкам прямых линий.

Передаточное отношение u_{12} механизма с учетом знаков угловых скоростей ω_1 и ω_2 колес 1 и 2 равно

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1},$$

где ω_1 , ω_2 и n_1 , n_2 — угловые скорости и числа оборотов колес 1 и 2 и z_1 , z_2 — числа зубьев колес 1 и 2.

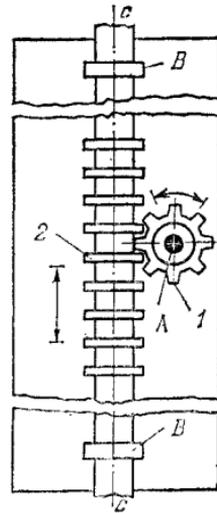
2157

ТРЕХЗВЕННЫЙ ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ
С КРУГОВОЙ РЕЙКОЙ

ПЗ

Т

Зубчатое колесо 1 вращается вокруг неподвижной оси А. Рейка 2 имеет форму цилиндра, снабженного круговыми зубьями. При вращении колеса 1 рейка 2 движется поступательно в цилиндрических направляющих В—В вдоль оси с—с. Во время работы механизма возможен поворот рейки 2 вокруг оси с—с.



2158

ТРЕХЗВЕННЫЙ ЗУБЧАТЫЙ ПЛАНЕТАРНЫЙ
МЕХАНИЗМ КРУГЛЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ
КОЛЕС С ВНЕШНИМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

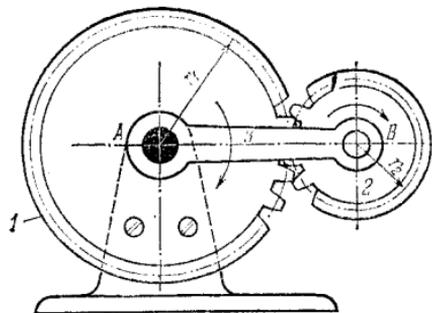
ПЗ

Т

Колесо 1 жестко связано со стойкой. Колесо 2 вращается вокруг оси В водила 3, вращающегося вокруг неподвижной оси А. Передаточное отношение u_{23} механизма с учетом знаков угловых скоростей ω_2 и ω_3 колеса 2 и водила 3 равно

$$u_{23} = \frac{\omega_2}{\omega_3} = 1 + \frac{r_1}{r_2} = 1 + \frac{z_1}{z_2},$$

где r_1 и r_2 — радиусы начальных окружностей колес 1 и 2 и z_1 и z_2 — числа зубьев колес 1 и 2. Траектории отдельных точек колеса 2 являются эпициклоидами.

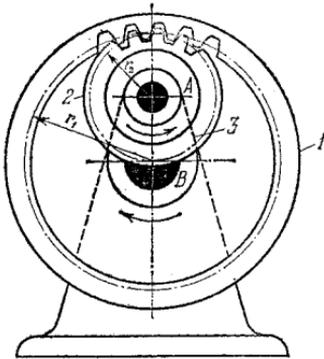


2159

ТРЕХЗВЕННЫЙ ЗУБЧАТЫЙ ПЛАНЕТАРНЫЙ
МЕХАНИЗМ КРУГЛЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ
КОЛЕС С ВНУТРЕННИМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

ПЗ

Т



Колесо 1 жестко связано со стойкой. Колесо 2 вращается вокруг оси А водила 3, вращающегося вокруг неподвижной оси В. Передаточное отношение u_{23} механизма с учетом знаков угловых скоростей ω_2 и ω_3 колеса 2 и водила 3 равно

$$u_{23} = \frac{\omega_2}{\omega_3} = 1 - \frac{r_1}{r_2} = 1 - \frac{z_1}{z_2},$$

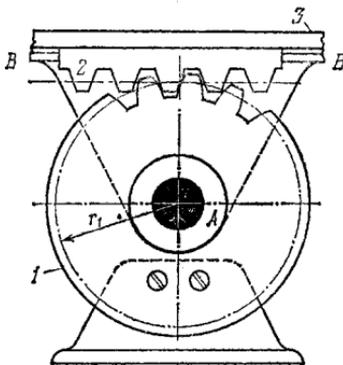
где r_1 и r_2 — радиусы начальных окружностей колес 1 и 2 и z_1 и z_2 — числа зубьев колес 1 и 2. Траектории отдельных точек колеса 2 являются гипоциклоидами.

2160

ТРЕХЗВЕННЫЙ ЗУБЧАТЫЙ ПЛАНЕТАРНЫЙ
МЕХАНИЗМ С КРУГЛЫМ
ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ КОЛЕСОМ И РЕЙКОЙ

ПЗ

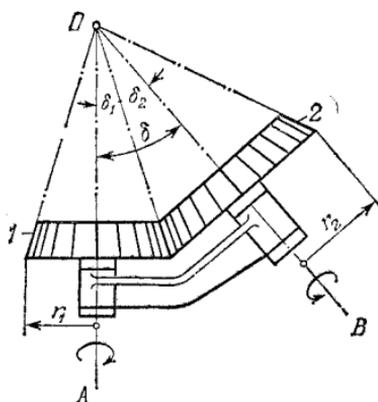
Т



Колесо 1 жестко связано со стойкой. Рейка 2 скользит в направляющих В—В водила 3, которое вращается вокруг неподвижной оси А. Угловая скорость ω_2 рейки равна угловой скорости ω_3 водила 3. Скорость v скольжения рейки 2 в направляющих В—В равна

$$v = \omega_2 r_1,$$

где r_1 — радиус начальной окружности колеса 1. Траектории отдельных точек рейки 2 являются эвольвентами круга радиуса r_1 .



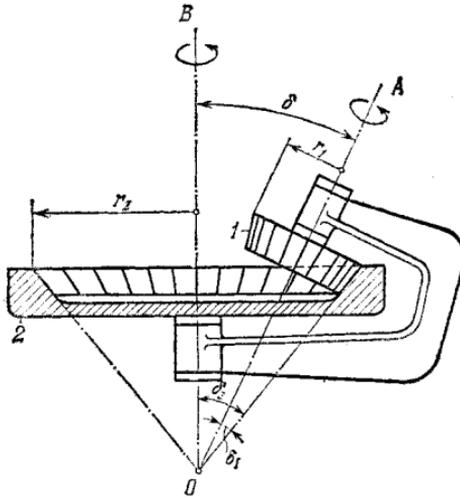
Колеса 1 и 2 имеют разное направление вращения вокруг пересекающихся в точке O неподвижных осей OA и OB . Передаточное отношение u_{12} механизма равно

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} =$$

$$= \frac{\sin \delta - \cos \delta \operatorname{tg} \delta_1}{\operatorname{tg} \delta_1} = \frac{\operatorname{tg} \delta_2}{\sin \delta - \cos \delta \operatorname{tg} \delta_2},$$

где r_1 и r_2 — радиусы соприкасающихся окружностей начальных конусов колес 1 и 2, z_1 и z_2 — числа зубьев колес 1 и 2, δ_1 и δ_2 — половины углов раствора начальных конусов колес 1 и 2 и δ — угол между осями OA и OB . Если угол $\delta = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$, то передаточное отношение u_{12} равно

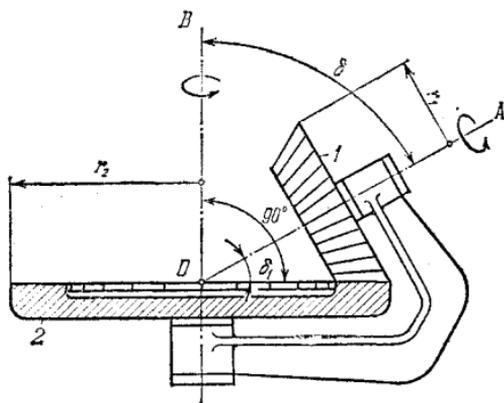
$$u_{12} = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1.$$



Колеса 1 и 2 имеют одинаковое направление вращения вокруг пересекающихся в точке O неподвижных осей OA и OB . Передаточное отношение u_{12} механизма равно

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = \frac{\cos \delta \operatorname{tg} \delta_1 + \sin \delta}{\operatorname{tg} \delta_1} = \frac{\operatorname{tg} \delta_2}{\cos \delta \operatorname{tg} \delta_2 - \sin \delta},$$

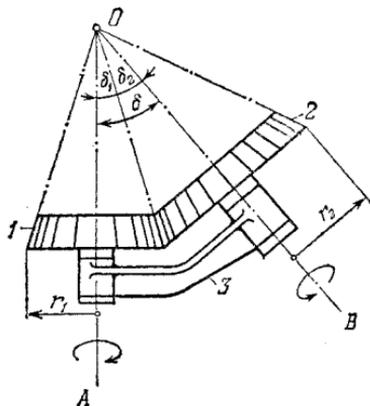
где ω_1 и ω_2 — угловые скорости колес 1 и 2, r_1 и r_2 — радиусы соприкасающихся окружностей начальных конусов колес 1 и 2, z_1 и z_2 — числа зубьев колес 1 и 2, δ_1 и δ_2 — половины углов раствора начальных конусов колес 1 и 2 и δ — угол между осями OA и OB ,



Колесо 1 вращается вокруг неподвижной оси OA . Колесо 2, выполненное в виде круглой рейки, вращается вокруг неподвижной оси OB . Оси OA и OB пересекаются в точке O . Передаточное отношение u_{12} механизма равно

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{1}{\sin \delta_1} = \frac{1}{\cos \delta},$$

где r_1 и r_2 — радиусы соприкасающихся окружностей начального конуса колеса 1 и круглой рейки 2, z_1 и z_2 — числа зубьев колес 1 и 2, δ_1 — половина угла раствора начального конуса колеса 1 и δ — угол между осями OA и OB ,

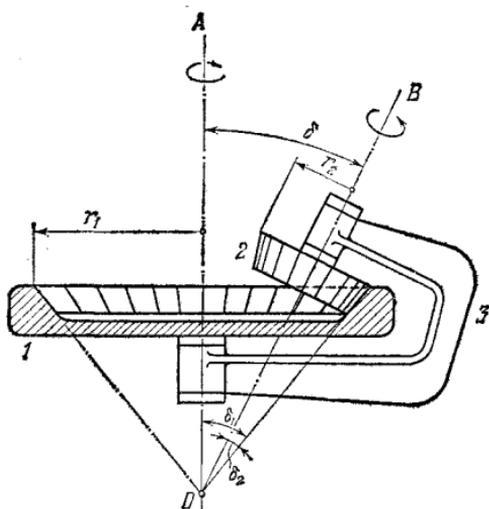


Колесо 1 жестко связано со стойкой. Колесо 2 вращается с угловой скоростью ω_2 вокруг оси OB водила 3, вращающегося вокруг неподвижной оси OA с угловой скоростью ω_3 . Оси OA и OB пересекаются в точке O . Передаточное отношение u_{23} механизма равно

$$u_{23} = \frac{\omega_2}{\omega_3} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{\sin \delta_1}{\sin \delta_2},$$

где r_1 и r_2 — радиусы соприкасающихся окружностей начальных конусов колес 1 и 2, z_1 и z_2 — числа зубьев колес 1 и 2, δ_1 и δ_2 — половины углов раствора начальных конусов колес 1 и 2 и δ — угол между осями OA и OB . Если угол δ равен $\delta = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$, то передаточное отношение u_{23} равно

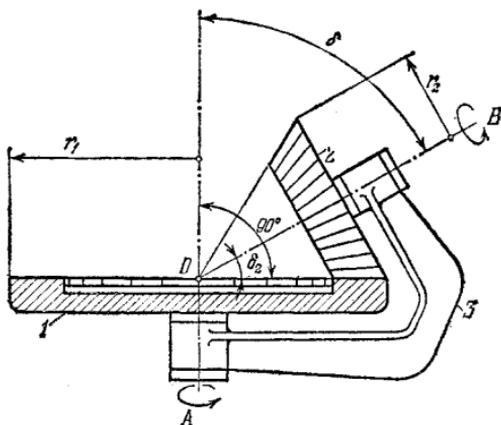
$$u_{23} = \text{ctg } \delta_2 = \text{tg } \delta_1.$$



Колесо 1 жестко связано со стойкой. Колесо 2 вращается с угловой скоростью ω_2 вокруг оси OB водила 3, вращающегося вокруг неподвижной оси OA с угловой скоростью ω_3 . Оси OA и OB пересекаются в точке O . Передаточное отношение u_{23} механизма равно

$$u_{23} = \frac{\omega_2}{\omega_3} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{\sin \delta_1}{\sin \delta_2},$$

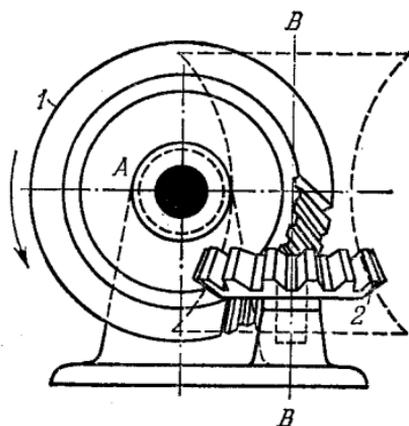
где r_1 и r_2 — радиусы соприкасающихся окружностей начальных конусов колес 1 и 2, z_1 и z_2 — числа зубьев колес 1 и 2 и δ_1 и δ_2 — половины углов раствора начальных конусов колес 1 и 2.



Колесо 1, выполненное в виде круглой рейки с зубьями, жестко связано со стойкой. Колесо 2 вращается с угловой скоростью ω_2 вокруг оси OB водила 3, вращающегося вокруг неподвижной оси OA с угловой скоростью ω_3 . Оси OA и OB пересекаются в точке O . Передаточное отношение u_{23} механизма равно

$$u_{23} = \frac{\omega_2}{\omega_3} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{\sin \delta_2} = \frac{1}{\cos \delta},$$

где r_1 и r_2 — радиусы соприкасающихся окружностей начального конуса круговой рейки 1 и колеса 2, z_1 и z_2 — числа зубьев рейки 1 и колеса 2, δ_2 — половина угла раствора начального конуса колеса 2 и δ — угол между осями OA и OB ,



Колеса 1 и 2 вращаются вокруг перекрещивающихся под углом δ неподвижных осей A и $B-B$. Начальными аксоидами колес являются однополостные круглые гиперboloиды вращения, у которых радиусы горловых сечений равны соответственно r_1 и r_2 . Зубья колес 1 и 2 расположены на некоторых выбранных сопряженных участках гиперboloидов. Передаточное отношение u_{12} равно

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2 \cos \delta_2}{r_1 \cos \delta_1},$$

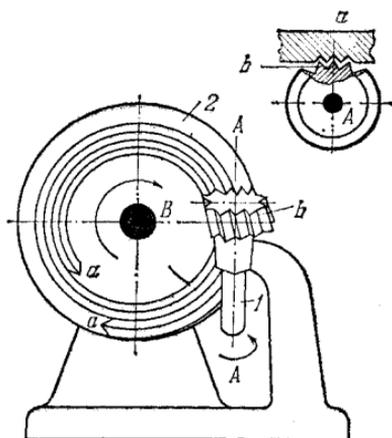
где δ_1 и δ_2 — углы, образованные осями A и $B-B$ с прямой, по которой происходит соприкосновение начальных гиперboloидов. Сумма радиусов r_1 и r_2 равна

$$r_1 + r_2 = a,$$

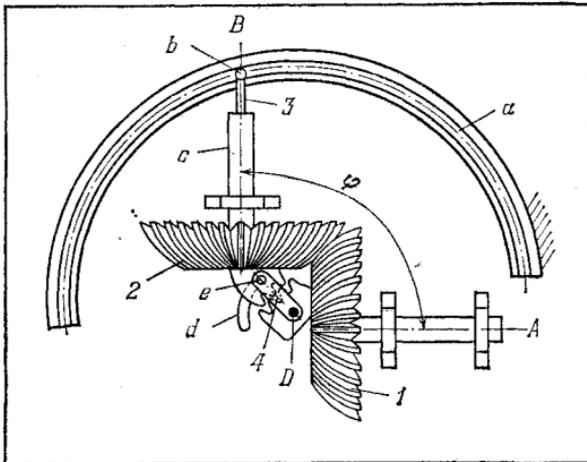
где a — кратчайшее расстояние между осями A и $B-B$. Если угол $\delta = 90^\circ$, то передаточное отношение u_{12} равно

$$u_{12} = \frac{r_2}{r_1} \operatorname{tg} \delta_1.$$

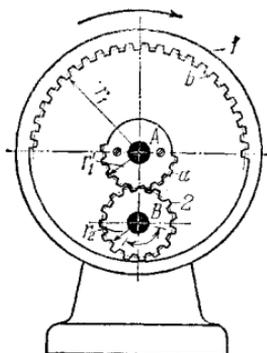
При приближенной замене участков начальных гиперboloидов в горловой части круглыми цилиндрами получаем механизм винтовых колес, а при замене удаленных от горлового сечения участков начальных гиперboloидов конусами получаем механизм гиперболоидных зубчатых колес,



Винтовое колесо 1 и круглая рейка 2 вращаются вокруг перекрещивающихся взаимно перпендикулярных и неподвижных осей $A-A$ и B . Колесо 1 имеет винтовые зубья b , а круглая рейка 2 имеет спиралеобразный паз a . Непрерывное вращение колеса 1 трансформируется в непрерывное вращение круглой рейки 2.



Зубчатое колесо 1, зубья которого расположены на сферической поверхности, вращается вокруг неподвижной оси *A*, входя в зацепление с точно таким же зубчатым колесом 2, вращающимся вокруг оси *B*. Оси *A* и *B* пересекаются под углом φ , который может быть различным в зависимости от положения пальца *b* звена 3 в неподвижной круговой направляющей *a*. Звено 3 скользит во втулке *c* колеса 2. Контакт зубьев колес и необходимое положение колеса 2 относительно колеса 1 устанавливается рычагом 4, вращающимся вокруг неподвижной оси *D*, палец *e* которого скользит в дуговой неподвижной направляющей *d*. Угол φ можно изменять и во время движения.



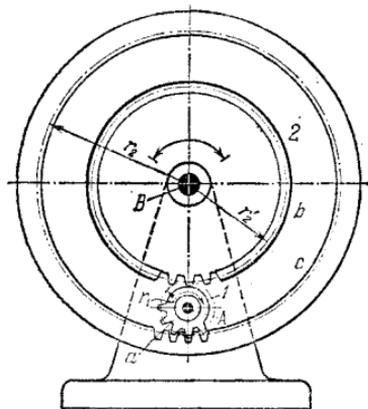
Сдвоенное колесо 1, имеющее зубья, расположенные по внешним a и внутренним b полуокружностям, вращается вокруг неподвижной оси A . Колесо 2 вращается вокруг неподвижной оси B . Радиусы r_1 , r_1' и r_2 начальных окружностей колес 1 и 2 удовлетворяют условию $r_1 = 3r_1' = 3r_2$. При вращении колеса 1 в одном и том же направлении колесо 2 будет попеременно вращаться в двух противоположных направлениях. Угол φ_2' поворота колеса 2 по часовой стрелке равен

$$\varphi_2' = 3\varphi_1,$$

а угол φ_2 поворота колеса 2 против часовой стрелки равен

$$\varphi_2 = \varphi_1.$$

Для обеспечения непрерывности вращения колеса 2 с остановками только в крайних положениях необходимо, чтобы колесо 2 при выходе из зацепления a сразу же входило в зацепление b . Для предотвращения ударов в моменты входа в зацепления механизм снабжается дополнительными сопряженными профилями, очерченными по специальным кривым.



Колесо 1, выполненное в виде зубчатого сектора a , вращается вокруг неподвижной оси A . Колесо 2, имеющее зубья, расположенные по внутренним b и c поверхностям этого колеса, вращается вокруг неподвижной оси B . При вращении колеса 1 в одном и том же направлении колесо 2 будет попеременно вращаться в двух взаимно противоположных направлениях. Угол φ_2 поворота колеса 2 по часовой стрелке равен

$$\varphi_2 = \frac{r_1}{r_2} \varphi_1,$$

а угол φ'_2 поворота колеса 2 против часовой стрелки равен

$$\varphi'_2 = \frac{r_1}{r'_2} \varphi_1,$$

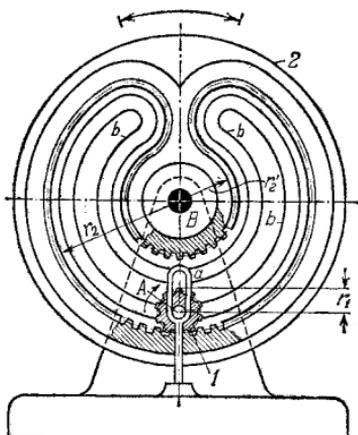
где r_1 , r_2 и r'_2 — радиусы начальных окружностей колес 1 и 2 и φ_1 — угол поворота колеса 1. Угол φ'_2 больше угла φ_2 в отношении

$$\frac{r_2}{r'_2},$$

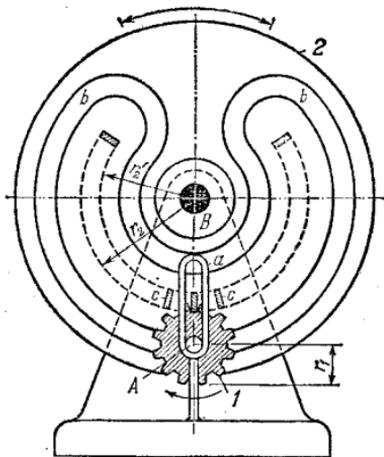
т. е.,

$$\varphi'_2 = \frac{r_2}{r'_2} \varphi_2.$$

Для обеспечения непрерывности вращения колеса 2 с остановками только в крайних положениях зубчатый сектор колеса 1 должен быть спроектирован так, чтобы этот сектор, выходя из внешнего зацепления b , сразу же входил во внутреннее зацепление c . Для предотвращения ударов в моменты входа в зацепления механизм снабжается дополнительными сопряженными профилями, очерченными по специальным кривым.



Цапфа A колеса 1 скользит в неподвижной прямой направляющей a . Колесо 2 с фасонным пазом b вращается вокруг неподвижной оси B . Колесо 2 имеет зубья, расположенные вдоль паза b . При вращении колеса 1 , когда ось A занимает нижнее положение в направляющей a , колеса 1 и 2 находятся во внутреннем зацеплении и направления вращения этих колес совпадают. Когда ось A занимает верхнее положение в направляющей a , колеса 1 и 2 находятся во внешнем зацеплении и направления вращения этих колес противоположны. Таким образом колесо 2 будет вращаться в различных направлениях на неполный оборот, имея остановку в крайних положениях. При внутреннем зацеплении колес 1 и 2 вращение колеса 2 будет происходить с угловой скоростью $\omega'_2 = \omega_1 \frac{r'_1}{r_2}$, а при внешнем зацеплении — с угловой скоростью $\omega'_2 = \omega_1 \frac{r_1}{r_2}$, где r_1 — радиус начальной окружности колеса 1 , r_2 и r'_2 — радиусы начальных окружностей частей колеса 2 с внутренним и внешним зацеплениями и ω_1 — угловая скорость колеса 1 .



Цапфа A колеса 1 скользит в неподвижной прямолинейной направляющей a . Колесо 2 с фасонным пазом b вращается вокруг неподвижной оси B . Колесо 2 имеет зубья c , расположенные внутри паза b . При вращении колеса 1 , когда цапфа A занимает нижнее положение в направляющей a , колеса 1 и 2 находятся во внешнем зацеплении и направления вращения этих колес противоположны. Когда ось A занимает верхнее положение в направляющей a , колеса 1 и 2 находятся во внутреннем зацеплении и направления вращения этих колес совпадают. Таким образом колесо 2 будет вращаться в различных направлениях на неполный оборот, имея остановку в крайних положениях. При скольжении паза b его внешней частью по цапфе A вращение колеса 2 будет происходить с угловой скоростью $\omega_2 = \omega_1 \frac{r_1}{r_2}$, а при скольжении паза его внутренней частью по цапфе A — с угловой скоростью

$$\omega'_2 = \omega_1 \frac{r_1}{r'_2},$$

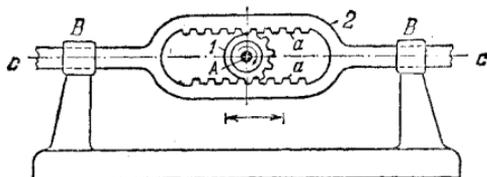
где r_1 — радиус начальной окружности колеса 1 , r_2 и r'_2 — радиусы начальных окружностей частей колеса 2 с внешним и внутренним зацеплениями и ω_1 — угловая скорость колеса 1 .

2174

ТРЕХЗВЕННЫЙ ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ
С ДВУХСТОРОННЕЙ РЕЙКОЙ

ПЗ

Т



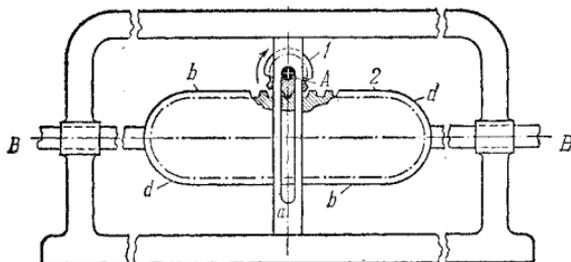
Зубчатое колесо 1 вращается вокруг неподвижной оси А. Звено 2, движущееся поступательно вдоль оси $c-c$ в неподвижных направляющих $B-B$, имеет двустороннюю рейку a . Зубья колеса 1 расположены по одной половине начальной окружности. При непрерывном вращении колеса 1 в одном и том же направлении его зубья попеременно входят в зацепление с зубьями рейки a , сообщая звену 2 поступательное движение вправо и влево. В крайних положениях звено 2 имеет остановки.

2175

ТРЕХЗВЕННЫЙ ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ
С ФИГУРНОЙ РЕЙКОЙ

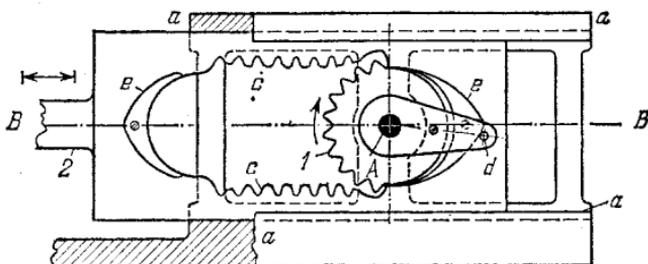
ПЗ

Т



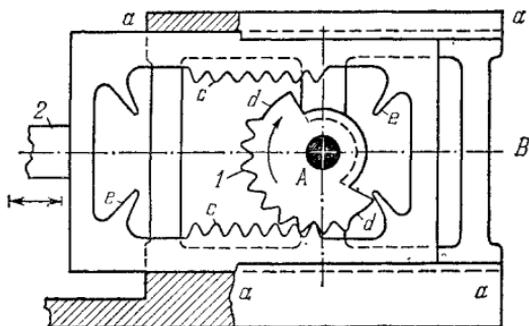
Вал зубчатого колеса 1 скользит в неподвижной прорези a . Фигурная рейка 2, движущаяся поступательно в неподвижных направляющих $B-B$, имеет прямолинейные участки b и круговые участки d . При непрерывном вращении колеса 1 в одном и том же направлении зубья колеса 1 входят в зацепление с различными участками фигурной рейки 2, вследствие чего рейка совершает поступательное движение вправо и влево. Круговые участки d фигурной рейки обеспечивают более плавный переход зацепления с верхнего участка b рейки на нижний участок b .

**ТРЕХЗВЕННЫЙ ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ
С ДВУХСТОРОННЕЙ РЕЙКОЙ
И ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫМИ КУЛАЧКАМИ**

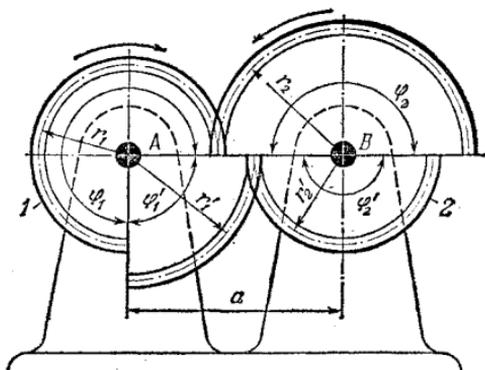


Зубчатое колесо 1 вращается вокруг неподвижной оси А. Звено 2 движется поступательно вдоль оси В — В в неподвижных направляющих а — а. Колесо 1 имеет зубья, расположенные по одной половине начальной окружности. Звено 2 имеет двустороннюю зубчатую рейку с. При непрерывном вращении колеса 1 в одном и том же направлении его зубья попеременно входят в зацепление с зубьями рейки с, сообщая звену 2 поступательное движение вправо и влево. Во избежание возникновения ударов в моменты изменения направления движения звена 2 колесо 1 снабжено пальцем d, скользящим по профилированному кулачку e звена 2.

**ТРЕХЗВЕННЫЙ ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ
С ДВУХСТОРОННЕЙ РЕЙКОЙ
И ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫМИ ЗУБЬЯМИ**



Зубчатое колесо 1 вращается вокруг неподвижной оси А. Звено 2 движется поступательно вдоль оси В — В в неподвижных направляющих а — а. Колесо 1 имеет зубья, расположенные на части начальной окружности. Звено 2 имеет двустороннюю зубчатую рейку с. При непрерывном вращении колеса 1 в одном и том же направлении зубья колеса 1 попеременно входят в зацепление с зубьями рейки с, сообщая звену 2 поступательное движение вправо и влево. Во избежание возникновения ударов в моменты изменения направления движения звена 2 колесо 1 снабжено профилированными зубьями d, входящими в зацепление с зубьями рейки e.



Колеса 1 и 2 вращаются вокруг неподвижных осей А и В. Каждое колесо состоит из двух зубчатых секторов, радиусы начальных окружностей которых соответственно равны r_1, r_1' и r_2, r_2' .

Передаточное отношение механизма с учетом знаков угловых скоростей дважды меняет свою величину и будет равно

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{r_2}{r_1} \quad \text{и} \quad u'_{12} = \frac{\omega'_1}{\omega'_2} = -\frac{r'_2}{r'_1},$$

где ω_1, ω'_1 и ω_2, ω'_2 — угловые скорости колес 1 и 2.

Радиусы секторов связаны с углами $\varphi_1, \varphi'_1 = 2\pi - \varphi_1,$ φ_2 и $\varphi'_2 = 2\pi - \varphi_2$ условиями

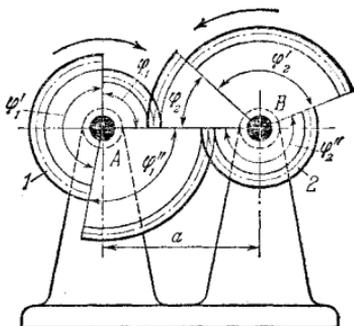
$$r_1 = \frac{a\varphi_2}{\varphi_1 + \varphi_2}, \quad r'_1 = \frac{a\varphi'_2}{\varphi'_1 + \varphi'_2}, \quad r_2 = \frac{a\varphi_1}{\varphi_1 + \varphi_2}$$

и

$$r'_2 = \frac{a\varphi'_1}{\varphi'_1 + \varphi'_2},$$

где a — межосевое расстояние. В рассматриваемом механизме $\varphi_1 = 3\varphi'_1$ и $\varphi_2 = \varphi'_2$, следовательно, $r_1 = 0,4a$, $r_2 = 0,6a$, $r'_1 = 0,67a$ и $r'_2 = 0,33a$.

Для предотвращения ударов в моменты перехода зацепления с одной пары зубчатых секторов к другой секторы снабжаются дополнительными сопряженными профилями, очерченными по специальным кривым.



Колеса 1 и 2 вращаются вокруг неподвижных осей A и B. Каждое колесо состоит из трех зубчатых секторов, радиусы начальных окружностей которых соответственно равны r_1, r_1', r_1'' и r_2, r_2', r_2'' . Передаточное отношение механизма с учетом знаков угловых скоростей трижды меняет свою величину и будет равно

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{r_2}{r_1}, \quad u'_{12} = \frac{\omega'_1}{\omega'_2} = -\frac{r'_2}{r'_1}$$

и

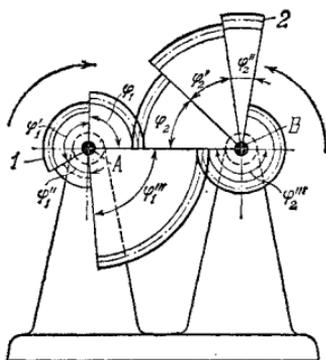
$$u''_{12} = \frac{\omega''_1}{\omega''_2} = -\frac{r''_2}{r''_1},$$

где $\omega_1, \omega'_1, \omega''_1$ и $\omega_2, \omega'_2, \omega''_2$ — угловые скорости колес 1 и 2. Радиусы секторов связаны с углами $\varphi_1, \varphi'_1, \varphi''_1$ и $\varphi_2, \varphi'_2, \varphi''_2$ условиями

$$r_1 = \frac{a\varphi_2}{\varphi_1 + \varphi_2}, \quad r'_1 = \frac{a\varphi'_2}{\varphi'_1 + \varphi'_2}, \quad r''_1 = \frac{a\varphi''_2}{\varphi''_1 + \varphi''_2},$$

$$r_2 = \frac{a\varphi_1}{\varphi_1 + \varphi_2}, \quad r'_2 = \frac{a\varphi'_1}{\varphi'_1 + \varphi'_2} \quad \text{и} \quad r''_2 = \frac{a\varphi''_1}{\varphi''_1 + \varphi''_2},$$

где a — межосевое расстояние. Для предотвращения ударов в моменты перехода зацепления с одной пары зубчатых секторов к другой секторы снабжаются дополнительными сопряженными профилями, очерченными по специальным кривым.



Колеса 1 и 2 вращаются вокруг неподвижных осей A и B. Каждое колесо состоит из четырех зубчатых секторов, радиусы начальных окружностей которых соответственно равны r_1, r_1', r_1'', r_1''' и r_2, r_2', r_2'', r_2''' . Передаточное отношение механизма с учетом знаков угловых скоростей четырежды меняет свою величину и будет равно

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{r_2}{r_1}, \quad u'_{12} = \frac{\omega'_1}{\omega'_2} = -\frac{r'_2}{r'_1},$$

$$u''_{12} = \frac{\omega''_1}{\omega''_2} = -\frac{r''_2}{r''_1} \quad \text{и} \quad u'''_{12} = \frac{\omega'''_1}{\omega'''_2} = -\frac{r'''_2}{r'''_1},$$

где $\omega_1, \omega'_1, \omega''_1, \omega'''_1$ и $\omega_2, \omega'_2, \omega''_2, \omega'''_2$ — угловые скорости колес 1 и 2. Радиусы секторов связаны с углами $\varphi_1, \varphi'_1, \varphi''_1, \varphi'''_1$ и $\varphi_2, \varphi'_2, \varphi''_2, \varphi'''_2$ условиями

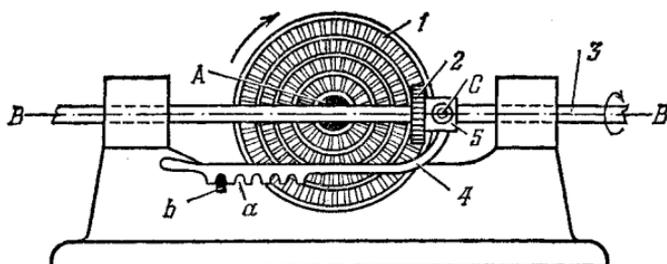
$$r_1 = \frac{a\varphi_2}{\varphi_1 + \varphi_2}, \quad r'_1 = \frac{a\varphi'_2}{\varphi'_1 + \varphi'_2}, \quad r''_1 = \frac{a\varphi''_2}{\varphi''_1 + \varphi''_2},$$

$$r_1''' = \frac{a\varphi_2'''}{\varphi_1''' + \varphi_2'''}, \quad r_2 = \frac{a\varphi_1}{\varphi_1 + \varphi_2}, \quad r'_2 = \frac{a\varphi_1'}{\varphi_1' + \varphi_2'}, \quad r''_2 = \frac{a\varphi_1''}{\varphi_1'' + \varphi_2''}$$

и

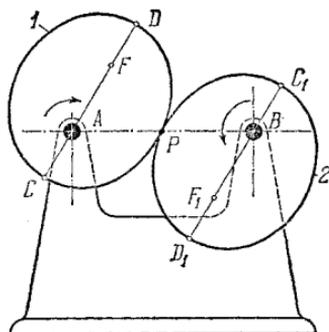
$$r_2''' = \frac{a\varphi_1'''}{\varphi_1''' + \varphi_2'''},$$

где a — межосевое расстояние. Для предотвращения ударов в моменты перехода зацепления с одной пары зубчатых секторов к другой, секторы снабжаются дополнительными сопряженными профилями, очерченными по специальным кривым.



Колеса 1 и 2 вращаются вокруг неподвижных осей А и В—В. Колесо 1 имеет форму диска с четырьмя поясами, снабженными зубьями. Колесо 2, скользящее на призматической шпонке вдоль вала 3, входит во вращательную пару с ползуном 5, скользящим вдоль вала 3. Перемещая ползун 5 вдоль вала 3, можно вводить колесо 2 в зацепление с различными зубчатыми поясами колеса 1. При постоянной угловой скорости колеса 1 колесо 2 может иметь четыре различные угловые скорости. При этом при вхождении колеса 2 в зацепление справа от точки А вал 3 имеет одно направление вращения, а при вхождении в зацепление слева от точки А вал 3 имеет противоположное направление вращения.

Перемещение ползуна 5 осуществляется рычагом 4, входящим во вращательную пару С с ползуном 5. Впадины а рычага 4 и сухарь b стойки позволяют осуществлять фиксацию положения ползуна 5 при зацеплении колеса 2 с любым из зубчатых поясов колеса 1.



Колеса 1 и 2, профили которых представляют собой два одинаковых эллипса, вращаются вокруг неподвижных осей A и B , совпадающих с фокусами этих эллипсов. Профили колес 1 и 2 являются центроидами в относительном движении колес. Передаточное отношение u_{12} в каждом положении механизма без учета знака равно

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{BP}{AP} = \frac{1 - 2e \cos \varphi_1 + e^2}{1 - e^2},$$

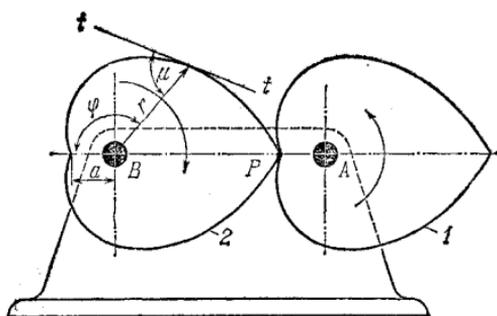
где ω_1 и ω_2 — угловые скорости колес 1 и 2, P — точка соприкосновения профилей, всегда лежащая на прямой AB , e — эксцентриситет эллипсов, равный $e = \frac{c}{l}$, c — расстояние между фокусами эллипсов, l — большой диаметр эллипсов, φ_1 — угол поворота колеса 1. За полный цикл движения механизма среднее передаточное отношение $u_{12} = 1$. Величина передаточного отношения однократно меняется в пределах от

$$u_{\min} = \frac{1-e}{1+e} \quad \text{до} \quad u_{\max} = \frac{1+e}{1-e}.$$

Углы поворота φ_1 и φ_2 колес 1 и 2 связаны условием

$$\varphi_2 = -2 \arctg \left(\frac{1+e}{1-e} \operatorname{tg} \frac{\varphi_1}{2} \right).$$

Для осуществления полного цикла движения механизма профили колес 1 и 2 снабжаются зубьями.



Колеса 1 и 2 вращаются вокруг неподвижных осей A и B . Профиль каждого колеса образован двумя одинаковыми и симметричными участками логарифмической спирали, уравнение которой

$$r = ae^{m\varphi},$$

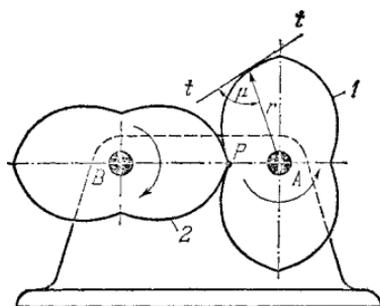
где r — радиус-вектор профиля, a — минимальный радиус-вектор, $m = \operatorname{ctg} \mu$ и μ — постоянный угол, образованный касательной $t-t$ к профилю с радиусом-вектором r . Профили колес являются центроидами в относительном движении колес. Передаточное отношение u_{12} в каждом положении механизма без учета знака равно

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{BP}{AP},$$

где ω_1 и ω_2 — угловые скорости колес 1 и 2 и P — точка соприкосновения профилей, всегда лежащая на прямой AB . За полный цикл движения механизма среднее передаточное отношение $u_{12} = 1$. Величина передаточного отношения будет однократно меняться в пределах от

$$u_{\min} = \frac{1}{e^{m\pi}} \text{ до } u_{\max} = e^{m\pi}.$$

Для осуществления полного цикла движения профили колес 1 и 2 снабжаются зубьями,



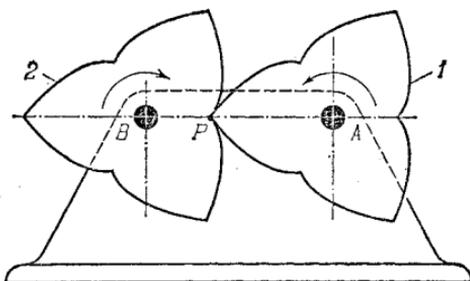
Колеса 1 и 2 вращаются вокруг неподвижных осей A и B . Профиль каждого колеса образован четырьмя одинаковыми попарно симметричными участками логарифмической спирали. Профили колес являются центроидами в относительном движении колес. Передаточное отношение u_{12} в каждом положении механизма без учета знака равно

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{BP}{AP},$$

где ω_1 и ω_2 — угловые скорости колес 1 и 2 и P — точка соприкосновения профилей, всегда лежащая на прямой AB . За полный цикл движения механизма среднее передаточное отношение $u_{12} = 1$. Величина передаточного отношения будет двукратно меняться в пределах от

$$u_{\min} = \frac{1}{e^{\frac{m\pi}{2}}} \text{ до } u_{\max} = e^{\frac{m\pi}{2}},$$

где $m = \text{ctg } \mu$ и μ — постоянный угол, образованный касательной $t-t$ к профилю с радиусом-вектором r . Для осуществления полного цикла движения профили колес 1 и 2 снабжаются зубьями.



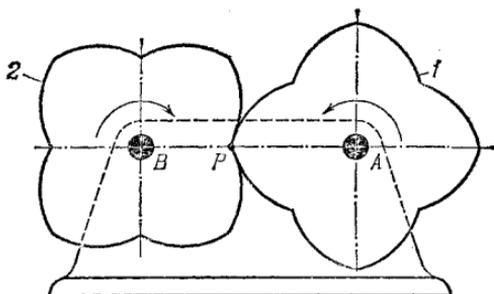
Колеса 1 и 2 вращаются вокруг неподвижных осей A и B . Профиль каждого колеса образован шестью одинаковыми и попарно симметричными участками логарифмической спирали. Профили колес являются центроидами в относительном движении колес. Передаточное отношение u_{12} в каждом положении механизма без учета знака равно

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{BP}{AP},$$

где ω_1 и ω_2 — угловые скорости колес 1 и 2 и P — точка соприкосновения профилей, всегда лежащая на прямой AB . За полный цикл движения механизма среднее передаточное отношение $u_{12} = 1$. Величина передаточного отношения будет трехкратно меняться в пределах от

$$u_{\min} = \frac{1}{2} \text{ до } u_{\max} = 2.$$

Для осуществления полного цикла движения профили колес 1 и 2 снабжаются зубьями,



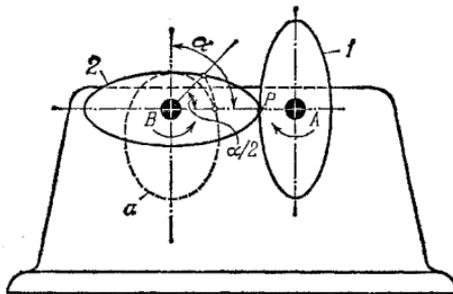
Колеса 1 и 2 вращаются вокруг неподвижных осей A и B. Профиль каждого колеса образован восемью одинаковыми и попарно симметричными участками логарифмической спирали. Профили колес являются центроидами в относительном движении колес. Передаточное отношение u_{12} в каждом положении механизма без учета знака равно

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{BP}{AP},$$

где ω_1 и ω_2 — угловые скорости колес 1 и 2 и P — точка соприкосновения профилей, всегда лежащая на прямой AB. За полный цикл движения механизма среднее передаточное отношение $u_{12} = 1$. Величина передаточного отношения будет четырехкратно меняться в пределах от

$$u_{12} = \frac{1}{\sqrt{2}} \text{ до } u_{\max} = \sqrt{2}.$$

Для осуществления полного цикла движения профили колес 1 и 2 снабжаются зубьями.



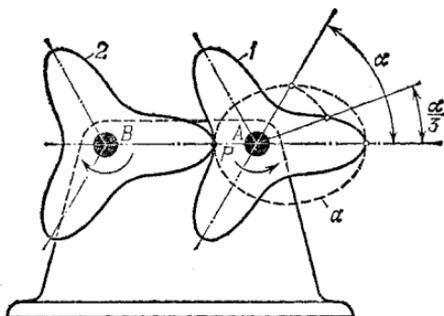
Колеса 1 и 2 вращаются вокруг неподвижных осей A и B . Профиль каждого колеса образован двумя одинаковыми и симметричными участками кривой овальной типа. Эти участки профилей получены изменением углов α эллипса a в отношении $m = 1/2$. Профили колес являются центроидами в относительном движении колес. Передаточное отношение u_{12} в каждом положении механизма без учета знака равно

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{BP}{AP},$$

где ω_1 и ω_2 — угловые скорости колес 1 и 2 и P — точка соприкосновения профилей, всегда лежащая на прямой AB . За полный цикл движения механизма среднее передаточное отношение $u_{12} = 1$. Величина передаточного отношения будет двукратно меняться в пределах от

$$u_{\min} = \frac{1-k}{1+k} \text{ до } u_{\max} = \frac{1+k}{1-k}.$$

Величина $k = c/l$, где c — расстояние между фокусами эллипса a и l — большой диаметр эллипса a . Для осуществления полного цикла движения профили колес 1 и 2 снабжаются зубьями.



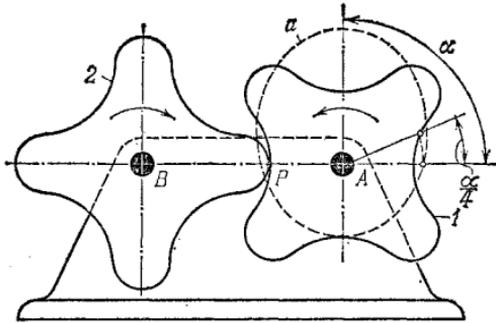
Колеса 1 и 2 вращаются вокруг неподвижных осей А и В. Профиль каждого колеса образован шестью попарно одинаковыми и симметричными участками кривой овального типа. Эти участки профилей получены изменением углов α эллипса a в отношении $m = 1/3$. Профили колес являются центроидами в относительном движении колес. Передаточное отношение u_{12} в каждом положении механизма без учета знака равно

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{BP}{AP},$$

где ω_1 и ω_2 — угловые скорости колес 1 и 2 и P — точка соприкосновения профилей, всегда лежащая на прямой АВ. За полный цикл движения механизма среднее передаточное отношение $u_{12} = 1$. Величина передаточного отношения будет трехкратно меняться в пределах от

$$u_{\min} = \frac{1-k}{1+k} \text{ до } u_{\max} = \frac{1+k}{1-k}.$$

Величина $k = c/l$, где c — расстояние между фокусами эллипса a и l — большой диаметр эллипса a . Для осуществления полного цикла движения профили колес 1 и 2 снабжаются зубьями.



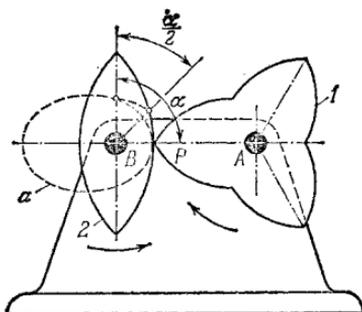
Колеса 1 и 2 вращаются вокруг неподвижных осей A и B . Профиль каждого колеса образован четырьмя попарно одинаковыми и симметричными участками кривой овального типа. Эти участки профилей получены изменением углов α эллипса a в отношении $m = 1/4$. Профили колес являются центроидами в относительном движении колес. Передаточное отношение u_{12} в каждом положении механизма без учета знака равно

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{BP}{AP},$$

где ω_1 и ω_2 — угловые скорости колес 1 и 2 и P — точка соприкосновения профилей, всегда лежащая на прямой AB . За полный цикл движения механизма среднее передаточное отношение $u_{12} = 1$. Величина передаточного отношения будет четырехкратно меняться в пределах от

$$u_{\min} = \frac{1-k}{1+k} \quad \text{до} \quad u_{\max} = \frac{1+k}{1-k}.$$

Величина $k = c/l$, где c — расстояние между фокусами эллипса a и l — большой диаметр эллипса. Для осуществления полного цикла движения профили колес 1 и 2 снабжаются зубьями.



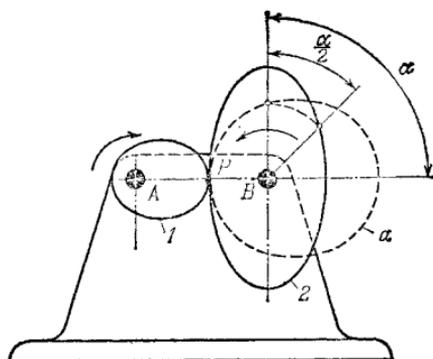
Колеса 1 и 2 вращаются вокруг неподвижных осей А и В. Профиль колеса 2 образован четырьмя попарно одинаковыми и симметричными участками кривой овального типа, полученной изменением углов α эллипса a в отношении $m = 1/2$. Профиль колеса 1 образован шестью участками кривой овального типа, полученной изменением углов α эллипса a с фокусом в точке В в отношении $m = 1/3$. Профили колес 1 и 2 являются центроидами в относительном движении колес. Передаточное отношение u_{12} в каждом положении механизма без учета знака равно

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{BP}{AP},$$

где ω_1 и ω_2 — угловые скорости колес 1 и 2 и P — точка соприкосновения профилей, всегда лежащая на прямой АВ. За полный цикл движения механизма среднее передаточное отношение $u_{21} = \frac{3}{2} = 1,5$. Величина передаточного отношения будет меняться в пределах от

$$u_{\min} = \frac{1-k}{1+k} \quad \text{до} \quad u_{\max} = \frac{1+k}{1-k}.$$

Величина $k = c/l$, где c — расстояние между фокусами эллипса a и l — большой диаметр эллипса. Для осуществления полного цикла движения профили колес 1 и 2 снабжаются зубьями,



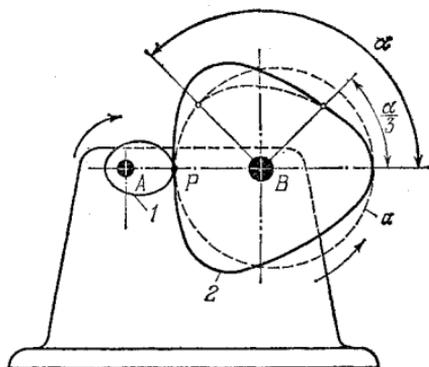
Колеса 1 и 2 вращаются вокруг неподвижных осей А и В. Профиль колеса 1 является эллипсом с фокусом в точке А. Профиль колеса 2 образован двумя равными и симметричными участками кривой овального типа, полученной изменением углов α эллипса a в отношении $m = 1/2$. Отношение n длин профилей колес 2 и 1 равно $n = 2$. Профили колес 1 и 2 являются центроидами в относительном движении колес. Передаточное отношение u_{12} в каждом положении механизма без учета знака равно

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{BP}{AP},$$

где ω_1 и ω_2 — угловые скорости колес 1 и 2 и P — точка соприкосновения профилей, всегда лежащая на прямой AB . За полный цикл движения механизма среднее передаточное отношение $u_{12} = 2$. Величина передаточного отношения будет меняться в пределах от

$$u_{\min} = \frac{l_1}{l_2} \frac{1-k_1}{1+k_2} \quad \text{до} \quad u_{\max} = \frac{l_1}{l_2} \frac{1+k_1}{1-k_2}.$$

Величины k_1 и k_2 соответственно равны $k_1 = c_1/l_1$ и $k_2 = c_2/l_2$, где c_1 и c_2 — расстояния между фокусами эллипса a и эллиптического колеса 1 и l_1 и l_2 — большие диаметры этих эллипсов. Для осуществления полного цикла движения профили колес 1 и 2 снабжаются зубьями.



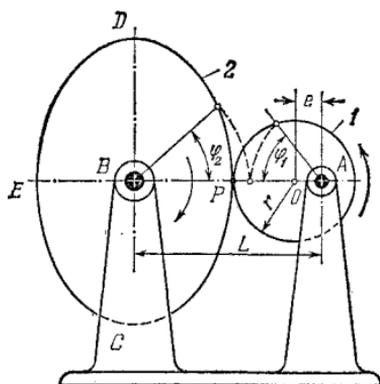
Колеса 1 и 2 вращаются вокруг неподвижных осей A и B . Профиль колеса 1 является эллипсом с фокусом в точке A . Профиль колеса 2 образован тремя одинаковыми и симметричными участками кривой овального типа, полученной изменением углов α эллипса a в отношении $m = 1/3$. Отношение длин профилей колес 2 и 1 равно $n = 3$. Профили колес 1 и 2 являются центроидами в относительном движении колес. Передаточное отношение u_{12} в каждом положении механизма без учета знака равно

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{BP}{AP},$$

где ω_1 и ω_2 — угловые скорости колес 1 и 2 и P — точка соприкосновения профилей, всегда лежащая на прямой AB . За полный цикл движения механизма среднее передаточное отношение $u_{12} = 3$. Величина передаточного отношения будет меняться в пределах от

$$u_{\min} = \frac{l_1}{l_2} \frac{1-k_1}{1+k_2} \quad \text{до} \quad u_{\max} = \frac{l_1}{l_2} \frac{1+k_1}{1-k_2}.$$

Величины k_1 и k_2 соответственно равны $k_1 = c_1/l_1$ и $k_2 = c_2/l_2$, где c_1 и c_2 — расстояния между фокусами эллипса a и эллиптического колеса 1 и l_1 и l_2 — большие диаметры этих эллипсов. Для осуществления полного цикла движения профили колес 1 и 2 снабжаются зубьями.



Колеса 1 и 2 вращаются вокруг неподвижных осей A и B. Профиль колеса 1 является окружностью с центром в точке O. Профиль колеса 2 образован двумя одинаковыми и симметричными кривыми DPC и DEC. Профили колес 1 и 2 являются центроидами в относительном движении колес. Межосевое расстояние L удовлетворяет условию

$$L \approx r(1+u) \left[1 - \frac{(u-2)\varepsilon^2}{4u} + \frac{(-3u^3 + 2u^2 + 12u + 24)\varepsilon^4}{64u^3} \right],$$

где r — радиус круглого колеса 1, $\varepsilon = e/r$ — отношение эксцентриситета e к радиусу r и u — среднее передаточное отношение, равное $u = u_{12} = 1, 2, 3, 4, \dots$ Углы φ_1 и φ_2 поворота центроид 1 и 2 связаны соотношением

$$\varphi_2 = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{\sqrt{r^2 - e^2 \sin^2 \varphi_1} - e \cos \varphi_1}{L - \sqrt{r^2 - e^2 \sin^2 \varphi_1} + e \cos \varphi_1} d\varphi_1.$$

Передаточное отношение u_{12} без учета знака равно

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{BP}{AP},$$

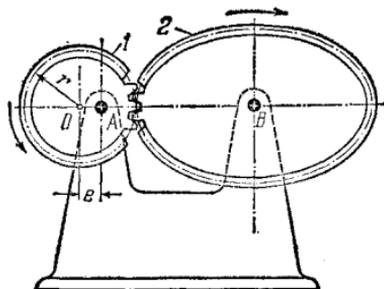
где ω_1 и ω_2 — угловые скорости колес 1 и 2 и P — точка соприкосновения профилей, всегда лежащая на прямой AB. Передаточное отношение u_{12} , выраженное через параметры колес, равно

$$u_{12} = \frac{L}{\sqrt{r^2 - e^2 \sin^2 \varphi_1} - e \cos \varphi_1} - 1.$$

Величина передаточного отношения u_{12} будет меняться в пределах от

$$u_{\min} = \frac{1-\varepsilon}{m-(1-\varepsilon)} \text{ до } u_{\max} = \frac{1+\varepsilon}{m-(1+\varepsilon)},$$

где $m = L/r$. Для осуществления полного цикла движения профили колес 1 и 2 снабжаются зубьями. В рассматриваемом механизме среднее передаточное отношение $u_{12} = 2$. Длины дуг DPC и DEG равны $2\pi r$.

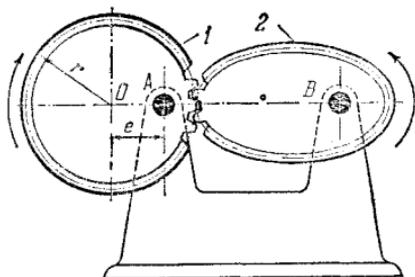


Колеса 1 и 2 вращаются вокруг неподвижных осей A и B. Центр O колеса 1 расположен эксцентрично по отношению к оси вращения A. Величина эксцентриситета равна e . Радиус начальной окружности колеса 1 равен r . Длина профиля centroиды колеса 2 равна $4\pi r$. Профили колес 1 и 2 являются centroидами в относительном движении колес. За полный цикл движения механизма величина среднего передаточного отношения без учета знака равна

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1} = 2,$$

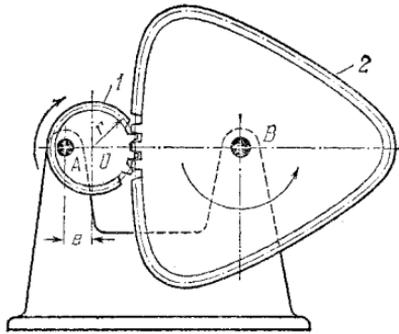
где z_1 и z_2 — числа зубьев колес 1 и 2. Величина передаточного отношения будет двукратно меняться в пределах:

- при $e = 0,1 r$ от $u_{\min} = 1,73$ до $u_{\max} = 2,33$;
- при $e = 1/6 r$ от $u_{\min} = 1,57$ до $u_{\max} = 2,60$;
- при $e = 0,2 r$ от $u_{\min} = 1,50$ до $u_{\max} = 2,75$;
- при $e = 1/4 r$ от $u_{\min} = 1,40$ до $u_{\max} = 3,00$;
- при $e = 0,3 r$ от $u_{\min} = 1,31$ до $u_{\max} = 3,29$;
- при $e = 1/3 r$ от $u_{\min} = 1,25$ до $u_{\max} = 3,50$;
- при $e = 0,4 r$ от $u_{\min} = 1,14$ до $u_{\max} = 4,00$;
- при $e = 0,5 r$ от $u_{\min} = 1,00$ до $u_{\max} = 5,00$;
- при $e = 0,6 r$ от $u_{\min} = 0,88$ до $u_{\max} = 6,50$;
- при $e = 2/3 r$ от $u_{\min} = 0,80$ до $u_{\max} = 8,00$;
- при $e = 0,7 r$ от $u_{\min} = 0,77$ до $u_{\max} = 9,00$;
- при $e = 3/4 r$ от $u_{\min} = 0,72$ до $u_{\max} = 11,0$.



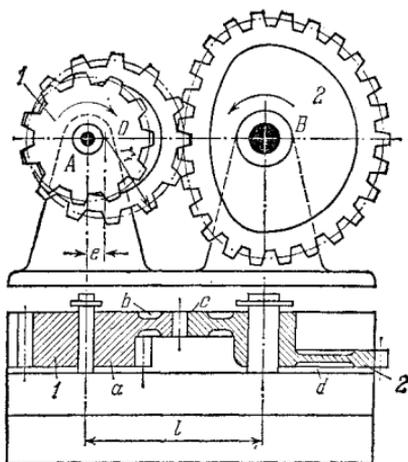
Колеса 1 и 2 вращаются вокруг неподвижных осей A и B. Центр O колеса 1 расположен эксцентрично по отношению к оси вращения A. Величина эксцентриситета равна e . Радиус начальной окружности колеса 1 равен r . Длина профиля центроиды колеса 2 равна $2\pi r$. Профили колес 1 и 2 являются центроидами в относительном движении колес. За полный цикл движения механизма величина среднего передаточного отношения без учета знака равна $u_{12} = \frac{z_2}{z_1} = 1$, где $z_1 = z_2$ — числа зубьев колес 1 и 2. Величина передаточного отношения будет однократно меняться в пределах:

- при $e = 0,1 r$ от $u_{\min} = 0,82$ до $u_{\max} = 1,23$;
- при $e = \frac{1}{6} r$ от $u_{\min} = 0,73$ до $u_{\max} = 1,41$;
- при $e = 0,2 r$ от $u_{\min} = 0,68$ до $u_{\max} = 1,53$;
- при $e = \frac{1}{4} r$ от $u_{\min} = 0,63$ до $u_{\max} = 1,71$;
- при $e = 0,3 r$ от $u_{\min} = 0,57$ до $u_{\max} = 1,92$;
- при $e = \frac{1}{3} r$ от $u_{\min} = 0,54$ до $u_{\max} = 2,08$;
- при $e = 0,4 r$ от $u_{\min} = 0,49$ до $u_{\max} = 2,47$;
- при $e = 0,5 r$ от $u_{\min} = 0,42$ до $u_{\max} = 3,25$;
- при $e = 0,6 r$ от $u_{\min} = 0,36$ до $u_{\max} = 4,45$;
- при $e = \frac{2}{3} r$ от $u_{\min} = 0,33$ до $u_{\max} = 5,67$;
- при $e = 0,7 r$ от $u_{\min} = 0,32$ до $u_{\max} = 6,48$;
- при $e = \frac{3}{4} r$ от $u_{\min} = 0,30$ до $u_{\max} = 8,13$.



Колеса 1 и 2 вращаются вокруг неподвижных осей А и В. Центр О колеса 1 расположен эксцентрично по отношению к оси вращения А. Величина эксцентриситета равна e . Радиус начальной окружности колеса 1 равен r . Длина профиля центроиды колеса 2 равна $6\pi r$. Профили колес 1 и 2 являются центроидами в относительном движении колес. За полный цикл движения механизма величина среднего передаточного отношения без учета знака равна $u_{12} = \frac{z_2}{z_1} = 3$, где z_1 и z_2 — числа зубьев колес 1 и 2. Величина передаточного отношения будет трехкратно меняться в пределах:

- при $e = 0,1 r$ от $u_{\min} = 2,65$ до $u_{\max} = 3,44$;
- при $e = 1/6 r$ от $u_{\min} = 2,42$ до $u_{\max} = 3,79$;
- при $e = 0,2 r$ от $u_{\min} = 2,32$ до $u_{\max} = 3,98$;
- при $e = 1/4 r$ от $u_{\min} = 2,18$ до $u_{\max} = 4,31$;
- при $e = 0,3 r$ от $u_{\min} = 2,05$ до $u_{\max} = 4,67$;
- при $e = 1/3 r$ от $u_{\min} = 1,97$ до $u_{\max} = 4,94$;
- при $e = 0,4 r$ от $u_{\min} = 1,81$ до $u_{\max} = 5,58$;
- при $e = 0,5 r$ от $u_{\min} = 1,61$ до $u_{\max} = 6,83$;
- при $e = 0,6 r$ от $u_{\min} = 1,42$ до $u_{\max} = 8,70$;
- при $e = 2/3 r$ от $u_{\min} = 1,31$ до $u_{\max} = 10,6$;
- при $e = 0,7 r$ от $u_{\min} = 1,26$ до $u_{\max} = 11,8$;
- при $e = 3/4 r$ от $u_{\min} = 1,18$ до $u_{\max} = 16,3$.



Колеса 1 и 2 вращаются вокруг неподвижных осей A и B. Сдвоенное колесо 1 состоит из круглых колес a и b. Геометрический центр колеса a совпадает с осью A. Геометрический центр O колеса b имеет эксцентриситет e. Колесо 2 состоит из половины некруглого колеса c и половины круглого колеса d. За два оборота колеса 1 колесо 2 делает один оборот и величина среднего передаточного отношения механизма $u_{12} = 2$. При этом, когда в зацеплении находятся части a и d колес 1 и 2, передаточное отношение u_{12} постоянно и без учета знака равно $u_{12} = 2$. Когда в зацеплении находятся части b и c колес 1 и 2, передаточное отношение u_{12} меняется в пределах от

$$u_{\min} = \frac{1 - \varepsilon}{m - (1 - \varepsilon)} \quad \text{до} \quad u_{\max} = \frac{1 + \varepsilon}{m - (1 + \varepsilon)}.$$

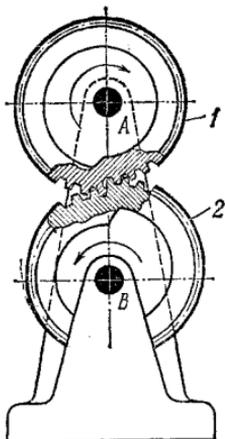
Величины ε и m равны $\varepsilon = \frac{e}{r_1}$ и $m = \frac{l}{r_1}$, где r_1 — радиус начальной окружности колеса b и l — межосевое расстояние.

2198

ТРЕХЗВЕННЫЙ ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ
НЕКРУГЛЫХ СПИРАЛЬНЫХ КОЛЕС

ПЗ

Т



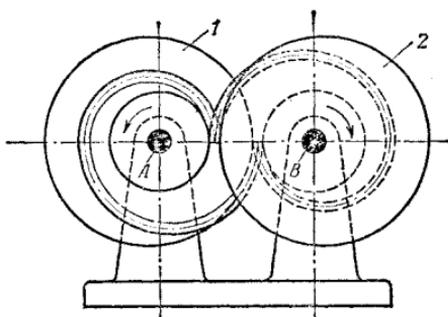
Некруглые зубчатые колеса *1* и *2* вращаются вокруг неподвижных осей *A* и *B*. Центроиды колес представляют собою две равные спирали. При равномерном вращении колеса *1* колесо *2* вращается неравномерно. В моменты перехода зацепления с конца спирали на ее начало происходит соударение звеньев *1* и *2*.

2199

ТРЕХЗВЕННЫЙ ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ
СПИРАЛЬНЫХ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС

ПЗ

Т



По поверхности усеченных конусов *1* и *2*, вращающихся вокруг неподвижных осей *A* и *B*, расположены зубья, осевые линии которых в проекции на плоскости чертежа имеют очертания одинаковых логарифмических спиралей. При вращении конуса *1* в направлении, противоположном движению часовой стрелки, угловая скорость конуса *2* постепенно убывает.

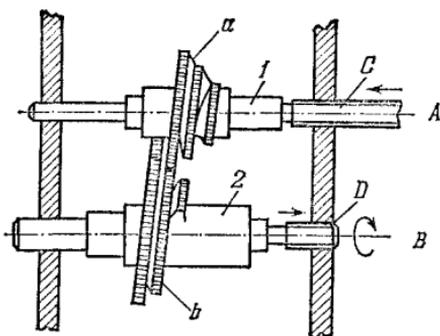
2200

ТРЕХЗВЕННЫЙ УЛИТОЧНЫЙ МЕХАНИЗМ С ВИНТОВЫМ ДВИЖЕНИЕМ ЗВЕНЬЕВ

ПЗ

Т

Звено 1, вращающееся вокруг неподвижной оси *A*, входит в винтовую пару *C* со стойкой. Со звеном 1 жестко связано улиточное зубчатое колесо *a*, выполненное в форме пространственной спирали. Колесо *a* входит в зацепление с улиточным колесом *b*, жестко связанным со звеном 2, вращающимся вокруг неподвижной



оси *B* и входящим в винтовую пару *D* со стойкой. При равномерном вращении звена 1 звено 2 вращается неравномерно.

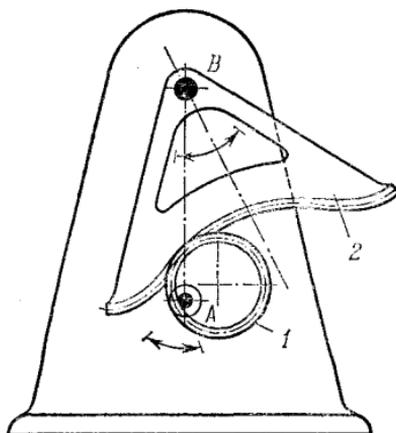
2201

ТРЕХЗВЕННЫЙ ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ СКРИВОЛИНЕЙНОЙ КАЧАЮЩЕЙСЯ РЕЙКОЙ И КРУГЛЫМ КОЛЕСОМ

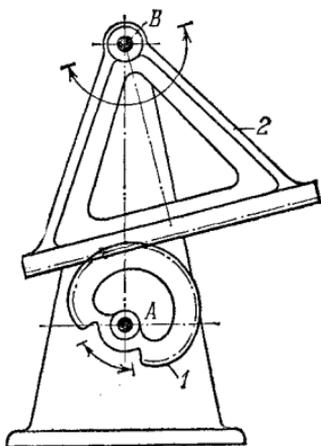
ПЗ

Т

Круглое колесо 1, вращающееся вокруг эксцентрично расположенной неподвижной оси *A*, входит в зацепление с криволинейной рейкой 2, вращающейся вокруг неподвижной оси *B*. При вращении колеса 1 в двух противоположных направлениях рейка 2 совершает качательное движение вокруг оси *B*.

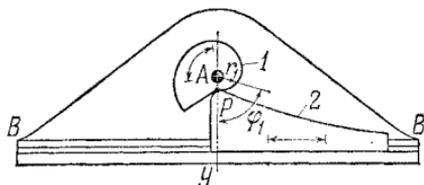


2202	ТРЕХЗВЕННЫЙ ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ С КАЧАЮЩЕЙСЯ РЕЙКОЙ	ПЗ
		Т



Некруглое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A, входит в зацепление с рейкой 2, вращающейся вокруг неподвижной оси B. При вращении колеса 1 в двух противоположных направлениях рейка 2 совершает качательное движение вокруг оси B.

2203	ТРЕХЗВЕННЫЙ ЦЕНТРОИДНЫЙ МЕХАНИЗМ С НЕКРУГЛЫМ КОЛЕСОМ И КРИВОЛИНЕЙНОЙ РЕЙКОЙ	ПЗ
		Т



Колесо 1 вращается вокруг неподвижной оси A. Рейка 2 движется поступательно вдоль неподвижных направляющих B — B. Профили колеса 1 и рейки 2 являются центроидами в относительном движении колеса и рейки. Угол поворота φ_1 и угловая скорость ω_1 колеса 1 связаны с перемещением s_2 и скоростью v_2 рейки 2 соотношением $\frac{v_2}{\omega_1} = \frac{ds_2}{d\varphi_1} = AP$, где P — точка соприкосновения профилей, всегда лежащая на прямой Ay, перпендикулярной к оси направляющей B — B. В рассматриваемом механизме профиль колеса 1 образован участком архимедовой спирали, уравнение которой $r_1 = 2a\varphi_1$, где r_1 — радиус-вектор спирали и a — постоянная спирали. Перемещение s_2 рейки 2 равно $s_2 = a\varphi_1^2$, т. е. механизм воспроизводит квадратическую зависимость и профиль рейки 2 будет образован участком параболы.

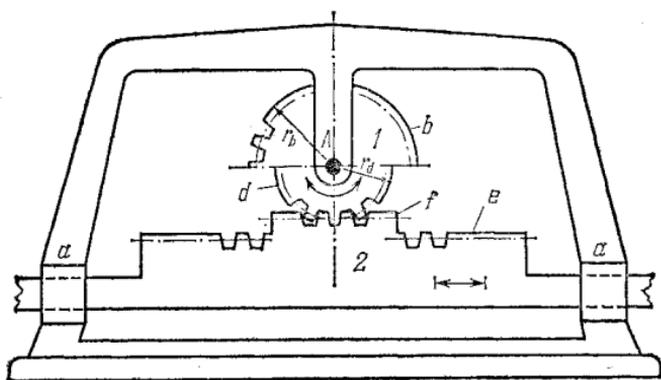
Профили колеса 1 и рейки 2 являются центроидами в относительном движении колеса и рейки. Угол поворота φ_1 и угловая скорость ω_1 колеса 1 связаны с перемещением s_2 и скоростью v_2 рейки 2 соотношением $\frac{v_2}{\omega_1} = \frac{ds_2}{d\varphi_1} = AP$, где P — точка соприкосновения профилей, всегда лежащая на прямой Ay, перпендикулярной к оси направляющей B — B. В рассматриваемом механизме профиль колеса 1 образован участком архимедовой спирали, уравнение которой $r_1 = 2a\varphi_1$, где r_1 — радиус-вектор спирали и a — постоянная спирали. Перемещение s_2 рейки 2 равно $s_2 = a\varphi_1^2$, т. е. механизм воспроизводит квадратическую зависимость и профиль рейки 2 будет образован участком параболы.

2204

ТРЕХЗВЕННЫЙ ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ
СО СКАЧКООБРАЗНЫМ ДВИЖЕНИЕМ
РЕЙКИ

ПЗ

Т



Зубчатое колесо 1 вращается вокруг неподвижной оси A . Рейка 2 движется поступательно в неподвижных направляющих $a - a$. Колесо 1 состоит из двух зубчатых сегментов b и d с центральными углами 180° . Рейка 2 состоит из двух реек e и f . При равномерном вращении колеса 1 рейка 2 движется скачкообразно, изменяя свою скорость от $v_2' = \omega_1 r_b$ до $v_2'' = \omega_1 r_d$, где ω_1 — угловая скорость колеса 1, а r_b и r_d — радиусы начальных окружностей секторов b и d .

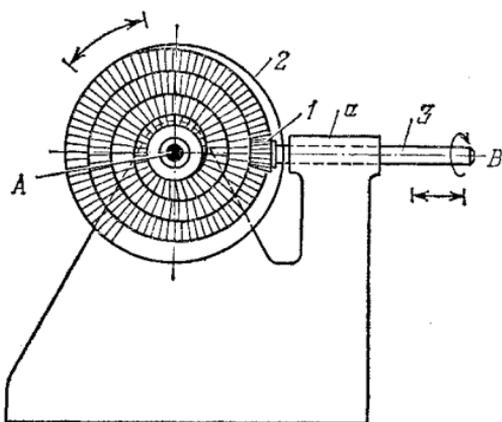
2205

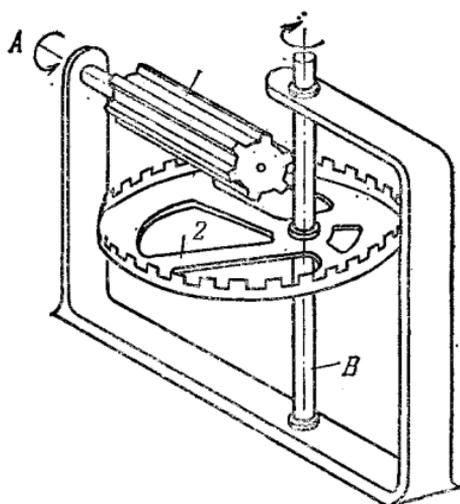
ТРЕХЗВЕННЫЙ ПРОСТРАНСТВЕННЫЙ
ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ
СО СПИРАЛЬНО-КОНИЧЕСКИМ КОЛЕСОМ

ПЗ

Т

Колесо 2, вращающееся вокруг неподвижной оси A , имеет конические зубья, расположенные по логарифмической спирали. Коническое колесо 1, жестко посаженное на вал 3, вращается вокруг неподвижной геометрической оси B , двигаясь поступательно вдоль оси B в направляющей a . При равномерном возвратно-вращательном движении колеса 2 вал 3 совершает винтовое движение с постоянной скоростью вдоль оси B .





Круглое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси *A*, входит в зацепление с круглым колесом 2, вращающимся вокруг неподвижной оси *B*. Оси *A* и *B* пересекаются под углом 90° . Колесо 2 закреплено эксцентрично относительно своей геометрической оси. Среднее передаточное отношение механизма равно

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1},$$

где ω_1, ω_2 , r_1 и r_2 — угловые скорости и радиусы начальных окружностей колес 1 и 2. Величина передаточного отношения будет меняться в пределах от

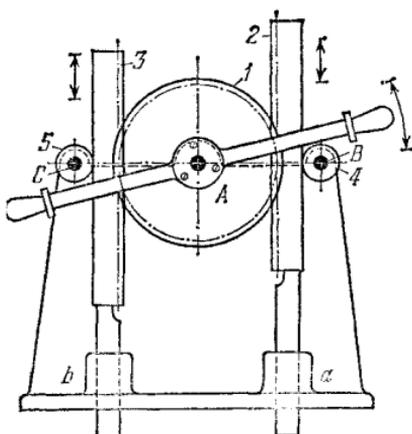
$$u_{\min} = \frac{r_2 - e}{r_1} \quad \text{до} \quad u_{\max} = \frac{r_2 + e}{r_1},$$

где e — эксцентриситет колеса 2.

2. МЕХАНИЗМЫ ЧЕТЫРЕХЗВЕННЫЕ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ (2207—2211)

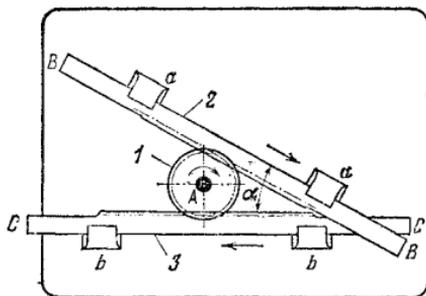
2207	ЧЕТЫРЕХЗВЕННЫЙ ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ ПРИВОДА ДВУХ ПАРАЛЛЕЛЬНЫХ РЕЕК	ПЗ <hr/> Ч
------	---	---------------

Зубчатое колесо *1*, вращающееся вокруг неподвижной оси *A*, входит в зацепление с двумя параллельными зубчатыми рейками *2* и *3*, движущимися поступательно в неподвижных направляющих *a* и *b*. При вращении колеса *1* рейки движутся возвратно-поступательно в противоположных направлениях с равными скоростями. Рейки *2* и *3* скользят по валикам *4* и *5*, вращающимся вокруг неподвижных осей *B* и *C*.



2208	ЧЕТЫРЕХЗВЕННЫЙ ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ ПРИВОДА ДВУХ НЕПАРАЛЛЕЛЬНЫХ РЕЕК	ПЗ <hr/> Ч
------	---	---------------

Зубчатое колесо *1*, вращающееся вокруг неподвижной оси *A*, входит в зацепление с двумя зубчатыми рейками *2* и *3*, движущимися поступательно в неподвижных направляющих *a* — *a* и *b* — *b*. Оси реек *C* и *B* образуют постоянный угол α . При вращении колеса *1* рейки движутся поступательно с равными скоростями и, следовательно, имеют равные перемещения по осям *B* — *B* и *C* — *C*.

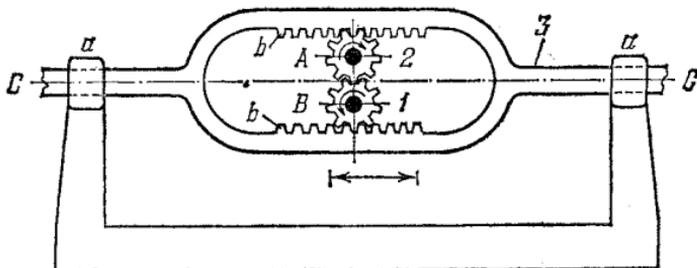


2209

ЧЕТЫРЕХЗВЕННЫЙ
ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ
С ДВУХСТОРОННЕЙ РЕЙКОЙ

ПЗ

Ч



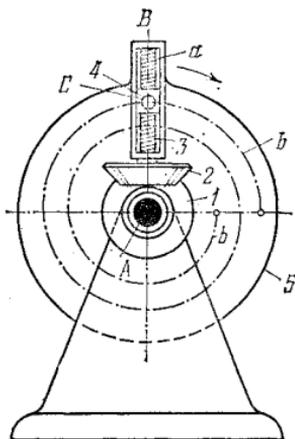
Зубчатые колеса 1 и 2 вращаются вокруг неподвижных осей B и A. Звено 3 движется поступательно вдоль оси C — C в направляющих $a - a$. Колеса 1 и 2, имеющие одинаковое число зубьев, входят в зацепление друг с другом и верхней и нижней внутренними зубчатыми сторонами звена 3. При вращении колеса 1 в направлении, указанном стрелкой, звено 3 перемещается вправо. При изменении направления вращения колеса 1 звено 3 перемещается влево.

2210

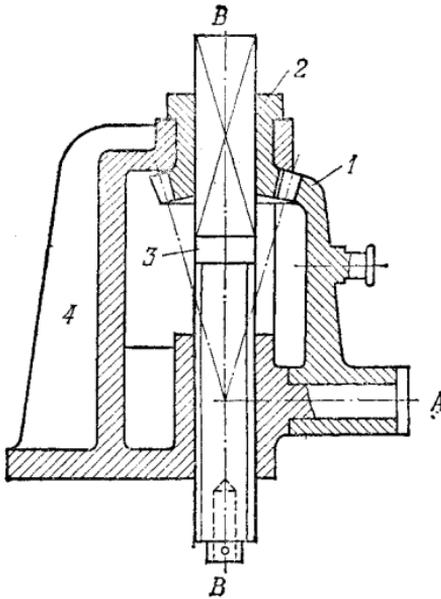
ЧЕТЫРЕХЗВЕННЫЙ ЗУБЧАТО-ВИНТОВОЙ
ПЛАНЕТАРНЫЙ МЕХАНИЗМ

ПЗ

Ч



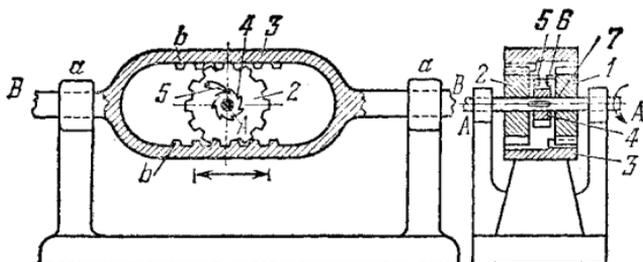
Подвижное коническое колесо 2 обегает неподвижное коническое колесо 1. Колесо 2 вращается вокруг оси B и вместе со звеном 5 вращается вокруг неподвижной оси A. С колесом 2 жестко связан винт 3, входящий в винтовую пару с ползуном 4, скользящим в направляющих a звена 5. При вращении звена 5 вокруг оси A точка C звена 4 описывает участок архимедовой спирали b .



Конический зубчатый сегмент 1, вращающийся вокруг неподвижной оси *A*, входит в зацепление с коническим колесом 2, вращающимся вокруг неподвижной оси *B — B*. Колесо 2 скользит по призматической направляющей звена 3, входящего в винтовую пару со стойкой 4. При колебательном движении сегмента 1 звено 3 совершает винтовое движение относительно стойки 4.

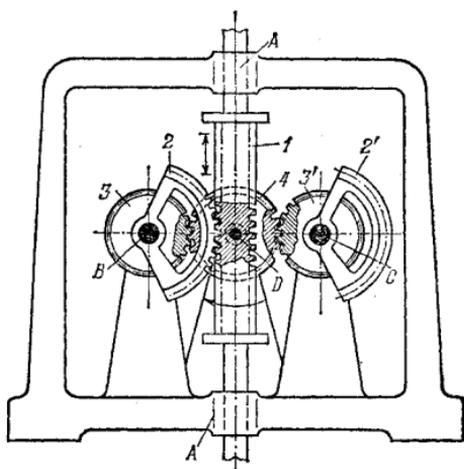
3. МЕХАНИЗМЫ ПЯТИЗВЕННЫЕ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ (2212—2214)

2212	ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ С ДВУХСТОРОННЕЙ РЕЙКОЙ И ХРАПОВЫМ КОЛЕСОМ	ПЗ
		П

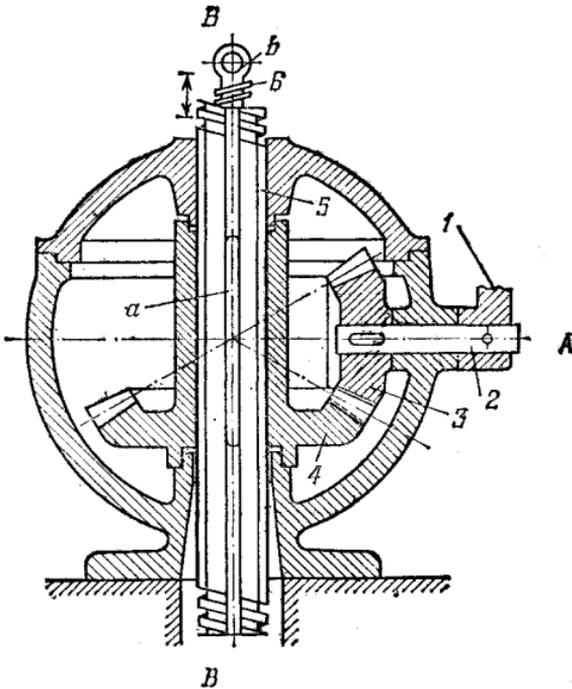


Зубчатые колеса 1 и 2 вращаются вокруг неподвижной оси А. Звено 3 движется поступательно вдоль оси В в неподвижных направляющих а — а. Колеса 1 и 2 свободно вращаются на валу 7, а храповое колесо 4 жестко скреплено с валом 7. На колесах 1 и 2 свободно вращаются храповые собачки 6 и 5, входящие в зацепление с храповым колесом 4. Собачки расположены так, чтобы при возвратно-поступательном движении звена 3 стороны рейки этого звена попеременно входили в зацепление с колесами 1 и 2 и через собачки 6 и 5 передавали движение храповому колесу 4 и валу 7, сообщая этому валу вращение в одном и том же направлении.

2213	ПЯТИЗВЕННЫЙ ЗУБЧАТЫЙ РЕЕЧНЫЙ МЕХАНИЗМ С ДВУМЯ ВЫХОДНЫМИ СЕКТОРАМИ	ПЗ
		П



Зубчатая рейка 1 движется возвратно-поступательно в неподвижных направляющих А — А. Рычажные зубчатые секторы 2 и 2' вращаются вокруг неподвижных осей В и С. С секторами 2 и 2' жестко связаны одинаковые зубчатые колеса 3 и 3', входящие в зацепление с зубчатой рейкой 1, вращающейся вокруг неподвижной оси D.



Конические колеса 3 и 4 вращаются вокруг неподвижных осей А и В. Вращение рукоятки 1 через вал 2 и конические зубчатые колеса 3 и 4 передается винту 5, который входит в винтовую пару со стойкой и в поступательную пару с колесом 4. Колесо 4 сидит на скользящей шпонке *a*. Винт 6, входящий в винтовую пару с винтом 5, имеет обратную резьбу и удерживается от вращения присоединенным к кольцу *b* звеном (не показанным на чертеже), совершая вместе с ним поступательное движение.

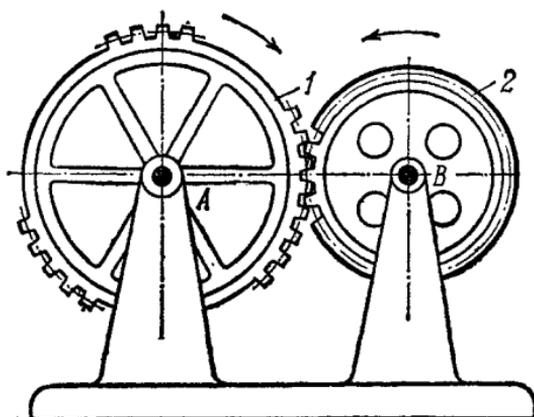
4. МЕХАНИЗМЫ С ОСТАНОВКАМИ (2215-2240)

2215

ТРЕХЗВЕННЫЙ ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ
С ОСТАНОВКАМИ ВЫХОДНОГО КОЛЕСА

ПЗ

0



Колеса 1 и 2 вращаются вокруг неподвижных осей *A* и *B*. Колесо 1 имеет зубья на отдельных участках венца. При вращении колеса 1 колесо 2 имеет различные периоды движения и покоя. Время движения и покоя колеса 2 зависит от чисел зубьев на отдельных участках венца колеса 1. Для предотвращения самопроизвольного движения колеса 2 и предотвращения ударов в моменты вхождения зубьев колес 1 и 2 в зацепление механизм снабжается дополнительными дугами с сопряженными профилями, очерченными по специальному кривым, на рисунке не показанным.

2216

ТРЕХЗВЕННЫЙ ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ
С ОСТАНОВКАМИ ВЫХОДНОГО КОЛЕСА

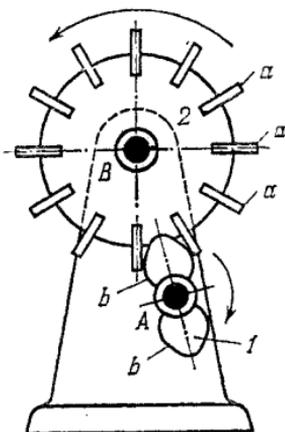
ПЗ

О

Колеса 1 и 2 вращаются вокруг неподвижных осей A и B . Колесо 1 имеет два зуба b . Колесо 2 имеет зубья a прямоугольной формы. При вращении колеса 1 колесо 2 вращается только в те периоды времени, когда зуб b находится в зацеплении с зубом a . При одном обороте колеса 1 колесо 2 поворачивается на угол φ , равный

$$\varphi = \frac{4\pi}{z_2},$$

где z_2 — число зубьев колеса 2. За полный оборот колесо 2 имеет z_2 остановок. В моменты входа зубьев a и b в зацепление имеют место соударения зубьев.



2217

ТРЕХЗВЕННЫЙ ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ
С ОСТАНОВКАМИ ВЫХОДНОГО КОЛЕСА

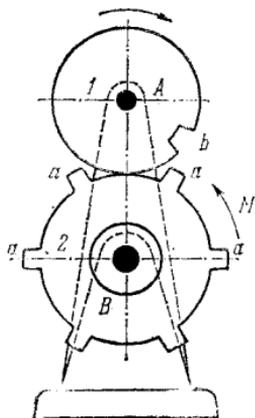
ПЗ

О

Колеса 1 и 2 вращаются вокруг неподвижных осей A и B . Колесо 2 находится под воздействием момента M постоянного знака. Колесо 2 снабжено зубьями a , а колесо 1 имеет вырез b . При вращении колеса 1 колесо 2 вращается только в те периоды времени, когда зубья a находятся в зацеплении с вырезом b . За один оборот колеса 1 колесо 2 поворачивается на угол φ , равный

$$\varphi = \frac{2\pi}{z_2},$$

где z_2 — число зубьев колеса 2. При равномерном вращении колеса 1 колесо 2 совершает прерывистое движение. В моменты входа зубьев a и b в зацепление имеют место соударения зубьев.

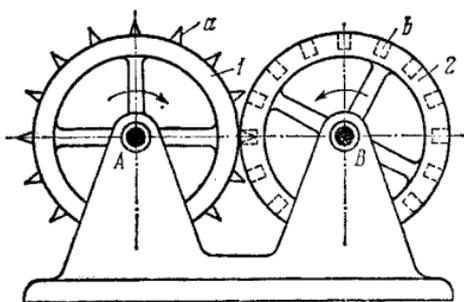


2218

ТРЕХЗВЕННЫЙ ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ
С КОРОТКИМИ ОСТАНОВКАМИ
ВЫХОДНОГО КОЛЕСА

ПЗ

0



Колеса 1 и 2 вращаются вокруг неподвижных осей A и B . Колесо 1 снабжено зубьями a треугольной формы. Колесо 2 имеет впадины b . Число зубьев a равно числу впадин b . Среднее передаточное отношение u_{12} механизма равно $u_{12} = -1$. При равномерном вращении колеса 1 колесо 2 совершает

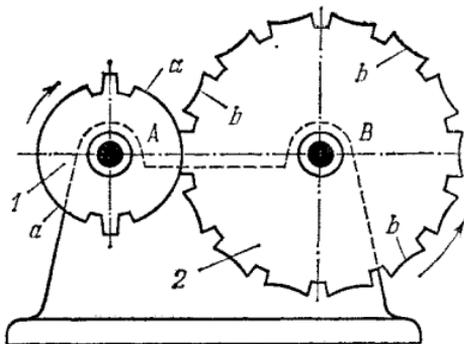
прерывистое движение с короткими остановками.

2219

ТРЕХЗВЕННЫЙ ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ
С РАВНЫМИ ПЕРИОДАМИ ВРЕМЕНИ
ДВИЖЕНИЯ И ПОКОЯ ВЫХОДНОГО
КОЛЕСА

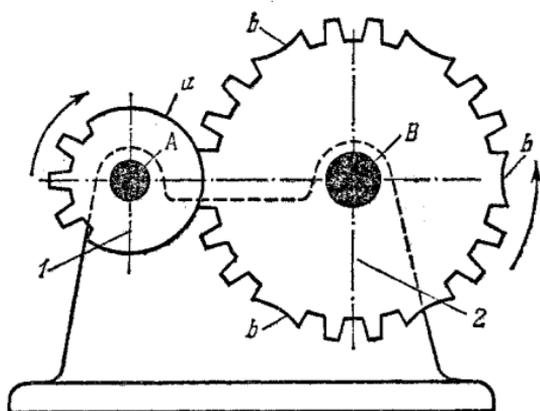
ПЗ

0



Зубчатые колеса 1 и 2 вращаются вокруг неподвижных осей A и B . При вращении колеса в направлении, указанном стрелкой, колесо 2 будет вращаться с остановками. Запирающие дуги a и b предохраняют колесо 2 от самопроизвольного поворота в период остановки. Вследствие симметричного расположения зубьев и запирающих дуг, при равномерном вращении колеса 1, колесо 2

имеет равные по времени периоды движения и покоя.



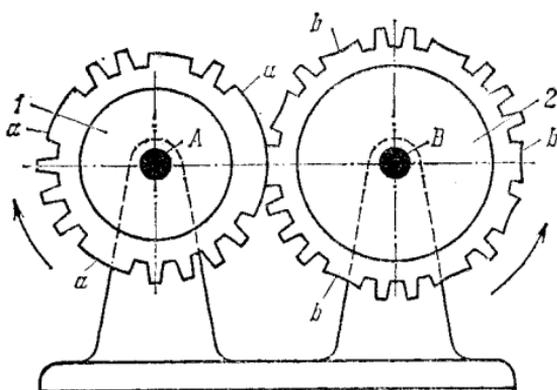
Зубчатые колеса *1* и *2* вращаются вокруг неподвижных осей *A* и *B*. При вращении колеса *1* в направлении, указанном стрелкой, колесо *2* будет вращаться с остановками. Запирающие дуги *a* и *b* предохраняют колесо *2* от самопроизвольного поворота в период остановки. За один оборот колеса *1* колесо *2* поворачивается на угол $\varphi = \frac{\pi}{3}$. Вследствие симметричного расположения зубьев и запирающих дуг, при равномерном вращении колеса *1* колесо *2* имеет равные по времени периоды движения и покоя.

2221

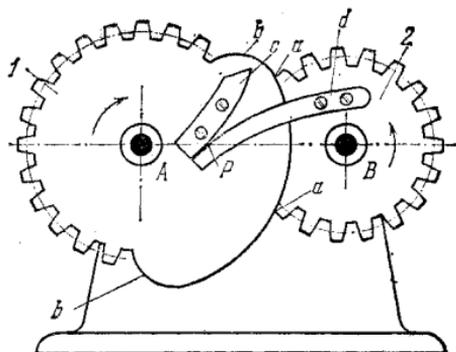
ТРЕХЗВЕННЫЙ ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ
С НЕРАВНЫМИ ПЕРИОДАМИ ВРЕМЕНИ
ДВИЖЕНИЯ И ПОКОЯ ВЫХОДНОГО
КОЛЕСА

ПЗ

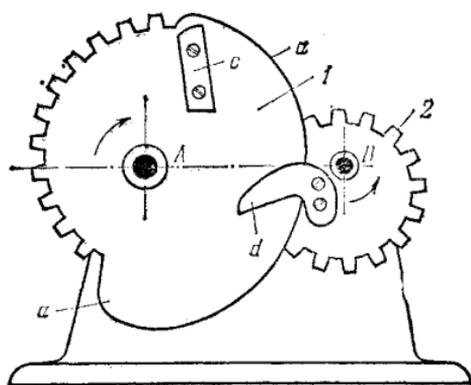
0



Зубчатые колеса 1 и 2 вращаются вокруг неподвижных осей *A* и *B*. При вращении колеса 1 в направлении, указанном стрелкой, колесо 2 будет вращаться с остановками. Запирающие дуги *a* и *b* предохраняют колесо 2 от самопроизвольного поворота в период остановки. Вследствие различного числа зубьев на отдельных участках колес 1 и 2 и различной длины запирающих дуг, при равномерном вращении колеса 1 колесо 2 имеет неравные периоды времени движения и покоя.



Колеса 1 и 2 вращаются вокруг неподвижных осей A и B . При вращении колеса 1 колесо 2 вращается с остановками. Дуга $a - a$ предохраняет колесо 2 от самопроизвольного поворота в периоды покоя. Перекатывающиеся рычаги c и d , укрепленные на колесах 1 и 2, приходя в соприкосновение до момента начала зацепления зубьев, обеспечивают плавное нарастание скорости колеса 2 и тем самым ослабляют удары, могущие возникнуть при входе зубьев в зацепление. Дуги b колеса 1 очерчены меньшим радиусом, чем дуга $a - a$, для того чтобы в момент соприкосновения профилей рычагов c и d колесо 2 могло свободно повернуться. Полюс зацепления P рычагов c и d в течение всего периода зацепления лежит на линии AB , соединяющей центры колес 1 и 2. Относительное движение рычагов c и d происходит без скольжения.



Колеса 1 и 2 вращаются вокруг неподвижных осей A и B . При вращении колеса 1 колесо 2 вращается с остановками. Дуга $a - a$ предохраняет колесо 2 от самопроизвольного поворота в периоды покоя. Перекатывающиеся рычаги c и d , укрепленные на колесах 1 и 2, приходя в соприкосновение до момента начала зацепления зубцов, обеспечивают плавное нарастание скорости колеса 2 и тем самым ослабляют удары, могущие возникнуть при входе зубьев в зацепление. Точка зацепления рычагов c и d лежит на линии центров AB колес 1 и 2 только в начальный момент соприкосновения рычагов. В течение всего остального периода зацепления она лежит вне линии центров AB . Относительное движение рычагов c и d сопровождается скольжением.

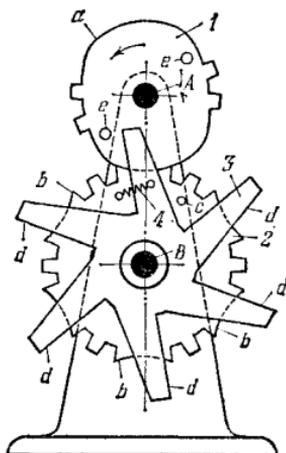
2224

**ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ
С ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОЙ ЗВЕЗДОЧКОЙ
С ОСТАНОВКАМИ ВЫХОДНОГО КОЛЕСА**

ПЗ

○

Зубчатые колеса 1 и 2 вращаются вокруг неподвижных осей А и В. При вращении колеса 1 в направлении, указанном стрелкой, колесо 2 движется с остановками. Запирающие дуги *a* и *b* предохраняют колесо 2 от самопроизвольного поворота. Для уменьшения ударов в моменты вхождения колес 1 и 2 в зацепление на валу свободно посажена звездочка 3 с лучами *d*, число которых равно числу запирающих дуг *b*. Звездочка 3 связана с колесом 2 пружиной 4. Поворот звездочки 3 по часовой стрелке ограничен упором *c*. Перед входом колес 1 и 2 в зацепление одна из цевок *e* колеса 1 входит в соприкосновение с соответствующим лучом и поворачивает звездочку 3 по часовой стрелке, сообщая колесу 2 некоторую начальную скорость и смягчая, таким образом, удары в моменты вхождения колес 1 и 2 в зацепление.



**ТРЕХЗВЕННЫЙ ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ
С ЗАПИРАЮЩИМИ ДУГАМИ
С ОСТАНОВКАМИ ВЫХОДНОГО КОЛЕСА**

2225

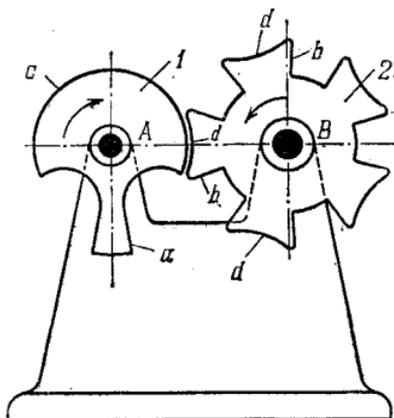
ПЗ

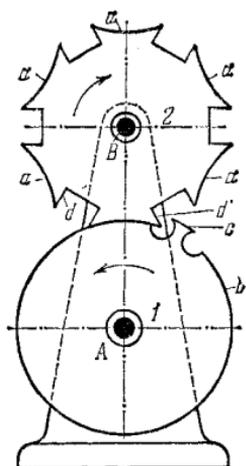
○

Колеса 1 и 2 вращаются вокруг неподвижных осей А и В. Колесо 1 имеет один зуб *a*. При вращении колеса 1 колесо 2 вращается только в те периоды времени, когда зуб *a* находится в зацеплении с зубьями *b* колеса 2. При одном обороте колеса 1 колесо 2 поворачивается на угол φ , равный

$$\varphi = \frac{2\pi}{z_2},$$

где z_2 — число зубьев колеса 2. В рассматриваемом механизме $\varphi = \frac{2\pi}{5}$. Для предотвращения самопроизвольного поворота колеса 2 и фиксации его в периоды остановки колеса 1 и 2 снабжены запирающими дугами *c* и *d*. При равномерном вращении колеса 1 колесо 2 совершает прерывистое движение. В моменты входа зубьев *a* и *b* в зацепление имеют место удары.





Колеса 1 и 2 вращаются вокруг неподвижных осей A и B . Колесо 1 имеет один зуб c . При вращении колеса 1 колесо 2 вращается только в те периоды времени, когда зуб c находится в зацеплении с зубьями d колеса 2. При одном обороте колеса 1 колесо 2 поворачивается на угол φ , равный

$$\varphi = \frac{2\pi}{z_2},$$

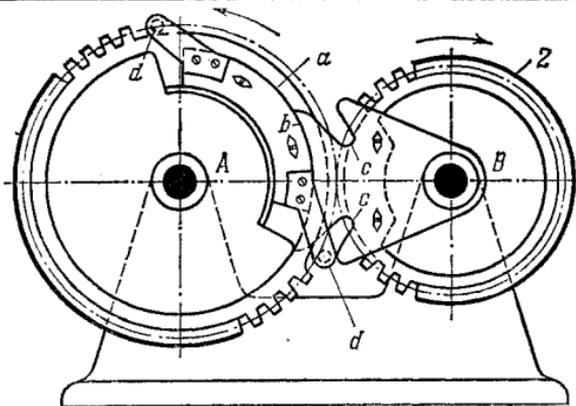
где z_2 — число зубьев колеса 2. В рассматриваемом механизме $\varphi = \frac{\pi}{3}$. Для предотвращения самопроизвольного поворота колеса 2 и фиксации его в периоды остановки колеса 1 и 2 снабжены запирающими дугами b и a . При равномерном вращении колеса 1 колесо 2 совершает прерывистое движение. В моменты входа зубьев a и b в зацепление имеют место соударения зубьев.

2227

ТРЕХЗВЕННЫЙ ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ
С ЗАПИРАЮЩИМИ ДУГАМИ
С ОСТАНОВКОЙ ВЫХОДНОГО КОЛЕСА

ПЗ

0



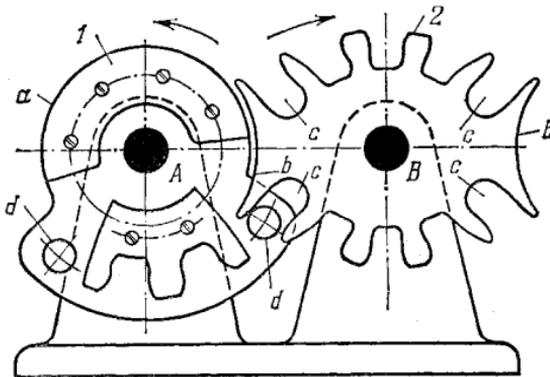
Колеса 1 и 2 вращаются вокруг неподвижных осей *A* и *B*. Колесо 1 сообщает колесу 2 вращательное движение с одной длительной остановкой за один оборот колеса. Во избежание ударов колесо 2 вводится в зацепление и выводится из него при помощи цевок *d* колеса 1, входящих в прорези *c* колеса 2. Дуги *a* и *b*, запирающие колесо 2, предохраняют его от самопроизвольного поворота в период остановки.

2228

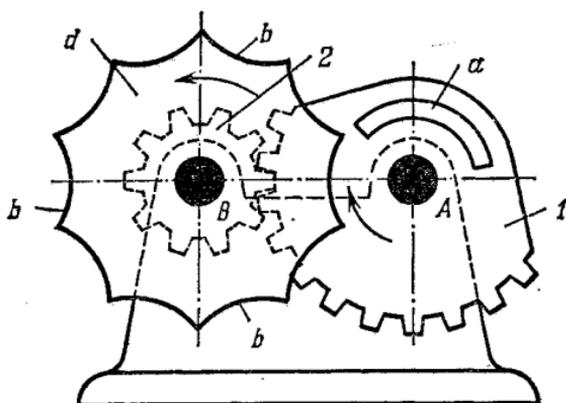
ТРЕХЗВЕННЫЙ ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ
С ЗАПИРАЮЩИМИ ДУГАМИ
С ОСТАНОВКАМИ ВЫХОДНОГО КОЛЕСА

ПЗ

0



Колеса 1 и 2 вращаются вокруг неподвижных осей *A* и *B*. Колесо 1 сообщает колесу 2 вращательное движение с двумя длительными остановками за один оборот колеса 2. Во избежание ударов колесо 2 вводится в зацепление и выводится из него цевками *d* колеса 1, входящими в прорези *c* колеса 2. Дуги *a* и *b*, запирающие колесо 2, предохраняют его от самопроизвольного поворота в периоды остановки.



Зубчатый сектор 1 и колесо 2 вращаются вокруг неподвижных осей A и B. При вращении сектора 1 в направлении, указанном стрелкой, колесо 2 с жестко связанным с ним диском *d* будет вращаться до тех пор, пока зубья сектора 1 не выйдут из зацепления с зубьями колеса 2. После этого дугообразный выступ *a* на колесе 2 будет скользить по запирающей дуге *b* и колесо 2 будет иметь остановку. Угол поворота φ_2 колеса 2 за один полный оборот сектора 1 равняется $\varphi_2 = 2,2\pi$. Поэтому через каждый оборот сектора 1 колесо 2 имеет остановку в положении, отличающемся от предыдущего на угол $\varphi = 0,2\pi$.

Передаточное отношение u_{12} механизма без учета знака равно

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{R_2}{R_1} = \frac{2,2\pi}{\varphi_1},$$

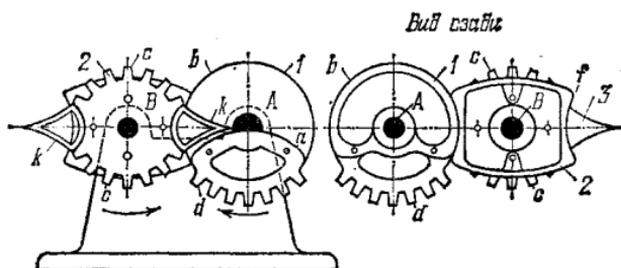
где z_1 , z_2 и R_1 , R_2 — числа зубьев и радиусы сектора 1 и колеса 2 и φ_1 — центральный угол зубчатого сектора 1,

2230

ТРЕХЗВЕННЫЙ ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ
С ПЕРЕХОДНЫМИ И ЗАПИРАЮЩИМИ
ДУГАМИ С ОСТАНОВКАМИ
ВЫХОДНОГО КОЛЕСА

ПЗ

0



Колеса 1 и 2 вращаются вокруг неподвижных осей А и В. Колесо 1 имеет зубчатый сектор *d*, а колесо 2 — два симметрично расположенных зубчатых сектора *c*. При вращении колеса 1 колесо 2 вращается только в те периоды времени, когда сектор *d* находится в зацеплении с секторами *c*. При одном обороте колеса 1 колесо 2 поворачивается на угол $\varphi = 180^\circ$. Для обеспечения безударного вхождения колес 1 и 2 в зацепление колеса снабжены переходными дугами *a* и *k*, профили которых являются участками центровид в относительном движении колес 1 и 2. Для предотвращения самопроизвольного поворота колеса 2 и фиксации его в периоды остановки колеса 1 и 2 снабжены запирающими дугами *b* и *f*.

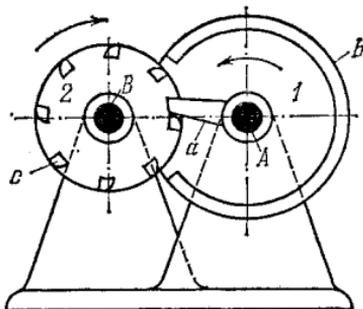
2231

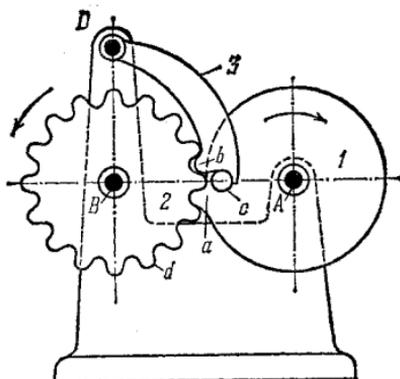
ТРЕХЗВЕННЫЙ ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ
С ЗАПИРАЮЩИМ КОЛЬЦОМ
С ОСТАНОВКАМИ Выходного КОЛЕСА

ПЗ

0

Колеса 1 и 2 вращаются вокруг неподвижных осей А и В. Колесо 2 имеет зубья *c*, расположенные на его торцевой поверхности. Колесо 1 имеет один зуб *a* и запирающее кольцо *b*. При вращении колеса 1 колесо 2 вращается только в те периоды времени, когда зуб *a* находится в зацеплении с зубом *c*. После выхода зуба *a* из зацепления с зубом *c* запирающее кольцо *b* охватывает два соседних зуба, тем самым фиксируя длительную остановку колеса 2. В моменты входа зубьев *a* и *c* в зацепление имеют место соударения зубьев.





Колеса 1 и 2 вращаются вокруг неподвижных осей *A* и *B*. Колесо 1 имеет один зуб *a*. При вращении колеса 1 колесо 2 вращается только в те периоды времени, когда зуб *a* находится в зацеплении с зубьями *d* колеса 2. При одном обороте колеса 1 колесо 2 поворачивается на угол φ , равный

$$\varphi = \frac{2\pi}{z_2},$$

где z_2 — число зубьев колеса 2. Для предотвращения самопроизвольного поворота колеса 2 и фиксации его в периоды остановки выступ *b* собачки 3, вращающейся вокруг неподвижной оси *D*, входит во впадину зубьев колеса 2. Колесо 1 снабжено цевкой *c*, выводящей собачку 3 из зацепления. В моменты входа зубьев *a* и *d* в зацепление имеют место соударения зубьев.

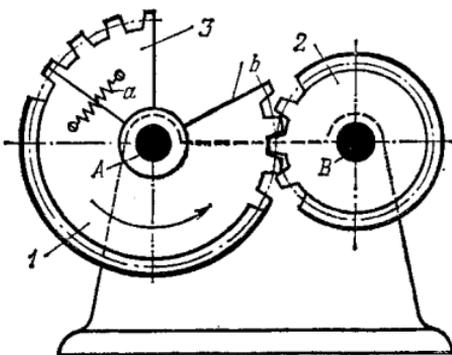
2233

**ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ
С СЕКТОРНЫМ КОЛЕСОМ
С ОСТАНОВКОЙ ВЫХОДНОГО КОЛЕСА**

ПЗ

0

Зубчатый сектор *1* и колесо *2* вращаются вокруг неподвижных осей *A* и *B*. При вращении сектора *1* в направлении, указанном стрелкой, колесо *2* будет вращаться до тех пор, пока не войдет в зацепление дополнительный зубчатый сектор *3*, свободно вращающийся вокруг оси *A*. Когда сектор *3* входит в зацепление с колесом *2*, то пружина *a* растягивается и колесо *2* имеет длительную остановку до тех пор, пока сектор *3* не упрется в край *b* сектора *1*.

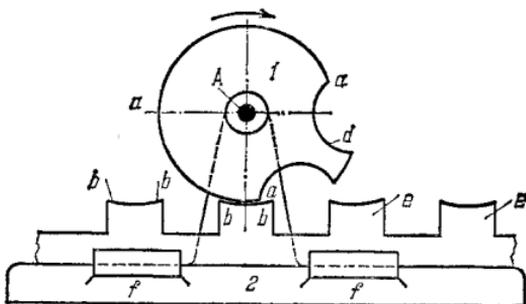


2234

**ТРЕХЗВЕННЫЙ ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ
С ПРЕРЫВИСТЫМ ДВИЖЕНИЕМ РЕЙКИ**

ПЗ

0



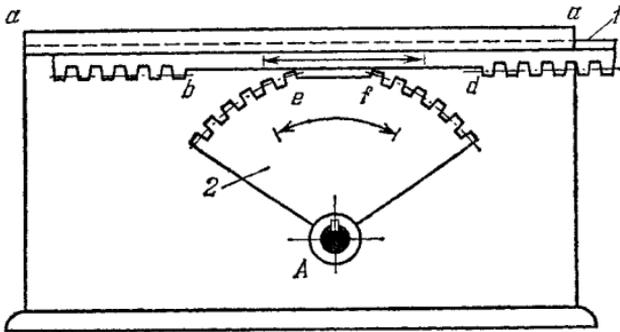
Однозубое ведущее колесо *1* вращается вокруг неподвижной оси *A*. Рейка *2* скользит в неподвижных направляющих *f — f*. При вращении колеса *1* зуб *d* последовательно входит в зацепление с зубьями *e* рейки *2*, сообщая ей прерывистое движение. Запирающие дуги *a* и *b* предохраняют рейку *2* от самопроизвольного поступательного движения.

2235

ТРЕХЗВЕННЫЙ ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ
С ЗАПИРАЮЩЕЙ ПРЯМОЙ
С ОСТАНОВКАМИ

ПЗ

0



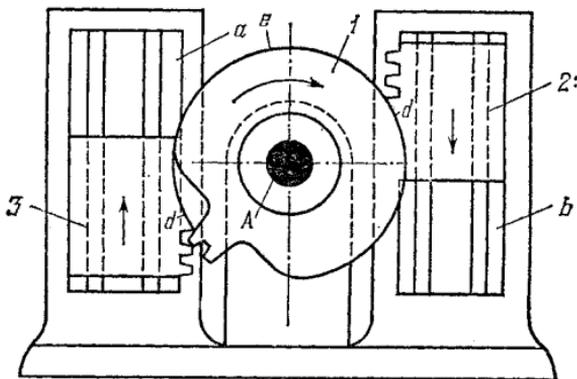
Зубчатая рейка 1 движется возвратно-поступательно в неподвижной направляющей $a - a$. Зубчатый сегмент 2, вращающийся вокруг неподвижной оси A , имеет остановки в период времени скольжения прямолинейного участка bd рейки по зубьям eif .

2256

ЧЕТЫРЕХЗВЕННЫЙ ЗУБЧАТЫЙ
МЕХАНИЗМ С ЗАПИРАЮЩИМИ
ДУГАМИ С ОСТАНОВКАМИ

ПЗ

0



Двузубое колесо 1 вращается вокруг неподвижной оси A . Зубчатые рейки 2 и 3 движутся поступательно в неподвижных направляющих b и a . При вращении колеса 1 в направлении, указанном стрелкой, рейки 2 и 3 движутся поступательно в противоположных направлениях с остановками. Запирающие дуги d на рейках и e на колесе предохраняют рейки 2 и 3 от самопроизвольного движения.

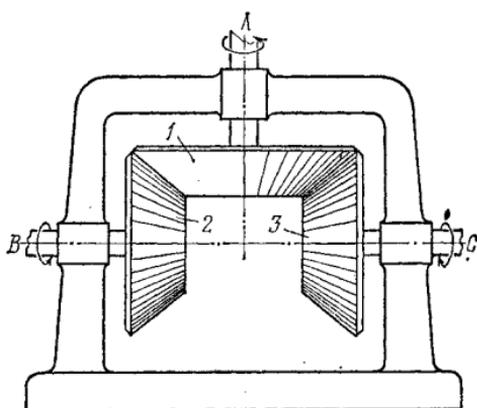
2237

ЧЕТЫРЕХЗВЕННЫЙ ЗУБЧАТЫЙ
МЕХАНИЗМ ПРИВОДА
ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

ПЗ

0

Колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси *A* и имеющее зубья на половине своей поверхности, сообщает колесам 2 и 3, вращающимся вокруг неподвижных осей *B* и *C*, вращение в различные стороны с остановками.

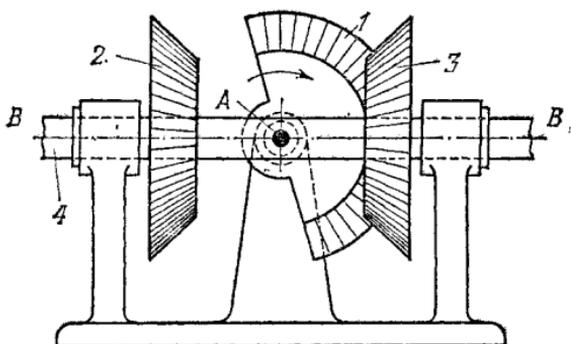


2238

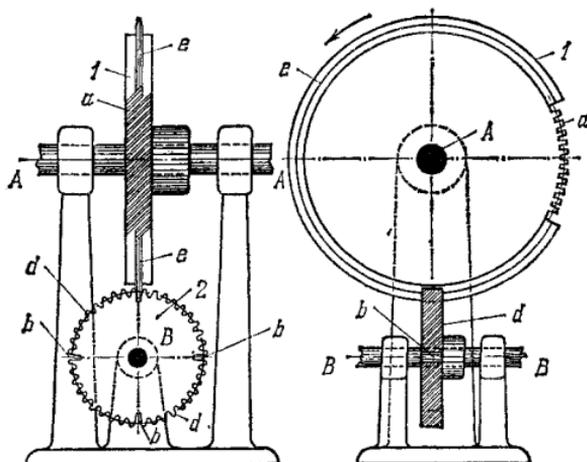
ТРЕХЗВЕННЫЙ ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ
КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС
СО ЗНАКОПЕРЕМЕННЫМ
ВРАЩЕНИЕМ ВЫХОДНОГО КОЛЕСА

ПЗ

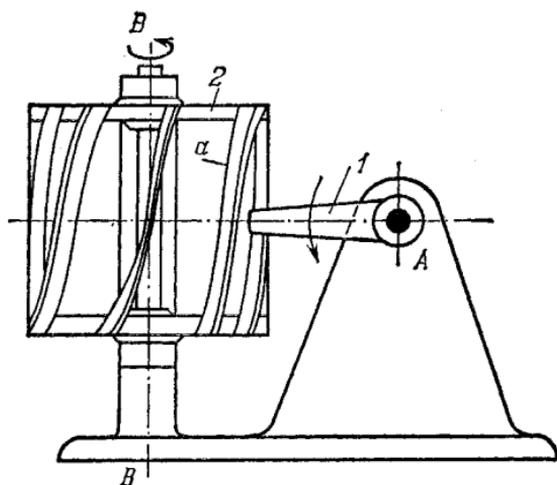
0



Неполное коническое колесо 1 вращается вокруг неподвижной оси *A*. Полные конические колеса 2 и 3, жестко посаженные на валу 4, вращаются вокруг неподвижной оси *B*. Колесо 1 попеременно входит в зацепление с колесами 2 и 3, осуществляя знакопеременное вращение вала 4.



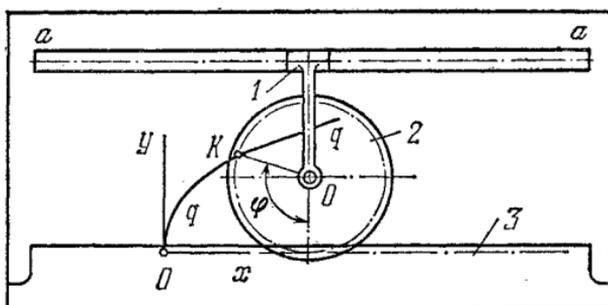
Колеса 1 и 2 вращаются вокруг неподвижных осей *A* и *B*. При вращении колеса 1 колесо 2 вращается с остановками. Колесо 1 снабжено винтовыми зубьями *a* и поясом *e*. Колесо 2 имеет четыре симметрично расположенные канавки *b*, между которыми расположены винтовые зубья *d*. Число винтовых зубьев *a* колеса 1 равно числу винтовых зубьев *d* колеса 2, расположенных между двумя соседними канавками. При вращении колеса 1 пояс *e* колеса 1 периодически попадает в канавки *b* колеса 2, тем самым осуществляя остановку колеса 2. За один оборот колеса 1 колесо 2 поворачивается на угол 90° .



Кривошип *1* и колесо *2* вращаются вокруг перекрещивающихся взаимно перпендикулярных неподвижных осей *A* и *B*. Колесо *2* снабжено винтовыми зубьями *a*. При вращении кривошипа *1* он входит в зацепление с зубьями *a* и вращает колесо *2*, которое имеет длительные остановки. За один полный оборот кривошипа *1* колесо *2* поворачивается на угол φ , равный $\varphi = 2\pi/z_2$, где z_2 — число зубьев колеса *2*.

5. МЕХАНИЗМЫ ДЛЯ ВОСПРОИЗВЕДЕНИЯ КРИВЫХ (2241—2245)

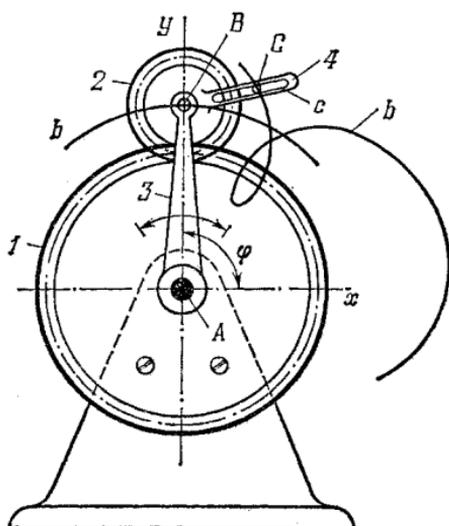
2241	ТРЕХЗВЕННЫЙ ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ ДЛЯ ВОСПРОИЗВЕДЕНИЯ ЦИКЛОИДЫ	ПЗ
		ВК



При движении ползуна 1 вдоль неподвижной направляющей $a - a$ зубчатое колесо 2 будет перекачиваться по неподвижной прямолинейной рейке 3. При этом любая точка K колеса 2 опишет циклоиду $q - q$. Параметрические уравнения циклоиды

$x = r(\varphi - \sin \varphi)$, $y = r(1 - \cos \varphi)$,
где $r = OK$, φ — угол поворота колеса 2. В прямоугольной системе координат xOy уравнение циклоиды $q - q$ в явной форме имеет вид

$$x = r \arccos \frac{r - y}{r} \pm \sqrt{(2r - y)y}.$$

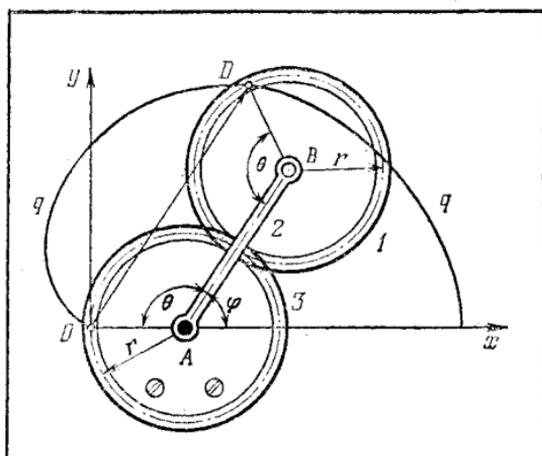


Водило 3, вращающееся вокруг неподвижной оси A , входит во вращательную пару B с сателлитом 2, входящим в зацепление с неподвижным зубчатым колесом 1. Сателлит 2 имеет рычаг 4 с прямолинейной прорезью c , в которой на различных расстояниях BC от оси B устанавливается острие C детали, вычерчивающей эпициклоиду $b - b$, уравнения которой

$$x = (R + r) \cos \varphi - \lambda r \cos \frac{R+r}{r} \varphi,$$

$$y = (R + r) \sin \varphi - \lambda r \sin \frac{R+r}{r} \varphi,$$

где R — радиус начальной окружности колеса 1, r — радиус начальной окружности сателлита 2, $\lambda = \frac{BC}{r}$, где BC — расстояние от оси B вычерчиваемой точки C , и φ — угол поворота водила 3. На чертеже $\lambda = \frac{BC}{r} > 1$, поэтому кривая $b - b$ является удлинённой эпициклоидой. При $\lambda = \frac{BC}{r} < 1$ точка C будет вычерчивать укороченную эпициклоиду. Если $\lambda = 1$, то точка C будет находиться на начальной окружности сателлита и будет описывать эпициклоиду. При $m = \frac{R}{r}$ целом эпициклоида состоит из m одинаковых неперекрещивающихся ветвей. При m дробном ветви эпициклоид перекрещиваются, но точка C всегда возвращается в начальное положение.



Зубчатое колесо 1 перекатывается по равному ему и неподвижному зубчатому колесу 3. Водило 2 вращается вокруг неподвижной оси A . Произвольно выбранная точка D колеса 1, лежащая на начальной окружности, описывает кардиоиду $q - q$, полярное уравнение которой

$$\rho = 2r(1 + \cos \varphi),$$

где ρ — радиус-вектор кардиоиды, r — радиус начальных окружностей колес 1 и 3 и φ — угол между осью Ox и осью AB водила 2. В прямоугольной системе координат xOy уравнение кардиоиды $q - q$ будет иметь вид

$$x = 4r \cos \varphi \cos^2 \frac{\varphi}{2},$$

$$y = 4r \sin \varphi \cos^2 \frac{\varphi}{2}.$$

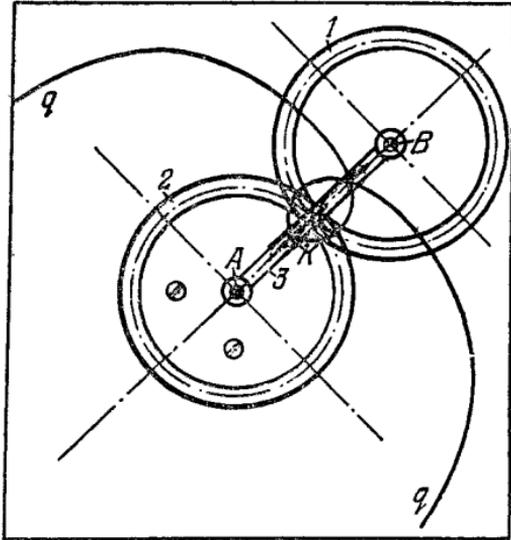
2244

**ТРЕХЗВЕННЫЙ
ПЛАНЕТАРНЫЙ ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ
ДЛЯ ВОСПРОИЗВЕДЕНИЯ
РАСТЯНУТОЙ КАРДИОИДЫ**

ПЗ

ВК

Водило 3, вращающееся вокруг неподвижной оси A , входит во вращательную пару B с круглым цилиндрическим колесом 1, входящим в зацепление с равным круглым цилиндрическим неподвижным колесом 2. При перекачивании колеса 1 по колесу 2 любая точка K , расположенная вне начальной окружности колеса 1, описывает самопересекающуюся растянутую кардиоиду $q - q$.



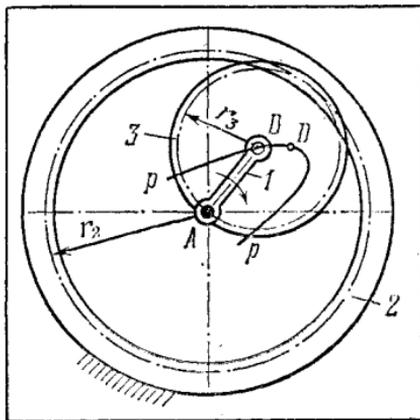
2245

**ТРЕХЗВЕННЫЙ ПЛАНЕТАРНЫЙ
ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ
ДЛЯ ВОСПРОИЗВЕДЕНИЯ ЭЛЛИПСОВ**

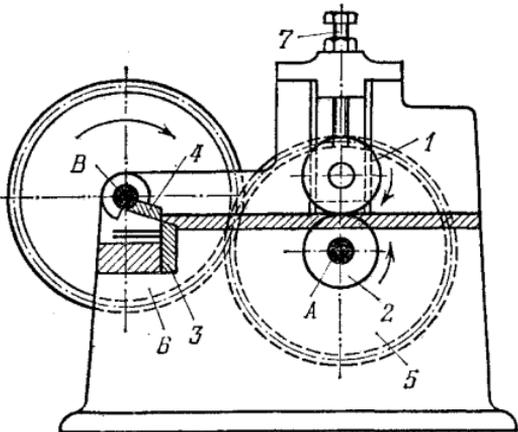
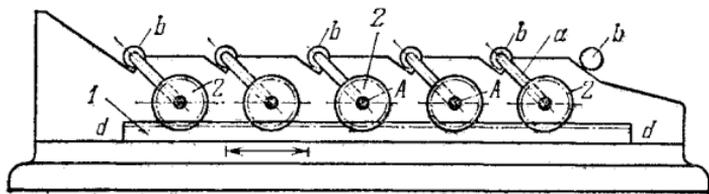
ПЗ

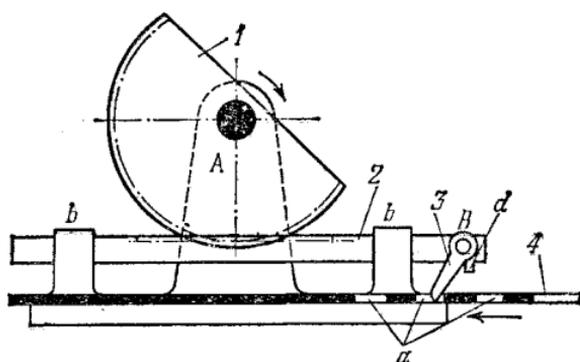
ВК

Водило 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A , входит во вращательную пару B с колесом 3, входящим в зацепление с неподвижным колесом 2, имеющим зубья, расположенные на внутренней стороне. Радиусы начальных окружностей колес 2 и 3 удовлетворяют условию $r_2 = 2r_3$. При вращении водила вокруг неподвижной оси A точки, лежащие на начальной окружности колеса 3, описывают прямые линии, проходящие через точку A . Любая произвольно выбранная точка D плоскости колеса 3 описывает эллипс.

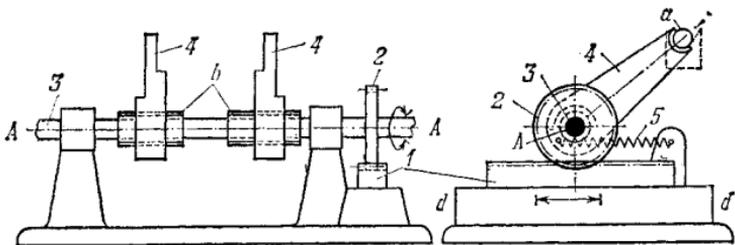


6. МЕХАНИЗМЫ СОРТИРОВКИ, ПОДАЧИ И ПИТАНИЯ (2246—2252)

2246	ТРЕХЗВЕННЫЙ ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ ПОДАЧИ И РАЗРЕЗАНИЯ МАТЕРИАЛА	ПЗ <hr/> СП
<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="width: 45%; text-align: center;">  </div> <div style="width: 50%;"> <p>Колеса 5 и 6 вращаются вокруг неподвижных осей А и В. Ролики 1 и 2, вращаясь в противоположных направлениях, перемещают разрезаемый материал к неподвижному ножу 3. Верхний нож 4 закреплен на валу В, движение которому передается от вала А через зубчатые колеса 5 и 6. В момент опускания верхнего ножа 4 происходит разрезание материала. Ролик 1 снабжен прижимным устройством 7.</p> </div> </div>		
2247	ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ ПОДАЧИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ИЗДЕЛИЙ	ПЗ <hr/> СП
<div style="text-align: center;">  </div> <p>Зубчатая рейка 1 движется поступательно по неподвижным направляющим <i>d</i>, входя в зацепление с пятью одинаковыми зубчатыми колесами 2, вращающимися вокруг неподвижных осей А. Жестко связанные с колесами 2 рычаги <i>a</i> захватывают изделия <i>b</i> и переносят их в смежные ячейки.</p>		



Зубчатый сектор 1 , вращающийся вокруг неподвижной оси A , входит в зацепление с зубчатой рейкой 2 , движущейся поступательно в неподвижных направляющих $b - b$. Собачка 3 свободно вращается вокруг оси B , принадлежащей рейке. При повороте сектора 1 по часовой стрелке собачка 3 попадает в отверстие a полосы 4 , упирается в выступ d рейки, и протягивает полосу в направлении, указанном стрелкой. При обратном повороте сектора 1 собачка 3 свободно скользит по полосе.



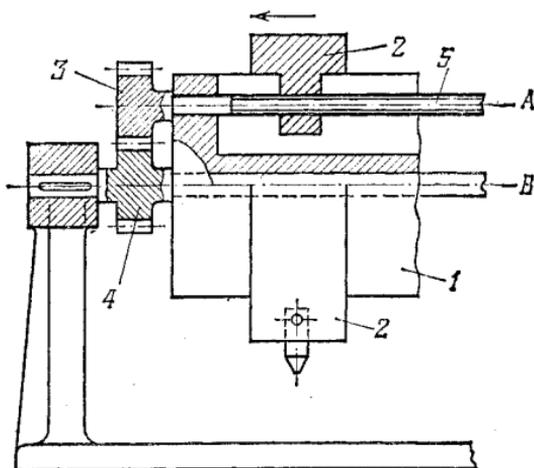
Ведущая зубчатая рейка 1 движется возвратно-поступательно по неподвижным направляющим $d-d$, входя в зацепление с зубчатым колесом 2, вращающимся вокруг неподвижной оси A . В начале поворота зубчатого колеса 2, жестко насаженного на вал 3, захваты 4, удерживаемые пружиной 5 в крайнем левом положении, сближаются и сжимают изделие a . Захваты 4 представляют собой гайки, наворачиваемые на винты b с правой и левой резьбой. Винты b жестко укреплены на валу 3. Когда изделие a окажется зажатым, вал 3 перестает проворачиваться внутри захватов 4, последние, преодолев натяжение пружин 5, проворачиваются и переносят изделие на следующую позицию. При движении рейки 1 в обратном направлении резьба вывертывается из гаек, захваты 4 раздвигаются, освобождая изделие, и под действием пружины 5 захваты 4 возвращаются в исходное положение.

2250

**ЗУБЧАТО-ВИНТОВОЙ
ПЛАНЕТАРНЫЙ МЕХАНИЗМ
ГОЛОВКИ РАБОЧЕГО ОРУДИЯ**

ПЗ

СП



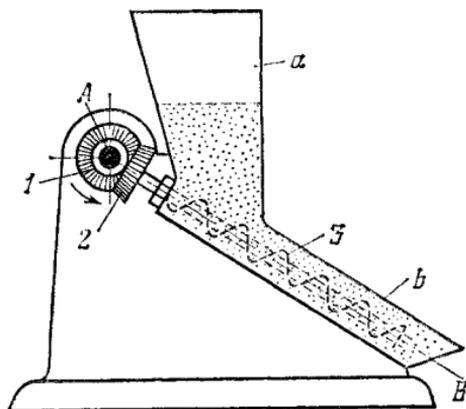
Зубчатое колесо 3 перекачивается по неподвижному колесу 4. Барабан 1 свободно вращается вокруг неподвижной оси В. С колесом 3 жестко связан винт 5, входящий в винтовую пару со звеном 2, скользящим вдоль образующих барабана 1. Звено 2 является головкой рабочего орудия. При вращении барабана 1 колесо 3 вращается вокруг осей А и В и перемещает с помощью винта 5 звено 2 вдоль образующих цилиндра 1.

2251

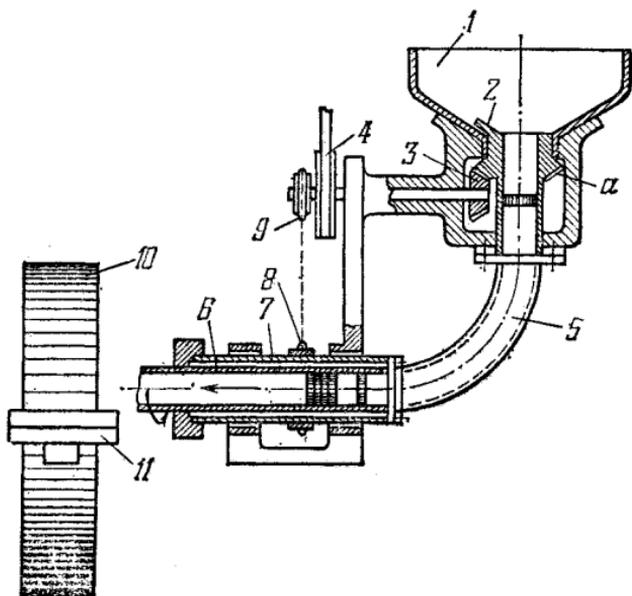
**ТРЕХЗВЕННЫЙ ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ
ВИНТОВОГО ШНЕКА**

ПЗ

СП



Конические колеса 1 и 2 вращаются вокруг неподвижных осей А и В. С колесом 2 жестко связан винтовой шнек 3. Вращаясь, шнек 3 перемещает в трубе *b* сыпучий материал, поступающий из бункера *a*.



Кольца, поступающие на шлифовку на бесцентрово-шлифовальный станок, загружаются в бункер 1, откуда они соскальзывают во вращающуюся втулку 2 с коническим зубчатым колесом *a*, находящимся в зацеплении с зубчатым колесом 3, которое получает движение от двигателя через ременную передачу и шкив 4. Гибкий шланг 5 с одной стороны крепится к втулке 2, с другой — к горизонтальной трубе 6, которая входит во вращающуюся втулку 7, получающую движение от звездочек 8 и 9. Кольца вращением трубы попадают к шлифовальному камню 10 с ножом 11.

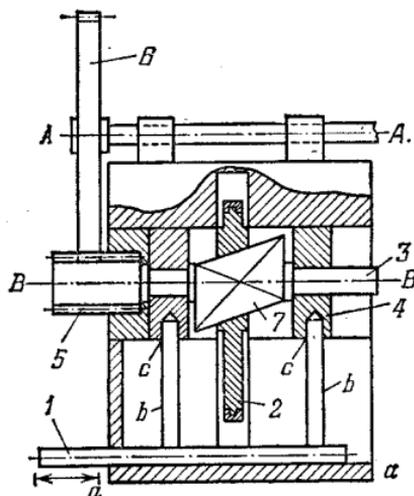
7. МЕХАНИЗМЫ С РЕГУЛИРУЕМЫМИ ЗВЕНЬЯМИ (2253—2254)

2253

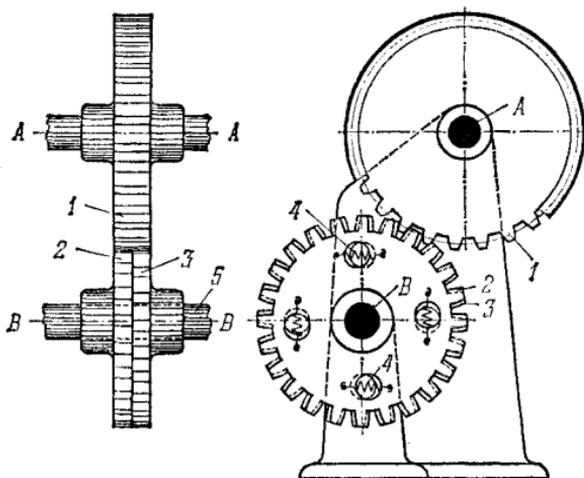
**ЗУБЧАТО-КЛИНОВЫЙ
ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ
ДЛЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ
ЭКСЦЕНТРИСИТЕТА**

ПЗ

РЗ



Звено 1, движущееся поступательно по неподвижным направляющим $a - a$, имеет пальцы b , входящие в отверстия c вкладышей 4. Во вкладышах 4 вращается вал 3, с которым жестко связаны клин 7 и зубчатое колесо 5. Круглая цилиндрическая деталь 2 входит в поступательную пару с клином 7. При вращении зубчатого колеса 6 вокруг оси $A - A$ колесо 5 вместе с валом 3 вращается вокруг оси $B - B$. Эксцентриситет детали 2 может быть изменен перемещением звена 1 вдоль направляющих $a - a$ и фиксацией звена 1 в требуемом положении. Изменение эксцентриситета можно производить в процессе вращения вала 3.



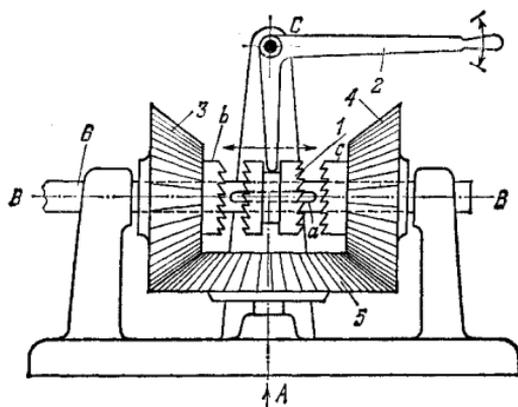
Колесо 1, входящее в зацепление с колесами 2 и 3, вращается вокруг неподвижной оси А. Два одинаковых колеса 2 и 3 вращаются вокруг неподвижной оси В. Зубчатое колесо 2 жестко связано с валом 5, на котором свободно сидит колесо 3, связанное с колесом 2 пружинами 4. При помощи пружин выбирают зазоры в зубчатом зацеплении.

2255

ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ
КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС
С РЕВЕРСИВНОЙ МУФТОЙ

ПЗ

МС



Вал 6 вращается вокруг неподвижной оси *B*. Коническое колесо 5 вращается вокруг неподвижной оси *A*. По шпонке *a* вала 6 скользит двусторонняя кулачковая муфта 1, входящая в соединение с кулачковыми венцами *b* и *c* конических колес 3 и 4, свободно вращающихся на валу 6. Поворотом рычага 2 вокруг неподвижной оси *C* муфту 1 можно вводить в зацепление с колесом 3 или 4 и тем самым изменять направление вращения колеса 5.

9. МЕХАНИЗМЫ ФИКСАТОРОВ (2256)

2256	ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ ФИКСАТОРА С РЕЙКОЙ	ПЗ <hr style="border: 0; border-top: 1px solid black;"/> Ф
<p>Зубчатое колесо 4 и жестко связанная с ним ручка 5 вращаются вокруг неподвижной оси А. Фиксатор 1 имеет зубчатую рейку <i>b</i>, движущуюся поступательно вдоль оси В. Фиксация положений диска 2 осуществляется вхождением фиксатора 1 в отверстие <i>a</i> диска под действием пружины 3. Поворотом зубчатого колеса 4, действующего на рейку <i>b</i>, фиксатор 1 возвращается в исходное положение.</p>		

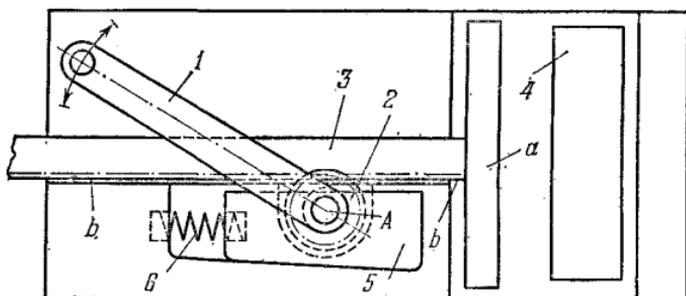
10. МЕХАНИЗМЫ ЗАХВАТОВ, ЗАЖИМОВ И РАСПОРОВ (2257)

2257

ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ ЗАЖИМА
С РЕЙКОЙ

ПЗ

33



Рукоятка 1 и зубчатое колесо 2 вращаются вокруг оси А звена 5. Зубчатая рейка 3 скользит по неподвижным направляющим $b - b$. При повороте по часовой стрелке рукоятки 1, связанной с зубчатым колесом 2, движение передается рейке 3. Рейка 3, перемещаясь, зажимает выступом a деталь 4, после чего перемещение рейки прекращается, а звено 5 под действием силы, приложенной к рукоятке 1, перемещается влево, преодолевая сопротивление пружины 6, и, благодаря имеющемуся скосу, заклинивает рейку 3. При повороте рукоятки 1 против часовой стрелки звено 5 перемещается вправо, а рейка 3 перемещается влево, освобождая деталь 4.

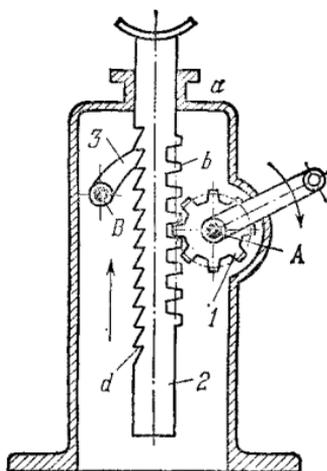
11. МЕХАНИЗМЫ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ УСТРОЙСТВ (2258)

2258

ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ
РЕЕЧНОГО ДОМКРАТА
С ХРАПОВОЙ СОБАЧКОЙ

ПЗ

Гп



Зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси А, входит в зацепление с правыми зубьями *b* звена 2, движущегося поступательно в неподвижных направляющих *a*. При вращении колеса 1 в направлении, указанном стрелкой, звено 2 перемещается вверх. Чтобы предотвратить самопроизвольное движение звена 2 вниз, с его левой стороны имеются зубья *d* и храповая собачка 3, свободно вращающаяся вокруг неподвижной оси В.

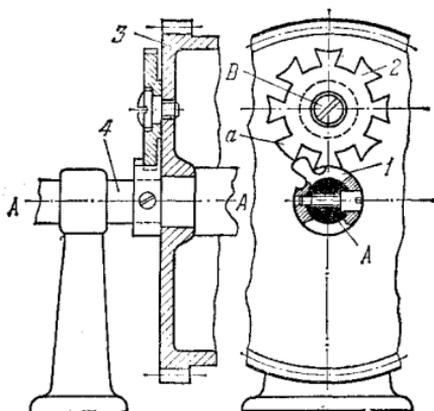
12. МЕХАНИЗМЫ ПРОЧИХ ЦЕЛЕВЫХ УСТРОЙСТВ (2259—2262)

2259

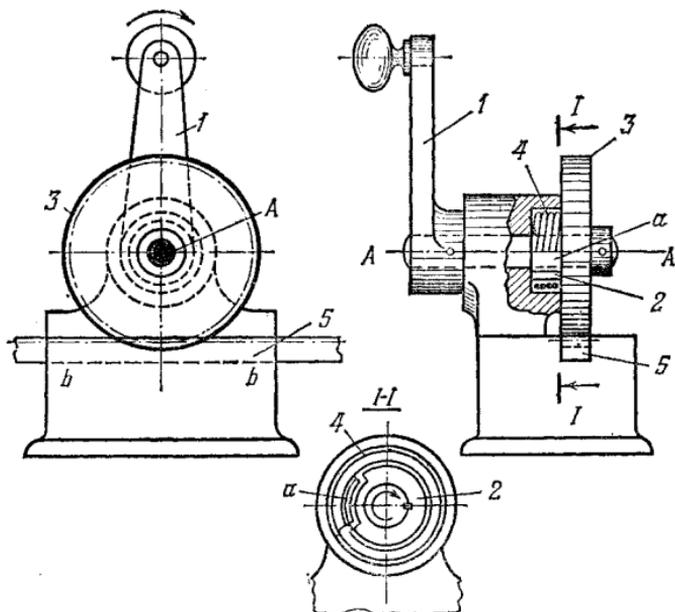
ЗУБЧАТЫЙ ПЛАНЕТАРНЫЙ МЕХАНИЗМ
ДЛЯ ОГРАНИЧЕНИЯ ЧИСЛА ОБОРОТОВ
ЗАВОДНОЙ ОСИ ЧАСОВОГО МЕХАНИЗМА

ПЗ

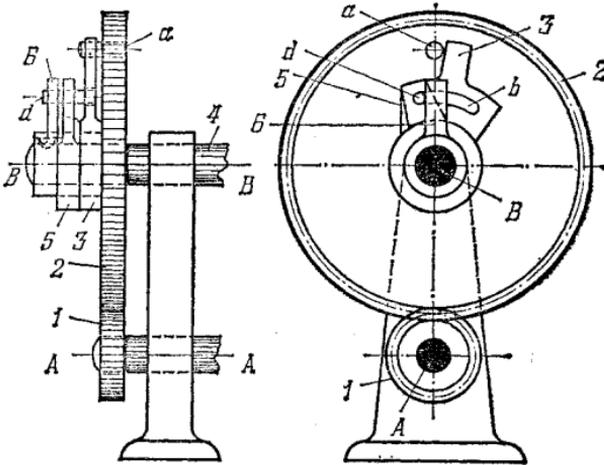
ЦУ



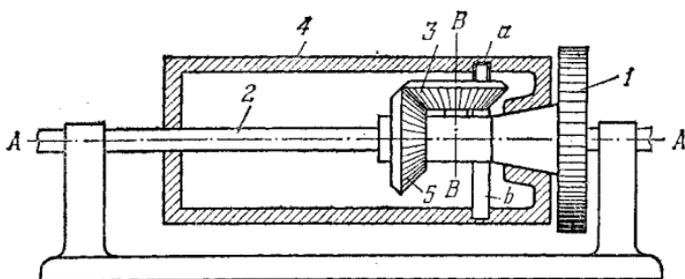
Зубчатый кожух 3 вращается вокруг неподвижной оси $A-A$ валика 4, с которым жестко соединено однозубое колесо 1. Колесо 2, имеющее семь зубьев и выступ a , вращается вокруг оси B зубчатого кожуха 3. После вращения на семь оборотов заводного валика 4 последний останавливается, когда однозубое колесо 1 касается цилиндрической поверхности зуба a колеса 2. При спуске пружины, помещенной на валике, кожух 3 вращается в направлении, обратном заводу пружины вокруг неподвижной оси $A-A$, и колесо 2 обегает вокруг одюзубого колеса 1, причем при каждом обороте кожуха 3 колесо 2 поворачивается на один зуб относительно своей оси B . Входным звеном может быть как звено 4, так и кожух 3.



Рукоятка 1 и жестко соединенное с ней зубчатое колесо 3 вращаются вокруг неподвижной оси А. Зубчатая рейка 5, входящая в зацепление с колесом 3, движется поступательно по неподвижному направляющим $b - b$. На валу колеса 3 в корпусе подшипника находится плотно прилегающая к нему винтовая пружина 4, загнутый конец которой находится в вырезе a диска 2, жестко соединенного с валом колеса 3. При вращении рукоятки 1 в направлении, указанном стрелкой, вырез диска 2 закручивает пружину 4. При этом диаметр пружины уменьшается и вращение рукоятки передается колесу 3, приводящему в движение рейку 5. При вращении рукоятки в противоположную сторону пружина раскручивается другой стороной выреза диска и прижимается к корпусу подшипника. При этом развиваемая сила трения препятствует вращению колеса 3 и перемещению рейки 5.



Колеса 1 и 2 вращаются вокруг неподвижных осей А и В. Вращение колеса 1 передается валу 4 с некоторым запаздыванием. Зубчатое колесо 2, сектор 3 и сектор 5 насажены свободно на вал 4. Сектор 3 имеет дуговую прорезь *b*. Эти секторы соединяются между собой пальцем *d*, жестко связанным с сектором 5. Звено 6 жестко закреплено на валу 4. При вращении колеса 1 колесу 2 сообщается вращение, а вал 4 находится в покое до тех пор, пока палец *a* не повернет сектор 3, который, поворачиваясь, переместит палец *d* до соприкосновения со звеном 6, после чего вал 4 начнет вращаться.



Колеса 1 и 5 вращаются вокруг неподвижной оси $A - A$. Колесо 3 вращается вокруг оси $B - B$ и вместе с этой осью вращается вокруг оси $A - A$. При вращении зубчатого колеса 1 и жестко связанного с ним конического колеса 5 вокруг вала 2, на котором они свободно насажены, коническое колесо 3 свободно вращается вокруг своей оси $B - B$ и вокруг оси $A - A$ вала 2. На колесе 3 закреплен палец a , скользящий по пазу b раскатного цилиндра 4 и перемещающий его вдоль оси $A - A$ вала 2. Величина осевого перемещения цилиндра 4 регулируется перестановкой пальца a .

XIV

ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫЕ МЕХАНИЗМЫ ЗР

-
1. Механизмы четырехзвенные общего назначения Ч (2263—2266).
 2. Механизмы пятизвенные общего назначения П (2267—2291).
 3. Механизмы многозвенные общего назначения М (2292—2318).
 4. Механизмы для воспроизведения кривых ВК (2319—2336).
 5. Механизмы для математических операций МО (2337—2356).
 6. Механизмы с остановками О (2357—2369).
 7. Механизмы грейферов киноаппаратов ГК (2370—2373).
 8. Механизмы направляющие и инверсоры НИ (2374—2379).
 9. Механизмы измерительных и испытательных устройств И (2380—2381).
 10. Механизмы поршневых машин ПМ (2382—2383).
 11. Механизмы вибростроительных машин и виброустройств ВМ (2384—2385).
 12. Механизмы захватов, зажимов и распоров ЗЗ (2386—2387).
 13. Механизмы муфт и соединений МС (2388—2389).
 14. Механизмы переключения, включения и выключения ПВ (2390).
 15. Механизмы с регулируемым звеньями РЗ (2391—2395).
 16. Механизмы прочих целевых устройств ЦУ (2396—2426).
-

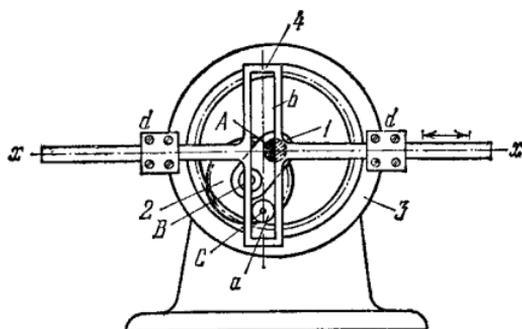
I. МЕХАНИЗМЫ ЧЕТЫРЕХЗВЕННЫЕ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ (2263—2266)

2263

ЗУБЧАТО-КУЛИСНЫЙ ПЛАНЕТАРНЫЙ
МЕХАНИЗМ С КАРДАНОВЫМИ
КУЛИСАМИ

ЗР

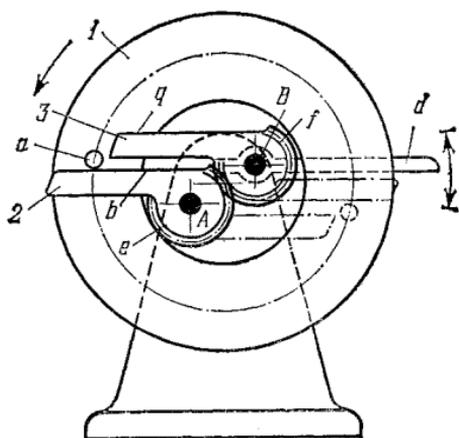
Ч



Водило 1 , вращающееся вокруг неподвижной оси A , входит во вращательную пару B с колесом 2 , входящим в зацепление с неподвижным колесом 3 . Колесо 2 имеет палец C , скользящий в прорези b кулисы 4 , движущейся в направляющих $d-d$. Размеры звеньев механизма удовлетворяют условиям $r_3 = 2r_2$ и $BC = r_2$, где r_2 и r_3 — радиусы колес 2 и 3 . При указанных размерах звеньев механизма точка C движется по прямой, совпадающей с диаметром колеса 3 . Угловые скорости ω_1 и ω_2 водила 1 и колеса 2 равны и противоположны по знаку. Скорость v_4 звена 4 равна

$$v_4 = v_C \cos \alpha,$$

где v_C — скорость точки C колеса 2 и α — постоянный угол, образованный направлением AC с осью $x-x$.



Диск 1 вращается вокруг оси, совпадающей с его центром. На диске 1 укреплен палец *a*, действующий попеременно на прямолинейную часть *b* звена 2, вращающегося вокруг неподвижной оси *A*, и прямолинейную часть *q* звена 3, вращающегося вокруг неподвижной оси *B*. Звено 2 имеет зубчатый сектор *e*, входящий в зацепление с сектором *f* звена 3. Звенья механизма удовлетворяют условию $r_2 = r_3$, где r_2 и r_3 — начальные окружности секторов 2 и 3. При вращении диска 1 в направлении, указанном стрелкой, звенья 2 и 3 совершают возвратно-качательное движение, поворачиваясь на угол 180° . На тот же угол поворачивается лопасть *d*, связанная со звеном 3.

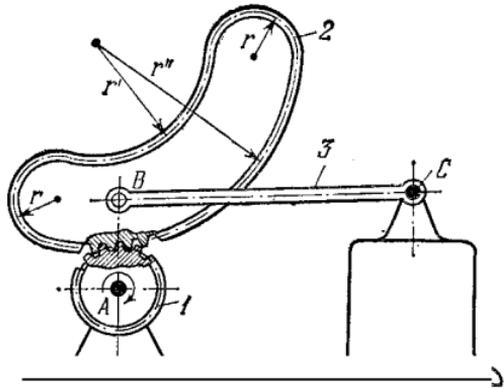
2265

**ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ
С ФАСОННЫМ КОЛЕСОМ**

ЗР

Ч

Круглое зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси *A*, входит в зацепление с фасонным колесом 2. Профиль начальной кривой колеса 2 состоит из двух дуг радиуса *r* и дуг радиусов *r'* и *r''*. При этом удовлетворяется условие $r'' - r' = 2r$. Колесо 2 входит во вращательную пару *B* со звеном 3, вращающимся вокруг неподвижной оси *C*. При вращении колеса 1 звено 3 совершает сложное качательное движение.



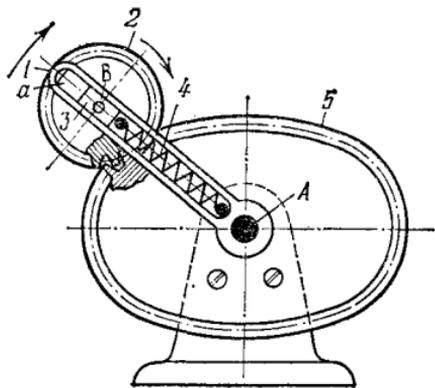
2266

**ЗУБЧАТО-КУЛИСНЫЙ
ПЛАНЕТАРНЫЙ МЕХАНИЗМ
С НЕКРУГЛЫМ КОЛЕСОМ**

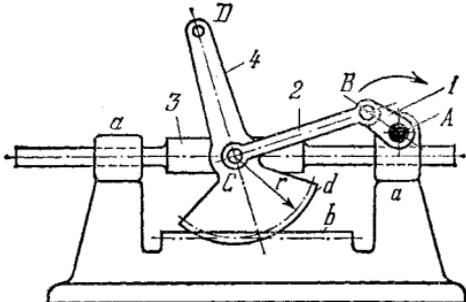
ЗР

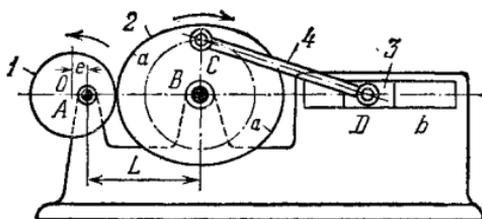
Ч

Кулиса 1 вращается вокруг неподвижной оси *A*. В радиальной прорези *a* кулисы 1 скользит ползун 3, входящий во вращательную пару *B* с круглым зубчатым колесом 2. Колесо 2 входит в зацепление с неподвижным некруглым колесом 5. При вращении кулисы 1 колесо 2 вращается одновременно вокруг осей *A* и *B* и скользит вместе с ползуном 3 в прорези *a* кулисы 1. Постоянство зацепления колес 2 и 5 обеспечивается пружиной 4.

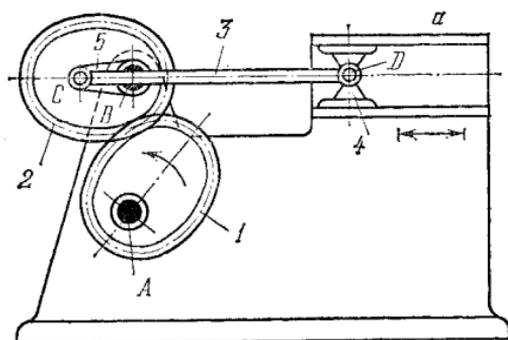


2. МЕХАНИЗМЫ ПЯТИЗВЕННЫЕ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ (2267—2291)

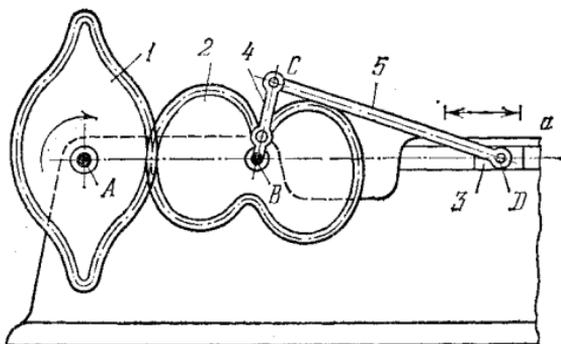
2267	КРИВОШИПНО-ПОЛЗУННЫЙ МЕХАНИЗМ С ЗУБЧАТЫМ СЕКТОРОМ И РЕЙКОЙ	ЗР
		П
 <p>The diagram shows a five-link mechanism. Link 1 is a curved crank pivoted at point A. Link 2 is a connecting rod pivoted at point B on link 1 and point C on link 3. Link 3 is a slider that moves along a horizontal guide rail labeled 'a-a'. Link 4 is a lever pivoted at point D and has a sector-shaped end labeled 'd'. This sector 'd' is in mesh with a fixed rack labeled 'b'. The mechanism is supported by a base.</p>		
<p>Кривошип 1, вращающийся вокруг неподвижной оси A, входит во вращательную пару B с шатуном 2, входящим во вращательную пару C с ползуном 3, скользящим в неподвижных направляющих $a - a$. С ползуном 3 входит во вращательную пару C звено 4, имеющее зубчатый сектор d, входящий в зацепление с неподвижной зубчатой рейкой b. При вращении кривошипа 1 сектор d перекачивается по рейке b, при этом точка D звена 4 описывает циклоидальные кривые окружности радиуса r. В частности, точка D описывает удлиненную циклоиду.</p>		



Круглое зубчатое колесо 1 вращается вокруг неподвижной оси A , расположенной от геометрической оси O колеса 1 на расстоянии e . Некруглое зубчатое колесо 2 вращается вокруг неподвижной оси B . Профили начальных центроид колес 1 и 2, показанных на чертеже, удовлетворяют условиям: профиль центроиды колеса 1 — окружность длиной $2\pi r$, где радиус колеса 1, профиль центроиды колеса 2 — две равные, симметрично расположенные дуги a , длина каждой из которых равна $2\pi r$. Среднее передаточное отношение u_{12} зубчатой передачи, состоящей из колес 1 и 2, за полный цикл движения равно $u_{12} = 2$. Величина передаточного отношения u_{12} внутри цикла без учета знака меняется в пределах от $u_{\min} = \frac{1-\varepsilon}{m-(1-\varepsilon)}$ до $u_{\max} = \frac{1+\varepsilon}{m-(1+\varepsilon)}$, где $\varepsilon = \frac{e}{r}$, $m = \frac{L}{r}$ и L — расстояние между центрами A и B . Шатун 4 входит во вращательные пары C и D с колесом 2 и с ползуном 3, скользящим в неподвижных направляющих b . Выбирая различные значения эксцентриситета e , можно получать различные законы движения ползуна 3.



Эллиптическое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси А, проходящей через фокус эллипса, входит в зацепление с равным колесом 2, вращающимся вокруг неподвижной оси В, проходящей также через фокус эллипса. С колесом 2 жестко связан кривошип 5. Шатун 3 входит во вращательную пару С с кривошипом 5 и вращательную пару D с ползуном 4, движущимся возвратно-поступательно в неподвижных направляющих а. При равномерном вращении колеса 1 ползун 4 имеет на некотором конечном участке своего хода скорость, близкую к постоянной.



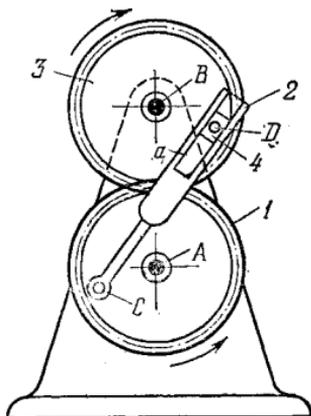
Некруглое зубчатое колесо *1*, вращающееся вокруг неподвижной оси *A*, входит в зацепление с некруглым зубчатым колесом *2*, вращающимся вокруг неподвижной оси *B*. С колесом *2* жестко скреплен кривошип *4* кривошипно-ползунного механизма *BCD*, входящий во вращательную пару *C* с шатуном *5*. Шатун *5* входит во вращательную пару *D* с ползуном *3*, скользящим в неподвижной направляющей *a*. Центроиды колес *1* и *2* спроектированы так, чтобы при равномерном вращении колеса *1* ползун *3* двигался возвратно-поступательно с постоянной скоростью прямого и обратного ходов.

2271

ЗУБЧАТО-КУЛИСНЫЙ МЕХАНИЗМ С ДВУМЯ КРУГЛЫМИ КОЛЕСАМИ

ЗР

П



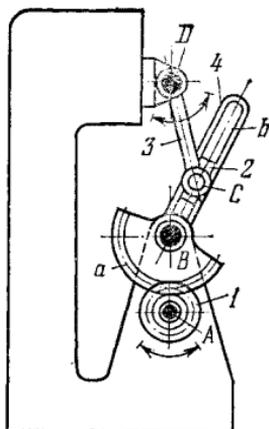
Два одинаковых зубчатых колеса *1* и *3* вращаются вокруг неподвижных осей *A* и *B*. Кулиса *2* входит во вращательную пару *C* с колесом *1*. Ползун *4* входит во вращательную пару *D* с колесом *3*, скользя в направляющих *a* кулисы *2*. При вращении колеса *1* кулиса *2* совершает сложное движение.

2272

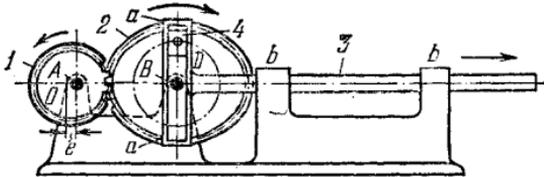
ЗУБЧАТО-КУЛИСНЫЙ МЕХАНИЗМ С ЗУБЧАТЫМ СЕКТОРОМ

ЗР

П



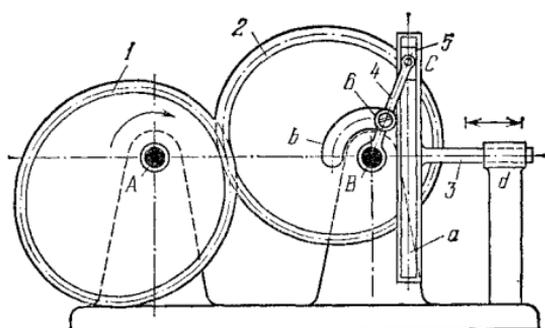
Зубчатое колесо *1*, вращающееся вокруг неподвижной оси *A*, входит в зацепление с зубчатым сектором *a* кулисы *4*, вращающейся вокруг неподвижной оси *B*. Ползун *2*, скользящий в прорези *b* кулисы *4*, входит во вращательную пару *C* со звеном *3*, вращающимся вокруг неподвижной оси *D*. При качательном движении колеса *1* вокруг оси *A* звено *3* совершает качательное движение вокруг оси *D*.



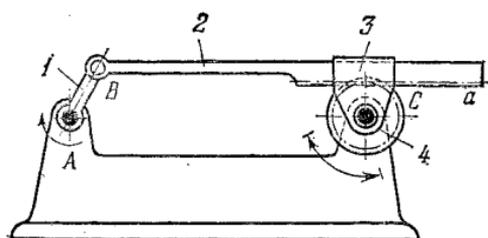
Круглое зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A , расположенной эксцентрично относительно геометрической оси O колеса 1, входит в зацепление с некруглым колесом 2, вращающимся вокруг неподвижной оси B . Колесо 2 имеет симметричную овальную форму. Периметр начальной кривой колеса 2 равен двойному периметру начальной окружности колеса 1. Колесо 2 входит во вращательную пару с ползуном 4, скользящим в кулисе a звена 3. Звено 3 движется возвратно-поступательно в неподвижных направляющих $b - b$. Среднее передаточное отношение u_{12} за полный цикл движения механизма без учета знака равно

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = 2, \text{ где } \omega_1 \text{ и } \omega_2 \text{ — угловые скорости колес 1 и 2.}$$

При равномерном вращении колеса 1 колесо 2 вращается неравномерно, сообщая звену 3 возвратно-поступательное движение, закон которого может варьироваться путем изменения эксцентриситета e колеса 1.



Эллиптическое зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси А, входит в зацепление с равным эллиптическим зубчатым колесом 2, вращающимся вокруг неподвижной оси В. Точки А и В являются фокусами эллиптических начальных центроид колес 1 и 2. С колесом 2 жестко связан кривошип 4, входящий во вращательную пару С с ползуном 5, скользящим в прорези а кулисы 3, которая скользит в неподвижной направляющей d. При вращении колеса 1 кулиса 3 движется возвратно-поступательно. Для изменения хода кулисы 3 колесо 2 имеет дуговую прорезь b. Закрепляя кривошип 4 винтом б в различных точках прорези b, можно изменять закон движения кулисы 3.



Кривошип 1 , вращающийся вокруг неподвижной оси A , приводит в движение шатун 2 , скользящий в кулисе 3 , вращающейся вокруг неподвижной оси C . Шатун 2 имеет прямолинейную зубчатую рейку a , входящую в зацепление с круглым цилиндрическим колесом 4 . При вращении кривошипа 1 колесо 4 совершает качательное движение вокруг оси C . Полный угол поворота ψ колеса 4 в одном направлении равен

$$\psi = \sqrt{\left(\frac{l+k}{r \pm e}\right)^2 - 1} - \sqrt{\left(\frac{l-k}{r \pm e}\right)^2 - 1},$$

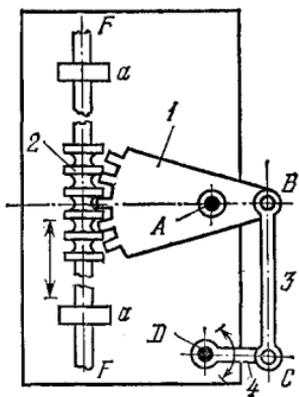
где k — длина звена AB , l — расстояние AC , r — радиус начальной окружности колеса 4 и e — кратчайшее расстояние между точкой B и начальной линией рейки a в направлении, перпендикулярном к начальной линии,

2276

ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ С КРУГЛОЙ РЕЙКОЙ

ЗР

П



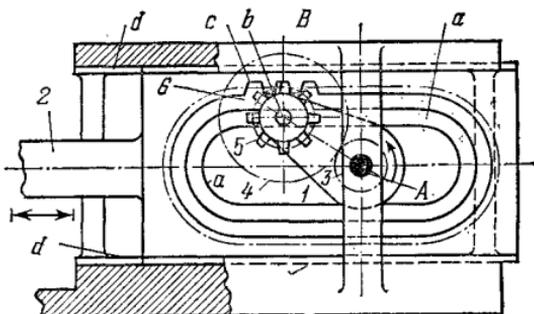
Зубчатый сектор 1 , вращающийся вокруг неподвижной оси A , входит в зацепление с рейкой 2 , движущейся поступательно в неподвижных направляющих $a-a$. Зубья рейки 2 имеют круговую форму, что позволяет рейке иметь возможность дополнительного вращения вокруг неподвижной оси F . Механизм шарнирного четырехзвенника $ABCD$ представляет собой параллелограмм. Размеры звеньев механизма удовлетворяют условиям $AB=DC$ и $BC=AD$. Угловые скорости звеньев 1 и 4 равны, равны и скорости точек B и C .

2277

ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ С ФАСОННОЙ РЕЙКОЙ

ЗР

П



Рычаг 1 , вращающийся вокруг неподвижной оси A , входит во вращательную пару B с зубчатым колесом 5 , которое жестко скреплено с зубчатым колесом 4 , входящим в зацепление с зубчатым колесом 3 , вращающимся вокруг оси A . Палец b колеса 5 , скользящий в пазу a , входит в зацепление с фасонной рейкой 2 , состоящей из двух прямолинейных и двух дуговых участков. Рейка 2 принадлежит ползуну 2 , скользящему в направляющих $d-d$. При равномерном и непрерывном вращении ведущего колеса 3 колесо 5 вращается вокруг оси B , приводя в поступательное движение ведомый ползун 2 с постоянной скоростью в тот период, пока палец b скользит по прямолинейным участкам пазы a . При переходе пальца b на дуговые участки пазы a рычаг 1 поворачивается вокруг оси A и рейка 2 движется неравномерно.

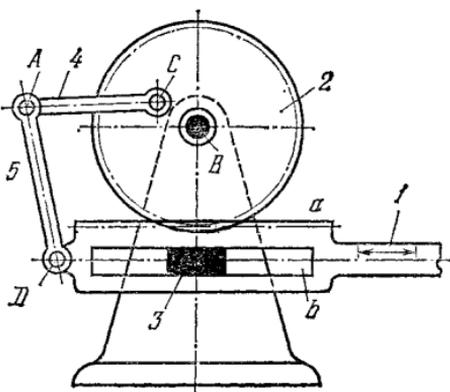
2278

ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ С ВХОДНОЙ РЕЙКОЙ

ЗР

П

Звено *1* имеет прорезь, скользящую по призматическому камню *3* стойки. Зубчатая рейка *a* звена *1* входит в зацепление с зубчатым колесом *2*, вращающимся вокруг неподвижной оси *B*. Звенья *4* и *5* входят во вращательную пару *A* и вращательные пары *C* и *D* с колесом *2* и звеном *1*. При возвратно-поступательном движении ведущего звена *1* звенья *4* и *5* совершают сложные движения, а точка *A* описывает сложную шатунную кривую.



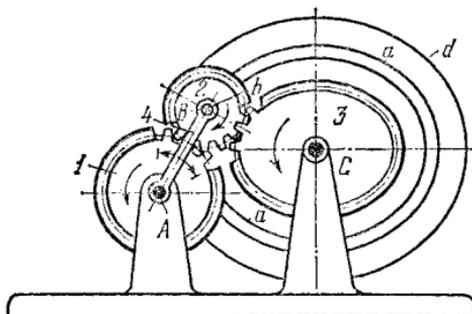
2279

ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ С КРУГЛЫМИ И НЕКРУГЛЫМИ КОЛЕСАМИ С ЗАМЫКАЮЩИМ ПАЗОМ

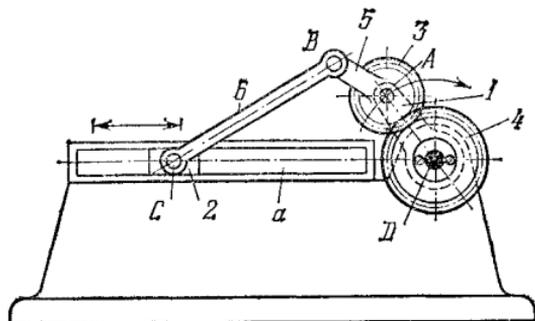
ЗР

П

Круглое зубчатое колесо *1*, вращающееся вокруг неподвижной оси *A*, входит в зацепление с круглым зубчатым колесом *2*, вращающимся вокруг оси *B* звена *4*. Колесо *2* входит в зацепление с некруглым зубчатым колесом *3*, вращающимся вокруг неподвижной оси *C*. С колесом *3* жестко связан



диск *d*, имеющий паз *a*, в котором скользит палец *b* звена *4*. Профиль начальной кривой колеса *3* имеет форму симметричного овала. Профиль паза *a* является также овалом, эквидистантным овалу начальной кривой колеса *3*. При равномерном вращении колеса *1* колесо *3* вращается неравномерно, при этом звено *4* совершает качательное движение вокруг оси *A*.

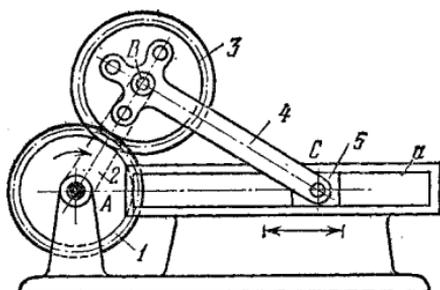


Звено 1 , вращающееся вокруг неподвижной оси D , входит во вращательную пару A с колесом 3 , входящим в зацепление с неподвижным колесом 4 . Колесо 3 жестко связано со звеном 5 , входящим во вращательную пару B с шатуном 6 . Шатун 6 входит во вращательную пару C с ползуном 2 , скользящим в неподвижной направляющей a . При качении колеса 3 по колесу 4 точка B описывает удлиненную эпициклоиду начальной окружности колеса 4 , если $AB > r_3$, где r_3 — радиус начальной окружности колеса 3 . Если $AB = r_3$, то точка B описывает эпициклоиду, и, наконец, если $AB < r_3$ — точка B описывает укороченную эпициклоиду.

Передаточное отношение $u_{15} = \frac{\omega_1}{\omega_5}$, где ω_1 — угловая скорость звена 1 и ω_5 — угловая скорость звена 5 , с учетом знака равно

$$u_{15} = \frac{z_3}{z_3 + z_4},$$

где z_3 и z_4 — числа зубьев колес 3 и 4 . Различные законы движения ползуна 2 могут быть осуществлены путем подбора соотношений между числами зубьев z_3 и z_4 и изменением длины AB . При $AB = r_3 = r_4$, где r_4 — радиус начальной окружности колеса 4 , точка B описывает кардиоиду окружности радиуса r_4 .

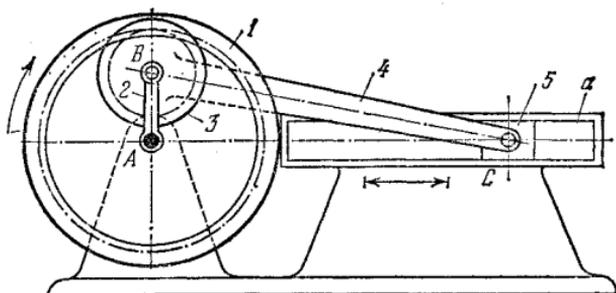


Зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси А, входит в зацепление с зубчатым колесом 3, жестко связанным с шатуном 4. Кривошип 2 вращается вокруг оси А, входя во вращательную пару В с шатуном 4, который входит во вращательную пару С с ползуном 5, скользящим в направляющих а. При вращении колеса 1 ползун 5 движется возвратно-поступательно. Передаточное отношение $u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$, где ω_1 — угловая скорость колеса 1, а ω_2 — угловая скорость кривошипа 2, с учетом знака равно

$$u_{12} = 1 + \frac{z_3}{z_1} (1 - u_{42}),$$

где $u_{42} = \frac{\omega_4}{\omega_2}$, ω_4 — угловая скорость шатуна 4 и жестко связанного с ним колеса 3, z_1 и z_3 — числа зубьев колес 1 и 3. Величина передаточного отношения u_{42} определяется по заданным размерам звеньев кривошипно-ползунного механизма АВС. За полный цикл движения механизма число оборотов в минуту n_2 кривошипа 2 и число оборотов в минуту n_1 колеса 1 связаны условием

$$n_1 = n_2 \frac{z_1 + z_3}{z_1}.$$



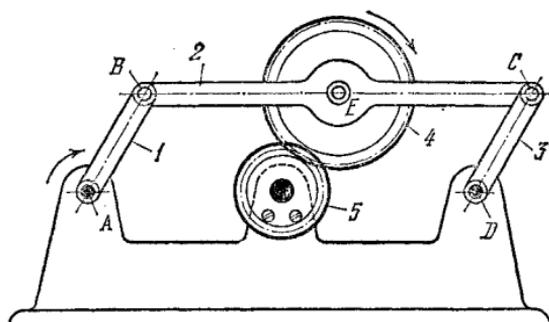
Зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси А, входит в зацепление с зубчатым колесом 3, жестко связанным с шатуном 4. Кривошип 2 вращается вокруг оси А, входя во вращательную пару В с шатуном 4, который входит во вращательную пару С с ползуном 5, скользящим в неподвижных направляющих а. При вращении колеса 1 ползун 5 движется возвратно-поступательно. Передаточное отношение $u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$, где ω_1 — угловая скорость колеса 1, а ω_2 — угловая скорость кривошипа 2, с учетом знака равно

$$u_{12} = 1 - \frac{z_3}{z_1} (1 - u_{42}),$$

где $u_{42} = \frac{\omega_4}{\omega_2}$, ω_4 — угловая скорость шатуна 4 и жестко связанного с ним колеса 3, z_1 и z_3 — числа зубьев колес 1 и 3. Величина передаточного отношения u_{12} определится по заданным размерам звеньев кривошипно-ползунного механизма АВС. За полный цикл движения число оборотов в минуту n_2 кривошипа 2 и число оборотов в минуту n_1 колеса 1 связаны условием $n_1 = n_2 \frac{z_1 - z_3}{z_1}$. Если число зубьев удовлетворяет условию $z_1 = 2z_3$, то

$$n_1 = \frac{n_2}{2},$$

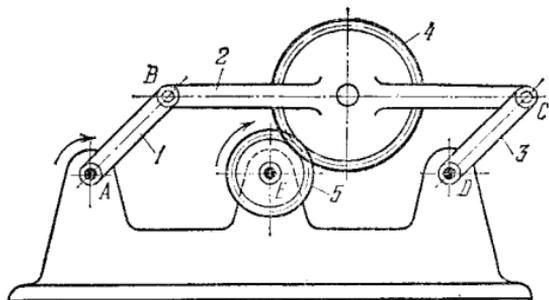
т. е. за один оборот колеса 1 ползун 5 совершает два полных цикла прямого и обратного хода.



Кривошипы 1 и 3 шарнирного параллелограмма $ABCD$ вращаются вокруг неподвижных осей A и D . Зубчатое колесо 4 входит во вращательную пару E с шатуном 2 и в зацепление с неподвижным зубчатым колесом 5. Размеры звеньев механизма удовлетворяют условиям $AB = DC = r$, $BC = AD$ и $r_4 + r_5 = r$, где r_4 и r_5 — радиусы начальных окружностей колес 4 и 5. При указанных размерах звеньев передаточное отношение u_{14} с учетом знака равно

$$u_{14} = \frac{\omega_1}{\omega_4} = \frac{r_4}{r} = \frac{r_4}{r_4 + r_5} = \frac{z_4}{z_4 + z_5},$$

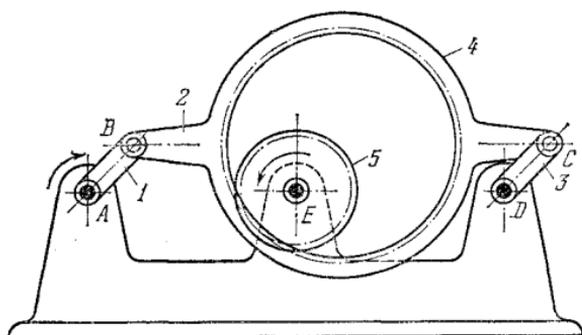
где ω_1 и ω_4 — угловые скорости кривошипа 1 и колеса 4, z_4 и z_5 — числа зубьев колес 4 и 5. Угловые скорости ω_1 и ω_4 имеют одно и то же направление,



Кривошипы 1 и 3 шарнирного параллелограмма $ABCD$ вращаются вокруг неподвижных осей A и D . С шатуном 2 параллелограмма жестко связано зубчатое колесо 4 , входящее в зацепление с зубчатым колесом 5 , вращающимся вокруг неподвижной оси E . Размеры звеньев механизма удовлетворяют условиям $AB = DC = r$, $BC = AD$ и $r_4 + r_5 = r$, где r_4 и r_5 — радиусы начальных окружностей колес 4 и 5 . При указанных размерах звеньев передаточное отношение u_{15} с учетом знака равно

$$u_{15} = \frac{\omega_1}{\omega_5} = \frac{r_5}{r} = \frac{r_5}{r_4 + r_5} = \frac{z_5}{z_4 + z_5},$$

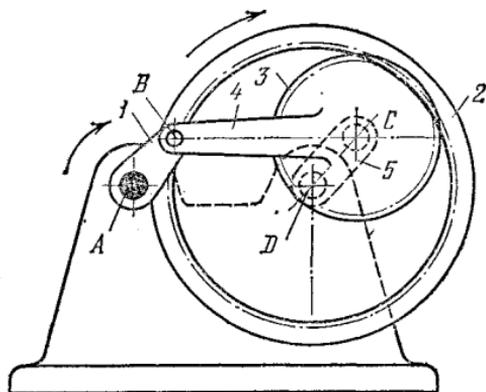
где ω_1 и ω_5 — угловые скорости кривошипа 1 и колеса 5 , z_4 и z_5 — числа зубьев колес 4 и 5 . Угловые скорости ω_1 и ω_5 имеют одно и то же направление.



Кривошипы 1 и 3 шарнирного параллелограмма $ABCD$ вращаются вокруг неподвижных осей A и D . С шатуном 2 параллелограмма жестко связано зубчатое колесо 4 , входящее в зацепление с зубчатым колесом 5 , вращающимся вокруг неподвижной оси E . Размеры звеньев механизма удовлетворяют условиям $AB = DC = r$, $BC = AD$ и $r_4 - r_5 = r$, где r_4 и r_5 — радиусы начальных окружностей колес 4 и 5 . При указанных размерах звеньев передаточное отношение u_{15} с учетом знака равно

$$u_{15} = \frac{\omega_1}{\omega_5} = -\frac{r_5}{r} = -\frac{r_5}{r_4 - r_5} = -\frac{z_5}{z_4 - z_5},$$

где ω_1 и ω_5 — угловые скорости кривошипа 1 и колеса 5 , z_4 и z_5 — числа зубьев колес 4 и 5 . Угловые скорости ω_1 и ω_5 имеют противоположное направление. Механизм позволяет осуществлять большое передаточное отношение при выборе числа зубьев z_5 близким к z_4 .



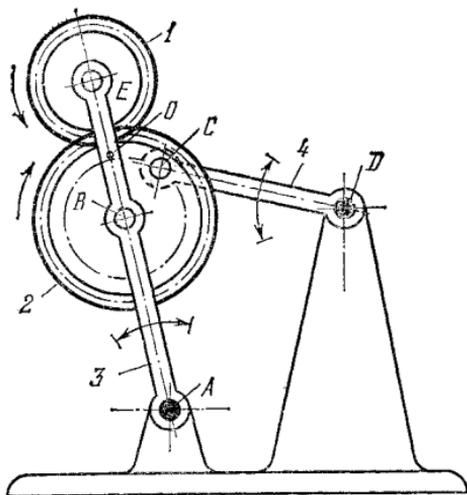
Кривошипы 1 и 5 шарнирного параллелограмма $ABCD$ вращаются вокруг неподвижных осей A и D . С шатуном 4 параллелограмма жестко связано зубчатое колесо 3, входящее в зацепление с зубчатым колесом 2, вращающимся вокруг оси D . Размеры звеньев механизма удовлетворяют условиям

$$AB = DC = r, \quad BC = AD \quad \text{и} \quad r_2 - r_3 = r,$$

где r_2 и r_3 — радиусы начальных окружностей колес 2 и 3. При указанных размерах звеньев передаточное отношение u_{12} с учетом знака равно

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r} = \frac{r_2}{r_2 - r_3} = \frac{z_2}{z_2 - z_3},$$

где ω_1 и ω_2 — угловые скорости кривошипа 1 и колеса 2, z_2 и z_3 — числа зубьев колес 2 и 3. Угловые скорости ω_1 и ω_2 имеют одно и то же направление. Механизм позволяет осуществлять большое передаточное отношение при выборе числа зубьев z_3 близким к числу z_2 .



Коромысла 3 и 4 четырехзвенного шарнирного двух-коромыслового механизма $ABCD$ вращаются вокруг неподвижных осей A и D . Шатун BC выполнен в виде зубчатого колеса 2, входящего во вращательные пары B и C с коромыслами 3 и 4. Зубчатое колесо 2 входит в зацепление с зубчатым колесом 1, вращающимся вокруг оси E коромысла 3. При вращении колеса 1 коромысла 3 и 4 совершают качательные движения вокруг осей A и D с передаточными отношениями u_{13} и u_{14} , без учета знака равными

$$u_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{AB z_2}{BO z_1}$$

и

$$u_{14} = \frac{\omega_1}{\omega_4} = \frac{DC z_2}{CO z_1},$$

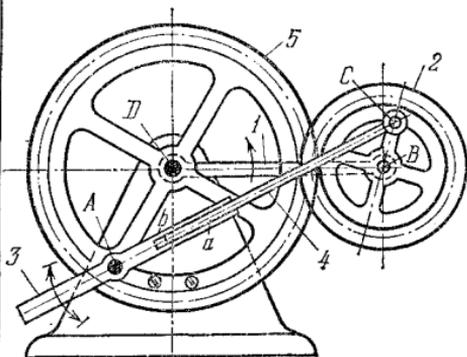
где ω_1 , ω_3 и ω_4 — угловые скорости колеса 1 и коромысел 3 и 4, AB и DC — длины коромысел 3 и 4, BO и CO — переменные расстояния точек B и C от точки O пересечения осей звеньев 3 и 4 и z_1 и z_2 — числа зубьев колес 1 и 2.

2288

ЗУБЧАТО-КУЛИСНЫЙ ПЛАНЕТАРНЫЙ МЕХАНИЗМ

ЗР

П



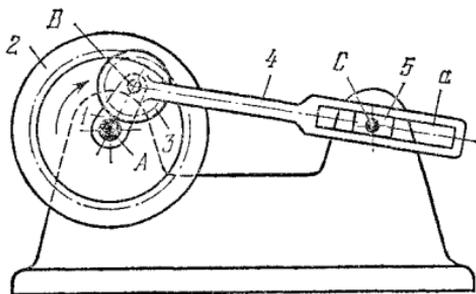
Звено 1, вращающееся вокруг неподвижной оси *D*, входит во вращательную пару *B* с зубчатым колесом 2. Колесо 2 входит в зацепление с неподвижным колесом 5. Звено 4 входит во вращательную пару *C* с колесом 2, скользя своим концом *a* в кулисе *b* звена 3, вращающегося вокруг неподвижной оси *A*. При вращении звена 1 вокруг оси *D* колесо 2 перекатывается по колесу 5. При этом звено 3 совершает колебательное движение вокруг оси *A*.

2289

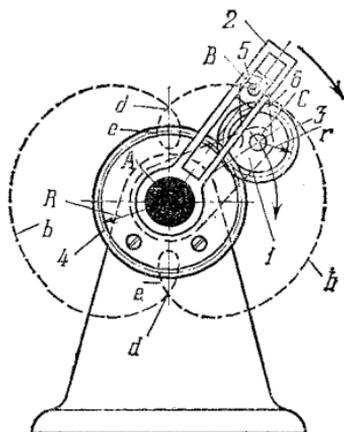
ЗУБЧАТО-КУЛИСНЫЙ ПЛАНЕТАРНЫЙ МЕХАНИЗМ С ПРЯМОЛИНЕЙНОЙ КУЛИСой

ЗР

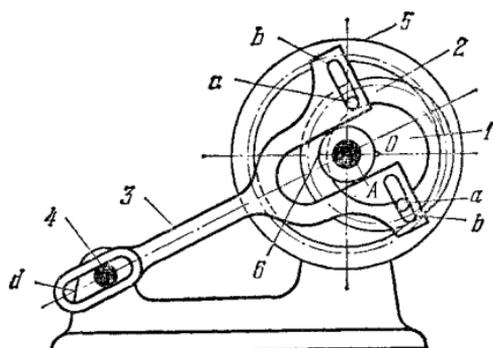
П



Водило 1, вращающееся вокруг неподвижной оси *A*, входит во вращательную пару *B* с сателлитом 3, входящим во внутреннее зацепление с зубчатым колесом 2, вращающимся вокруг оси *A*. С сателлитом 3 жестко связано звено 4, имеющее прямолинейную кулису *a*, скользящую по ползуну 5, вращающемуся вокруг неподвижной оси *C*. При равномерном вращении водила 1 колесо 2 совершает сложное вращательное неравномерное движение, закон которого зависит от соотношений размеров звеньев механизма.



Водило I , вращающееся вокруг неподвижной оси A , входит во вращательную пару C с сателлитом 3 , входящим в зацепление с неподвижным зубчатым колесом 4 . С сателлитом 3 жестко связан кривошип 6 , входящий во вращательную пару B с ползуном 5 , скользящим в прямолинейной кулисе 2 , вращающейся вокруг неподвижной оси A . Радиус R начальной окружности колеса 4 равняется $R = 2r$, где r — радиус начальной окружности сателлита 3 . Ось кулисы 2 проходит через центр A . Если длина CB кривошипа 6 больше радиуса r , то при выбранных размерах механизма точка B описывает удлинненную эпициклоиду $b - b$ с двумя точками d самопересечения. За один полный оборот водила I звено 2 дважды совершает малые реверсивные движения при прохождении точкой B участков эпициклоиды, образующих петли e .



Эксцентрик 1, вращающийся вокруг неподвижной оси A , входит во вращательную пару с зубчатым венцом 2, входящим в зацепление с зубчатым колесом 5, вращающимся вокруг неподвижной оси A . Рамка 3 имеет пазы b , скользящие по пальцам a венца 2. Рамка 3, перемещающаяся относительно ступицы 6 эксцентрика, удерживается от вращения неподвижным пальцем 4, по которому скользит прорезь d рамки 3. Таким образом колесо 2 совершает поступательное движение. Передаточное отношение u_{15} равно

$$u_{15} = \frac{AO}{r_5} = \frac{z_5 - z_2}{z_5},$$

где r_5 — радиус начальной окружности колеса 5, а z_2 и z_5 — числа зубьев колес 2 и 5. При малой разности чисел зубьев возможно получение больших передаточных отношений.

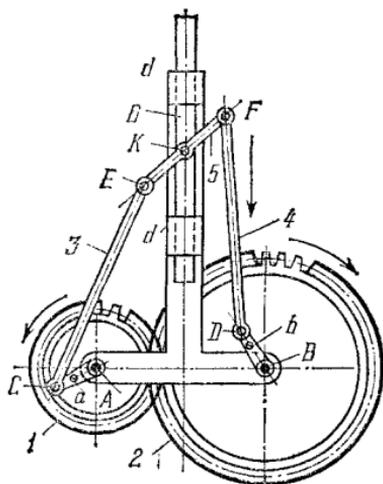
3. МЕХАНИЗМЫ МНОГОЗВЕННЫЕ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ (2292—2318)

2292

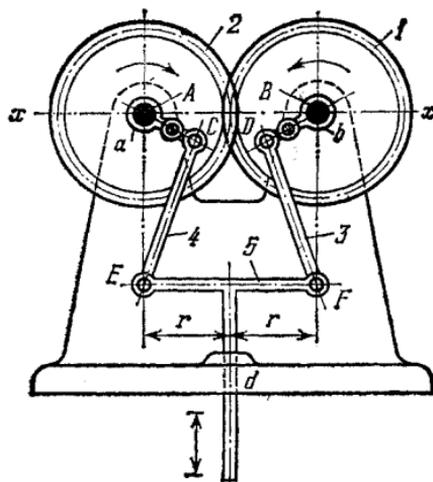
ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ
РИМСКОГО ПРИВОДА

ЗР

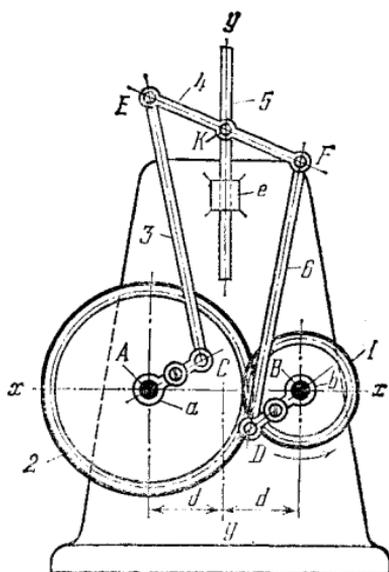
М



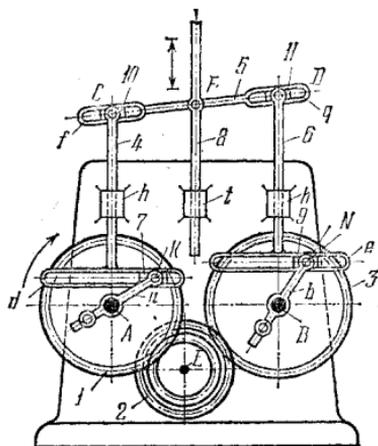
Зубчатые колеса 1 и 2 вращаются вокруг неподвижных осей A и B. Кривошипы *a* и *b* могут жестко закрепляться на колесах 1 и 2 под различными углами к прямой, соединяющей центры A и B. Шатуны 3 и 4 входят во вращательные пары C и D с колесами 1 и 2 и во вращательные пары E и F с траверзой 5, входящей во вращательную пару K с ползуном 6, скользящим в направляющих *d-d*. Размеры звеньев механизма удовлетворяют условиям $AC = BD$, $CE = DF$, $KE = KF$. Величину хода и закон движения ползуна 6 можно изменять путем соответствующего подбора размеров колес 1 и 2 и закрепления кривошипов *a* и *b* под различными углами к линии AB.



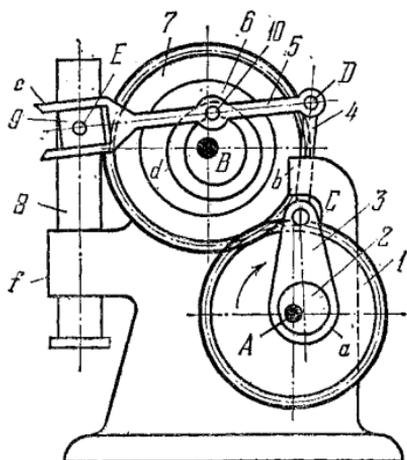
Зубчатые колеса 1 и 2, находящиеся в зацеплении, вращаются вокруг неподвижных осей B и A . С колесами 1 и 2 жестко связаны кривошипы b и a , входящие во вращательные пары D и C с шатунами 3 и 4. Шатуны 3 и 4 входят во вращательные пары F и E с T-образным ползуном 5, скользящим в неподвижной направляющей d , ось которой перпендикулярна к оси $x-x$. Размеры звеньев механизма удовлетворяют условиям $r_1 = r_2 = r$, где r_1 и r_2 — радиусы начальных окружностей колес 1 и 2, $AC = BD$, $CE = DF$, $EF = 2r$. Углы наклона прямых AC и BD к оси $x-x$ всегда равны и симметричны. При вращении колеса 1 ползун 5 движется возвратно-поступательно по закону ползуна центрального кривошипно-ползунного механизма. В данной конструкции механизма при равных массах колес 1 и 2 и шатунов 4 и 3 отсутствуют давления от сил инерции звеньев на направляющую d .



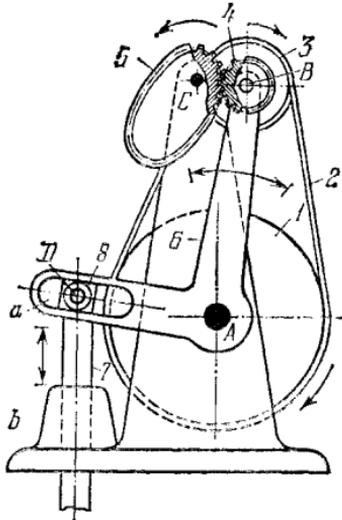
Зубчатые колеса 1 и 2, находящиеся в зацеплении, вращаются вокруг неподвижных осей В и А. С колесами 1 и 2 жестко связаны кривошипы b и a , входящие во вращательные пары D и C с шатунами 6 и 3. Шатуны 3 и 6 входят во вращательные пары E и F с траверзой 4, входящей во вращательную пару K с ползуном 5, скользящим в неподвижной направляющей e вдоль оси $y-y$. Размеры звеньев механизма удовлетворяют условиям $r_2 = 2r_1$, $AC = BD$, $CE = DF$, $EK = FK$. Закон движения и величину хода ползуна 5 можно изменять закреплением кривошипов a и b в различных положениях на колесах 2 и 1.



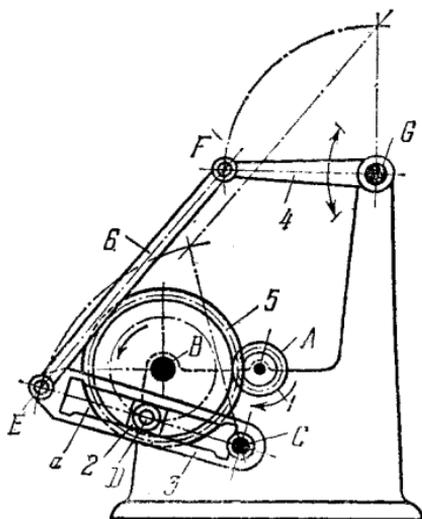
Зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси А, входит в зацепление с зубчатым колесом 2, вращающимся вокруг неподвижной оси Е. Колесо 2 входит в зацепление с колесом 3, вращающимся вокруг неподвижной оси В. С колесами 1 и 3 жестко связаны кривошипы *a* и *b*, входящие во вращательные пары К и N с ползунами 7 и 9, скользящими в прорезях *d* и *e* звеньев 4 и 6, скользящих в неподвижных направляющих *h* — *h*. Звенья 4 и 6 входят во вращательные пары С и D с ползунами 10 и 11, скользящими в прорезях, *f* и *q* звена 5, входящего во вращательную пару F со штоком 8, скользящим в неподвижной направляющей *t*. При вращении колеса 1 шток 8 движется возвратно-поступательно. Ход и закон движения штока 8 могут изменяться закреплением кривошипов *a* и *b* в различных положениях на колесах 1 и 3.



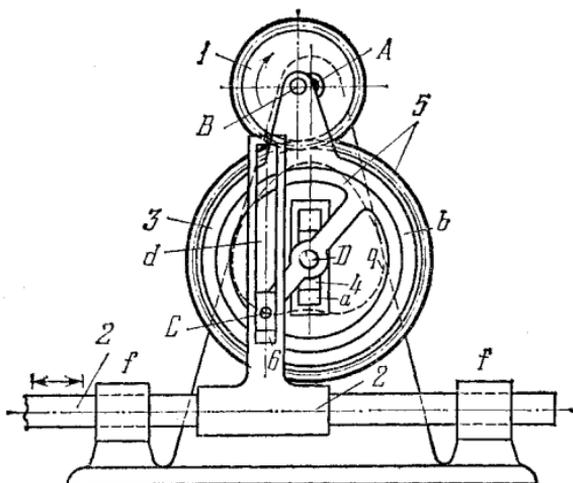
Зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси А, входит в зацепление с зубчатым колесом 7, вращающимся вокруг неподвижной оси В. С колесом 1 жестко связан эксцентрик 2, входящий во вращательную пару в форме расширенной втулки со звеном 3. Звено 3 входит во вращательную пару С с ползуном 4, скользящим в направляющей b. С колесом 7 жестко связан пазовый кулачок 6, в пазу d которого скользит ролик 10, принадлежащий звену 5. Звено 5 входит во вращательную пару D с ползуном 4 и в поступательную пару с ползуном 9, скользящим в кулисе e. Ползун 9 входит во вращательную пару E с ползуном 8, скользящим в неподвижной направляющей f. При вращении колеса 1 штанга 8 совершает возвратно-поступательное движение. Требуемый закон движения штанги 8 обеспечивается соответствующим подбором профиля пазы d кулисы 6.



Круглый шкив 1 вращается вокруг неподвижной оси А. Гибкое звено 2 охватывает шкив 1 и шкив 3, вращающийся вокруг оси В. Со шкивом 3 жестко связано круглое зубчатое колесо 4, входящее в зацепление с некруглым зубчатым колесом 5, вращающимся вокруг неподвижной оси С. Рычаг 6, вращающийся вокруг неподвижной оси А, входит во вращательную пару со звеньями 3 и 4 и в поступательную пару D с ползуном 8, скользящим в кулисе а, принадлежащей рычагу 6. С ползуном 8 входит во вращательную пару шток 7, скользящий в неподвижной направляющей б. При вращении шкива 1 рычаг 6 совершает качательное движение, соответственно шток 7 движется возвратно-поступательно в направляющей б. Закон движения рычага 6 и штока 7 зависит от выбранного профиля centroиды некруглого колеса 5.



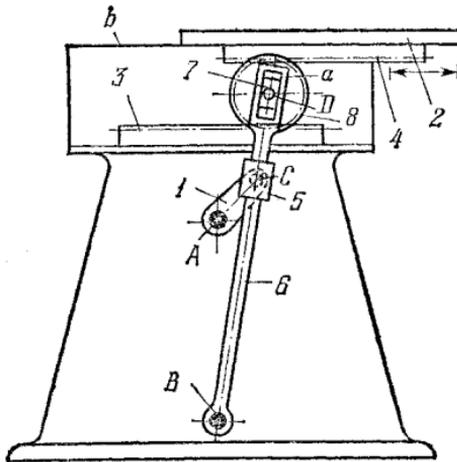
Зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси *A*, входит в зацепление с зубчатым колесом 5, вращающимся вокруг неподвижной оси *B*. Колесо 5 входит во вращательную пару *D* с ползуном 2, скользящим в прорези *a* кулисы 3, вращающейся вокруг неподвижной оси *C*. Звено 6 входит во вращательные пары *E* и *F* с кулисой 3 и коромыслом 4, вращающимся вокруг неподвижной оси *G*. При равномерном вращении колеса 1 коромыслу 4 сообщается качательное движение с различными средними скоростями прямого и обратного ходов.



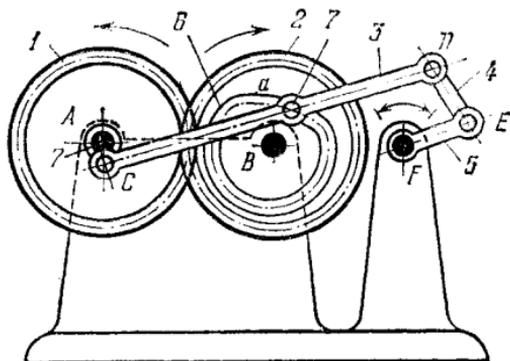
Эксцентрично посаженное зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A, входит в зацепление с зубчатым колесом 5, вращающимся вокруг оси D ползуна 4, скользящего в направляющей a стойки. Колесо 1 входит во вращательную пару B со звеном 3, которое входит во вращательную пару, выполненную в форме расширенной втулки b, с ползуном 4. Колесо 5 входит во вращательную пару C с ползуном б, скользящим в прорези d кулисы 2, скользящей в неподвижных направляющих f — f. Размеры звеньев механизма удовлетворяют условиям $r_5 = 2r_1$, $AB = 0,125r_1$, $BD = 3r_1$, $DC = r_1$. При указанных размерах звеньев механизма точка C описывает кривую q. При равномерном вращении колеса 1 кулиса 2 в период прямого хода движется приблизительно равномерно. При указанных размерах звеньев механизма угловые скорости ω_1 , ω_5 и ω_3 колес 1 и 5 и шатуна 3 связаны условием

$$\omega_5 = \frac{3\omega_3 - \omega_1}{2}.$$

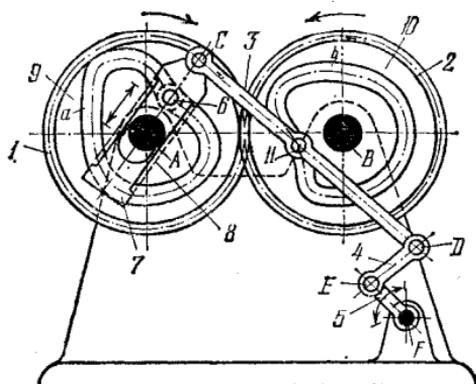
Угловая скорость ω_3 определяется размерами звеньев кривошипно-ползунного механизма ABD.



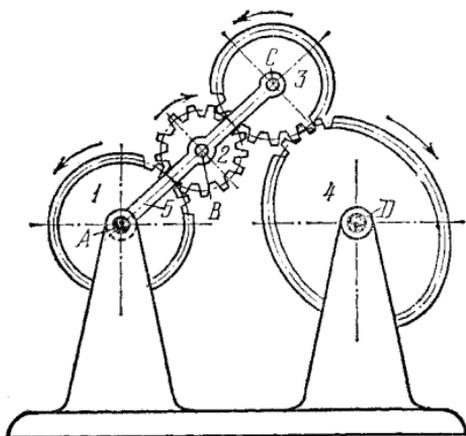
Кривошип *1* вращается вокруг неподвижной оси *A*, входя во вращательную пару *C* с ползуном *5*, скользящим по кулисе *6*, вращающейся вокруг неподвижной оси *B*. В прорези *a* кулисы *6* скользит ползун *7*, входящий во вращательную пару *D* с зубчатым колесом *8*. Колесо *8* входит в зацепление с неподвижной рейкой *3* и подвижной рейкой *4*, принадлежащей ползуну *2*, скользящему по направляющей *b*. При вращении кривошипа *1* ползун *2* перемещается возвратно-поступательно со скоростью, вдвое большей скорости точки *D*. Таким образом достигается удвоение хода ползуна *2* по сравнению с ходом точки *D*.



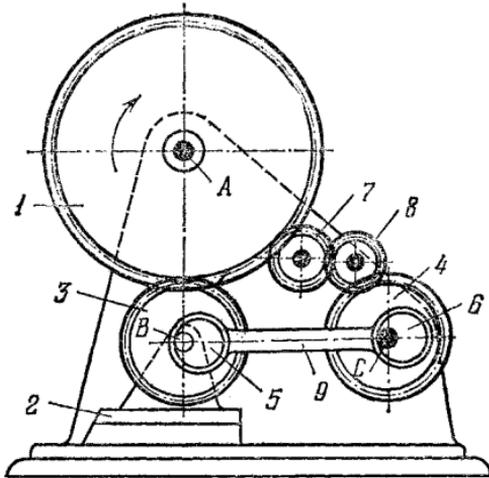
Зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси *A*, входит в зацепление с зубчатым колесом 2, вращающимся вокруг неподвижной оси *B*. Радиусы начальных окружностей колес 1 и 2 равны. С колесом 1 жестко связан кривошип 7, входящий во вращательную пару *C* со звеном 3. С колесом 2 жестко связан пазовый кулачок *б*, в пазу *a* которого скользит ролик 7 звена 3. Звено 3 входит во вращательную пару *D* со звеном 4, которое входит во вращательную пару *E* с рычагом 5, вращающимся вокруг неподвижной оси *F*. При вращении колеса 1 рычаг 5 совершает качательное движение. Требуемый закон движения рычага 5 обеспечивается соответствующим подбором профиля пазы *a* кулачка *б*.



Зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси А, входит в зацепление с зубчатым колесом 2, вращающимся вокруг неподвижной оси В. Радиусы начальных окружностей колес 1 и 2 равны. Колесо 1 входит в поступательную пару со звеном 7, скользящим в направляющей 8, принадлежащей колесу 1. С колесом 1 жестко связан пазовый кулачок 9, в пазу *a* которого скользит ролик 6, принадлежащий ползуну 7. С колесом 2 жестко связан пазовый кулачок 10, в пазу *b* которого скользит ролик 11, принадлежащий звену 3, входящему во вращательные пары *C* и *D* со звеньями 7 и 4. Звено 4 входит во вращательную пару *E* с рычагом 5, вращающимся вокруг неподвижной оси *F*. При вращении колеса 1 рычаг 5 совершает качательное движение. Требуемый закон движения рычага 5 обеспечивается соответствующим подбором профилей пазов *a* и *b* кулачков 9 и 10.

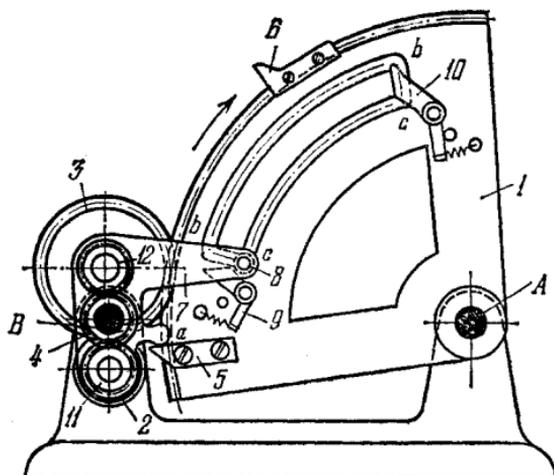


Круглое зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A, входит в зацепление с круглым зубчатым колесом 2, вращающимся вокруг оси B звена 5. Колесо 2 входит в зацепление с круглым зубчатым колесом 3, вращающимся вокруг оси C звена 5. Колесо 3 входит в зацепление с некруглым зубчатым колесом 4, вращающимся вокруг неподвижной оси D, профиль начальной кривой которого имеет форму симметричного овала. Звено 5 вращается вокруг неподвижной оси A. При равномерном вращении колеса 1 колесо 4 вращается неравномерно. Силевое замыкание колес 3 и 4 обеспечивается силой веса колес 2 и 3 и звена 5. Изменение межцентрового расстояния CD компенсируется поворотом звена 5 вокруг оси A.



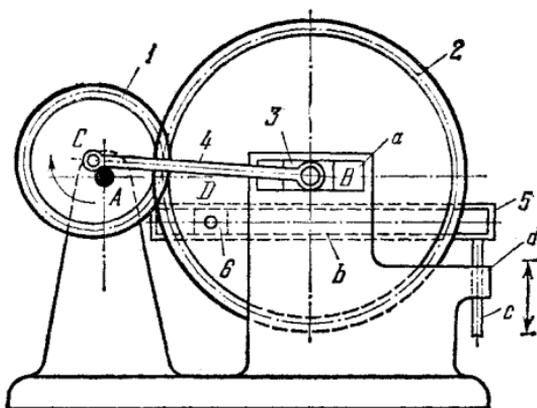
Зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A, входит в зацепление с колесом 3, которое вращается вокруг оси B ползуна 2. Через промежуточные зубчатые колеса 7 и 8 зубчатое колесо 1 связано с колесом 4, вращающимся вокруг неподвижной оси C. При вращении зубчатого колеса 1 приводятся во вращение зубчатые колеса 3 и 4 с укрепленными на них эксцентриками 5 и 6. Благодаря различию в числах зубьев зубчатых колес 3 и 4 относительное положение эксцентриков изменяется, изменяя таким образом длину хода ползуна 2, приводимого в движение эксцентриковой тягой 9. Механизм воспроизводит возвратно-поступательное движение ползуна 2 с переменным ходом.

ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ
С ИЗМЕНЯЕМОЙ НАПРАВЛЕНИЕМ
ДВИЖЕНИЯ И СКОРОСТЬЮ
ВЫХОДНОГО ЗВЕНА



Механизм преобразует качательные движения зубчатого сектора 1, поворачивающегося вокруг неподвижной оси А, во вращательное движение зубчатого колеса 4 с переменной скоростью. Направление и скорость вращения колеса 4 изменяются при различных направлениях движения сектора 1. При движении сектора 1

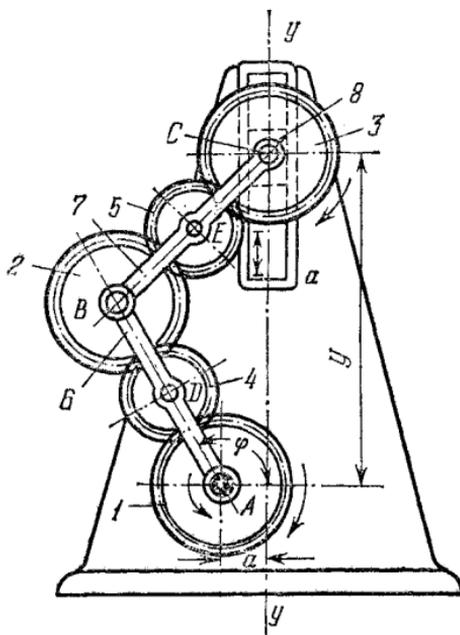
в сторону, указанную стрелкой, ролик 8 на конце рычага 7 движется во внутреннем пазу $c - c$ сектора 1. Вращение зубчатого колеса 3, находящегося в зацеплении с зубчатым сектором 1, передается через жестко скрепленное с ним зубчатое колесо 12 колесу 4. Собачка 5, соприкасаясь с выступом рычага 7, выводит зубчатое колесо 3 из зацепления с зубчатым сектором 1, приводя одновременно в зацепление с сектором зубчатое колесо 2. В этот момент меняется направление движения сектора 1. При движении сектора 1 в сторону, противоположную указанной стрелкой, ролик 8 на конце рычага 7 движется по внешнему пазу $b - b$, собачка 9 при этом закрывает ему ход во внутренний паз. Вращательное движение колеса 2 передается через жестко скрепленное с ним зубчатое колесо 11 колесу 4. Когда выступ a рычага 7 приходит в соприкосновение с собачкой 6, зубчатое колесо 2 выходит из зацепления с сектором 1, одновременно зубчатое колесо 3 входит в зацепление с сектором 1. При этом ролик 8 переходит во внутренний паз $c - c$, после чего собачка 10 закрывает ему обратный ход. После этого происходит изменение направления вращения сектора 1. Благодаря разности диаметров зубчатых колес 2 и 3 скорость вращения колеса 4 изменяется с изменением направления движения сектора 1.



Зубчатое колесо 1 вращается вокруг неподвижной оси A , смещенной относительно геометрического центра колеса, входя в зацепление с зубчатым колесом 2, вращающимся вокруг оси B , принадлежащей ползуну 3, скользящему в неподвижной направляющей a . Шатун 4 входит во вращательные пары C и B с колесом 1 и ползуном 3. Колесо 2 входит во вращательную пару D с ползуном 6, который скользит в прорези b кулисы 5, шток c которой скользит в неподвижной направляющей d . При вращении колеса 1 кулиса 5 движется возвратно-поступательно. Угловые скорости ω_1 , ω_2 и ω_4 колес 1 и 2 и шатуна 4 связаны условием

$$\omega_2 = \frac{z_1 + z_2}{z_2} \omega_4 - \frac{z_1}{z_2} \omega_1,$$

где z_1 и z_2 — числа зубьев колес 1 и 2. Угловая скорость ω_4 определяется по заданным размерам звеньев кривошипно-ползунного механизма ACB .



Зубчатое колесо 1 вращается вокруг неподвижной оси А. Независимое от него вращение вокруг оси А имеет коромысло 6. Колесо 1 входит в зацепление с колесом 4, вращающимся вокруг оси D коромысла 6 и входящим в свою очередь в зацепление с колесом 2. Колесо 2 входит во вращательную пару В с коромыслом 6 и шатуном 7, и в зацепление с колесом 5. Колесо 5 вращается вокруг оси Е шатуна 7 и приводит во вращение вокруг оси С колесо 3. Шатун 7 и колесо 3 входят во вращательную пару С с ползуном 8, скользящим в неподвижной направляющей а. Вследствие равенства размеров колес 1, 2, 3, с одной стороны, и колес 4, 5, с другой стороны, длина звена 6 равна длине шатуна 7. При вращении колеса 1 с угловой скоростью ω_1 и коромысла 6 с угловой скоростью ω_6 , независимой от угловой скорости ω_1 , колесо 3 будет вращаться вокруг оси С с угловой скоростью ω , и перемещаться вдоль оси $y - y$. Перемещение колеса 3 будет равно

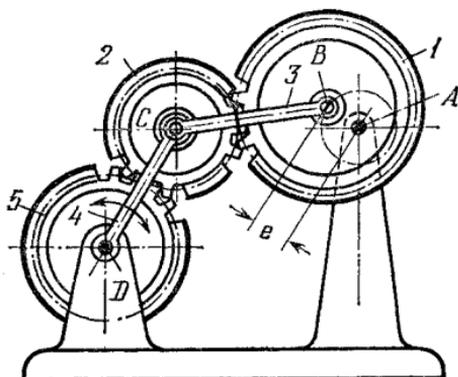
$$y = l (\sin \varphi \pm \sqrt{1 - (\kappa - \cos \varphi)^2}),$$

где l — длины звеньев 6 и 7, $\kappa = \frac{a}{l}$ и φ — угол поворота коромысла 6. Если $a = 0$, то перемещение y равно

$$y = 2l \sin \varphi.$$

Варьируя величины направления угловых скоростей ω_1 и ω_6 , можно воспроизводить различные законы движения колеса 3.

**ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫЙ
КРИВОШИПНО-КОРОМЫСЛОВЫЙ
МЕХАНИЗМ
С ЭКСЦЕНТРИЧНЫМ КОЛЕСОМ**



Круглое зубчатое колесо 1 вращается вокруг неподвижной оси A, расположенной на расстоянии e от геометрической оси B колеса 1. Колесо 1 входит в зацепление с колесом 2, которое в свою очередь входит в зацепление с колесом 5, вращающимся вокруг неподвижной оси D. Звенья 3 и 4 входят во вращательные кинематические пары B, C и D с колесами 1, 2 и 5 и со стойкой. При равномерном вращении колеса 1 колесо 5 вращается неравномерно. Закон движения колеса 5 может изменяться путем уменьшения или увеличения эксцентриситета e .

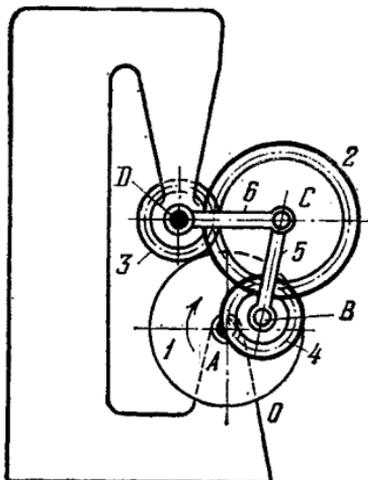
Передаточное отношение $u_{51} = \frac{\omega_5}{\omega_1}$, где ω_1 и ω_5 — угловые скорости колес 1 и 5, с учетом знака равно

$$u_{51} = \frac{z_1}{z_5} - \frac{z_1 + z_2}{z_5} u_{31} + \frac{z_2 + z_5}{z_5} u_{41},$$

где z_1 , z_2 и z_5 — числа зубьев колес 1, 2 и 5

$$u_{31} = \frac{\omega_3}{\omega_1}, \quad u_{41} = \frac{\omega_4}{\omega_1}, \quad \omega_3 \text{ и}$$

ω_4 — угловые скорости звеньев 3 и 4. Величины передаточных отношений u_{31} и u_{41} определяются по заданным размерам звеньев четырехзвенного шарнирного механизма ABCD.



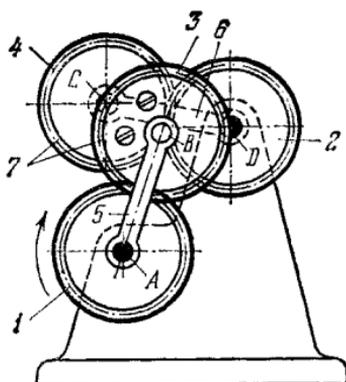
Кривошип *1*, выполненный в форме диска, вращается вокруг неподвижной оси *A*, входя во вращательные пары *B* с шатуном *5* и зубчатым колесом *4*. Шатун *5* входит во вращательную пару *C* с коромыслом *6*, которое вращается вокруг неподвижной оси *D*. Колесо *4* входит в зацепление с колесом *2*, вращающимся вокруг оси *C*. В свою очередь колесо *2* входит в зацепление с колесом *3*, жестко скрепленным со стойкой. При вращении кривошипа *1* колеса *2* и *4* совершают сложное движение. Передаточные отношения u_{12} и u_{41} с учетом знака равны

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = u_{16} \frac{z_2}{z_2 + z_3}$$

и

$$u_{41} = \frac{\omega_4}{\omega_1} = \frac{z_2 + z_4}{z_4 u_{15}} - \frac{z_2 + z_3}{z_4 u_{16}},$$

где ω_1 , ω_2 , ω_4 — угловые скорости звена *1* и колес *2* и *4*, z_2 , z_3 и z_4 — числа зубьев колес *2*, *3* и *4*. Передаточные отношения $u_{15} = \frac{\omega_1}{\omega_5}$ и $u_{16} = \frac{\omega_1}{\omega_6}$, где ω_5 и ω_6 — угловые скорости звеньев *5* и *6*, определяются по заданным размерам звеньев кривошипно-коромыслового механизма *ABCD*.



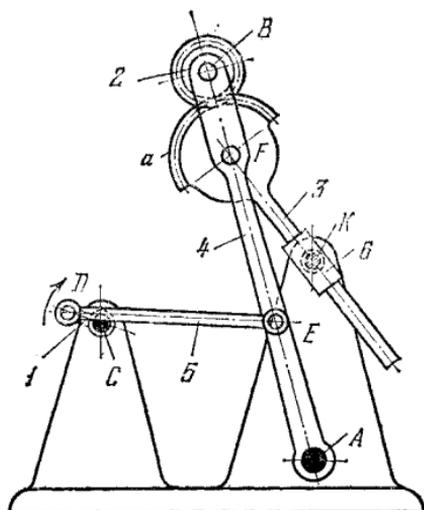
Зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси *A*, входит в зацепление с зубчатым колесом 3, вращающимся вокруг оси *B*. Коромысло 5, вращающееся вокруг оси *A*, входит во вращательную пару *B* с шатуном 7, представляющим собой два жестко связанных зубчатых колеса 3 и 4. Колесо 4 входит в зацепление с зубчатым колесом 2, вращающимся вокруг неподвижной оси *D*. Коромысло 6 вращается вокруг оси *D*, входя во вращательную пару *C* с колесом 4. Размеры и числа зубьев колес 1, 2, 3 и 4 равны между собой. Угловые скорости ω_1 , ω_2 , ω_5 , ω_6 , ω_7 звеньев 1, 2, 5, 6 и 7 связаны условиями

$$\omega_7 = 2\omega_5 - \omega_1 = 2\omega_6 - \omega_2,$$

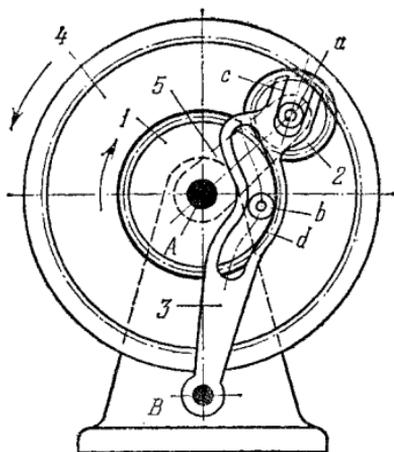
где ω_5 , ω_6 и ω_7 определяются по заданным размерам четырехзвенного двухкоромыслового шарнирного механизма *ABCD*, у которого

$$AB = DC = 2r \text{ и } BC = r,$$

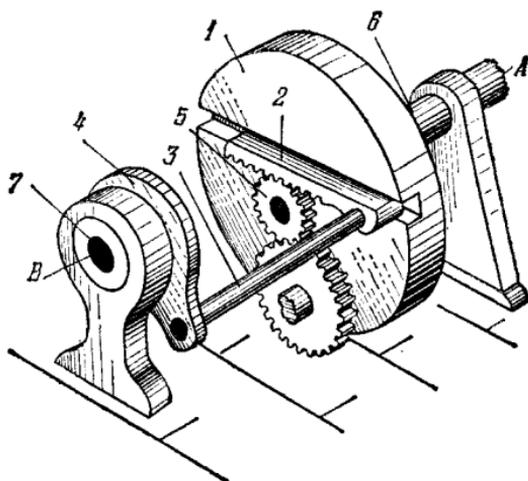
где r — радиус начальных окружностей колес 1, 2, 3 и 4.



Кривошип *1*, вращающийся вокруг неподвижной оси *C*, входит во вращательную пару *D* со звеном *5*, входящим во вращательную пару *E* с коромыслом *4*, качающимся вокруг неподвижной оси *A*. Коромысло *4* входит во вращательную пару *F* со звеном *3*, скользящим в кулисе *6*, качающейся вокруг неподвижной оси *K*. Звено *3* имеет зубчатый сектор *a*, входящий в зацепление с зубчатым колесом *2*, входящим во вращательную пару *B* с коромыслом *4*. При вращении кривошипа *1* колесо *2* вращается неравномерно и имеет сложное движение, определяемое размерами звеньев.

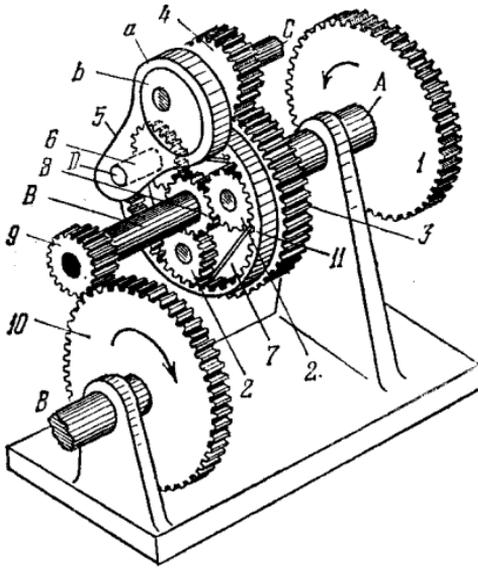


Зубчатое колесо *1*, вращающееся вокруг неподвижной оси *A*, входит в зацепление с сателлитом *2*, входящим во внутреннее зацепление с зубчатым колесом *4*, вращающимся вокруг оси *A*. Водило *5*, вращающееся вокруг оси *A*, входит в вращательную пару с сателлитом *2*. Кулиса *3*, вращающаяся вокруг неподвижной оси *B*, имеет криволинейную прорезь *d* и прямолинейную прорезь *c*. В прорези *d* скользит ролик *b* колеса *1*, а в прорези *c* скользит ролик *a* сателлита *2*. При равномерном вращении колеса *1* колесо *4* совершает сложное вращательное неравномерное движение, закон которого определяется профилем криволинейной прорези *d*.

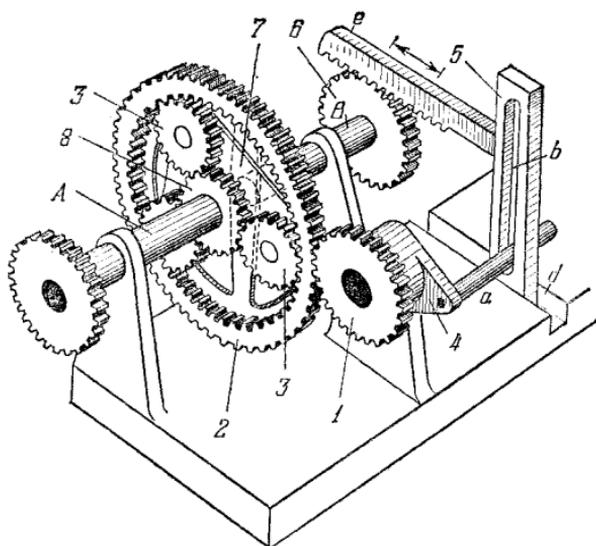


Вал 6, вместе с жестко скрепленным с ним диском 1, вращается вокруг неподвижной оси А. Зубчатая рейка 2 с жестко соединенным с ней рычагом 3, входит в поступательную пару с диском 1, во вращательную пару со звеном 4 и в зацепление с зубчатым колесом 5, свободно вращающимся вокруг оси А. Звено 4, жестко соединенное с валом 7, вращается вокруг неподвижной оси В, параллельной оси А. При вращении вала 6 рейка вращается вместе с диском 1 и совершает дополнительно возвратно-поступательное движение в прорези диска 1. В результате зубчатому колесу 5 и валу 7, в зависимости от соотношений размеров звеньев, сообщаются различные законы движения.

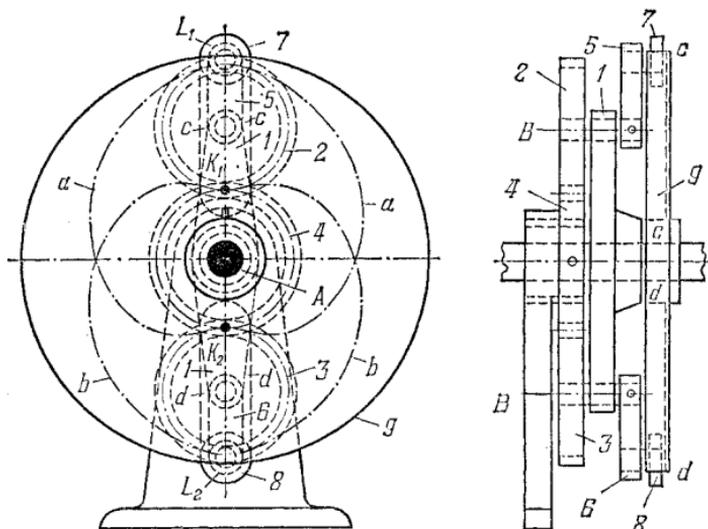
ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ
 ДЛЯ ВОСПРОИЗВЕДЕНИЯ
 НЕРАВНОМЕРНОГО ВРАЩЕНИЯ
 ВЫХОДНОГО ЗВЕНА



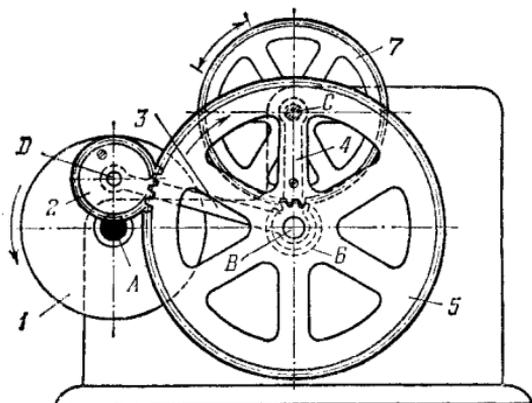
Зубчатое колесо 3, жестко связанное с вращающимся вокруг неподвижной оси валом А и зубчатым колесом 1, входит в зацепление с зубчатым колесом 4, вращающимся вокруг неподвижной оси С. С колесом 4 жестко связан круглый эксцентрик *b*, охватываемый втулкой *a*, принадлежащей звену 5, входящему во вращательную пару *D* с водилом 7. Зубчатое колесо 8, жестко связанное с вращающимся вокруг неподвижной оси валом В и зубчатым колесом 9, входит в зацепление с сателлитами 2, входящими во вращательные пары с водилом 7 и во внутреннее зацепление с зубчатым колесом 3, имеющим внутренние зубья. Колесо 9 входит в зацепление с зубчатым колесом 10, вращающимся вокруг неподвижной оси. При равномерном вращении зубчатого колеса 1, колесо 10 вращается неравномерно.



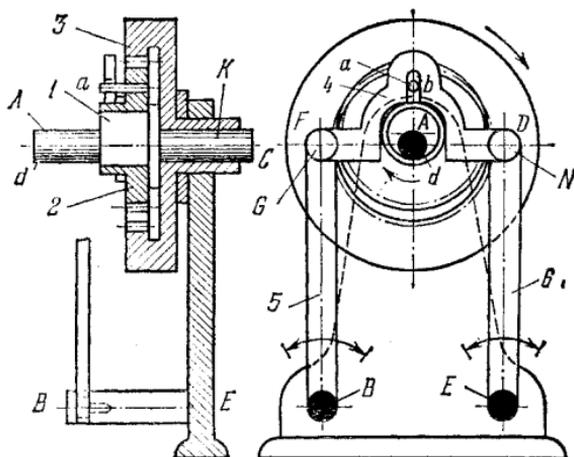
С зубчатым колесом 1, вращающимся вокруг неподвижной оси, жестко связан рычаг 4, имеющий палец *a*, скользящий в прямолинейной прорези *b* звена 5. Звено 5 скользит в неподвижной направляющей *d* и имеет зубчатую рейку *e*, входящую в зацепление с зубчатым колесом 6. Колесо 6 и водило 7 жестко связаны с вращающимся вокруг неподвижной оси валом *B*. С водилом 7 входят во вращательные пары сателлиты 3. Сателлиты 3 входят во внутреннее зацепление с зубчатым колесом 2 и в зацепление с зубчатым колесом 8, жестко связанным с вращающимся вокруг неподвижной оси валом *A*. Зубчатое колесо 2, свободно вращающееся вокруг оси вала *B*, входит во внешнее зацепление с колесом 1. При равномерном вращении колеса 1 вал *A* вращается неравномерно и может иметь различные сложные законы движения в зависимости от соотношений размеров звеньев.



Входным звеном является водило 1 , вращающееся вокруг неподвижной оси A и входящее во вращательные пары B с сателлитами 2 и 3 . Сателлиты 2 и 3 движутся по неподвижному зубчатому колесу 4 . На концах рычагов 5 и 6 , жестко укрепленных на осях сателлитов, вращаются ролики 7 и 8 , траекториями центров которых являются эпициклоиды $a - a$ и $b - b$. Скользя в пазах $c - c$ и $d - d$ диска 9 , ролики 7 и 8 приводят его во вращение со скоростью, периодически изменяющейся от нуля (когда центры роликов находятся в точках K_1 и K_2 своих траекторий) до некоторого максимума (когда центры роликов находятся в точках L_1 и L_2) и обратно. Так как диаметры зубчатых колес 2 , 3 и 4 приняты равными между собой, то период времени изменения скорости диска 9 равен времени одного оборота звена 1 вокруг оси A .



На валу A вращается диск 1 ; на нем на расстоянии AD от оси A жестко закреплено зубчатое колесо 2 , входящее в зацепление с зубчатым колесом 5 . Шатун 3 входит во вращательные пары D и B с колесами 2 и 5 и коромыслом 4 , качающимся вокруг оси C . Зубчатое колесо 6 , жестко соединенное с колесом 5 , приводит во вращательное движение вокруг оси C зубчатое колесо 7 . За один оборот диска 1 колесо 7 будет вращаться в двух противоположных направлениях, причем в одном направлении быстрее, а в другом медленнее. Периоды времени прямого и реверсивного движения зависят от размеров длин звеньев четырехзвенника $ADBC$ и соотношения чисел зубьев колес 2 , 5 , 6 и 7 .



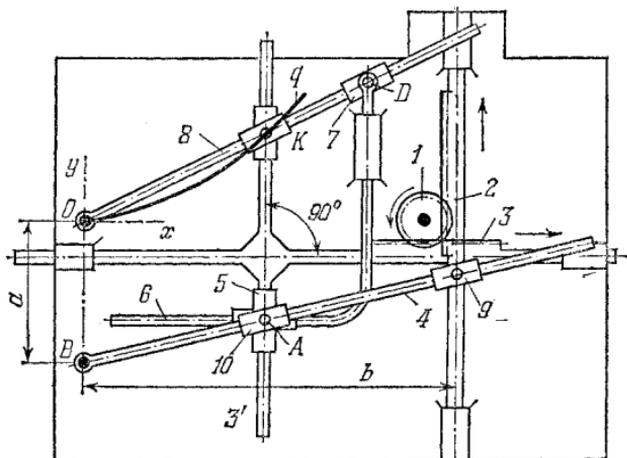
Зубчатое колесо 2 вместе с жестко скрепленным с ним эксцентриком 1 вращается вокруг неподвижной оси A , входя в зацепление с колесом 3, вращающимся вокруг неподвижной оси C . На колесе 2 имеется палец a , входящий в прорезь b , принадлежащую звену 4, которое входит во вращательные пары G и N со звеньями 5 и 6, вращающимися вокруг неподвижных осей B и E . При равномерном вращении вала d колесо 2 получает поступательное движение и колесо 3, движущееся по валу k , вращается вокруг оси C с постоянной угловой скоростью; звенья механизма удовлетворяют условиям $BG = EN$ и $GN = BE$, т. е. фигура $BGNE$ является параллелограммом. Передаточное отношение u_{dk} от вала d к валу k равно

$$u_{dk} = \frac{z_3 - z_2}{z_3},$$

где z_2 и z_3 — числа зубьев колес 2 и 3. При малой разности чисел зубьев возможно получение больших передаточных отношений.

4. МЕХАНИЗМЫ ДЛЯ ВОСПРОИЗВЕДЕНИЯ КРИВЫХ (2319—2336)

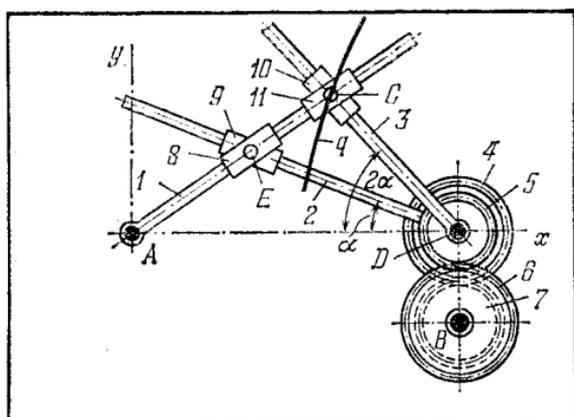
2319	ЗУБЧАТО-КУЛИСНЫЙ МЕХАНИЗМ ДЛЯ ВОСПРОИЗВЕДЕНИЯ УЧАСТКОВ ПАРАБОЛЫ	ЗР
		ВК
<p>Винт 1 несет звено 3, являющееся гайкой винта 1. Звено 4 скользит в направляющей звена 3. Вращение винта 1 посредством равных конических зубчатых колес 5 и 6 передается винту 2, вдоль которого движется звено 7, являющееся гайкой винта 2, с шарнирно-укрепленным на нем ползуном 8. Винты 1 и 2 имеют резьбы равного шага. Звено 4 входит во вращательную пару с ползуном 9, скользящим вдоль кулисы 10, вращающейся вокруг неподвижной оси O. При вращении рукоятки винта 11 точка K механизма воспроизводит участок параболы, уравнение которой</p> $y = \frac{1}{k} x^2,$ <p>где k — расстояние оси винта 2 от начала координат.</p>		



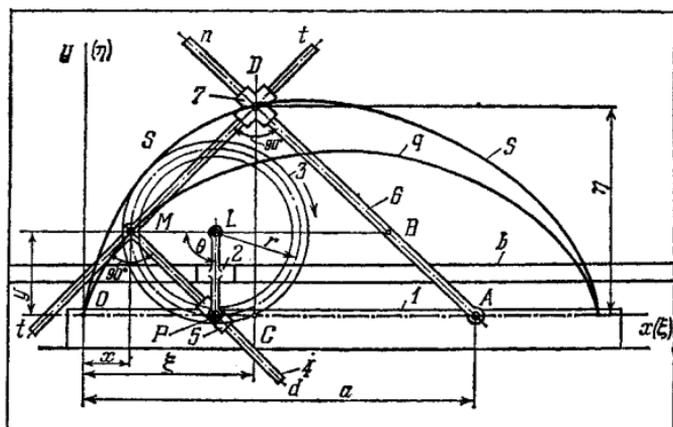
Зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси, входит в зацепление с зубчатыми рейками 2 и 3, перемещающимися в неподвижных направляющих во взаимно перпендикулярных направлениях. Кулиса 4, вращающаяся вокруг неподвижной оси В, входит в поступательную пару с ползуном 9, вращающимся вокруг оси, принадлежащей рейке 2, и в поступательную пару с ползуном 10, входящим во вращательную пару А с крестообразным ползуном 5. Крестообразный ползун 5 входит в поступательную пару с кулисой 3', жестко связанной под углом 90° с рейкой 2, и в поступательную пару с Г-образной кулисой 6. Кулиса 6 имеет возможность перемещаться в неподвижной направляющей только в вертикальном направлении и входит во вращательную пару D с ползуном 7, скользящим по кулисе 8. Кулиса 8, вращающаяся вокруг неподвижной оси O, входит в поступательную пару с ползуном 11, входящим во вращательную пару с ползуном 12, скользящим по кулисе 3'. При вращении зубчатого колеса 1 точка К пересечения кулис 8 и 3' опишет участок кубической параболы, уравнение которой

$$y = \frac{x^3}{ab},$$

где $a = OB$, b — расстояние оси рейки 2 от оси ординат.



Звено 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A , входит в поступательную пару с ползуном 8, скользящим вдоль оси звена 1. Ползун 8 входит во вращательную пару E с ползуном 9, скользящим вдоль оси звена 2, которое жестко связано с зубчатым колесом 4, вращающимся вокруг неподвижной оси D и входящим в зацепление с зубчатым колесом 7, вращающимся вокруг неподвижной оси B . Зубчатое колесо 6, жестко связанное с колесом 7, входит в зацепление с колесом 5, с которым жестко скреплено звено 3, входящее в поступательную пару с ползуном 10, скользящим вдоль оси звена 3. Ползун входит во вращательную пару C со звеном 11, скользящим вдоль оси звена 1. Передаточное отношение u_{47} между колесами 4 и 7 равно $u_{47} = -1$, а передаточное отношение u_{56} между колесами 5 и 6 равно $u_{56} = -2$. Точка C механизма воспроизводит участок q гиперболы.



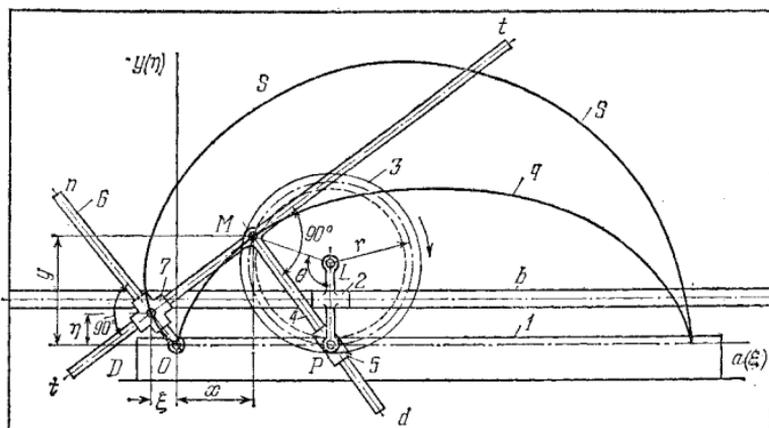
Зубчатое колесо 3, входящее в зацепление с неподвижной зубчатой рейкой 1, входит во вращательную пару L с крестообразным ползуном 2, скользящим в неподвижной направляющей b. Ползун 2 входит во вращательную пару P с ползуном 5, скользящим вдоль оси Md T-образного звена 4. Звено 4 входит во вращательную пару M с колесом 3, а траверза t-t скользит в крестообразном ползуне 7, оси которого взаимно перпендикулярны. Ползун 7 скользит вдоль оси An звена 6, вращающегося вокруг неподвижной оси A, находящейся на оси Ox на произвольном расстоянии OA-a. Размеры механизма удовлетворяют условию $ML-LP-r$, где r — радиус начальной окружности колеса 3. При поступательном движении ползуна 2 в направляющей b колесо 3 перекачивается по рейке 1 и точка M описывает циклоиду q круга радиуса r, параметрическими уравнениями которой будут $x = r\theta - r \sin \theta$ и $y = r - r \cos \theta$. Точка D ползуна 7 будет описывать подеру (подошвенную кривую) s—s циклоиды q с центром в точке A, параметрические уравнения которой будут

$$\eta = r(1 - \cos \theta) + \frac{a - r\theta}{2} \sin \theta$$

и

$$\xi = a - r \sin \theta - \frac{a - r\theta}{2} (1 + \cos \theta),$$

где θ — угол MLP.



Зубчатое колесо 3 входит в зацепление с неподвижной рейкой 1 и во вращательную пару L с ползуном 2, скользящим в неподвижной направляющей b. Ползун 2 входит во вращательную пару P с ползуном 5, скользящим вдоль оси Md Т-образного звена 4. Звено 4 входит во вращательную пару M с колесом 3, а траверза t — t скользит в крестообразном ползуне 7, оси которого взаимно перпендикулярны. Ползун 7 скользит вдоль оси On звена 6, вращающегося вокруг неподвижной оси O. Размеры звеньев механизма удовлетворяют условию $ML = LP = r$, где r — радиус начальной окружности колеса 3. При поступательном движении ползуна 2 в направляющей b колесо 3 перекатывается по рейке 1 и точка M описывает циклоиду q круга радиуса r , параметрические уравнения которой будут

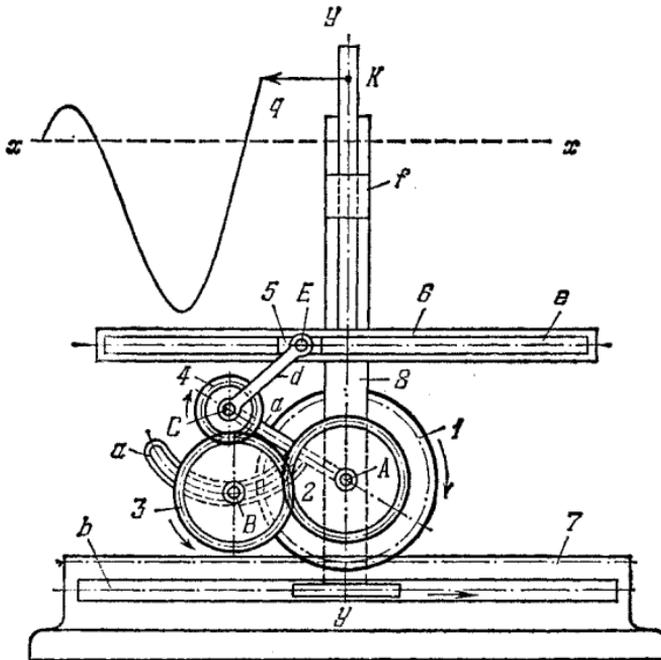
$$x = r\theta - r \sin \theta \quad \text{и} \quad y = r - r \cos \theta.$$

Тогда точка D ползуна 7 будет описывать подеру (подошвенную кривую) s — s циклоиды q с центром в точке O, параметрические уравнения которой будут

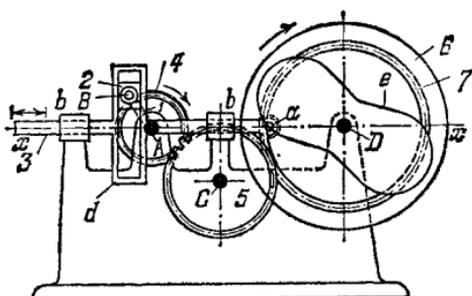
$$\eta = r \left(1 - \cos \theta - \frac{\theta}{2} \sin \theta \right) \quad \text{и}$$

$$\xi = r \left[\frac{\theta}{2} (1 + \cos \theta) - \sin \theta \right],$$

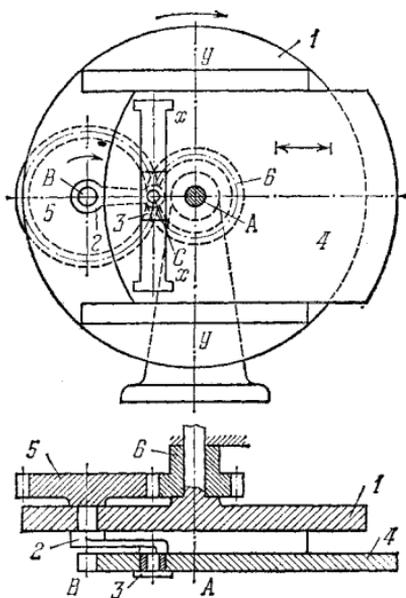
где θ — угол MLP.



Зубчатое колесо 1 входит в зацепление с неподвижной зубчатой рейкой 7 и во вращательную пару А с ползуном 8, скользящим в направляющей *b*. С колесом 1 жестко связан поводок *a*, входящий во вращательные пары В и С с зубчатыми колесами 3 и 4. С колесом 4 жестко связан поводок *d*, входящий во вращательную пару Е с ползуном 5, скользящим в прорези *e* кулисы 6, скользящей в направляющей *f*, принадлежавшей ползуну 8. Колесо 3 входит в зацепление с колесом 4 и колесом 2, вращающимся вместе с колесом 1 вокруг оси А ползуна 8. При вращении колеса 1 оно перекачивается по рейке 7 и перемещает ползун 8 вдоль оси $x - x$. Колесо 2 через колеса 3 и 4 передает движение ползуну 5, который перемещает кулису 6 в направлении оси $y - y$. Любая точка К кулисы 6 вычерчивает кривую *q* синусоидального типа. Получение кривых с различными параметрами может быть получено установкой вместо колеса 2 других сменных колес. При смене колес промежуточное колесо 3 закрепляется в соответствующем положении в дуговой прорези поводка *a*.



Механизм предназначен для воспроизведения кривых типа синусоид. Кривошип 1 с жестко связанным с ним зубчатым колесом 4 вращается вокруг неподвижной оси А, входя во вращательную пару В с ползуном 2, скользящим в прорези *d* кулисы 3. Кулиса 3 скользит в неподвижных направляющих *b — b*. Колесо 4 входит в зацепление с колесом 5, вращающимся вокруг неподвижной оси С, которое в свою очередь входит в зацепление с колесом 7, вращающимся вокруг неподвижной оси D. С колесом 7 жестко связан диск 6. При вращении кривошипа 1 точка *a* кулисы 3 воспроизводит на диске 6 кривую *e* типа синусоиды. Перемещение *x* точки *a* вдоль оси *x — x* равно $x = x_0 + r \cos \varphi$, а угол φ_7 поворота диска 6 равен $\varphi_7 = \frac{z_4}{z_7} \varphi$, где x_0 — начальная координата, определяющая положение звена 3, *r* — расстояние АВ, φ — угол, образуемый АВ и осью *x — x*, z_4 и z_7 — числа зубьев колес 4 и 7. Получение синусоид различных форм может быть осуществлено изменением размера АВ кривошипа 1 и чисел зубьев z_4 и z_7 .



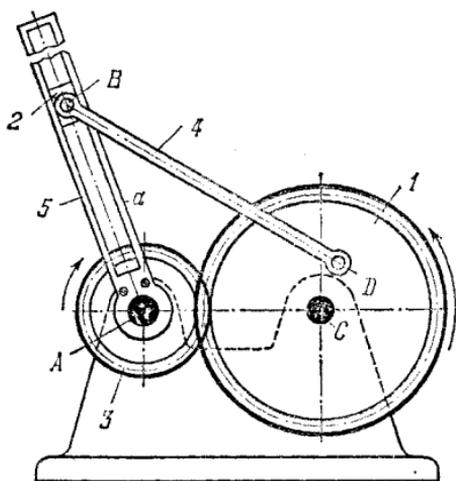
Механизм предназначен для воспроизведения овалов. Планшайба 1, вращающаяся вокруг неподвижной оси А, входит во вращательную пару В с зубчатым колесом 5. Колесо 5 входит в зацепление с неподвижным колесом 6. При вращении планшайбы 1 зубчатое колесо 5 перекатывается по неподвижному колесу 6. Кривошип 2 шарнирно соединен с планшайбой 1 и с ползуном 3, который скользит в вертикальном пазу $x-x$ плоскости 4, перемещающейся горизонтально в направляющих $y-y$. Если карандаш связать с плоскостью 4, то он вычертит на планшайбе 1 овал, форма которого зависит от передаточного отношения между зубчатыми колесами.

2327

ЗУБЧАТО-КУЛИСНЫЙ МЕХАНИЗМ
ДЛЯ ВОСПРОИЗВЕДЕНИЯ
СЛОЖНОЙ ШАТУННОЙ КРИВОЙ

ЗР

ВК



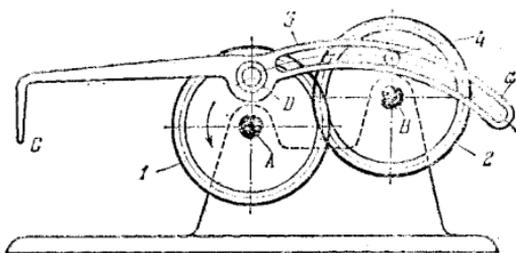
Зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси C , входит в зацепление с зубчатым колесом 3, вращающимся вокруг неподвижной оси A . С колесом 3 жестко связана кулиса 5, в прорези a которой скользит ползун 2. Звено 4 входит во вращательные пары D и B с колесом 1 и ползунком 2. При вращении колеса 1 точка B ползуна описывает сложную шатунную кривую.

2328

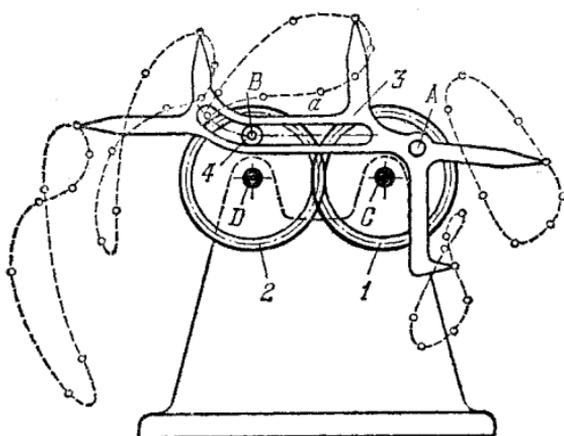
ЗУБЧАТО-КУЛИСНЫЙ МЕХАНИЗМ
С КРИВОЛИНЕЙНОЙ КУЛИСОЙ
ДЛЯ ВОСПРОИЗВЕДЕНИЯ ШАТУННОЙ
КРИВОЙ

ЗР

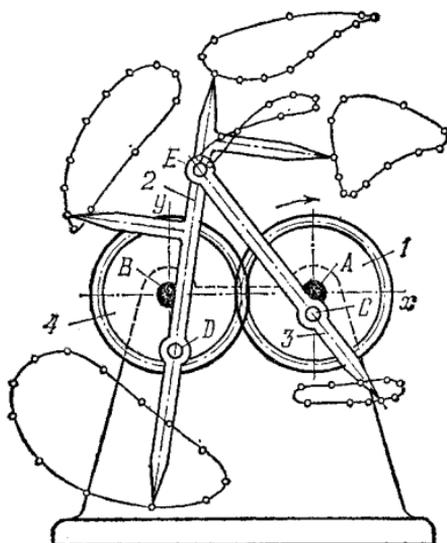
ВК



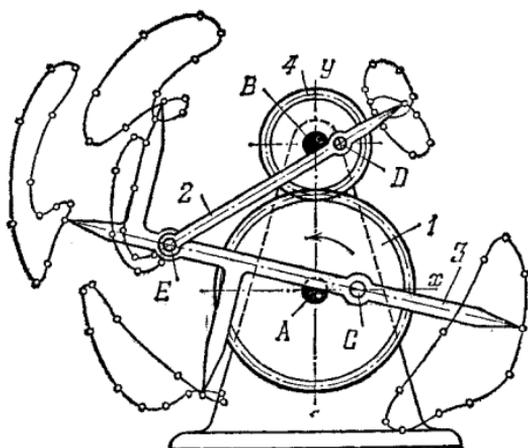
Зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A , входит в зацепление с колесом 2, вращающимся вокруг неподвижной оси B . Колесо 2 имеет палец 4, скользящий в криволинейном пазу a кулисы 3, входящей во вращательную пару D с колесом 1. Точка C кулисы 3 описывает сложную шатунную кривую.



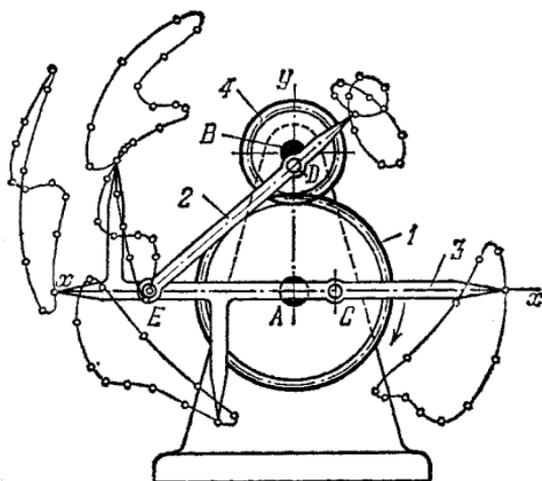
Зубчатое колесо 1 вращается вокруг неподвижной оси C , входя в зацепление с зубчатым колесом 2, вращающимся вокруг неподвижной оси D . Колесо 1 входит во вращательную пару A с кулисой 3, в прорези a которой скользит ролик 4, вращающийся вокруг оси B , принадлежащей колесу 2. При вращении колеса 1 различные точки кулисы 3 описывают сложные шатунные кривые, форма которых зависит от размеров звеньев механизма и профиля прорези a кулисы 3.



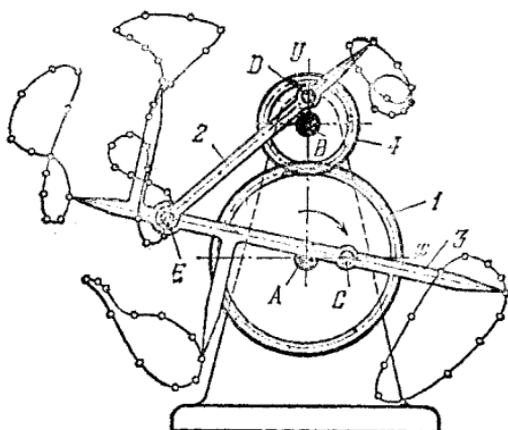
Зубчатые колеса 1 и 4, находящиеся в зацеплении, вращаются вокруг неподвижных осей A и B, входя во вращательные пары C и D со звеньями 3 и 2, которые входят во вращательную пару E. Размеры звеньев механизма удовлетворяют условиям $r_1 = r_4$ и $CE = DE$, где r_1 и r_4 — радиусы начальных окружностей колес 1 и 4. В исходном положении механизма, показанном на чертеже, отрезки AC и BD параллельны вертикальной оси By и направлены вниз. При указанных размерах звеньев механизма при вращении колеса 1 отдельные точки шатунов 2 и 3 описывают сложные шатунные кривые, показанные на чертеже. Варьируя расстояния AC и BD, можно изменять формы шатунных кривых.



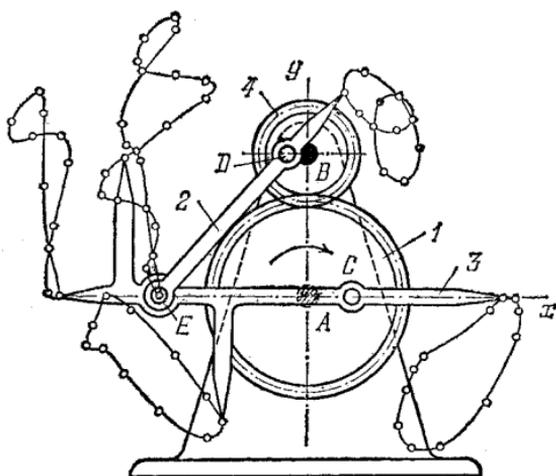
Зубчатые колеса 1 и 4, находящиеся в зацеплении, вращаются вокруг неподвижных осей A и B, входя во вращательные пары C и D со звеньями 3 и 2, которые входят во вращательную пару E. Размеры звеньев механизма удовлетворяют условиям $r_1 = 2r_4$ и $CE = DE = 2r_1$, где r_1 и r_4 — радиусы начальных окружностей колес 1 и 4. В исходном положении механизма, показанном на чертеже, отрезки AC и BD параллельны горизонтальной оси Ax и направлены вправо. При указанных размерах звеньев механизма при вращении колеса 1 отдельные точки шатунов 2 и 3 описывают сложные шатунные кривые, показанные на чертеже. Варьируя расстояния AC и BD, можно изменять формы шатунных кривых.



Зубчатые колеса 1 и 4, находящиеся в зацеплении, вращаются вокруг неподвижных осей A и B , входя во вращательные пары C и D со звеньями 3 и 2, которые входят во вращательную пару E . Размеры звеньев механизма удовлетворяют условиям $r_1 = 2r_4$ и $CE = DE = 2r_1$, где r_1 и r_4 — радиусы начальных окружностей колес 1 и 4. В исходном положении механизма, показанном на чертеже, отрезок AC совпадает с осью Ax и направлен вправо, а отрезок BD совпадает с осью Ay и направлен вниз. При указанных размерах звеньев механизма при вращении колеса 1 отдельные точки шатунов 2 и 3 описывают сложные шатунные кривые, показанные на чертеже. Варьируя расстояния AC и BD , можно изменять формы шатунных кривых.

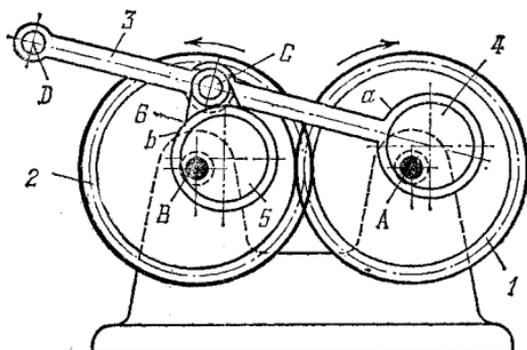


Зубчатые колеса 1 и 4, находящиеся в зацеплении, вращаются вокруг неподвижных осей A и B , входя во вращательные пары C и D со звеньями 3 и 2, которые входят во вращательную пару E . Размеры звеньев механизма удовлетворяют условиям $r_1 = 2r_4$ и $CE = DE = 2r_1$, где r_1 и r_4 — радиусы начальных окружностей колес 1 и 4. В исходном положении механизма, показанном на чертеже, отрезок AC совпадает с осью Ax и направлен вправо, а отрезок BD совпадает с осью Ay и направлен вверх. При указанных размерах звеньев механизма при вращении колеса 1 отдельные точки шатунов 2 и 3 описывают сложные шатунные кривые, показанные на чертеже. Варьируя расстояния AC и BD , можно изменять формы шатунных кривых.

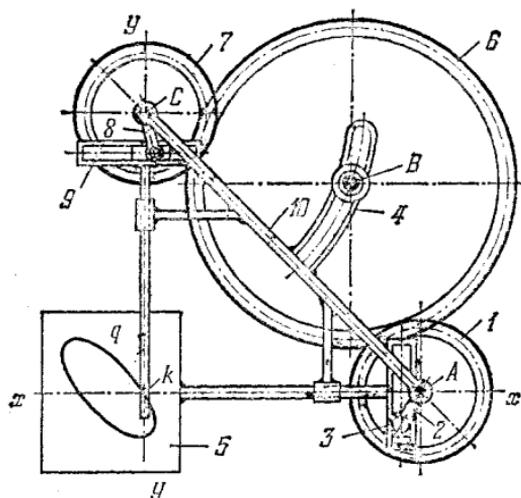


Зубчатые колеса 1 и 4, находящиеся в зацеплении, вращаются вокруг неподвижных осей A и B , входя во вращательные пары C и D со звеньями 3 и 2, которые входят во вращательную пару E . Размеры звеньев механизма удовлетворяют условиям $r_1 = 2r_4$ и $CE = ED = 2r_1$, где r_1 и r_4 — радиусы начальных окружностей колес 1 и 4. В положении механизма, показанном на чертеже, отрезки AC и BD параллельны оси Ax и направлены в разные стороны. При указанных размерах звеньев механизма при вращении колеса 1 отдельные точки шатунов 2 и 3 описывают сложные шатунные кривые, показанные на чертеже. Варьируя расстояния AC и BD , можно изменять формы шатунных кривых.

**ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ
С ДВУМЯ ЭКСЦЕНТРИКАМИ
ДЛЯ ВОСПРОИЗВЕДЕНИЯ ШАТУННОЙ
КРИВОЙ**



Зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси А, входит в зацепление с зубчатым колесом 2, вращающимся вокруг неподвижной оси В. С зубчатым колесом 1 жестко связан эксцентрик 4, а с зубчатым колесом 2 — эксцентрик 5. Эксцентрик 4 входит во вращательную пару со звеном 3, которая выполнена в форме расширенной втулки а, охватывающей эксцентрик 4. Звено 3 входит во вращательную пару С со звеном б, которое входит во вращательную пару с эксцентриком 5. Эта вращательная пара выполнена в форме расширенной втулки б, охватывающей эксцентрик 5. Размеры звеньев механизма удовлетворяют условиям равенства начальных окружностей колес 1 и 2 и равенства диаметров эксцентриков 4 и 5. При вращении колеса 1 звено 3 совершает сложное движение, а точка D этого звена описывает сложную шатунную кривую.



Зубчатое колесо 1 вращается вокруг неподвижной оси A , входя в зацепление с зубчатым колесом 6, вращающимся вокруг неподвижной оси B , которое в свою очередь входит в зацепление с зубчатым колесом 7, вращающимся вокруг неподвижной оси C . С колесом 1 жестко связан кривошип 2, сообщающий кулисе 3 и связанному с ней планшету 5 возвратно-поступательное движение вдоль оси $x - x$. С колесом 7 жестко связан кривошип 8, сообщающий возвратно-поступательное движение вдоль оси $y - y$ кулисе 9 с установленным на ней карандашом k . Рама 10 укрепляется неподвижно. В результате сложения движений планшета и карандаша вычерчивается кривая в осях $x - x$ и $y - y$. С изменением передаточного отношения сменных зубчатых колес 1 и 7 изменяется вид кривой, вычерчиваемой карандашом k . При смене колес вал промежуточного колеса 6 закрепляется в соответствующем положении вдоль прорези 4.

5. МЕХАНИЗМЫ ДЛЯ МАТЕМАТИЧЕСКИХ ОПЕРАЦИЙ (2337—2356)

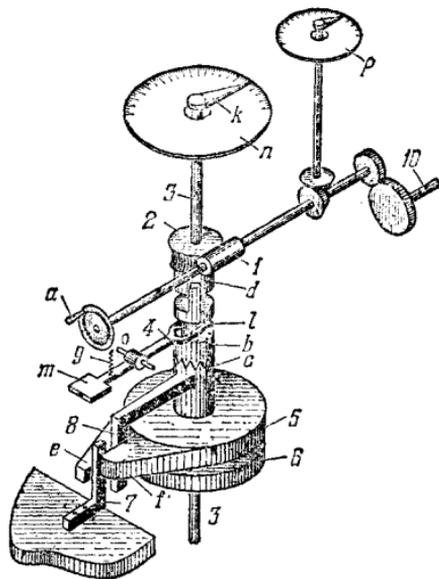
2337

ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫЙ
СУММИРУЮЩИЙ МЕХАНИЗМ
СО СБРАСЫВАЮЩЕЙСЯ СТРЕЛКОЙ

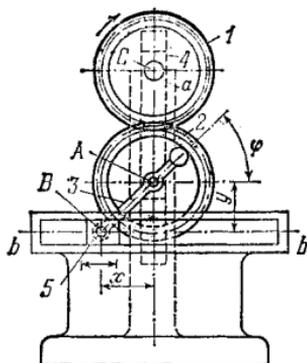
ЗР

МО

Для ввода одной из слагаемых величин посредством рукоятки *a* вращают червяк *1*, передающий движение червячному колесу *2*, свободно насаженному на вал *3*. С колесом *2* жестко соединена одна половина муфты *d*; вторая половина муфты *b*, свободно насаженная на вал *3*, сцепляется с муфтой *c*, жестко закрепленной на валу *3*. Таким образом, вращение червячного колеса *2* с помощью муфты передается валу *3* со стрелкой *k*, указывающей по шкале *n* величину слагаемого. Затем при нажатии на педаль *m* сбрасывателя *4*, вращающегося вокруг неподвижной оси *o*, вилка *l* расцепит муфты *b* и *c*; при этом вал *3* со стрелкой *k*



возвратится в исходное положение под воздействием пружины, уложенной между дисками *5* и *6*, и выступов *f* и *e*. Диски *5* и *6*, свободно вращающиеся на валу *3*, соединены между собой пружиной, стремящейся развернуть оба диска относительно друг друга. Выступы *f* и *e* дисков *5* и *6*, упираясь в неподвижный стержень *7*, ограничивают вращение дисков. На валу *3* жестко закреплен Г-образный рычаг *8*, выступ которого тоже находится между выступами дисков *5* и *6*. Вилка *l* при помощи пружины *9* сцепляет муфты *b* и *c*, чем и осуществляется передача вращения от рукоятки *a* к стрелке *k*. При повороте на некоторый угол вала *3* при помощи рукоятки *a* рычаг *8*, преодолевая сопротивление уложенной между дисками *5* и *6* пружины, в зависимости от направления вращения рукоятки, развернет диск *5* или *6*, стремящийся вернуть вал *3* в исходное положение. Самопроизвольный поворот вала *3* с рычагом *8* за пределы стержня *7* невозможен ввиду ограничения движения выступами *f* и *e* дисков *5* и *6*. Положение рычага *8* против стержня *7* соответствует положению стрелки *k* на нулевом отсчете шкалы *n*. Ввод второго, третьего и последующих слагаемых производится аналогичным способом. Таким образом, вал червяка *1* поворачивается на угол, равный алгебраической сумме углов, вводимых рукояткой *a*, и пропорциональный сумме слагаемых величин, считываемой со шкалы *p*. Получаемая сумма посредством зубчатой передачи и вала *10* может быть введена в необходимый механизм.



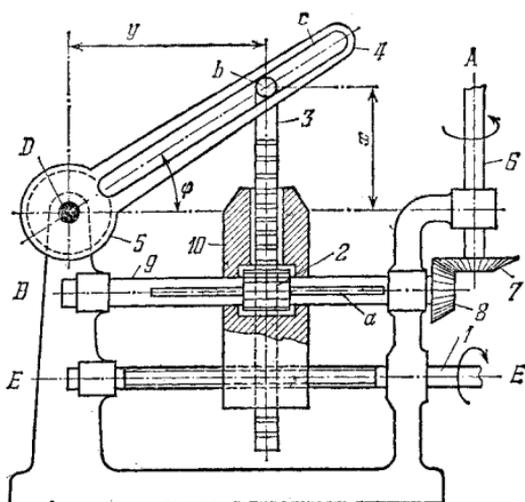
Два равных круглых зубчатых колеса *1* и *2* вращаются вокруг осей *C* и *A*, принадлежащих ползуну *4*, скользящему в вертикальной направляющей *a*. Звено *3*, жестко связанное с колесом *2*, входит во вращательную пару с ползунком *5*, скользящим в горизонтальной направляющей *b — b*. При повороте ведущего колеса *1* вокруг оси *C* ползунки *5* и *4* скользят в направляющих *b — b* и *a*, при этом пути *x* и *y*, проходимые ползунами, будут связаны с углом φ поворота колес *1* и *2* условиями

$$x = l \cos \varphi$$

и

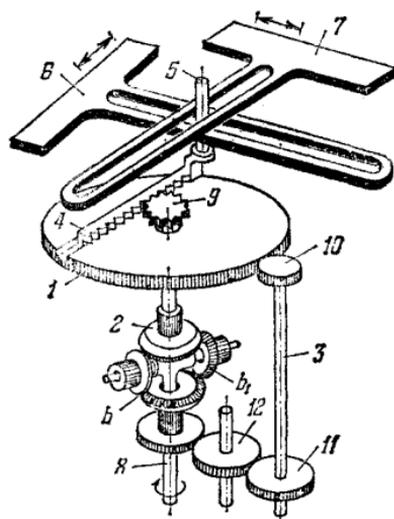
$$y = l \sin \varphi,$$

где *l* — расстояние между центрами *A* и *B*.

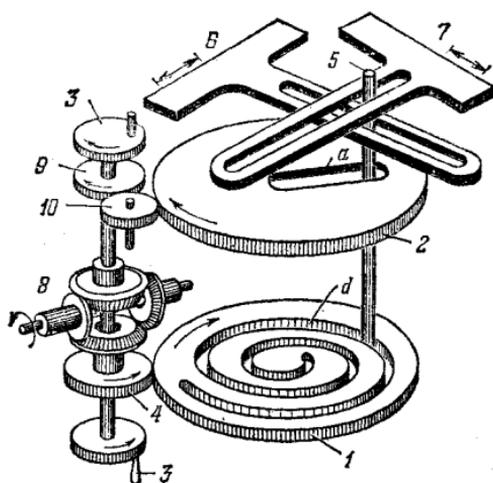


Вал 6, вращающийся вокруг неподвижной оси *A*, посредством двух конических колес 7 и 8 сообщает вращение валу 9 вокруг неподвижной оси *B*. На валу 9 посажено зубчатое колесо 2, свободно перемещающееся вдоль вала 9 по шпонке *a*. Колесо 2 входит в зацепление с зубчатой рейкой 3, скользящей в звене 10. Палец *b* рейки 3 скользит в прорези *c* звена 4, вращающегося вокруг неподвижной оси *D*. Вращением вала 6 в механизм вводится величина *x*. Величина *y* вводится в механизм вращением винта 1, входящего в винтовую пару со звеном 10. Угол φ поворота звена 5 пропорционален линейным перемещениям *x* рейки 3 и винта 1, т. е.

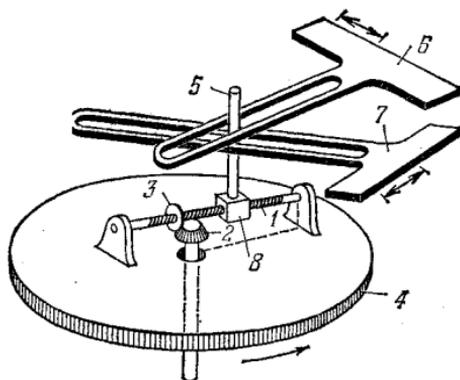
$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{x}{y}.$$



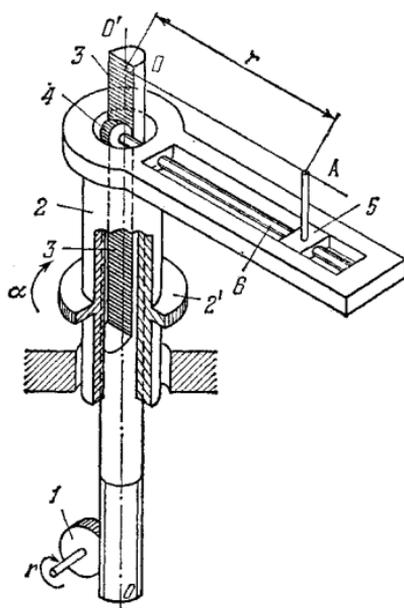
Механизм реечного координатора предназначен для разложения вектора на плоскости по осям координат, лежащим в плоскости его действия. Поступательные перемещения планок 6 и 7, пропорциональные слагающим по осям координат вектора, задаваемой величиной расстояния от центра зубчатого колеса 9 до оси пальца 5 и углом поворота диска 1, осуществляется при помощи пальца 5, расположенного на конце рейки 4, сцепленной с колесом 9. Величина подлежащего разложению вектора вводится в механизм при помощи вала 8, связанного жестко с зубчатыми сателлитами b и b_1 . Угол наклона вектора к осям координат устанавливается поворотом диска 10 при помощи вала 3. Обкатывание рейки 4, искажающее величину вектора, исключается наличием зубчатых колес 11, 12 и 8, воздействующих на колесо 9 через сателлиты b и b_1 и колесо 2.



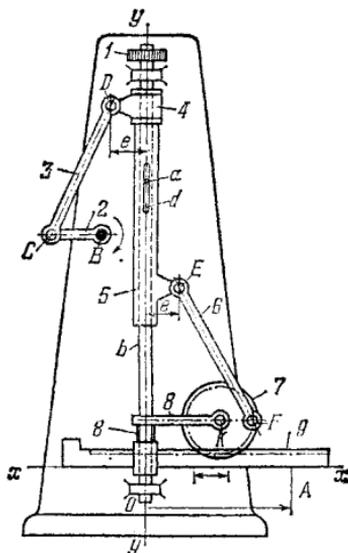
Механизм спирального координатора предназначен для разложения вектора на плоскости по осям координат, лежащим в плоскости его действия. Поступательные движения планок 6 и 7, пропорциональные слагающим по осям координат вектора, задаваемое величиной расстояния от центра диска 2 до оси пальца 5 и углом поворота диска 1, осуществляются при помощи пальца 5, скользящего в спиральном пазу d диска 1 и радиальным пазом a , принадлежащим диску 2. Паз d имеет форму архимедовой спирали. Величина и угол наклона подлежащего разложению вектора вводятся в механизм маховичками 3 посредством зубчатых колес 4 и 1, зубчатых сателлитов 8 и зубчатых колес 9 и 10.



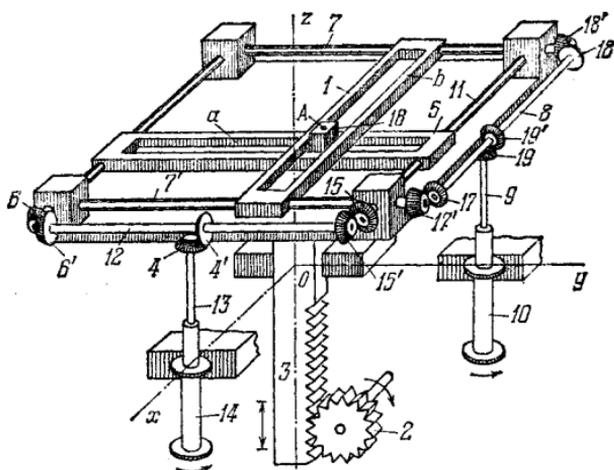
Механизм винтового координатора предназначен для разложения вектора на плоскости по осям координат, лежащим в плоскости его действия. Поступательные перемещения планок 6 и 7, пропорциональные слагающим по осям координат вектора, задаваемого величиной расстояния от центра зубчатого колеса 4 до оси пальца 5 и углом поворота диска 4, осуществляются при помощи пальца 5, расположенного на ползуне 8, входящем в винтовую пару с винтом 1. Величина и угол наклона подлежащего разложению вектора вводятся посредством конических колес 2 и 3 и системы зубчатых колес (не показанных на чертеже), поворачивающих зубчатое колесо 4.



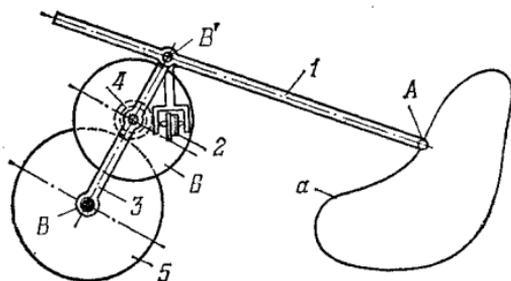
Модуль вектора \overline{OA} задается вращением зубчатого колеса 1, а направление вектора задается поворотом зубчатого колеса 2', принадлежащего звену 2. Движение зубчатого колеса 1, находящегося в зацеплении с круглой рейкой звена 3, передается зубчатому колесу 4, с которым жестко соединен винт 6; по винту 6 движется гайка 5, изменяя величину расстояния OA . При вращении звена 2 звено 3 вращается с той же угловой скоростью; при этом колесо 1 и винт 6 не вращаются, и, следовательно, модуль вектора \overline{OA} не изменяется.



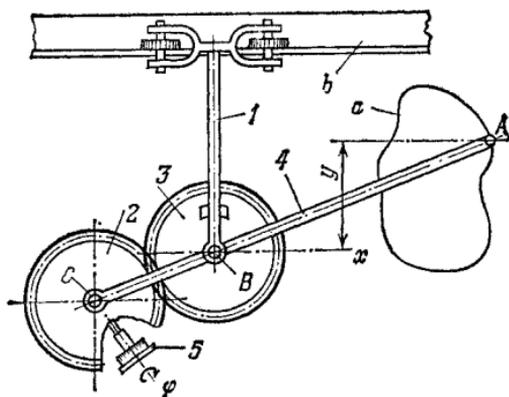
Кривошип 2 вращается вокруг неподвижной оси B , входя во вращательную пару C с шатуном 3, который входит во вращательную пару D со звеном 4, входящим во вращательную пару с трубкой 5, скользящей по валу b в направлении оси $y - y$. Вал b , жестко соединенный с колесом 1, имеет палец a , скользящий в прорези d , принадлежащей трубке 5, входящей во вращательную пару E с шатуном 6, который входит во вращательную пару F с зубчатым колесом 7. Зубчатое колесо 7 вращается вокруг оси K на звене 8, жестко связанном с валом b . Колесо 7 входит в зацепление с зубчатой рейкой 9. Звенья механизма удовлетворяют условиям $BC = KF$, $CD = FE$. Кроме того, оси B и K находятся на одинаковом расстоянии от оси $y - y$ и в исходном положении механизма кривошип 2 и колесо 7 расположены так, как это указано на чертеже. При вращении кривошипа 2 колесо 7 поворачивается на угол, равный углу поворота кривошипа 2, и рейка 9 перемещается в направлении оси $x - x$, тем самым задается модуль вектора OA . При вращении колеса 1 вал b поворачивается и пальцем a поворачивает вокруг оси $y - y$ трубку 5 и вместе с ней звено 6, колесо 7, звено 8 и рейку 9, тем самым задавая направление вектора OA .



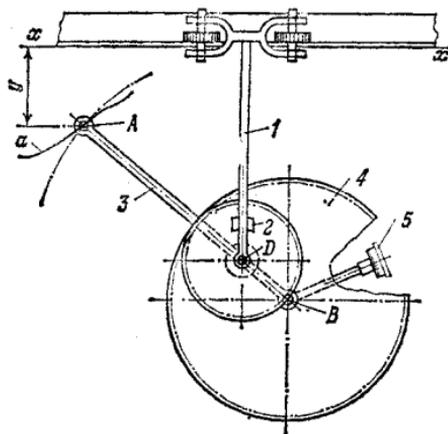
Механизм предназначен для определения вектора \overline{OA} по его проекциям $(OA)_x$, $(OA)_y$ и $(OA)_z$ на оси Ox , Oy и Oz . Проекция $(OA)_x$ вводится валиком 14 через промежуточный валик 13, на котором насажено коническое колесо 4, входящее в зацепление с равным коническим колесом 4'. Колесо 4' жестко посажено на валик 12, на котором закреплены колеса 6' и 15', входящие в зацепление с коническими колесами 6 и 15, закрепленными на валиках 11' и 11. Валики 11 и 11' входят в винтовые пары со звеном 5. При вращении валика 14 звено 5 перемещается параллельно оси Ox , тем самым задается проекция $(OA)_x$. Аналогично при вращении валика 10 через промежуточные валики 9, 8 конические колеса 17, 17', 18, 18', 19, 19' и винтовые валики 7, 7', звено 1 перемещается параллельно оси Oy . В прорезях a и b звеньев 5 и 1 скользят ползун 16. Проекция $(OA)_z$ задается посредством вращения зубчатого колеса 2, входящего в зацепление с зубчатой рейкой 3, с которой связано целиком устройство, задающее проекции $(OA)_x$ и $(OA)_y$. Для возможности перемещения конических колес 4 и 19 вдоль оси Oz предусмотрена возможность поступательного движения валиков 13 и 9 во внутренних полостях валиков 14 и 10. Результирующий вектор определяется величиной и направлением отрезка OA , где A — точка, выбранная на ползуне 16.



При обводе кривой a штифтом A рычаг 3, входящий во вращательную пару B' с рычагом 1, вращается вокруг оси B неподвижного колеса 5. С колесом 5 входит в зацепление колесо 4, ось которого расположена на рычаге 3. На колесе 4 закреплен диск 6, по которому катится и скользит счетное колесо 2, регистрирующее обведенную площадь. Рамка счетного колеса 2 жестко соединена с рычагом 1.



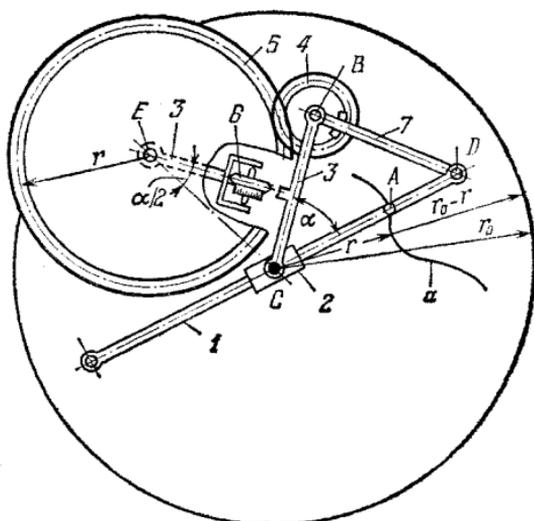
При обходе кривой a штифтом A рычага 4 каретка 1 , входящая во вращательную пару B с рычагом 4 , перемещается вдоль прямолинейной направляющей b . С кареткой 1 жестко связано зубчатое колесо 3 , входящее в зацепление с колесом 2 , которое входит во вращательную пару C с рычагом 4 . Счетное колесо 5 , ось которого жестко связана с колесом 2 , дает при повороте величину, пропорциональную вычисляемому интегралу $\varphi = c \oint y^2 dx$, где c — постоянная величина.



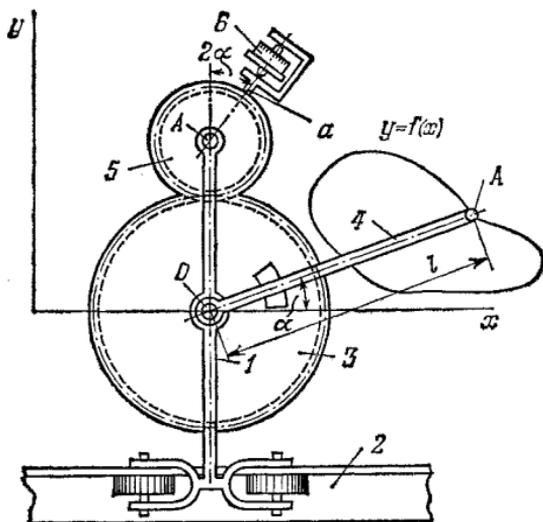
При обводе кривой a штифтом A рычага 3 каретка 1 , входящая во вращательную пару D с рычагом 3 , совершает поступательное движение вдоль оси $x-x$. С кареткой 1 жестко связано зубчатое колесо 2 , входящее во внутреннее зацепление с колесом 4 , входящим во вращательную пару B с рычагом 3 . С колесом 4 жестко соединена ось счетного колеса 5 . Поворот колеса 5 пропорционален искомому интегралу, т. е.

$$\varphi = c \int_{x_1}^{x_2} \sqrt{y} dx,$$

где c — постоянная величина.

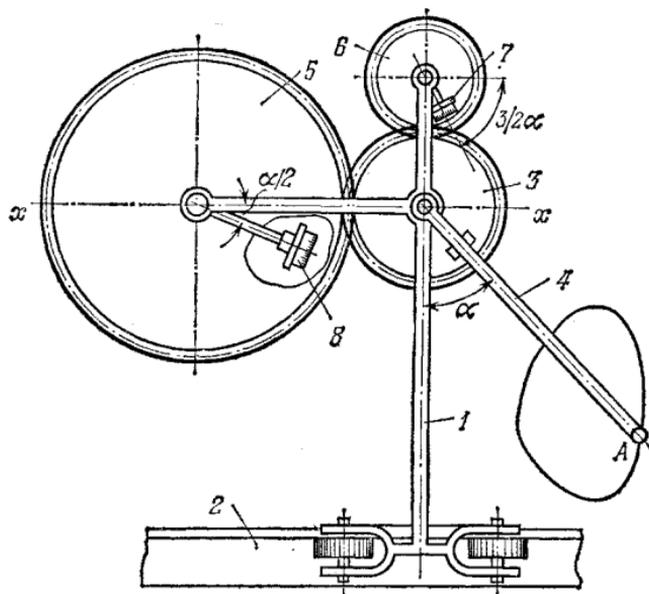


При обводе штифтом A кривой a кулиса 1 , входящая во вращательную пару D со звеном 7 , скользит во втулке 2 , вращающейся вокруг неподвижной оси C . Втулка 2 входит во вращательную пару с Т-образным звеном 3 , входящим во вращательную пару B со звеном 7 , на котором жестко закреплено зубчатое колесо 4 , входящее в зацепление с колесом 5 , вращающимся вокруг оси E на звене 3 . С колесом 5 жестко соединена рамка счетного колеса 6 . Звенья механизма удовлетворяют условиям $CB = BD$, $r_3 = 4r_4$, где r_3 и r_4 — радиусы начальных окружностей зубчатых колес 3 и 4 . Кроме того, в исходном положении механизма звенья расположены так, как указано на чертеже. Угол поворота счетного колеса 6 пропорционален величине $\int \sqrt{r_0 - r} d\varphi$, где r_0 — радиус наибольшего круга, описываемого точкой A .



При обводе штифтом A замкнутой кривой $y = f(x)$ каретка 1 переместится по направляющим 2 вдоль оси x , а зубчатое колесо 3 , жестко соединенное с обводным рычагом 4 , повернется на некоторый угол вокруг оси O на каретке 1 и с помощью зубчатого колеса 5 , вращающегося вокруг оси A на каретке 1 , приведет в движение жестко соединенную с ним ось счетного колеса 6 . Звенья механизма удовлетворяют условию $r_3 = 2r_5$, где r_3 и r_5 — радиусы начальных окружностей зубчатых колес 3 и 5 . Кроме того, в исходном положении механизма звенья расположены так, как указано на чертеже. Механизм дает возможность вычислять величину статического момента площади.

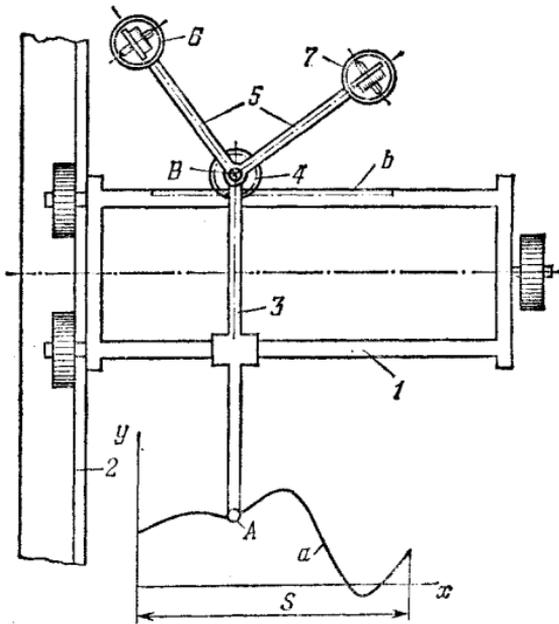
$$M_x = -\frac{1}{4} l \int \cos 2\alpha dx.$$



При обводе штифтом A замкнутой кривой $y = f(x)$ каретка 1 движется по направляющей 2 вдоль оси $x-x'$, а зубчатое колесо 3 , жестко соединенное с рычагом 4 , поворачивается на некоторый угол и с помощью зубчатых колес 5 и 6 приводит в движение счетные колеса 7 и 8 , оси которых жестко соединены с зубчатыми колесами. Звенья механизма удовлетворяют условиям $r_5 = 2r_3, r_6 = \frac{2}{3}r_3$, где r_3, r_5, r_6 — радиусы начальных окружностей зубчатых колес $3, 5$ и 6 . Кроме того, в исходном положении механизма колеса $3, 5$ и 6 расположены так, как указано на чертеже. Механизм решает интеграл вида

$$\oint y^{3/2} dx = l^{3/2} \frac{1}{\sqrt{2}} \left(- \oint \sin \frac{3\alpha}{2} dx + 3 \oint \sin \frac{\alpha}{2} dx \right).$$

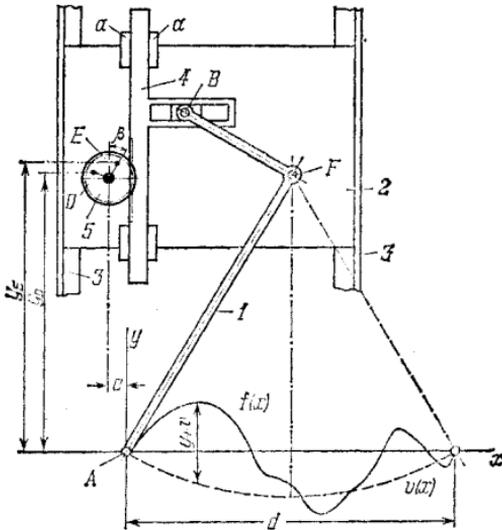
Показания колеса 7 дают значения первого интеграла, а показания колеса 8 — значения второго интеграла.



При обводе кривой a штифтом A каретка 1 перемещается по направляющей 2 параллельно оси y , а кулиса 3 скользит по направляющей каретки 1 параллельно оси x . На кулисе 3 в точке B укреплено зубчатое колесо 4 , входящее в зацепление с рейкой b . На зубчатом колесе 4 жестко укреплен рычаг 5 со счетными колесами 6 и 7 . Движение штифта A раскладывается на два движения вдоль осей x и y . Поворот колес 6 и 7 пропорционален коэффициентам a_k и b_k гармонического ряда. Каждой паре коэффициентов соответствует определенный радиус колеса 4 :

$$a_k = -\frac{1}{k\pi} \int_0^S \sin \varphi dy,$$

$$b_k = \frac{1}{k\pi} \int_0^S \cos \varphi dy.$$



При обводе штифтом A кривой $y = f(x)$ рычаг 1 поворачивается вокруг точки F , в которой он шарнирно крепится к каретке 2 ; при этом каретка перемещается в направляющей 3 параллельно оси y . Одновременно рычаг 1 перемещает рейку 4 , скользящую в направляющих $a - a$, принадлежащих каретке 2 . Рейка 4 вращает зубчатое колесо 5 , на диске которого на взаимно перпендикулярных радиусах нанесены точки E и D . Координаты точек E и D колеса 5 удовлетворяют равенствам:

$$\begin{aligned} x_E &= -e + r \sin \beta, & y_E &= f(x) + v(x) + r \cos \beta, \\ x_D &= -e - r \cos \beta, & y_D &= f(x) + v(x) + r \sin \beta. \end{aligned}$$

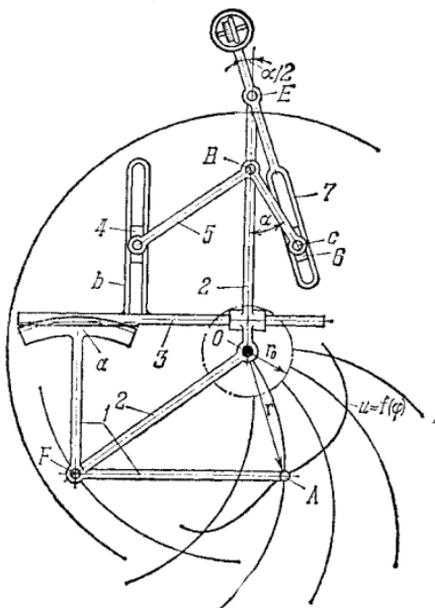
Точки E и D описывают на неподвижной плоскости кривые. Площадь замкнутой кривой, описываемой точкой E , выражается интегралом

$$I_E = \int_0^d y_E dx_E + \int_d^0 y_E dx_E = r \int_0^d f(x) d \left[\sin \left(n \frac{2\pi}{d} x \right) \right] = ka_n.$$

Площадь замкнутой кривой, описываемой точкой D , выражается интегралом

$$I_D = r \int_0^d f(x) d \left[\cos \left(n \frac{2\pi}{d} x \right) \right] = kb_n,$$

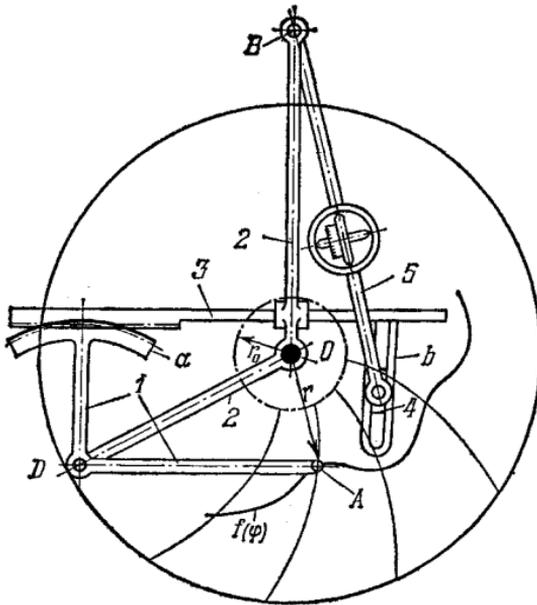
где a_n и b_n — коэффициенты разложения функции в ряд Фурье.



При перемещении штифта A вдоль кривой $f(\varphi)$ звено 1 с зубчатым сектором a поворачивается вокруг точки F звена 2, вращающегося вокруг неподвижной оси O . При этом зубчатый сектор a перемещает в направляющей на звене 2 рейку 3 с кулисой b , в которой скользит ползун 4, шарнирно соединенный со звеном 5, поворачивающимся вокруг шарнира B . Звено 5, палец которого c соединен шарнирно с ползуном 6, скользящим в кулисе 7, поворачивает последнюю вокруг шарнира E . Одновременно происходит поворот всего механизма вокруг полюса O . Звенья механизма удовлетворяют условию $BE = BC$. Число оборотов счетного колеса, рамка которого жестко соединена с кулисой 7, пропорционально интегралу

$$u = c \int \sqrt{r - r_0} d\varphi,$$

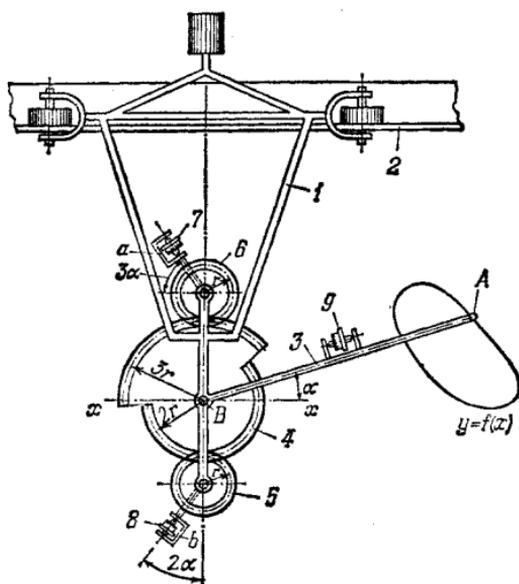
где c — коэффициент пропорциональности, φ — угол поворота рейки 3.



При перемещении штифта A вдоль кривой $f(\varphi)$ звено 1 с зубчатым сектором a поворачивается вокруг точки D звена 2 , вращающегося вокруг неподвижной оси O . При этом зубчатый сектор a перемещает в направляющей на звене 2 рейку 3 с кулисой b , в которой скользит ползун 4 , шарнирно соединенный со звеном 5 , поворачивающимся вокруг точки B . Одновременно происходит поворот всего механизма вокруг полюса O . Число оборотов счетного колеса, рамка которого жестко соединена со звеном 5 , пропорционально интегралу

$$u = c \int (r - r_0) d\varphi,$$

где c — коэффициент пропорциональности, φ — угол поворота рейки 3 .



При обходе штифтом A кривой $y = f(x)$ каретка 1 скользит по направляющей 2 вдоль оси $x - x$, а обводной стержень 3 поворачивает жестко соединенное с ним зубчатое колесо 4 , состоящее из двух частей с радиусами $2r$ и $3r$ (r — радиус зубчатых колес 5 и 6) вокруг оси B на каретке 1 . Движение зубчатого колеса 4 передается колесам 5 и 6 , с которыми жестко соединены рамки a и b счетных колес 7 и 8 . Угол φ_9 поворота счетного колеса 9 , рамка которого жестко соединена с рычагом 3 , пропорционален площади F :

$$\varphi_9 = k \int_{x_1}^{x_2} y dx = kF.$$

Угол φ_8 поворота счетного колеса 8 пропорционален статическому моменту площади F относительно оси $x - x$:

$$\varphi_8 = k \int_{x_1}^{x_2} \sin \left(\frac{\pi}{2} - 2\alpha \right) dx = k \int_{x_1}^{x_2} y^2 dx.$$

Угол φ_7 поворота счетного колеса 7 пропорционален моменту инерции F площади относительно оси $x - x$:

$$\varphi_7 = k \int_{x_1}^{x_2} \sin 3\alpha dx = k \int_{x_1}^{x_2} y^3 dx.$$

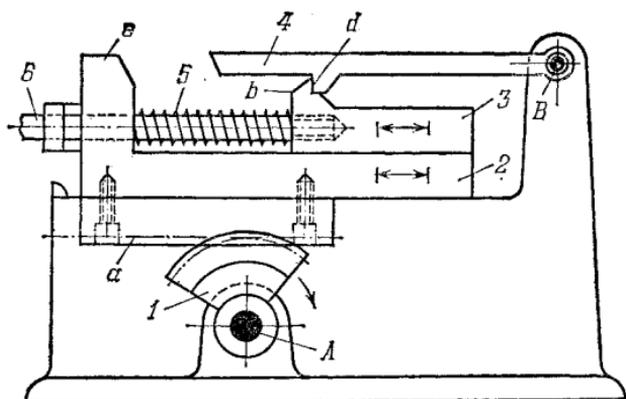
6. МЕХАНИЗМЫ С ОСТАНОВКАМИ (2357—2369)

2357

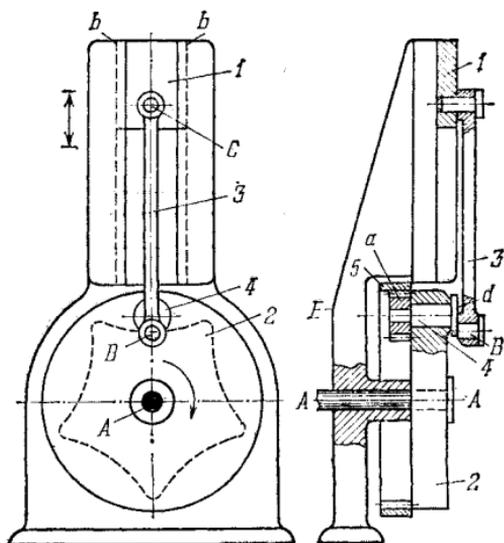
**ЗУБЧАТО-РЕЕЧНЫЙ МЕХАНИЗМ
С ОСТАНОВКОЙ ВЫХОДНОГО ПОЛЗУНА**

ЗР

0

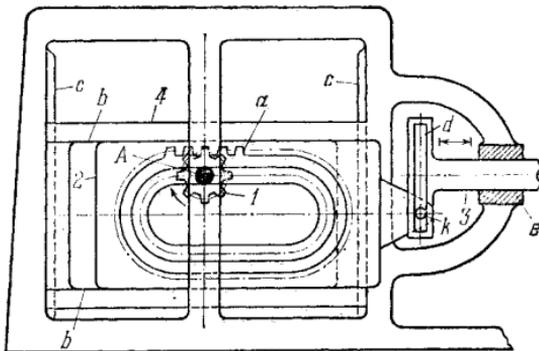


Зубчатый сектор 1, вращающийся вокруг неподвижной оси А, входит в зацепление с рейкой а, принадлежащей ползуну 2. По ползуну 2 скользит ползун 3, имеющий штангу 6. Между выступом е и ползуном 3 установлена пружина 5. Собачка 4 вращается вокруг неподвижной оси В. При повороте сектора 1 в сторону, указанную стрелкой, звено 3, звено 2 и пружина 5 двигаются направо как одно общее звено с зубчатой рейкой. Это движение продолжается до тех пор, пока выступ b, принадлежащий звену 3, не упрется в выступ d собачки 4. После этого штанга 6 будет неподвижной до тех пор, пока выступ е не поднимет собачку 4, допустив, таким образом, для штанги 6 быстрое движение вперед под действием сжатой пружины 5. В исходное положение штанга 6 возвращается при повороте зубчатого сектора в сторону, противоположную указанной стрелкой.

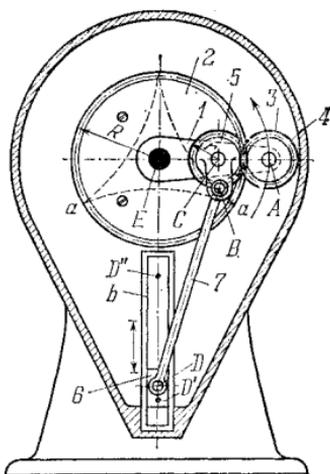


Диск 2, вращающийся вокруг неподвижной оси $A - A$, входит во вращательную пару со звеном 4, имеющим форму кривошипа d , палец которого входит во вращательную пару B : с шатуном 3. Шатун 3 входит во вращательную пару C с ползуном 1, скользящим в неподвижных направляющих $b - b$. Со звеном 4 жестко связано зубчатое колесо a , перекатывающееся по неподвижному зубчатому колесу 5.

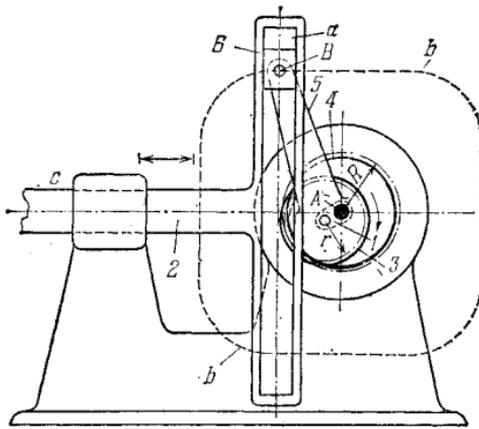
Ползуну 1 сообщается возвратно-поступательное движение с остановками. При вращении диска 2 колесо a , обкатываясь по неподвижному колесу 5, сообщает кривошипу d дополнительное вращение относительно оси E пальца 4. При соответствующем подборе зубчатых колес a и 5 ось $B - B$ кривошипа d будет двигаться по траектории, изображенной штрихами, обеспечивая в крайнем верхнем положении выстой ползуна 1.



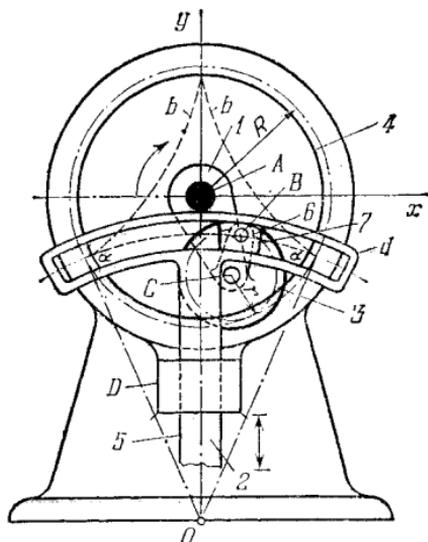
Зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси А, входит в зацепление с фасонной рейкой а, ползуна 2, скользящего в направляющих $b - b$ ползуна 4, скользящего в неподвижных направляющих $c - c$, Ползун 2 оканчивается пальцем k , скользящим в прорези d ползуна 3, скользящего в неподвижных направляющих $e - e$. Фасонная рейка а состоит из двух прямолинейных и двух дуговых участков. При равномерном и непрерывном вращении ведущего колеса 1 ползун 2 будет иметь равномерное поступательное движение в тот период, пока колесо 1 находится в зацеплении с прямолинейными участками фасонной рейки а. При этом ползун 4 находится в покое. При переходе колеса 1 в зацепление с дуговыми участками рейки а движение ползуна 3 будет неравномерным. При этом ползун 4 совершает поступательное движение в направляющих $c - c$.



Водило 1 , вращающееся вокруг неподвижной оси E , входит во вращательную пару A с зубчатым колесом 4 . Зубчатое колесо 2 скреплено со стойкой. Колесо 4 выполнено в виде двух равных, жестко связанных сателлитов, один из которых входит в зацепление с колесом 2 , а другой — в зацепление с зубчатым колесом 5 , вращающимся вокруг оси C водила 1 . Звено 7 входит во вращательную пару B с колесом 5 и во вращательную пару D с ползуном 6 , скользящим в неподвижных направляющей b . Точка B лежит на начальной окружности колеса 5 . Длины звеньев механизма удовлетворяют условию $R = 3r$, где R и r — радиусы начальных окружностей колес 2 и 5 . При указанных длинах звеньев точка B механизма описывает трехвершинную гипоциклоиду. Участок $a-a$ гипоциклоиды мало отличается от дуги окружности радиуса, равного DB , проведенной из точки D' , соответствующей крайнему нижнему положению ползуна 6 . При непрерывном вращении водила 1 ползун 6 в крайнем нижнем положении находится приблизительно в покое, а в крайнем верхнем положении, соответствующем точке D'' , имеет мгновенную остановку.



Водило 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A , входит во вращательную пару с сателлитом 3, входящим во внутреннее зацепление с неподвижным колесом 4. С колесом 3 жестко связан кривошип 5, входящий во вращательную пару B с ползуном 6, скользящим в кулисе a звена 2, которое движется поступательно в неподвижных направляющих c . Радиус R начальной окружности колеса 4 равняется $R = 1,5r$, где r — радиус начальной окружности колеса 3. При выбранных размерах механизма точка B описывает траекторию $b - b$, имеющую форму квадрата с закругленными углами и являющуюся удлинённой гипоциклоидой. При вращении водила 1 звено 2 совершает возвратно-поступательное движение с продолжительными остановками при движении точки B по прямолинейным вертикальным участкам траектории $b - b$ и с примерно равномерной скоростью, когда точка B движется по горизонтальным участкам траектории.



Водило 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A , входит во вращательную пару C с сателлитом 3, входящим во внутреннее зацепление с неподвижным зубчатым колесом 4. С сателлитом 3 жестко связан кривошип 6, входящий во вращательную пару B с ползуном 7, скользящим в дуговой кулисе d звена 5, движущегося поступательно в неподвижной направляющей D . Радиус R начальной окружности колеса 4 равняется $R = 3r$, где r — радиус начальной окружности сателлита, равный длине CB кривошипа 6. Ось направляющей D проходит через точку A , а центр O дуговой кулисы d лежит на оси направляющей D . При выбранных размерах механизма точка B кривошипа 6 описывает трехвершинную гипоциклоиду $b - b$. Если радиус OB дуговой кулисы d выбрать так, чтобы дуга, описанная радиусом OB , проходила через вершины гипоциклоиды $b - b$, то звено 5 будет почти неподвижно в период времени прохождения точкой B участка $a - a$ гипоциклоиды.

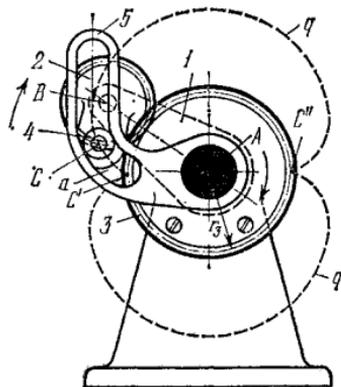
2363

ЗУБЧАТО-КУЛИСНЫЙ ПЛАНЕТАРНЫЙ
МЕХАНИЗМ С ДВУМЯ ОСТАНОВКАМИ
ВЫХОДНОГО ЗВЕНА

ЗР

0

Водило 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A , входит во вращательную пару B с сателлитом 2, входящим в зацепление с неподвижным колесом 3. Сателлит 2 имеет ролик 4, вращающийся вокруг оси C . Ролик 4 скользит в криволинейной прорези a кулисы 5, вращающейся вокруг оси A . Размеры звеньев механизма удовлетворяют условиям $r_3 = 2r_2$ и $BC = r_2$. При указанных размерах звеньев механизма точка C описывает эпициклоиду $q - q$. Кулиса 5 имеет краткие остановки в положениях, когда точка C занимает положение C и C'' .



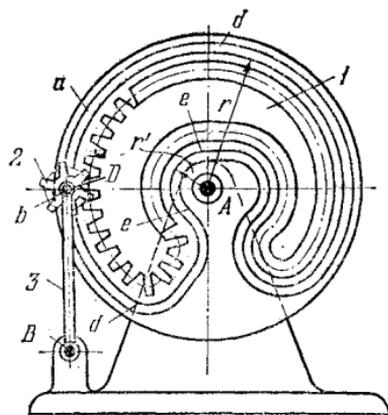
2364

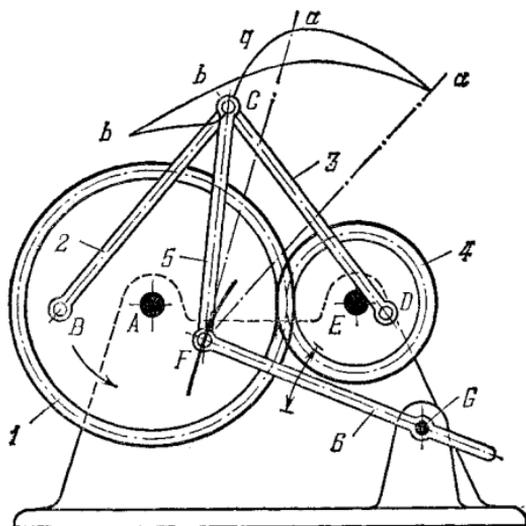
ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ
С ФАСОННЫМ КОЛЕСОМ
С ОСТАНОВКОЙ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА

ЗР

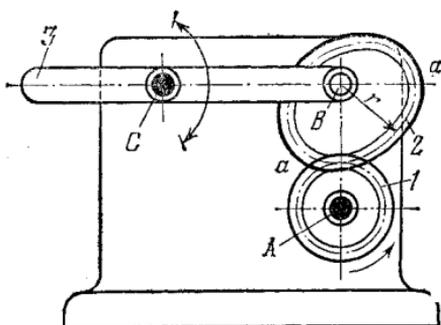
0

Фасонное колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A , входит в зацепление с круглым колесом 2. Колесо 2 имеет палец b , скользящий в пазу a колеса 1. Паз и профиль начальной кривой колеса 1 имеют сложную форму. На участках $d - d$ и $e - e$ профиль паза a очерчен по дугам окружностей радиусов r и r' . Колесо 2 входит во вращательную пару D со звеном 3, вращающимся вокруг неподвижной оси B . При вращении колеса 1 звено 3 совершает сложное качательное движение, при этом звено 3 имеет две остановки в периоды времени скольжения пальцев по участкам $e - e$ и $d - d$.

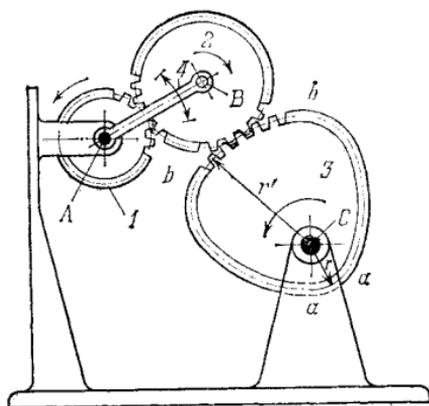




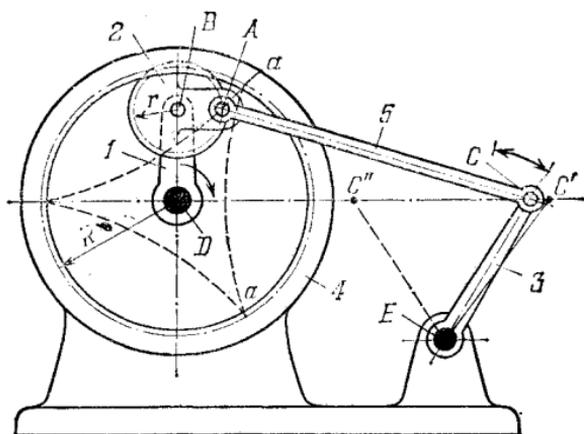
Зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A , входит в зацепление с зубчатым колесом 4, вращающимся вокруг неподвижной оси E . Колесо 1 входит во вращательную пару B со звеном 2, которое входит во вращательные пары C со звеньями 3 и 5. Звено 3 входит во вращательную пару D с колесом 4. Звено 5 входит во вращательную пару F со звеном 6, вращающимся вокруг неподвижной оси G . Размеры звеньев механизма удовлетворяют условиям: $AB = r$, $BC = CD = 2,9r$, $CF = 2,6r$, $DE = 0,3r$, $FG = 2,5r$, $AE = 2,2r$, $AG = 3,2r$, $EG = 1,5r$. Радиус r_1 начальной окружности колеса 1 равен $r_1 = 1,5r$, а радиус r_4 начальной окружности колеса 4 равен $r_4 = 0,75r$. При вращении колеса 1 точка C описывает сложную шатунную кривую q , участки $a - a$ и $b - b$ которой приблизительно совпадают с дугами окружностей, описанными радиусом $CF = 2,6r$ из соответствующих положений точки F . За полный цикл движения механизма звено 6 имеет две длительные остановки в периоды прохождения точкой C участков $a - a$ и $b - b$.



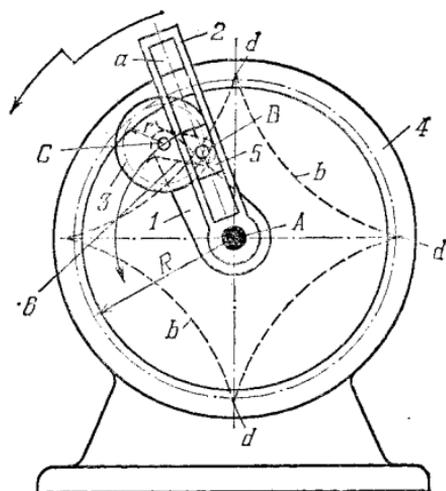
Круглое зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси *A*, входит в зацепление с некруглым колесом 2. Профиль начальной кривой колеса 2 на участке *a — a* очерчен по дуге круга радиуса *r*. Звено 3, вращающееся вокруг неподвижной оси *C*, входит во вращательную пару *B* с колесом 2. При вращении колеса 1 звено 3 совершает качательное движение; при этом звено 3 имеет остановку в тот период времени, когда в зацеплении находится дуга *a — a*. Силовое замыкание колес 1 и 2 обеспечивается силой веса колеса 2.



Круглое зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A, входит в зацепление с круглым зубчатым колесом 2. Звено 4, вращающееся вокруг неподвижной оси A, входит во вращательную пару B с колесом 2. Колесо 2 входит в зацепление с некруглым колесом 3, вращающимся вокруг неподвижной оси C. Профиль начальной кривой колеса 3 на участках $a - a$ и $b - b$ очерчен по дугам окружностей радиусов r и r' . При вращении колеса 1 звено 4 совершает качательное движение, при этом имеет две остановки в те периоды времени, когда в зацеплении находятся дуги $a - a$ и $b - b$ колеса 3. Механизм может быть также использован для воспроизведения переменного передаточного отношения между колесами 1 и 3. Колесо 2 обеспечивает вращение колес 1 и 3 в одном и том же направлении. Силое замыкание колес 2 и 3 обеспечивается силой веса колеса 2.



Водило 1, вращающееся вокруг неподвижной оси D , входит во вращательную пару B с сателлитом 2, входящим в зацепление с неподвижным зубчатым колесом 4. Звено 5 входит во вращательную пару A с колесом 2 и вращательную пару C с коромыслом 3, вращающимся вокруг неподвижной оси E . Точка A лежит на начальной окружности колеса 2. Длины звеньев механизма удовлетворяют условию $R = 3r$, где R и r — радиусы начальных окружностей колес 4 и 2. При указанных длинах звеньев точка A механизма описывает трехвершинную гипоциклоиду. Участок $a-a$ гипоциклоиды мало отличается от дуги окружности радиуса, равного CA , проведенной из точки C' , соответствующей крайнему правому положению звена 3. При непрерывном вращении кривошипа 1 коромысло 3 в крайнем правом положении EC' находится приблизительно в покое, а в крайнем левом положении EC'' имеет мгновенную остановку.



Водило 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A , входит во вращательную пару C с сателлитом 3, входящим во внутреннее зацепление с неподвижным зубчатым колесом 4. С сателлитом 3 жестко связан кривошип b , входящий во вращательную пару B с ползуном 5, скользящим в прямолинейной кулисе a звена 2, вращающегося вокруг неподвижной оси A . Радиус R начальной окружности колеса 4 равняется $R = 4r$, где r — радиус начальной окружности сателлита, равный длине кривошипа b . Ось кулисы a проходит через точку A . При выбранных размерах механизма точка B кривошипа 1 описывает четырехвершинную гипоциклоиду $b - b$. За один полный оборот водила 1 точка B механизма четыре раза совпадает с точками d — вершинами гипоциклоиды $b - b$. В этих положениях звено 2 имеет мгновенные остановки.

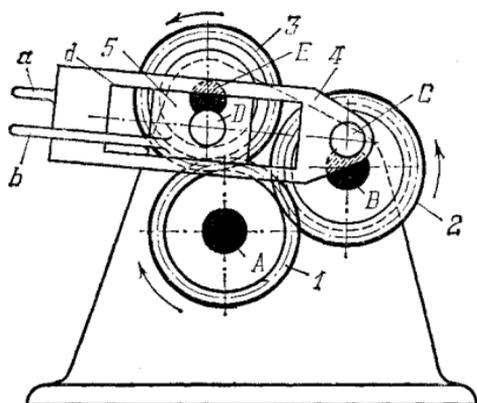
7. МЕХАНИЗМЫ ГРЕЙФЕРОВ КИНОАППАРАТОВ (2370—2373)

2370

ЗУБЧАТО-КУЛИСНЫЙ МЕХАНИЗМ
ГРЕЙФЕРА КИНОАППАРАТА

ЗР

ГК



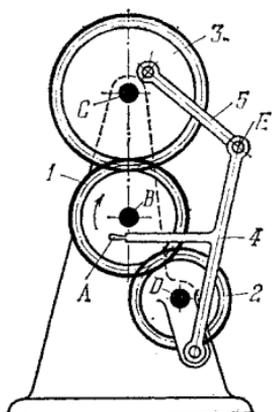
Зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси А, входит в зацепление с колесами 2 и 3, вращающимися вокруг неподвижных осей В и Е. Колесо 2 входит во вращательную пару С с кулисой 4, а колесо 3 входит во вращательную пару D с ползуном 5, скользящим в прорези d кулисы 4. При вращении колеса 1 палец a кулисы 4 вводится в перфорационное отверстие киноленты, передвигает ее и выводится обратно. Палец b ползуна 5 вводится в отверстие киноленты после того, как палец a выведен из отверстия и служит для удерживания ленты в покое.

2371

ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ
ГРЕЙФЕРА КИНОАППАРАТА

ЗР

ГК



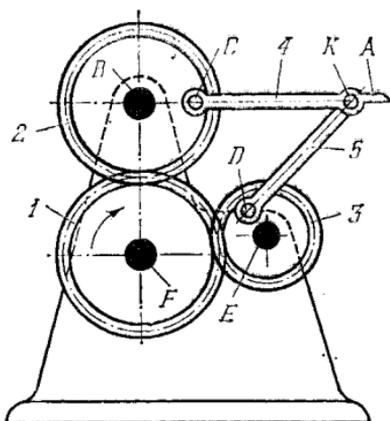
Зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси B, входит в зацепление с зубчатыми колесами 2 и 3, вращающимися вокруг неподвижных осей D и C. Колеса 2 и 3 входят во вращательные пары со звеньями 4 и 5, которые входят во вращательную пару E. При вращении колеса 1 точка A звена 4 описывает сложную шатунную кривую, которая используется для захвата и продвижения ленты киноаппарата.

2372

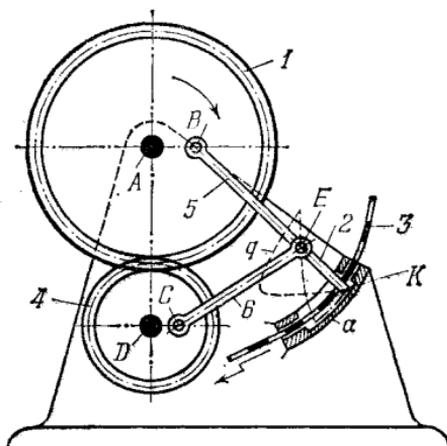
ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ
ГРЕЙФЕРА КИНОАППАРАТА

ЗР

ГК



Зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси F, входит в зацепление с зубчатыми колесами 2 и 3, вращающимися вокруг неподвижных осей B и E. Звенья 4 и 5 входят во вращательные пары C и D с колесами 2 и 3 и во вращательную пару K. При вращении колеса 1 точка A звена 4 описывает сложную шатунную кривую, которая используется для захвата и продвижения ленты киноаппарата.



Зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A , входит в зацепление с зубчатым колесом 4, вращающимся вокруг неподвижной оси D . Колесо 1 входит во вращательную пару B со звеном 5, а колесо 4 входит во вращательную пару C со звеном 6. Звенья 5 и 6 входят во вращательную пару E . При вращении колеса 1 точка K шатуна 5 описывает сложную шатунную кривую q , которая используется для захвата звеном 2 киноленты 3 и продвижения ее в направлении, указанном стрелкой.

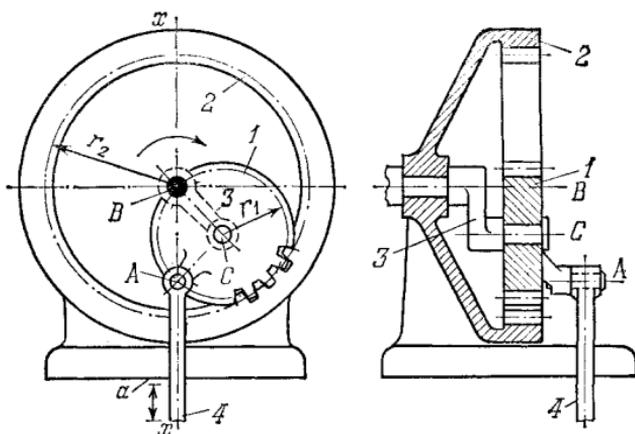
8. МЕХАНИЗМЫ НАПРАВЛЯЮЩИЕ И ИНВЕРСОРЫ (2374—2379)

2374

ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫЙ НАПРАВЛЯЮЩИЙ
МЕХАНИЗМ ПРЕССА

ЗР

НИ



Водило 3, вращающееся вокруг неподвижной оси B , входит во вращательную пару C с сателлитом 1, входящим во внутреннее зацепление с неподвижным зубчатым колесом 2. Радиус R начальной окружности колеса 2 равен $R = 2r_1$ где r_1 — радиус начальной окружности сателлита 1. При данных размерах колес 1 и 2 точка A сателлита 1, лежащая на начальной окружности сателлита 1, движется прямолинейно вдоль оси $x - x$. Шток 4 механизма пресса скользит в неподвижной направляющей a вдоль оси $x - x$.

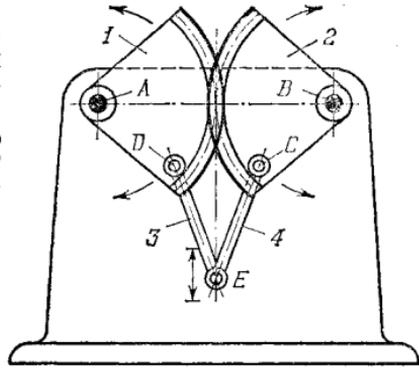
2375

ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫЙ ТОЧНЫЙ
НАПРАВЛЯЮЩИЙ МЕХАНИЗМ

ЗР

НИ

Зубчатый сектор 1, вращающийся вокруг неподвижной оси A , входит в зацепление с зубчатым сектором 2, вращающимся вокруг неподвижной оси B . Сектор 1 входит во вращательную пару D со звеном 3, а сектор 2 входит во вращательную пару C со звеном 4. Звенья 3 и 4 входят во вращательную пару E . Размеры звеньев механизма удовлетворяют условиям $r_1 = r_2$, $AD = BC$ и $DE = CE$, где r_1 и r_2 — радиусы начальных окружностей секторов 1 и 2. При указанных размерах звеньев механизма точка E движется по прямой, перпендикулярной к направлению AB .



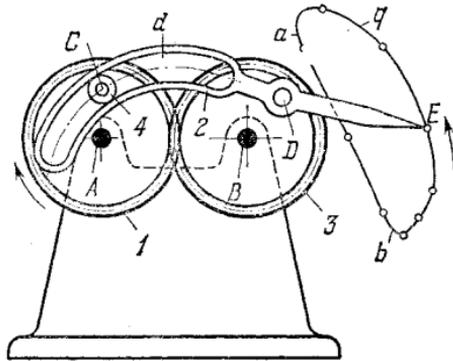
2376

ЗУБЧАТО-КУЛИСНЫЙ
ПРИБЛИЖЕННО-НАПРАВЛЯЮЩИЙ
МЕХАНИЗМ

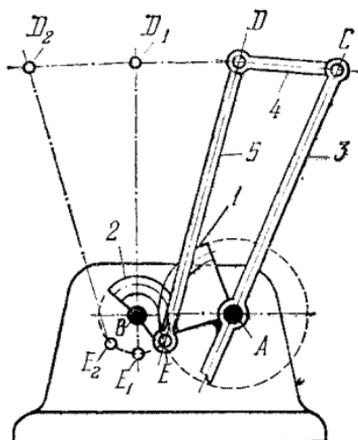
ЗР

НИ

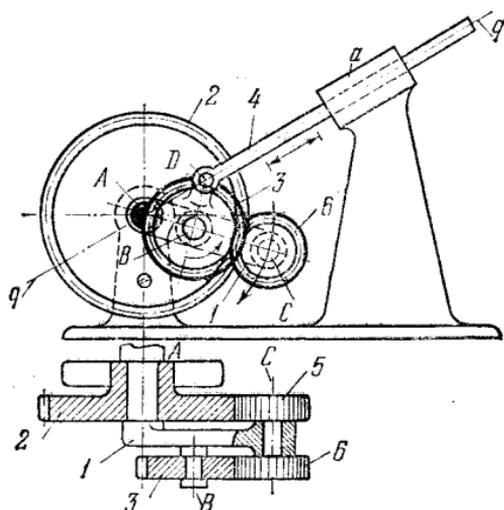
Зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A , входит в зацепление с зубчатым колесом 3, вращающимся вокруг неподвижной оси B . Палец 4 колеса 1, вращающийся вокруг оси C , скользит в криволинейной прорези d кулисы 2, входящей во вращательную пару D с колесом 3. Профиль паза d может



быть всегда построен так, чтобы точка E кулисы 2 описывала кривую q , некоторый участок ab которой прямолинеен.



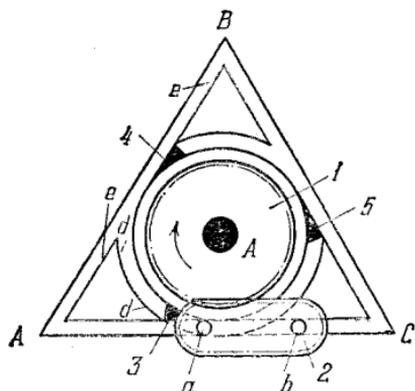
Зубчатый сектор 1 , вращающийся вокруг неподвижной оси A , входит в зацепление с зубчатым сектором 2 , вращающимся вокруг неподвижной оси B . С сектором 1 жестко связано звено 3 , входящее во вращательную пару C со звеном 4 , входящим во вращательную пару D со звеном 5 . Звено 5 входит во вращательную пару E с сектором 2 . Длины звеньев механизма удовлетворяют условиям $AC = 4r_1$, $DC = 1,5r_1$, $ED = 4,5r_1$, $AB = 1,5r_1$, $BE = 0,5r_1$, $r_2 = 0,5r_1$, где r_1 и r_2 — радиусы начальных окружностей секторов 1 и 2 . При указанных размерах звеньев точка E занимает последовательно положения E , E_1 , E_2 , а точка D — положения D , D_1 , D_2 . Точка D движется приближенно-прямолинейно.



Водило *1*, вращающееся вокруг неподвижной оси *A*, входит во вращательную пару *C* с зубчатыми сателлитами *5* и *6* и во вращательную пару *B* с зубчатым колесом *3*. Сателлит *5* входит в зацепление с зубчатым колесом *2*, жестко скрепленным со стойкой. Сателлит *6*, жестко скрепленный с сателлитом *5*, входит в зацепление с колесом *3*. Ползун *4*, входящий во вращательную пару *D* с колесом *3*, скользит в неподвижной направляющей *a*, ось *q — q* которой проходит через точку *A*. Звенья механизма удовлетворяют условиям

$$z_5 = z_6 \text{ и } z_3 = \frac{z_2}{2}, \text{ где } z_2, z_3, z_5, z_6 \text{ — числа}$$

зубьев колес *2*, *3*, *5* и *6*. При вращении водила *1* колесо *3* обегает неподвижное колесо *2*. Колесо *6* приводит в движение колесо *3*. Любая точка *D* колеса *3*, лежащая на его начальной окружности, описывает прямую *q — q*, проходящую через центр *A* колеса *2*.



Зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси А, входит в зацепление с фасонной рейкой 2. При вращении зубчатого колеса 1 в направлении, указанном стрелкой, рейка 2 совершает прямолинейное движение влево. Как только палец *a* зайдет за край клина 3, клин автоматически перекрывает прямолинейную направляющую, вследствие чего до прихода пальца *a* в вершину А треугольника *ABC* палец *b* перемещается по дуге *d — d*. Под действием пружин (на рисунке не показанных) клинья 3, 4, 5 всегда перекрывают направляющие, расположенные по окружности, а поэтому палец *b*, пройдя дугу *d — d*, перемещается по прямолинейному участку *e — e*. Как только палец *b* заходит за край клина 4, клин автоматически перекрывает прямолинейную направляющую и палец *a* до прихода пальца *b* в точку В перемещается по криволинейной направляющей *d — d*. Таким образом совершается дальнейшее движение до прихода пальца *a* в точку С.

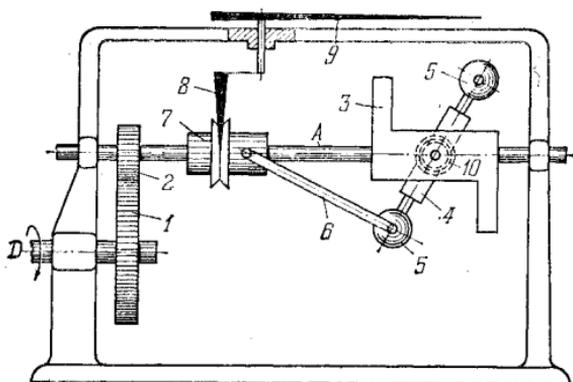
9. МЕХАНИЗМЫ ИЗМЕРИТЕЛЬНЫХ
И ИСПЫТАТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ
(2380—2381)

2380

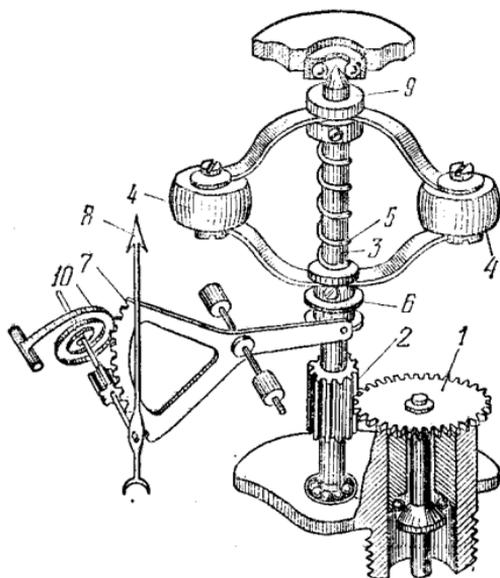
ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ
ЦЕНТРОБЕЖНОГО ТАХОМЕТРА

ЗР

И



Вал *A* тахометра получает вращение от испытуемого вала посредством вала *D* и зубчатой передачи *1, 2*. На вал *A* жестко насажено звено *3*, к которому шарнирно прикреплен рычаг *4* с грузами *5*. При вращении вала *A* рычаг *4* под действием центробежных сил грузов *5* поворачивается и шатун *6* перемещает втулку *7* вместе с коленчатым рычагом *8* и стрелкой *9*. Стрелка *9* отмечает угловую скорость испытуемого вала. Пружина *10* возвращает рычаг *4* с грузами *5* в исходное положение.



Вращение от испытуемого вала передается валу 3 тахометра через зубчатые колеса 1, 2. При вращении валика 3 на грузы 4 действует центробежная сила, и они расходятся, сжимая пружину 5 и перемещая муфту 6. Перемещение муфты 6 по валу 3 прибора вызывает поворот зубчатого сектора 7 и стрелки 8, которая фиксирует скорость вращения. Втулка 9 закреплена неподвижно на оси 3. Пружина 10 предназначена для выбирания люфтов в механизме.

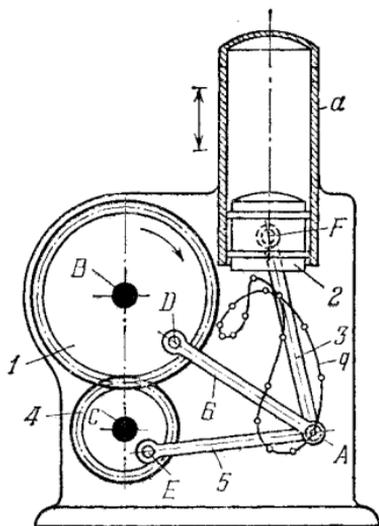
10. МЕХАНИЗМЫ ПОРШНЕВЫХ МАШИН (2382—2383)

2382

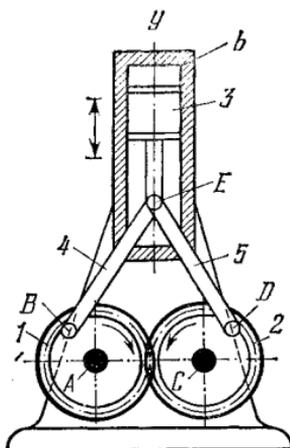
ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ
ПОРШНЕВОЙ МАШИНЫ

ЗР

ПМ



Зубчатое колесо *1*, вращающееся вокруг неподвижной оси *B*, входит в зацепление с зубчатым колесом *4*, вращающимся вокруг неподвижной оси *C*. Колеса *1* и *4* входят во вращательные пары *D* и *E* со звеньями *6* и *5*, входящими с шатуном *3* во вращательную пару *A*. Шатун *3* входит во вращательную пару *F* с поршнем *2*, скользящим в цилиндре *a*. Длины звеньев механизма удовлетворяют условиям $r_1 = 2r_4$ и $AD = AE$, где r_1 и r_4 — радиусы начальных окружностей колес *1* и *4*. При вращении колеса *1* точка *A* описывает сложную шатунную кривую *q*, а поршень *2*, двигаясь возвратно-поступательно, имеет два различной величины хода за один оборот колеса *1*.



Зубчатые колеса 1 и 2, находящиеся в зацеплении, вращаются вокруг неподвижных осей A и C и входят во вращательные пары B и D с шатунами 4 и 5, которые входят во вращательные пары E с поршнем 3, движущимся в цилиндре b . Длины звеньев механизма удовлетворяют условиям $r_1 = r_2$, $AB = CD$ и $BE = DE$, где r_1 и r_2 — радиусы начальных окружностей колес 1 и 2. Углы, образованные направлениями AB и CD с осью y цилиндра b , равны и симметрично расположены. При вращении одного из колес 1 или 2 поршень 3 движется возвратно-поступательно вдоль оси y . В механизме при равных массах колес 1 и 2 и шатунов 4 и 5 отсутствуют давления на стенки цилиндра от сил инерции звеньев.

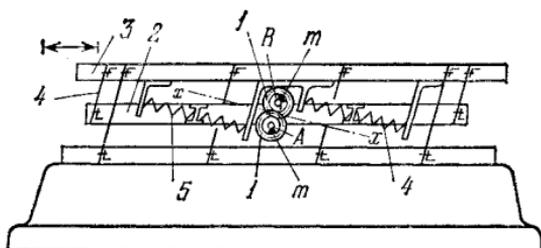
11. МЕХАНИЗМЫ ВИБРОМАШИН И ВИБРОУСТРОЙСТВ (2384—2385)

2384

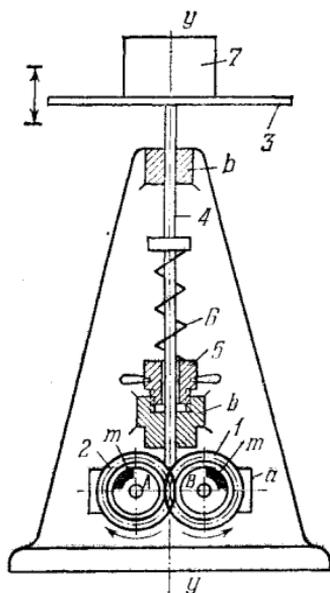
ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ
ПРОХОТА С УПРУГИМИ ЗВЕНЬЯМИ

ЗР

Вм



Рама 2, несущая находящиеся в зацеплении два равных зубчатых колеса 1, вращающихся вокруг осей *A* и *B*, соединена с рамой 3 пружинами 5 и 4. На зубчатых колесах 1 под равными углами φ к оси $x - x$ закреплены неуравновешенные массы m так, что результирующая возмущающая сила P , равная $P = m\omega^2 r \cos \varphi$, где ω — угловая скорость вращения колес 1 и 2 и r — расстояния от осей вращения *A* и *B* до центра масс грузов m , направлена по оси $x - x$. При вращении зубчатых колес 1 рамы 2 и 3 совершают колебательные движения,



Равные зубчатые колеса 1 и 2, находящиеся в зацеплении, вращаются вокруг осей B и A рамы a , жестко связанной со штангой 4, движущейся поступательно в направляющих $b - b$. На колесах 1 и 2 укреплены равные массы m , заклиненные под равными углами φ к оси $y - y$. При равномерном вращении колес 1 и 2 вдоль оси $y - y$ штанги 4 действует сила P , равная $P = 2m\omega^2 r \cos \varphi$, где ω — угловая скорость вращения колес 1 и 2 и r — расстояния от осей вращения A и B до центра масс грузов m . Под действием силы P возникают колебания стола 3 и испытуемого объекта 7, установленного на столе. Винтовое устройство 5 позволяет изменять натяжение пружины 6.

12. МЕХАНИЗМЫ ЗАХВАТОВ, ЗАЖИМОВ И РАСПОРОВ (2386—2387)

2386	ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ ЗАХВАТА С ЗУБЧАТЫМИ СЕКТОРАМИ	ЗР <hr/> 33
<div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;"> <div style="width: 45%;"> <p>Жестко связанные между собой зубчатые колеса 1 и 2, вращающиеся вокруг неподвижной оси А, входят в зацепление с зубчатыми секторами 4 и 3, вращающимися вокруг неподвижной оси В. При повороте колес 1 и 2 в направлении, указанном стрелкой, захваты а и б секторов 3 и 4 захватывают объект с.</p> </div> <div style="width: 45%; text-align: center;"> </div> </div>		
2387	ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ УСЦОВА ДЛЯ ПРИЖИМА ЛЕНТЫ	ЗР <hr/> 33
<div style="display: flex; justify-content: center; align-items: center;"> </div> <p>Поршень 1, движущийся поступательно вдоль оси $y - y$ цилиндра a, входит во вращательные пары А и В со звеньями 2 и 3, входящими во вращательные пары С и D со звеньями 4 и 5. Звенья 4 и 5, вращающиеся вокруг неподвижных осей Е и F, имеют зубчатые секторы 6 и 7, входящие в зацепление с зубчатыми рейками e и f, скользящими вдоль вертикальных направляющих $b - b$ и $d - d$. Рейки e и f принадлежат звену 8. Длины звеньев механизма удовлетворяют условиям $AC = BD$, $CE = FD$, $r_6 = r_7$, где r_6 и r_7 — радиусы начальных окружностей секторов 6 и 7. Точки А и В расположены симметрично относительно оси $y - y$. При поступательном движении поршня 1 звено 8 движется поступательно вдоль оси $y - y$, прижимая ленту к неподвижной плоскости.</p>		

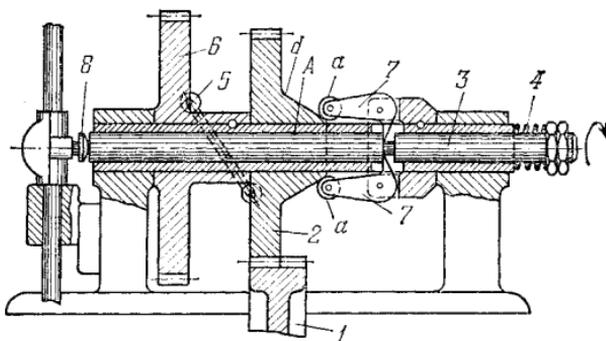
13. МЕХАНИЗМЫ МУФТ И СОЕДИНЕНИЙ (2388—2389)

2388

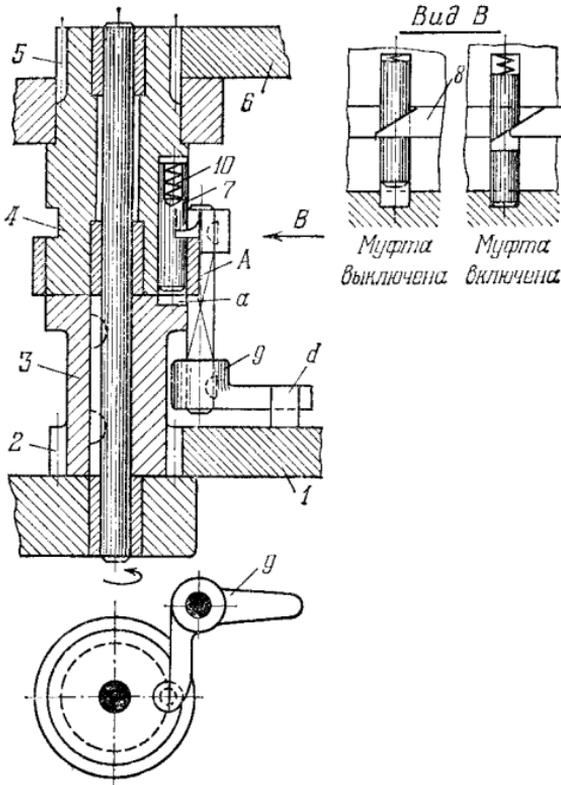
ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ
ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОЙ МУФТЫ

ЗР

МС



При нормальной нагрузке вращающий момент передается от колеса 1 колесу 2, свободно насаженному на полый вал А, и далее посредством рычага 5 — колесу 6. При этом плунжер 3, находящийся под действием пружины 4, занимает положение, показанное на рисунке. При повышенной нагрузке давление на шаровые опоры рычага 5 увеличивается, и рычаг 5 перемещает колесо 2 вправо относительно полого вала А. При этом ролики *a* рычагов 7, перемещаясь по конической поверхности *d* колеса 2, отклоняют рычаги 7, которые перемещают плунжер 3 влево, сжимая пружину 4, а плунжер 3, нажимая на кнопку 8, выключает машину. При уменьшении нагрузки механизм под действием пружины 4 занимает исходное положение.



Втулка 3 приводится во вращение посредством зубчатых колес 1 и 2. Вращение от втулки 3 сообщается втулке 4 муфты и зубчатым колесам 5 и 6 тогда, когда шпонка 7 входит в канавку a втулки 3. Перемещению шпонки 7 вниз препятствует клин 8, закрепленный на оси A рычага 9, упирающийся в клиновидный скос шпонки 7. При вращении зубчатого колеса 1 штифт d периодически действует на рычаг 9, отклоняя его на некоторый угол. При каждом отклонении рычага 9 клин 8 отходит и шпонка 7 под действием пружины 10 опускается в канавку a втулки 3, сцепляя с ней ведомую втулку 4 и приводя в движение колесо 6. Рычаг 9, возвращаясь в исходное положение, под действием пружины, не показанной на рисунке, перемещает шпонку 7 вверх.

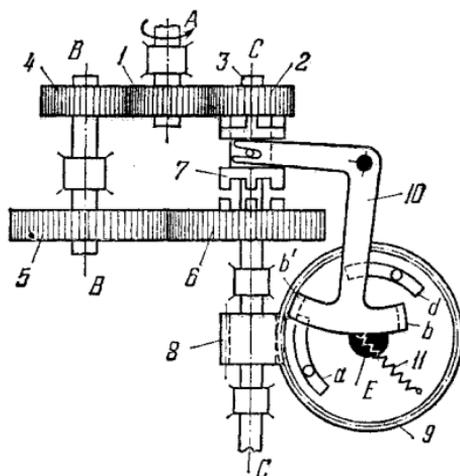
14. МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ, ВКЛЮЧЕНИЯ И ВЫКЛЮЧЕНИЯ (2390)

2390

ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ
ПЕРИОДИЧЕСКОГО ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ

ЗР

ПВ



Движение от зубчатого колеса 1, вращающегося вокруг неподвижной оси *A*, передается зубчатому колесу 2, свободно сидящему на валу 3, и посредством зубчатых колес 4 и 5, вращающихся вокруг неподвижной оси *B — B*, передается зубчатому колесу 6, также свободно сидящему на валу 3. Зубчатые колеса 2 и 6, вращающиеся вокруг неподвижной оси *C — C*, будучи попеременно в зацеплении с подвижной частью муфты 7, вращают вал 3 в противоположные стороны. На валу 3 находится червяк 8, приводящий в движение червячное колесо 9, управляющее движением переключающего рычага 10, соединенного с колесом 9 пружиной 11. Колесо 9, вращающееся вокруг неподвижной оси *E*, имеет две дугообразные надставки *a* и *d*, которые могут переставляться. Когда при вращении колеса 9 приливы *b* и *b'* на рычаге 10 скользят по надставкам *a* и *d*, рычаг 10 неподвижен. Когда соприкосновение между приливами *b* и *B'* и надставками *a* и *d* прекращается, пружина 11 оттягивает рычаг 10 и происходит переключение.

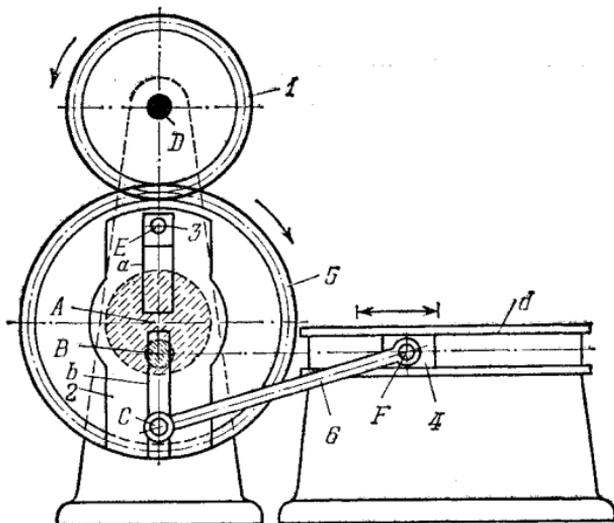
15. МЕХАНИЗМЫ С РЕГУЛИРУЕМЫМИ ЗВЕНЬЯМИ (2391—2395)

2391

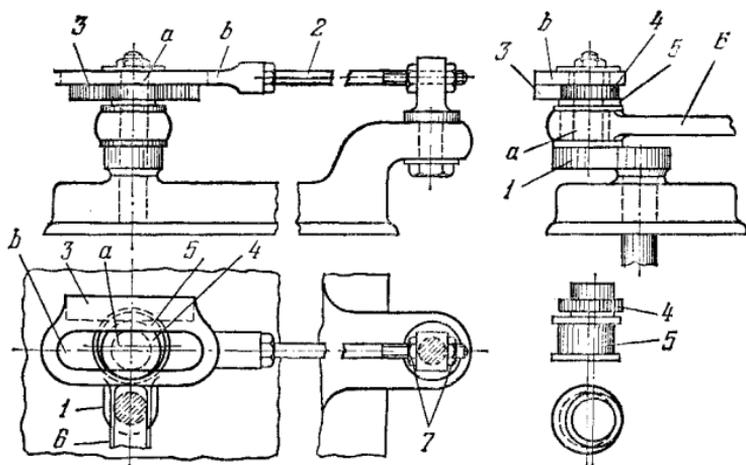
**ЗУБЧАТО-КУЛИСНЫЙ МЕХАНИЗМ
С РЕГУЛИРУЕМЫМ ХОДОМ
ВЫХОДНОГО ЗВЕНА**

ЗР

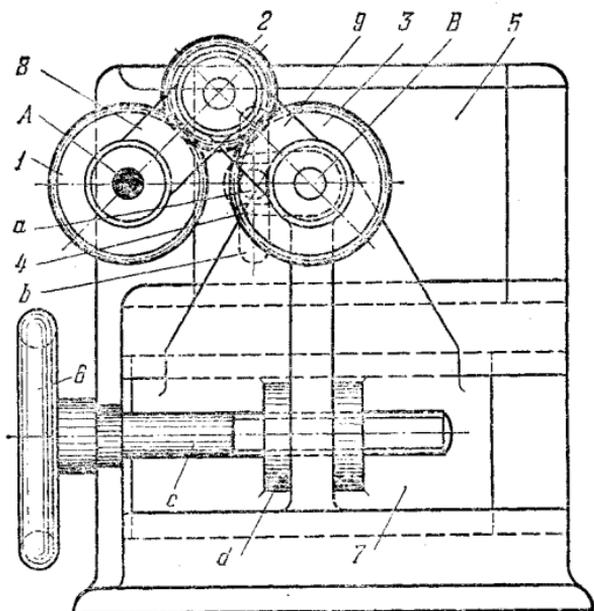
РЗ



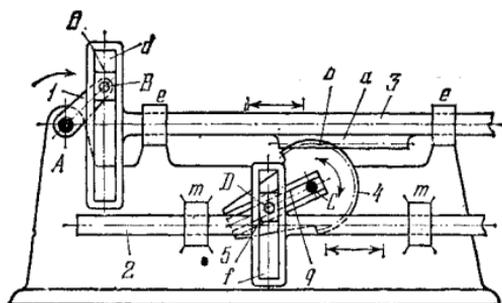
Зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси D, входит в зацепление с зубчатым колесом 5, вращающимся вокруг неподвижной оси A. Колесо 5 входит во вращательную пару E с ползуном 3, скользящим в прорези a кулисы 2, вращающейся вокруг неподвижной оси B. Кулиса 2 входит во вращательную пару C с шатуном б, входящим во вращательную пару F с ползуном 4, скользящим в неподвижной направляющей d. При равномерном вращении колеса 1, кулиса 2 вращается неравномерно и ползун 4 движется возвратно-поступательно с разными средними скоростями в периоды прямого и обратного ходов. Длину хода ползуна 4 можно варьировать путем перемещения оси вращательной пары C в прорези b кулисы 2.



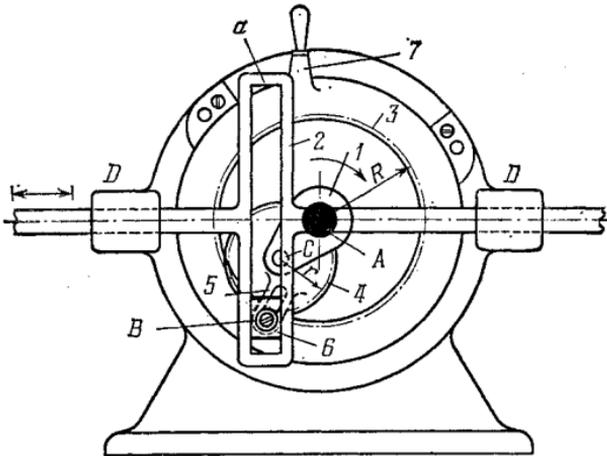
На палец *a* кривошипа *1* надета эксцентричная втулка *5*, относительно которой вращается шатун *6*, связанный с выходным звеном, не показанным на рисунке. С эксцентричной втулкой *5* связано зубчатое колесо *4*, ось которого совпадает с осью пальца *a* кривошипа *1*. Зубчатое колесо *4* входит в зацепление с рейкой *3*, жестко связанной с кулисой *2*, в прорези *b* которой скользит удлиненный палец *a* кривошипа. Число зубьев колеса *4* подобрано таким образом, что при повороте кривошипа на 180° эксцентричная втулка *5* поворачивается на 180° в противоположном направлении. В зависимости от относительного расположения кривошипа и втулки *5* изменяется длина хода звена *6*. Относительное положение втулки *5* регулируется смещением рейки *3*, осуществляемым гайками *7*.



При вращении зубчатого колеса 1 вокруг неподвижной оси *A* зубчатому колесу 3, вращающемуся вокруг оси *B*, сообщается вращение через зубчатое колесо 2. С зубчатым колесом 3 связан рычаг 4, ролик *a* которого, перемещаясь в прорези *b* ползуна 5, сообщает последнему возвратно-поступательное движение. Регулирование смещения ползуна 5 в процессе движения достигается поворотом рукоятки 6, по винту с которой перемещается гайка *d* салазок 7. С помощью звеньев 8 и 9 обеспечивается зацепление колес 1, 2 и 3 при переменном расстоянии между осями *A* и *B*.



Кривошип *1*, вращающийся вокруг неподвижной оси *A*, входит во вращательную пару *B* с ползуном *6*, скользящим в прорези *d* кулисы *3*, скользящей в неподвижных направляющих *e — e*. С кулисой *3* жестко связана зубчатая рейка *a*, входящая в зацепление с зубчатым сектором *b* звена *4*, вращающегося вокруг неподвижной оси *C*. Звено *4* входит во вращательную пару *D* с ползуном *5*, скользящим в прорези *f* кулисы *2*, скользящей в направляющих *m — m*. При вращении кривошипа *1* кулиса *2* движется возвратно-поступательно. Ход кулисы *2* может изменяться путем изменения расстояния *CD* закреплением оси *D* вращения ползуна *5* в различных точках направляющей *q* звена *4*.



Водило 1, вращающееся вокруг неподвижной оси А, входит во вращательную пару С с сателлитом 4, входящим во внутреннее зацепление с неподвижным колесом 3. На сателлите 4 закреплен кривошип 5, входящий во вращательную пару В с ползуном 6, скользящим в кулисе а звена 2, скользящего в неподвижных направляющих D—D. Оси кулисы а и направляющих D—D взаимно перпендикулярны. Радиус R начальной окружности колеса 3 равен $R = 2r$, где r — радиус начальной окружности сателлита. Кривошип 5 закрепляется в радиальном пазу сателлита 4, что позволяет изменять величину радиуса кривошипа. При вращении водила 1 любая точка сателлита 4, лежащая на начальной окружности, движется по прямой, проходящей через центр А. Вращая ручкой 7 колесо 3, можно фиксировать точку В кривошипа 5 в различных положениях относительно оси АС водила 1 и получать различные длины хода ведомого звена 2 от нуля до 2R.

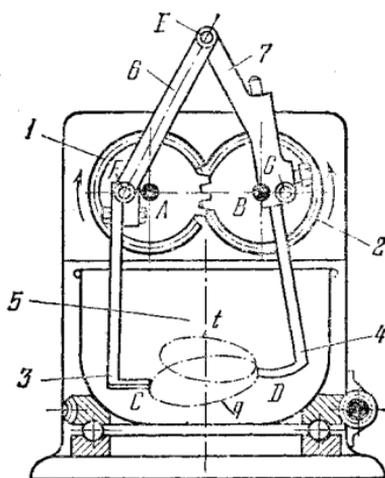
16. МЕХАНИЗМЫ ПРОЧИХ ЦЕЛЕВЫХ УСТРОЙСТВ (2396—2426)

2398

ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ
ТЕСТОМЕСИЛЬНОЙ МАШИНЫ

ЗР

ЦУ



Зубчатое колесо I , вращающееся вокруг неподвижной оси A , входит в зацепление с зубчатым колесом 2 , вращающимся вокруг неподвижной оси B . Колеса 1 и 2 входят во вращательные пары F и G со звеньями 6 и 7 , входящими во вращательную пару E . Со звеньями 6 и 7 жестко связаны тестомесильные лапы 3 и 4 , точки C и D которых описывают сложные шатунные кривые q и t . Длины звеньев механизма удовлетворяют условиям $r_1 = r_2$, $FE = GE$, где r_1 и r_2 — начальные окружности колес 1 и 2 . В исходном положении механизма отрезки AF и BG совпадают с линией AB и направлены в противоположные стороны. Лапа 4 может закрепляться в различных положениях относительно звена 7 .

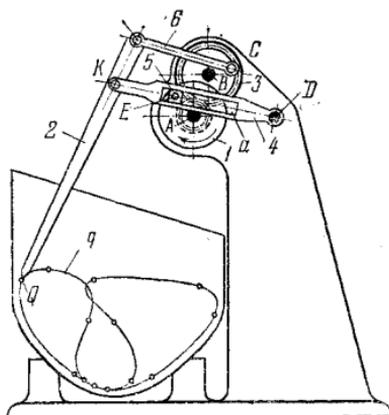
2397

ЗУБЧАТО-КУЛИСНЫЙ МЕХАНИЗМ ТЕСТОМЕСИЛЬНОЙ МАШИНЫ

ЗР

ЦУ

Зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси А, входит в зацепление с зубчатым колесом 3, вращающимся вокруг неподвижной оси В. Колесо 1 входит во вращательную пару Е с ползуном 5, который скользит в прорези а кулисы 4, вращающейся вокруг неподвижной оси D. Колесо 3 входит во вращательную пару С со звеном 6. Звено 2 входит во вращательные пары К и F со звеньями 4 и 6. При вращении колеса 1 звено 2, являющееся лапой тестомесильной машины, совершает сложное движение, а точка Q звена 2 описывает сложную шатунную кривую q.



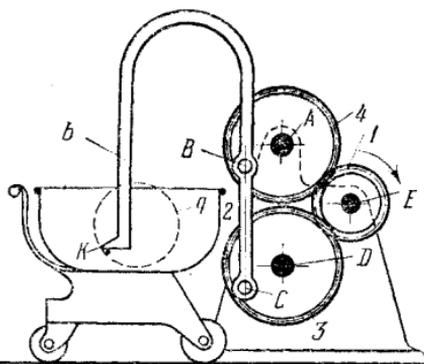
2398

ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ ТЕСТОМЕСИЛЬНОЙ МАШИНЫ

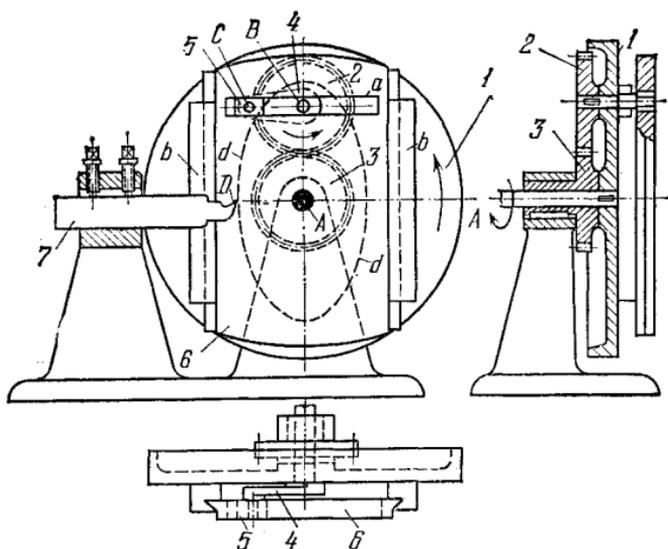
ЗР

ЦУ

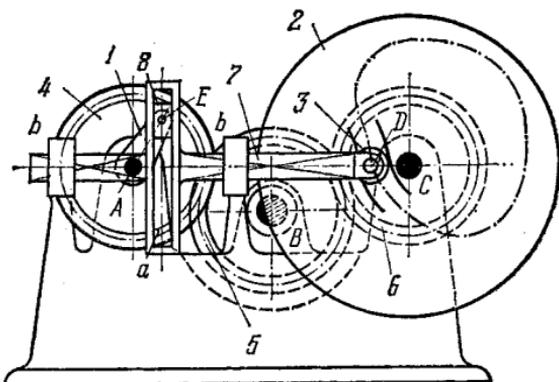
Зубчатое колесо 1 вращается вокруг неподвижной оси E, входя в зацепление с зубчатыми колесами 4 и 3, вращающимися вокруг неподвижных осей А и D. Колеса 4 и 3 входят во вращательные пары В и С со звеном 2, имеющим тестомесильную лапу b. Размеры звеньев механизма удовлетворяют условиям $r_3 = r_4$, $AB = DC$ и $AD = BC$, где r_3 и r_4 — радиусы начальных окружностей колес 3 и 4. Таким образом, фигура ABCD является параллелограммом, и, следовательно, при вращении колеса 1 любая точка К лапы b описывает окружность q радиуса r, равного $r = AB$.



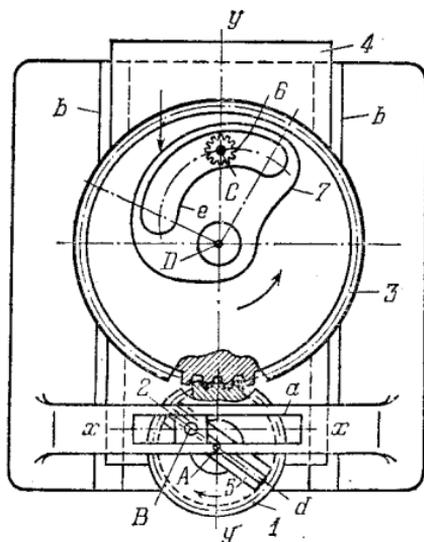
ЗУБЧАТО-КУЛИСНЫЙ ПЛАНЕТАРНЫЙ
МЕХАНИЗМ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ
ДЛЯ ОБРАБОТКИ ДЕТАЛЕЙ
ОВАЛЬНОЙ ФОРМЫ



Планшайба 1, вращающаяся вокруг неподвижной оси А, входит во вращательную пару В с сателлитом 2, входящим в зацепление с неподвижным зубчатым колесом 3. С сателлитом 2 жестко связан кривошип 4, входящий во вращательную пару С с ползуном 5, скользящим в кулисе а плиты б, скользящей в направляющих б планшайбы 1. Оси кулисы а и направляющей б взаимно перпендикулярны. Колеса 2 и 3 имеют одинаковые размеры. При вращении планшайбы 1 точки плиты б описывают кривые овальной формы. Если с плитой б скрепить обрабатываемую деталь, то резец 7 точкой D будет обрабатывать деталь, придавая ей форму овала d.



Кривошип 1 , вращающийся вокруг неподвижной оси A , входит во вращательную пару E с ползуном 8 , скользящим в прорези a кулисы 7 , скользящей в неподвижных направляющих $b - b$. С кривошипом 1 жестко связано зубчатое колесо 4 , входящее в зацепление с зубчатым колесом 5 , вращающимся вокруг неподвижной оси B . Колесо 5 входит в зацепление с зубчатым колесом 6 , вращающимся вокруг неподвижной оси C , с которым жестко скреплен диск 2 , в котором должен быть обработан паз кулачка. Обработка производится фрезой 3 , вращающейся вокруг оси D кулисы 7 . В рассматриваемом механизме обрабатывается паз кулачка, построенного по синусоидальному закону. Радиусы начальных окружностей колес 4 , 5 и 6 равны между собой.



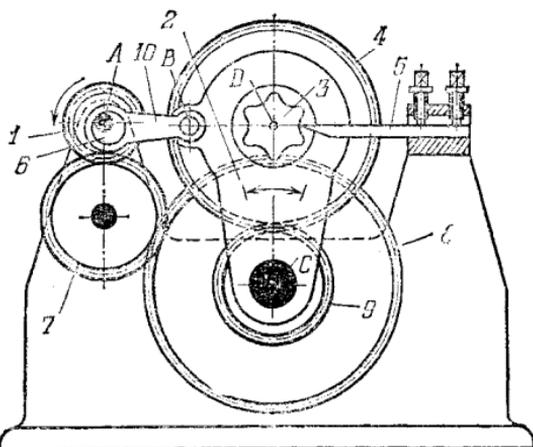
Механизм предназначен для обработки паз кулачка, у которого профиль очерчен по синусоидальному закону. Зубчатое колесо 1 вращается вокруг оси А звена 4, скользящего в неподвижных направляющих *b*. Звено 5, жестко закрепленное на колесе 1, входит во вращательную пару В с ползуном 2, скользящим в неподвижной направляющей *a*. Колесо 1 входит в зацепление с колесом 3, с которым жестко связана обрабатываемая заготовка 7. Колесо 3 вращается вокруг оси D звена 4. Фреза *b* вращается вокруг неподвижной оси С. При вращении колеса 1 заготовка 7 перемещается вдоль оси *y* — *y* на величину *y*, равную

$$y = y_0 \pm r \sin \varphi,$$

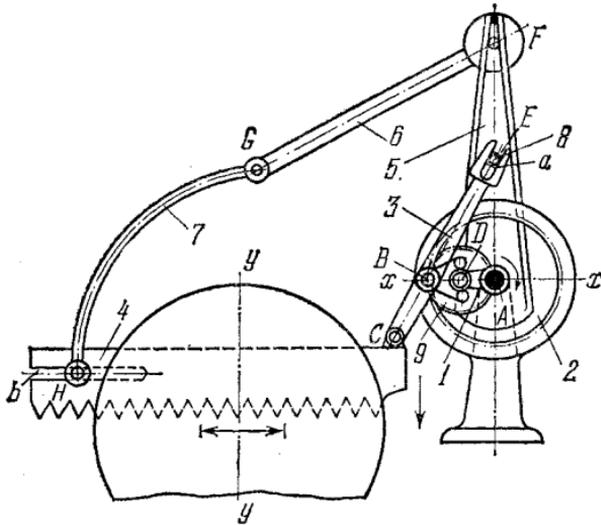
и поворачивается на угол ψ , равный

$$\psi = \frac{z_1}{z_3} \varphi,$$

где y_0 — начальная координата, определяющая положение звена 4, r — расстояние АВ, φ — угол, образуемый АВ и осью x — x , z_1 и z_3 — числа зубьев колес 1 и 3. При этом фреза *b* обрабатывает в заготовке 7 паз *e*. Перемещение *y* может варьироваться путем изменения длины АВ закреплением оси В в различных положениях в пазе *d*.



Эксцентрик 6, вращающийся вокруг неподвижной оси *A*, входит во вращательную пару с шатуном 10, который в свою очередь входит во вращательную пару *B* с коромыслом 2, вращающимся вокруг неподвижной оси *C*. С эксцентриком 6 жестко связано зубчатое колесо 1, которое посредством зубчатой передачи, состоящей из колеса 7 и жестко связанных колес 8 и 9, передает вращение колесу 4, вращающемуся вокруг оси *D*, коромысла 2. Обрабатываемое изделие 3 сложной конфигурации жестко связано с колесом 4 и участвует вместе с ним в сложном движении вокруг осей *C* и *D*. Обработка изделия производится инструментом в форме резца или фрезы 5, связанной со стойкой. Форма обрабатываемой детали зависит от размеров звеньев механизма и передаточного отношения зубчатой передачи. Показанная на рисунке форма изделия является условной.



Водило 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A , входит во вращательную пару D с сателлитом 9, входящим в зацепление с неподвижным зубчатым колесом 2. Сателлит 9 входит во вращательную пару B с кулисой 3. Кулиса 3 входит во вращательную пару C с пилой 4 и поступательную пару E с ползуном 8, скользящим в прорези a кулисы 3. Ползун 8 вращается вокруг оси E звена 5, которое входит во вращательную пару F со звеном 6, входящим во вращательную пару G со звеном 7. Конец H звена 7 скользит в прорези b пилы 4. Радиус r_2 начальной окружности колеса 2 вдвое больше радиуса r_9 начальной окружности сателлита 9. Вследствие этого точка B , лежащая на начальной окружности сателлита 9, движется по прямой $x-x'$, проходящей через точку A . При вращении водила 1 пила 4 совершает возвратно-поступательное движение, параллельное оси $x-x'$. Подача пилы вдоль оси $y-y'$ осуществляется поворотом звена 5 вокруг оси A .

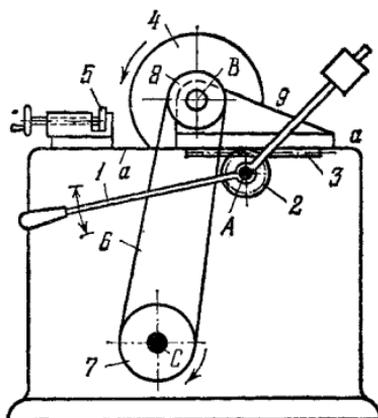
2404

ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ ПИЛЫ

ЗР

ЦУ

Рычаг 1 с жестко связанным с ним зубчатым колесом 2 вращается вокруг неподвижной оси А. Колесо 2 входит в зацепление с зубчатой рейкой 3 ползуна 9, скользящего по неподвижной направляющей а. Режущий диск 4, вращающийся вокруг оси В на ползуне 9 приводится в движение гибкой передачей, состоящей из шкивов 7 и 8 и гибкого звена 6. При повороте рычага 1 против часовой стрелки ползун 9 перемещается влево и подводит диск 4 к обрабатываемому объекту 5. При обратном движении рычага 1 диск отводится от объекта 5.



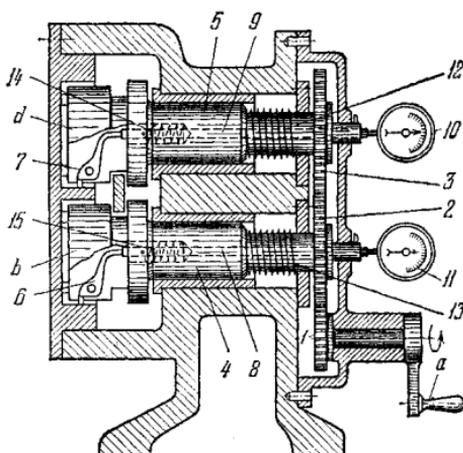
2405

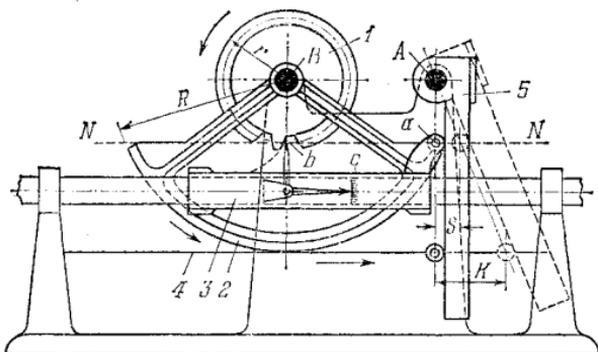
 ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ
 ДЛЯ КОНТРОЛЯ ПОВЕРХНОСТИ
 ОТВЕРСТИЙ

ЗР

ЦУ

При вращении с помощью рукоятки а зубчатого колеса 1 одновременно поворачиваются скалки 4 и 5, связанные с колесом 1 зубчатыми колесами 2 и 3. На левых концах скалок 4 и 5 имеются диски b и d с пазами, в которых помещены рычаги 6 и 7, опирающиеся на проверяемую поверхность отверстий детали 16. При отклонении измеряемого отверстия от требуемой величины рычаги 6 и 7 передают давление через штифты 8 и 9, проходящие сквозь скалки на измерительные стержни индикаторов 10 и 11. Пружины 12, 13, 14 и 15 служат для постоянного прижима рычагов 7 и 6 к проверяемым поверхностям.





Контролируемое колесо 1 насаживается на одну неподвижную ось B с сектором 2. Ролик a и щуп b каретки 3 находятся на прямой $N-N$, параллельной направлению движения каретки 3. Расстояние ролика a от оси A равно радиусу основной окружности контролируемого колеса 1. При повороте колеса 1 обкаточное движение сектора 2 передается через ленту 4 рычагу 5, который отклоняется так, что $\frac{S}{K} = \frac{r}{R}$. При этом условии точки касательной $N-N$ опишут эвольвенту с радиусом r . Если профиль зуба не имеет погрешностей, то щуп b останется в покое по отношению к передвигаемой каретке 3. Отклонение профиля зуба от правильной эвольвенты сообщает щупу b смещения, которые он передает индикатору c .

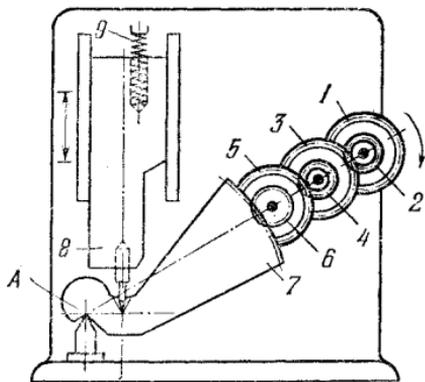
2407

ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ МИКРОСКОПА

ЗР

ЦУ

Вращение зубчатого колеса 1 передается через зубчатые колеса 2, 3, 4, 5 и 6 зубчатому сектору 7, имеющему опору в точке А. Вращение сектора преобразуется в поступательное движение звена 8. Пружина 9 служит для устранения возможных зазоров механизма. Чтобы сила, развиваемая пружиной 9, не вызывала самопроизвольного опускания звена 8, зубчатое колесо 6 имеет фрикционную шайбу (на рисунке не показана), которая трением уравнивает силу, развиваемую пружиной.



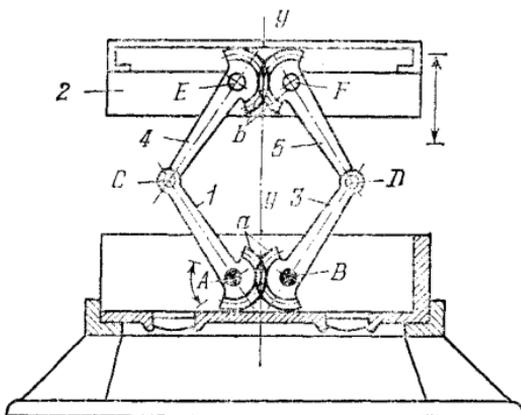
2408

ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ СТЕРЕОСКОПА

ЗР

ЦУ

Звенья 1 и 3, вращающиеся вокруг неподвижных осей А и В, имеют равные зубчатые секторы а, входящие в зацепление. Звено 1 входит во вращательную пару С со звеном 4, а звено 3 входит во вращательную пару D со звеном 5. Звенья 4 и 5, входящие во вращательные пары E и F со звеном 2, имеют равные зубчатые секторы b, входящие в зацепление. Длины звеньев механизма удовлетворяют условиям $AC = BD$ и $CE = DE$. При вращении звена 1 звено 2 перемещается поступательно вдоль оси у — у.

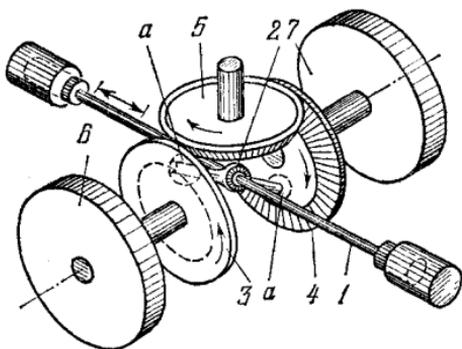


2409

ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ ЧЕЛНОКА

ЗР

ЦУ



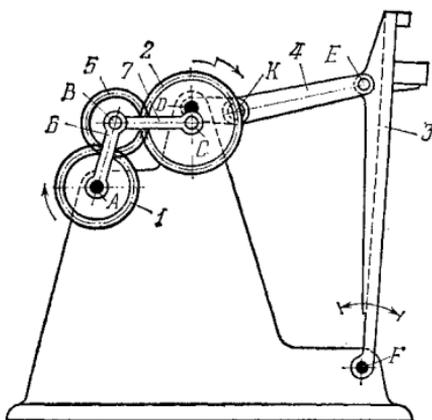
Вращение конического зубчатого колеса 5 передается коническим зубчатым колесам 3 и 4, движущимся с равными угловыми скоростями в противоположных направлениях. При этом центр челнока 2, который поворачивается вокруг штока 1 и соединен с колесами 3 и 4 сферическими шарнирами а, совершает возвратно-поступательное движение вместе со штоком 1. Ведущим звеном может быть также шток 1, возвратно-поступательное движение которого в этом случае преобразовывается во вращательное движение колеса 5. Маховики 6 и 7 служат для прохождения предельных точек.

2410

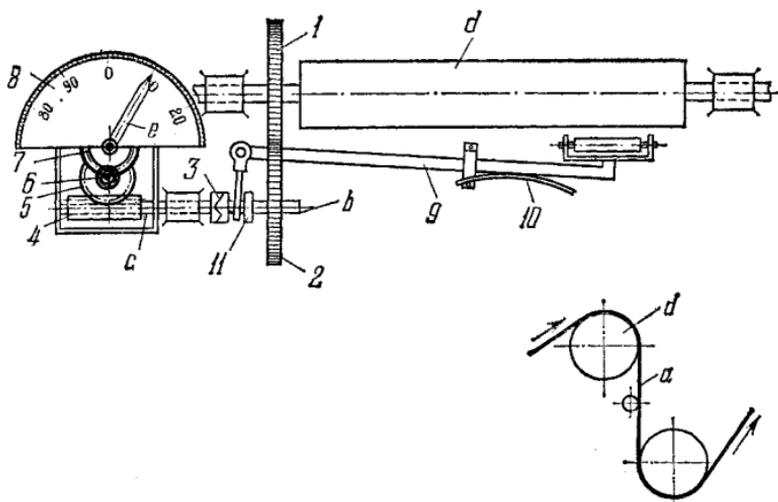
ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫЙ ПЛАНЕТАРНЫЙ МЕХАНИЗМ БАТАНА

ЗР

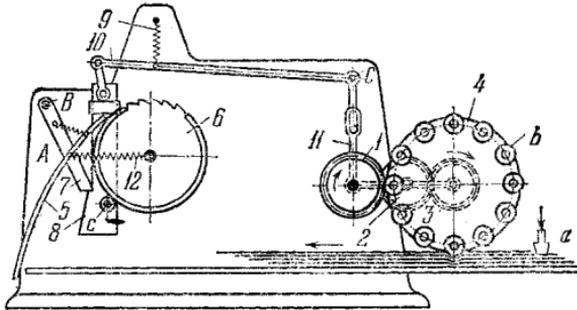
ЦУ



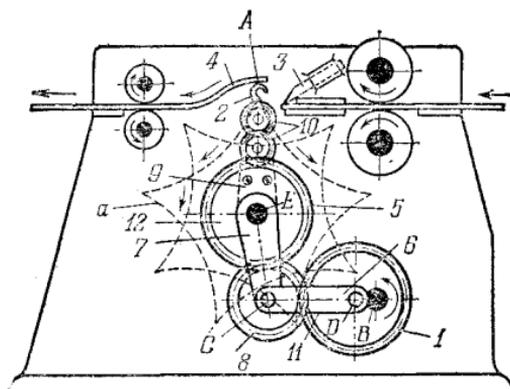
Зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси А, входит в зацепление с колесом 5, вращающимся вокруг оси В. Колесо 5 входит в зацепление с колесом 2, вращающимся вокруг эксцентрично расположенной неподвижной оси D. Звено 6, вращающееся вокруг оси А, входит во вращательную пару В со звеном 7, которое входит в свою очередь во вращательную пару С с колесом 2. Звено 4 входит во вращательные пары К и Е с колесом 2 и батаном 3, вращающимся вокруг неподвижной оси F. При равномерном вращении колеса 1 колесо 2 вращается неравномерно, обеспечивая требуемый закон колебательного движения батана 3.



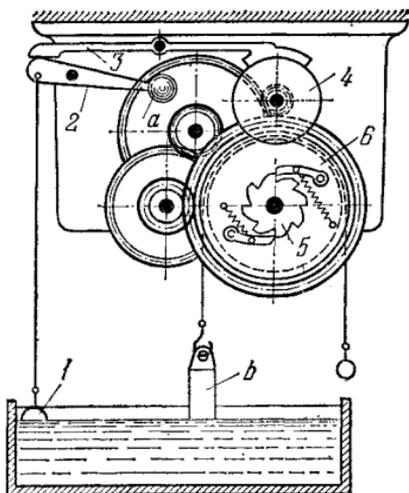
При движении бумаги *a* вращаются валик *d* и зубчатое колесо *1*, жестко с ним соединенное, которое при помощи зубчатого колеса *2* передает вращение валику *b*. При включенной муфте *3* движение передается валику *c* и жестко сидящему на нем червяку *4*, от которого посредством трех зубчатых колес *5*, *6* и *7* приводится в движение стрелка *e* нумератора *8*. В момент обрыва бумажного полотна рычаг *9* опускается и с помощью пружины *10* отводит соединительную подвижную муфту *11*, прекращая работу механизма.



Вращение зубчатого колеса 1 передается с помощью промежуточного зубчатого колеса 2 зубчатому колесу 3, находящемуся на одном валу с цевочным колесом 4. Цевочное колесо 4, вращаясь, ударяет цевками *b* по листам бумаги и передвигает листы в направлении, указанном стрелкой, до заградительного звена 5. Чтобы двигался только один лист, бумагу укладывают с некоторым сдвигом, причем вся партия бумаги, кроме верхнего листа, удерживается тормозной колодкой *a*. Под давлением листа бумаги звено 5 поворачивается относительно *A* на звене 7 и своим верхним концом входит в зацепление с зубом храпового колеса 6. При вращении храповое колесо 6, нажимая на звено 5, заставляет звено 7 повернуться вокруг неподвижной оси *B*, тем самым освобождая звено 8, скользящее в неподвижных направляющих, которое под действием пружины 9 поднимается вверх. Рычаг 10 поворачивается вокруг неподвижной оси *C* и поворачивает вокруг оси *D* обойму 11, поднимая цевочное колесо 4. На одном валу с храповиком 6 находится эксцентрик (на чертеже не показан), который, нажимая на ролик с звена 8, опускает его, тем самым опуская и цевочное колесо 4. Звено 7 прижимается к звену 8 пружиной 12.

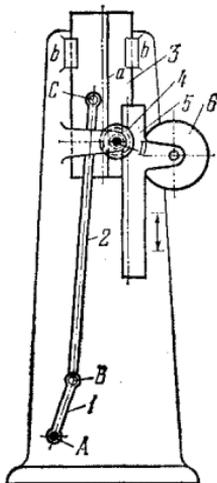


Эксцентрично расположенное зубчатое колесо *1*, вращающееся вокруг неподвижной оси *В*, входит во вращательную пару *Д* со звеном *11* и в зацепление с зубчатым колесом *8*, вращающимся вокруг оси *С* на звене *11*. Колесо *8* входит во вращательную пару со звеном *7* и в зацепление с колесом *5*. Колесо *5* и звено *7* вращаются вокруг неподвижной оси *Е*. С колесом *5* жестко связано водило *9*, несущее два равных последовательно соединенных сателлита *10*. На одной оси с колесом *5* посажено неподвижное и равное колесо *12*. При вращении водила *9* сателлиты *10* оббегают колесо *12*; при этом точка *А* звена *2*, жестко связанного с верхним сателлитом *10*, описывает сложную траекторию *а*, имеющую девять точек самопересечения. При равномерном вращении колеса *1* колесо *5* с водилом *9* вращается неравномерно. Точка *А* звена *2*, двигаясь по траектории *а*, периодически, толчком подводит движущуюся бумажную ленту *4* под нож *3*.



При нормальном уровне металла в ванне поплавков *1* плавает в ванне и левое плечо звена *2* под действием груза *a* давит на звено *3* с тормозной колодкой, которая прижимается к шкиву *4* и тормозит его. Шкив системой зубчатых колес и храповиком *5* связан со звездочкой *6*, к которой на цепи подвешена чучка *b*. При нормальном уровне металла вес чучки, стремящийся повернуть звездочку, уравновешивается силой трения на тормозном шкиве. При понижении уровня в ванне поплавков *1* опускается и перетягивает груз *a* звена *2*, тормозная колодка освобождает

шкив *4* и чучка свободно погружается в ванну и плавится, пополняя убыль металла в ванне.



Кривошип *1*, вращающийся вокруг неподвижной оси *A*, входит во вращательную пару *B* с шатуном *2*, который входит во вращательную пару *C* с талером *3*, скользящим в направляющих *b*. Талер *3* имеет зубчатую рейку *a*, находящуюся в зацеплении с зубчатым колесом *4*, вращающимся вокруг неподвижной оси *D*. Колесо *4* входит в зацепление с кареткой *5*, на которой находится печатный цилиндр *6*. При вращении ведущего кривошипа *1* каретка *5* совершает возвратно-поступательное движение.

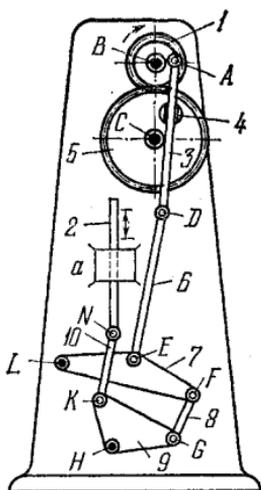
2416

ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ ПЛУНЖЕРА ПОШИВОЧНОЙ МАШИНЫ

ЗР

ЦУ

Зубчатое колесо *I*, вращающееся вокруг неподвижной оси *B*, входит в зацепление с зубчатым колесом *5*, вращающимся вокруг неподвижной оси *C*. Колесо *I* входит во вращательную пару *A* со звеном *3*, скользящим в направляющих *4*, входящих во вращательную пару с колесом *5*. Звено *3* входит во вращательную пару *D* со звеном *6*, которое входит во вращательную пару *E* со звеном *7*, вращающимся вокруг неподвижной оси *L*. Звено *8* входит во вращательные пары *F* и *G* со звеном *7* и звеном *9*, вращающимся вокруг неподвижной оси *H*. Звено *10* входит во вращательные пары *K* и *N* со звеном *9* и плунжером *2*, скользящим в неподвижной направляющей *a*. При вращении колеса *I* плунжер *2* совершает возвратно-поступательное движение.



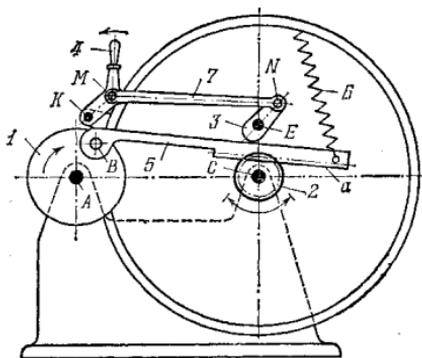
2417

ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ СТИРАЛЬНОЙ МАШИНЫ

ЗР

ЦУ

Звено *I*, вращающееся вокруг неподвижной оси *A*, входит во вращательную пару *B* со звеном *5*, имеющим зубчатую рейку *a*, входящую в зацепление с зубчатым колесом *2*, вращающимся вокруг неподвижной оси *C*. Звено *5* подвешено к корпусу машины на пружине *6*. При вращении звена *I* колесо *2* совершает качательное движение, пока кулачок *3*, вращающийся вокруг неподвижной оси *E*, находится в положении, указанном на рисунке. При повороте рукоятки *4* вокруг неподвижной оси *K* в направлении, противоположном указанному стрелкой, шатун *7*, входящий во вращательные пары *M* и *N* с рукояткой *4* и кулачком *3*, поворачивает кулачок *3* вокруг неподвижной оси *E*, рейка *a* под действием пружины *6* выходит из зацепления с колесом *2* и оно останавливается.

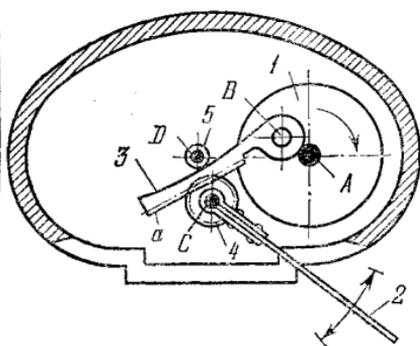


2418

ЗУБЧАТО-РЕЕЧНЫЙ МЕХАНИЗМ СТЕКЛООЧИСТИТЕЛЯ АВТОМОБИЛЯ

ЗР

ЦУ



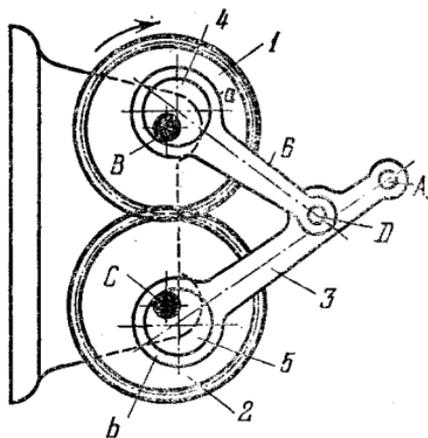
Звено 1, вращающееся вокруг неподвижной оси *A*, входит во вращательную пару *B* со звеном 3, имеющим зубчатую рейку *a*, входящую в зацепление с зубчатым колесом 4, вращающимся вокруг неподвижной оси *C*. С колесом 4 жестко связана щетка 2. Постоянство зацепления рейки *a* с колесом 4 обеспечивается роликом 5, вращающимся вокруг неподвижной оси *D*. При вращении звена 1 щетка 2 совершает качательное движение.

2419

ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ ШЛИФОВАЛЬНОГО УСТРОЙСТВА

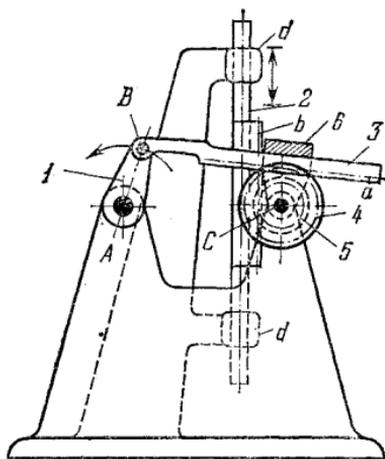
ЗР

ЦУ

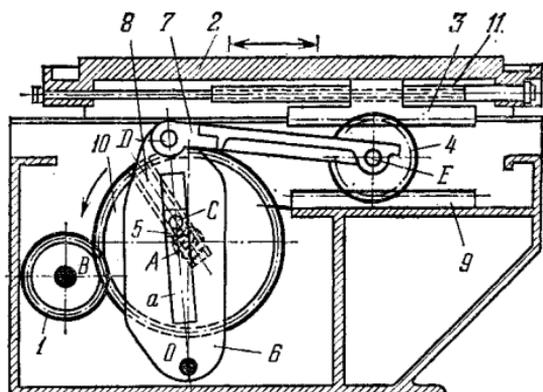


Зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси *B* входит в зацепление с зубчатым колесом 2, вращающимся вокруг неподвижной оси *C*. С колесом 1 жестко скреплен эксцентрик 4, входящий во вращательную пару, имеющую форму расширенной втулки *a*, со звеном 6. Эксцентрик 5, жестко связанный с колесом 2, входит во вращательную пару, имеющую форму расширенной втулки *b*, со звеном 3. Звенья 3 и 6 входят в вращательную

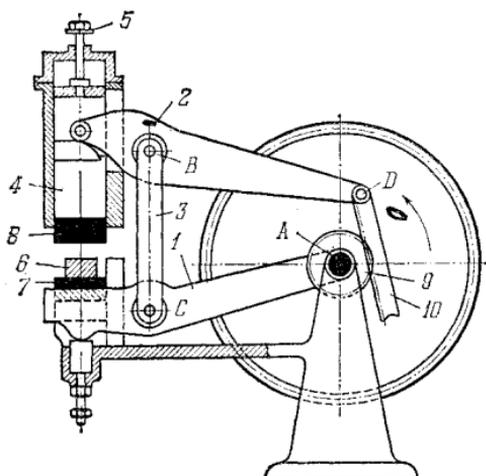
пару *D*. Если числа зубьев колес 1 и 2 близки между собой, то полный цикл движения механизма будет равен числу оборотов, являющемуся наименьшим кратным чисел зубьев колес. Тогда точка *A* звена 3 опишет сложную шатунную кривую, которая может быть использована для установки и работы шлифовального устройства.



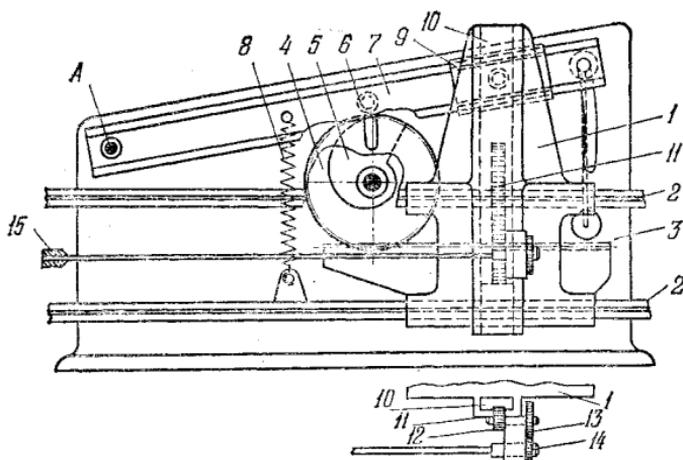
Кривошип *1*, вращающийся вокруг неподвижной оси *A*, входит во вращательную пару *B* со звеном *3*, имеющим зубчатую рейку *a*, входящую в зацепление с зубчатым колесом *4*, вращающимся вокруг неподвижной оси *C*. С колесом *4* жестко связано колесо *5*, входящее в зацепление с рейкой *b* звена *2*, скользящего в неподвижных направляющих *d — d*. Звено *6* поворачивается вокруг оси *C*, входя в поступательную пару со звеном *3* и обеспечивая постоянство зацепления рейки *a* с колесом *4*. При вращении кривошипа *1* звено *2* совершает возвратно-поступательное движение.



Зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси B, входит в зацепление с зубчатым колесом 10, вращающимся вокруг неподвижной оси A. Колесо 10 входит во вращательную пару C с ползуном 5, скользящим в прорези a кулисы 6, вращающейся вокруг неподвижной оси O. Кулиса 6 входит во вращательную пару D со звеном 7, входящим во вращательную пару E с зубчатым колесом 4. Колесо 4 входит в зацепление с неподвижной рейкой 9 и рейкой 3, жестко связанной с подвижным столом 2. Положение рейки 3 относительно стола 2 фиксируется винтом 11. При вращении колеса 1 стол 2 совершает возвратно-поступательное движение с различными периодами времени прямого и обратного ходов. При этом стол 2 движется со скоростью, в два раза большей скорости точки E. Для изменения хода стола 2 колесо 10 имеет кулису 8, в которой может переставляться и укрепляться ось C ползуна 5.



Механизм ножниц состоит из двух рычагов 1 и 2, соединенных тягой 3, входящей с ними во вращательные пары C и B. Один конец рычага 2 упирается в суппорт 4 верхнего ножа 8, а другой конец входит во вращательную пару D с зубчатой рейкой 10, которая входит в зацепление с зубчатым колесом 9, вращающимся вокруг неподвижной оси A. Рычаг 1 является суппортом нижнего ножа 7. Другой конец рычага 1 свободно поворачивается вокруг оси A. При вращении колеса 9 верхний нож 8 опускается. После того как верхний нож 8 подойдет к разрезаемой детали 6, его движение приостанавливается упорной гайкой 5 и при дальнейшем вращении колеса 9 рычаг 2 под действием тяги 3 поднимает суппорт нижнего ножа 7, производя разрезание.



При перемещении каретки 1 по направляющей 2 зубчатая рейка 3, жестко связанная с кареткой 1, приводит во вращение зубчатое колесо 4, вращающееся вокруг неподвижной оси, жестко связанное с кулачком 5. При этом штанга 7 с роликом 6, находящаяся под воздействием пружины 8, поворачивается вокруг неподвижной оси А. По штанге 7 перемещаются салазки 9, которые шарнирно соединены с поперечными салазками 10. Салазки 10 перемещаются в выемке каретки 1, а рейка 11, соединенная с салазками 10, приводит в движение зубчатые колеса 12, 13, 14, отчего фрезе 15 сообщается вращение. Перемещение фрезы 15 осуществляется за счет передвижения каретки 1. Таким образом, фрезе 15 сообщается винтовое движение, необходимое для нарезания канавки в стволе оружия.

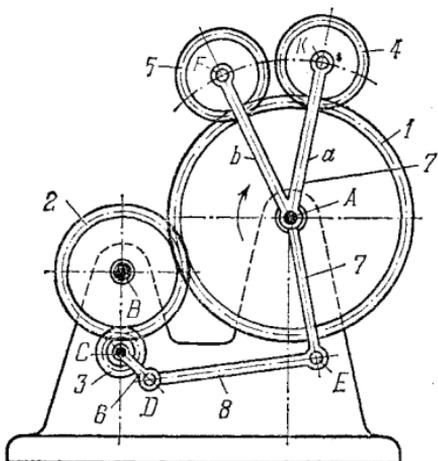
2424

ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ ВАЛЬЦОВ

ЗР

ЦУ

Зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси *A*, входит в зацепление с зубчатым колесом 2, вращающимся вокруг неподвижной оси *B*. Колесо 2 входит в зацепление с зубчатым колесом 3, вращающимся вокруг неподвижной оси *C*. С колесом 3 жестко скреплен кривошип 6, входящий во вращательную пару *D* с шатуном 8. Шатун 8 входит во вращательную пару *E* с коромыслом 7, имеющим Y-образную форму, вращающимся вокруг неподвижной оси *A*. С колесом 1 жестко скреплено большое вальцовое колесо, диаметр которого равен диаметру колеса 1. На лучах *a* и *b* коромысла 7 установлены два вальцовых ролика, вращающихся вокруг осей *K* и *F*. Эти ролики жестко соединены с зубчатыми колесами 4 и 5, входящими в зацепление с колесом 1. При вращении колеса 1 коромысло 7 совершает одно полное качание за один оборот колеса 3.



При вращении колеса 1 коромысло 7 совершает одно полное качание за один оборот колеса 3.

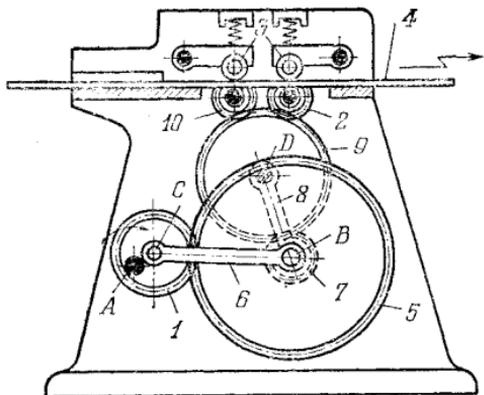
2425

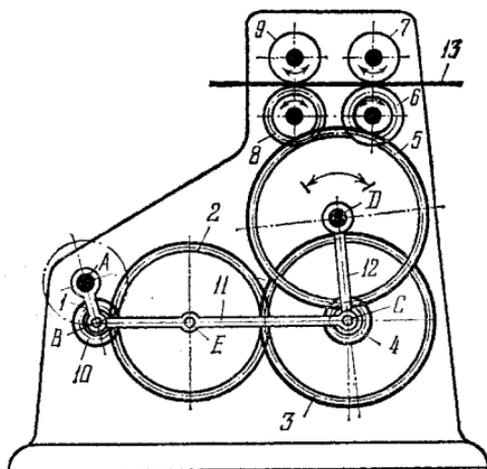
ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ ДЛЯ ОБРАБОТКИ ЛЬНЯНЫХ ВОЛОКОН

ЗР

ЦУ

Эксцентрично закрепленное зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси *A*, входит в зацепление с зубчатым колесом 5. С колесом 5 жестко связано колесо 7, вращающееся вместе с ним вокруг оси *B* на звене 6. Звено 6 входит во вращательные пары *C* и *B* с колесом 1 и звеном 8, вращающимся вокруг неподвижной оси *D*. Колесо 7 входит в зацепление с колесом 9, вращающимся вокруг оси *D*. Колесо 9 посредством зубчатых колес 10 приводит во вращение жестко связанные с ними ролики 2. При равномерном вращении колеса 1 ролики 2 возвратно-прерывистым движением перемещают волокнистый материал 4 между роликами 2 и нажимными роликами 3.





С кривошипом 1, вращающимся вокруг неподвижной оси А, жестко связано зубчатое колесо 10, входящее в зацепление с зубчатым колесом 2, вращающимся вокруг оси Е шатуна 11. Колесо 2 входит в зацепление с колесом 3, вращающимся вокруг оси С. Зубчатое колесо 4, жестко связанное с зубчатым колесом 3, входит в зацепление с колесом 5, вращающимся вокруг неподвижной оси D. Шатун 11 входит во вращательные пары В и С с кривошипом 1 и коромышлом 12, вращающимся вокруг неподвижной оси D. При равномерном вращении кривошипа 1 колесо 5 совершает за полный цикл движения механизма два вращения в противоположных направлениях. При этом через зубчатые колеса 6 и 8 приводятся в возвратно-вращательное движение рифленные валики 7, 9, воздействуя на обрабатываемый материал 13.

XV

ЗУБЧАТО-ЦЕВОЧНЫЕ МЕХАНИЗМЫ ЗЦ

1. Механизмы трехзвенные общего назначения Т (2427—2438). 2. Механизмы четырехзвенные общего назначения Ч (2439). 3. Механизмы многозвенные общего назначения М (2440—2443). 4. Механизмы с остановками О (2444—2469). 5. Механизмы мальтийских крестов МК (2470—2497). 6. Механизмы сортировки, подачи и питания СП (2498—2499). 7. Механизмы прочих целевых устройств ЦУ (2500—2505).

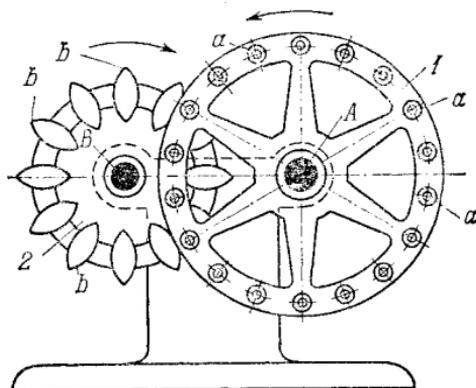
1. МЕХАНИЗМЫ ТРЕХЗВЕННЫЕ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ (2427—2438)

2427

ЗУБЧАТО-ЦЕВОЧНЫЙ МЕХАНИЗМ
РЕЛО С ВНЕШНИМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

ЗЦ

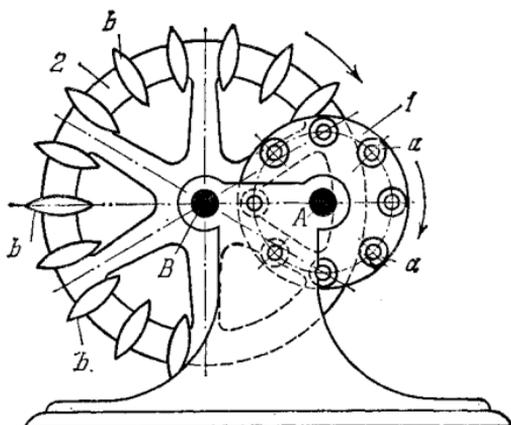
Т



Колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A , имеет цевки a , входящие в зацепление с линзообразными зубьями b колеса 2, вращающегося вокруг неподвижной оси B . Профили зубьев b очерчены по кривым, эквидистантным участку удлинённой эпициклоиды. При равномерном вращении колеса 1 колесо 2 вращается равномерно. Передаточное отношение u_{12} механизма равно

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{z_2}{z_1},$$

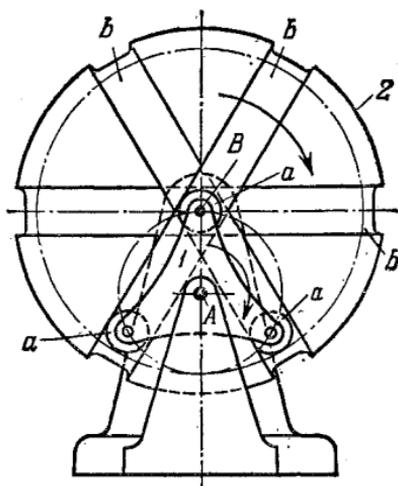
где ω_1 и ω_2 — угловые скорости колес 1 и 2, z_1 — число цевок a и z_2 — число зубьев b . Вращение колес 1 и 2 происходит в противоположных направлениях.



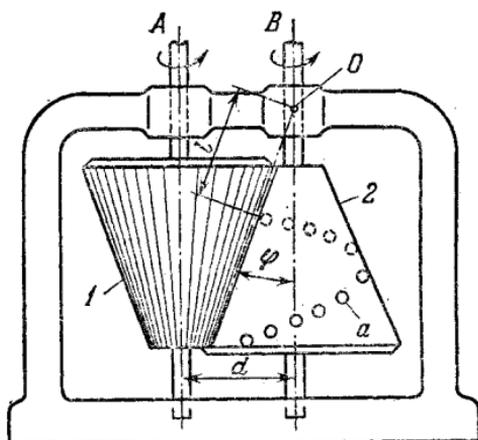
Колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A , имеет цевки, входящие в зацепление с линзообразными зубьями b колеса 2, вращающегося вокруг неподвижной оси B . Профили зубьев b очерчены по кривым, эквидистантным участку удлиненной гипоциклоиды. При равномерном вращении колеса 1 колесо 2 вращается равномерно. Передаточное отношение u_{12} механизма равно

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1},$$

где ω_1 и ω_2 — угловые скорости колес 1 и 2, z_1 — число цевок a и z_2 — число зубьев b . Вращение колес 1 и 2 происходит в одном и том же направлении.



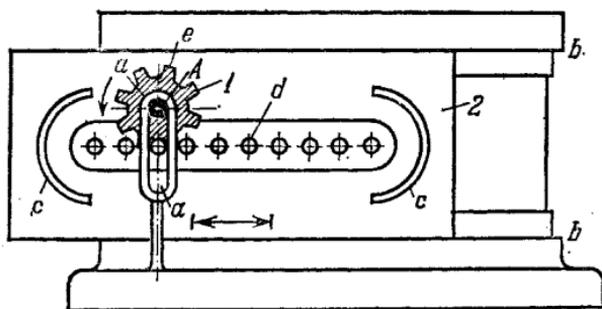
Звено 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A , имеет три цевки a , расположенные в вершинах равностороннего треугольника. Расстояния от оси A до осей цевок a и оси B равны. Цевки a скользят в прямых радиальных прорезях b кулисы 2, вращающейся вокруг неподвижной оси B . Оси прорезей образуют углы 60° друг с другом. При непрерывном равномерном вращении звена 1 кулиса 2 вращается равномерно. Передаточное отношение u_{12} равняется $u_{12} = 2$. Вращение звеньев 1 и 2 происходит в одинаковых направлениях.



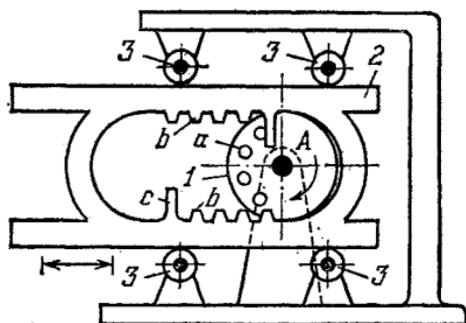
Коническое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A, имеет зубья, образующие которых параллельны образующим начального конуса колеса 1. Коническое колесо 2, вращающееся вокруг неподвижной оси B, имеет цевки a, расположенные по винтовой линии начального конуса колеса 2. При вращении колеса 2 цевки a входят в зацепление с зубчатым колесом 1. Механизм передает вращение от колеса 2 к колесу 1, оси A и B которых параллельны, с переменным передаточным отношением u_{21} , равным

$$u_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = -\frac{d - l \sin \varphi}{l \sin \varphi},$$

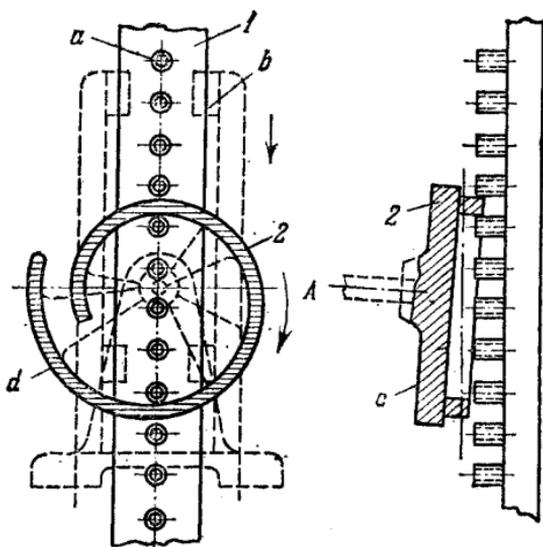
где ω_1 и ω_2 — угловые скорости колес 1 и 2, d — расстояние между осями A и B, φ — половина угла раствора начальных конусов и l — расстояние от вершины O конуса 2 до центра цевки a.



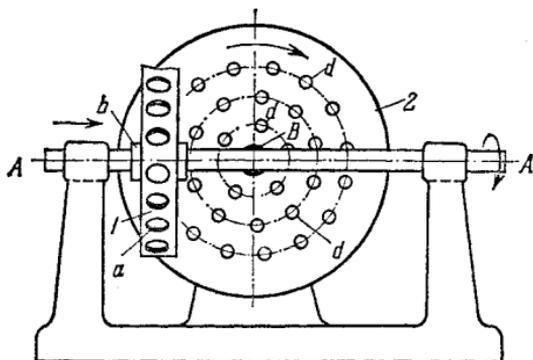
Зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси А, входит в зацепление с рейкой 2, имеющей цевки *d*. Ось А колеса 1 скользит в неподвижной прорези *a*. При равномерном непрерывном вращении колеса 1 в одном и том же направлении рейка 2 движется равномерно возвратно-поступательно вдоль неподвижных направляющих *b*. Изменения направления движения рейки 2 обеспечиваются профилированными дугами *c*. При переходе колеса 1 из верхнего в нижнее положение и наоборот рейка 2 движется неравномерно. Профили зубьев *e* колеса 1 очерчены по кривым, эквидистантным эвольвенте круга.



Колесо 1 с цевками *a*, вращающееся вокруг неподвижной оси *A*, входит попеременно в зацепление с нижней и верхней частями фасонной рейки 2, имеющей зубья *d* и прямолинейные и дуговые участки. Рейка 2 скользит по направляющим роликам 3. При равномерном непрерывном вращении колеса 1 в одном и том же направлении рейка 2 движется возвратно-поступательно с постоянной скоростью в период времени нахождения в зацеплении цевки *a* с зубьями *b* и неравномерно по синусоидальному закону в период времени нахождения в зацеплении цевки *a* с удлиненными зубьями *c*.



Рейка 1, имеющая цевки *a*, скользит в направляющих *b*. Колесо 2 имеет один спирального вида зуб *d*, который расположен на диске *c* колеса 2, вращающегося вокруг неподвижной оси *A*, имеющей малый угол наклона к плоскости рейки 1. При равномерном вращении колеса 2 рейка 1 перемещается неравномерно. За один оборот колеса 2 рейка перемещается на одну цевку.

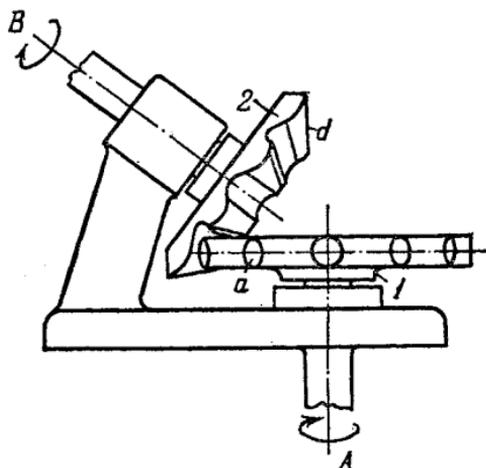


Колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси *A*, имеет отверстия *a*, в которые во время зацепления входят цевки *d* колеса 2, вращающегося вокруг неподвижной оси *B*. Цевки *d* расположены на лобовой поверхности колеса 2 по трем concentрическим окружностям. Перемещая втулку колеса 1 вдоль оси *A*, можно осуществлять зацепление на одной из трех concentрических окружностей. Тогда при постоянном числе оборотов в минуту колеса 1 колесо 2 будет иметь три различных числа оборотов в минуту. При переходе колеса 1 за точку *B* вправо колесо 2 меняет направление вращения.

Передаточное отношение u_{12} механизма равно

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{k_1},$$

где k_1 — число отверстий колеса 1 и z_2 — число цевок той окружности, с цевками которой колесо 1 находится в зацеплении.



Колесо 1 , вращающееся вокруг неподвижной оси A , имеет цевки a , входящие в зацепление с зубьями d конического зубчатого колеса 2 , вращающегося вокруг неподвижной оси B . Колесо 1 выполнено с осями цевок a , лежащими в одной плоскости. Механизм осуществляет передачу движения между пересекающимися осями A и B . Передаточное отношение u_{12} механизма равно

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{k},$$

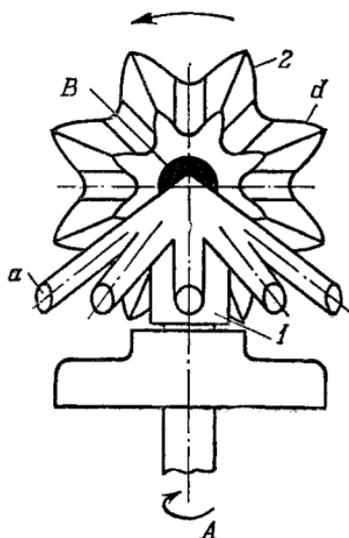
где ω_1 и ω_2 — угловые скорости колес 1 и 2 , z_2 — число зубьев d колеса 2 , а k — число цевок a колеса 1 .

2436

ЗУБЧАТО-ЦЕВОЧНЫЙ МЕХАНИЗМ КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

ЗЦ

Т



Коническое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси А, имеет цевки *a*, входящие в зацепление с зубьями *d* конического зубчатого колеса 2, вращающегося вокруг неподвижной оси В. Механизм осуществляет передачу движения между пересекающимися осями А и В. Передаточное отношение u_{12} механизма равно

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{k},$$

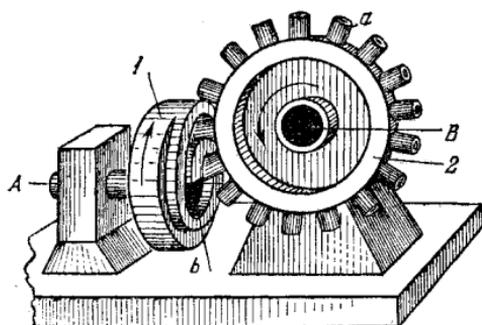
где ω_1 и ω_2 — угловые скорости колес 1 и 2, z_2 — число зубьев *d* колеса 2, а *k* — число цевок *a* колеса 1.

2437

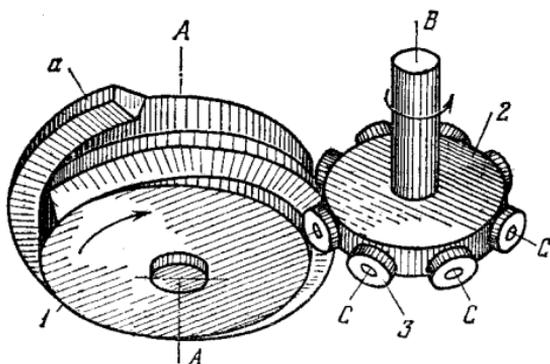
ЗУБЧАТО-ЦЕВОЧНЫЙ ПРОСТРАНСТВЕННЫЙ МЕХАНИЗМ

ЗЦ

Т



Колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси А, имеет спиральный паз *b*, который входит в зацепление с цевками *a* цевочного колеса 2, вращающегося вокруг неподвижной оси В. Механизм позволяет передавать непрерывное вращение между непересекающимися взаимно перпендикулярными осями.



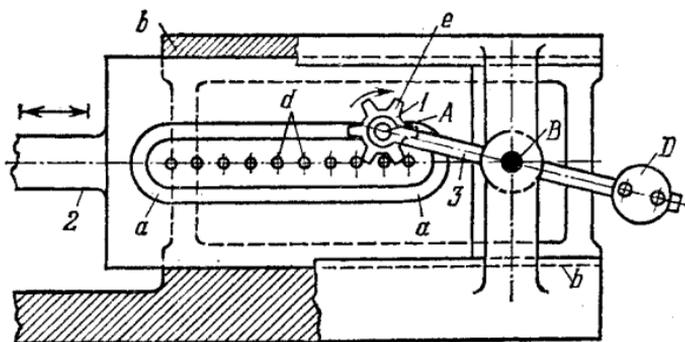
Колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A , имеет винтовой зуб a , входящий в зацепление с роликами 3 звена 2, вращающимися вокруг осей C , связанных с цевочным колесом 2, вращающимся вокруг неподвижной оси B . Оси A и B перекрещиваются под углом 90° . Передаточное отношение u_{12} механизма равно

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = z_3,$$

где ω_1 , ω_2 и n_1 , n_2 — угловые скорости и числа оборотов в минуту колес 1 и 2, а z_3 — число роликов 3 колеса 2.

2. МЕХАНИЗМЫ ЧЕТЫРЕХЗВЕННЫЕ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ (2439)

2439	ЗУБЧАТО-ЦЕВОЧНЫЙ МЕХАНИЗМ С ЦЕВОЧНОЙ РЕЙКОЙ	ЗЦ
		Ч



Зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг оси А, входит в зацепление с рейкой 2, имеющей цевки *d*. Ось А колеса 1 скользит в пазу *a* рейки 2, имеющем прямолинейные и круговые участки. Колесо 1 входит во вращательную пару А с рычагом 3, вращающимся вокруг неподвижной оси В. При равномерном непрерывном вращении колеса 1 в одном и том же направлении рейка 2 движется равномерно возвратно-поступательно в неподвижных направляющих *b*. Изменение направления движения рейки 2 обеспечивается дугвыми участками пазу *a*. При переходе колеса 1 из верхнего в нижнее положение и наоборот рейка 2 движется неравномерно. Профили зубьев *e* колеса 1 очерчены по кривым, эквидистантным эвольвенте круга. Груз *D* уравнивает силу тяжести колеса 1.

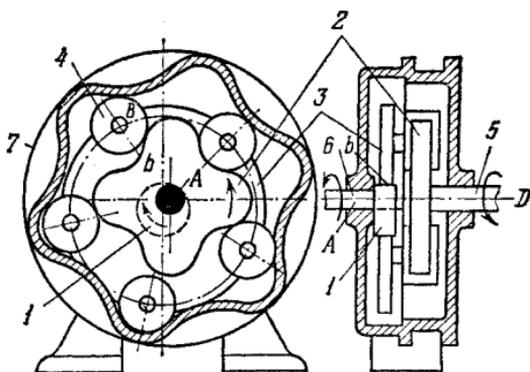
3. МЕХАНИЗМЫ МНОГОЗВЕННЫЕ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ (2440—2443)

2440

ЗУБЧАТО-ЦЕВОЧНЫЙ
ПЛАНЕТАРНЫЙ МЕХАНИЗМ
С ВНУТРЕННИМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

ЗЦ

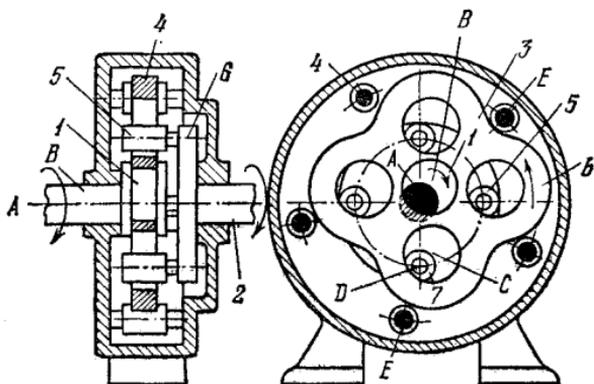
М



Круглый эксцентрик *1*, вращающийся вокруг неподвижной оси *A* вала *6*, охватывается расширенной втулкой *b* колеса *3*, имеющего цевки *4*, вращающиеся вокруг осей *B* этого колеса. Цевки *4* входят во внутренние зацепления с неподвижным цевочным колесом *7* и во внешнее зацепление с цевочным колесом *2*, жестко скрепленным с валом *5*, вращающимся вокруг неподвижной оси *D*. Число оборотов в минуту n_5 вала *5* связано с числом оборотов в минуту n_6 вала *6* условием

$$n_5 = -n_6 \frac{z_7 - z_2}{z_2},$$

где z_2 и z_7 — числа зубьев циклоидальных колес *2* и *7*.



Круглый эксцентрик 1 с осью B вращается вокруг неподвижной оси A . Шайба 3 , охватывающая эксцентрик 1 , имеет четыре зуба b , входящие в зацепление с круглыми цевками 4 , вращающимися вокруг неподвижных осей E . Шайба 6 жестко связана с валом 2 , вращающимся вокруг оси A , и имеет цевки 7 , вращающиеся вокруг осей D шайбы 6 и перекатывающиеся по внутренней стороне круглых отверстий, с центром в точке C шайбы 3 . Размеры звеньев механизма удовлетворяют условиям

$$AB = DC \text{ и } BC = AD,$$

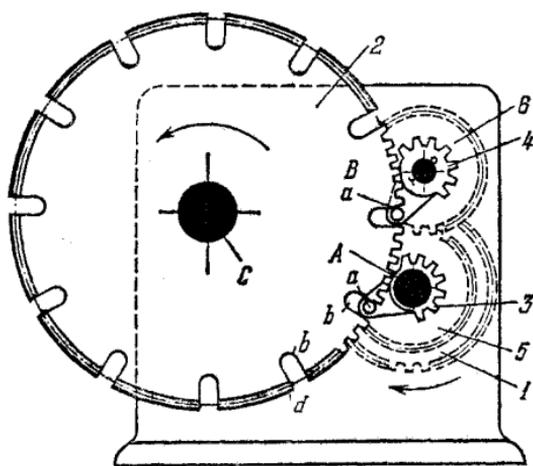
т. е. фигура $ABCD$ является параллелограммом.

При вращении эксцентрика 1 вокруг оси A шайба 3 входит в зацепление с цевками 4 и тем самым приводит во вращение вал 2 .

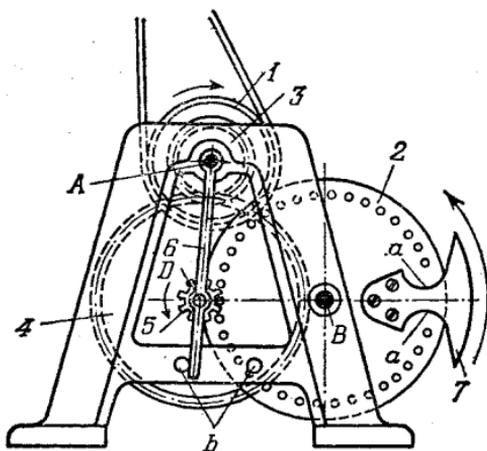
Передаточное отношение u_{21} механизма равно

$$u_{21} = \frac{z_4 - z_3}{z_3},$$

где z_4 — число цевок 4 , z_3 — число зубьев шайбы 3 .



Зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси А, связано с не показанным на чертеже зубчатым колесом. При помощи не показанной на чертеже передвигающейся вдоль вала А шпонки с ним могут быть связаны зубчатый сектор 3 или колесо 5. В первом случае будет вращаться сектор 3, а во втором — колесо 5 и входящее с ним в зацепление колесо 6 с зубчатым сектором 4. В соответствии с этим колесо 2 можно заставить вращаться в двух направлениях вокруг неподвижной оси С. Во время зацепления зубьев сектора 3 или 4 с зубьями *d* колеса 2 оно вращается равномерно. При скольжении цевки *a* в пазу *b* колесо 2 вращается неравномерно.



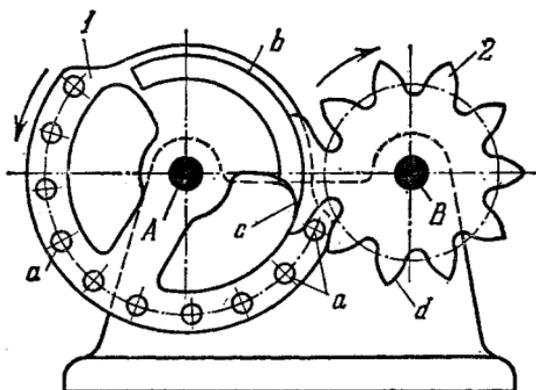
Зубчатые колеса 3 и 4 приводят во вращение зубчатое колесо 5, ось D которого укреплена на рычаге 6, качающемся относительно оси A . При вращении шкива 1 цевочное колесо 2, вращающееся вокруг неподвижной оси B , периодически меняет направление вращения, поворачиваясь на угол около 360° . Рычаг 7 с дугами a , передвигающими ось колеса 5, служит для перевода рычага 6 из одного предельного положения в другое и для изменения зацепления колеса 5 с колесом 2. Размах колебаний рычага 6 ограничивается упорами b .

2444

ЗУБЧАТО-ЦЕВОЧНЫЙ ЗВЕЗДЧАТЫЙ
МЕХАНИЗМ С ВНЕШНИМ
ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

ЗЦ

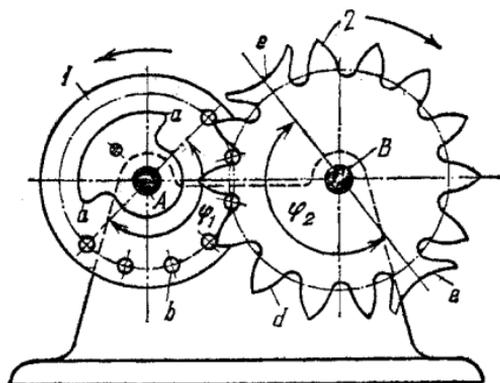
0



Колесо 1 с цевками a , вращающееся вокруг неподвижной оси A , периодически входит в зацепление с зубьями d колеса 2, вращающегося вокруг неподвижной оси B . На колесе 1 имеется запирающая дуга b , а на колесе 2 — запирающая дуга c . При непрерывном вращении колеса 1 колесо 2 вращается с остановкой. В период остановки дуга b скользит по дуге c , предупреждая колесо 2 от самопроизвольного поворота. При одном полном обороте колеса 1 колесо 2 поворачивается на полный оборот. Профили зубьев d колеса 2 очерчены по кривым, эквидистантным эпициклоиде круга. Передаточное отношение u_{12} в период времени движения колеса 2 равно

$$u_{12} = -\frac{r_2}{r_1},$$

где r_1 и r_2 — радиусы начальных окружностей колес 1 и 2. Вращение колес 1 и 2 происходит в противоположных направлениях.



Колесо 1 с симметрично расположенными цевками b , вращающееся вокруг неподвижной оси A , периодически входит в зацепление с зубьями d колеса 2, вращающегося вокруг неподвижной оси B . На колесе 1 имеется запирающая дуга a , а на колесе 2 — две симметрично расположенные запирающие дуги e . При непрерывном вращении колеса 1 колесо 2 вращается с остановками. В периоды остановки колеса 2 дуга a скользит по соответствующей дуге e , предупреждая колесо 2 от самопроизвольного поворота.

При $\varphi_1 = \pi$ период времени T_d движения колеса 2 равен периоду времени покоя T_n . Коэффициент k времени работы механизма равен

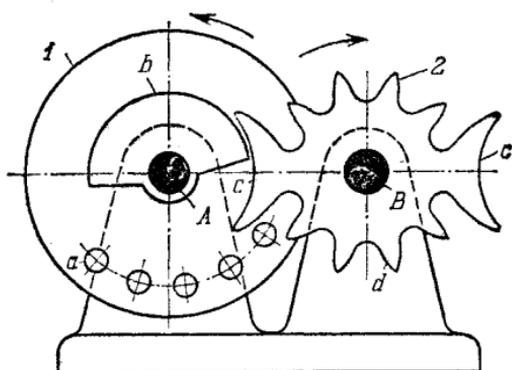
$$k = \frac{T_d}{T_n} = 1.$$

За один полный оборот колеса 1 колесо 2 поворачивается на угол φ_2 , равный $\varphi_1 = \pi$.

Профили зубьев d колеса 2 очерчены по кривым, эквидистантным эпициклоиде круга. Передаточное отношение u_{12} в период времени T_d движения равно

$$u_{12} = -\frac{r_2}{r_1},$$

где r_1 и r_2 — радиусы начальных окружностей колес 1 и 2.



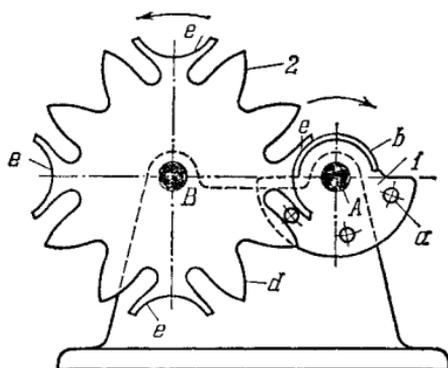
Колесо 1 с цевками a , вращающееся вокруг неподвижной оси A , периодически входит в зацепление с зубьями d колеса 2, вращающегося вокруг неподвижной оси B . На колесе 1 имеется запирающая дуга b , а на колесе 2 — две симметрично расположенные запирающие дуги c . При непрерывном вращении колеса 1 колесо 2 вращается с остановками. В периоды остановки дуга b скользит по соответствующей дуге c , предупреждая колесо 2 от самопроизвольного поворота. При одном полном повороте колеса 1 колесо 2 поворачивается на угол φ_2 , равный

$$\varphi_2 = \pi.$$

Профили зубьев d очерчены по кривым, эквидистантным эпициклоде круга. Передаточное отношение u_{12} в период времени движения колеса 2 равно

$$u_{12} = -\frac{r_2}{r_1},$$

где r_1 и r_2 — радиусы начальных окружностей колес 1 и 2. Вращение колес 1 и 2 происходит в противоположных направлениях,



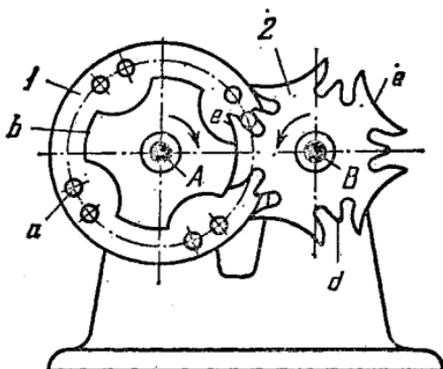
Колесо 1 с цевками a , вращающееся вокруг неподвижной оси A , периодически входит в зацепление с зубьями d колеса 2, вращающегося вокруг неподвижной оси B . На колесе 1 имеется запирающая дуга b , а на колесе 2 — четыре симметрично расположенные запирающие дуги e . При непрерывном вращении колеса 1 колесо 2 вращается с остановками. В периоды остановки дуга b скользит по соответствующей дуге e , предупреждая колесо 2 от самопроизвольного поворота. При одном полном обороте колеса 1 колесо 2 поворачивается на угол φ_2 , равный

$$\varphi_2 = \frac{\pi}{2}.$$

Профили зубьев d очерчены по кривым, эквидистантным эпициклоиде круга. Передаточное отношение u_{12} в период времени движения колеса 2 равно

$$u_{12} = -\frac{r_2}{r_1},$$

где r_1 и r_2 — радиусы начальных окружностей колес 1 и 2. Вращения колес 1 и 2 происходят в противоположных направлениях.



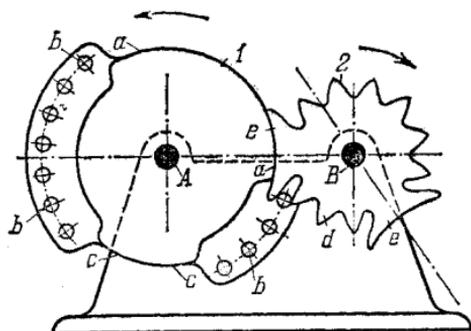
Колесо 1 с восемью цевками a , вращающееся вокруг неподвижной оси A , периодически входит в зацепление с зубьями d колеса 2, вращающегося вокруг неподвижной оси B . На колесе 1 имеются четыре симметрично расположенные запирающие дуги b , а на звене 2 — пять зубьев и пять симметрично расположенных запирающих дуг e . При непрерывном вращении колеса 1 колесо 2 вращается с остановками. В период остановки дуги b скользят по соответствующим дугам e , предупреждая колесо 2 от самопроизвольного поворота. При одном полном повороте колеса 1 колесо 2 поворачивается на угол φ_2 , равный

$$\varphi_2 = 288^\circ.$$

Полный цикл работы механизма равняется пяти оборотам колеса 1. Профили зубьев d колеса 2 очерчены по кривым эквидистантным эпициклоиде круга. Передаточное отношение u_{12} в период времени движения колеса 2 равно

$$u_{12} = -\frac{r_2}{r_1},$$

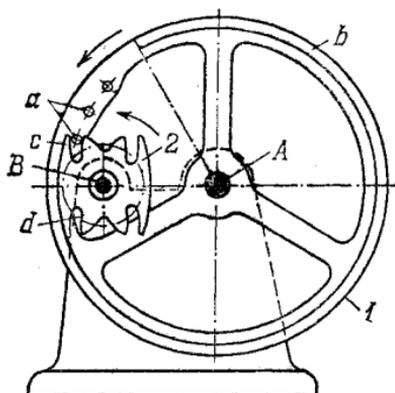
где r_1 и r_2 — радиусы начальных окружностей колес 1 и 2. Вращения колес 1 и 2 происходят в противоположных направлениях,



Колесо 1 с несимметрично расположенными цевками b и запирающими дугами a и c , вращающееся вокруг неподвижной оси A , периодически входит в зацепление с зубьями d колеса 2, вращающегося вокруг неподвижной оси B . Колесо 2 имеет несимметрично расположенные зубья d и запирающие дуги e . При непрерывном вращении колеса 1 колесо 2 вращается с остановками. В периоды остановки колеса 2 дуги a и c скользят по соответствующим дугам e , предупреждая колесо 2 от самопроизвольного поворота. Периоды времени T_d движения колеса 2 не равны между собой, так же как и периоды времени покоя. Профили зубьев d колеса 2 очерчены по кривым, эквидистантным эпициклоиде круга. Передаточное отношение u_{12} в период времени T_d движения равно

$$u_{12} = -\frac{r_2}{r_1},$$

где r_1 и r_2 — радиусы начальных окружностей колес 1 и 2. Вращение колес 1 и 2 происходит в противоположных направлениях,



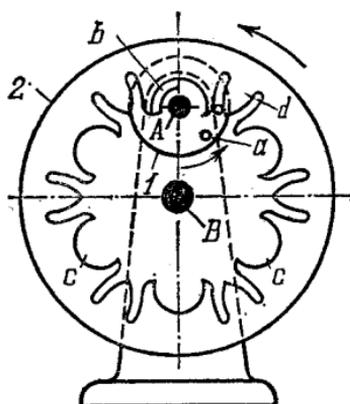
Колесо 1 с цевками a , вращающееся вокруг неподвижной оси A , периодически входит в зацепление с зубьями d колеса 2, вращающегося вокруг неподвижной оси B . На колесе 1 имеется запирающая дуга b , а на колесе 2 — две симметрично расположенные запирающие дуги c . При непрерывном вращении колеса 1 колесо 2 вращается с остановками. В период остановки дуга b скользит по соответствующим дугам c , предупреждая колесо 2 от самопроизвольного поворота. При одном полном обороте колеса 1 колесо 2 поворачивается на угол φ_2 , равный

$$\varphi_2 = \pi.$$

Профили зубьев d колеса 2 очерчены по кривым, эквидистантным эпициклоиде круга. Передаточное отношение u_{12} в период времени движения колеса 2 равно

$$u_{12} = \frac{r_2}{r_1},$$

где r_1 и r_2 — радиусы начальных окружностей колес 1 и 2. Вращение колес 1 и 2 происходит в одинаковых направлениях.



Колесо 1 с двумя цевками a , вращающееся вокруг неподвижной оси A , периодически входит в зацепление с зубьями d колеса 2, вращающегося вокруг неподвижной оси B . На колесе 1 имеется запирающая дуга b , а на колесе 2 — шесть зубьев d и шесть симметрично расположенных запирающих дуг c . При непрерывном вращении колеса 1 колесо 2 вращается с остановками. В период остановки дуга b скользит по соответствующим дугам c , предупреждая колесо 2 от самопроизвольного поворота. При одном полном обороте колеса 1 колесо 2 поворачивается на угол φ_2 , равный

$$\varphi_2 = \frac{\pi}{3}.$$

Профили зубьев d колеса 2 очерчены по кривым, эквидистантным гипоциклоиде круга. Передаточное отношение u_{12} в период времени движения колеса 2 равно

$$u_{12} = \frac{r_2}{r_1},$$

где r_1 и r_2 — радиусы начальных окружностей колес 1, 2. Вращение колес 1 и 2 происходит в одинаковых направлениях.

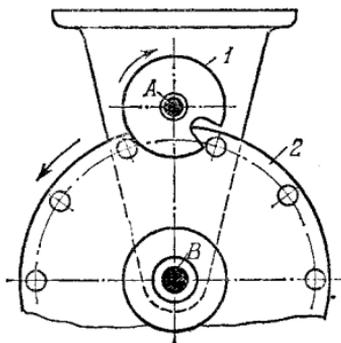
2452

ЗУБЧАТО-ЦЕВОЧНЫЙ МЕХАНИЗМ
С ОСТАНОВКАМИ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА

ЗЦ

0

При вращении звена *1* вокруг неподвижной оси *A* цевочное колесо *2* совершает прерывистое движение вокруг неподвижной оси *B*. Самопроизвольный поворот колеса *2* предохраняется контуром колеса *1*.



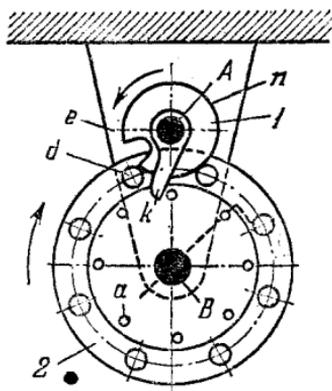
2453

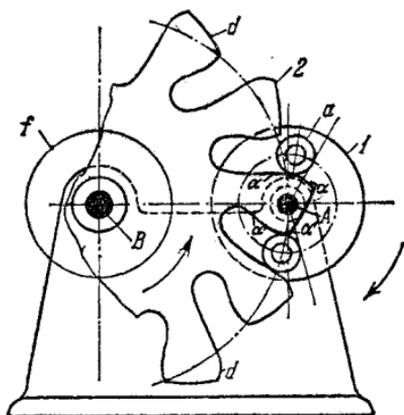
ЗУБЧАТО-ЦЕВОЧНЫЙ МЕХАНИЗМ
С ОСТАНОВКАМИ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА

ЗЦ

0

Звено *1*, вращающееся вокруг неподвижной оси *A*, имеет палец *k* и паз *e*. Палец *k* входит в зацепление с цевками *a* колеса *2*, вращающегося вокруг неподвижной оси *B*, а паз *e* входит в зацепление с цевками *d* колеса *2*. Головки цевок *a* и *d* расположены в параллельных плоскостях. При непрерывном вращении звена *1* палец *k* воздействует на цевку *a*, поворачивает цевочное колесо, пока в зацепление не войдет паз *e* с цевкой *d*. Запирающая дуга *n* в периоды покоя колеса *2* скользит по двум соседним цевкам *d*. При равномерном вращении звена *1* колесо *2* вращается неравномерно и имеет остановки.

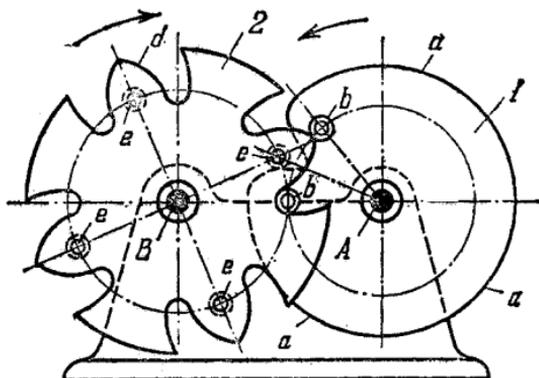




Колесо 1 с двумя цевками a , вращающееся вокруг неподвижной оси A , входит в зацепление с зубьями d колеса 2, вращающегося вокруг неподвижной оси B . Профиль зуба d имеет верхний участок описанный по дуге окружности и два участка $\alpha - \alpha'$ и $\alpha'' - \alpha'''$, описанные по дугам окружностей из центра A . Центры внешних дуг зубьев d располагаются по показанной окружности f . Остальные части профилей описаны по кривым, эквидистантным эпициклоиде круга. Радиус r_1 начальной окружности колеса 1 равен

$$r_1 = r + r_\alpha,$$

где r — радиус цевки a , r_α — радиус окружности с дугами $\alpha - \alpha'$ и $\alpha'' - \alpha'''$. При непрерывном вращении колеса 1 колесо 2 вращается с остановками в те периоды времени, когда цевки a соприкасаются с дугами $\alpha - \alpha'$ и $\alpha'' - \alpha'''$. Эти дуги служат запирающими дугами, предупреждая колесо 2 от самопроизвольного поворота. За один полный поворот колеса 1 колесо 2 поворачивается на угол, вмещающий два зуба. При равномерном вращении колеса 1 колесо 2 в период времени движения вращается равномерно.



Колесо 1 с двумя цевками b , вращающееся вокруг неподвижной оси A , периодически входит в зацепление с зубьями d колеса 2, вращающегося вокруг неподвижной оси B . На колесе 1 имеется запирающая дуга a , а на колесе 2 — симметрично расположенные четыре зуба d и четыре запирающих ролика e . При непрерывном вращении колеса 1 колесо 2 вращается с остановками. В периоды остановки дуга a скользит по двум соседним роликам e , предупреждая колесо 2 от самопроизвольного поворота. При одном полном обороте колеса 1 колесо 2 поворачивается на угол φ_2 , равный

$$\varphi_2 = \frac{\pi}{2}.$$

Профили зубьев d колеса 2 очерчены по кривым, эквидистантным эпициклоиде круга. Передаточное отношение u_{12} в период времени движения колеса 2 равно

$$u_{12} = -\frac{r_2}{r_1},$$

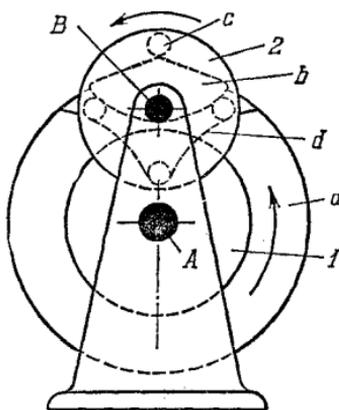
где r_1 и r_2 — радиусы начальных окружностей колес 1 и 2. Вращение колес 1 и 2 происходит в противоположных направлениях.

2456

ЗУБЧАТО-ЦЕВОЧНЫЙ МЕХАНИЗМ
С ОСТАНОВКАМИ ЦЕВОЧНОГО КОЛЕСА

ЗЦ

0



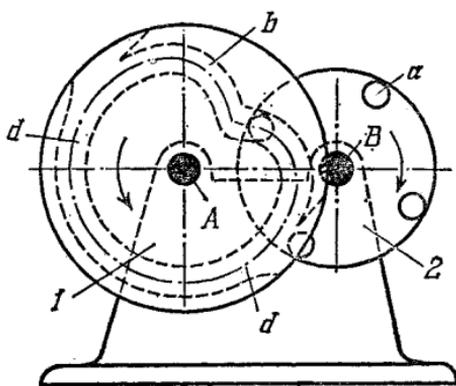
Звено 1 с кольцевым выступом *a* вращается вокруг неподвижной оси *A*. При вращении звена 1 кулачок *b* (изображен штрихами), укрепленный на этом диске, входит в зацепление с цевкой *c* колеса 2 и поворачивает его вокруг неподвижной оси *B*. При этом две другие цевки скользят по скосам *d* кольцевого выступа *a*. После того как две цевки колеса 2 оказываются внутри кольцевого выступа *a*, а две другие — снаружи, кольцевой выступ *a* свободно проходит между ними. При этом колесо 2 остается в покое до тех пор, пока кулачок *b*, сделав один оборот, войдет в зацепление со следующей цевкой на колесе 2. Таким образом, при каждом полном повороте звена 1 колесо 2 поворачивается на угол в 90° .

2457

ЗУБЧАТО-ЦЕВОЧНЫЙ
КУЛАЧКОВЫЙ МЕХАНИЗМ
С ОСТАНОВКОЙ ЦЕВОЧНОГО КОЛЕСА

ЗЦ

0



Кулачок 1, вращающийся вокруг неподвижной оси *A*, имеет профилированный паз *b*, часть *d* — *d* которого описана по дуге окружности из центра *A*. Паз *b* входит в зацепление с цевками *a* колеса 2, вращающегося вокруг неподвижной оси *B*. Оси цевок *a* отстоят на равных расстояниях от центра *B* и расположены симметрично. Колесо 2 имеет остановку в период времени, когда паз круговой частью *d* — *d* скользит по двум соседним цевкам *a*, предупреждая колесо 2 от самопроизвольного поворота.

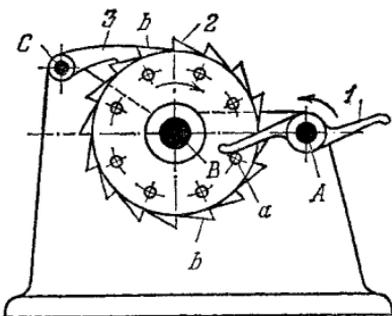
2458

ЗУБЧАТО-ЦЕВОЧНЫЙ МЕХАНИЗМ
С ОСТАНОВКАМИ ЦЕВОЧНОГО КОЛЕСА

ЗЦ

0

Двуплечий рычаг 1, вращающийся вокруг неподвижной оси А, периодически входит в зацепление с цевками а колеса 2, вращающегося вокруг неподвижной оси В. Цевочное колесо 2 имеет зубья б, которые, упираясь в собачку 3, вращающуюся вокруг неподвижной оси С, не допускают поворота цевочного колеса 2 в сторону, обратную стрелке, указанной на чертеже. Вращения рычага 1 и колеса 2 происходят в противоположных направлениях.



2459

ЗУБЧАТО-ЦЕВОЧНЫЙ МЕХАНИЗМ
С ФИКСИРУЮЩЕЙ СОБАЧКОЙ
С ОСТАНОВКАМИ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА

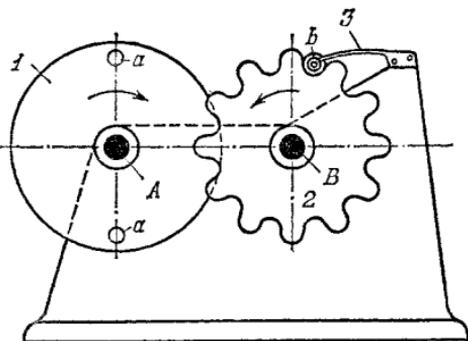
ЗЦ

0

Колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси А, имеет цевки а. При непрерывном вращении колеса 1 колесо 2 вращается вокруг неподвижной оси В с остановками. Среднее передаточное отношение u_{12} механизма равно

$$u_{12} = -\frac{z_2}{z_1},$$

где z_1 — число цевок колеса 1, а z_2 — число зубьев колеса 2. Пружинная собачка 3 с роликом б предохраняет колесо 2 от самопроизвольного поворота.

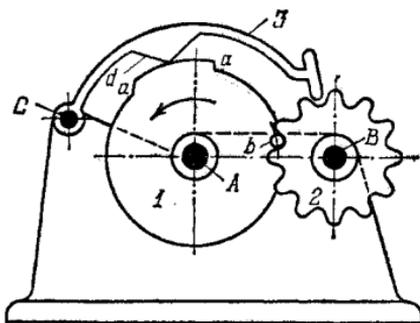


2400

ЗУБЧАТО-ЦЕВОЧНЫЙ МЕХАНИЗМ
С ФИКСИРУЮЩЕЙ СОБАЧКОЙ
С ОСТАНОВКАМИ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА

ЗЦ

0



Колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A , имеет цевку b . При непрерывном вращении колеса 1 колесо 2 вращается вокруг неподвижной оси B с остановками. Среднее передаточное отношение u_{12} механизма равно

$$u_{12} = -\frac{z_2}{z_1},$$

где z_1 — число цевок колеса 1, а z_2 — число зубьев колеса 2. Собачка 3, вращающаяся

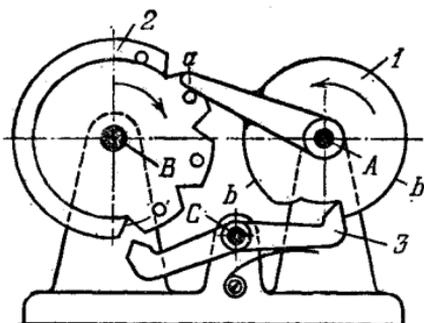
вокруг неподвижной оси C , предохраняет колесо 2 от самопроизвольного поворота. Подъем собачки 3 осуществляется профилированным участком $a-a$ колеса 1, воздействующим на выступ d собачки 3.

2461

ЗУБЧАТО-ЦЕВОЧНЫЙ МЕХАНИЗМ
С ФИКСИРУЮЩЕЙ СОБАЧКОЙ
С ОСТАНОВКАМИ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА

ЗЦ

0



Колесо 1 вращается вокруг неподвижной оси A . При вращении колеса 1 его зуб a захватывает цевку колеса 2, поворачивая последнее вокруг неподвижной оси B на некоторый угол. Положение колеса 2 в период остановки фиксируется собачкой 3, вращающейся вокруг неподвижной оси C , вводимой в зацепление профилем $b-b$ входного колеса 1.

2462

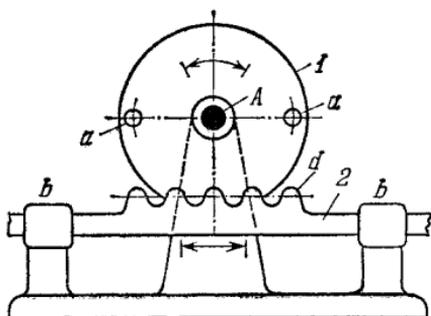
ЗУБЧАТО-ЦЕВОЧНЫЙ МЕХАНИЗМ С ОСТАНОВКАМИ РЕЙКИ

ЗЦ

0

Колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A , входит в зацепление с зубьями d рейки 2, движущейся поступательно в неподвижных направляющих $b - b$. Профили зубьев d рейки 2 очерчены двумя полуокружностями.

При равномерном вращении колеса 1 рейка 2 движется с остановками. В моменты вхождения цевки a в зацепление с зубьями d рейки имеют место соударения звеньев 1 и 2.

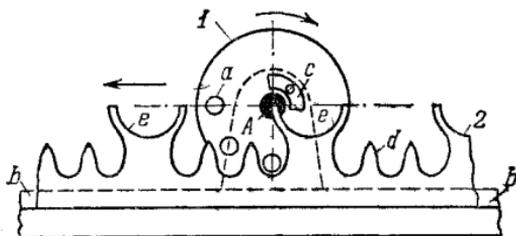


2463

ЗУБЧАТО-ЦЕВОЧНЫЙ МЕХАНИЗМ С ОСТАНОВКАМИ РЕЙКИ

ЗЦ

0



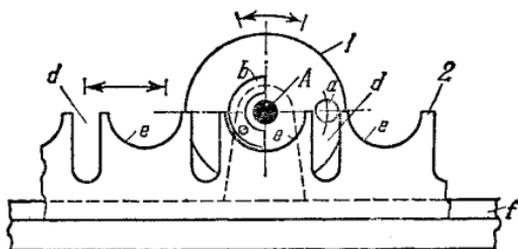
Колесо 1 с цевками a , вращающееся вокруг неподвижной оси A , входит в зацепление с зубьями d рейки 2, движущейся поступательно вдоль неподвижной направляющей b . Профили зубьев d рейки 2 очерчены по кривым, эквидистантным циклоиде круга. Колесо 1 имеет запирающую дугу c , а рейка 2 — запирающие дуги e . При равномерном вращении колеса 1 рейка 2 движется с остановками. В периоды остановки рейки дуга c скользит по соответствующим дугам e и тем самым предупреждается возможность самопроизвольного перемещения рейки.

2464

ЗУБЧАТО-ЦЕВОЧНЫЙ МЕХАНИЗМ С ОСТАНОВКАМИ РЕЙКИ

ЗЦ

0



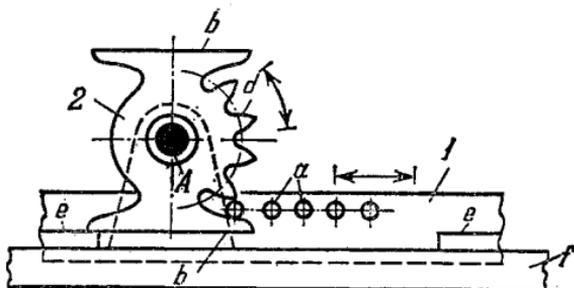
Колесо 1 с цевкой a , вращающееся вокруг неподвижной оси A , входит в зацепление с прорезями d рейки 2, движущейся поступательно вдоль неподвижной направляющей f . Профили прорезей d в рабочих частях прямолинейны. На колесе 1 имеется запирающая дуга b , а на рейке 2 — запирающие дуги e . При равномерном вращении колеса 1 рейка 2 движется неравномерно по синусоидальному закону с остановками. В периоды остановки дуга b скользит по соответствующим дугам e , предупреждая рейку 2 от самопроизвольного перемещения.

2465

ЗУБЧАТО-ЦЕВОЧНЫЙ МЕХАНИЗМ С ОСТАНОВКАМИ КОЛЕСА

ЗЦ

0



Рейка 1 с цевками a движется поступательно по неподвижной направляющей f и входит в зацепление с зубьями d колеса 2, вращающегося вокруг неподвижной оси A . Профили зубьев колеса 2 очерчены по эвольвенте круга. Рейка 1 имеет запирающие плоскости e , а колесо 2 — запирающие плоскости b . При равномерном перемещении рейки 1 колесо 2 вращается с остановками. В периоды остановки колеса 2 плоскости e скользят по соответствующим плоскостям b колеса 2, предупреждая его от самопроизвольного поворота.

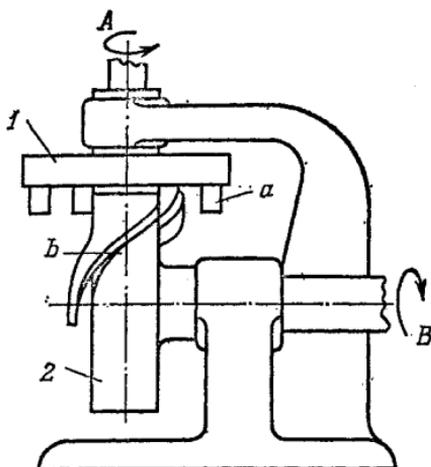
2466

**ЗУБЧАТО-ЦЕВОЧНЫЙ
ПРОСТРАНСТВЕННЫЙ МЕХАНИЗМ
ПРЕРЫВИСТОГО ДВИЖЕНИЯ**

ЗЦ

0

Звено 1, вращающееся вокруг неподвижной оси *A*, имеет цевки *a*, периодически входящие в зацепление с винтовым пазом *b* звена 2, вращающегося вокруг неподвижной оси *B*. Оси *A* и *B* пересекаются. При непрерывном равномерном вращении звена 1 звено 2 совершает движение с остановками. Закон изменения угловой скорости вращения звена 2 зависит от профиля винтового паза *b*.

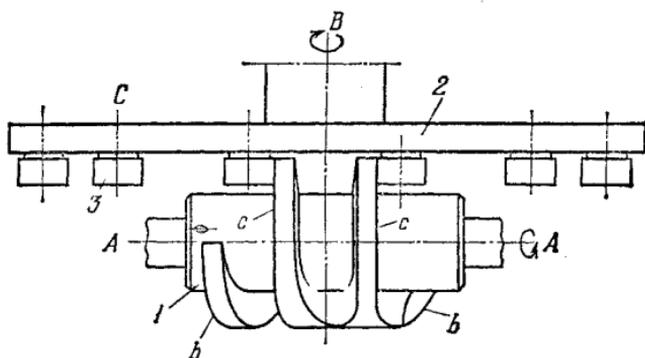


2467

**ЗУБЧАТО-ЦЕВОЧНЫЙ МЕХАНИЗМ
ПРЕРЫВИСТОГО ДВИЖЕНИЯ
ЦЕВОЧНОГО КОЛЕСА**

ЗЦ

0



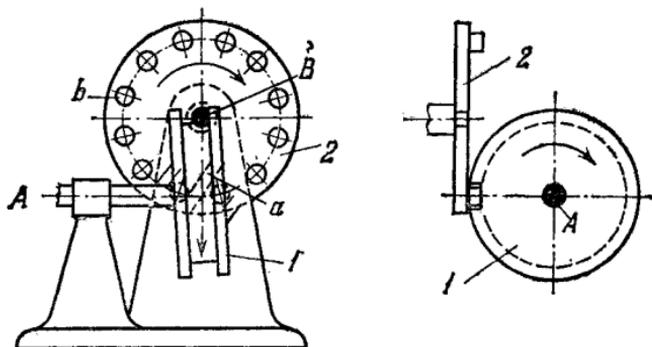
Звено 1, вращающееся вокруг неподвижной оси *A*, имеет зубья *b* и *c*. Цевочное колесо 2, вращающееся вокруг неподвижной оси *B*, имеет цевки 3, вращающиеся вокруг осей *C* колеса 2. При вращении звена 1 зубья *b* входят в зацепление с цевкой 3 и поворачивают колесо 2. После этого между цевками входят зубья *c*, обеспечивающие фиксацию колеса 2 в периоды его остановки.

2468

ЗУБЧАТО-ЦЕВОЧНЫЙ КУЛАЧКОВЫЙ
ПРОСТРАНСТВЕННЫЙ МЕХАНИЗМ
С ОСТАНОВКАМИ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА

ЗЦ

○



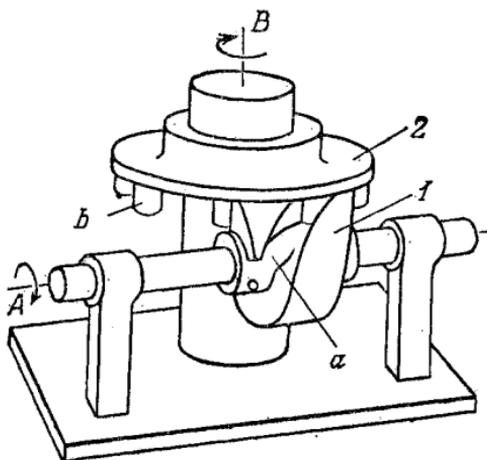
Пазовый кулачок *1*, вращающийся вокруг неподвижной оси *A*, имеет наклонный участок *a* профиля пазы. Участок *a* профиля входит в зацепление с цевками *b* колеса *2*, вращающегося вокруг неподвижной оси *B*. При непрерывном вращении кулачка *1* колесо *2* вращается неравномерно и имеет короткие остановки. Оси *A* и *B* не пересекаются и взаимно перпендикулярны.

2469

ЗУБЧАТО-ЦЕВОЧНЫЙ КУЛАЧКОВЫЙ
ПРОСТРАНСТВЕННЫЙ МЕХАНИЗМ
С ОСТАНОВКАМИ ЦЕВОЧНОГО КОЛЕСА

ЗЦ

○

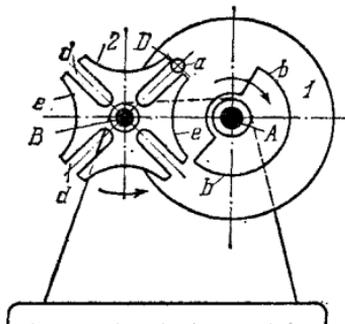


Цилиндрический кулачок *1*, вращающийся вокруг неподвижной оси *A*, имеет винтовой паз *a*, периодически входящий в зацепление с цевочным колесом *2*, вращающимся вокруг неподвижной оси *B*. При непрерывном вращении кулачка *1* колесо *2* вращается с краткими остановками.

5. МЕХАНИЗМЫ МАЛЬТИЙСКИХ КРЕСТОВ (2470—2497)

2470	ЗУБЧАТО-ЦЕВОЧНЫЙ МЕХАНИЗМ МАЛЬТИЙСКОГО КРЕСТА С ВНЕШНИМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ С ЧЕТЫРЬМЯ ПАЗАМИ	ЗЦ
		МК

Звено 1, вращающееся вокруг неподвижной оси *A*, имеет цевку *a*, последовательно входящую в зацепление с вращающимися вокруг неподвижной оси *B* прямолинейными радиальными пазы *d* мальтийского креста 2. Пазы *d* расположены симметрично и их оси образуют угол 90° друг с другом. Звено 1 имеет запирающую дугу *b*, скользящую в периоды покоя креста 2 по запирающим дугам *e* креста 2. При равномерном вращении звена 1 крест 2



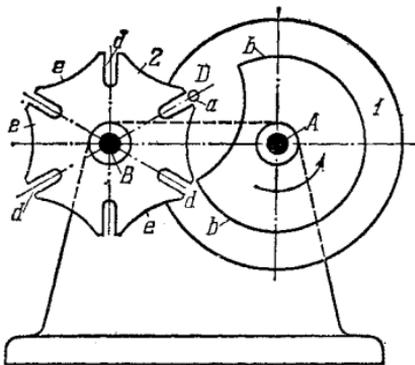
вращается неравномерно и внутри цикла имеет четыре периода времени t_d движения и четыре периода времени t_n покоя. Запирающие дуги *b* и *e* предупреждают крест 2 от самопроизвольного поворота в периоды времени t_n покоя. Время T полного оборота звена 1 равно $T = t_d + t_n$.

Угол поворота φ_n звена 1, соответствующий покою креста 2, равен $\varphi_n = 270^\circ$. Угол поворота φ_d звена 1, соответствующий движению креста 2, равен $\varphi_d = 90^\circ$. Угол поворота φ_k креста 2 за один полный оборот звена 1 равен $\varphi_k = 90^\circ$. Величина коэффициента $p = t_d/T = 0,25$. Величина коэффициента $q = t_n/T = 0,75$. Коэффициент времени работы $k = p/q = 0,33$. Величина передаточного отношения u_{21} в период времени движения креста 2 равна

$$u_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = - \frac{\lambda (\cos \varphi_1 - \lambda)}{1 - 2\lambda \cos \varphi_1 + \lambda^2},$$

где $\lambda = R/L$, R — радиус AD , L — длина AB , φ_1 — текущий угол поворота звена 1, отсчитываемый от направления AB , ω_1 и ω_2 — угловые скорости звена 1 и креста 2. Максимальное значение передаточного отношения u_{21} без учета знака равно $u_{\max} = 2,41$.

Коэффициент χ , характеризующий величину углового ускорения ε_2 креста 2 в моменты входа и выхода цевки *a* из зацепления, равен $\chi = \frac{\varepsilon_2}{\omega_1^2} = 1$. Вращения звена 1 и креста 2 происходят в противоположных направлениях.



Звено 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A , имеет цевку a , последовательно входящую в зацепление с прямолинейными радиальными пазми d мальтийского креста 2, вращающегося вокруг неподвижной оси B . Пазы d расположены симметрично и их оси образуют угол 60° друг с другом. Звено 1 имеет запирающую дугу b , скользящую в периоды покоя креста 2

по запирающим дугам e креста 2. При равномерном вращении звена 1 крест 2 вращается неравномерно и имеет внутри цикла шесть периодов времени t_d движения и шесть периодов времени t_n покоя. Запирающие дуги b и e предупреждают крест 2 от самопроизвольного поворота в периоды времени t_n покоя. Время T полного оборота звена 1 равно $T = t_d + t_n$.

Угол поворота φ_n звена 1, соответствующий покою креста 2, равен $\varphi_n = 240^\circ$. Угол поворота φ_d звена 1, соответствующий движению креста 2, равен $\varphi_d = 120^\circ$. Угол поворота φ_k креста 2 за один полный оборот звена 1 равен $\varphi_k = 60^\circ$. Величина коэффициента $p = t_d/T = 0,3333$. Величина коэффициента $q = t_n/T = 0,6667$. Коэффициент времени работы $k = p/q = 0,5$. Величина передаточного отношения u_{21} в период времени движения креста 2 равна

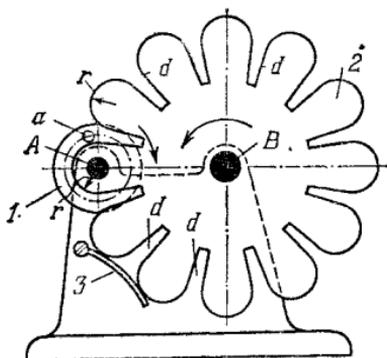
$$u_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = - \frac{\lambda (\cos \varphi_1 - \lambda)}{1 - 2\lambda \cos \varphi_1 + \lambda^2},$$

где $\lambda = R/L$, R — радиус AD , L — длина AB , φ_1 — текущий угол поворота звена 1, отсчитываемый от направления AB , ω_1 и ω_2 — угловые скорости звена 1 и креста 2. Максимальное значение передаточного отношения u_{21} без учета знака равно $u_{\max} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = 1$.

Коэффициент χ , характеризующий величину углового ускорения ε_2 креста 2 в момент входа и выхода цевки a из зацепления,

равен $\chi = \frac{\varepsilon_2}{\omega_1^2} = 0,577$. Вращения звена 1 и креста 2 происходят

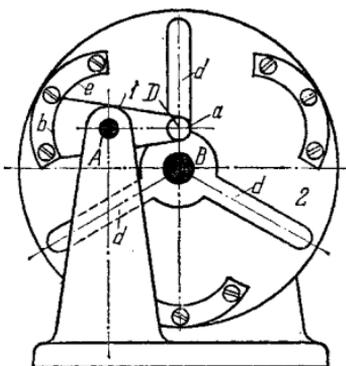
в противоположных направлениях.



Звено 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A , имеет цевку a , входящую периодически в зацепление с радиальными, симметрично расположенными пазами d мальтийского креста 2, вращающегося вокруг неподвижной оси B . Профили пазов d выполнены по прямым. Верхние части креста имеют круговую форму радиуса r . Цевка a находится в зацеплении только с одной стороны паза d в зависимости от направления вращения звена 1. Для силового замыкания звена 1 и креста 2 применяется пружина 3. Она же предохраняет крест 2 от самопроизвольного поворота. Оси пазов d образуют угол 30° друг с другом. Крест 2 имеет внутри цикла двенадцать периодов времени t_d движения и двенадцать периодов времени t_n покоя. Время T полного оборота звена 1 равно

$$T = t_d + t_n.$$

Угол поворота φ_n звена 1, соответствующий покою креста 2, равен $\varphi_n = 210^\circ$. Угол поворота φ_d звена 1, соответствующий движению креста 2, равен $\varphi_d = 150^\circ$. Угол поворота φ_k креста 2 за один полный оборот звена 1 равен $\varphi_k = 30^\circ$. Величина коэффициента $p = t_d/T = 0,4167$. Величина коэффициента $q = t_n/T = 0,5833$. Коэффициент времени работы $k = t_d/t_n = 0,71$. При равномерном вращении звена 1 крест 2 вращается неравномерно. Вращения звена 1 и креста 2 происходят в противоположных направлениях.



Звено 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A , имеет цевку a , последовательно входящую в зацепление с прямолинейными радиальными пазы d мальтийского креста 2, вращающегося вокруг неподвижной оси B . Пазы d расположены симметрично, и их оси образуют угол 120° друг с другом. Звено 1 имеет запирающую дугу b , скользящую в периоды покоя креста 2 по запирающим дугам e креста 2. При равномерном вращении звена 1

крест 2 вращается неравномерно и имеет внутри цикла три периода времени t_d движения и три периода времени t_n покоя. Время T полного оборота звена 1 равно $T = t_d + t_n$.

Угол поворота звена 1, соответствующий покою креста 2, равен $\varphi_n = 60^\circ$. Угол поворота φ_d звена 1, соответствующий движению креста 2, равен $\varphi_d = 300^\circ$. Угол поворота φ_k креста 2 за один полный оборот звена 1 равен $\varphi_k = 120^\circ$. Величина коэффициента $p = t_d/T = 0,8333$. Величина коэффициента $q = t_n/T = 0,1667$. Коэффициент времени работы $k = p/q = 5$. Величина передаточного отношения u_{21} в период времени движения креста 2 равна

$$u_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\lambda (\cos \varphi_1 - \lambda)}{1 - 2\lambda \cos \varphi_1 + \lambda^2},$$

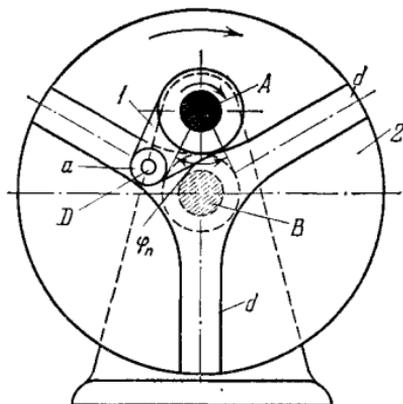
где $\lambda = R/L$, R — радиус AD , L — длина AB , φ_1 — текущий угол поворота звена 1, отсчитываемый от направления AB , ω_1 и ω_2 — угловые скорости звена 1 и креста 2. Максимальное значение передаточного отношения u_{21} равно $u_{\max} = 0,464$.

Коэффициент χ , характеризующий величину углового ускорения ε_2 креста в моменты входа и выхода цевки из зацепления,

равен $\chi = \frac{\varepsilon_2}{\omega_1^2} = 1,729$. Вращения звена 1 и креста 2 происходят

в одинаковых направлениях.

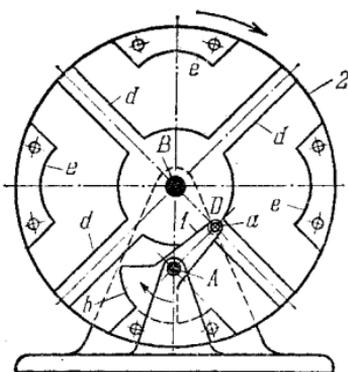
Звено 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A , имеет цевку a , входящую периодически в зацепление с прямолинейными радиальными, симметрично расположенными пазми d мальтийского креста 2, вращающегося вокруг неподвижной оси B . Оси пазов d образуют угол 120° друг с другом. Крест 2 внутри цикла имеет три периода времени t_d движения и три периода времени t_n покоя. Время T полного оборота звена 1 равно $T = t_d + t_n$.



Угол поворота φ_n звена 1, соответствующий покою креста 2, равен $\varphi_n = 60^\circ$. Угол поворота φ_d звена 1, соответствующий движению креста 2, равен $\varphi_d = 300^\circ$. Угол поворота φ_k креста 2 за один полный оборот звена 1 равен $\varphi_k = 120^\circ$. Величина коэффициента $p = t_d/T = 0,8333$. Величина коэффициента $q = t_n/T = 0,1667$. Коэффициент времени работы $k = p/q = 5$. При равномерном вращении звена 1 крест 2 вращается неравномерно. Величина передаточного отношения u_{21} в период времени движения креста 2 равна

$$u_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\lambda (\cos \varphi_1 - \lambda)}{1 - 2\lambda \cos \varphi_1 + \lambda^2},$$

где $\lambda = R/L$, R — радиус AD , L — длина AB , φ_1 — текущий угол поворота звена 1, отсчитываемый от направления AB , ω_1 и ω_2 — угловые скорости звена 1 и креста 2. Максимальное значение передаточного отношения u_{21} равно $u_{\max} = 0,464$. Коэффициент χ , характеризующий величину углового ускорения ε_2 креста в моменты входа и выхода цевки a из зацепления, равен $\chi = \frac{\varepsilon_2}{\omega_1^2} = 1,729$. Вращения звена 1 и креста 2 происходят в одинаковых направлениях.



Звено 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A , имеет цевку a , последовательно входящую в зацепление с прямолинейными радиальными пазми d мальтийского креста 2, вращающегося вокруг неподвижной оси B . Пазы расположены симметрично и их оси образуют угол 90° друг с другом. Звено 1 имеет запирающую дугу b , скользящую в периоды покоя креста 2 по запирающим дугам e креста 2. При равномерном вращении звена 1 крест 2 вращается неравномерно и внутри цикла имеет четыре периода времени t_d движения и четыре периода времени t_n покоя. Запирающие дуги b и e предупреждают крест 2 от самопроизвольного поворота в периоды времени t_n покоя. Время T полного оборота звена 1 равно $T = t_d + t_n$.

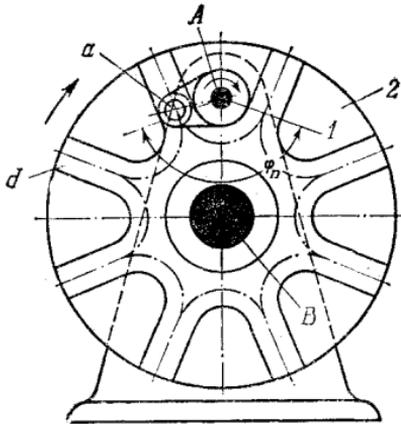
Угол поворота φ_n звена 1, соответствующий покою креста 2, равен $\varphi_n = 90^\circ$. Угол поворота φ_d звена 1, соответствующий движению креста 2, равен $\varphi_d = 270^\circ$. Угол поворота креста 2 за один полный оборот звена 1 равен $\varphi_k = 90^\circ$. Величина коэффициента $p = t_d/T = 0,75$. Коэффициент времени работы $k = p/q = 3$. Величина передаточного отношения u_{21} в период времени движения креста 2 равна

$$u_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\lambda (\cos \varphi_1 - \lambda)}{1 - 2\lambda \cos \varphi_1 + \lambda^2},$$

где $\lambda = R/L$, R — радиус AD , L — длина AB , φ_1 — текущий угол поворота звена 1, отсчитываемый от направления AB , ω_1 и ω_2 — угловые скорости звена 1 и креста 2. Максимальное значение передаточного отношения u_{21} равно $u_{\max} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = 0,414$.

Коэффициент χ , характеризующий величину углового ускорения ε_1 креста в моменты входа и выхода цевки a из зацепления, равен $\chi = \frac{\varepsilon_2}{\omega_1^2} = 1$. Вращения звена 1 и креста 2 происходят

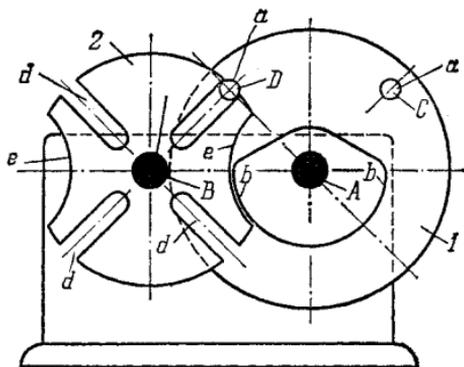
в одинаковых направлениях.



Звено 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A , имеет цевку a , входящую периодически в зацепление с прямолинейными радиальными, симметрично расположенными пазми d мальтийского креста 2, вращающегося вокруг неподвижной оси B . Оси пазов d образуют угол 45° друг с другом. Крест 2 внутри цикла имеет восемь периодов времени t_d движения и восемь периодов времени t_n покоя. Время T полного оборота звена 1 равно

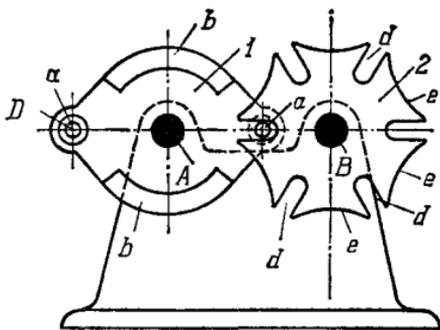
$$T = t_d + t_n.$$

Угол поворота φ_n звена 1, соответствующий покою креста 2, равен $\varphi_n = 135^\circ$. Угол поворота φ_d звена 1, соответствующий движению креста 2, равен $\varphi_d = 225^\circ$. Угол поворота φ_k креста 2 за один полный оборот звена 1 равен $\varphi_k = 45^\circ$. Величина коэффициента $p = t_d/T = 0,625$. Величина коэффициента $q = t_n/T = 0,375$. Коэффициент времени работы $k = p/q = 1,67$. При равномерном вращении звена 1 крест 2 вращается неравномерно. Вращения звена 1 и креста 2 происходят в одинаковых направлениях.



Звено *1*, вращающееся вокруг неподвижной оси *A*, имеет две цевки *a*, периодически входящие в зацепление с прямолинейными радиальными, симметрично расположенными пазами *d* мальтийского креста *2*, вращающегося вокруг неподвижной оси *B*. Цевки *a* расположены на равных расстояниях от оси *A*, и прямые *AC* и *AD* образуют угол 90° . Звено *1* имеет запирающую дугу *b*, скользящую в периоды покоя креста *2* по одной из двух запирающих дуг *e* креста *2*. При равномерном вращении звена *1* крест *2* вращается неравномерно. За два оборота звена *1* крест *2* делает один оборот, имея два периода времени движения и два периода времени покоя.

Звено 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A , имеет две цевки a , последовательно входящие в зацепление с прямолинейными радиальными, симметрично расположенными пазами d мальтийского креста 2, вращающегося вокруг неподвижной оси B . Цевки a расположены на равных расстояниях от оси A противоположно друг другу.



Оси пазов d образуют угол, равный 60° , друг с другом. Звено 1 имеет две запирающих дуги b , скользящие в периоды покоя креста 2 по соответствующим запирающим дугам e креста 2. При равномерном вращении звена 1 крест 2 вращается неравномерно и внутри цикла имеет шесть периодов времени t_d движения и шесть периодов времени t_n покоя. Время T полного оборота звена 1 равно

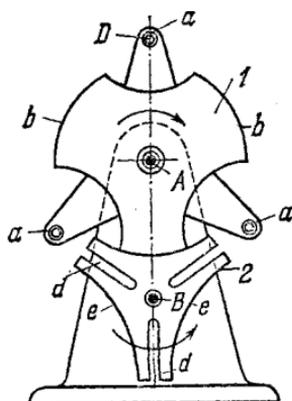
$$T = 2t_d + 2t_n.$$

Угол поворота φ_n звена 1, соответствующий покою креста 2, равен $\varphi_n = 60^\circ$. Угол поворота φ_d звена 1, соответствующий движению креста 2, равен $\varphi_d = 120^\circ$. Угол поворота креста 2 за половину оборота звена 1 равен 60° . Величина коэффициента $p = t_d/T = 0,333$. Величина коэффициента $q = t_n/T = 0,1667$. Коэффициент времени работы $k = p/q = 2$. Величина передаточного отношения u_{21} в период времени движения креста 2 равна

$$u_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = - \frac{\lambda (\cos \varphi_1 - \lambda)}{1 - 2\lambda \cos \varphi_1 + \lambda^2},$$

где $\lambda = R/L$, R — радиус AD , L — длина AB , φ_1 — текущий угол поворота звена 1, отсчитываемый от направления AB , ω_1 и ω_2 — угловые скорости звена 1 и креста 2. Вращения звена 1 и креста 2 происходят в противоположных направлениях.

ЗУБЧАТО-ЦЕВОЧНЫЙ МЕХАНИЗМ
МАЛЬТИЙСКОГО КРЕСТА
С ВНЕШНИМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ С ТРЕМЯ
ПАЗАМИ И ТРЕМЯ ЦЕВКАМИ



Звено 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A , имеет три цевки a , последовательно входящие в зацепление с прямолинейными радиальными пазми d мальтийского креста 2, вращающегося вокруг неподвижной оси B . Цевки a расположены на равных расстояниях от оси A . Прямые, соединяющие центры цевок a с точкой A , образуют углы, равные 120° . Пазы d расположены симметрично, и их оси также образуют углы 120° друг с другом.

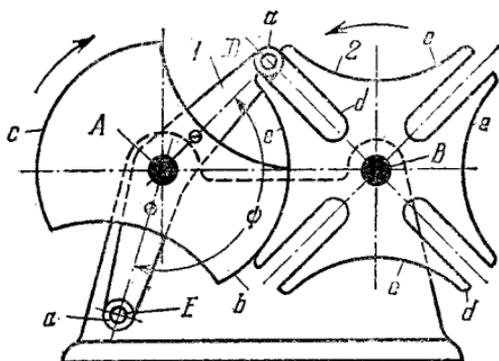
Звено 1 имеет три запирающие дуги b , скользящие в периоды покоя креста 2 по запирающим дугам e креста 2. При равномерном вращении звена 1 крест 2 вращается неравномерно и имеет внутри цикла три периода времени t_d движения и три периода времени t_n покоя. Время T полного оборота звена 1 равно

$$T = 3t_d + 3t_n.$$

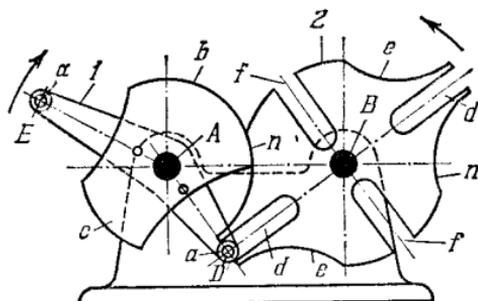
Угол поворота φ_n звена 1, соответствующий покою креста 2, равен $\varphi_n = 60^\circ$. Угол поворота φ_d звена 1, соответствующий движению креста 2, равен $\varphi_d = 60^\circ$. Угол поворота φ_k креста 2 за одну треть оборота звена 1 равен $\varphi_k = 120^\circ$. Величина коэффициента $p = t_d/T = 0,1677$. Величина коэффициента $q = 0,1677$. Коэффициент времени работы $k = p/q = 1$. Величина передаточного отношения u_{21} в период времени движения креста 2 равна

$$u_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = - \frac{\lambda (\cos \varphi_1 - \lambda)}{1 - 2\lambda \cos \varphi_1 + \lambda^2},$$

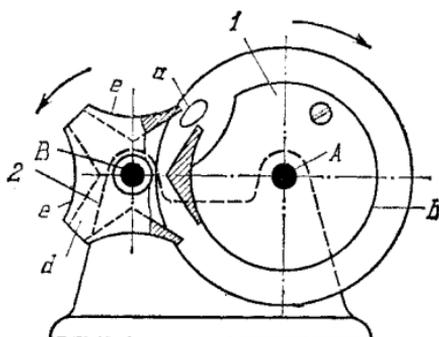
где $\lambda = R/L$, R — радиус AD , L — длина AB , φ_1 — текущий угол поворота звена 1, отсчитываемый от направления AB , ω_1 и ω_2 — угловые скорости звена 1 и креста 2. Вращения звена 1 и креста 2 происходят в противоположных направлениях.



Звено 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A , имеет две цевки a , последовательно входящие в зацепление с прямолинейными радиальными пазы d мальтийского креста 2, вращающегося вокруг неподвижной оси B . Пазы d расположены симметрично, и их оси образуют угол 90° друг с другом. Звено 1 имеет запирающие дуги b и c , скользящие в периоды покоя креста 2 по запирающим дугам e креста 2. Размеры звеньев механизма удовлетворяют условию $AD = AE$. При равномерном вращении звена 1 крест 2 вращается неравномерно и внутри цикла имеет четыре периода времени движения и четыре периода времени покоя. Крест 2 имеет два различных периода времени покоя. Один из них соответствует повороту звена 1 на угол φ'_1 , равный $\varphi'_1 = \psi - 90^\circ$, а другой — на угол φ''_1 , равный $\varphi''_1 = 270^\circ - \psi$, где ψ — угол между направлениями AD и AE . Вращения звена 1 и креста 2 происходят в противоположных направлениях.



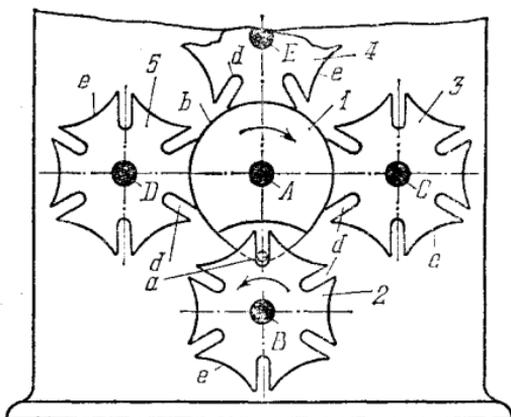
Звено 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A , имеет две цевки a , последовательно входящие в зацепление с прямолинейными радиальными пазы d и f креста 2, вращающегося вокруг неподвижной оси B . Пазы d и f расположены симметрично, и их оси образуют угол 90° друг с другом. Звено 1 имеет запирающие дуги b и c , скользящие в периоды покоя креста 2 по запирающим дугам e и n креста 2. Расстояния AD и AE от оси A до центра цевки a не равны между собой. При равномерном вращении звена 1 крест 2 вращается неравномерно и имеет внутри цикла неравные четыре периода времени движения и четыре периода времени покоя. Периоды времени движения и покоя креста 2 меняются через каждые поворота звена 1. Вращения звена 1 и креста 2 происходят в противоположных направлениях.



Звено 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A , имеет цевку a овального сечения, последовательно входящую в зацепление с пазами d мальтийского креста 2, вращающегося вокруг неподвижной оси B . Крест 2 имеет четыре симметрично расположенных паза d , стенки которых непараллельны. Звено 1 имеет запирающую дугу b , скользящую в периоды покоя креста 2 по соответствующей запирающей дуге e креста 2. При равномерном вращении звена 1 крест 2 вращается неравномерно и внутри цикла имеет четыре периода времени t_d движения и четыре периода времени t_n покоя. Время T полного оборота звена 1 равно

$$T = t_d + t_n.$$

Цевка a , воздействуя на одну сторону паза d , поворачивает крест 2 на угол 90° . При этом звено 1 поворачивается на угол 60° . Механизм работает безударно так, как если бы пазы d были нерадиальны. Вращения звена 1 и креста 2 происходят в противоположных направлениях.

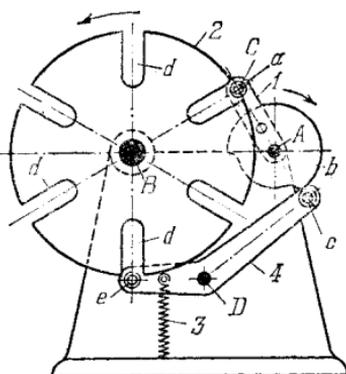


Звено 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A , имеет цевку a , последовательно входящую в пазы d четырех равных и симметрично расположенных мальтийских крестов 2, 3, 4 и 5, вращающихся вокруг неподвижных осей B , C , E и D . Пазы d каждого мальтийского креста прямолинейны и радиальны, и их оси образуют угол 60° друг с другом. Звено 1 имеет запирающую дугу b , скользящую в периоды покоя крестов по запирающим дугам e соответствующих крестов. Каждый крест имеет внутри цикла шесть периодов времени t_d движения и шесть периодов времени t_n покоя. Время T полного оборота звена 1 равно для каждого креста

$$T = t_d + t_n.$$

Угол поворота φ_n звена 1, соответствующий покою каждого креста, равен $\varphi_n = 240^\circ$. Угол поворота φ_d звена 1, соответствующий движению каждого креста, равен $\varphi_d = 120^\circ$. Угол поворота φ_k каждого креста за один полный оборот звена 1 равен $\varphi_k = 60^\circ$. Для каждого креста величина коэффициента $p = t_d/T = 0,3333$. Для каждого креста величина коэффициента $q = t_n/T = 0,6667$. Коэффициент времени работы k каждого креста равен $k = p/q = 0,5$. Вращения звена 1 и крестов 2, 3, 4 и 5 происходят в противоположных направлениях. При повороте каждого из крестов три остальных находятся в покое.

Звено 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A , имеет цевку a , последовательно входящую в зацепление с прямолинейными радиальными пазы d мальтийского креста 2, вращающегося вокруг неподвижной оси B . Пазы d расположены симметрично и их оси образуют углы 60° друг с другом. Звено 1 жестко связано с профилированным кулачком b , который, воздействуя на ролик C , периодически поворачивает рычаг 4 вокруг неподвижной оси D . При этом ролик e вводится в паз d креста 2 и тем самым предупреждает самопроизвольный поворот креста 2. Силовое замыкание рычага 4 осуществляется пружиной 3. При равномерном вращении звена 1 крест 2 вращается неравномерно и внутри цикла имеет шесть периодов времени t_d движения и шесть периодов времени t_n покоя. Время T полного оборота звена 1 равно



$$T = t_d + t_n.$$

Угол поворота φ_n звена 1, соответствующий покою креста 2, равен $\varphi_n = 240^\circ$. Угол поворота φ_d звена 1, соответствующий движению креста 2, равен $\varphi_d = 120^\circ$. Угол поворота φ_k креста 2 за полный оборот звена 1 равен $\varphi_k = 60^\circ$. Величина коэффициента $p = t_d/T = 0,3333$. Величина коэффициента $q = t_n/T = 0,6667$. Коэффициент времени работы $k = p/q = 0,5$. Величина передаточного отношения u_{21} в период времени движения креста 2 равна

$$u_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = - \frac{\lambda (\cos \varphi_1 - \lambda)}{1 - 2\lambda \cos \varphi_1 + \lambda^2},$$

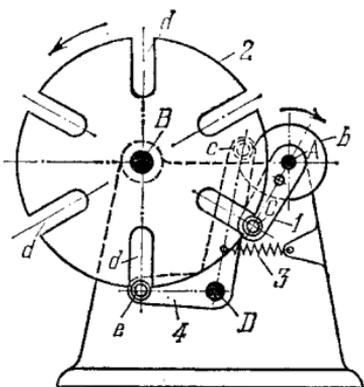
где $\lambda = R/L$, R — радиус AC , L — длина AB , φ_1 — текущий угол поворота звена 1, отсчитываемый от направления AB , ω_1 и ω_2 — угловые скорости звена 1 и креста 2. Вращения звена 1 и креста 2 происходят в противоположных направлениях. Вследствие симметричности профили кулачка b вращение креста 2 возможно в обоих направлениях.

2485

ЗУБЧАТО-ЦЕВОЧНЫЙ МЕХАНИЗМ
МАЛЬТИЙСКОГО КРЕСТА
С РЫЧАЖНЫМ ЗАПОРом

ЗЦ

МК



Жестко связанный с кулачком *b* рычаг *1* вращается вокруг неподвижной оси *A*. На конце рычага *1* имеется ролик, входящий в прямолинейную радиальную прорезь *d* колеса *2*, вращающегося вокруг неподвижной оси *B*. При вращении рычага *1* из положения, показанного на чертеже, кулачок *b*, действуя на ролик *c*, поворачивает двуплечий рычаг *4* вокруг неподвижной оси *D* и выводит ролик *e* из прорези *d* колеса *2*. Благодаря этому под действием рычага *1* колесо *2* поворачивается и его вращение продолжается до входа ролика *e* в соседнюю прорезь и выхода ролика рычага *1* из зацепления с колесом *2*. После этого наступает пауза, продолжающаяся до возвращения рычага *1* в исходное положение, показанное на чертеже.

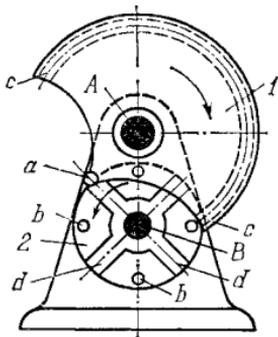
После этого наступает пауза, продолжающаяся до возвращения рычага *1* в исходное положение, показанное на чертеже.

2486

ЗУБЧАТО-ЦЕВОЧНЫЙ МЕХАНИЗМ
МАЛЬТИЙСКОГО КРЕСТА
С ЗАПИРАЮЩИМ ПАЗом

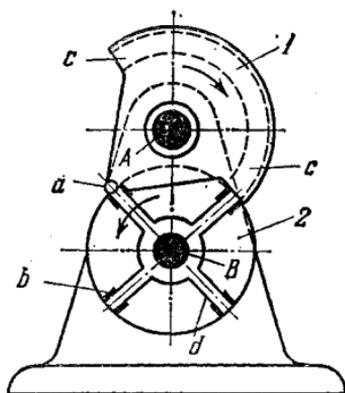
ЗЦ

МК

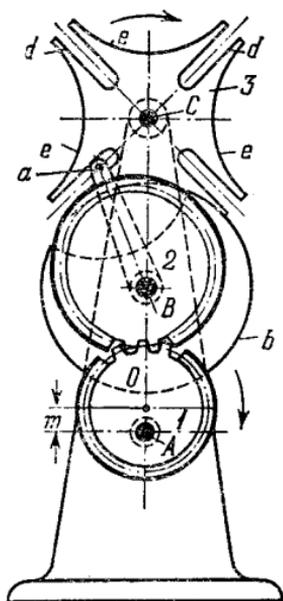


Звено *1*, вращающееся вокруг неподвижной оси *A*, имеет цевку *a*, последовательно входящую в зацепление с прямолинейными радиальными, симметрично расположенными пазми *d* мальтийского креста *2*, вращающегося вокруг неподвижной оси *B*. Звено *1* имеет запирающий паз *c*, скользящий в период покоя креста *2* по двум противоположно расположенным цевкам *b* креста *2*. Цевки *b* расположены на равных расстояниях от оси *B* симметрично относительно пазов *d*. При равномерном вращении звена *1* крест *2* вращается неравномерно и имеет внутри цикла четыре периода времени движения и четыре периода времени покоя. Вращения звена *1* и креста *2* происходят в противоположных направлениях. За один оборот звена *1* крест *2* поворачивается на угол φ_k , равный $\varphi_k = 90^\circ$.

При равномерном вращении звена *1* крест *2* вращается неравномерно и имеет внутри цикла четыре периода времени движения и четыре периода времени покоя. Вращения звена *1* и креста *2* происходят в противоположных направлениях. За один оборот звена *1* крест *2* поворачивается на угол φ_k , равный $\varphi_k = 90^\circ$.



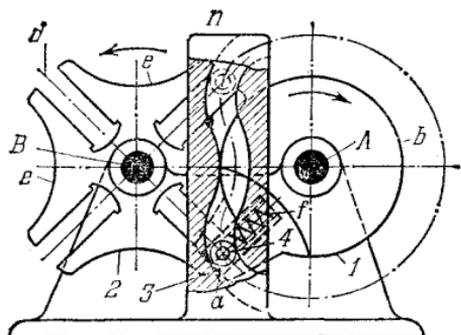
Звено 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A , имеет цевку a , последовательно входящую в зацепление с прямыми радиальными пазми d мальтийского креста 2, вращающегося вокруг неподвижной оси B . Звено 1 имеет запирающий паз c , скользящий в период покоя креста 2 по двум соседним выступам b креста 2. При равномерном вращении звена 1 крест 2 вращается неравномерно и внутри цикла имеет четыре периода времени движения и четыре периода времени покоя. За один оборот звена 1 крест 2 поворачивается на угол φ_k , равный $\varphi_k = 90^\circ$. Вращения звена 1 и креста 2 происходят в противоположных направлениях.



Круглое зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг эксцентрично расположенной неподвижной оси *A* входит в зацепление с овальным зубчатым колесом 2, вращающимся вокруг неподвижной оси *B*. Колесо 2 имеет цевку *a*, последовательно входящую в зацепление с прямолинейными радиальными пазы *d* мальтийского креста 3, вращающегося вокруг неподвижной оси *C*. Пазы *d* расположены симметрично и их оси образуют углы в 90° друг с другом. Колесо 2 имеет запирающую дугу *b*, скользящую в периоды покоя креста 3 по запирающим дугам *e* креста 3. Крест 3 имеет внутри цикла четыре периода времени t_d движения и четыре периода времени t_n покоя. Время T полного оборота звена 2 равно

$$T = t_d + t_n.$$

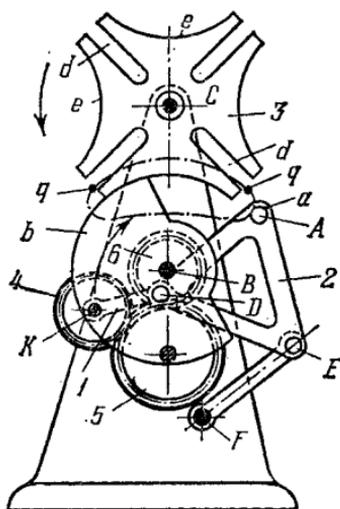
Угол φ_n поворота колеса 2, соответствующий покою креста 3, равен $\varphi_n = 270^\circ$. Угол поворота φ_d колеса 2, соответствующий движению креста 3, равен $\varphi_d = 90^\circ$. Угол поворота φ_k креста 3 за один полный оборот равен $\varphi_k = 90^\circ$. Вращения колеса 1 и креста 3 происходят в одном направлении. При равномерном вращении колеса 1 колесо 2 вращается неравномерно и сообщает кресту 3 неравномерное вращение с уменьшенным периодом времени t_d движения. Изменяя эксцентриситет колеса 1, можно получить различные периоды времени движения креста 3.



Звено 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A , имеет цевку a , связанную с ползуном 4, который может скользить в прорези звена 1. Ползун 4 связан со звеном 1 пружиной f . Цевка a входит в зацепление с прямолинейными радиальными пазами d креста 2, вращающегося вокруг неподвижной оси B . При этом цевка a одновременно скользит в криволинейном пазу n стойки 3. Пазы d расположены симметрично, и их оси образуют углы 90° друг с другом. Звено 1 имеет запирающую дугу b , скользящую в периоды покоя креста 2 по запирающим дугам e креста 2. Профиль паза n проектируется так, чтобы при равномерном вращении звена 1 крест 2 в периоды времени t_d движения вращался с постоянной угловой скоростью. Крест 2 внутри цикла имеет четыре периода времени t_d движения и четыре периода времени t_n покоя. Время T полного оборота звена 1 равно

$$T = t_d + t_n.$$

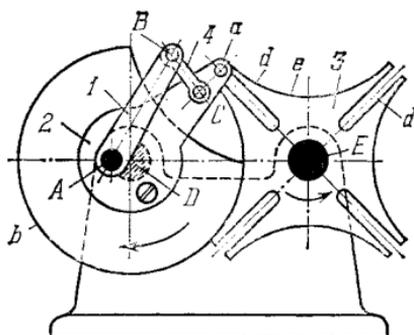
Угол поворота звена 1, соответствующий покою креста 2, равен $\varphi_n = 270^\circ$. Угол поворота φ_d звена 1, соответствующий движению креста 2, равен $\varphi_d = 90^\circ$. Угол поворота φ_k креста 2 за один полный оборот звена 1 равен $\varphi_k = 90^\circ$. Величина коэффициента $q = t_n/T = 0,75$. Коэффициент времени работы $k = p/q = 0,33$. Вращения звена 1 и креста 2 происходят в противоположных направлениях,



Кривошип 1 четырехзвенного шарнирного механизма $KDEF$ вращается вокруг неподвижной оси K . При этом точка A ролика a шатуна 2 описывает шатунную кривую, участок $q - q$ которой используется для ввода цевки a в паз d и поворота мальтийского креста 3 вокруг неподвижной оси C . Прямолинейные радиальные пазы d расположены симметрично и образуют угол 90° друг с другом. С кривошипом 1 жестко связано зубчатое колесо 4 , вращающееся через промежуточное зубчатое колесо 5 зубчатое колесо 6 . С колесом 6 жестко связана запирающая дуга b , скользящая в периоды покоя креста 3 по соответствующим запирающим дугам e креста 3 . Крест 3 имеет внутри цикла четыре периода времени t_d движения и четыре периода времени t_n покоя. Время T полного оборота кривошипа 1 равно

$$T = t_d + t_n.$$

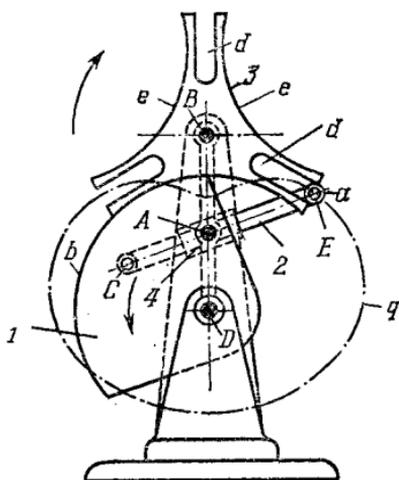
При равномерном вращении кривошипа 1 крест 3 вращается неравномерно, поворачиваясь за один оборот кривошипа 1 на угол 90° . Соответствующим выбором размеров звеньев четырехзвенного шарнирного механизма $KDEF$ может быть подобрана шатунная кривая, обеспечивающая достаточную равномерность вращения креста 3 в периоды времени t_d его движения.



Кривошип 1 двухкривошипного четырехзвенного шарнирного механизма $ABCD$ вращается вокруг неподвижной оси A , приводя во вращательное движение вокруг неподвижной оси D кривошип 2. Шатун 4 входит во вращательные пары B и C с кривошипами 1 и 2. Кривошип 2 имеет цевку a , последовательно входящую в зацепление с прямолинейными радиальными пазами d мальтийского креста 3, вращающегося вокруг неподвижной оси E . Пазы d расположены симметрично, и их оси образуют угол 90° друг с другом. С кривошипом 2 жестко связана запирающая дуга b , скользящая в периоды покоя креста 3 по запирающим дугам e креста 3. Крест 3 имеет внутри цикла четыре периода времени t_d движения и четыре периода времени t_n покоя. Время T полного оборота кривошипа 1 равно

$$T = t_d + t_n.$$

При равномерном вращении кривошипа 1 кривошип 2 вращается неравномерно и за один полный оборот поворачивает крест 3 на угол 90° . Соответствующим выбором размеров звеньев двухкривошипного четырехзвенного шарнирного механизма $ABCD$ можно обеспечить достаточную равномерность вращения креста 3 в периоды времени t_d его движения.

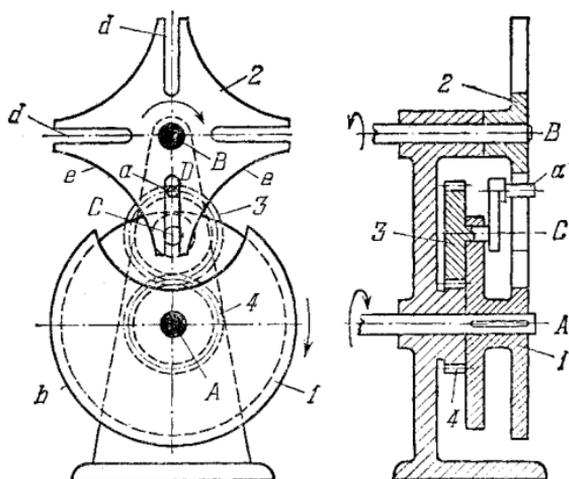


Звено 1, вращающееся вокруг неподвижной оси D , входит во вращательную пару C со звеном 2, скользящим в кулисе 4, которая вращается вокруг неподвижной оси A , расположенной между осями D и B . На звене 2 имеется ролик a , входящий периодически в зацепление с прямолинейными радиальными, симметрично расположенными пазами d мальтийского

креста 3, вращающегося вокруг неподвижной оси B . Оси пазов d образуют угол 120° друг с другом. Звено 1 имеет запирающую дугу b , скользящую в периоды покоя креста 3 по соответствующим запирающим дугам e креста 3. Длины звеньев механизма удовлетворяют условию $AD = AC$. Крест 3 имеет внутри цикла три периода времени t_d движения и три периода времени t_n покоя. Время T полного оборота звена 1 равно

$$T = t_d + t_n.$$

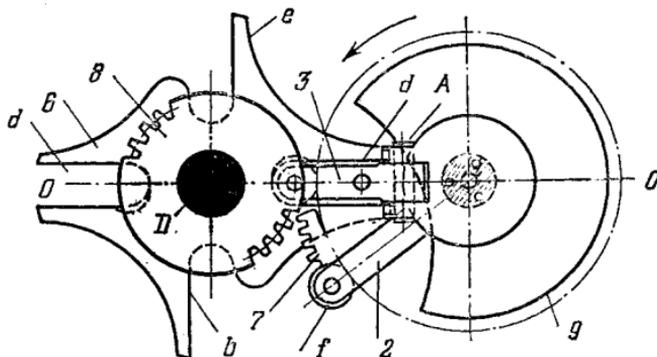
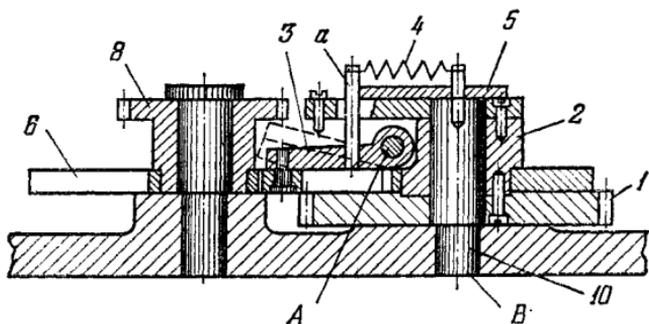
Угол поворота φ_n звена 1, соответствующий покою креста 3, равен $\varphi_n = 300^\circ$. Угол поворота φ_d звена 1, соответствующий движению креста 3, равен $\varphi_d = 60^\circ$. Угол поворота φ_k креста 3 за один полный оборот звена 1 равен $\varphi_k = 120^\circ$. Точка E звена 2 описывает улитку q Паскаля, поэтому при равномерном вращении звена 1 крест вращается с переменной угловой скоростью. Наименьшую угловую скорость крест 3 имеет в положении, когда ось паза d совпадает с направлением BD . Изменяя размер CE , можно получить различные законы движения креста 3. Вращения звена 1 и креста 3 происходят в противоположных направлениях.



Звено 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A , является водилом для сателлита 3, входящего в зацепление с неподвижным солнечным колесом 4. Сателлит 3 имеет цевку a , последовательно входящую в зацепление с прямолинейными радиальными пазами d мальтийского креста 2, вращающегося вокруг неподвижной оси B . Пазы d расположены симметрично, и их оси образуют углы 90° друг с другом. Водило 1 имеет запирающую дугу b , скользящую в периоды покоя креста 2 по запирающим дугам e креста 2. Крест 2 имеет внутри цикла четыре периода времени t_d движения и четыре периода времени t_n покоя. Время T полного оборота сателлита 3 вокруг оси A равно

$$T = t_d + t_n.$$

Радиусы начальных окружностей колес 3 и 4 равны, поэтому центр D цевки a описывает кардиоиду. В положении, показанном на чертеже, точка D занимает на кардиоиде наиболее удаленное от оси A положение. При равномерном вращении звена 1 сателлит 3 обкатывает неподвижное колесо 4 и цевка a поворачивает крест 2 на угол 90° . Вращения звена 1 и креста 2 происходят в противоположных направлениях.



Зубчатому колесу 1, свободно насаженному на вал 10, сообщается равномерное вращение вокруг неподвижной оси B вала 10. С колесом 1 жестко связан рычаг 2 и шарнирно соединен рычаг 3, штифт *a* которого, находясь под действием пружины 4, обкатывает неподвижный кулачок 5 (на рисунке не показан). Ролик / рычага 2, попадая в паз *b* мальтийского креста 6, вращающегося вокруг неподвижной оси D, сообщает последнему ускоренное движение вплоть до момента, когда зубчатый сектор 7 входит в зацепление с сектором 8, связанным с мальтийским крестом 6. При этом последний поворачивается равномерно. В момент, когда зубчатые секторы 7 и 8 выходят из зацепления, рычаг 3, поворачиваясь относительно неподвижной оси A, входит в прорезь *d*, обеспечивая замедленное движение мальтийского креста. Это положение изображено на рисунке. Штриховой линией показано нерабочее положение рычага 3. В момент, когда рычаг 3 выходит из прорези *d*, положение мальтийского креста фиксируется звеном 9, входящим в дугообразный вырез *e*.

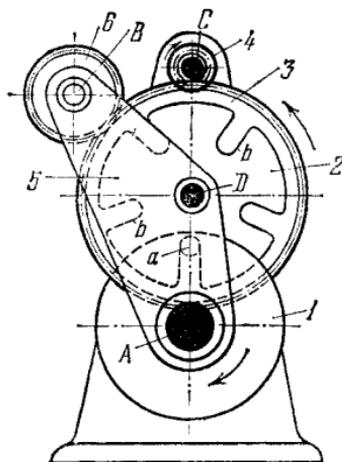
2495

ЗУБЧАТО-ЦЕВОЧНЫЙ МЕХАНИЗМ
МАЛЬТИЙСКОГО КРЕСТА
С ИЗМЕНЯЕМЫМ НАПРАВЛЕНИЕМ
ВРАЩЕНИЯ ВЫХОДНОГО КОЛЕСА

ЗЦ

МК

Диск 1, вращающийся вокруг неподвижной оси *A*, имеет цевку *a*, входящую в зацепление с прямолинейными радиальными, симметрично расположенными пазами *b* мальтийского креста 2, вращающегося вокруг оси *D* на рычаге 5, вращающемся вокруг оси *A*. При повороте диска 1 на один оборот крест 2 поворачивается на 1/5 часть оборота. Крест 2 жестко скреплен с зубчатым колесом 3, сообщаящим зубчатому колесу 4 прерывистое движение вокруг неподвижной оси *C* и зубчатому колесу 6 вокруг оси *B*. Направление вращения колеса 4 может быть изменено поворотом вокруг оси *A* рычага 5, на котором укреплены оси *D* и *B* зубчатых колес 3 и 6. При этом колеса 3 и 4 расцепляются, а колесо 6 вводится в зацепление с колесом 4.



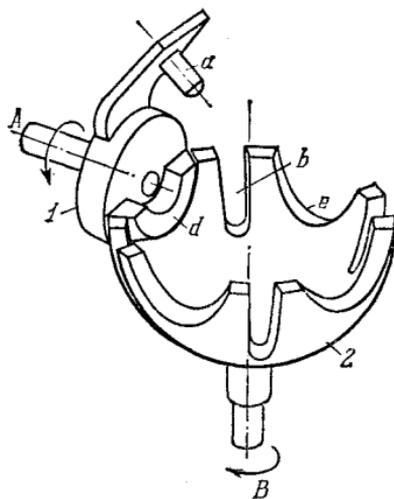
2496

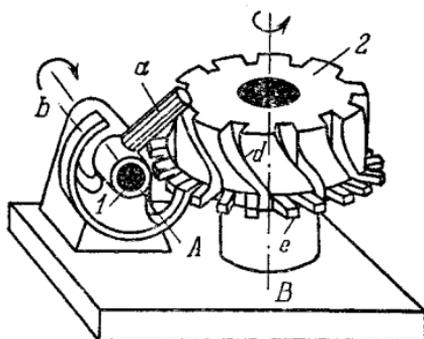
ЗУБЧАТО-ЦЕВОЧНЫЙ МЕХАНИЗМ
СФЕРИЧЕСКОГО МАЛЬТИЙСКОГО
КРЕСТА

ЗЦ

МК

Звено 1, вращающееся вокруг неподвижной оси *A*, имеет цевку *a*, периодически входящую в прорези *b* на сферической поверхности мальтийского креста 2, вращающегося вокруг неподвижной оси *B*. Запирающая дуга *d* входит в вырезы *e* креста 2 и скользит по ним в периоды покоя креста.





Звено 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A , имеет цевку a , периодически входящую в зацепление с пазами d мальтийского креста 2 с десятью пазами, вращающегося вокруг неподвижной оси B . Пазы d выполнены по винтовым профилям. Звено 1 имеет запирающую дугу b , скользящую в периоды покоя креста 2 между пальцами e креста 2, тем самым предохраняя крест 2 от самопроизвольного поворота. Оси A и B не пересекаются и взаимно перпендикулярны. Крест 2 имеет десять периодов времени t_d движения и десять периодов времени t_n покоя. Время T полного оборота звена 1 равно

$$T = t_d + t_n.$$

За один оборот звена 1 крест 2 поворачивается на угол $\varphi_k = 36^\circ$.

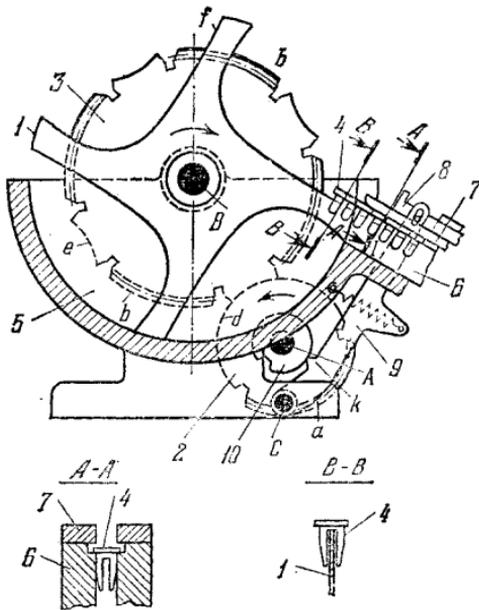
6. МЕХАНИЗМЫ СОРТИРОВКИ, ПОДАЧИ И ПИТАНИЯ (2498—2499)

2498

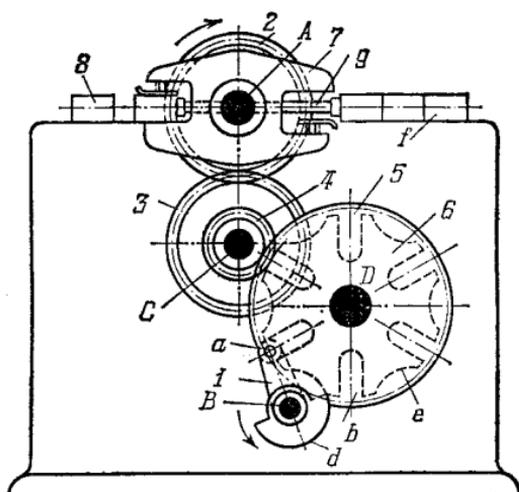
ЗУБЧАТЫЙ ЗВЕЗДЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ
ПРЕРЫВИСТОЙ ПОДАЧИ ФАСОННЫХ
ДЕТАЛЕЙ

ЗЦ

СП



Звено 2, вращающееся вокруг неподвижной оси *A*, имеет зубчатый сектор *a*, периодически входящий в зацепление с зубчатыми секторами *b* колеса 3, вращающегося вокруг неподвижной оси *B*. Колесо 2 имеет запирающую дугу *d*, скользящую в периоды покоя колеса 3 по соответствующим запирающим дугам *e* колеса 3. При полном обороте звена 2 колесо 3 поворачивается на угол 90°. Звено 1, имеющее четыре лопасти *f*, жестко связано с колесом 3. Лопасть *f* звена 1 захватывает фасонные детали 4 из бункера 5 и подает их в желоб 6. Планка 7 направляет и придерживает детали 4. Детали 4 освобождаются упором 8, совершающим движение относительно планки 7. Упор 8 приводится в движение рычагом 9, вращающимся вокруг неподвижной оси *C*, имеющим выступ *k*, на который действует кулачок 10, жестко связанный с колесом 2.



Звено *1*, вращающееся вокруг неподвижной оси *B*, имеет цевку *a*, периодически входящую в зацепление с прямолинейными радиальными, симметрично расположенными пазами *b* мальтийского креста *6*, вращающегося вокруг неподвижной оси *D*. Звено *1* имеет запирающую дугу *d*, скользящую в периоды покоя креста *6* по соответствующим запирающим дугам *e* креста *6*. Крест *6* имеет внутри цикла шесть периодов времени движения и шесть периодов времени покоя. За один оборот звена *1* крест *6* поворачивается на угол 60° . С крестом *6* жестко связано зубчатое колесо *5*, входящее в зацепление с зубчатым колесом *4*, вращающимся вокруг неподвижной оси *C*. Колесо *3*, жестко связанное с колесом *4*, входит в зацепление с зубчатым колесом *2*, вращающимся вокруг неподвижной оси *A*. Передаточные отношения u_{23} и u_{45} равны $u_{23} = -1$ и $u_{45} = -3$. При одном обороте звена *1* колесо *2* поворачивается на угол 180° . С колесом *2* жестко связан зажим *7*, захватывающий очередную деталь *8* и переносящий ее из левого в правое положение, после чего специальный плунжер *9* выталкивает деталь на транспортер *f*.

7. МЕХАНИЗМЫ ПРОЧИХ ЦЕЛЕВЫХ УСТРОЙСТВ (2500—2505)

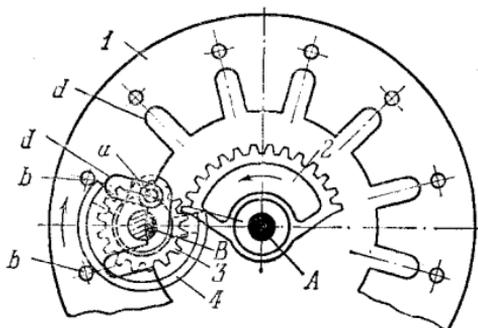
2500	ЗУБЧАТО-ЦЕВОЧНЫЙ МЕХАНИЗМ ПОДАЧИ ОСНОВЫ С НАВОЯ К РЕМИЗУ	ЗЦ <hr/> ЦУ
<p> Движение от звездочки 1, вращающейся вокруг неподвижной оси, насаженной на главный вал А станка, передается через цепь 2 звездочке 3, на одном валу В с которой закреплен диск 4 с цевкой а. При вращении диска цевка а входит в пазы мальтийского креста 5, периодически поворачивая его вместе с коническим зубчатым колесом 6 вокруг неподвижной оси С. Движение от колеса 6 с помощью конического колеса 17, червяка 7, червячного колеса 8, зубчатых колес 9, 10 и 11 передается питающему валу 12. При вращении валика 12 основа свивается с навоя 13 под небольшим натяжением, создаваемым тормозом. Основа, огывая валик 12, вспомогательный валик 14 и ролик 15, направляется в ремиз. Величина подачи основы регулируется сменным зубчатым колесом 10, для чего ось, на которой вращаются зубчатые колеса 9 и 10, укреплена на звене 16. </p>		

2501

ЗУБЧАТО-ЦЕВОЧНЫЙ МЕХАНИЗМ
МАЛЬТИЙСКОГО КРЕСТА
ДЛЯ ВРАЩЕНИЯ
СТОЛА С ОСТАНОВКАМИ

ЗЦ

ЦУ



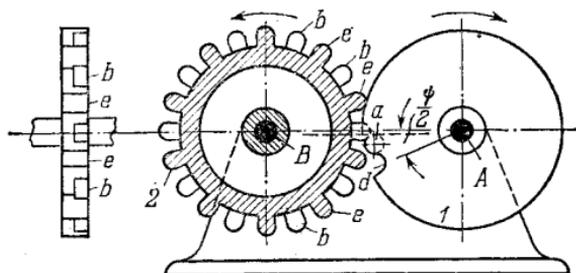
Зубчатый сектор 2, вращающийся вокруг неподвижной оси A , входит в зацепление с зубчатым колесом 3, вращающимся вокруг неподвижной оси B . Цевка a колеса 3 периодически входит в зацепление с прямолинейными радиальными, симметрично расположенными пазами d стола 1. При одном обороте колеса 3 стол 1 поворачивается на угол, равный углу между осями двух соседних пазов d . В периоды покоя стол 1 фиксируется дугой 4, скользящей по его штифтам b . Вращения колеса 3 и стола 1 происходят в одинаковых направлениях.

2502

ЗУБЧАТО-ЦЕВОЧНЫЙ МЕХАНИЗМ
СЧЕТЧИКА С ЦЕВКОЙ И ПАЗОМ
НА ВХОДНОМ КОЛЕСЕ

ЗЦ

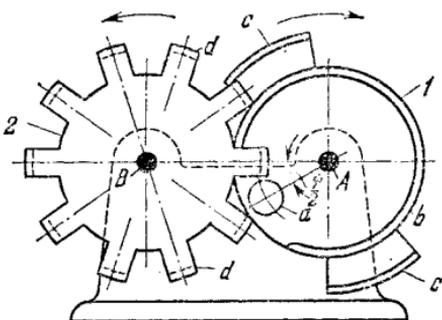
ЦУ



При повороте колеса 1 вокруг неподвижной оси A на угол ψ колесо 2 с двадцатью зубьями, имеющими попеременно полную и половинную ширину, поворачивается на два зуба, т. е. на $1/10$ часть оборота вокруг неподвижной оси B . Первая половина этого оборота производится воздействием цевки a на зуб b с половинной шириной, вторая половина — воздействием паза d на зуб e с полной шириной. В период покоя колесо 2 предохранено от самопроизвольного поворота тем, что два зуба с полной шириной лежат на окружности колеса 1.

2503	ЗУБЧАТО-ЦЕВОЧНЫЙ МЕХАНИЗМ СЧЕТЧИКА С ОДНИМ ЗУБОМ НА ВХОДНОМ КОЛЕСЕ	ЗЦ
		ЦУ

Звено 1, вращающееся вокруг неподвижной оси *A*, имеет цевку *a*, периодически входящую в зацепление с зубьями *d* колеса 2, вращающегося вокруг неподвижной оси *B*. При повороте колеса 1 на угол ψ колесо 2 поворачивается на $1/10$ часть оборота. В период покоя колесо 2 предохранено от самопроизвольного поворота тем, что перед зацеплением цевки *a* с зубом *d* и после него один из зубьев располагается между concentрическими выступами *b* и *c* колеса 1, а при дальнейшем вращении тем, что два зуба скользят своими выступами по внутренней поверхности выступа *b*.



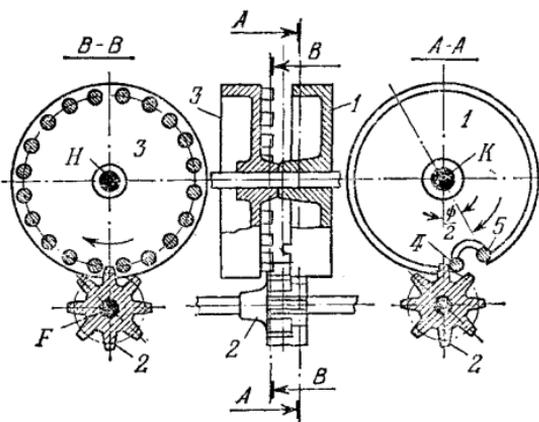
2504

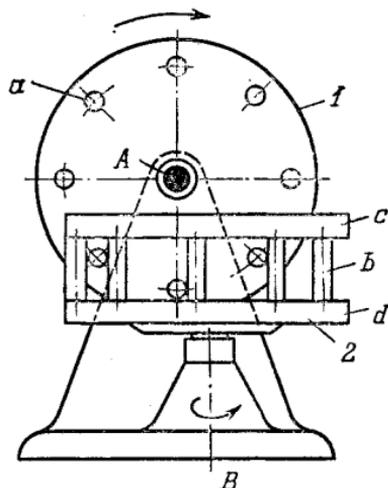
ЗУБЧАТО-ЦЕВОЧНЫЙ МЕХАНИЗМ
СООСНОГО СЧЕТЧИКА

ЗЦ

ЦУ

При повороте колеса 1 с двумя цевками 4 и 5 на угол ψ вокруг неподвижной оси *K* промежуточное колесо 2 и постоянно сцепленное с ним колесо 3 поворачиваются вокруг неподвижных осей *F* и *H* на угол, включающий в себя два зуба, т. е. колесо 3 с двадцатью зубьями совершает $1/10$ часть полного оборота. Зубья промежуточного колеса 2 имеют попеременно полную и укороченную ширину. В период покоя колеса 3 два зуба промежуточного колеса 2 с полной шириной располагаются на окружности колеса 1 и предохраняют тем самым колесо 3 от самопроизвольного поворота.





Колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси *A*, имеет цевки *a*, входящие в зацепление со спицами *b* колеса 2, вращающегося вокруг неподвижной оси *B*. Колесо 2 выполнено в виде двух круглых дисков *c* и *d*, между которыми установлены круглые спицы *b*. Механизм осуществляет передачу движения между перпендикулярными осями.

XVI

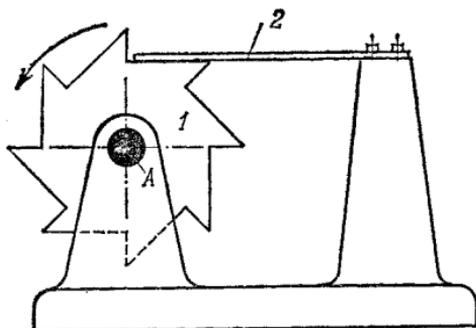
ЗУБЧАТО-ХРАПОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ ЗХ

-
1. Механизмы трехзвенные общего назначения Т (2506—2544).
 2. Механизмы четырехзвенные общего назначения Ч (2545—2554).
 3. Механизмы многозвенные общего назначения М (2555—2585).
 4. Механизмы с остановками О (2586—2591).
 5. Механизмы регуляторов Рг (2592—2598).
 6. Механизмы измерительных и испытательных устройств И (2599).
 7. Механизмы остановов, стопоров и запоров ОЗ (2600—2610).
 8. Механизмы муфт и соединений МС (2611—2612).
 9. Механизмы грузоподъемных устройств Гп (2613—2618).
 10. Механизмы сортировки, подачи и питания СП (2619—2623).
 11. Механизмы с регулируемыми звеньями РЗ (2624).
 12. Механизмы переключения, включения и выключения ПВ (2625).
 13. Механизмы прочих целевых устройств ЦУ (2626—2634).
-

1. МЕХАНИЗМЫ ТРЕХЗВЕННЫЕ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ (2506—2544)

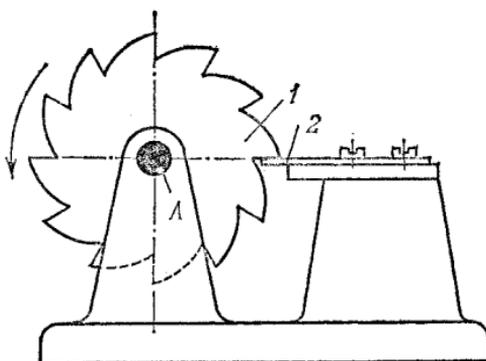
2506	ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ С ПРУЖИННОЙ СОБАЧКОЙ	3X
		Т

Храповое колесо 1 вращается вокруг неподвижной оси в направлении, указанном стрелкой. Обратный ход храпового колеса 1 предупреждается пружинной собачкой 2.



2507	ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ С ПРУЖИННОЙ ЗАЩЕЛКОЙ	3X
		Т

Храповое колесо 1 вращается вокруг неподвижной оси А в направлении, указанном стрелкой. Обратный ход храпового колеса 1 предупреждается пружинной защелкой 2.

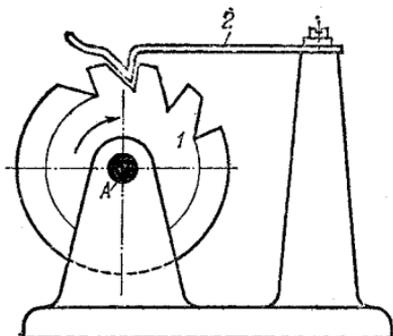


2508

ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ
С ПРУЖИННОЙ ЗАЩЕЛКОЙ

ЗХ

Т



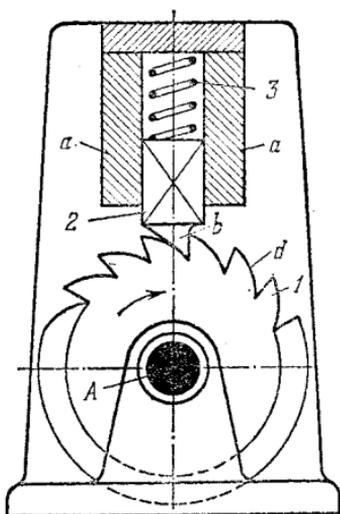
Храповое колесо 1 вращается вокруг неподвижной оси *A* в направлении, указанном стрелкой. Обратный ход храпового колеса 1 предупреждается пружинной защелкой 2.

2509

ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ
С ПРИЗМАТИЧЕСКОЙ ЗАЩЕЛКОЙ

ЗХ

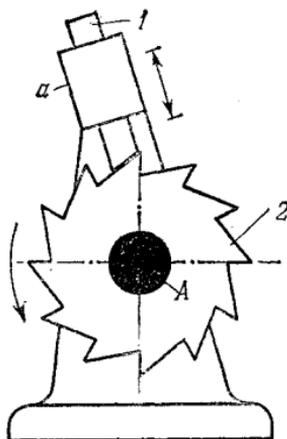
Т



Храповое колесо 1 вращается вокруг неподвижной оси *A*. Призматическая защелка 2 скользит в неподвижных направляющих *a — a* и имеет зуб *b*, входящий в зацепление с зубьями *d* колеса 1. Защелка 2 под действием пружины 3 постоянно прижата к зубьям *d* храпового колеса 2 и допускает движение колеса только в направлении, указанном стрелкой.

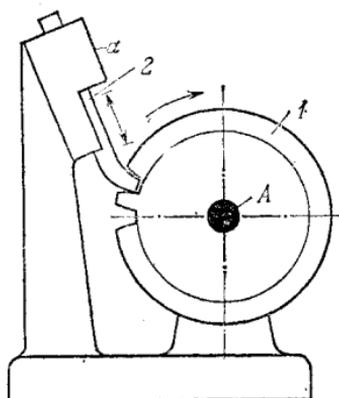
2510	ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ С ПРИЗМАТИЧЕСКОЙ ЗАЩЕЛКОЙ	ЗХ
		Т

Храповое колесо 2 вращается вокруг неподвижной оси *A*. Призматическая защелка 1 скользит в неподвижной направляющей *a*. Защелка 1 под действием не показанной на рисунке пружины постоянно прижата к зубьям храпового колеса 2 и допускает его вращение только в направлении, указанном стрелкой.



2511	ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ С ПРИЗМАТИЧЕСКОЙ СОБАЧКОЙ	ЗХ
		Т

Храповое колесо 1 вращается вокруг неподвижной оси *A*. Призматическая собачка 2 скользит в неподвижной направляющей *a*. При вхождении собачки 2 в зацепление с колесом 1 его движение, вследствие заклинивания собачки 2, становится возможным только в направлении, указанном стрелкой.

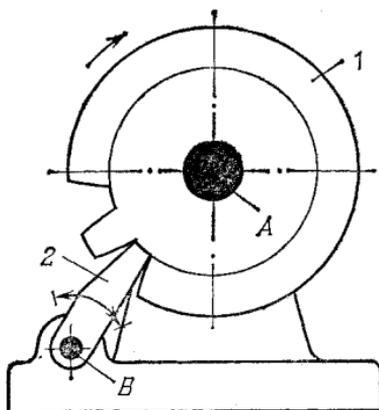


2512

ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ С РЫЧАЖНОЙ СОБАЧКОЙ

ЗХ

Т



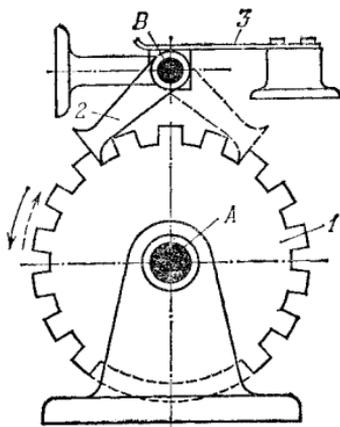
Храповое колесо 1 вращается вокруг неподвижной оси А. Рычажная собачка 2 поворачивается вокруг неподвижной оси В. При сцеплении собачки 2 с колесом 1 его вращение, вследствие заклинивания собачки 2, возможно только в направлении, указанном стрелкой.

2513

ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ С ВНЕШНИМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ С ПЕРЕКИДНОЙ СОБАЧКОЙ

ЗХ

Т



Храповое колесо 1 вращается вокруг неподвижной оси А. Перекидная собачка 2 вращается вокруг неподвижной оси В. Направление вращения храпового колеса 1 зависит от положения перекидной собачки 2, фиксируемой плоской пружиной 3.

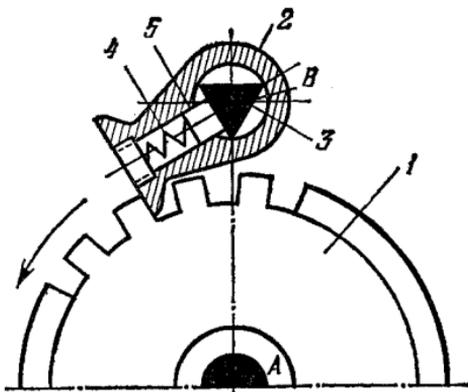
2514

**ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ
С ВНЕШНИМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ
С ПЕРЕКИДНОЙ СОБАЧКОЙ**

3X

Т

Храповое колесо 1 вращается вокруг неподвижной оси А. Перекидная собачка 2 вращается вокруг неподвижной оси В, которая имеет вид треугольной призмы 3. Направление вращения храпового колеса 1 зависит от положения перекидной собачки 2. Положение собачки на звене 3 фиксируется пружиной 4 и ползуном 5.



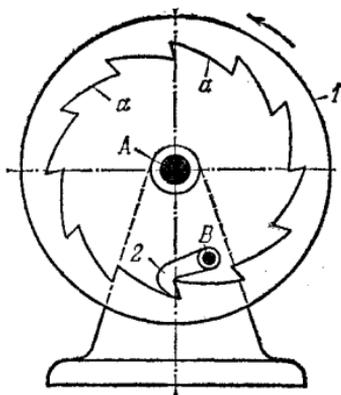
2515

**ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ
С ВНУТРЕННИМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ
С ВНУТРЕННЕЙ СОБАЧКОЙ**

3X

Т

Храповое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси А, имеет зубья α , расположенные по внутренней поверхности колеса 1. Собачка 2 поворачивается вокруг неподвижной оси В и стопорит колесо 1. Вращение колеса 1 возможно только в направлении, указанном стрелкой.

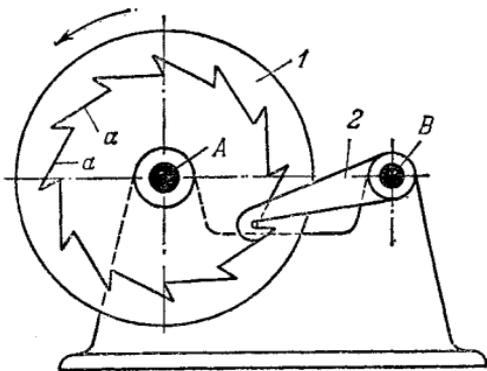


2516

ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ КОЛЕСА
С ВНУТРЕННИМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ
С ВНЕШНЕЙ СОБАЧКОЙ

ЗХ

Т



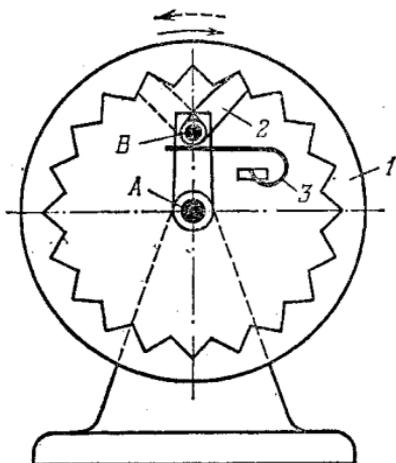
Храповое колесо *1*, вращающееся вокруг неподвижной оси *A*, имеет зубья *a*, расположенные на внутренней поверхности колеса *1*. Собачка *2* поворачивается вокруг неподвижной оси *B* и стопорит колесо *1*. Вращение колеса *1* возможно только в направлении, указанном стрелкой. Ось вращения *B* собачки *2* расположена вне колеса *1*.

2517

ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ
С ВНУТРЕННИМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ
С ПЕРЕКИДНОЙ СОБАЧКОЙ

ЗХ

Т



Храповое колесо *1* с зубьями, расположенными по внутренней поверхности колёса, вращается вокруг неподвижной оси *A*. Перекидная собачка *2*, прижимаемая плоской пружиной *3* к зубьям колеса *1*, может быть повернута вокруг оси *B*. Возможное направление движения храпового колеса *1* зависит от положения перекидной собачки *2*.

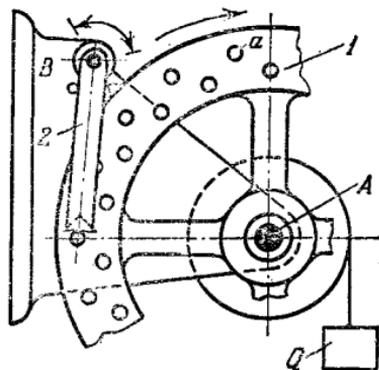
2518

ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ С ЦЕВОЧНЫМ КОЛЕСОМ

ЗХ

Т

Храповое колесо *1* имеет цевки *a*, расположенные по двум концентрическим окружностям. Собачка *2* совершает качательное движение вокруг неподвижной оси *B* и периодически входит в зацепление с цевками *a* колеса *1*, при этом колесо *1* под действием груза *Q* совершает прерывистое вращение вокруг неподвижной оси *A* в направлении, указанном стрелкой.



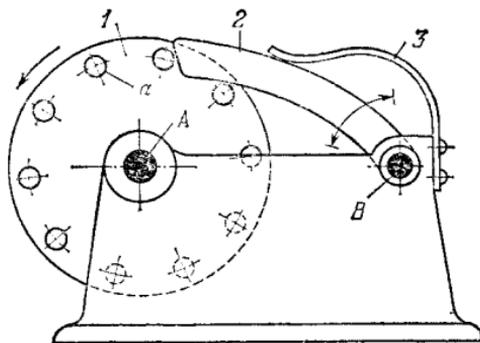
2519

ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ С ЦЕВОЧНЫМ КОЛЕСОМ

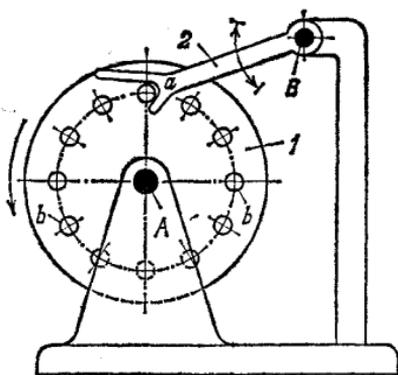
ЗХ

Т

Цевочное колесо *1*, имеющее цевки *a*, вращается вокруг неподвижной оси *A* в направлении, указанном стрелкой. Собачка *2* поворачивается вокруг неподвижной оси *B* и прижимается пружиной *3* к цевкам *a* колеса *1*. Движение колеса *1* возможно не только в направлении, указанном стрелкой, но и в противоположном, для чего необходимо преодолеть силу сопротивления пружины *3*.

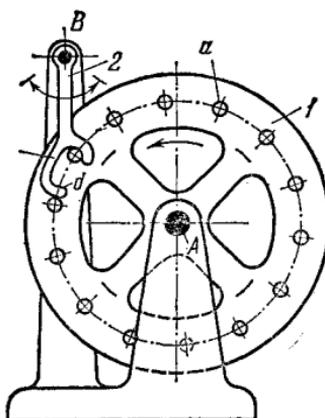


2520	ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ С ЦЕВОЧНЫМ КОЛЕСОМ И ФАСОННОЙ СОБАЧКОЙ	ЗХ
		Т



Цевочное колесо 1, имеющее цевки *b*, вращается вокруг неподвижной оси *A* в направлении, указанном стрелкой. Фасонная собачка 2, имеющая вырез *a*, поворачивается вокруг неподвижной оси *B*. Движение колеса 1 возможно только в направлении, указанном стрелкой. Поворот колеса 1 в обратном направлении предупреждается вырезом *a* собачки 2.

2521	ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ С ЦЕВОЧНЫМ КОЛЕСОМ И ФАСОННОЙ СОБАЧКОЙ	ЗХ
		Т



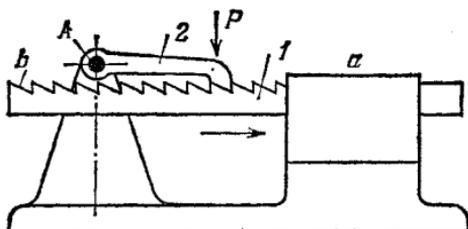
Цевочное колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси *A*, находится под воздействием внешнего вращающегося момента. Фасонная собачка с выемкой *b* имеет возможность качаться относительно неподвижной оси *B*. При качании собачки 2 колесо 1 вращается с остановками в направлении, указанном стрелкой.

2522

ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ С РЕЙКОЙ, ИМЕЮЩЕЙ КОСЫЕ ЗУБЬЯ

ЗХ

Т



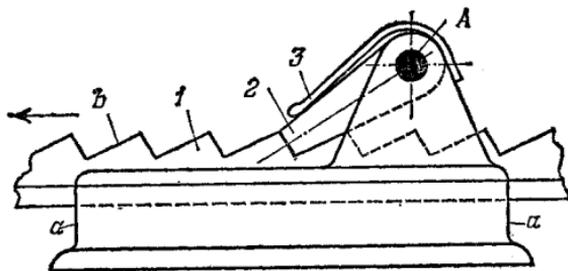
Храповая рейка 1, имеющая косые зубья b , может двигаться поступательно в неподвижной направляющей a . Собачка 2, поворачивающаяся вокруг неподвижной оси A , под действием силы P постоянно прижата к зубьям храповой рейки 1 и допускает ее движение только в направлении, указанном стрелкой.

2523

ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ С КОСОЗУБОЙ РЕЙКОЙ

ЗХ

Т



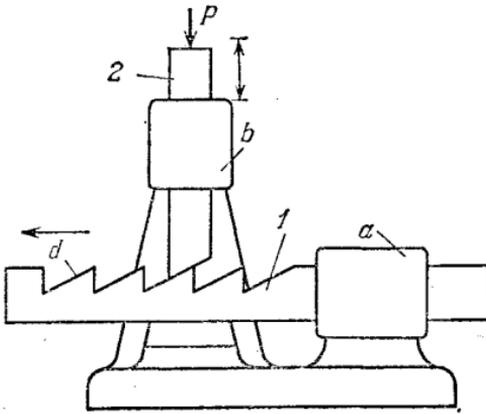
Храповая рейка 1, имеющая косые зубья b , движется поступательно в неподвижных направляющих $a - a$ в направлении, указанном стрелкой. Обратный ход рейки 1 предупреждается собачкой 2, поворачивающейся вокруг неподвижной оси A и прижимаемой пружиной 3.

2524

ХРАПОВОЙ РЕЕЧНЫЙ МЕХАНИЗМ
С ПРИЗМАТИЧЕСКОЙ СОБАЧКОЙ

ЗХ

Т



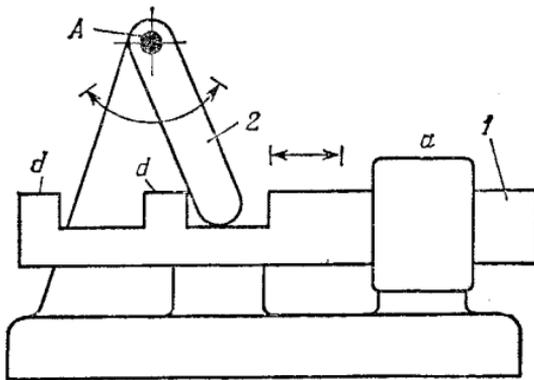
Храповая рейка 1, имеющая косые зубья d , движется поступательно в неподвижной направляющей a . Призматическая собачка 2 движется поступательно в неподвижной направляющей b . Собачка 2 под действием силы P постоянно прижата к зубцам d храповой рейки 1 и допускает ее движение только в направлении, указанном стрелкой.

2525

ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ
С ПРЯМОЗУБОЙ РЕЙКОЙ
С ПЕРЕКИДНОЙ СОБАЧКОЙ

ЗХ

Т



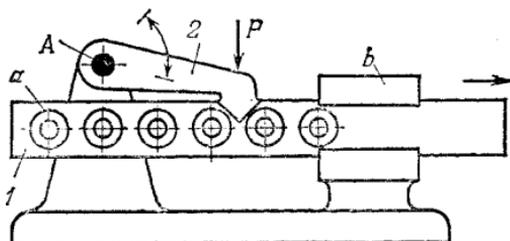
Храповая рейка 1, имеющая прямоугольные, зубья d , движется поступательно в неподвижной направляющей a . Собачка 2, поворачивающаяся вокруг неподвижной оси A , при вхождении во впадины между зубьями d рейки 1 допускает ее движение только в одном направлении. Возможное направление движения рейки 1 зависит от положения перекидной собачки 2.

2526

ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ
С ЦЕВОЧНОЙ РЕЙКОЙ

ЗХ

Т



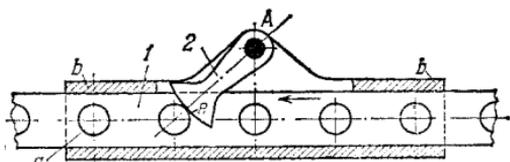
Храповая рейка *1* имеющая цевки *a*, движется поступательно в неподвижных направляющих *b*. Собачка *2*, поворачиваясь вокруг неподвижной оси *A*, под действием силы *P* прижимается к роликам *a* рейки *1* и допускает ее движение как в направлении, указанном стрелкой, так и в обратном, но с большим усилением.

2527

ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ
С ЦЕВОЧНОЙ РЕЙКОЙ
С ПЕРЕКИДНОЙ СОБАЧКОЙ

ЗХ

Т



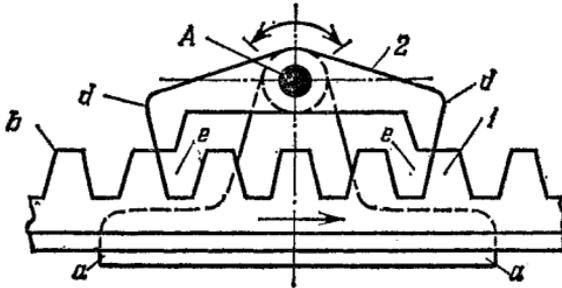
Храповая рейка *1*, имеющая цевки *a*, движется поступательно в неподвижных направляющих *b* — *b*. Собачка *2* вращается вокруг неподвижной оси *A* и имеет рабочий профиль *e*, очерченный по дуге круга из центра *A*. Движение рейки *1* возможно только в одном направлении, так как при обратном ходе рейка заклинивается собачкой *2*. Возможное направление движения рейки *1* зависит от положения перекидной собачки *2*.

2528

ХРАПОВОЙ РЕЕЧНЫЙ МЕХАНИЗМ
С ДВУПЛЕЧЕЙ СОБАЧКОЙ

ЗХ

Т



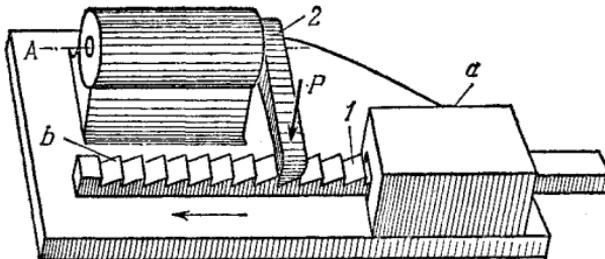
Храповая рейка 1, имеющая трапециевидные зубья *b*, движется поступательно в неподвижных направляющих *a — a*. Двуплечая собачка 2 поворачивается вокруг неподвижной оси *A*, попеременно своими концами *d* входя во впадины *e* зубьев *b*. При качании собачки 2 рейка 1 движется поступательно с остановками.

2529

ХРАПОВОЙ ПРОСТРАНСТВЕННЫЙ
МЕХАНИЗМ С РЕЙКОЙ

ЗХ

Т



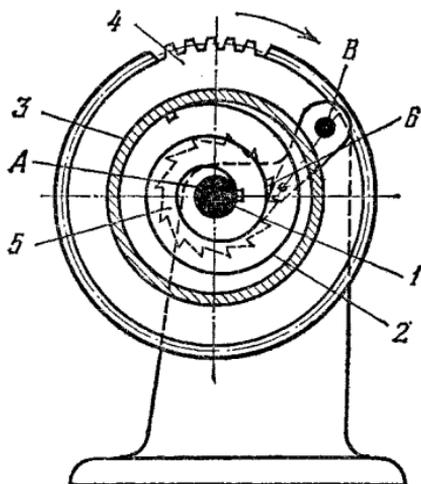
Храповая рейка 1, имеющая косые зубья *b*, движется поступательно в неподвижной направляющей *a*. Собачка 2, поворачивающаяся вокруг неподвижной оси *A*, под действием силы *P* постоянно прижата к зубьям храповой рейки 1 и допускает ее движение только в направлении, указанном стрелкой.

2530

ЗУБЧАТО-ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ ПРУЖИННОГО ЗАВОДА ЧАСОВ

ЗХ

Т



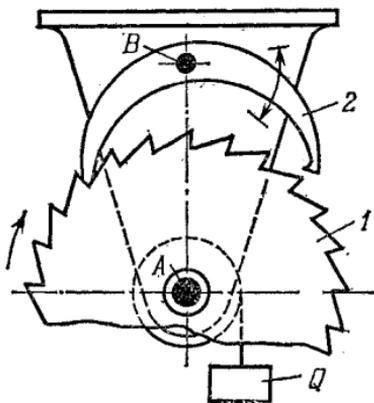
На валу 1 свободно посажены зубчатое колесо 4 и жестко скрепленный с колесом барабан 3, к внутренней стенке которого прикреплена плоская свернутая в спираль пружина 2. Вторым концем пружины 2 крепится к валу 1, который заводится вращением по часовой стрелке вокруг неподвижной оси А и затем удерживается в неподвижном положении посредством храпового колеса 5 и собачки 6, поворачивающейся вокруг неподвижной оси В. Раскручиваясь, пружина 2 вращает барабан 3 и колесо 4.

2531

МЕХАНИЗМ АНКЕРНОГО СПУСКА

ЗХ

Т



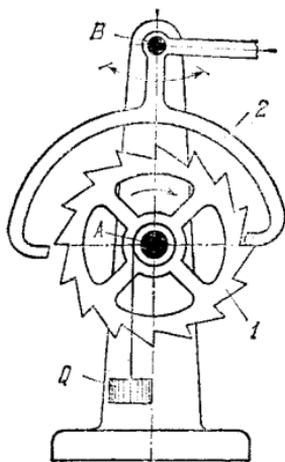
При качании анкерной вилки 2 вокруг неподвижной оси В храповое колесо 1, находящееся под воздействием груза Q, вращается с остановками вокруг неподвижной оси А.

2532

МЕХАНИЗМ АНКЕРНОГО СПУСКА

ЗХ

Т



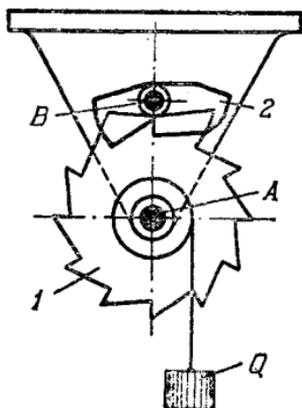
При качании анкерной вилки 2 вокруг неподвижной оси B храповое колесо 1, находящееся под воздействием груза Q , вращается с остановками вокруг неподвижной оси A .

2533

МЕХАНИЗМ АНКЕРНОГО СПУСКА

ЗХ

Т



При качании анкерной вилки 2, поворачивающейся вокруг неподвижной оси B , храповое колесо 1, находящееся под воздействием груза Q , будет поворачиваться вокруг неподвижной оси A каждый раз на один зуб.

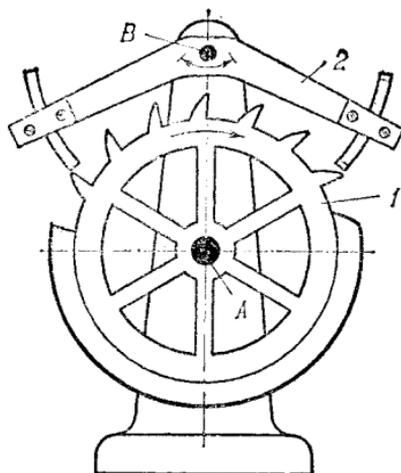
2534

МЕХАНИЗМ АНКЕРНОГО СПУСКА

3X

Т

При качании анкерной вилки 2 вокруг неподвижной оси *B* храповое колесо 1, находящееся под воздействием постоянного крутящего момента, вращается с остановками вокруг неподвижной оси *A*.



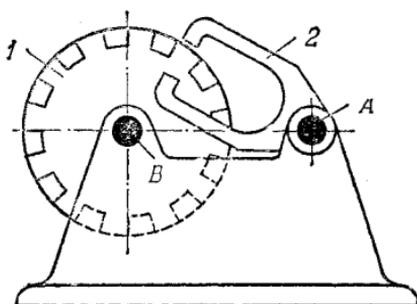
2535

МЕХАНИЗМ АНКЕРНОГО СПУСКА

3X

Т

При качании анкерной вилки 2 вокруг неподвижной оси *A* храповое колесо 1, находящееся под воздействием постоянного крутящего момента, вращается вокруг неподвижной оси *B* с остановками.

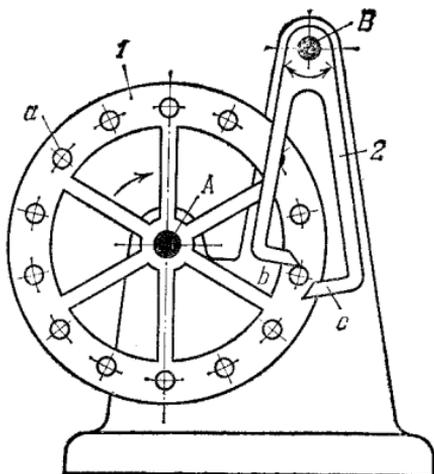


2536

МЕХАНИЗМ АНКЕРНОГО СПУСКА С ЦЕВОЧНЫМ КОЛОСОМ

ЗХ

Т



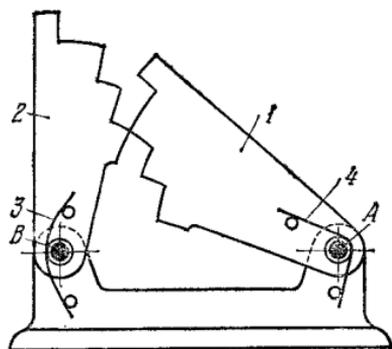
Цевочное колесо 1, имеющее цевки *a*, находится под действием постоянного внешнего момента и вращается вокруг неподвижной оси *A* в направлении, указанном стрелкой. Анкерная вилка 2, имеющая два зуба *b* и *c*, качается относительно неподвижной оси *B*. При качании вилки 2 вокруг оси *B* цевочное колесо 1 вращается с остановками.

2537

ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ СО СТУПЕНЧАТЫМИ СОБАЧКАМИ

ЗХ

Т



Зубчатые секторы 1 и 2, вращающиеся вокруг неподвижных осей *A* и *B*, имеют плоские пружины 4 и 3, вводящие секторы в зацепление. Каждый из секторов может быть храповиком или собачкой.

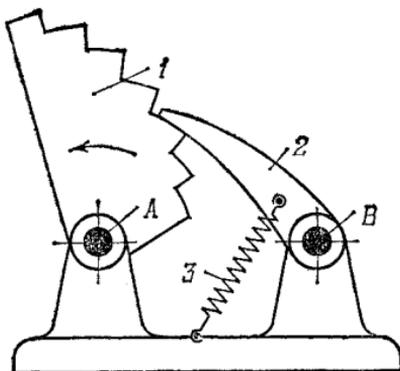
2538

ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ СО СТУПЕНЧАТЫМ СЕКТОРОМ

ЗХ

Т

Ступенчатый храповой сектор *1*, вращающийся вокруг неподвижной оси *A*, может поворачиваться только в направлении, указанном стрелкой. Собачка *2*, поворачивающаяся вокруг неподвижной оси *B*, препятствует движению в противоположном направлении. Пружина *3* обеспечивает силовое замыкание между колесом *1* и собачкой *2*.



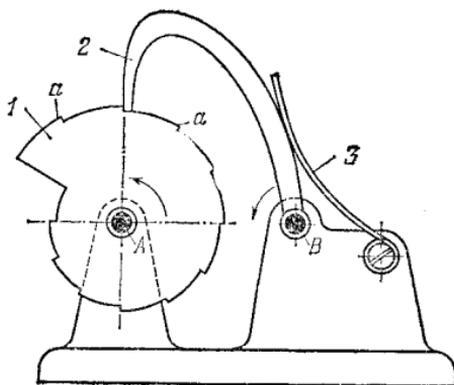
2539

ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ С НЕКРУГЛЫМ ХРАПОВЫМ КОЛЕСОМ

ЗХ

Т

Зубья *a* храпового колеса *1*, вращающегося вокруг неподвижной оси *A*, расположены на его боковой поверхности, выполненной по спирали. При повороте храпового колеса *1* собачка *2* скачкообразно поворачивается вокруг неподвижной оси *B* в направлении, указанном стрелкой. Пружина *3* обеспечивает силовое замыкание между собачкой *2* и колесом *1*.

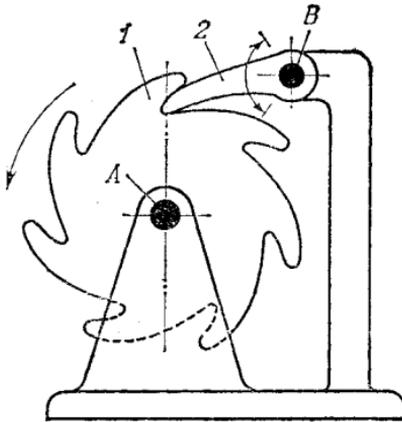


2540

ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ КОЛЕСА
С ФАСОННЫМИ ЗУБЬЯМИ

ЗХ

Т



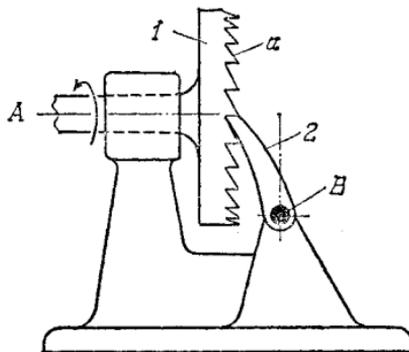
Храповое колесо 1, вращаясь вокруг неподвижной оси *A* в направлении, указанном стрелкой, имеет благодаря фасонным зубьям возможность обратного хода на малый угол при каждом повороте на один зуб. Собачка вращается вокруг неподвижной оси *B*.

2541

ХРАПОВОЙ
ПРОСТРАНСТВЕННЫЙ МЕХАНИЗМ
С ЛОБОВЫМ КОЛЕСОМ

ЗХ

Т



Храповое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси *A*, имеет зубья *a*, расположенные на лобовой поверхности колеса. Собачка 2 поворачивается вокруг неподвижной оси *B*. Оси *A* и *B* не пересекаются и взаимно перпендикулярны. Центральная плоскость поворота собачки 2 касательна к начальной окружности зубьев колеса 1.

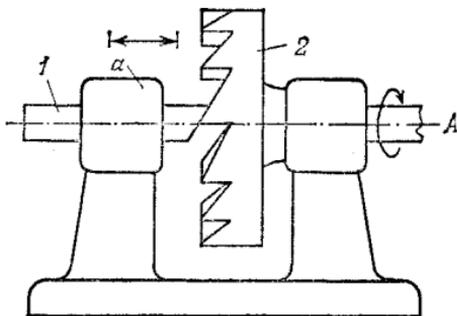
2542

ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ С ПРИЗМАТИЧЕСКОЙ ЗАЩЕЛКОЙ

ЗХ

Т

Храповое лобовое колесо 2 вращается вокруг неподвижной оси *A*. Защелка 1 скользит в неподвижных направляющих *a*. Защелка 1 под действием не показанной на рисунке пружины постоянно прижата к зубьям храпового колеса 2 и допускает его вращение только в направлении, указанном стрелкой.



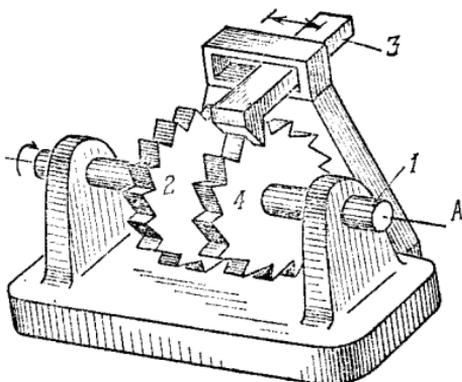
2543

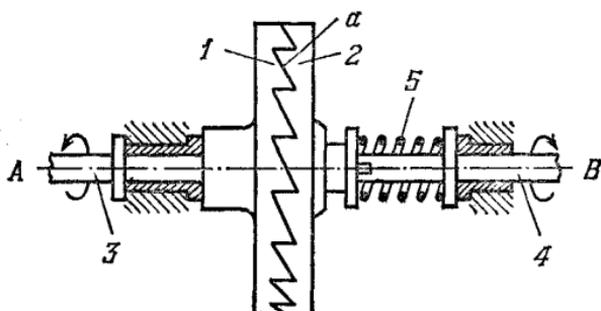
ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ С ДВУМЯ ХРАПОВЫМИ КОЛЕСАМИ

ЗХ

Т

Храповые колеса 2 и 4, жестко закрепленные на валу 1, могут вращаться вокруг неподвижной оси *A*. Зубья колес 2 и 4 сдвинуты друг относительно друга на половину шага зацепления. Собачка 3 имеет возможность попеременно входить в зацепление с колесами 2 и 4, из-за чего вал 1 поворачивается на угол, соответствующий половине шага зацепления храповых колес 2 и 4.





Диски 1 и 2, вращающиеся вокруг неподвижных осей *A* и *B*, имеют на лобовых поверхностях одинаковые зубья *a*. Передача вращения от вала 3 к валу 4 возможна только в направлении, указанном стрелками. При перемене направления вращения диск 2 проскальзывает по диску 1, передвигаясь на призматической шпонке по валу 4. Пружина 5 обеспечивает сцепление дисков 1 и 2.

2. МЕХАНИЗМЫ ЧЕТЫРЕХЗВЕННЫЕ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ (2545—2554)

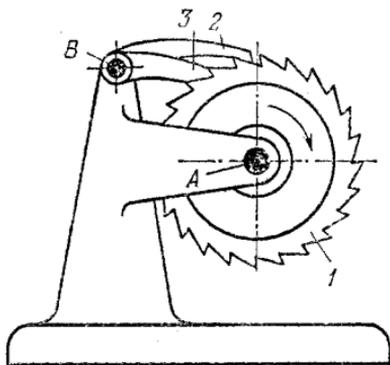
2545	ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ С ПЕРЕКИДНОЙ СОБАЧКОЙ	ЗХ <hr style="border: 0; border-top: 1px solid black;"/> Ч
<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="width: 45%;"> <p>Храповое колесо <i>1</i> вращается вокруг неподвижной оси <i>A</i>. Перекидная собачка <i>2</i> вращается вокруг оси <i>B</i>, принадлежащей звену <i>3</i>, свободно качающемуся вокруг оси <i>A</i>. Направление вращения храпового колеса <i>1</i> зависит от положения перекидной собачки <i>2</i>.</p> </div> <div style="width: 45%; text-align: center;"> </div> </div>		
2546	ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ С ПЕРЕКИДНОЙ ДВИЖУЩЕЙСЯ СОБАЧКОЙ	ЗХ <hr style="border: 0; border-top: 1px solid black;"/> Ч
<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="width: 45%;"> <p>Храповое колесо <i>1</i> вращается вокруг, неподвижной оси <i>A</i>. Перекидная собачка <i>2</i> вращается вокруг оси <i>B</i>, принадлежащей звену <i>3</i>, движущемуся возвратно-поступательно в неподвижных направляющих <i>b — b</i>. Направление вращения храпового колеса <i>1</i> зависит от положения перекидной собачки <i>2</i>.</p> </div> <div style="width: 45%; text-align: center;"> </div> </div>		

2547

ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ С ДВУМЯ СОБАЧКАМИ

ЗХ

Ч



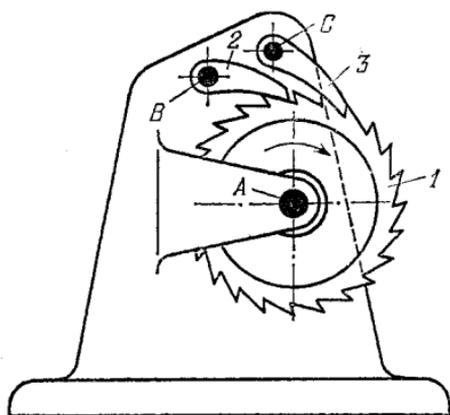
Храповое колесо *1*, вращающееся вокруг неподвижной оси *A*, входит в зацепление с собачками *2* и *3*, вращающимися вокруг неподвижной оси *B*. Длины соприкасающихся участков собачек *2* и *3* отличаются друг от друга на половину шага зацепления. Оси вращения собачек совпадают. Наличие двух собачек эквивалентно увеличению вдвое числа зубьев храпового колеса *1*. Вращение колеса *1* возможно только в направлении, указанном стрелкой.

2548

ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ С ДВУМЯ СОБАЧКАМИ

ЗХ

Ч



Храповое колесо *1*, вращающееся вокруг неподвижной оси *A*, входит в зацепление с собачками *2* и *3*, вращающимися вокруг неподвижных осей *B* и *C*. Наличие двух собачек эквивалентно увеличению вдвое числа зубьев храпового колеса *1*. Вращение колеса *1* возможно только в направлении, указанном стрелкой. Длины соприкасающихся участков собачек *2* и *3* отличаются друг от друга на половину шага зацепления.

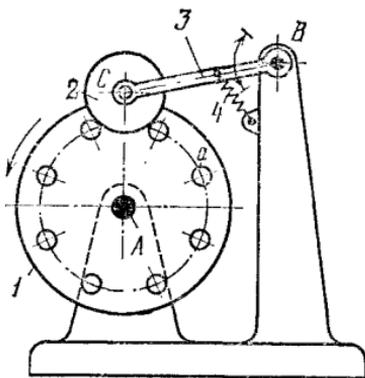
2549

ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ
С ЦЕВОЧНЫМ КОЛЕСОМ
И РОЛИКОВОЙ СОБАЧКОЙ

3X

Ч

Цевочное колесо 1, имеющее цевки a , вращается вокруг неподвижной оси A в направлении, указанном стрелкой. Собачка 3 поворачивается вокруг неподвижной оси B и прижимается пружиной 4 к цевкам. Она имеет ролик 2, свободно вращающийся вокруг оси C . Движение колеса 1 возможно не только в направлении, указанном стрелкой, но и в противоположном. Однако в последнем случае со стороны колеса нужно приложить большее усилие.



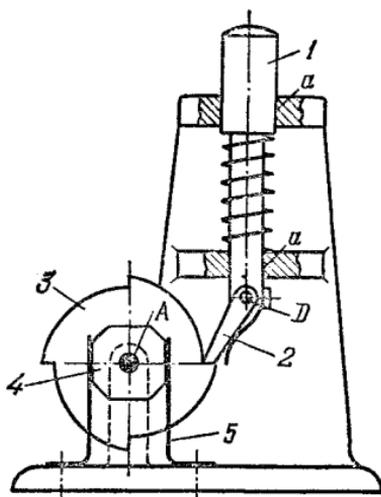
2550

ХРАПОВОЙ КНОПОЧНЫЙ МЕХАНИЗМ

3X

Ч

При нажатии на кнопку 1 храповое колесо 3 с закрепленным на нем призматическим звеном 4, вращающимся вокруг неподвижной оси A , под действием собачки 2, входящей с кнопкой 1 во вращательную пару D , поворачивается на 90° . Пружины 5 фиксируют звено 4 после поворота.

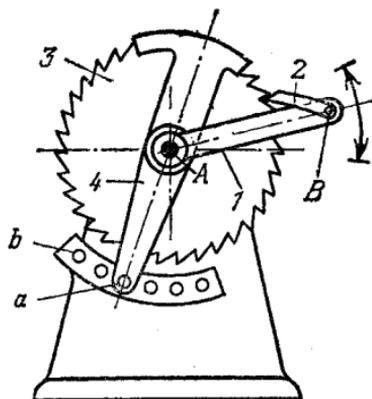


2551

**ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ
С РЕГУЛИРОВКОЙ УГЛА
ПОВОРОТА ХРАПОВОГО КОЛЕСА**

ЗХ

Ч



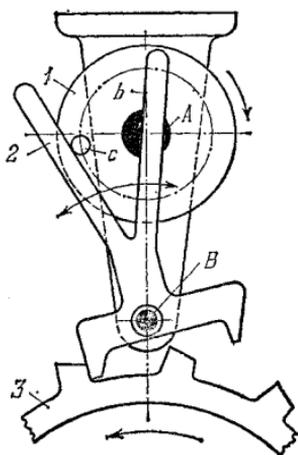
Рычаг 1 совершает качательное движение вокруг неподвижной оси *A* на фиксированный угол. При качании рычага 1 собачка 2, поворачивающаяся вокруг оси *B* и принадлежащая рычагу 1, поворачивает храповое колесо 3, вращающееся вокруг неподвижной оси *A*. Угол поворота колеса 3 регулируется перестановкой фиксатора *a* на рычаге 4 в отверстиях *b* стойки.

2552

**МЕХАНИЗМ АНКЕРНОГО СПУСКА
С ДВУСТОРОННЕЙ ВИЛКОЙ**

ЗХ

Ч



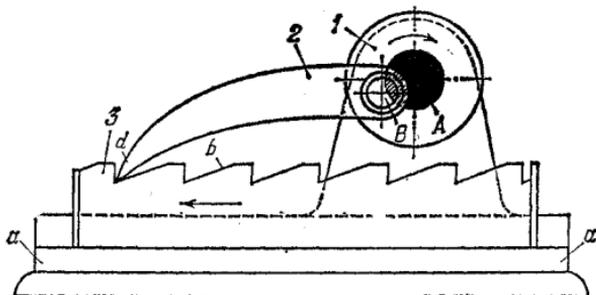
Диск 1, вращающийся вокруг неподвижной оси *A*, имеет певку *C*, входящую периодически в зацепление с внутренними сторонами *b* двусторонней анкерной вилки 2. При вращении диска 1 вилка 2 осуществляет качательное движение вокруг неподвижной оси *B*. При этом колесо 3, находящееся под воздействием постоянного крутящего момента, вращается с остановками.

2553

**ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ
С СОБАЧКОЙ, СОВЕРШАЮЩЕЙ
СЛОЖНОЕ ДВИЖЕНИЕ**

ЗХ

Ч



Звено 1 вращается вокруг неподвижной оси A , входя во вращательную пару B с собачкой 2, которая входит в зацепление с храповой рейкой 3, скользящей по неподвижному направляющим $a - a$. При вращении звена 1 в направлении, указанном стрелкой, собачка 2 получает сложное движение, концом d скользит и упирается в зубья b рейки 3 и перемещает ее, сообщая ей прерывистое движение в направлении, указанном стрелкой.

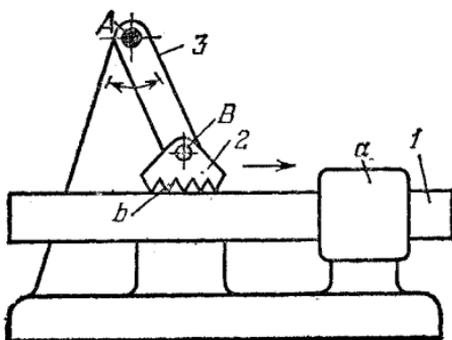
2554

**ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ
С ГЛАДКОЙ РЕЙКОЙ**

ЗХ

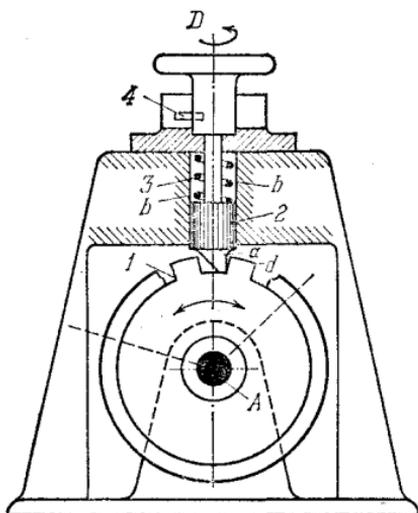
Ч

Гладкая рейка 1 может двигаться поступательно в неподвижной направляющей a . Звено 3, поворачивающееся вокруг неподвижной оси A , входит во вращательную пару B с собачкой 2, имеющей зубья b . При наличии сцепления между собачкой и рейкой 1 движение последней возможно только в направлении, указанном стрелкой.



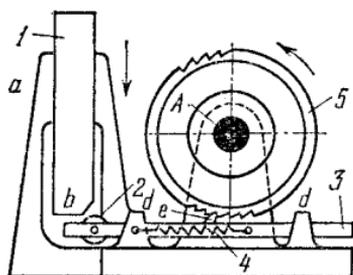
3. МЕХАНИЗМЫ МНОГОЗВЕННЫЕ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ (2555—2585)

2555	ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ С ПОВОРАЧИВАЮЩЕЙСЯ РАДИАЛЬНОЙ ЗАЩЕЛКОЙ	ЗХ
		М



Храповое колесо 1 вращается вокруг неподвижной оси А. Зашелка 2, находящаяся под действием пружины 3, может двигаться поступательно в неподвижных направляющих $b - b$. Зашелка 2 имеет зуб a , входящий в зацепление с зубьями d колеса 1. Палец 4 фиксирует положение зашелки 2. Поворачивая зашелку 2 на 180° , можно ограничить движение колеса 1 в любом из двух направлений.

2556	ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ С РЕЕЧНОЙ СОБАЧКОЙ	ЗХ
		М



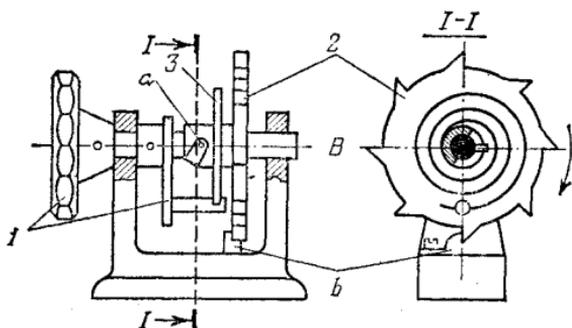
Призматическое звено 1, движущееся поступательно в неподвижной направляющей a , имеет скос b . Реечная собачка 3, скользящая в направляющих $d - d$, имеет зуб e и ролик 2. Храповое колесо 5 вращается вокруг неподвижной оси А. При опускании звена 1 скос b , воздействуя на ролик 2, перемещает рейку 3. Рейка 3 зубом e поворачивает колесо 5 на один зуб в направлении, указанном стрелкой. При подъеме звена 1 пружина 4 возвращает рейку 3 в исходное положение.

2557

ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ С ВИНТОВОЙ ПРОРЕЗЬЮ

ЗХ

М



При вращении ручки *1* вокруг неподвижной оси *B* пружина *3* заводится. Одновременно с этим штифт *a*, двигаясь в винтовой прорези храпового колеса *2*, передвигает последнее вдоль его собственной оси, пока зуб колеса *2* не сойдет с упора *b* стойки; после этого колесо *2* совершает винтовое движение, поворачиваясь на один зуб.

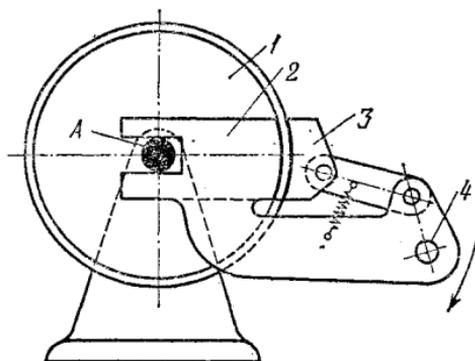
2558

ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ С ФРИКЦИОННОЙ СОБАЧКОЙ

ЗХ

М

Выступающая кромка обода колеса *1*, вращающегося вокруг неподвижной оси *A*, может скользить в дуговой щели, образованной звеньями *2* и *3*. Звено *2* снабжено рукояткой *4*, при движении которой вместе со звеном *2* в направлении, указанном стрелкой, звенья *2* и *3* свободно скользят по кромке обода колеса *1*. При движении в противоположном направлении звенья *2* и *3*, сближаясь, зажимают обод колеса *1*, благодаря чему все звенья вместе с колесом *1* движутся как одно целое.

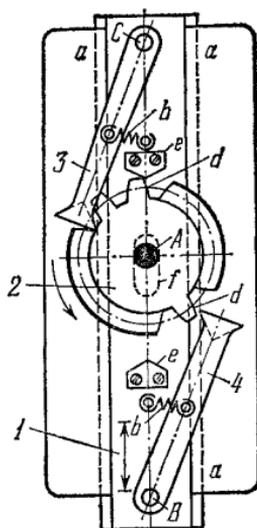


2559

ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ С ДВУМЯ
ВХОДНЫМИ СОБАЧКАМИ

ЗХ

М



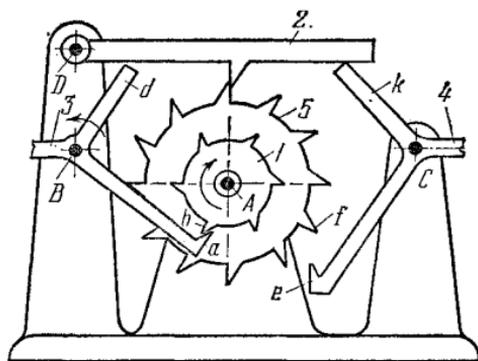
Звено 1 движется поступательно в неподвижных направляющих $a - a$. Собачки 3 и 4 вращаются вокруг осей C и B звена 1, входя попеременно в зацепление с зубьями d колеса 2, вращающегося вокруг неподвижной оси A . Собачки 3 и 4 снабжены пружинами b . При возвратно-поступательном движении звена 1 оно скользит прорезью f по втулке колеса 2 и собачками 3 и 4 поворачивает его в направлении, указанном стрелкой. Вращение колеса 2 в обратном направлении стопорится собачками 3 и 4. Детали e служат для фиксации колеса 2 в моменты выхода и входа в зацепление собачек 3 и 4.

2560

ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ С ДВУМЯ
ВХОДНЫМИ И ОДНОЙ СТОПОРНОЙ
СОБАЧКАМИ

ЗХ

М



Храповые колеса 1 и 5, жестко связанные друг с другом, вращаются вокруг неподвижной оси A . Поворот колес 1 и 5 осуществляется двумя ведущими собачками 3 и 4, вращающимися вокруг неподвижных осей B и C . Собачка 3 своим концом a входит в зацепление с зубом b колеса 1 и одновременно концом d выводит из зацепления стопорную собачку 2, вращающуюся вокруг неподвижной оси D . После того как колесо 1 повернуто на некоторый угол, собачка 3 выходит из зацепления и колеса 1 и 5 блокируются стопорной собачкой 2. После этого от отдельного привода входит в зацепление с зубом колеса 5 конец e собачки 4, одновременно выводя конец k из зацепления стопорную собачку 2. Поперечным воздействием собачек 3 и 4 на колеса 1 и 5 осуществляется прерывистое движение храповых колес 1 и 5 в направлении, указанном стрелкой.

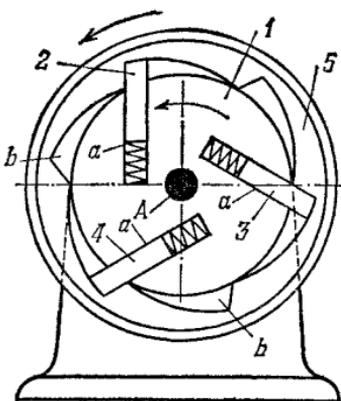
2561

ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ С ТРЕМЯ ПРИЗМАТИЧЕСКИМИ СОБАЧКАМИ

ЗХ

М

Звено *1* вращается вокруг неподвижной оси *A*. В симметрично расположенных пазах *a* скользят три призматические собачки *2*, *3* и *4*, оси скольжения которых образуют между собой углы 120° . Храповое колесо *5* с зубьями *b* свободно вращается вокруг оси *A*. Зубья *b*, расположенные на внутренней поверхности храпового колеса *5*, входят в зацепление с собачками *2*, *3* и *4*, обеспечивая вращение колеса *5* только в сторону, указанную стрелкой, с угловой скоростью, равной угловой скорости звена *1*. При обратном вращении звена *1* колесо *5* находится в покое.



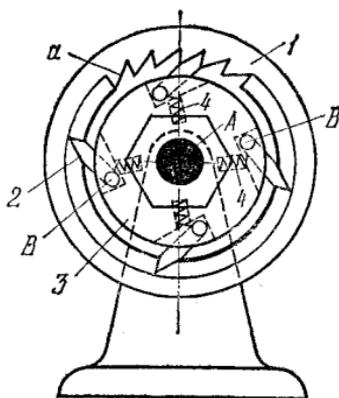
ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ С ВНУТРЕННИМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ И ЧЕТЫРЬМЯ СОБАЧКАМИ

2562

ЗХ

М

Храповое колесо *1* с зубьями, расположенными на внутренней поверхности колеса, вращающееся вокруг неподвижной оси *A*, зубьями *a* входит в зацепление с четырьмя собачками *2*, вращающимися вокруг осей *B* звена *3*. Собачки *2* прижимаются к зубьям *a* пружинами *4*. При вращении звена *3* колесо *1* вращается с той же угловой скоростью и не может поворачиваться относительно звена *3* в обратном направлении.

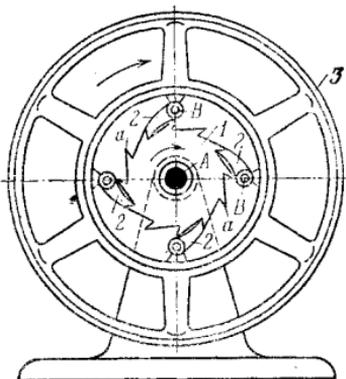


2563

ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ КОЛЕСА С ЧЕТЫРЬМЯ СОБАЧКАМИ

ЗХ

М



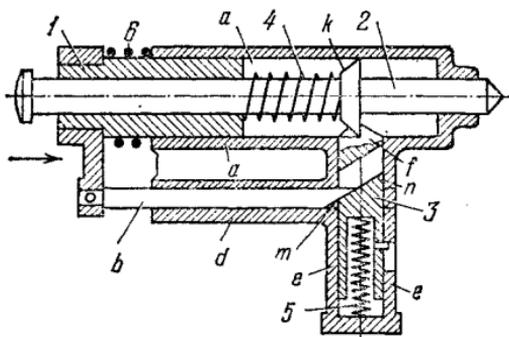
Храповое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси А, зубьями *a* входит в зацепление с четырьмя собачками 2, вращающимися вокруг осей В колеса 3, свободно вращающегося вокруг оси А. Одновременно находится в зацеплении не менее двух собачек. При вращении колеса 1 колесо 3 вращается с той же угловой скоростью.

2564

ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ С КЛИНОВЫМИ ЗВЕНЬЯМИ

ЗХ

М



Звено 1, имеющее клин *b*, скользит в неподвижных направляющих *a*. Зашелка 3, скользящая в неподвижных направляющих *e*, оканчивается стопором *f*, фиксирующим деталь *k* штанги 2, скользящей в звене 1. Зашелка 3 прижимается пружиной 5, а звено 1 отжимается пружиной 6. При нажатии на звено 1 в направлении, указанном стрелкой, последнее, воздействуя клином *m* на скошенную часть *n* зашелки 3, выводит из зацепления с деталью *k* стопор, тем самым освобождая звено 2, которое под действием пружины 4, так же как и звено 1, двигается в направлении, указанном стрелкой.

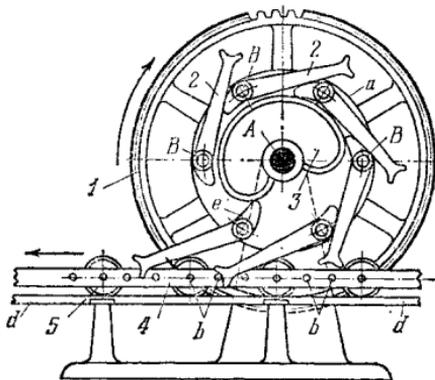
2565

ЗУБЧАТО-ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ С ЦЕВОЧНОЙ РЕЙКОЙ

ЗХ

М

Колесо 1 вращается вокруг неподвижной оси А. С ободом колеса жестко связан диск а. Собачки 2, свободно вращающиеся вокруг осей В, периодически входят в зацепление с цевками b рейки 4, перекаत्याющейся по неподвижной плоскости d на роликах 5. При вращении колеса 1 собачки 2 перемещают рейку 4. Собачки 2 выводятся из зацепления и предохраняются от опрокидывания неподвижным кулачком 3, по профилю которого скользят хвостовики е собачек 2.

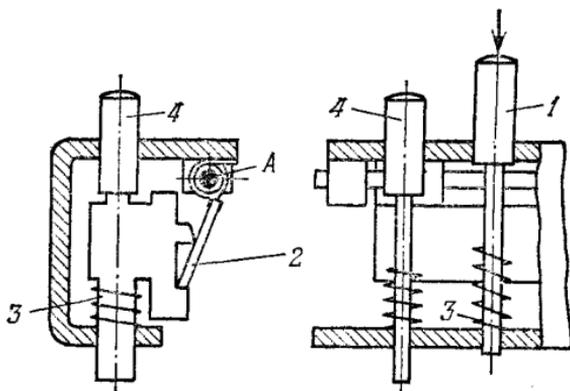


2566

ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ С ОБЩЕЙ ЗАЩЕЛКОЙ ДЛЯ НЕСКОЛЬКИХ ЗВЕНЬЕВ

ЗХ

М



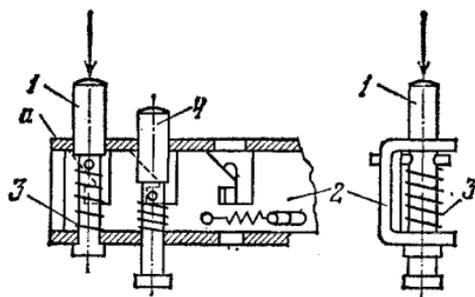
При нажатии на звено 1 общая защелка 2 поворачивается вокруг неподвижной оси А, освобождая звено 4, которое под действием пружины 3 возвращается в исходное положение.

2567

**ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ
С ОБЩЕЙ ЗАЩЕЛКОЙ
ДЛЯ НЕСКОЛЬКИХ ЗВЕНЬЕВ**

ЗХ

М



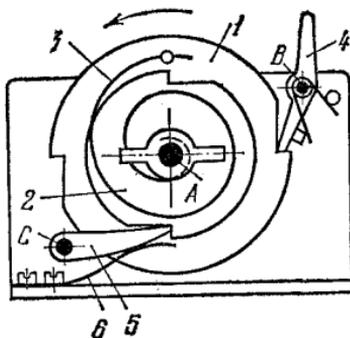
При нажатии на звено 1 общая защелка 2 сдвигается вдоль неподвижной направляющей *a*, освобождая, таким образом, второе звено 4, которое под действием пружины 3 возвращается в исходное положение.

2568

**ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ
ДВУСТОРОННЕГО ДЕЙСТВИЯ**

ЗХ

М



Диски 1 и 2 свободно вращаются вокруг неподвижной оси *A*. Собачка 4 вращается вокруг неподвижной оси *B*. При отжатии собачки 4 диск 1 под действием пружины 3, одним концом укрепленной на диске 2, а другим концом — на диске 1, поворачивается на полоборота в направлении, указанном стрелкой. Вращением также на пол-оборота в том же направлении диска 2 пружина 3 приводится в исходное состояние. Диск 2 стопорится собачкой 5, вращающейся вокруг неподвижной оси *C*, прижимаемой пружиной 6.

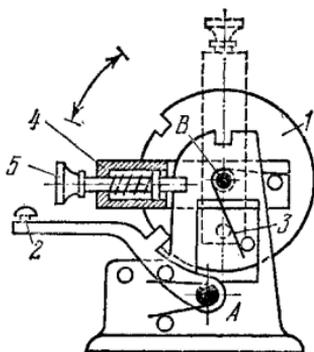
2569

ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ ДВУХСТОРОННЕГО ДЕЙСТВИЯ

ЗХ

М

При отжати собачки 2, вращающейся вокруг неподвижной оси *A*, диск 1, вращающийся вокруг неподвижной оси *B*, под действием пружины 3 поворачивается попеременно в одну и другую сторону. Затяжка пружины 3 производится поворотом звена 4, снабженного выдвигающимся штифтом 5, из положения, указанного штрихами, в положение, показанное на чертеже, и обратно.



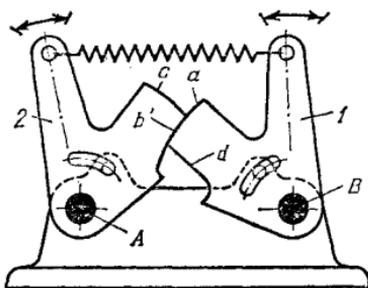
2570

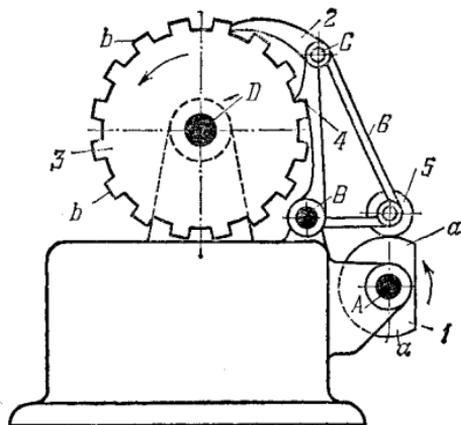
ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ С КАЧАТЕЛЬНЫМ ДВИЖЕНИЕМ ЗВЕНЬЕВ

ЗХ

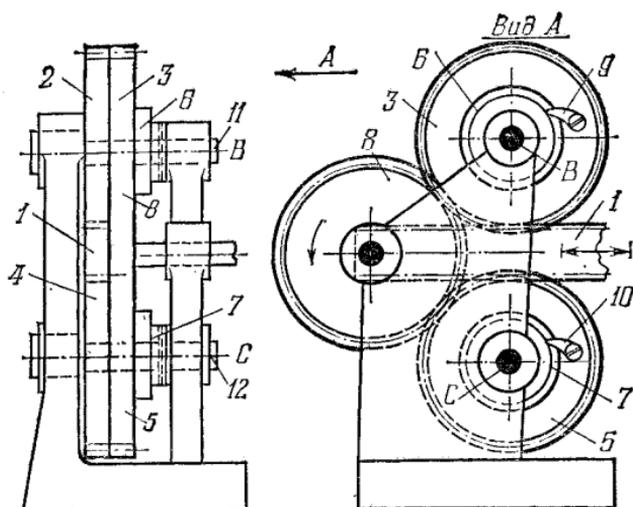
М

Звенья 1 и 2 вращаются вокруг неподвижных осей *B* и *A*. Звенья 1 и 2 механизма являются попеременно входными и выходными. При повороте звена 1 по часовой стрелке звено 2 будет неподвижным до тех пор, пока выступ *a* рычага 1 скользит по впадине *b* рычага 2. В крайнем положении рычага 1 выступ *a* выходит из впадины *b*, и рычаг 2 вращается в направлении часовой стрелки; при этом выступ *c* скользит по впадине *d*.

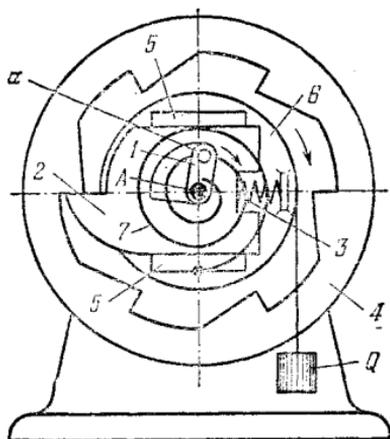




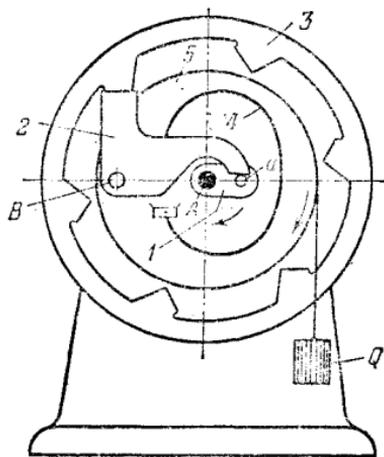
Кулачок 1 вращается вокруг неподвижной оси *A*, и, воздействуя на ролик 5, поворачивает треугольное звено 6 вокруг неподвижной оси *B*. Собачка 2 вращается вокруг оси *C* звена 6 и входит в зацепление с зубьями *b* храпового колеса 3, вращающегося вокруг неподвижной оси *D*. При движении ролика 5 по профилированной части кулачка собачка 2 вращает храповое колесо 3 в направлении, указанном стрелкой. Когда ролик 5 движется по дуге *a — a* кулачка 1, выступ 4 звена 6 предупреждает дальнейший поворот колеса 3.



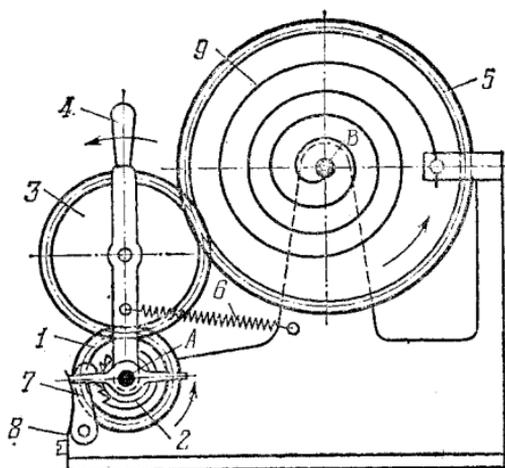
Зубчатые колеса 2 и 4 и храповые колеса 6 и 7 жестко укреплены на валах 11 и 12, вращающихся вокруг неподвижных осей В и С. Собачки 9 и 10 укреплены на зубчатых колесах 3 и 5, свободно вращающихся на валах 11 и 12. Вращение зубчатых колес 2 и 4, вызываемое возвратно-поступательным движением рейки 1, передается посредством храповых колес 6 и 7 и собачек 9 и 10 зубчатым колесам 3 и 5, заставляя их попеременно вращаться в одном или другом направлении в зависимости от направления движения рейки. Зубчатое колесо 8, находящееся в зацеплении с зубчатыми колесами 3 и 5, непрерывно вращается в сторону, указанную стрелкой.



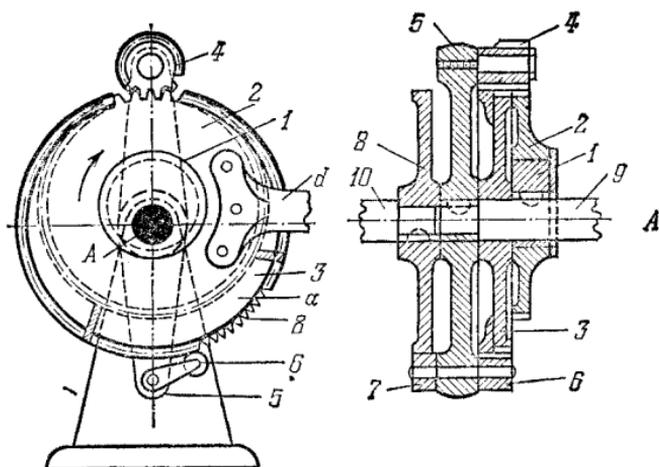
На диск 6, вращающийся вокруг неподвижной оси A , действует момент, создаваемый грузом Q . Диск 6 связан спиральной пружиной 7 со звеном 1. На диске 6 имеются направляющие 5, в которых перемещается собачка 2, входящая в зацепление с неподвижным храповым колесом 4. Под действием спиральной пружины 7 звено 1, поворачиваясь, штифтом а выводит собачку 2 из зацепления с храповым колесом 4, отжимая пружину 3. При этом диск 6 поворачивается до тех пор, пока собачка 2 под действием пружины 3 не войдет в зацепление со следующим зубом неподвижного колеса 4. Кривошип 1 в момент начала поворота звена 6 останавливается под действием механизма, не показанного на чертеже. При повороте звена 6 будет происходить натяжение спиральной пружины 7, и весь процесс повторится.



На диск 5, вращающийся вокруг неподвижной оси A , действует крутящий момент, создаваемый грузом Q . Один конец пружины 4 укреплен на диске 5, другой ее конец действует на собачку 2, которая в точке B шарнирно соединена с диском 5. Под действием пружины 4, которая воздействует через собачку 2 на штифт a звена 1, последнее поворачивается. При этом собачка 2 выходит из зацепления с неподвижным храповым колесом 3 и диск 5 начинает поворачиваться под влиянием груза Q до тех пор, пока собачка 2, упираясь в штифт a звена 1, остановленного специальным устройством, не показанным на чертеже, не войдет в зацепление со следующим зубом колеса 3. При повороте диска 5 производится натяжение пружины 4, что вызывает повторение процесса.



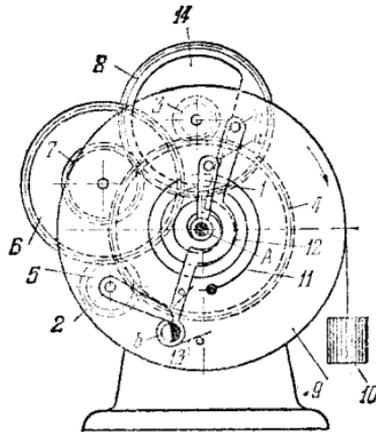
При повороте входного колеса 1, жестко соединенного с храповиком 2, вокруг неподвижной оси *A* по направлению стрелки выходное колесо 5 поворачивается вокруг неподвижной оси *B* в указанном на чертеже направлении. Колеса находятся постоянно в зацеплении посредством рычага 4, на котором укреплены колесо 3 и пружина 6. Храповое колесо 2 удерживается в требуемом положении собачкой 7 и пружиной 8. Возврат колеса 5 в исходное положение осуществляется посредством пружины 9 при повороте рычага 4 в указанном на чертеже направлении.



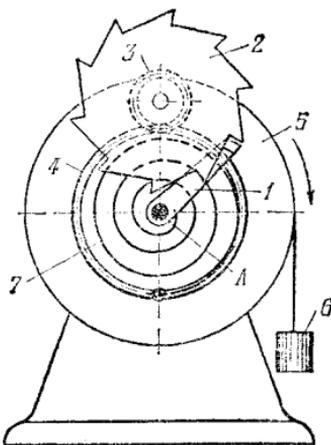
Круглый эксцентрик 1, закрепленный на входном валу 9, вращается вокруг неподвижной оси А. Зубчатое колесо 2, имеющее 96 зубьев, свободно насажено на эксцентрик 1, но удерживается от вращения рукояткой *d*. Зубчатое колесо 3, имеющее 120 зубьев, свободно вращается на валу 9. Зубчатые колеса 2 и 3 находятся в зацеплении с сателлитом 4 на рычаге 5, укрепленном на валу 9. При вращении вала 9 зубчатое колесо 3 приводится во вращение сателлитом 4. При этом передаточное отношение u_{13} равно

$$u_{13} = \frac{5}{4}.$$

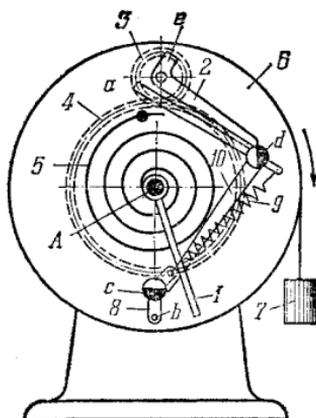
На другом конце рычага 5 имеется ролик 6, бегающий обод зубчатого колеса 2, представляющий собой окружность с небольшой впадиной *a*. Размер впадины выбран так, что когда ролик 6 катится по ней, то собачка 7, сидящая с роликом на одной оси, входит в зацепление с храповым колесом 8, укрепленным на валу 10, поворачивая его на $\frac{1}{12}$ оборота. Таким образом, при повороте вала 9 на $1\frac{1}{4}$ оборота выходной вал 10 делает $\frac{1}{12}$ оборота в том же направлении.



На диск 9, вращающийся вокруг неподвижной оси А, действует вращающий момент, создаваемый грузом 10. Собачка 2 соединена посредством зубчатых колес 5, 6, 7 и 8 с колесом 3, находящимся в зацеплении с неподвижным колесом 4. Диск 9 является поводком в планетарной передаче, состоящей из колес 3 и 4. Пружина 11 прикреплена к колесу 4 и звену 1 со штифтом *a*, касающимся звена 12, несущего на своей оси тормозную поверхность *b*. Звено 12 под действием пружины 13 касается своим штифтом *c* звена 14, жестко соединенного с зубчатым колесом 3. Под действием спиральной пружины 11 звено 1 поворачивается и поворачивает звено 12, освобождая собачку 2. Диск 9 поворачивается под действием груза 10. Колесо 3 обкатывается по неподвижному колесу 4 и совершает один оборот вокруг своей оси, после чего собачка 2 снова затормаживает движение механизма. При этом производится натяжение пружины 11, так как звено 1 в начальный момент движения диска 9 останавливается механизмом, не показанным на рисунке.



На диск 5, вращающийся вокруг неподвижной оси *A*, действует вращающий момент, создаваемый грузом *6*. Храповое колесо 2 жестко соединено с зубчатым колесом 3, находящимся в зацеплении с неподвижным колесом 4. Диск 5 является поводком в планетарной передаче, состоящей из колес 3 и 4. Пружина 7 прикреплена одним концом к диску 5, а другим концом — к звену 1. Под действием пружины 7 звено 1 поворачивается, выходя из зацепления с храповым колесом 2. Диск 5 поворачивается под действием груза 6. Колесо 3 обкатывается по неподвижному колесу 4 до тех пор, пока храповое колесо 2 не войдет в зацепление со звеном 1, предварительно остановленным устройством, не показанным на рисунке. При этом производится натяжение пружины 7.



На диск 6, вращающийся вокруг неподвижной оси *A*, действует вращающий момент, создаваемый грузом 7. Собачка 2 жестко связана с колесом 3, находящимся в зацеплении с неподвижным колесом 4. Пружина 5 укреплена одним концом на звене 1, а другим концом — на диске 6, являющимся поводком в планетарной передаче, состоящей из колес 3 и 4. Под действием спиральной пружины 5 звено 1, поворачиваясь, воздействует на штифт *b* звена 8 и поворачивает последнее. Звено 10 при этом поворачивается под действием пружины 9 на небольшой угол и соскальзывает с тормозной поверхности *c* звена 8. Одновременно с поворотом звена 10 его тормозная поверхность *d* поворачивается и собачка 2 освобождается. Диск 6 поворачивается и колесо 3, обкатываясь по неподвижному колесу 4, делает один оборот. При этом плечо *e* собачки 2, воздействуя на плечо *a* звена 10, поворачивает его так, что оно снова касается тормозной поверхности звена 8, своевременно остановленного устройством, не показанным на рисунке. Пружина 5 при повороте диска 6 заводится. После одного оборота колеса 3 собачка 2 снова затормаживает движение механизма.

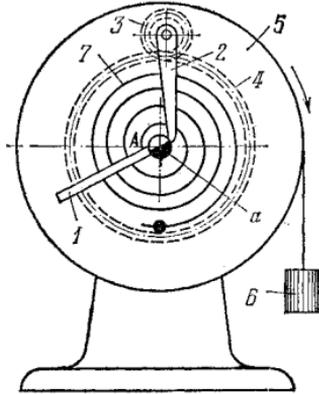
2580

ЗУБЧАТО-ХРАПОВОЙ ПЛАНЕТАРНЫЙ МЕХАНИЗМ С УПРУГИМ ЗВЕНОМ

ЗХ

М

На диск 5, вращающийся вокруг неподвижной оси A , действует вращающий момент, создаваемый грузом 6. Собачка 2 жестко соединена с зубчатым колесом 3, находящимся в зацеплении с неподвижным колесом 4. Диск 5 является поводком в планетарной передаче, состоящей из колес 3 и 4. Звено 1 имеет тормозную поверхность a на половине своего диаметра. Пружина 7 прикреплена одним концом к диску 5, а другим концом — к звену 1. Под действием пружины 7 звено 1 поворачивается. При этом собачка 2 перестает соприкасаться с тормозной поверхностью и диск 5 начинает вращаться. Зубчатое колесо 3 обкатывается по неподвижному колесу 4 до тех пор, пока собачка 2 не коснется тормозной поверхности и не остановит движения. Одновременно производится натяжение пружины 7, так как звено 1 останавливается под действием механизма, не показанного на рисунке.



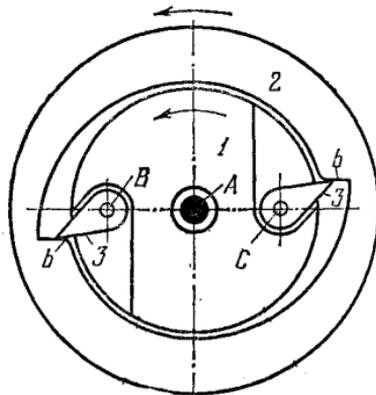
2581

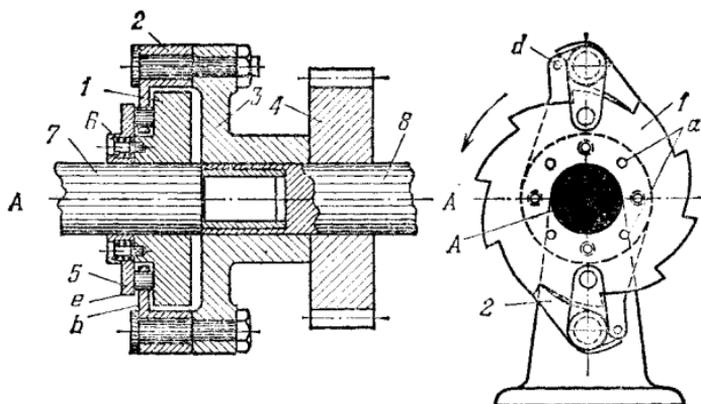
ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ СВОБОДНОГО ХОДА ВЫХОДНОГО ЗВЕНА

ЗХ

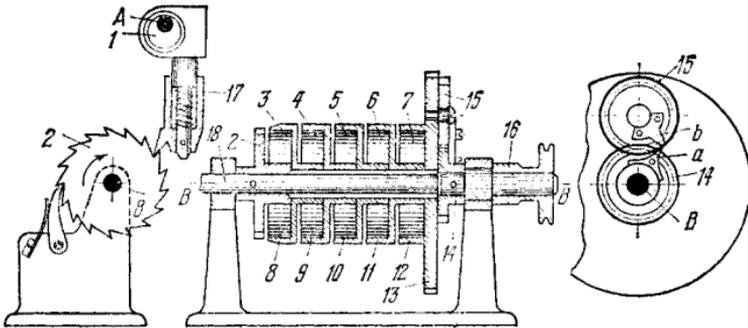
М

Звено 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A , имеет две собачки 3, вращающиеся вокруг осей B и C . Звено 2, свободно вращающееся вокруг оси A , имеет выступы b . При вращении звена 1 в направлении, указанном стрелкой, собачки 3 упираются в выступы и увлекают за собой звено 2. При остановке звена 1 звено 2 может по инерции продолжать свое движение. При обратном направлении вращения звена 1 собачки 3 выходят из зацепления и колесо 2 находится в покое.



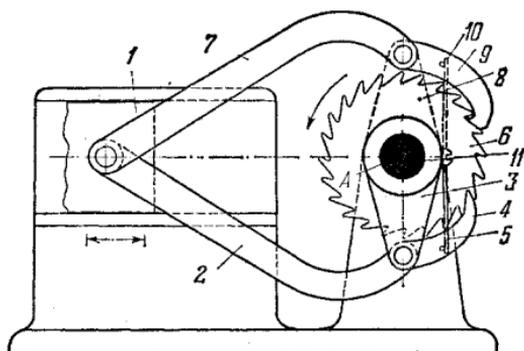


При вращении вала 7 вокруг неподвижной оси *A* связанное с ним храповое колесо 1 сообщает вращение посредством собачек 2 в направлении, указанном стрелкой, фланцу 3, жестко насаженному на вал 8. При этом вал 8 вращается с угловой скоростью, равной угловой скорости вала 7. В отверстиях отрезков *b* собачек 2 располагаются фрикционные пробки, зажатые между фрикционным диском 5 и колесом 1 посредством пружин 6 и шпилек *a*. При увеличении угловой скорости вала 8, приводимого во вращение, в этом случае посредством зубчатого колеса 4 собачки 2 поворачиваются вокруг своих осей и выходят из зацепления с храповым колесом 1. Поворот собачек ограничивается штифтами *d*. При выключении обгонного привода вал 8 остается в покое до тех пор, пока собачки 2, повернувшись в обратном направлении относительно своих осей, не войдут в зацепление с храповым колесом 1, после чего валу 8 снова сообщается угловая скорость, равная угловой скорости вала 7.

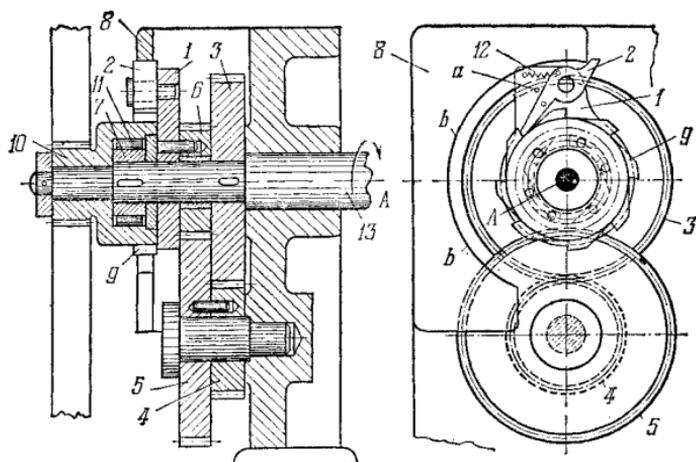


При вращении эксцентрика *1* вокруг неподвижной оси *A* шеколда *17*, совершая возвратно-поступательное движение, поворачивает храповое колесо *2*, жестко насаженное на вал *18*, вращающийся вокруг неподвижной оси *B*. Вал *18*, поворачиваясь, заводит последовательно пружины *3*, *4*, *5*, *6* и *7*, внешние концы которых закреплены на коробках *8*, *9*, *10*, *11* и *12*, а внутренние концы — на втулках этих коробок и колесе *2*. Таким образом колесу *13* сообщается вращение. Для того чтобы пружины не были заведены выше определенного предела, предусмотрен механизм останова, состоящий из зубчатых колес *14* и *15* с зубьями *a* и *b*, которые после определенного числа оборотов вала *18* упираются друг в друга, предотвращая тем самым вал *18* от дальнейшего поворота. Завод пружин может также осуществляться вручную, при повороте головки *16* по часовой стрелке.

**ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ
ДЛЯ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ
ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНОГО
ДВИЖЕНИЯ ВО ВРАЩАТЕЛЬНОЕ**



При движении звена *1* слева направо движение передается через рычаг *2* рычагу *3* с защелкой *4*, свободно вращающемуся на валу *11* вокруг неподвижной оси *A*. Защелка *4* под действием пружины *5* нажимает на зубья храпового колеса *6*, которое вместе с валом *11* начинает вращаться против часовой стрелки. При движении звена *1* справа налево движение передается через рычаг *7* рычагу *8*, который свободно вращается на валу *11*. Защелка *9*, упираясь в зубья храпового колеса под действием пружины *10*, поворачивает его вместе с валом *11* в ту же сторону. Защелка *4* в этом случае скользит по зубьям храпового колеса *6*. Таким образом, возвратно-поступательное движение звена *1* преобразуется во вращательное движение вала *11*.



Звену 1, на котором шарнирно закреплена собачка 2, сообщается вращение посредством зубчатой передачи, состоящей из колес 3, 4, 5. При этом угловая скорость вращения звена 1 больше скорости вращения поводка 7, жестко насаженного на вал 13, вращающийся вокруг неподвижной оси А. Собачка 2 периодически находится под воздействием профиля $b - b$ кулачка 8, закрепленного на стойке. При соприкосновении кулачка 8 с профилем $b - b$ собачка 2 выходит из зацепления с храповым колесом 9 и зубчатому колесу 10 сообщается вращение посредством муфты свободного хода, состоящей из звеньев 7 и 11. Как только собачка 2 выйдет из зацепления с кулачком 8, она под действием пружины 12 войдет в зацепление с храповым колесом 9 и зубчатому колесу 10 сообщается повышенная скорость. Чтобы иметь постоянное число оборотов колеса 10, собачку 2 выводят из зацепления с храповым колесом 9, закрепляя ее стопором, входящим в отверстие a .

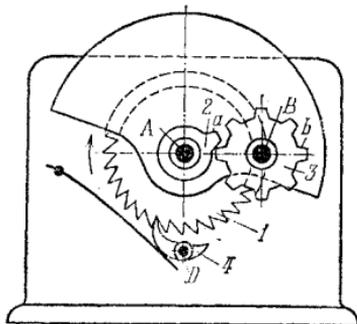
4. МЕХАНИЗМЫ С ОСТАНОВКАМИ (2586—2591)

2586

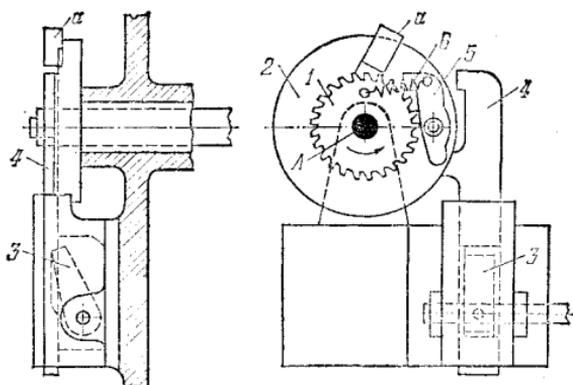
**ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ
С ОСТАНОВКАМИ ВЫХОДНОГО КОЛЕСА**

ЗХ

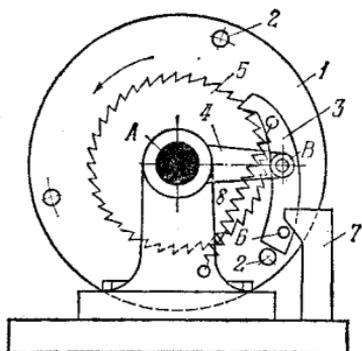
0



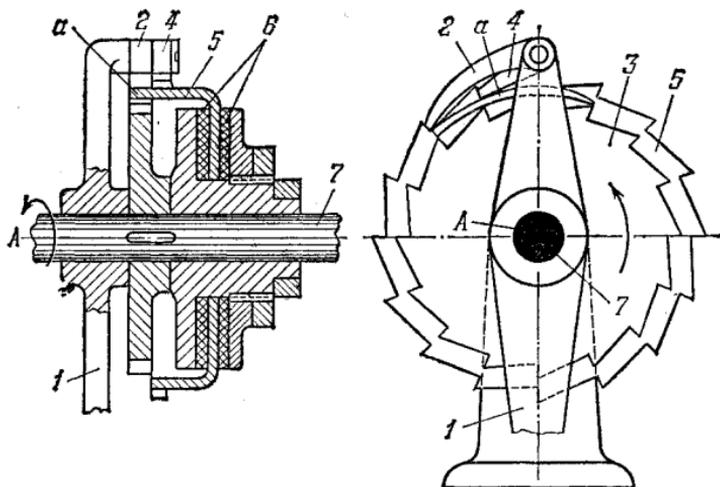
Храповое колесо *1* вращается вокруг неподвижной оси *A*. При вращении храпового колеса *1* в сторону, указанную стрелкой, колесо *2*, имеющее зуб *a* и жестко связанное с храповым колесом *1*, поворачивает зубчатое колесо *3*, имеющее восемь зубьев, вокруг неподвижной оси *B*. При повороте храпового колеса *1* на восемь оборотов зубчатое колесо *3* повернется на один оборот и будет иметь восемь периодов движения и восемь периодов покоя. Собачка *4*, вращающаяся вокруг неподвижной оси *D*, препятствует повороту храпового колеса *1* в сторону, обратную указанной стрелкой.



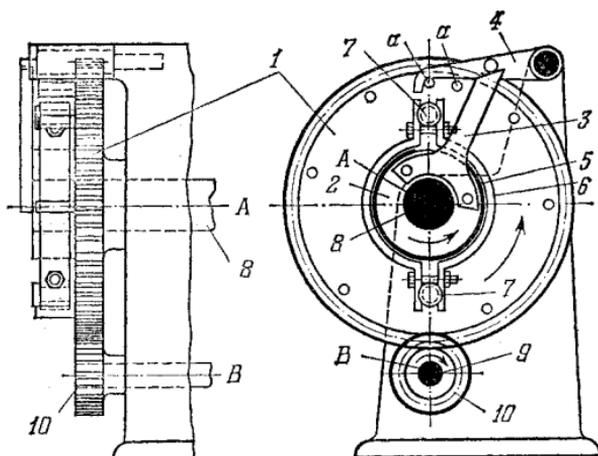
Механизм трансформирует вращательное движение храпового колеса 1, вращающегося вокруг неподвижной оси А, во вращательное движение диска 2 вокруг той же оси с остановками, продолжительность которых регулируется поворотом защелки 3, удерживающей штангу 4 в верхнем положении. Опускаясь под действием силы тяжести, штанга 4 освобождает собачку 5, вращающуюся вокруг оси, закрепленной на диске 2. Собачка 5 под действием пружины 6 входит в зацепление с храповым колесом 1. Диск 2 начинает вращаться вместе с храповым колесом 1. Выступ а на диске 2 поднимает штангу 4 вверх.



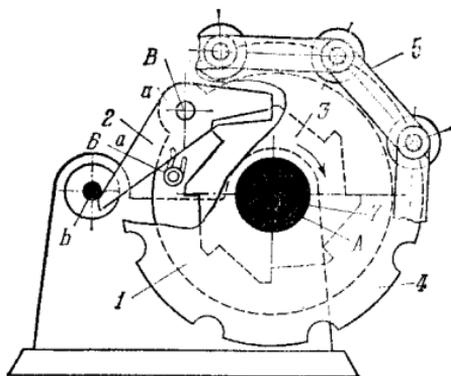
Цевки 2, расположенные на диске 1, вращающемся вокруг неподвижной оси А, упираясь в хвостовую часть собачки 3, вводят ее в зацепление с храповым колесом 5, вращающимся вокруг оси А, и тем самым обеспечивают поворот храпового колеса 5. Цевка 6, расположенная на собачке 3, упираясь в скою неподвижной стойки 7, скользит по нему. При этом собачка 3 поворачивается вокруг оси В и выводится из зацепления с храповым колесом 5. В исходное положение собачка 3 приводится пружиной 8.



Рычаг 1, качающийся вокруг неподвижной оси А, сообщает вращение вокруг той же оси валу 7 и собачке 2, упирающейся в зубья храпового колеса 3, жестко насаженного на вал 7. Собачка 4, шарнирно закрепленная на рычаге 1, поворачивает храповое колесо 5, помещенное между фрикционными дисками 6. Выступ *a* колеса 5 выводит собачку 2 из зацепления с колесом 3, вследствие чего вал 7 останавливается. Период покоя вала 7 продолжается до тех пор, пока выступ *a* не освободит очередной зуб храпового колеса 3, в зацепление с которым должна войти собачка 2.



Втулка 2 и рычаг 3 жестко связаны с валом 8, вращающимся вокруг неподвижной оси *A*. Зубчатое колесо 1, свободно насаженное на вал 8 и имеющее цевки *a*, входит в зацепление с зубчатым колесом 10, жестко связанным с валом 9, вращающимся вокруг неподвижной оси *B*. При вращении вала 8 рычаг 3 периодически поднимает собачку 4, освобождая зубчатое колесо 1. При этом втулка 2 посредством фрикционной прокладки 5, стянутой хомутом 6 и штифтами 7, укрепленными на колесе 1, поворачивает последнее на некоторый угол, величина которого определяется расстоянием между соседними цевками *a*. Таким образом, при вращении вала 8 валу 9 сообщается вращение вокруг оси *B* с остановками, продолжительность которых определяется расположением цевки *a*.



На ведущий вал 7, вращающийся вокруг неподвижной оси *A*, жестко насажена втулка 1, к которой в точке *B* шарнирно присоединена собачка 2. Входя под действием пружины 6 в зацепление с храповым колесом 3, собачка 2 поворачивает жестко скрепленную с храповым колесом цепную звездочку 4, приводящую в движение роликную цепь 5. Приходя в соприкосновение с неподвижным пальцем *b*, собачка 2 разъединяется с храповым колесом 3 и цепная звездочка 4, а следовательно, и цепь 5 остаются неподвижными все время, пока палец *b* скользит по стороне *a* — *a* собачки 2. Механизм применяется в конвейерах, Периодические остановки цепи необходимы для загрузки конвейера.

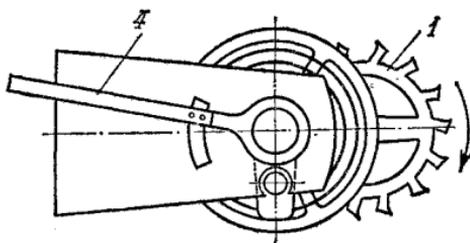
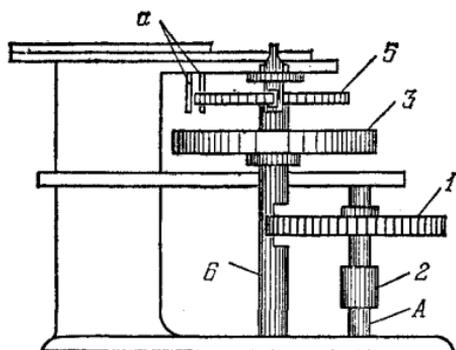
5. МЕХАНИЗМЫ РЕГУЛЯТОРОВ (2592—2598)

2592

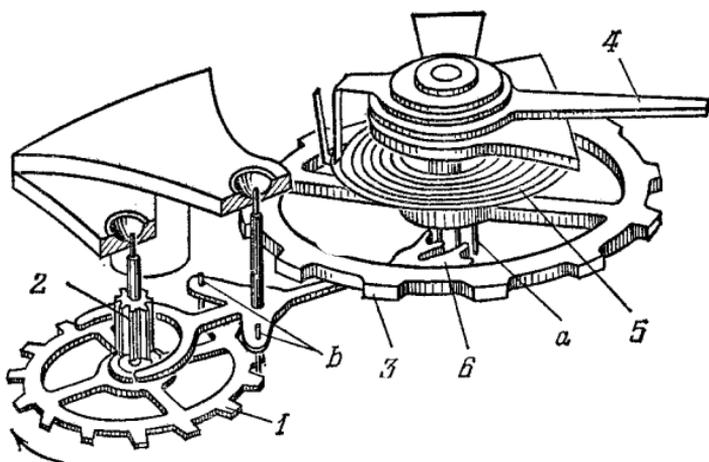
**ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ РЕГУЛЯТОРА
СКОРОСТИ ЧАСОВ
С НЕСВОБОДНЫМ ХОДОМ**

ЗХ

Рг



К ходовому колесу 1, жестко связанному с осью А, со стороны триба 2 приложен вращающий момент; направление его указано стрелкой. Баланс 3 совершает колебательное движение, период которого устанавливается рычагом 4 и двумя штифтами а; между этими штифтами пропущен наружный виток спиральной пружины 5. В цилиндрической оси б баланса 3 сделан вырез, края которого образуют входную и выходную палетты. При каждом колебании баланса 3 зуб ходового колеса 1, скользя по срезу палетты, сообщает балансу импульс, поддерживающий колебательный режим баланса.



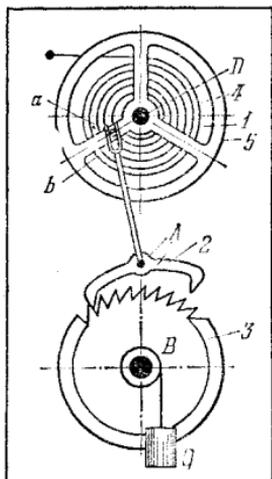
К ходовому колесу 1 со стороны триба 2 приложен вращающий момент, действующий в направлении, указанном стрелкой. Баланс 3 совершает колебательное движение, период которого в некоторых пределах может регулироваться рычагом 4, действующим на спиральную пружину 5. При каждом колебании баланса 3 импульсный штифт *a*, запрессованный в спицу баланса, входит в вырез вилки *б* якоря и перемещает ее из одного крайнего положения в другое. При этом штифты *б* якоря *б* пропускают ходовое колесо 1 на половину шага. При повороте ходового колеса 1 на половину шага зуб колеса толкает штифт *б*, который сообщает балансу 3 импульс. Эти импульсы поддерживают колебания баланса 3.

2594

ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ
СПУСКОВОГО РЕГУЛЯТОРА
С ПРУЖИНОЙ

ЗХ

Рг



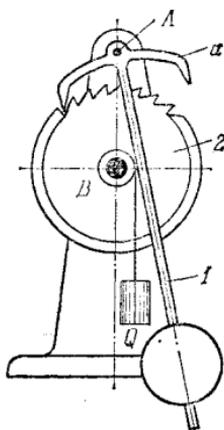
При качании анкерной вилки 2 вокруг неподвижной оси A под действием спиральной пружины 1 храповое колесо 3, находящееся под действием вращающего момента от веса груза Q , вращается вокруг неподвижной оси B , периодически останавливаясь. Анкерная вилка 2 приводится в движение спиральной пружиной 4, раскручивающей маховичок 5, вращающийся вокруг неподвижной оси D и имеющий палец a , скользящий в вилке b .

2595

ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ СПУСКОВОГО
МЯТНИКОВОГО РЕГУЛЯТОРА

ЗХ

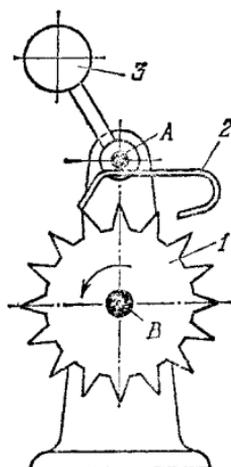
Рг



При качании маятника 1 и связанной с ним анкерной вилки a вокруг неподвижной оси A храповое колесо 2, находящееся под действием вращающего момента от веса груза Q , вращается вокруг неподвижной оси B , периодически останавливаясь.

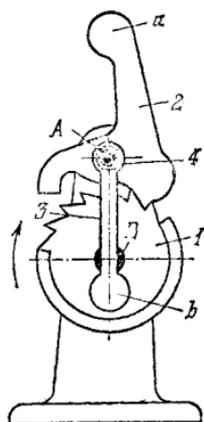
2596	ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ СПУСКОВОГО РЕГУЛЯТОРА БУДИЛЬНИКА	ЗХ
		Рг

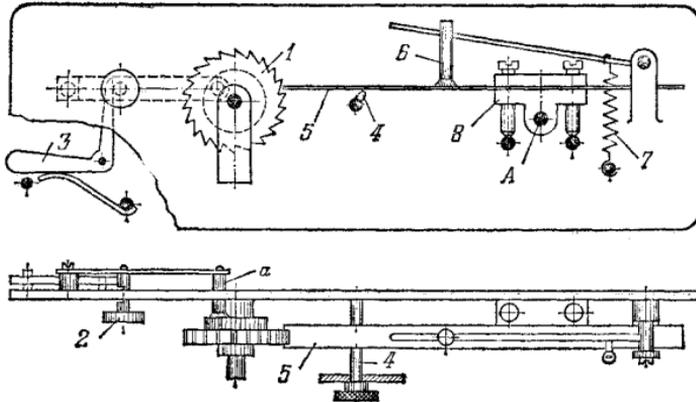
При вращении храпового колеса *1* вокруг неподвижной оси *B* в направлении, указанном стрелкой, анкерная вилка *2* совершает карательное движение вокруг неподвижной оси *A*, которое одновременно используется и для приведения в действие молоточка *3* звонка, жестко связанного с вилкой *2*.



2597	ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ СПУСКОВОГО РЕГУЛЯТОРА ВЫДЕРЖКИ ОБЪЕКТИВА	ЗХ
		Рг

При вращении храпового колеса *1* вокруг неподвижной оси *B* в направлении, указанном стрелкой, анкерная вилка *2* совершает качательное движение вокруг неподвижной оси *A*. Грузы *a* и *b* удерживают вилку *2* в равновесии.





Храповое колесо 1 приводится во вращение механизмом, не показанным на рисунке. При нажатии на кнопку 2 штифт *a*, затормаживающий колесо 1, освобождает его, а рычаг 3, войдя в вырез оси кнопки 2, удерживает штифт *a* в отведенном положении. Храповое колесо 1 начинает вращаться с возрастающей скоростью. После непродолжительного разгона колеса 1 при скорости, не превышающей нормальную для данного прибора, поворотом рычага 4 освобождают упругую пластинку 5. Пластинка 5, придя в соприкосновение с зубьями храпового колеса 1, начинает совершать колебательные движения. При отклонении пластинки 5 вниз она ударяется о зуб, затормаживая колесо 1 и получая движущий импульс. За время одного полного колебания пластинки 5 храповое колесо 1 поворачивается на один зуб. Для регулировки периода и амплитуды колебания пластинки 5 применяется успокоитель *b* с фетровой подушкой на конце, который посредством пружины 7 прижимается к пластинке 5, изменяя ее действительную длину. Поворачивая тиски 8 относительно неподвижной оси *A*, меняют угол установки пластинки 5.

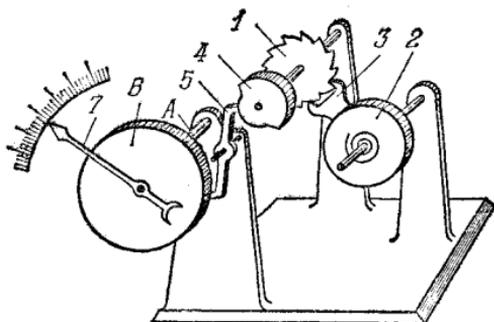
6. МЕХАНИЗМЫ ИЗМЕРИТЕЛЬНЫХ И ИСПЫТАТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ (2599)

2599

ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ
ХРОНОМЕТРИЧЕСКОГО ТАХОМЕТРА

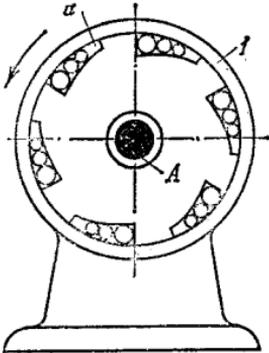
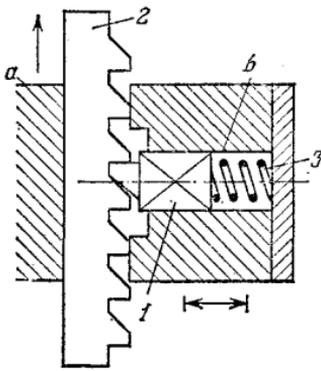
ЗХ

И



Хронометрический тахометр, измеряющий число оборотов испытуемого вала в течение трех секунд, имеет элемент часового механизма. При нажатии на кнопку, не показанную на рисунке, храповое колесо 1 начинает вращаться. Скорость вращения колеса 1 регулируется балансиром 2 с вилкой 3. На оси колеса 1 имеется кулачок 4, который после поворота на определенный угол освобождает на три секунды защелку 5, вследствие чего храповое колесо 6 и стрелка 7, связанные через вал А с испытуемым валом, в течение трех секунд повернутся на соответствующий угол. Шкала тахометра градуирована таким образом, что стрелка 7 показывает число оборотов не за три секунды, а за одну минуту.

7. МЕХАНИЗМЫ ОСТАНОВОВ, СТОПОРОВ И ЗАПОРОВ (2600—2610)

2600	ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ С ШАРИКОВЫМИ СТОПОРАМИ	ЗХ <hr style="border: 0; border-top: 1px solid black;"/> ОЗ
<div style="display: flex; justify-content: space-between; align-items: flex-start;"> <div style="flex: 1;">  </div> <div style="flex: 2;"> <p>Вращение обоймы 1 вокруг неподвижной оси А звена 2 возможно только в направлении, указанном стрелкой; при вращении в обратном направлении происходит заклинивание шариков в клиновидных полостях а.</p> </div> </div>		
2601	ХРАПОВОЙ РЕЕЧНЫЙ МЕХАНИЗМ С ПРИЗМАТИЧЕСКИМ СТОПОРОМ	ЗХ <hr style="border: 0; border-top: 1px solid black;"/> ОЗ
<div style="display: flex; justify-content: space-between; align-items: flex-start;"> <div style="flex: 1;">  </div> <div style="flex: 2;"> <p>Храповая рейка 2 скользит по неподвижной направляющей d. Призматический стопор 1 скользит в неподвижной направляющей b. Стопор 1 под действием пружины 3 постоянно прижат к зубьям храповой рейки 2, допуская ее движение только в направлении, указанном стрелкой.</p> </div> </div>		

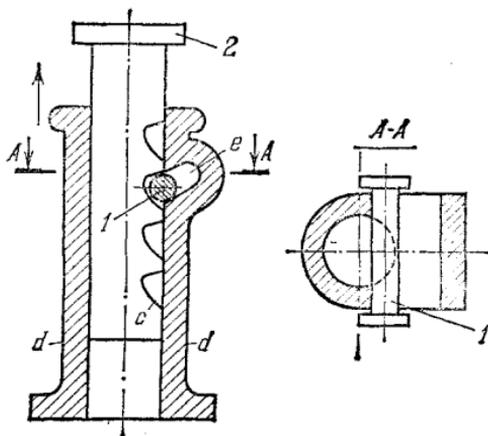
2602

ХРАПОВОЙ РЕЕЧНЫЙ МЕХАНИЗМ С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ СТОПОРОМ

3X

03

Круглая рейка 2, скользящая в неподвижных направляющих $d-d$, имеет карманы c , в которые входит цилиндрический стопор 1. В стойке механизма имеется карман e . Поступательное движение рейки 2 возможно только в направлении, указанном стрелкой. При обратном движении цилиндрический стопор 1 заклинивает рейку 2.



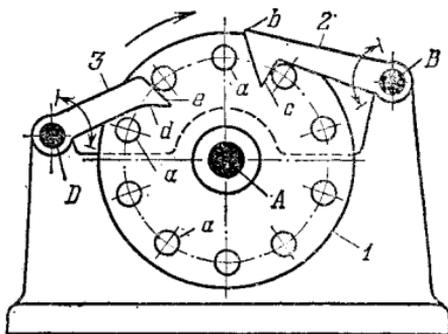
2603

ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ БЛОКИРОВКИ

3X

03

Цевочное колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A , имеет цевки a . При вращении колеса 1 в направлении, указанном стрелкой, цевка a , воздействуя на скос b собачки 2 и скос d собачки 3, поворачивает их вокруг неподвижных осей B и D . Обратное вращение колеса 1 блокируется упором цевок a в скосы c и e собачек 2 и 3.

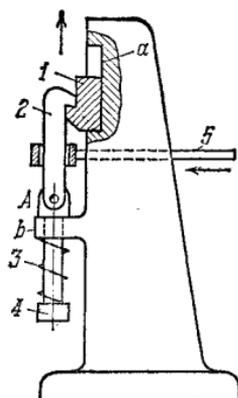


2604

ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ СТОПОРА

3X

03



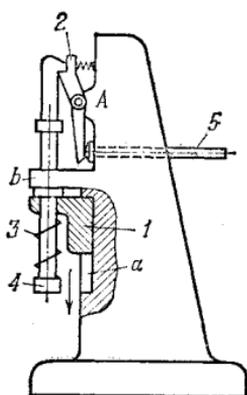
Звено 1 движется поступательно в неподвижной направляющей *a*. При движении звена 1 в направлении, указанном стрелкой, производится сжатие Пружины 3, которая после освобождения собачки 2 ее поворотом вокруг оси *A* звеном 5 возвращает звено 4, движущееся поступательно в неподвижной направляющей *b*, в исходное положение.

2605

ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ СТОПОРА

3X

03



Звено 1 движется поступательно в неподвижной направляющей *a*. При движении звена 1 в направлении, указанном стрелкой, производится сжатие пружины 3, которая после освобождения собачки 2 ее поворотом вокруг оси *A* звеном 5 перемещает звено 4, движущееся поступательно в неподвижной направляющей *b*, в том же направлении.

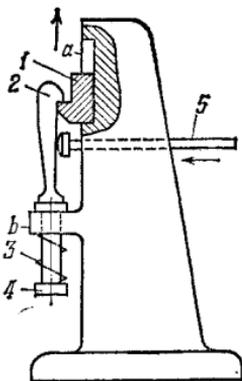
2606

ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ СТОПОРА

ЗХ

ОЗ

Звено 1 движется поступательно в неподвижной направляющей *a*. При движении звена 1 в направлении, указанном стрелкой, производится сжатием пружины 3; после освобождения звеном 5 собачки 2, выполненной в виде плоской пружины, пружина 3 возвращает звено 4, движущееся поступательно в неподвижной направляющей *b*, в исходное положение.



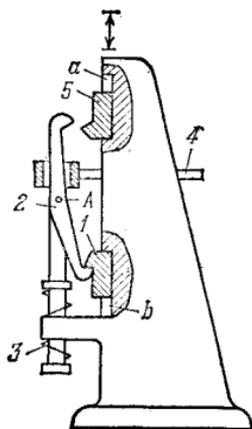
2607

ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ ДВОЙНОГО СТОПОРА

ЗХ

ОЗ

Звено 1 удерживается в положении, указанном на рисунке, собачкой 2 и пружиной 3; звено 5 совершает поступательное движение относительно направляющей *a*. При переключении собачки 2 поворотом вокруг оси *A* рычагом 4 звено 5 останавливается, а звено 1 совершает поступательное движение в неподвижной направляющей *b*.

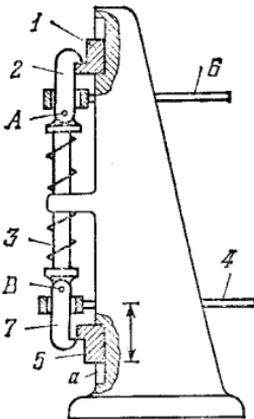


2608

ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ ДВОЙНОГО СТОПОРА

3X

03



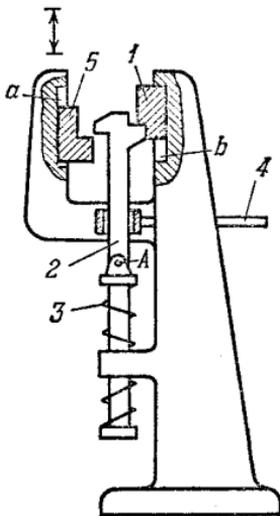
Звено 1 удерживается в положении, указанном на рисунке, собачкой 2 и пружиной 3. Звено 5 совершает поступательное движение относительно неподвижной направляющей *a*. Освобождение или застопоривание каждого из звеньев 1 или 5 может производиться независимо с помощью рычагов 6 и 4 поворотом собачек 2 и 7 вокруг осей *A* и *B*.

2609

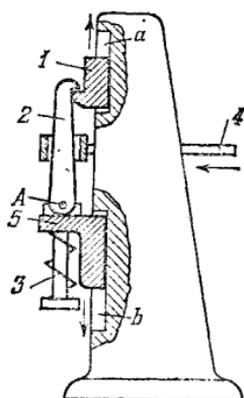
ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ ДВОЙНОГО СТОПОРА

3X

03



Звено 1 удерживается в положении, указанном на рисунке, собачкой 2 и пружиной 3; звено 5 совершает поступательное движение относительно неподвижной направляющей *a*. При переключении собачки 2 ее поворотом вокруг оси *A* рычагом 4 останавливается звено 5, а звено 1 совершает поступательное движение в направляющей *b*.



Звенья 1 и 5 удерживаются в положении, указанном на рисунке, собачкой 2 и пружиной 3. После освобождения собачки 2 ее поворотом вокруг оси А рычагом 4 звенья 1 и 5 движутся в неподвижных направляющих *a* и *b*, получая возможность движения в направлении, указанном стрелками.

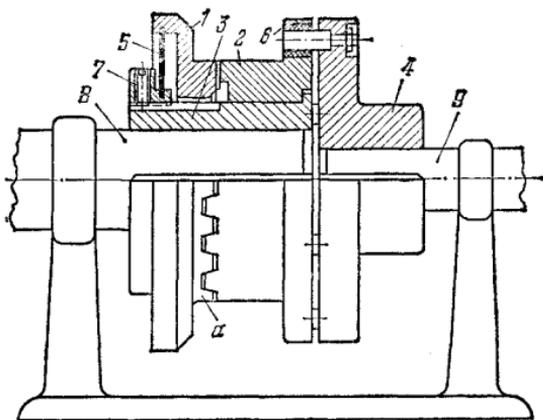
8. МЕХАНИЗМЫ МУФТ И СОЕДИНЕНИЙ (2611—2612)

2611

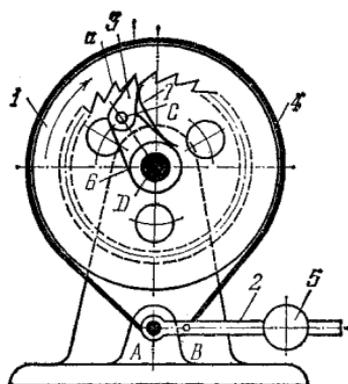
МЕХАНИЗМ
ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОЙ МУФТЫ
УПРУГОГО СЦЕПЛЕНИЯ

ЗХ

МС

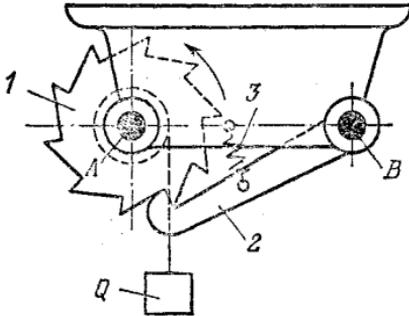
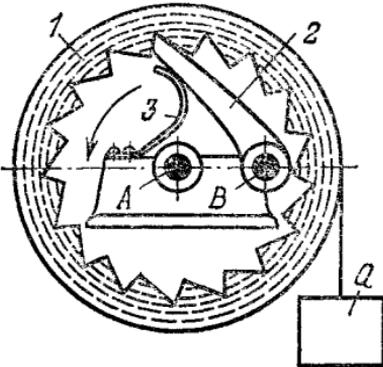


Вращение от вала 8 через шлицевую втулку 3 передается фланцу 1, на котором выполнены торцевые зубья *a*. При помощи этих зубьев вращение передается фланцу 2, снабженному отверстиями с вставленными в них резиновыми амортизаторами 6. В эти отверстия входят штыри фланца 4, связанного с выходным валом 9. При увеличении крутящего момента сверх установленного значения фланец 1 выходит из зацепления с фланцем 2, отжимая упругий диск 5. Величину максимального передаваемого крутящего момента можно регулировать положением гайки 7.



Шкив 1 с храповым внутренним зацеплением, вращающийся вокруг неподвижной оси D, охватывается тормозной лентой 4, конец A которой закреплен на стойке, а конец B — на рычаге 2, вращающемся вокруг неподвижной оси A. Собачка 3 вращается вокруг оси C рычага 6, свободно пропуская храповое колесо 1 в направлении, указанном стрелкой. Сила торможения регулируется перемещением груза 5 по рычагу 2. Обратное вращение шкива 1 стопорится рычагом 6 с собачкой 3, прижимаемой пружиной 7.

9. МЕХАНИЗМЫ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ УСТРОЙСТВ (2613—2618)

2613	ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ ДЛЯ ПОДЪЕМА ГРУЗА	ЗХ Гп
		
<p>К храповому колесу 1, вращающемуся вокруг неподвижной оси А, приложен внешний момент, необходимый для подъема груза Q. При сцеплении собачки 2, вращающейся вокруг неподвижной оси В, с зубьями колеса 1 вращения последнего возможно только в направлении, указанном стрелкой. Пружина 3 осуществляет силовое замыкание между собачкой 2 и колесом 1.</p>		
2614	ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ ДЛЯ ПОДЪЕМА ГРУЗА	ЗХ Гп
		
<p>К храповому колесу 1, вращающемуся вокруг неподвижной оси А, приложен внешний момент, необходимый для подъема груза Q. При сцеплении собачки 2, вращающейся вокруг неподвижной оси В, с зубьями колеса 1, расположенными на внутренней его поверхности, вращение последнего возможно только в направлении, указанном стрелкой. Пружина 3 осуществляет силовое замыкание между собачкой 2 и колесом 1.</p>		

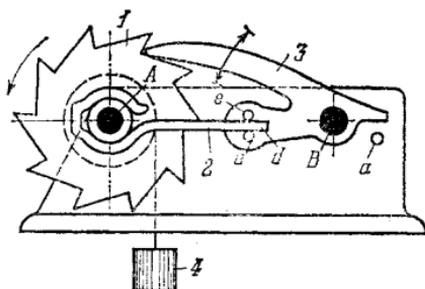
2615

ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ С ПРУЖИННОЙ СОБАЧКОЙ ДЛЯ ПОДЪЕМА ГРУЗА

ЗХ

Гп

Храповое колесо 1, находящееся под действием постоянного момента, создаваемого грузом 4, вращается вокруг неподвижной оси А. Собачка 3 вращается вокруг неподвижной оси В. Плоская пружина 2 охватывает ступицу колеса 1, скользя своим концом *d* между пальцами *e* собачки 3.



При вращении колеса 1 пружина 2 стремится повернуть собачку до упора *a*, благодаря чему амортизируются удары собачки о зубья колеса 1.

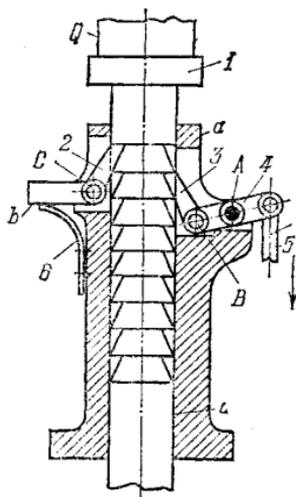
2616

ХРАПОВОЙ РЕЕЧНЫЙ МЕХАНИЗМ ДОМКРАТА

ЗХ

Гп

Круглая рейка 1 скользит в неподвижной направляющей *a*. Подъем груза *Q* осуществляется штоком 5, приводящим в качательное движение вокруг неподвижной оси А рычаг 4. С рычагом 4 входит во вращательную пару В собачка 3, которая, упираясь в круглые зубья рейки 1, перемещает ее вверх. Обратное движение рейки 1 стопорится собачкой 2, вращающейся вокруг оси С, на хвостовик *b* которой нажимает пружина 6.

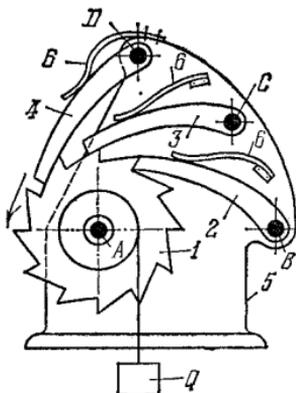


2617

**ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ
С ТРЕМЯ СОБАЧКАМИ
ДЛЯ ПОДЪЕМА ГРУЗА**

ЗХ

Гп



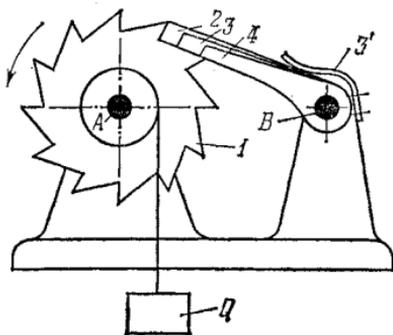
Храповое колесо *1*, находящееся под действием постоянного момента, создаваемого грузом *Q*, вращается вокруг неподвижной оси *A* в направлении, указанном стрелкой, поднимая груз *Q*. Собачки *2*, *3* и *4* вращаются вокруг неподвижных осей *B*, *C* и *D* стойки *5*. Силевое замыкание собачек с храповым колесом *1* осуществляется пружиной *6*. Длины соприкасающихся участков собачек *2*, *3* и *4* с зубьями храпового колеса *1* отличаются на одну треть шага зацепления. Наличие трех собачек эквивалентно увеличению втрое числа зубьев храпового колеса *1*. Вращение колеса *1* возможно только в направлении, указанном стрелкой.

2618

**ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ
С ТРЕМЯ СОБАЧКАМИ
ДЛЯ ПОДЪЕМА ГРУЗА**

ЗХ

Гп



Храповое колесо *1*, находящееся под действием постоянного момента, создаваемого грузом *Q*, вращается вокруг неподвижной оси *A* в направлении, указанном стрелкой, поднимая груз *Q*. Собачки *2*, *3* и *4* вращаются вокруг общей неподвижной оси *B*. Силевое замыкание собачек осуществляется пружиной *3'*. Длины соприкасающихся участков собачек *2*, *3* и *4* с зубьями храпового колеса *1* отличаются

на одну треть шага зацепления. Наличие трех собачек эквивалентно увеличению втрое числа зубьев храпового колеса *1*. Вращение колеса *1* возможно только в направлении, указанном стрелкой,

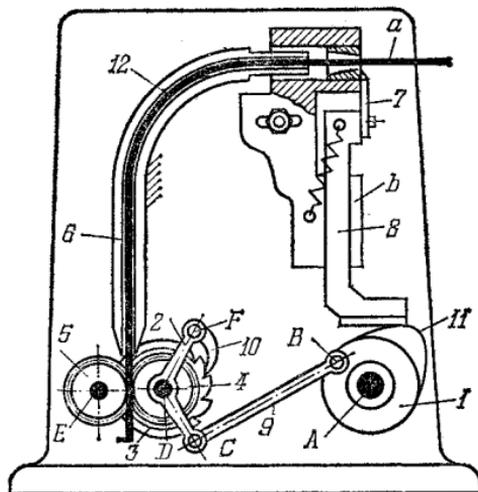
10. МЕХАНИЗМЫ СОРТИРОВКИ, ПОДАЧИ И ПИТАНИЯ (2619—2623)

2619

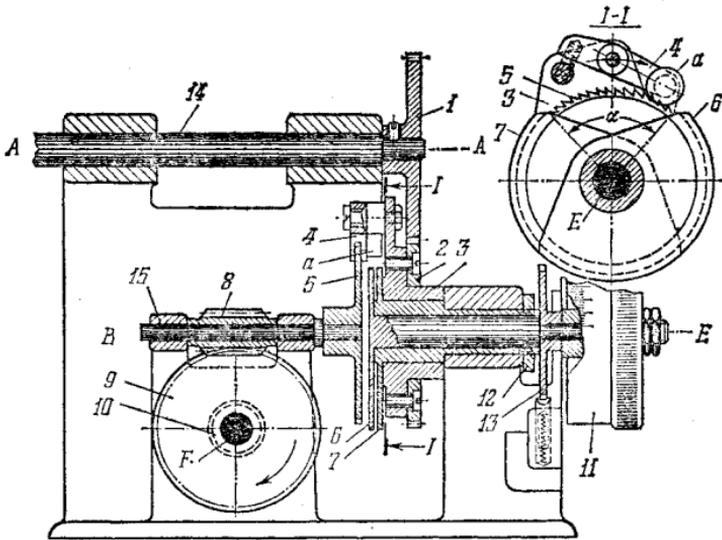
ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ ПОДАЧИ
ПРОВОЛОКИ

ЗХ

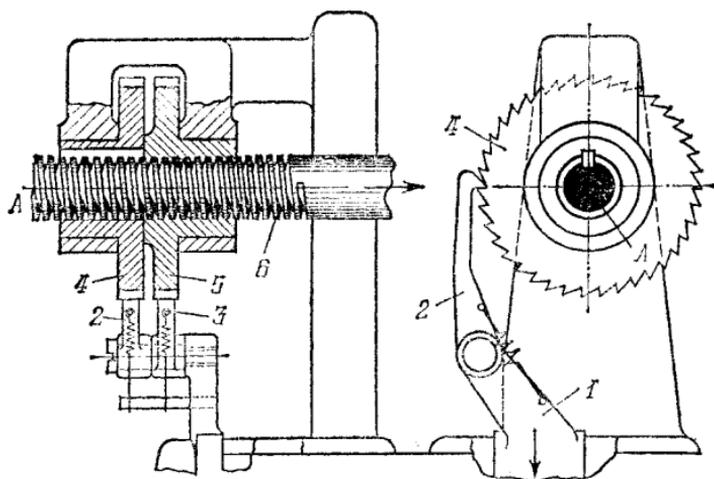
СП



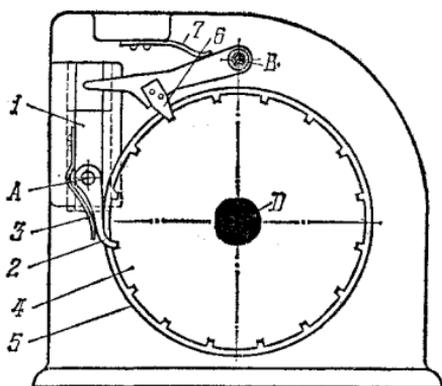
Звено 1, вращающееся вокруг неподвижной оси А, входит во вращательную пару В со звеном 9, входящим во вращательную пару С со звеном 2, вращающимся вокруг неподвижной оси D. Звено 2 имеет собачку 10, вращающуюся вокруг оси F, которая, входя в зацепление с храповым колесом 3, поворачивает его. При этом одновременно с храповиком поворачивается ролик 4. Ролики 4 и 5 входят в зацепление с помощью жестко связанных с ними зубчатых колес, вращающихся вокруг неподвижных осей D и E. При движении роликов 4 и 5 зажатая между ними проволока 12 подается по каналу б вверх. Ползун 8 получает движение от кулачка 11, жестко связанного со звеном 1. При движении ползуна 8 в направлении б вверх нож 7 отрезает кусок проволоки, длина а которого зависит от величины угла поворота храповика 3.



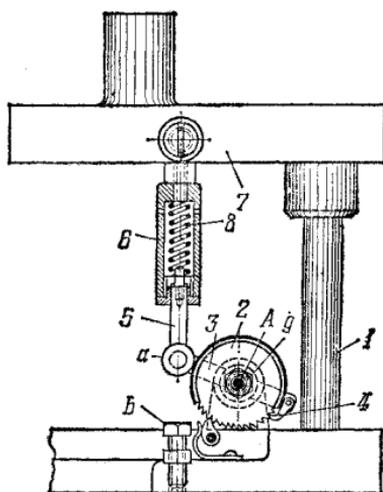
При вращении вала 14 вокруг неподвижной оси *A* движение сообщается посредством зубчатых колес 1, 2 и диска 3 собачке 4, на оси которой укреплен ролик *a*. Собачка 4, упираясь в зубья храпового колеса 5, вращающегося вокруг неподвижной оси *B*, поворачивает его вместе с валом 15 до тех пор, пока ролик *a* не начнет перемещаться по кулачкам 6 и 7, вращающимся вокруг неподвижной оси *E*. При вращении вала 15 движение сообщается посредством червячной пары 8 и 9 винту подачи 10, вращающемуся вокруг неподвижной оси *F*. Величина подачи каретки зависит от расположения кулачков 6 и 7. При увеличении сектора а храпового колеса 5 величина подачи за один оборот диска 3 увеличивается, а при уменьшении сектора — соответственно уменьшается. Регулировка величины подачи осуществляется лимбом 11 при повороте кулачка 6 относительно кулачка 7. Одновременно с лимбом 11 поворачивается и зубчатое колесо 13, которое застопоривается в требуемом положении. Число делений лимба 11 соответствует числу зубьев колеса 13 и храпового колеса 5. Начало момента подачи устанавливается поворотом кулачка 7, фиксируемого гайкой 12.



При перемещении ползуна *1* в направлении, указанном стрелкой, собачки *2* и *3*, упираясь в зубья храповых колес *4* и *5*, вращающихся вокруг неподвижной оси *A*, поворачивают их на один зуб. Число зубьев храпового колеса *4* на единицу меньше, чем число зубьев храпового колеса *5*. Винт *6* подачи соединен с храповым колесом *4* скользящей шпонкой, а с храповым колесом *5* образует винтовую пару. Если вывести из зацепления собачку *3*, то осевое перемещение винта *6* подачи будет равно нулю. Если вывести из зацепления собачку *2*, то осевое перемещение винта *6* будет пропорционально углу поворота колеса *5*. Если обе собачки *2* и *3* находятся в зацеплении, то подача винта будет пропорциональна разности углов поворота колес *4* и *5*.



При перемещении ползуна 1 вниз собачка 2, находящаяся под действием пружины 3, попадая во впадины колеса 4, поворачивает его вместе с диском подачи 5 вокруг неподвижной оси D. Угол поворота фиксируется стопором 6, вращающимся вокруг неподвижной оси B и находящимся под действием пружины 7. При перемещении ползуна 1 вверх собачка 2 выходит из впадины, а ее ось A поднимает стопор 6, преодолевая сопротивление пружины 7. Прежде чем стопор 6 займет первоначальное положение, собачка 2, перемещаясь вниз, повернет колесо 4.



При опускании траверсы 7 собачка 4, приводимая в движение рычагами 3 и 5, скользит по зубьям храпового колеса 2, вращающегося вокруг неподвижной оси А. При этом пуансон 1 спускается, а вал 9 остается неподвижным. В момент, когда шарнир а коснется регулируемого упора *b*, пружина 8 начнет сжиматься. При обратном движении пуансона 1 рычаг 5 начнет двигаться лишь тогда, когда пружина 8 достигает исходной длины. После этого собачка 4, упираясь в зубья храпового колеса 2, поворачивает его вместе с валом 9 и механизм (не показан на рисунке) подает новую партию заготовок в матрицу и удаляет готовую продукцию. Направляющая 6 жестко закреплена на траверсе 7, Пружина 8 обеспечивает включение механизма подачи в определенный момент.

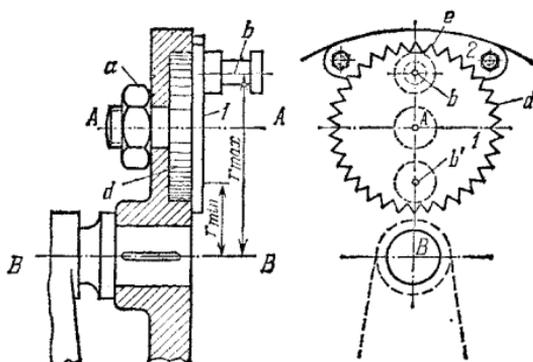
11. МЕХАНИЗМЫ С РЕГУЛИРУЕМЫМИ ЗВЕНЬЯМИ (2624)

2624

МЕХАНИЗМ КРИВОШИПА
ПЕРЕМЕННОГО РАДИУСА
С ФИКСАТОРОМ

ЗХ

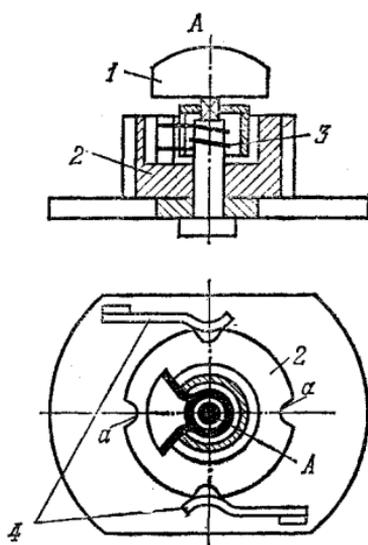
РЗ



Кривошип 1 пальцем b связан с колесом d , имеющим зубья треугольной формы. Длину кривошипа 1 можно изменить в пределах от $r_{\min} = Bb'$ до $r_{\max} = Bb$ поворотом колеса d вокруг оси A . Положение колеса d можно фиксировать звеном 2 , имеющим зубья e . Закрепляется колесо d гайкой a .

12. МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ, ВКЛЮЧЕНИЯ И ВЫКЛЮЧЕНИЯ (2625)

2625	ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ	ЗХ
		ПВ



При вращении звена 1 вокруг неподвижной оси *A* звено 2 пружиной 3 переводится из одного положения в другое и фиксируется собачками 4, входящими в вырезы *a* звена 2.

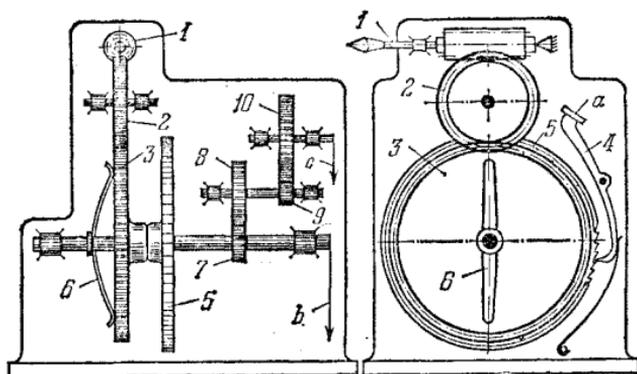
13. МЕХАНИЗМЫ ПРОЧИХ ЦЕЛЕВЫХ УСТРОЙСТВ (2626—2634)

2626

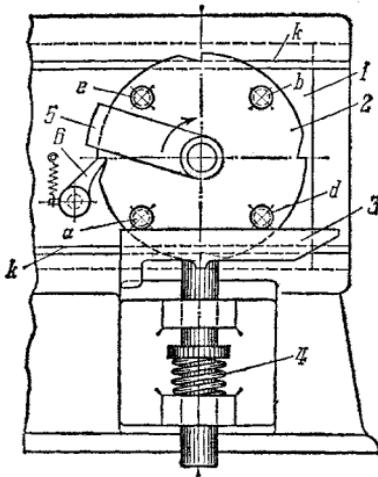
ХРАПОВОЙ МЕХАНИЗМ ПРЕЦИЗИОННОГО
СЧЕТЧИКА ОБОРОТОВ

ЗХ

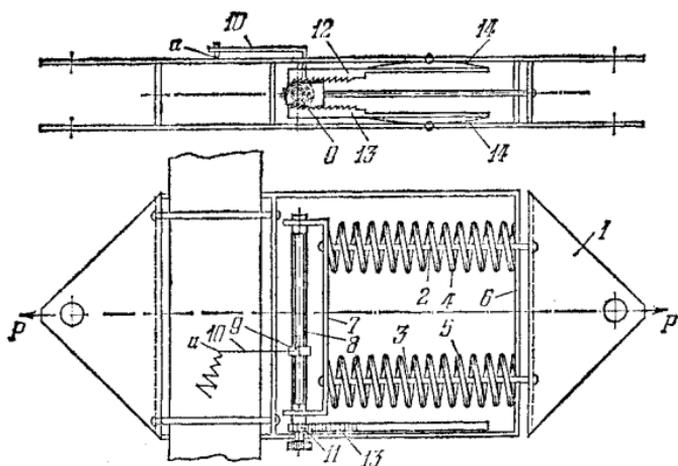
ЦУ



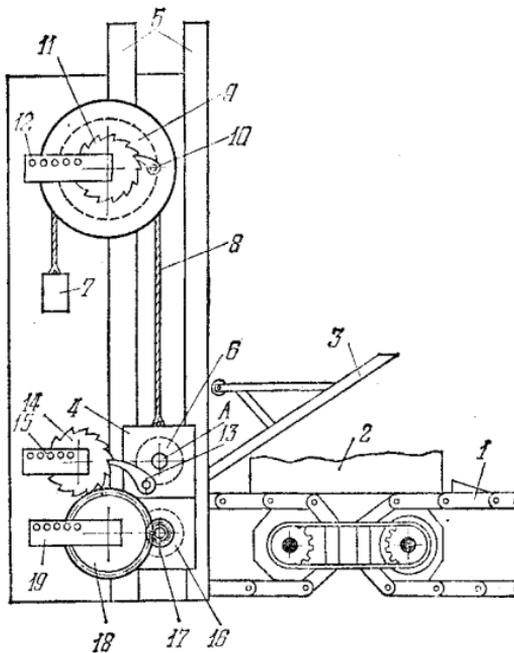
При присоединении шпинделя *1* к валу испытуемой машины приводятся в движение звенья *1*, *2* и *3*. Нажатием на кнопку *a* отводят собачку *4* от храпового колеса *5*, которое благодаря пружине *6* увлекается зубчатым колесом *3* вследствие возникновения трения между их ступицами. Вместе с храповым колесом начинают вращаться зубчатые колеса *7*, *8*, *9* и *10*, передающие движение стрелками *b* и *c*. С помощью соответственным образом подобранных зубчатых колес за 1000 оборотов шпинделя *1* стрелка *b* делает десять оборотов, а стрелка *c* — один оборот.



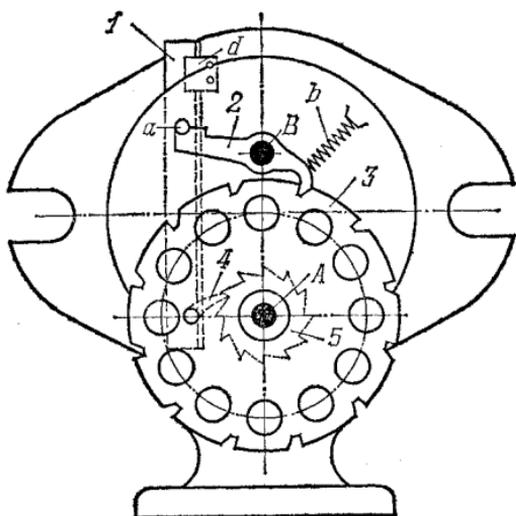
При перемещении ползуна 1 с храповым колесом 2 в неподвижных направляющих $k - k$ влево звено 3 остается в покое до тех пор, пока ролик d ползуна 1 не выйдет из контакта со звеном 3. После этого звено 3 под действием пружины 4 займет верхнее положение. При перемещении ползуна 1 вправо ролик d , упираясь в звено 3, заставляет храповое колесо 2 вместе с диском 5 (на рисунке показана часть диска) поворачиваться по часовой стрелке до тех пор, пока ролик b не переместит звено 3 в нижнее положение, после чего ролики d и b перемещаются по звену 3. Так как ролики a , d , b , e расположены под углом 90° , диск 5 за каждый двойной ход ползуна 1 поворачивается на угол 90° . Диск 5 поворачивается только по часовой стрелке, так как обратному повороту препятствует собачка 6, укрепленная на ползуне 1.



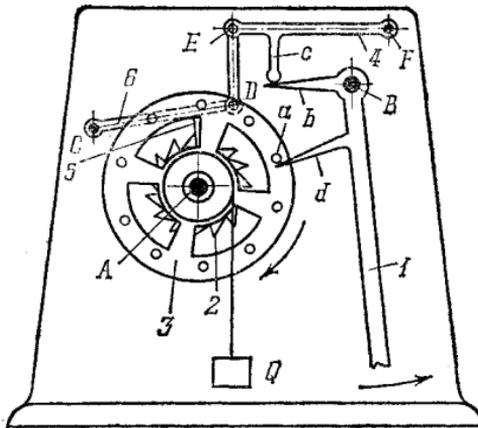
Тяговое усилие P , приложенное к серьге 1, передается с помощью тяг 2 и 3 спиральным пружинам 4 и 5, расположенным между рамой 6 прибора и подвижной опорной рамой 7. В раме 7 установлен винт 8, по которому перемещается гайка 9 с рычагом 10, имеющим карандаш a . Карандаш a перемещается по бумаге по направлению действия силы и одновременно перпендикулярно к направлению действия силы с помощью храпового колеса 11, к которому с двух сторон прижимаются рейки 12 и 13. Рейки присоединены к корпусу плоскими пружинами 14, прижимающими их к храповому колесу. При сжатии силовых пружин 4 и 5 храповое колесо 11 приводится во вращение рейкой 12, а при растяжении — рейкой 13, причем в ту же сторону.



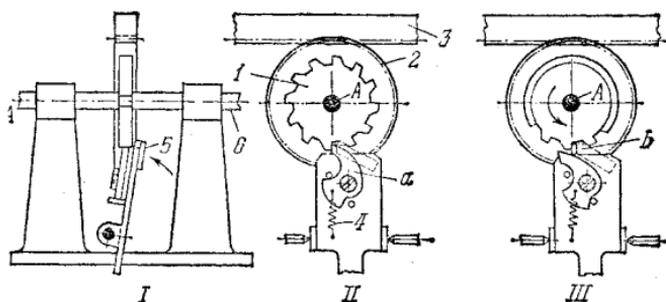
При движении транспортера 1 бревно 2, перемещаясь, поднимает щиток 3 и жестко соединенные с ним ползуны 4, скользящие по параллельным направляющим 5. В ползунах 4 свободно вращается валик 6 на оси А, при подъеме которого груз 7, подвешенный на канате 8, опускается и заставляет вращаться против часовой стрелки диск 9. Вращение диска 9 собачкой 10 и храповиком 11 передается на счетчик 12, отсчитывающий сумму диаметров прошедших бревен. Одновременно с ползуном 4 поднимается собачка 13, которая при помощи храповика 14 передает движение на счетчик 15, отсчитывающий число прошедших бревен. Бревно 2, проходя между рифлеными валиками 6 и 16, заставляет вращаться нижний валик 16. Вращение валика 16 парой зубчатых колес 17 и 18 передается на счетчик 19, отсчитывающий число погонных метров прошедших бревен. После прохода каждого бревна валик 6, ползун 4 и щиток 3 под действием собственного веса возвращаются в исходное положение и при помощи каната 8 возвращают в первоначальное положение диск 9.



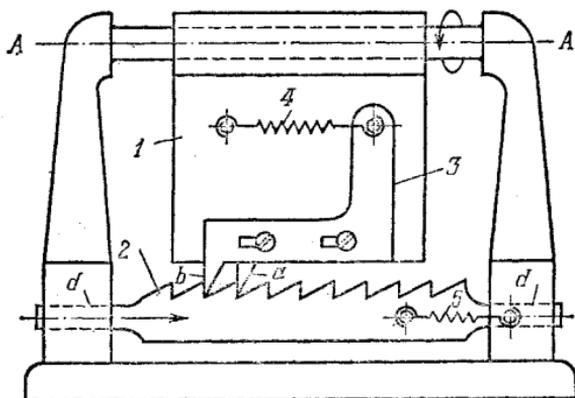
Револьверный диск 3 вращается вокруг неподвижной оси *A*. При движении ползуна 1 вниз по направляющей *d* он нажимает упором *a* на собачку 2, вращающуюся вокруг неподвижной оси *B*, преодолевая сопротивление пружины *b*, освобождает револьверный диск 3. Одновременно собачка 4 ползуна 1 выходит из зацепления с храповым колесом 5, передвигаясь на следующий зуб, и под действием плоской пружины, не показанной на чертеже, входит во впадину соседнего зуба. При обратном ходе ползуна 1 собачка 4 поворачивает храповое колесо 5 на один шаг зубьев, а следовательно, и револьверный диск на одно деление; при этом собачка 2, освобожденная от давления упора *a*, под действием пружины *b* входит в паз диска 3, останавливая дальнейшее движение револьверного диска.



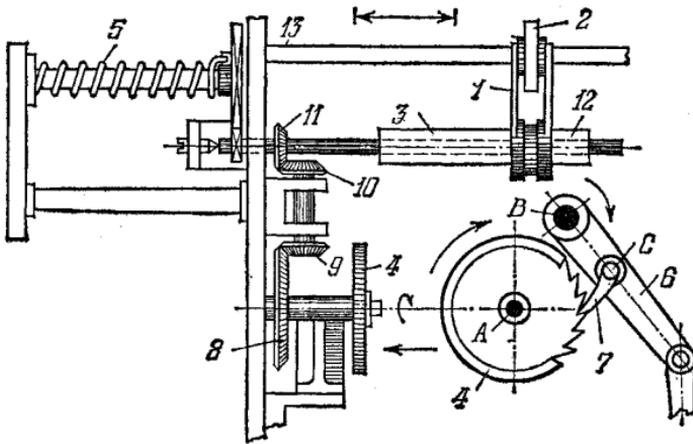
Под действием одной из певок *a*, укрепленных на колесе 3, жестко соединенном с храповым колесом 2, поворачивающимся под действием груза *Q* вокруг неподвижной оси *A*, маятник *1*, качающийся вокруг неподвижной оси *B*, отклоняется в сторону. При этом коромысла 4 и 6 двухкоромыслового механизма *CDEF* вращаются вокруг неподвижных осей *F* и *C*. Собачка 5 коромысла 6 входит в зацепление с храповым колесом 2, останавливая его. Возвращаясь обратно, маятник *1* верхним выступом *b* воздействует на выступ *c* коромысла 4, поднимая собачку 5 и выводя ее из зацепления с храповым колесом 2. Следующая певка на колесе 3 снова ударяет по выступу *d* маятника *1*, отклоняя его в сторону, указанную стрелкой.



Храповое колесо 1, наглухо посаженное на вал 6 и жестко соединенное с зубчатым колесом 2, которое сцепляется с рейкой 3, прикрепленной к каретке, находится под действием постоянного крутящего момента, вращаясь вокруг неподвижной оси А (см. рис. II). При качании клавиши 5 в направлении стрелки (см. рис. I) подвижная собачка а на клавише 5 выходит из впадины между зубьями колеса 1, а ее место занимает упор b (см. рис. III), так что храповое колесо не может вращаться в этом положении. Как только собачка а выходит из зацепления с колесом 1, она под действием пружины 4 поворачивается и занимает положение, изображенное на рис. III. При движении клавиши 5 в направлении, обратном указанному стрелкой (см. рис. I), упор b выходит из впадины между зубьями и храповое колесо 1 освобождается, но при вращении оно захватывается подвижной собачкой а, находящейся вблизи следующего зуба; таким образом, храповое колесо может повернуться только на один зуб.



При повороте пластины 1, качающейся вокруг неподвижной оси $A - A$ в направлении, указанном стрелкой, зубчатая рейка 2, находящаяся под действием пружины 5, передвигается вправо после того, как наглухо укрепленный на пластине 1 зуб a выйдет из зацепления, а зуб b уголкового пластины 3 войдет в зацепление с зубом рейки 2. При своем движении вправо рейка 2 увлекает за собой уголковую пластину 3, зуб b которой при качании пластины за плоскость чертежа остается в зацеплении с зубом рейки 2, движущейся возвратно-поступательно в неподвижных направляющих $d - d$. При возвращении пластины 1 в начальное положение зуб b выходит из зацепления с зубом рейки 2 и пластина 3 под действием пружины 4 возвращается в исходное положение.



Храповое колесо 4, вращающееся вокруг неподвижной оси *A*, приводится в движение собачкой 7, вращающейся вокруг оси *C* рычага 6, вращающегося вокруг неподвижной оси *B*. С колесом 4 жестко соединено коническое зубчатое колесо 8, входящее в зацепление с коническим зубчатым колесом 9, жестко связанным с коническим зубчатым колесом 10, которое входит в зацепление с коническим зубчатым колесом 11. Колесо 11 жестко связано с валом 3, имеющим винтовую резьбу, входящую в винтовую пару с кареткой 1, скользящей вдоль вала 13, на котором находится буквопечатающее колесо 2. При помощи бумагопротяжного храпового колеса 4 и конических зубчатых колес каретка 1 передвигается вправо. Пружина 5 заводится во время движения каретки. При отведении собачки 7 пружина 5 вращает ось 3 в обратную сторону, и каретка 1 возвращается в исходное положение.

XVII

ЗУБЧАТО-КУЛАЧКОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ ЗК

-
1. Механизмы многозвенные общего назначения М (2635—2638).
 2. Механизмы с остановками О (2639—2641).
 3. Механизмы сортировки, подачи и питания СП (2642—2644).
 4. Механизмы измерительных и испытательных устройств И (2645—2646).
 5. Механизмы для воспроизведения кривых ВК (2647).
 6. Механизмы прочих целевых устройств ЦУ (2648—2649).
-

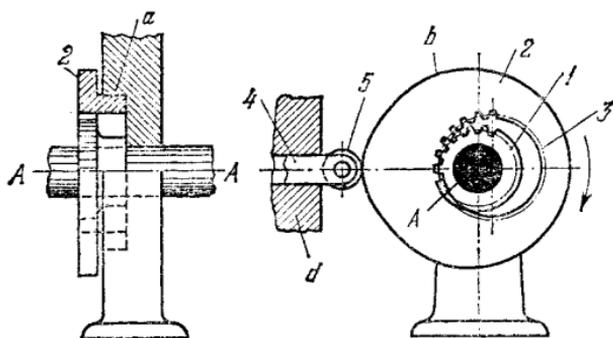
1. МЕХАНИЗМЫ МНОГОЗВЕННЫЕ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ (2635—2638)

2635

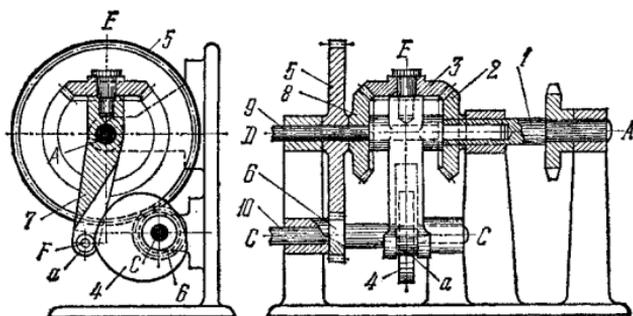
ЗУБЧАТО-КУЛАЧКОВЫЙ МЕХАНИЗМ
С ВНУТРЕННИМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

ЗК

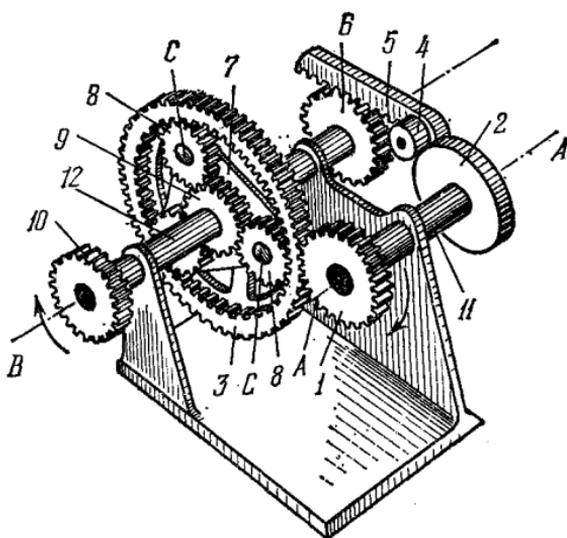
М



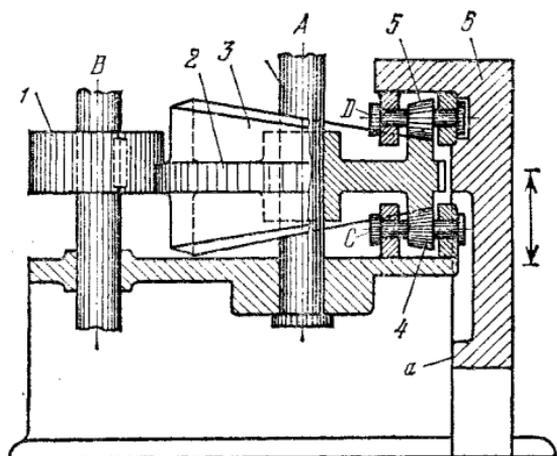
Зубчатое колесо *1*, вращающееся вокруг неподвижной оси *A*, входит в зацепление с колесом *3*, имеющим зубья, расположенные во внутренней части кулачка *2*. Кулачок *2*, вращающийся относительно неподвижной цапфы *a*, своим профилем *b* воздействует на ролик *5* толкателя *4*, скользящего в прямолинейной направляющей *d*. Ось вращения кулачка смещена относительно оси *A*. При вращении колеса *1* с числом оборотов n_1 в минуту кулачок *2* вращается с числом оборотов n_2 в минуту, равным $n_2 = \frac{z_1}{z_2} n_1$, где z_1 и z_2 — число зубьев колес *1* и *2*. Вращение колеса *1* и кулачка *2* происходит в одном и том же направлении.



Вал 1 вращается вокруг неподвижной оси А. С валом 1 жестко связано коническое зубчатое колесо 2, входящее в зацепление с коническим колесом 3, вращающимся вокруг неподвижной оси Е водила 7, качающегося вокруг оси А. Колесо 3 входит в зацепление с коническим колесом 8, жестко связанным с валом 9, вращающимся вокруг неподвижной оси D. Колеса 2, 3 и 8 имеют равные числа зубьев и вместе с водилом 7 представляют конический дифференциал с передаточным отношением u_{28} , равным $u_{28} = -1$. Замыкающая дифференциал цепь состоит из зубчатого колеса 5, жестко связанного с валом 9, входящего в зацепление с колесом 6, жестко сидящем на валу 10. Вал 10 вращается вокруг неподвижной оси С. С ним жестко связан кулачок 4, профиль которого воздействует на ролик *a*, вращающийся вокруг оси F водила 7. При равномерном вращении вала 1 водило 7 качается вокруг оси А, а вал 9 совершает сложное вращательно-колебательное движение, характер которого определяется профилем кулачка 4.



С валом *11*, вращающимся вокруг неподвижной оси *A*, жестко связаны зубчатое колесо *1* и кулачок *2*. Колесо *1* входит в зацепление с зубчатым колесом *3*. Колесо *3* входит в зацепление с сателлитами *8*, которые в свою очередь входят в зацепление с зубчатым колесом *9*, жестко связанным с валом *12*, вращающимся вокруг неподвижной оси *B*. Кулачок *2*, воздействуя на ролик *4*, перемещает зубчатую рейку *5*, входящую в зацепление с зубчатым колесом *6*, жестко связанным с водилом *7*. Водило *7* входит во вращательные пары *C* с сателлитами *8*. При равномерном вращении вала *11* вал *12* с жестко связанным с ним колесом *10* вращается по сложному закону, определяемому профилем кулачка *2*.



Зубчатое колесо *1*, вращающееся вокруг неподвижной оси *B*, входит в зацепление с зубчатым венцом *2* кулачка *3*, вращающегося вокруг неподвижной оси *A* и имеющего возможность скольжения вдоль этой оси. Кулачок *3* выполнен в виде двусторонней косой шайбы, находящейся во взаимодействии с коническими роликами *4* и *5*. Ролик *4* вращается вокруг оси *C* стойки, а ролик *5* вращается вокруг оси *D* ползуна *6*, скользящего в прямой направляющей *a*. При вращении колеса *1* кулачок *3* своим профилем упирается в ролики *4* и *5*, перемещая ползун *6* параллельно оси *A* в направляющей *a*. Для непрерывности движения механизма ширина зубьев колеса *1* должна обеспечивать постоянство зацепления с зубчатым венцом *2*.

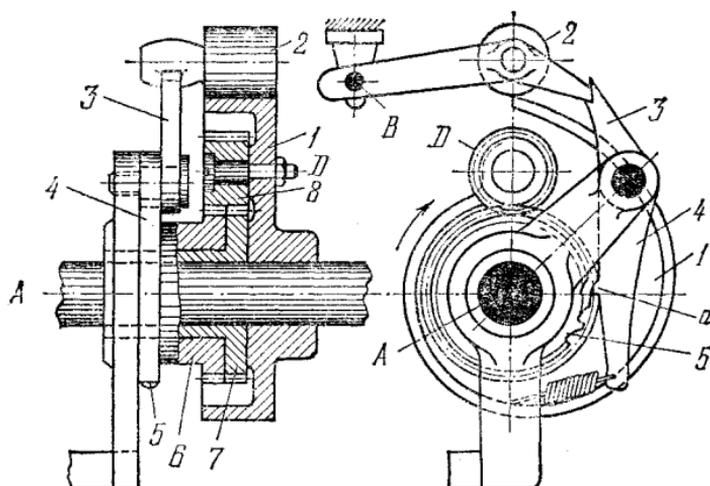
2. МЕХАНИЗМЫ С ОСТАНОВКАМИ (2639—2641)

2639

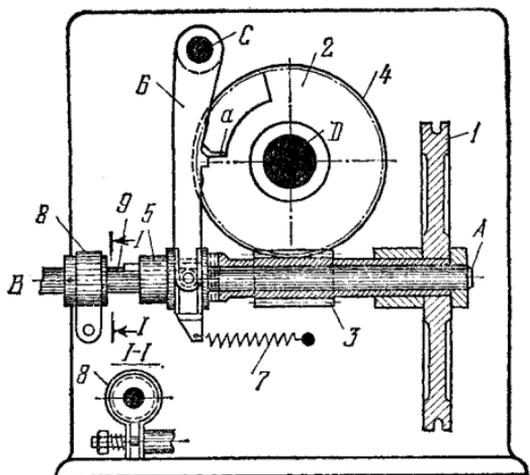
ЗУБЧАТО-КУЛАЧКОВЫЙ
ПЛАНЕТАРНЫЙ МЕХАНИЗМ
С ОСТАНОВКАМИ ВЫХОДНОГО РЫЧАГА

ЗК

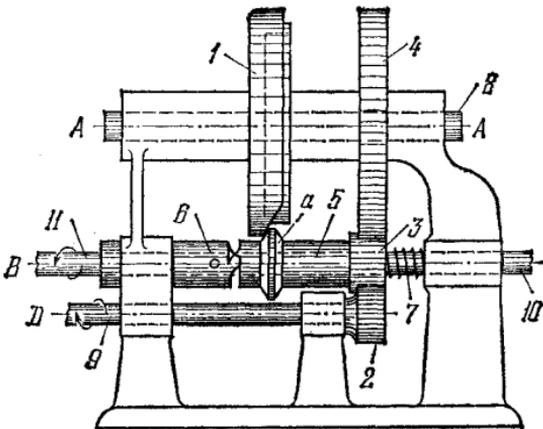
0



Кулачку 1, приводящему в движение рычаг 2, сообщается вращение вокруг неподвижной оси A в направлении, показанном стрелкой. Ролик рычага 2, вращающегося вокруг неподвижной оси B, переместившись на максимальную высоту, может удерживаться в этом положении собачкой 3, жестко связанной с рычагом 4, тогда, когда его выступ a движется по выступам храпового колеса 5. Колесо 5 поворачивается вокруг неподвижной оси A вместе с втулкой колеса 6 вокруг втулки неподвижного колеса 7 вследствие того, что число зубьев на колесе 6 на единицу меньше, чем число зубьев на колесе 7. Колесо 7 обкатывается колесом 8, ось D которого принадлежит кулачку 1. Таким образом, при вращении кулачка 1 рычаг 2 совершает качательное движение с выстоями в верхнем положении, продолжительность которых зависит от числа и расположения впадин на храповом колесе 5.



На торце втулки червяка 3, вращающегося вокруг неподвижной оси *A*, приводимого во вращение шкивом *I*, выполнены зубья, входящие в зацепление с муфтой *5*, передающей вращение валу *9*, вращающемуся вокруг неподвижной оси *B*. При вращении шкива *I* кулачку *2* сообщается вращение вокруг неподвижной оси *D* посредством червячной пары, состоящей из червяка *3* и червячного колеса *4*. Под действием профиля *а* кулачка *2* рычаг *6* периодически отклоняется, поворачиваясь относительно неподвижной оси *C* влево и преодолевая сопротивление пружины *7*. Муфта *5*, связанная с валом *9* скользящей шпонкой, перемещается влево, входя из зацепления со втулкой червяка *3*, вследствие чего вал *9* вращается с остановками. Тормоз *8* обеспечивает быстрый останов вала *9*.



Цилиндрический кулачок 1, жестко связанный с валом 8, вращается вокруг неподвижной оси $A - A$. Привод кулачка 1 осуществляется от вала 9, вращающегося вокруг неподвижной оси D . С валом 9 жестко скреплено зубчатое колесо 2, входящее в зацепление с зубчатым колесом 3, свободно сидящем на валу 10. Зубчатое колесо 4, жестко связанное с валом 8, входит в зацепление с колесом 3. Кулачок 1 своим профилем воздействует на ролик a втулки 5 колеса 3. Вал 11, вращающийся вокруг неподвижной оси B , входит в соединение со втулкой 5 посредством кулачковой муфты 6. При вращении вала 9 кулачок 1 периодически расцепляет муфту 6 и выключает вал 11, обеспечивая его остановку. Включение муфты 6 осуществляется пружиной 7. Колесо 3 шире колес 2 и 4.

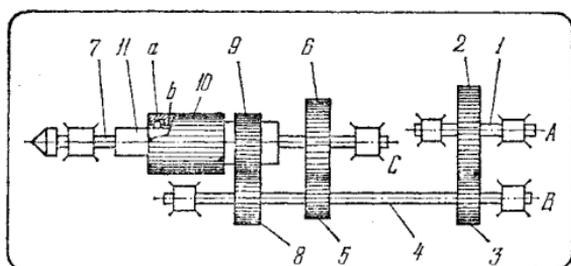
3. МЕХАНИЗМЫ СОРТИРОВКИ, ПОДАЧИ И ПИТАНИЯ (2642—2644)

2642

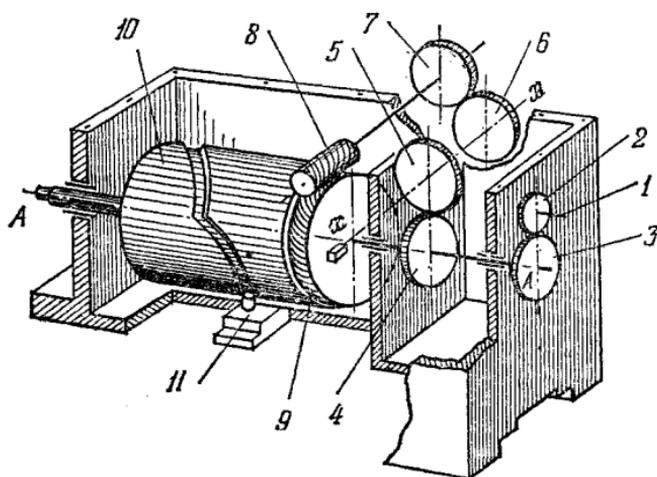
ЗУБЧАТО-КУЛАЧКОВЫЙ МЕХАНИЗМ
ПОДАЧИ ШПИНДЕЛЯ

ЗК

СП



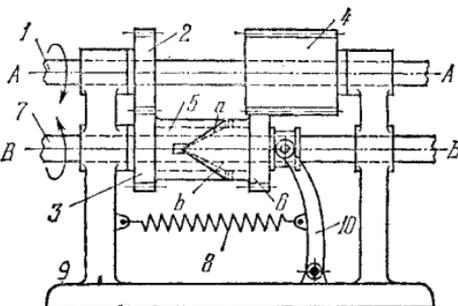
Движение вала 1, вращающегося вокруг неподвижной оси А, передается через зубчатые колеса 2 и 3 валу 4, вращающемуся вокруг неподвижной оси В. Вал 4 сообщает вращение через зубчатые колеса 5 и 6 втулке 11, вращающейся вокруг неподвижной оси С, а через зубчатые колеса 8 и 9 с меньшим передаточным отношением — барабану 10, охватывающему втулку 11. В результате разности угловых скоростей барабан 10 поворачивается относительно втулки 11. При этом внутренний криволинейный паз *b* барабана 10 воздействует на палец *a* втулки 11, заставляя ее и жестко соединенный с ней шпиндель 7 перемещаться в осевом направлении вдоль оси С.



Вал 1 посредством зубчатых колес 2 и 3, винтовых зубчатых колес 4 и 5, сменных зубчатых колес 6 и 7 и червячной пары 8 и 9 сообщает вращение барабану 10 вокруг неподвижной оси $A - A$. При вращении барабана 10 его криволинейный паз воздействует на палец стойки 11, благодаря чему барабан 10 и вместе с ним вся головка с зубчатыми колесами совершают поступательное движение вдоль оси $A - A$.

Зубчатые колеса 2 и 4, жестко связанные с валом 1, вращаются вокруг неподвижной оси $A - A$ вала 1. Колеса 2 и 4, числа зубьев которых отличаются между собой, входят в зацепление с колесами 3 и 6. Колесо 3, свободно сидящее на валу 7, вращающемся вокруг неподвижной оси $B - B$, связано с муфтой 5, имеющей клиновидную прорезь a . Колесо 6, жестко связанное с валом 7, клиновидным выступом b входит в прорезь муфты 5.

Вследствие разности угловых скоростей колес 3 и 6 вал 7 вращается и одновременно движется возвратно-поступательно в направляющих стойки 9. Рычаг 10 и пружина 8 обеспечивают силовое замыкание механизма.



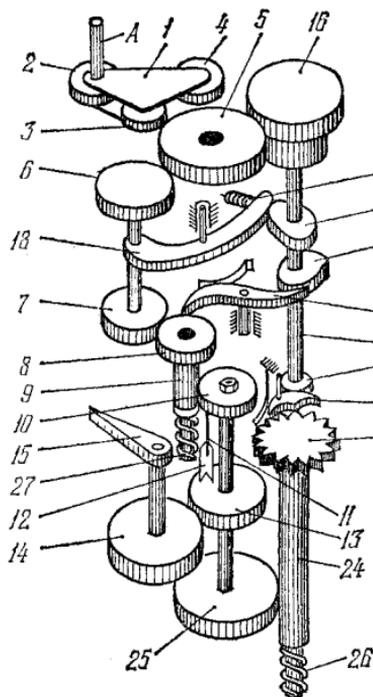
4. МЕХАНИЗМЫ ИЗМЕРИТЕЛЬНЫХ И ИСПЫТАТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ (2645—2646)

2645

ЗУБЧАТО-КУЛАЧКОВЫЙ МЕХАНИЗМ ЧАСОВОГО ТАХОМЕТРА

ЗК

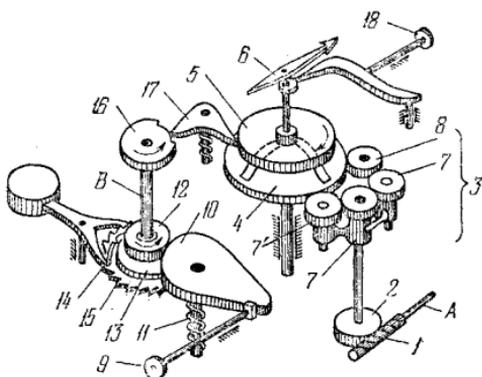
И



Приемный вал *A* передает вращение зубчатому колесу 5 через выпрямитель 1 всегда в одном и том же направлении (при вращении колеса 2 против часовой стрелки с колесом 5 входит в зацепление с колесом 4, а при вращении колеса 2 по часовой стрелке с колесом 5 входит в зацепление колесом 3). Колесо 5 приводит в движение одновременно колесо 16 часового механизма и колесо 6 передаточного механизма. При вращении колеса 5 непрерывно заводится пружина часового механизма. Часовой механизм отрегулирован так, что распределительный вал *B* вместе с насаженными на него кулачками 17, 19 и 21 совершает один оборот в секунду. За первую половину периода рычаг 18 под действием кулачка 17 занимает положение, при котором колеса 7 и 8 находятся в зацеплении, а собачка 20 под действием кулачка 19 отжата от колеса 8. Движение передается стрелке 15 через колеса 7, 8, 9, 10, штифты 11, 12 и колеса 13, 14 (колесо 13 насажено свободно на ось). Стрелка 15 поворачивается на угол, пропорциональный углу поворота испытываемого вала за $\frac{1}{2}$ секунды. Пружины 26 и 27 при этом заводятся. За вторую половину периода рычаг 18 под действием сжатой пружины 28 отводит ось колес

6 и 7. В течении этого промежутка времени стрелка 15 вместе с колесами 13, 14, 25, 24, 23 остается неподвижной, так как собачка 22, упираясь в зубцы храпового колеса 23, препятствует ее повороту. Колеса же 8, 9, 10 со штифтом 11 отводятся под действием пружины 27 в исходное положение. Если угловая скорость испытываемого вала за второй и все последующие периоды работы тахометра осталась неизменной, то штифт 11 колеса 10 подойдет вплотную к штифту 12 колеса 13 и стрелка 15 останется неподвижной. Если угловая скорость испытываемого вала уменьшилась, то штифт 11 колеса 10 не дойдет до штифта 12 колеса 13 и при отжатии собачки 22 от колеса 23 (собачка 20 в этот промежуток времени входит в зацепление с колесом 8) стрелка 15 под действием пружины 26 поворачивается в другую сторону, пока штифт 12 не упрется в неподвижный штифт 11 колеса 10. Если угловая скорость испытываемого вала увеличилась, то штифт 11 колеса 10, упираясь в штифт 12 колеса 13, поворачивает последнее вместе со стрелкой 15, которая отклоняется на большей угол. Пружина 26 при этом получает дополнительный завод. Таким образом, каждое новое значение угловой скорости испытываемого вала фиксируется стрелкой 15.

Вал *A* приводится во вращение от вала испытуемого объекта. Посредством червячной пары *1* и *2* и выпрямителя *3* зубчатому колесу *4* сообщается вращение. С колесом *4* фрикционно связано храповое колесо *5*, на оси которого укреплена стрелка *6*. Механизм устроен так, что стрелка прибора отклоняется всегда в одном и том же направлении, независимо от направления



вращения испытуемого вала. При вращении червячного колеса *2* по часовой стрелке тrenzель *7* поворачивается также по часовой стрелке и колесо *7'*, входя в зацепление с колесом *4*, поворачивает последнее по часовой стрелке. При вращении червячного колеса *2* против часовой стрелки тrenzель *7* также поворачивается против часовой стрелки и колесо *7''*, входя в зацепление с колесом *8*, поворачивает колесо *4* опять по часовой стрелке. Колеса *7'* и *7''* свободно вращаются вокруг своих осей. Стрелка *6* показывает угловую скорость испытуемого вала за определенный промежуток времени, устанавливаемый часовым механизмом. При нажатии на кнопку *9* зубчатый сегмент *10* отклоняется и под действием заведенной пружины *11* начинает поворачивать зубчатое колесо *12* с храповой шайбой *13*. В зуб последней упирается собачка *14*, ось которой сидит на ходовом колесе *15* часового механизма. Ходовое колесо *15* и шайба *16*, жестко насаженные на ось *B*, имеют постоянное угловое перемещение за единицу времени. При вращении оси *B* кулачковая шайба *16* нажимает на собачку *17* и освобождает колесо *5*. Последнее начинает вращаться с угловой скоростью, пропорциональной скорости испытуемого вала. Через некоторый промежуток времени кулачковая шайба *16* освобождает собачку *17* и последняя защелкивает колесо *5*. Нажимом на кнопку *18* устанавливают стрелку *6* в нулевое положение.

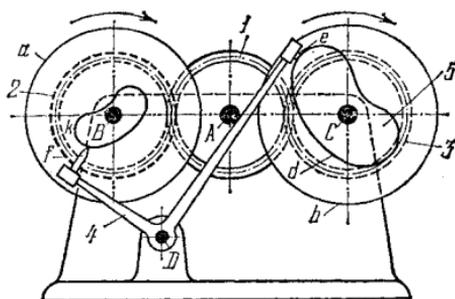
5. МЕХАНИЗМЫ ДЛЯ ВОСПРОИЗВЕДЕНИЯ КРИВЫХ (2647)

2647

**ЗУБЧАТО-КУЛАЧКОВЫЙ МЕХАНИЗМ
КОПИРОВАЛЬНОГО ПРИБОРА
ДЛЯ ВОСПРОИЗВЕДЕНИЯ ЗАДАННОЙ
КРИВОЙ**

ЗК

ВК



Зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси *A*, входит в зацепление с двумя равными зубчатыми колесами 2 и 3. С колесом 3 жестко связан диск *b*, на котором закреплен кулачок 5 заданного профиля. Коленчатый рычаг 4, вращающийся вокруг неподвижной оси *D*, острием *e* скользит по профилю *d* кулачка 5, при этом острие *f* рычага 4 описывает в плоскости *a*, связанной с колесом 2, заданную кривую *k*.

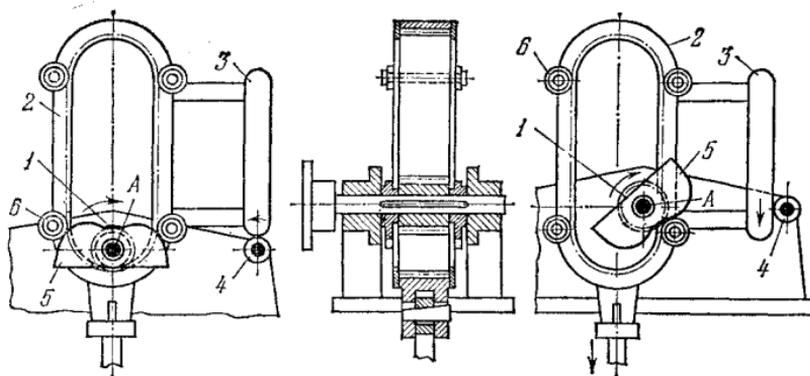
6. МЕХАНИЗМЫ ПРОЧИХ ЦЕЛЕВЫХ УСТРОЙСТВ (2648—2649)

2648

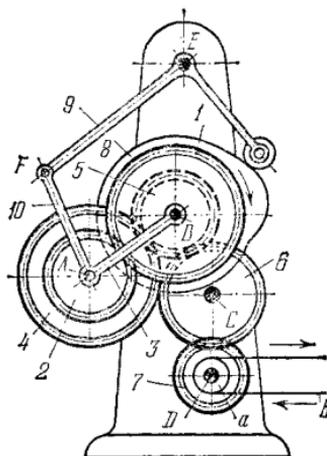
ЗУБЧАТО-КУЛАЧКОВЫЙ МЕХАНИЗМ
СТИРАЛЬНОЙ МАШИНЫ

ЗК

ЦУ



Звено 2, имеющее зубчатый профиль, состоящий из отрезков зубчатой рейки и круглых зубчатых колес, входит в зацепление с зубчатым колесом 1, вращающимся вокруг неподвижной оси А. На участках зацепления, соответствующих зубчатым рейкам, звено 2 движется поступательно в направлении, указанном стрелкой. При переходе на участки, соответствующие круглым зубчатым колесам, с роликами 6 входит в соприкосновение кулачок 5, обеспечивающий требуемое движение звена 2. Кроме того, необходимое направление движения звена 2 обеспечивается роликами 6, рейкой 3 и роликом 4.



Зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси *B*, входит в зацепление с сателлитом 2, жестко связанным с сателлитом 4, входящим в зацепление с зубчатым колесом 5, вращающимся вокруг оси *B*. Водило 3, вращающееся вокруг оси *B*, входит во вращательные пары *A* с сателлитами 2 и 4. Колесо 5 входит в зацепление с зубчатым колесом 6, вращающимся вокруг неподвижной оси *C* и входящим в зацепление с колесом 7, вращающимся вокруг неподвижной оси *D*. С колесом 7 жестко связан барабан *a*, который приводит в движение ленту *b* транспортера. С колесом 1 жестко связан кулачок 8, воздействующий на коленчатый рычаг 9, вращающийся вокруг неподвижной оси *E*. Шатун 10 входит во вращательные пары *A* и *F* с водилом 3 и рычагом 9. При вращении колеса 1 барабан *a* транспортера вращается с переменной угловой скоростью, закон которой зависит от профиля кулачка 8 и размеров звеньев механизма.

XVIII

ЧЕРВЯЧНО-ВИНТОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ ЧВ

-
1. Механизмы трехзвенные общего назначения Т (2650—2655).
 2. Механизмы четырехзвенные общего назначения Ч (2656—2658).
 3. Механизмы многозвенные общего назначения М (2659—2666).
 4. Механизмы с остановками О (2667—2669).
 5. Механизмы переключения, включения и выключения ПВ (2670—2671).
 6. Механизмы коробок передач и редукторов МР (2672).
 7. Механизмы для математических операций МО (2673—2675).
 8. Механизмы измерительных и испытательных устройств И (2676—2678).
 9. Механизмы прочих целевых устройств ЦУ (2679—2685).
-

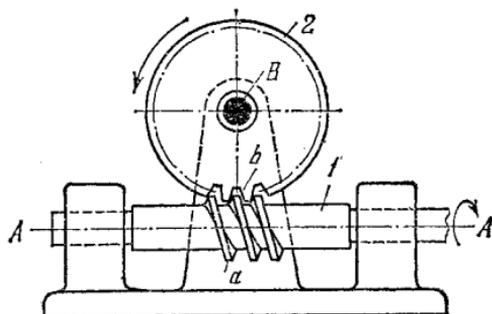
1. МЕХАНИЗМЫ ТРЕХЗВЕННЫЕ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ (2650—2655)

2650

ТРЕХЗВЕННЫЙ ЧЕРВЯЧНЫЙ МЕХАНИЗМ

ЧВ

Т



Червяк 1, вращающийся вокруг неподвижной оси $A - A$, зубьями a входит в зацепление с зубьями b червячного колеса 2, вращающегося вокруг неподвижной оси B . Оси A и B взаимно перпендикулярны и не пересекаются. Передаточное отношение u_{12} механизма равно

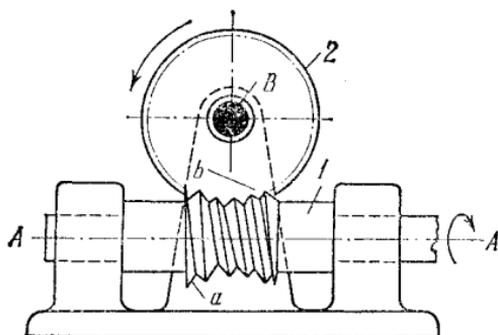
$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{R_2}{R_1} \frac{1}{\operatorname{tg} \beta},$$

где ω_1 и ω_2 — угловые скорости червяка 1 и червячного колеса 2, z_1 — число ниток или заходов червяка 1, z_2 — число зубьев колеса 2, R_1 и R_2 — радиусы начальных цилиндров червяка 1 и колеса 2, β — угол подъема нитки червяка. Тангенс угла β равен

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{z_1 t}{2\pi R_1} = \frac{m z_1}{2 R_1},$$

где t — шаг зацепления и m — модуль зацепления. Радиусы R_1 и R_2 определяются по формулам

$$R_1 = \frac{m z_1}{2 \operatorname{tg} \beta} \quad \text{и} \quad R_2 = \frac{m z_2}{2}.$$



Червяк 1, вращающийся вокруг неподвижной оси $A - A$, зубьями a входит в зацепление с зубьями b червячного колеса 2, вращающегося вокруг неподвижной оси B . Начальная поверхность червяка 1 представляет собой глобонд, т. е. поверхность, образованную вращением дуги круга радиуса, равного радиусу начальной окружности, получаемой в сечении червячного колеса 2 плоскостью, перпендикулярной к оси колеса 2 и содержащей ось $A - A$ червяка 1. Вращение этой дуги происходит вокруг оси $A - A$. Передаточное отношение u_{12} механизма равно

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1},$$

где ω_1 и ω_2 — угловые скорости червяка 1 и колеса 2, z_1 — число ниток червяка 1 и z_2 — число зубьев колеса 2. Механизм применяется для передачи больших усилий и мощностей.

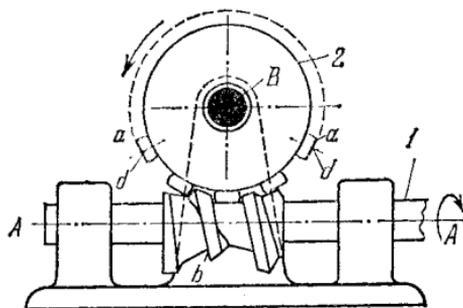
2652

ЧЕРВЯЧНЫЙ МЕХАНИЗМ
С ГЛОБОИДАЛЬНЫМ ЧЕРВЯКОМ
И ЦЕВОЧНЫМ КОЛЕСОМ

ЧВ

Т

Червяк 1 глобоидальной формы, вращающийся вокруг неподвижной оси $A - A$, зубьями b входит в зацепление с цилиндрическими цевками a цевочного колеса 2, вращающегося вокруг неподвижной оси B . Цевки a расположены на внешней цилиндрической поверхности колеса 2 и могут свободно



вращаться вокруг собственных осей d , что значительно уменьшает потери на трение в зацеплении. Передаточное отношение механизма равно $u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}$, где ω_1 и ω_2 — угловые скорости червяка 1 и колеса 2, z_1 — число ниток червяка 1, а z_2 — число цевок колеса 2.

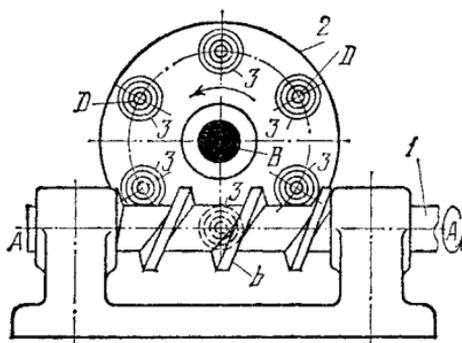
2653

ЧЕРВЯЧНЫЙ МЕХАНИЗМ
С ЛОБОВЫМ ЦЕВОЧНЫМ
КОЛЕСОМ

ЧВ

Т

Червяк 1, вращающийся вокруг неподвижной оси $A - A$, входит зубьями b в зацепление с цилиндрическими цевками 3 колеса 2, вращающегося вокруг неподвижной оси B . Цевки 3 расположены на любой плоскости колеса 2 и могут свободно вращаться вокруг собственных осей D , что значительно уменьшает потери на трение в зацеплении. Передаточное отношение



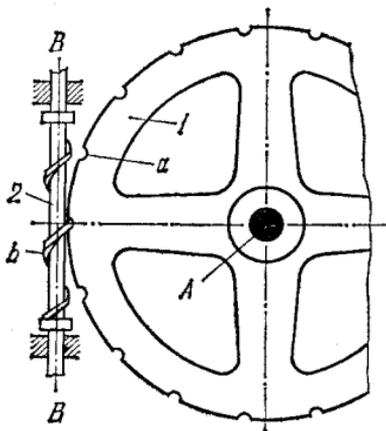
механизма равно $u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}$, где ω_1 и ω_2 — угловые скорости червяка 1 и колеса 2, z_1 — число ниток червяка 1 и z_2 — число цевок колеса 2.

2654

ЧЕРВЯЧНЫЙ МЕХАНИЗМ
С ВХОДНЫМ ЧЕРВЯЧНЫМ КОЛОСОМ

ЧВ

Т



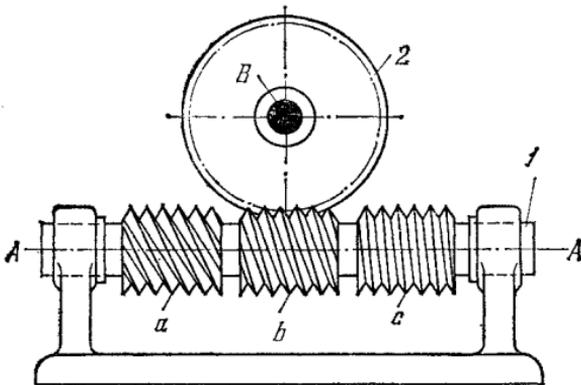
Червячное колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси A , имеет винтовые впадины a , входящие в зацепление с винтовой ниткой b червяка 2, вращающегося вокруг неподвижной оси $B - B$. Передача движения от колеса 1 к червяку 2 возможна только при достаточно большом угле подъема нитки червяка 2.

2655

ЧЕРВЯЧНЫЙ МЕХАНИЗМ
СО СТУПЕНЧАТЫМ ИЗМЕНЕНИЕМ
ПЕРЕДАТОЧНОГО ОТНОШЕНИЯ

ЧВ

Т



Червяк 1, вращающийся вокруг неподвижной оси $A - A$, имеет три участка a , b и c , на которых нарезаны резьбы одного модуля, имеющие различные числа ниток с различными углами подъема. Червячное колесо 2 вращается вокруг неподвижной оси B . Механизм может ступенчато воспроизводить три разных передаточных отношения в зависимости от вхождения в зацепление с колесом 2 участка a , b или c червяка 1.

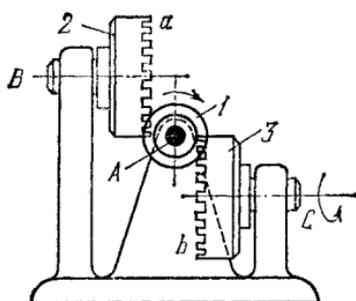
2. МЕХАНИЗМЫ ЧЕТЫРЕХЗВЕННЫЕ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ (2656—2658)

2656

ЧЕРВЯЧНЫЙ МЕХАНИЗМ С ДВУМЯ
КОРОНЧАТЫМИ КОЛЕСАМИ

ЧВ

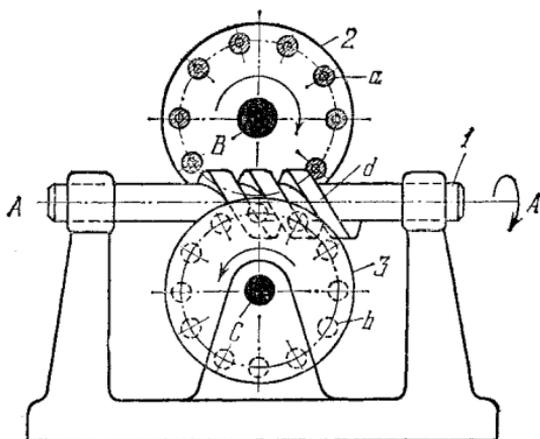
Ч



Червяк 1, вращающийся вокруг неподвижной оси *A*, входит в зацепление с зубьями *a* и *b* колес 2 и 3, вращающихся вокруг неподвижных осей *B* и *C*. Зубья *a* и *b*, расположенные на лобовой части колес 2 и 3, образуют корончатые колеса. Оси *B* и *C* колес 2 и 3 параллельны друг другу и перпендикулярны к оси *A* червяка 1. Передаточные отношения u_{12} и u_{13} равны

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad \text{и} \quad u_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{z_3}{z_1},$$

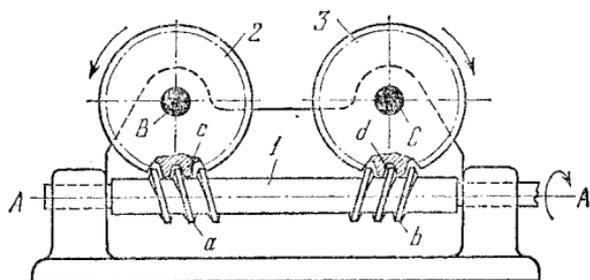
где ω_1 , ω_2 и ω_3 — угловые скорости червяка 1 и колес 2 и 3, z_1 — число ниток червяка 1 и z_2 и z_3 — числа зубьев *a* и *b* колес 2 и 3. При вращении червяка 1 колеса 2 и 3 вращаются в противоположных направлениях.



Червяк 1 , вращающийся вокруг неподвижной оси $A - A$, входит в зацепление с цевками a колеса 2 и цевками b колеса 3 . Колеса 2 и 3 вращаются вокруг неподвижных осей B и C . Цевки a и b могут свободно вращаться вокруг своих осей, что значительно уменьшает потери на трение в зацеплении. Оси B и C колес 2 и 3 параллельны друг другу и перпендикулярны к оси $A - A$ червяка 1 . Передаточные отношения u_{12} и u_{13} равны

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad \text{и} \quad u_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{z_3}{z_1},$$

где ω_1 , ω_2 и ω_3 — угловые скорости червяка 1 и лобовых колес 2 и 3 , z_1 — число ниток резьбы червяка 1 , а z_2 и z_3 — числа цевки a и b колес 2 и 3 . При вращении червяка 1 колеса 2 и 3 вращаются в противоположных направлениях.



Червяк 1, вращающийся вокруг неподвижной оси $A - A$, имеет винтовые резьбы a и b с противоположно направленными углами подъема винтовых линий. Резьбы a и b входят в зацепление с зубьями c и d червячных колес 2 и 3, вращающихся вокруг неподвижных осей B и C . Оси B и C колес 2 и 3 параллельны друг другу и перпендикулярны к оси $A - A$ червяка 1. Передаточные отношения u_{12} и u_{13} равны

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_3}{z'_1} \quad \text{и} \quad u_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{z_2}{z''_1},$$

где ω_1 , ω_2 и ω_3 — угловые скорости червяка 1 и колес 2 и 3, z'_1 — число ниток резьбы a , z''_1 — число ниток резьбы b , z_2 и z_3 — числа зубьев колес 2 и 3. При вращении червяка 1 колеса 2 и 3 вращаются в противоположных направлениях,

3. МЕХАНИЗМЫ МНОГОЗВЕННЫЕ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ (2659—2666)

2659	ЧЕРВЯЧНО-РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ СО СКОльзяЩИМ ЧЕРВЯКОМ	ЧВ <hr style="width: 100%;"/> М
<p>Червяк 1, вращающийся вокруг неподвижной оси $A - A$ шлицевого вала 5, может двигаться поступательно вдоль этой оси. Червяк 1 входит в зацепление с червячным колесом 2, вращающимся вокруг оси C коробки b, которая жестко связана с ползуном 3, скользящим в неподвижных направляющих $d-d$. Колесо 2 входит во вращательную пару B со звеном 4, вращающимся вокруг оси A'. При вращении вала 5 вокруг оси A червяк 1 сообщает колесу 2, кроме вращения, возвратно-поступательное движение, параллельное оси $A - A$.</p>		

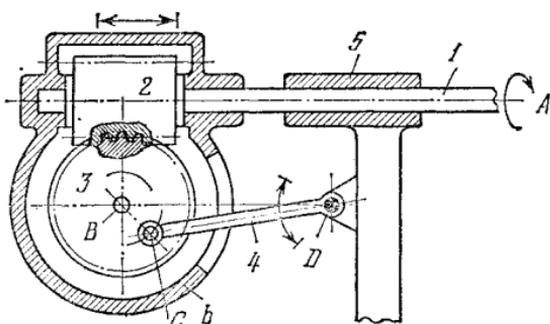
2660

ЧЕРВЯЧНО-РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ СО СКОльзяЩИМ ВАЛОМ

ЧВ

М

Вал 1 с жестко связанным с ним червяком 2, вращающийся вокруг неподвижной оси А, имеет возможность поступательного движения в направлении 5 вдоль оси А. Червяк 2 входит в зацепление с червячным колесом 3, вращающимся вокруг оси В коробки *b*, в которую заключены червяк 2 и колесо 3. Колесо 3 входит во вращательную пару С со звеном 4, вращающимся вокруг неподвижной оси D. При вращении вала 1 червяк 2 сообщает колесу 3, кроме вращения, возвратно-поступательное движение, параллельное оси А.



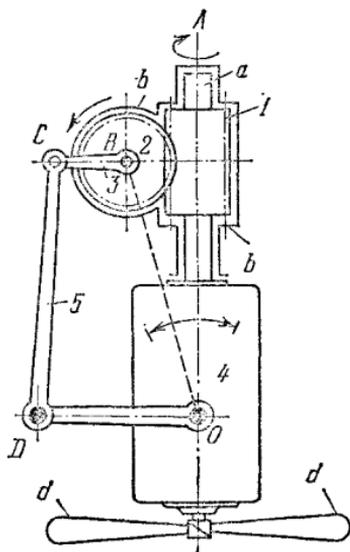
2661

ЧЕРВЯЧНО-РЫЧАЖНЫЙ МЕХАНИЗМ ПОДВЕСНОГО ВЕНТИЛЯТОРА

ЧВ

М

Червяк 1, жестко связанный с валом *a* электродвигателя 4, вращается вокруг неподвижной оси А, входя в зацепление с червячным колесом 2, вращающимся вокруг оси В коробки *b*, жестко связанной с корпусом электродвигателя 4. Шатун 3, жестко связанный с колесом 2, входит во вращательную пару С с коромыслом 5, вращающимся вокруг неподвижной оси D. При вращении вала *a* вокруг своей оси электродвигатель 4 вместе с лопастями *d* вентилятора поворачивается вокруг оси O.

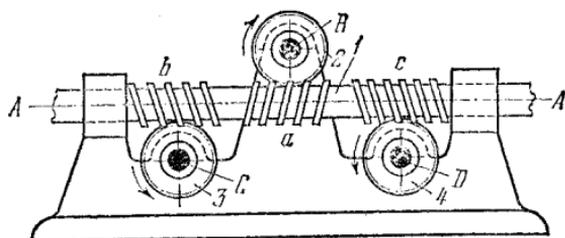


2662

ЧЕРВЯЧНЫЙ МЕХАНИЗМ С ТРЕМЯ ВЫХОДНЫМИ КОЛЕСАМИ

ЧВ

М



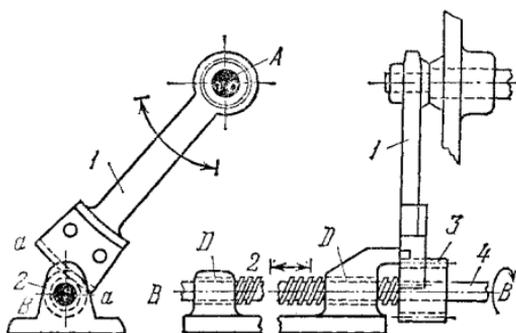
Червяк 1, вращающийся вокруг неподвижной оси $A-A$, имеет три участка a , b и c , на которых нарезаны резьбы, имеющие одинаковое число ниток, но с разным направлением. При вращении червяка 1 колеса 2, 3 и 4, входящие в зацепление с участками a , b и c червяка 1, вращаются вокруг неподвижных осей B , C и D в направлениях, указанных стрелками.

2663

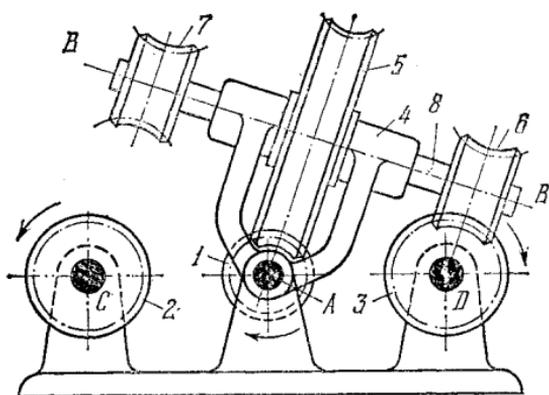
ЗУБЧАТО-ВИНТОВОЙ МЕХАНИЗМ С СЕГМЕНТНЫМ КОЛЕСОМ

ЧВ

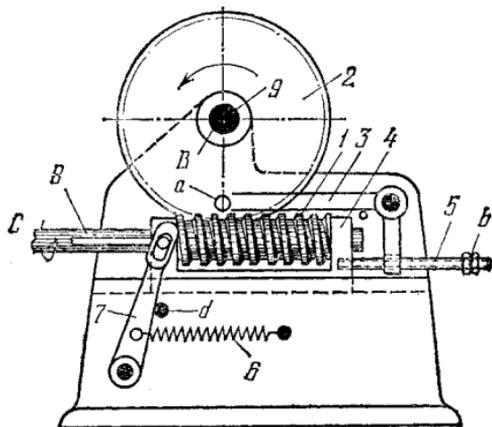
М



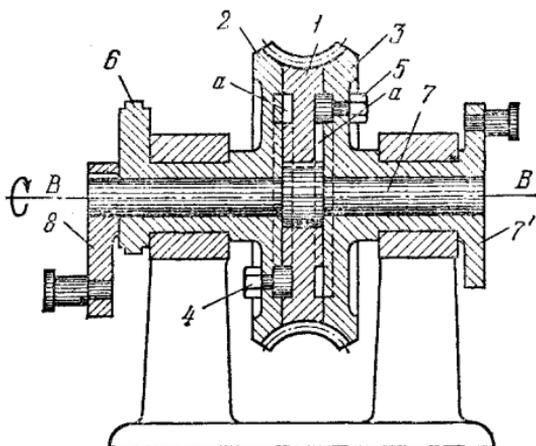
Звено 1, имеющее сегмент a с винтовыми зубьями, вращается вокруг неподвижной оси A . Зубья сегмента входят в зацепление с винтовыми зубьями колеса 3, жестко связанного с валом 4, вращающимся вокруг неподвижной оси $B-B$. Колесо 3 вращается вокруг неподвижной оси $B-B$. Вал 4 входит в винтовую пару D со стойкой. Ширина обода винтового колеса 3 больше ширины обода винтового сегмента a . При качательном движении колеса 1 вал B , кроме вращения вокруг оси $B-B$, дополнительно совершает возвратно-поступательное движение вдоль оси $B-B$.



Червяк 1, вращающийся вокруг неподвижной оси А, входит в зацепление с червячным колесом 5, вращающимся вокруг оси В — В. Червячные колеса 5, 6 и 7 жестко насажены на вал 8, вращающийся в подшипниках вилки 4, могущей свободно поворачиваться вокруг оси А. При повороте вилки 4 вокруг оси А колеса 6 и 7 входят в зацепление с червяками 3 и 2, тем самым периодически вращая их вокруг неподвижных осей D и C. Передача вращения от колес 6 и 7 червякам 3 и 2 возможна при условии выбора достаточно больших углов подъема ниток резьбы червяков 3 и 2.



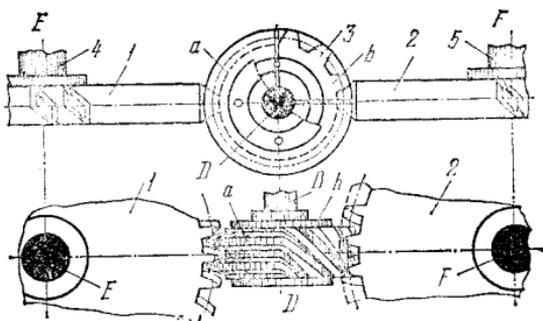
При вращении шлицевого вала 8 червяк 1 посредством червячного колеса 2 приводит во вращение вал 9, вращающийся вокруг неподвижной оси В в направлении, показанном стрелкой. При соприкосновении штифта *a* колеса 2 с коленчатым рычагом 3 колесо 2 и вал 9 останавливаются. Так как вал 8 продолжает вращаться, то червяк 1, оставаясь в зацеплении с колесом 2, начинает перемещаться влево вдоль оси С вала 8 вместе с ползуном 4 и винтом 5, преодолевая сопротивление пружины 6. В конце хода ползуна 4 гайка *b* винта 5 поворачивает рычаг 3, освобождая колесо 2. При этом колесу 2 сообщается ускоренное вращение до момента, когда рычаг 7 соприкоснется со штифтом *d*. После этого колесо 2 и вал 9 движутся равномерно, пока штифт *a* снова не соприкоснется с коленчатым рычагом 3.



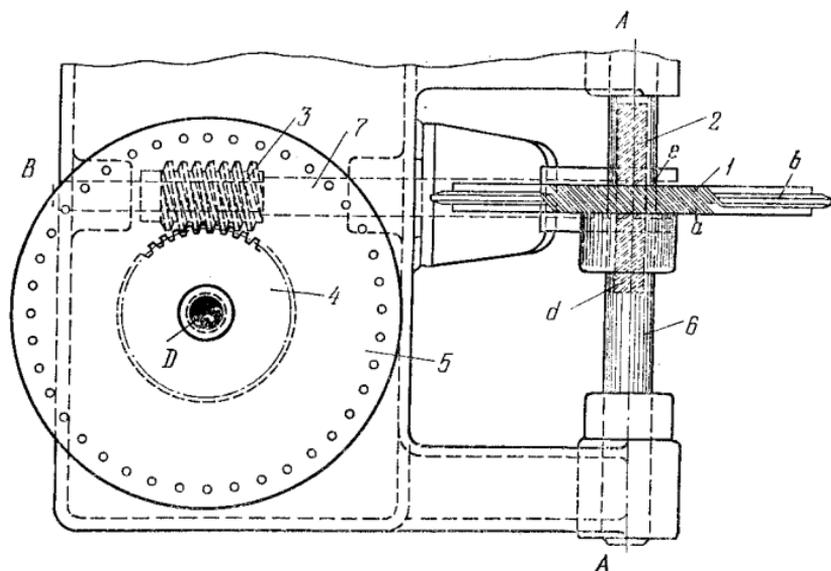
Червячное колесо, вращающееся вокруг неподвижной оси $B - B$, состоит из трех секций 1, 2 и 3. Секция 1, жестко насаженная на вал 7, имеет концентрические пазы a . Секции 2 и 3, свободно насаженные на вал 7, могут приводиться в движение болтами 4 и 5, цилиндрические головки которых входят в концентрические пазы секций 1, 2 и 3. Зубья на всех трех секциях частично удалены, вследствие чего вращение посредством червяка, не показанного на рисунке, сообщается периодически каждой из трех секций. Таким образом, при вращении червяка периодически сообщается вращение кривошипам 8 и 7' и эксцентрику 6.

4. МЕХАНИЗМЫ С ОСТАНОВКАМИ (2667—2669)

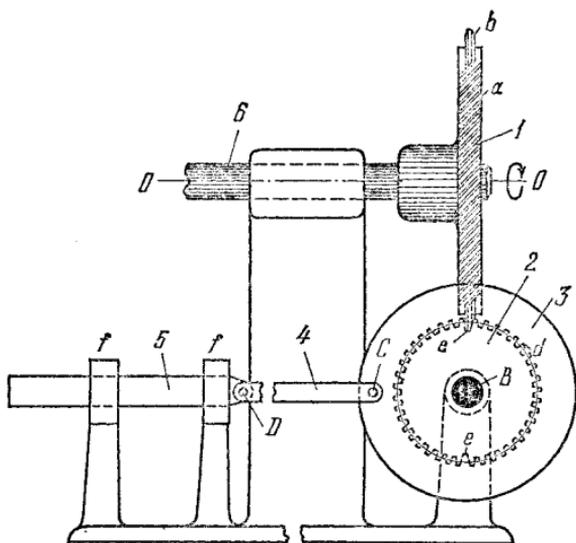
2667	ЧЕРВЯЧНЫЙ МЕХАНИЗМ С ОСТАНОВКАМИ ВЫХОДНЫХ КОЛЕС	ЧВ
		0



Червячные колеса *1* и *2*, жестко связанные с валами *4* и *5*, вращаются вокруг неподвижных осей *E* и *F*. Червяк *3*, жестко связанный с валом *B*, вращается вокруг неподвижной оси *D*. На червяке *3* имеются винтовые зубья *b*, нарезанные на $1/4$ начального цилиндра червяка *3*. На остальных $3/4$ начального цилиндра червяка *3* нарезаны два круговых зуба *a* с нулевым углом подъема нитки. При непрерывном вращении червяка *3* колеса *1* и *2* вращаются с остановками. Вращению колес *1* и *2* соответствует период времени нахождения в зацеплении зубьев *b* с зубьями колес *1* и *2*. Покою колес *1* и *2* соответствует период времени нахождения в зацеплении зубьев *a* с зубьями колес *1* и *2*. Таким образом, валы *4* и *5* поворачиваются попеременно. При этом зубья *a*, входя в зацепление с зубьями колес *1* и *2*, предотвращают самопроизвольный поворот последних в периоды времени покоя.



Винтовое зубчатое колесо 1 вращается вокруг неподвижной оси $A - A$. Винтовые зубья a колеса 1 расположены на части его обода. На остальной части обода имеется ребра b . Винтовое колесо 2, вращающееся вокруг неподвижной оси B , имеет винтовые зубья d и канавки e . Число зубьев a равно числу зубьев d , расположенных между двумя соседними канавками e . При вращении вала A колесо 2 за один оборот вала b поворачивается на некоторый угол, пока ребра b не войдет в канавку e . Тогда колесо 2 будет находиться в покое, пока ребра b скользит в канавку e , предотвращая тем самым возможность самопроизвольного поворота колеса 2. Колесо 2 жестко связано с валом 7, на котором находится червяк 3, входящий в зацепление с червячным колесом 4, вращающимся вокруг неподвижной оси D . При вращении вала b диск 5, жестко связанный с колесом 4, вращается с остановками. Угол поворота диска 5 и время его движения и покоя зависят от числа зубьев винтовых колес 1 и 2 и червячного колеса 4 и числа заходов червяка 3.

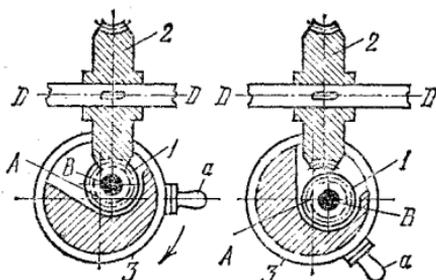


Винтовое зубчатое колесо 1 вращается вокруг неподвижной оси $O - O$. Винтовые зубья a колеса 1 расположены на части его обода. На остальной части обода имеется ребра b . Винтовое колесо 2, вращающееся вокруг неподвижной оси B , имеет винтовые зубья d и две канавки e . Число зубьев a равно числу зубьев d , расположенных на половине обода колеса 2. При вращении вала b колесо 2 за один оборот вала b поворачивается на угол в 180° . После этого ребра b скользит в одной из канавок e , предотвращая самопроизвольный поворот колеса 2 в период времени его покоя. С колесом 2 жестко связан диск 3, входящий во вращательную пару C с шатуном 4, который в свою очередь входит во вращательную пару D с ползуном 5, скользящим в направляющих $f - f$. За каждый оборот вала b ползун 5 занимает крайнее левое или правое положения и имеет в этих положениях длительные остановки.

5. МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ, ВКЛЮЧЕНИЯ И ВЫКЛЮЧЕНИЯ (2670—2671)

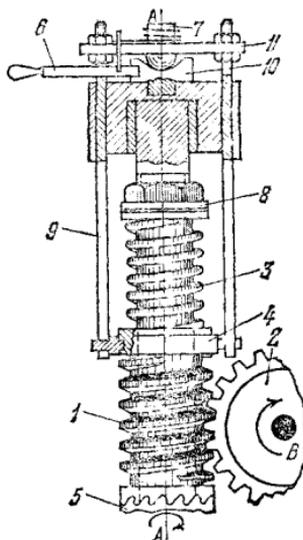
2670	ЧЕРВЯЧНЫЙ МЕХАНИЗМ С ВЫКЛЮЧАЕМЫМ ЧЕРВЯКОМ	ЧВ
		ПВ

Червяк 1, вращающийся вокруг неподвижной оси В звена 3, входит в зацепление с червячным колесом 2, вращающимся вокруг неподвижной оси D—D. Вывод червяка 1 из зацепления осуществляется поворотом ручки а звена 3 вокруг оси А.



2671	ЧЕРВЯЧНЫЙ МЕХАНИЗМ ВЫКЛЮЧЕНИЯ	ЧВ
		ПВ

При нормальной нагрузке червяк 1, вращаясь вокруг неподвижной оси А—А, сообщает червячному колесу 2 вращение вокруг неподвижной оси В. При повышенной нагрузке осевое давление червяка 1 превышает сопротивление пружины 3 и червяк 1 вместе с траверзой 4, штоками 9 и траверзой 11 поднимается, выключая муфту 5, приводящую в движение червяк 1. При этом червячное колесо 2 останавливается. Выключенное положение червяка 1 фиксируется рукояткой 6, поворачивающейся вместе с призмой 10 под действием пружины 7. При повороте рукоятки 6 в обратном направлении червяк 1 под действием пружины 3 опускается, включая муфту 5. Натяжение пружины 3 регулируется гайкой 8.



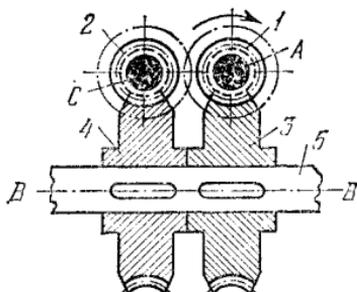
6. МЕХАНИЗМЫ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ И РЕДУКТОРОВ (2672)

2672

МЕХАНИЗМ ОДНОСТУПЕНЧАТОЙ
ЧЕРВЯЧНОЙ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

ЧВ

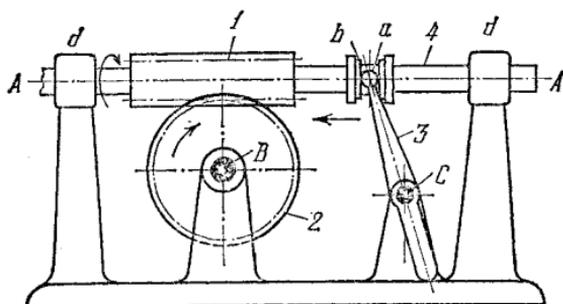
МР



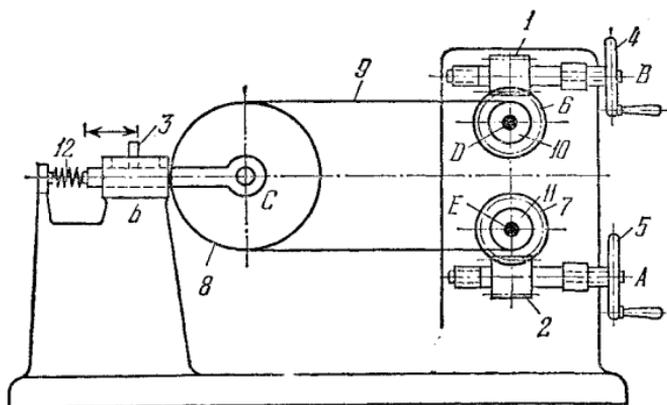
Червяк 1, вращающийся вокруг неподвижной оси А, входит в зацепление с червячным колесом 3, жестко связанным с валом 5 и вращающимся вокруг неподвижной оси В—В. С валом 5 жестко связано червячное колесо 4, входящее в зацепление с червяком 2, вращающимся вокруг неподвижной оси С. Передаточное отношение u_{12} механизма равно

$$u_{12} = \frac{z_3}{z_1} \cdot \frac{z_2}{z_4},$$

где z_3 и z_4 — число зубьев колес 3 и 4, z_1 и z_2 — числа ниток резьбы червяков 1 и 2. Если входным является червяк 1, то для воспроизведения вращения червяка 2 необходимо, чтобы угол подъема ниток резьбы червяка 2 был бы больше угла трения. Так как коэффициент полезного действия в случае передачи от колеса к червяку весьма мал (меньше 0,5), то рассматриваемую коробку передач не рационально применять для силовых передач, но весьма эффективно можно применять эту коробку передач для воспроизведения больших передаточных отношений,



Червяк *1*, жестко связанный с валом *4*, вращается вокруг неподвижной оси *A—A*, входя в зацепление с червячным колесом *2*, вращающимся вокруг неподвижной оси *B*. Вал *4* имеет возможность поступательного перемещения в направляющих *d—d*. Рычаг *3*, вращающийся вокруг неподвижной оси *C*, пальцем *a* скользит в кулисе *b* вала *4*. Угловое перемещение колеса *2* может быть получено как сумма двух вращательных движений: движения, получаемого от червяка *1* при его вращении вокруг оси *A—A*, и движения, получаемого от червяка *1* при его поступательном движении вдоль оси *A—A*. В последнем движении червяк *1* работает как зубчатая рейка.



Червяки 1 и 2, вращающиеся вокруг неподвижных осей B и A, приводятся в движение маховичками 4 и 5. Червяки 1 и 2 входят в зацепление с червячными колесами 6 и 7, вращающимися вокруг неподвижных осей D и E. С колесами 6 и 7 жестко связаны шкивы 10 и 11, на которые наматывается гибкое звено 9, охватывающее шкив 8, входящий во вращательную пару C с ползуном 3, скользящим в неподвижной направляющей b. Силовое замыкание механизма осуществляется пружиной 12. Линейное перемещение ползуна 3 может быть получено как сумма двух вращательных движений, осуществляемых поворотом маховичков 4 и 5.

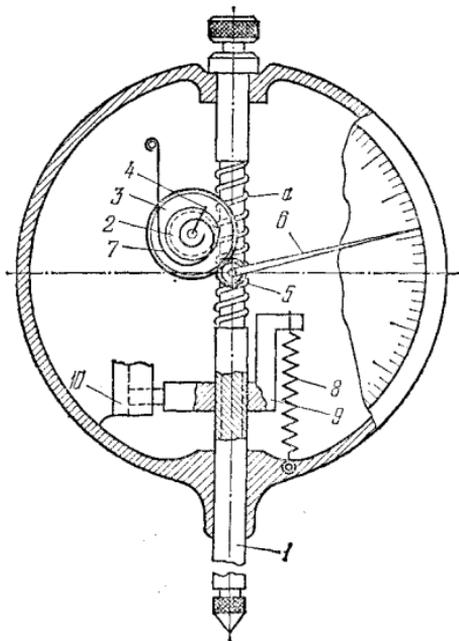
8. МЕХАНИЗМЫ ИЗМЕРИТЕЛЬНЫХ И ИСПЫТАТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ (2676—2678)

2676

ЧЕРВЯЧНЫЙ МЕХАНИЗМ ИНДИКАТОРА

ЧВ

И



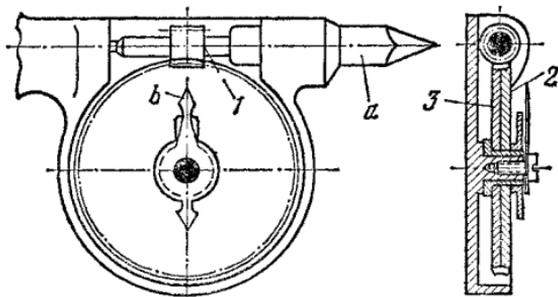
В средней части мерительного стержня *1* имеется червяк *a*, входящий в зацепление с червячным колесом *2*, на оси которого находятся зубчатое колесо *3* и малая стрелка *4*, указывающая целые миллиметры. Зубчатое колесо *3* входит в зацепление с зубчатым колесом *5*, на оси которого находится большая стрелка *6*, указывающая сотые доли миллиметра. Пружина *7* служит для устранения мертвого хода. Пружина *8* создает постоянное измерительное давление. С каждым оборотом стержня *1* колодка *9* передвигается в направлении его оси, действуя на пружину *8* и регулируя измерительное давление. Направляющая *10* удерживает колодку *9* от вращения.

2677

ЧЕРВЯЧНЫЙ МЕХАНИЗМ СЧЕТЧИКА
ЧИСЛА ОБОРОТОВ

ЧВ

И



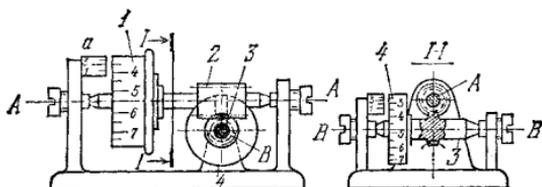
Вращение острия *a*, прижимаемого к накерненному центру на торце испытуемого вала, передается при помощи червяка *1* червячным колесам *3* и *2*, имеющим соответственно *100* и *101* зуб. Разница в их числе оборотов используется для измерения числа оборотов испытуемого вала. Колесо *3* снабжено стрелкой *b*, колесо *2* — шкалой.

2678

ЧЕРВЯЧНЫЙ МЕХАНИЗМ ОТСЧЕТА
ЧИСЛА ОБОРОТОВ

ЧВ

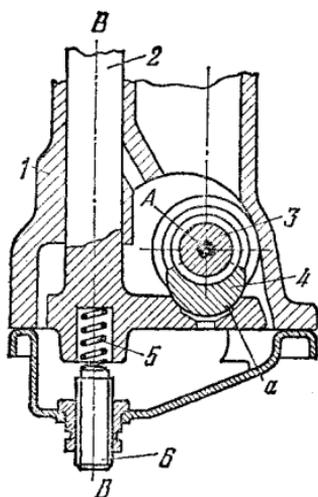
И



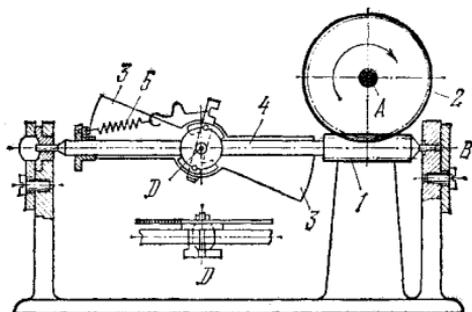
Червяк *2*, вращающийся вокруг неподвижной оси *A — A*, входит в зацепление с червячным колесом *3*, вращающимся вокруг неподвижной оси *B*. С валом червяка *2* жестко связан диск *1*, с валом червячного колеса *3* — диск *4*. Отсчет полных чисел оборотов червяка *2* производится на диске *4*. Отсчет дробных частей поворота червяка *2* производится на диске *1* с помощью нониуса *a*.

9. МЕХАНИЗМЫ ПРОЧИХ ЦЕЛЕВЫХ УСТРОЙСТВ (2679—2685)

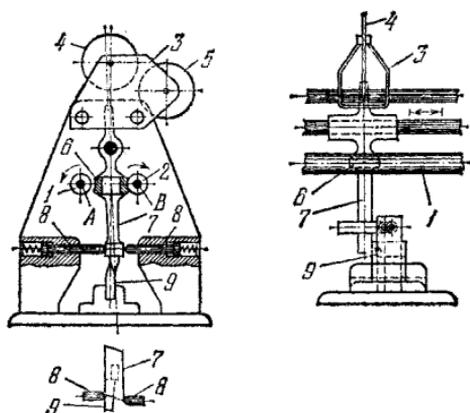
2679	ЧЕРВЯЧНЫЙ МЕХАНИЗМ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ	ЧВ
		ЦУ



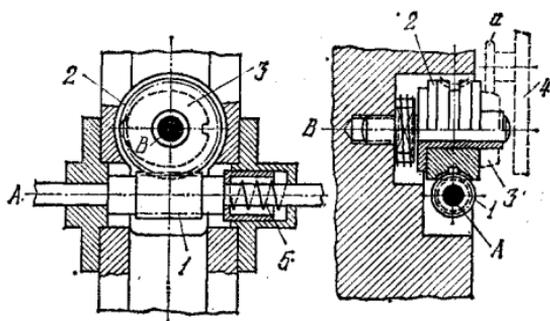
Червяк 3, вращающийся вокруг неподвижной оси *A*, входит в зацепление со сферической полугойкой 4, сидящей в сферической чашке *a* вала 2. При вращении червяка 3 полугойка 4 перемещается в направлении, параллельном оси червяка 3, поворачивая вал 2, управляющий передними колесами автомобиля, вокруг неподвижной оси *B — B*. Постоянство зацепления полугойки 4 с червяком обеспечивается пружиной 5, натяжение которой регулируется винтом 6. Вал 2, установленный в корпусе 1, как в подшипнике, может вращаться вокруг вертикальной оси.



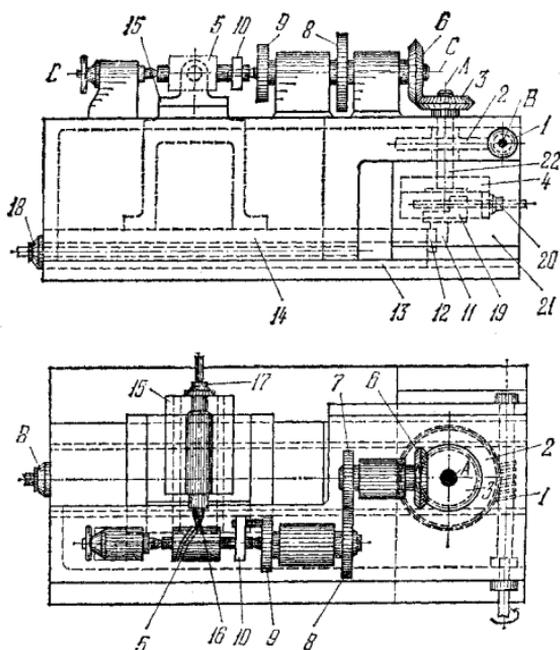
Червячное колесо 2, вращающееся вокруг неподвижной оси *A*, входит в зацепление с червяком 1, вращающимся вокруг неподвижной оси *B*. На валу 4 червяка 1 имеется ось *D*, вокруг которой вращаются лопасти 3 ветрянки. При вращении колеса 2 при определенном числе оборотов вала 4 начинается торможение, которое увеличивается с увеличением числа оборотов вала 4, так как вследствие центробежной силы лопасти 3 поворачиваются вокруг оси *D*, преодолевая сопротивление пружины 5. Для возможности передачи вращения от колеса 2 к червяку 1 угол подъема нитки резьбы червяка 1 должен быть достаточно большим.



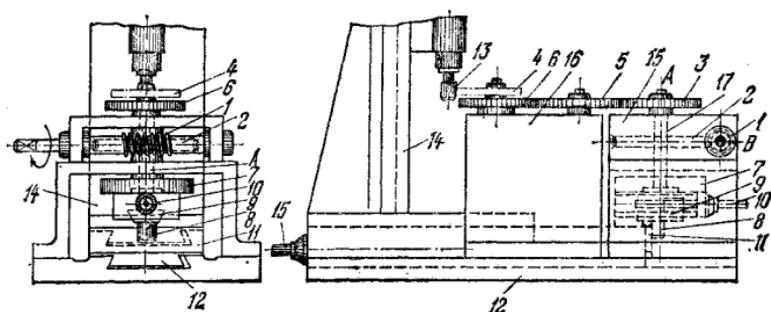
Червяки 1 и 2, вращаясь в противоположные стороны вокруг неподвижных осей А и В, сообщают каретке 3 с дисками 4 и 5, подающими проволоку, перемещение в ту или иную сторону в зависимости от того, с каким винтом входит в зацепление червячное колесо 6. Звено 7, находящееся под действием пружинных штоков 8, перемещается по скосу 9, отчего звено 7 с колесом 6 периодически отклоняется в ту или иную сторону, осуществляя реверсирование каретки 5, благодаря чему осуществляется намотка проволоки в несколько слоев.



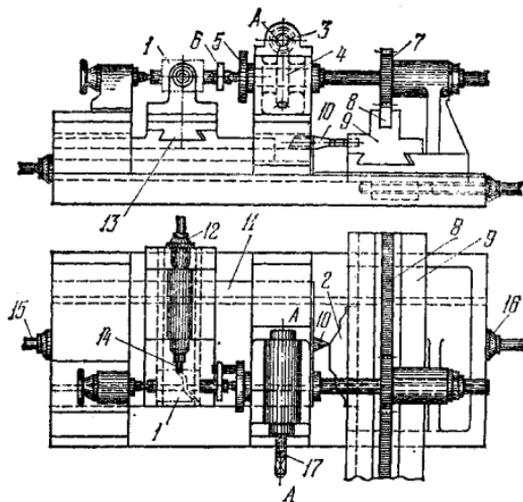
Червяк 1, вращающийся вокруг неподвижной оси *A*, входит в зацепление с червячным колесом 2, вращающимся вокруг неподвижной оси *B*. С колесом 2 жестко соединен пространственный кулачок 3, сообщающий возвратно-поступательное движение ролику *a* тубуса 4 микроскопа. Пружина 5 выбирает зазоры в механизме.



Вал 22, вращающийся вокруг неподвижной оси *A*, приводится во вращение червяком 1, вращающимся вокруг неподвижной оси *B*, и червячным колесом 2, вращающимся вокруг оси *A*. На валу 22 укреплен диск 4 с направляющими и зубчатое колесо 3. По направляющим диска 4 перемещается ползун 19, положение которого фиксируется винтом 20. На ползуне 19 выполнен подшипник штифта 11 с выступающей частью полукруглой формы. При вращении вала 22 штифт 11, плоскость которого воздействует на пластину 12, укрепленную на станине, перемещает ползун 19 и 21, укрепленные на суппорте 13. Одновременно заготовке 5 посредством зубчатых колес 3, 6, 7, 8 и звеньев 9, 10 сообщается вращение вокруг неподвижной оси *C*. Перемещение заготовки 5, обрабатываемой фрезой 16, устанавливается винтом 20. Минимальное расстояние кулачкового паза от торца заготовки устанавливается перемещением суппорта 14 посредством винта 18. Глубина фрезерования кулачкового паза устанавливается перемещением суппорта 15 посредством винта 17. Заданная фаза кулачка обеспечивается сменой колес зубчатой передачи 3, 6, 7, 8.



Вал 17 приводится во вращение червяком 1, вращающимся вокруг неподвижной оси B, и червячным колесом 2, вращающимся вокруг оси A. На валу 17 укреплены диск 7 с направляющими и зубчатое колесо 3. По направляющим диска 7 перемещается ползун 9, положение которого фиксируется винтом 10. На ползуне 9 выполнен подшипник штифта 8 с выступающей частью полукруглой формы. При вращении вала 17 штифт 8, плоскость которого воздействует на пластину 11, укрепленную на станине, перемещает ползун 15 и 16, укрепленные на супорте 12. Одновременно заготовке 4 с помощью зубчатых колес 3, 5 и 6 сообщается вращение вокруг собственной оси. Перемещение заготовки, обрабатываемой фрезой 13, устанавливается винтом 10; минимальный радиус кулачка устанавливается перемещением супорта 14 фрезы с помощью винта 15; заданная фаза кулачка обеспечивается сменой колес зубчатой передачи.



При вращении вала 17 вокруг оси $A - A$ движение одновременно передается как заготовке 1, так и шаблону 2. Заготовке 1 сообщается вращение посредством червячной пары 3—4 и звеньев 5 и 6. Шаблону 2 сообщается перемещение посредством червячной пары 3—4, зубчатого колеса 7 и рейки 8, закрепленных на ползуне 9, на котором находится копир 2. При перемещении ползуна 9 шаблон 2 давит на упор 10, сообщая ползуну 11 продольное перемещение. Вместе с ползуном 11 перемещается ползун 13 с фрезой 14. Посредством винта 16 достигается смещение суппорта 9 при смене копиров 2. Минимальное расстояние кулачкового паза от торца заготовки устанавливается винтом 15. Глубина фрезерования кулачкового паза устанавливается винтом 12.

XIX

СЛОЖНЫЕ ЗУБЧАТЫЕ МЕХАНИЗМЫ

СЗ

-
1. Механизмы коробок передач и редукторов МР (2686—2712).
 2. Механизмы планетарных коробок передач и редукторов МП (2713—2738).
 3. Механизмы дифференциальных коробок передач и редукторов МД (2739—2764).
 4. Механизмы волновых передач МВ (2765—2771).
 5. Механизмы многозвенные общего назначения М (2772—2781).
 6. Механизмы для математических операций МО (2782—2787).
 7. Механизмы грузоподъемных устройств Гп (2788—2794).
 8. Механизмы вибромашин и виброустройств Вм (2795—2797).
 9. Механизмы муфт и соединений МС (2798—2799).
 10. Механизмы измерительных и испытательных устройств И (2800—2803).
 11. Механизмы тормозов Тм (2804).
 12. Механизмы прочих целевых устройств ЦУ (2805—2813).
-

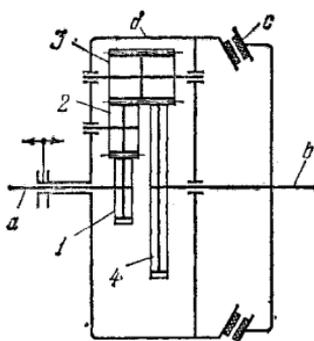
1. МЕХАНИЗМЫ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ И РЕДУКТОРОВ (2686—2712)

2686

ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ
РЕВЕРСИВНО-РАЗОБЩИТЕЛЬНОЙ
МУФТЫ С ТОРМОЗНЫМ БАРАБАНОМ

СЗ

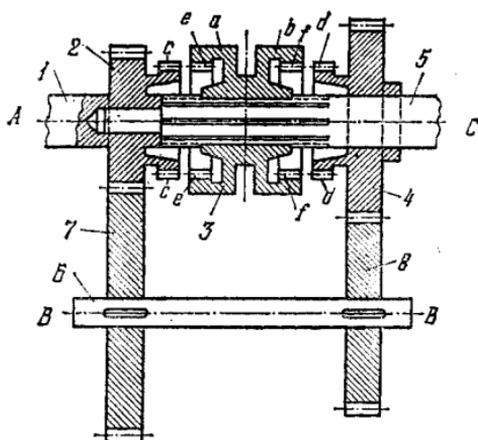
МР



Вал *a* посредством зубчатых колес *1*, *2*, *3* и *4* передает вращение валу *b*. При включенной муфте *c* и расторможенном барабане *d* валы *a* и *b* вращаются с равными по величине и знаку угловыми скоростями. При заторможенном барабане *d* и выключенной муфте *c* валы *a* и *b* вращаются с разными по знаку угловыми скоростями. При этом величина передаточного отношения u_{ab} равна

$$u_{ab} = -\frac{z_4}{z_1},$$

где z_1 и z_4 — числа зубьев колес *1* и *4*. При выключенной муфте *c* и расторможенном барабане *d* сателлиты *2* и *3* обкатывают колеса *1* и *4* и при наличии момента сопротивления на валу *b* он будет неподвижным.



Вал 1, вращающийся вокруг неподвижной оси А, жестко связан с зубчатым колесом 2. На валу 5 свободно насажено зубчатое колесо 4. Левый конец вала 5, вращающегося вокруг оси С, выполнен со шлицами и на нем установлена зубчатая муфта 3, состоящая из двух половин а и б, имеющих зубья е и ф, входящие в соединение с зубьями с и d колес 2 и 4. Зубчатые колеса 2 и 4 находятся в постоянном зацеплении с зубчатыми колесами 7 и 8, укрепленными на промежуточном валу 6, вращающемся вокруг неподвижной оси В. При передвижении муфты 3 влево и при зацеплении зубчатого колеса а, укрепленного на ней, с зубчатым колесом 2 движение от вала 1 будет передаваться непосредственно на вал 5, т. е. вал 5 будет вращаться с той же угловой скоростью, как и вал 1. При передвижении муфты 3 вправо зубчатое колесо б, укрепленное на ней, войдет в зацепление с зубчатым колесом 4. В этом случае движение от вала 1 будет передаваться валу 5 через зубчатые колеса 2, 7, 8 и 4.

При этом передаточное отношение u_{15} будет равно

$$u_{15} = \frac{z_7 z_4}{z_2 z_8},$$

где z_2 , z_4 , z_7 и z_8 — числа зубьев колес 2, 4, 7 и 8.

2688

ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ
ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

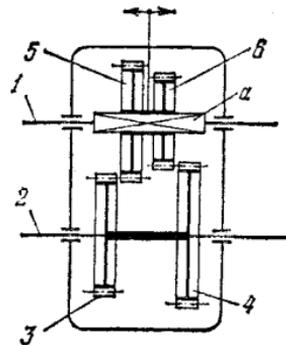
СЗ

МР

Жестко связанные колеса 5 и 6 скользят по призматической направляющей a вала 1. При вращении вала 1 вал 2 может иметь две скорости в зависимости от включения колес 5 и 3 или колес 6 и 4. Соответствующие передаточные отношения u_{12} будут равны

$$u_{12} = -\frac{z_3}{z_5} \quad \text{или} \quad u_{12} = -\frac{z_4}{z_6},$$

где z_3 , z_4 , z_5 и z_6 — числа зубьев колес 3, 4, 5 и 6.



2689

ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ
ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

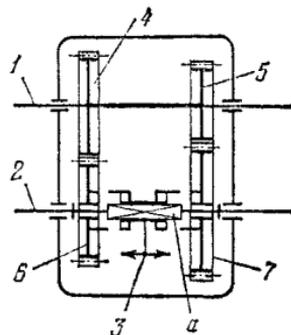
СЗ

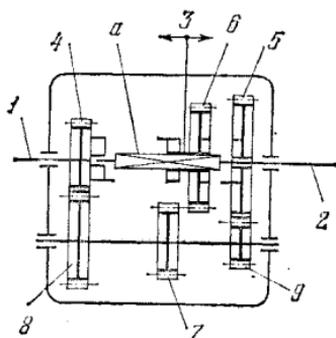
МР

Муфта 3 скользит по призматической направляющей a вала 2. При вращении вала 1 вал 2 может иметь две скорости в зависимости от соединения муфты 3 с колесом 6 или с колесом 7. Соответствующие передаточные отношения u_{12} будут равны

$$u_{12} = -\frac{z_6}{z_4} \quad \text{или} \quad u_{12} = -\frac{z_7}{z_5},$$

где z_1 , z_2 , z_5 и z_7 — числа зубьев колес 4, 6, 5 и 7.





Муфта 3 с зубчатым колесом скользит по призматической направляющей *a* вала 2. В нейтральном положении муфты 3 при вращении вала 1 вал 2 будет неподвижным. При соединении муфты 3 с колесом 4 валы 1 и 2 будут иметь равные по величине и знаку угловые скорости. При соединении муфты 3 с колесом 5 валы 1 и 2 будут вращаться в одном и том же направлении. При этом передаточное отношение u_{12} будет равно

$$u_{12} = \frac{z_8 z_5}{z_4 z_9},$$

где z_4, z_5, z_8 и z_9 — числа зубьев колес 4, 5, 8 и 9. При соединении колес 6 и 7 валы 1 и 2 будут вращаться в одном и том же направлении с передаточным отношением u_{12} , равным

$$u_{12} = \frac{z_8 z_6}{z_4 z_7},$$

где z_6 и z_7 — числа зубьев колес 6 и 7.

2691

ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ ТРЕХСТУПЕНЧАТОЙ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

СЗ

МР

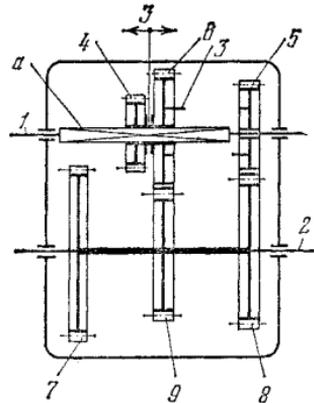
Жестко связанные колеса 4 и 6 скользят по призматической направляющей *a* вала 1. С колесом 6 жестко связана муфта 3. При вращении вала 1 вал 2 может иметь три скорости: первая — соединением колес 4 и 7, вторая — соединением колес 6 и 9, третья — включением муфты 3 с колесом 5.

Соответствующие передаточные отношения u_{12} будут равны

$$u_{12} = -\frac{z_1}{z_4}, \text{ или } u_{12} = -\frac{z_9}{z_6},$$

$$\text{или } u_{12} = -\frac{z_8}{z_5},$$

где z_4, z_5, z_6, z_7, z_8 и z_9 — числа зубьев колес 4, 5, 6, 7, 8 и 9.



2692

ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ ТРЕХСТУПЕНЧАТОЙ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

СЗ

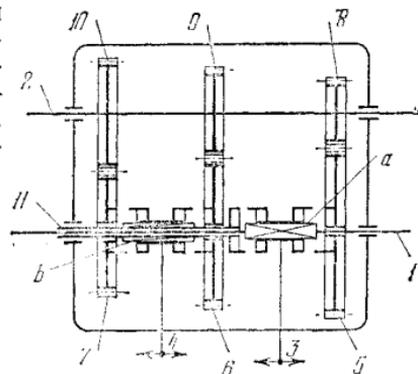
МР

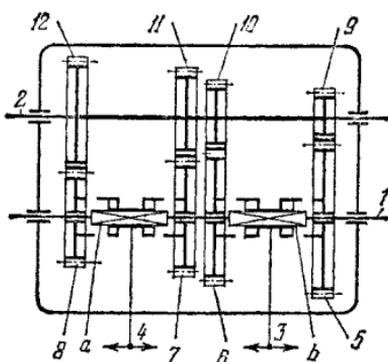
Муфта 3 скользит по призматической направляющей *a* вала 1. Муфта 4 скользит по призматической направляющей *b* полого вала 11. При вращении вала 1 вал 2 может иметь три скорости: первая — соединением муфты 4 с колесом 7 и муфты 3 с полым валом 11, вторая — соединением муфты 4 с колесом 6 и муфты 3 — с полым валом 11, третья — соединением муфты 3 с колесом 5. Соответствующие передаточные отношения u_{12} будут равны

$$u_{12} = -\frac{z_{10}}{z_7}, \text{ или } u_{12} = -\frac{z_9}{z_6},$$

$$\text{или } u_{12} = -\frac{z_8}{z_5},$$

где z_5, z_6, z_7, z_8, z_9 и z_{10} — числа зубьев колес 5, 6, 7, 8, 9 и 10.





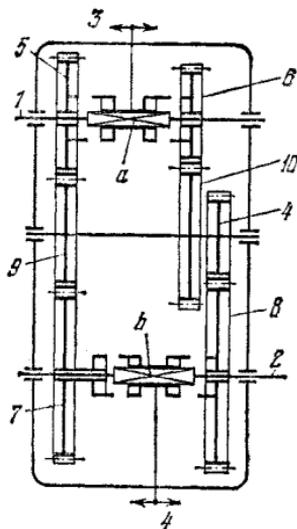
Муфты 4 и 3 скользят по призматическим направляющим a и b вала 1. При вращении вала 1 вал 2 может иметь четыре скорости в зависимости от соединения муфт 3 или 4 соответственно с колесами 5, 6 или 7, 8. Соответствующие передаточные отношения u_{12} будут равны

$$u_{12} = -\frac{z_9}{z_5}, \quad \text{или} \quad u_{12} = -\frac{z_{10}}{z_6},$$

$$\text{или} \quad u_{12} = -\frac{z_{11}}{z_7}, \quad \text{или} \quad u_{12} = -\frac{z_{12}}{z_8},$$

где $z_5, z_6, z_7, z_8, z_9, z_{10}, z_{11}$ и z_{12} — числа зубьев колес 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 и 12.

ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ
ЧЕТЫРЕХСТУПЕНЧАТОЙ КОРОБКИ
ПЕРЕДАЧ С МУФТАМИ
НА КРАЙНИХ ВАЛАХ

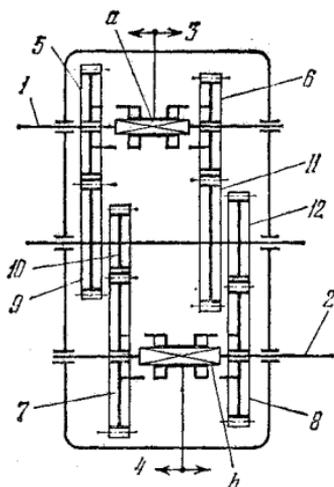


Муфты 3 и 4 скользят по призматическим направляющим a и b валов 1 и 2. При вращении вала 1 вал 2 может иметь четыре скорости в зависимости от одновременного соединения муфт 3 и 4 с колесами 5 и 7, или 5 и 8, или 6 и 7, или 6 и 8. Соответствующие передаточные отношения u_{12} будут равны

$$u_{12} = \frac{z_7}{z_5}, \quad \text{или} \quad u_{12} = \frac{z_9 z_8}{z_5 z_4},$$

$$\text{или} \quad u_{12} = \frac{z_{10} z_1}{z_8 z_9}, \quad \text{или} \quad u_{12} = \frac{z_{10} z_8}{z_6 z_4},$$

где z_5, z_6, z_7, z_8, z_9 и z_{10} — числа зубьев колес 5, 6, 7, 8, 9 и 10.



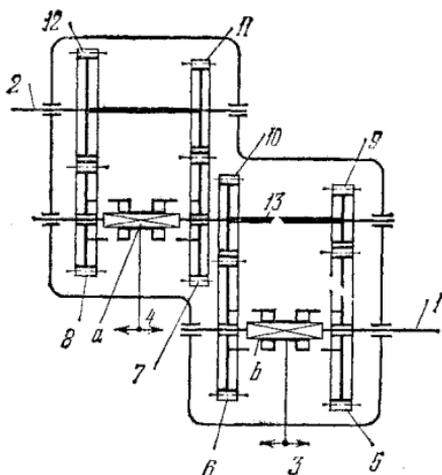
Муфты 3 и 4 скользят по призматическим направляющим a и b крайних валов 1 и 2. При вращении вала 1 вал 2 может иметь четыре скорости в зависимости от одновременного соединения муфт 3 и 4 с колесами 5 и 7, или 5 и 8, или 6 и 7, или 6 и 8. Соответствующие передаточные отношения u_{12} будут равны

$$u_{12} = \frac{z_9 z_7}{z_5 z_{10}}, \quad \text{или} \quad u_{12} = \frac{z_9 z_8}{z_5 z_{12}},$$

$$\text{или} \quad u_{12} = \frac{z_{11} z_7}{z_6 z_{10}}, \quad \text{или} \quad u_{12} = \frac{z_{11} z_8}{z_6 z_{12}},$$

где $z_5, z_6, z_7, z_8, z_9, z_{10}, z_{11}$ и z_{12} — числа зубьев колес 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 и 12.

ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ
ЧЕТЫРЕХСТУПЕНЧАТОЙ КОЛОБКИ
ПЕРЕДАЧ С МУФТОЙ
НА ПРОМЕЖУТОЧНОМ ВАЛУ



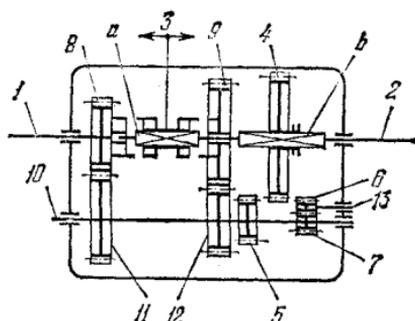
Муфта 3 скользит по призматической направляющей *b* вала 1. Муфта 4 скользит по призматической направляющей *a* промежуточного вала 13. При вращении вала 1 вал 2 может иметь четыре скорости в зависимости от одновременного соединения муфт 3 и 4 с колесами 5 и 7, или 5 и 8, или 6 и 7, или 6 и 8.

Соответствующие передаточные отношения u_{12} будут равны

$$u_{12} = \frac{z_9 z_{11}}{z_5 z_7}, \text{ или } u_{12} = \frac{z_9 z_{12}}{z_5 z_8},$$

$$\text{или } u_{12} = \frac{z_{10} z_{11}}{z_6 z_7}, \text{ или } u_{12} = \frac{z_{10} z_{12}}{z_6 z_8},$$

где $z_5, z_6, z_7, z_8, z_9, z_{10}, z_{11}$ и z_{12} — числа зубьев колес 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 и 12.



Колесо 8 жестко связано с валом 1. Муфта 3 может скользить вдоль призматической направляющей *a* вала 2. Колесо 9 свободно вращается вокруг вала 2. Колесо 4 может скользить вдоль призматической направляющей *b* вала 2 и входит в зацепление с колесами 5 или 6. Колесо 6 вращается вокруг промежуточного вала 13 и входит в зацепление с колесом 7. Колеса 7, 5, 12 и 11 жестко связаны с промежуточным валом 10. Включая муфту 3 с колесами 8 и 9 и вводя в зацепление колеса 4 и 5, можно получить три передаточных отношения u_{12} . Имеем

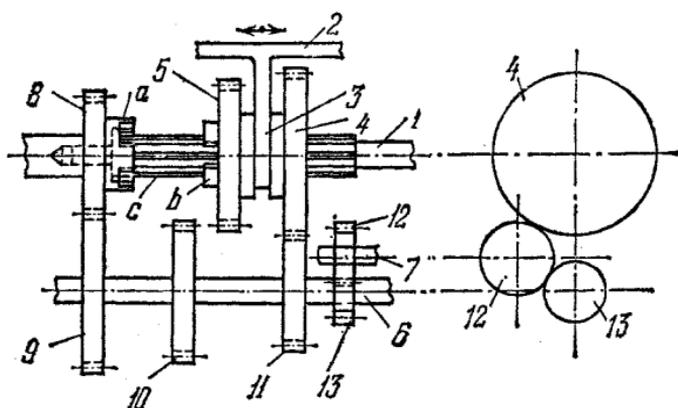
$$u_{12} = 1, \text{ или } u_{12} = \frac{z_{11} z_9}{z_8 z_{12}}, \text{ или } u_{12} = \frac{z_{11} z_4}{z_8 z_5},$$

где z_4, z_5, z_9, z_{11} и z_{12} — числа зубьев колес 4, 5, 8, 9, 11 и 12. Если колесо 4 ввести в зацепление с колесом 6, то передаточное отношение u_{12} будет равно

$$u_{12} = - \frac{z_{11} z_4}{z_8 z_7},$$

т. е. вал 2 получает реверсивное движение обратного вращения. Таким образом, при вращении вала 1 вал 2 имеет три разные скорости прямого хода и одну скорость обратного хода.

ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ
ЧЕТЫРЕХСТУПЕНЧАТОЙ РЕВЕРСИВНОЙ
КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ С КУЛАЧКОВОЙ
МУФТОЙ



Колесо 8, свободно вращающееся на валу 1, имеет кулачковую ступицу с кулачками *a*, которая может входить в соединение с кулачками *b* муфты 3, скользящей по шлицам *c* вала 1. С муфтой 3 жестко связаны колеса 4 и 5. При перемещении рычага 2 влево кулачки *b* входят в соединение с кулачками *a* и посредством колес 8 и 9 вращение передается валу 6. Передаточное отношение u_{16} будет равно

$$u_{16} = -\frac{z_9}{z_8},$$

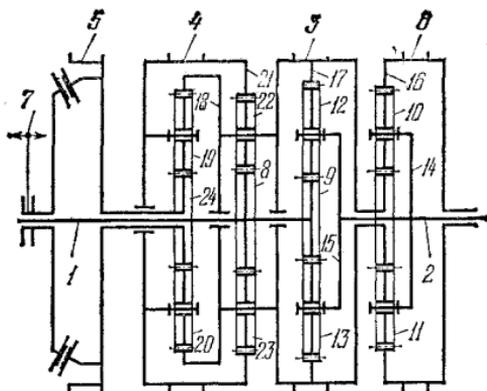
где z_8 и z_9 — числа зубьев колес 8 и 9. При вхождении в зацепление колес 4 и 11 или 5 и 10 передаточные отношения соответственно будут равны

$$u_{16} = -\frac{z_{11}}{z_4} \quad \text{или} \quad u_{16} = -\frac{z_{10}}{z_5},$$

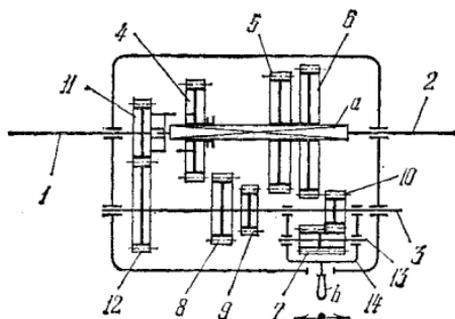
где z_4 , z_5 , z_{10} и z_{11} — числа зубьев колес 4, 5, 10 и 11. При перемещении рычага 2 вправо колесо 4 может входить в зацепление с промежуточным колесом 12, жестко связанным с валом 7, ось вращения которого не совпадает с плоскостью, содержащей оси колес 1 и 6. Передаточное отношение u_{16} в этом случае будет равно

$$u_{16} = \frac{z_{13}}{z_4}$$

и вал 6 совершает реверсивное движение. Таким образом, при вращении вала 1 вал 6 имеет три разные скорости прямого хода и одну скорость обратного хода.



С валом 1 жестко связаны зубчатые колеса 8 и 9. На валиках 14 и 15, жестко связанных с валом 2, свободно вращаются равные симметрично расположенные сателлиты 10, 11 и 12, 13. С тормозным барабаном 6 жестко связано зубчатое колесо 16 с внутренним зацеплением, входящее в зацепление с сателлитами 10 и 11. С тормозным барабаном 3 жестко связано зубчатое колесо 17 с внутренним зацеплением, входящее в зацепление с сателлитами 12 и 13, и зубчатое колесо 18 с внутренним зацеплением, входящее в зацепление с сателлитами 19 и 20. С тормозным барабаном 4 жестко связано зубчатое колесо 21 с внутренним зацеплением, входящее в зацепление с сателлитами 22 и 23. С тормозным барабаном 5 жестко связано зубчатое колесо 24, входящее в зацепление с сателлитами 19 и 20. Муфта 7 тормозит барабан 5. При вращении вала 1 вал 2 может иметь четыре угловые скорости прямого хода торможением барабанов 3, 4, 5 и включением муфты 7 и одну скорость обратного хода при торможении барабана 6.



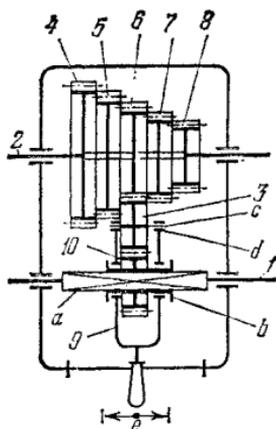
Колесо 11 жестко связано с валом 1. Колеса 4, 5 и 6 могут скользить по призматической направляющей *a* вала 2. Колеса 12, 8, 9 и 10 жестко связаны с промежуточным валом 3. Вводя в зацепление колеса 4, 5 и 6 с колесами 8, 9 и 10, можно воспроизвести три разных передаточных отношения u_{12} . Имеем

$$u_{12} = \frac{z_{12} z_4}{z_{11} z_8}, \quad u_{12} = \frac{z_{12} z_5}{z_{11} z_9}, \quad u_{12} = \frac{z_{12} z_6}{z_{11} z_{10}}.$$

Рамка 14 с ручкой *b* может свободно вращаться вокруг оси вала 3 и имеет промежуточный вал 13, с которым жестко связано колесо 7, входящее в зацепление с колесом 10. Поворачивая ручкой *b* рамку 14, можно вводить в зацепление колесо 7 с колесом 6. Тогда передаточное отношение u_{12} будет равно

$$u_{12} = - \frac{z_{12} z_6}{z_{11} z_{10}}$$

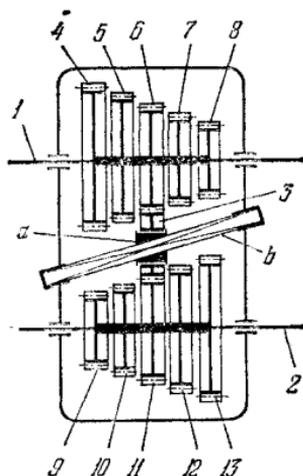
и вал 2 совершает реверсивное движение. При соединении колеса 4 с колесом 11 передаточное отношение $u_{12} = 1$. Таким образом, при вращении вала 1 вал 2 имеет четыре разных числа оборотов в минуту прямого хода и одно обратного хода.



Обойма 9 вращается вокруг оси цилиндрического ползуна *b*, скользящего по призматической направляющей *a* вала 1. С ползуном *b* жестко связано колесо 10, входящее в зацепление с колесом 3, ось *c* которого вращается в подшипниках *d* обоймы 9. Колесо 3 может быть введено в зацепление с любым из пяти колес 4, 5, 6, 7 и 8, жестко связанных с осью 2. Введение колеса 3 в зацепление осуществляется ручкой *e* поворотом и перемещением обоймы 9 вокруг и вдоль оси 1. Передаточное отношение u_{12} для положения колеса 3, показанного на рисунке, равно

$$u_{12} = \frac{z_6}{z_{10}},$$

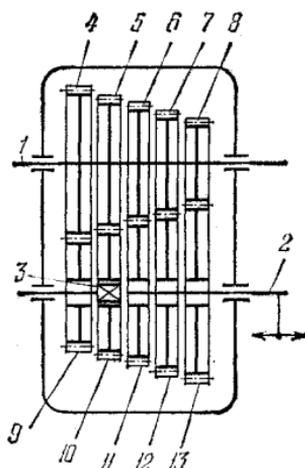
где z_6 и z_{10} — числа зубьев колес 6 и 10. При вращении вала 1 вал 2 имеет пять разных чисел оборотов в минуту в зависимости от того, с каким из пяти колес 4, 5, 6, 7 или 8 находится в зацеплении колесо 3,



Колесо 3 вращается вокруг оси цилиндрического ползуна *a* скользящего по косоугольной направляющей *b*. С валами 1 и 2 жестко связаны по пять колес, удовлетворяющих условию равенства сумм радиусов начальных окружностей противоположно расположенных колес. Перемещением ползуна *a* вдоль направляющей *b* колесо 3 может быть введено в зацепление с любой парой противоположно расположенных колес. Передаточное отношение u_{12} для положения колеса 3, показанного на рисунке, равно

$$u_{12} = \frac{z_{11}}{z_6},$$

где z_6 и z_{11} — числа зубьев колес 6 и 11. При вращении вала 1 вал 2 имеет пять разных чисел оборотов в минуту в зависимости от того, с какой парой колес 4, 9 или 5, 10, или 6, 11, или 7, 12, или 8, 13, находится в зацеплении колесо 3.



Колеса 4, 5, 6, 7 и 8 жестко связаны с валом 1. Колеса 9, 10, 11, 12 и 13 свободно вращаются на валу 2. Скользящая шпонка 3 может перемещаться вдоль вала 2, жестко связывая с ним одно из колес 9, 10, 11 или 13. Колеса 4, 5, 6, 7 и 8 и 9, 10, 11, 12, 13 удовлетворяют условию равенства сумм радиусов начальных окружностей противоположно расположенных колес. Передаточное отношение u_{12} для положения шпонки 3, показанного на рисунке, равно

$$u_{12} = -\frac{z_{10}}{z_5},$$

где z_5 и z_{10} — числа зубьев колес 5 и 10. При вращении вала 1 вал 2 имеет пять разных чисел оборотов в минуту в зависимости от того, какое из колес 9, 10, 11, 12 или 13 жестко связано шпонкой 3 с валом 2.

ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ
ШЕСТИСТУПЕНЧАТОЙ КОРОБКИ
ПЕРЕДАЧ С МУФТОЙ
НА ВЫХОДНОМ ВАЛУ

Колеса 4, 5 и 6 скользят по призматической направляющей *a* вала 1 и осуществляют зацепление соответственно с жестко связанными колесами 9, 10 и 7, сидящими вместе с колесом 11 свободно на валу 2. С промежуточным валом 14 жестко связаны колеса 12 и 13, входящие в зацепление с колесами 11 и 8. Муфта 3 скользит по призматической направляющей *b* вала 2 и может включаться с колесом 7 или 8. При зацеплении колес 4 и 9 и включении муфты 3 с колесом 7 передаточное отношение u_{12} будет равно

$$u_{12} = -\frac{z_9}{z_4}.$$

Если муфта 3 будет включена с колесом 8, то передаточное отношение u_{12} будет равно

$$u_{12} = -\frac{z_9 z_{12} z_8}{z_4 z_{11} z_{13}}.$$

Соответственно при зацеплении колес 5 и 10 получаются передаточные отношения u_{12} , равные

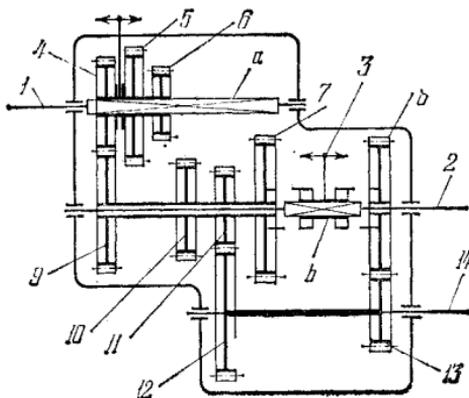
$$u_{12} = -\frac{z_{10}}{z_5} \quad \text{или} \quad u_{12} = -\frac{z_{10} z_{12} z_8}{z_5 z_{11} z_{13}}$$

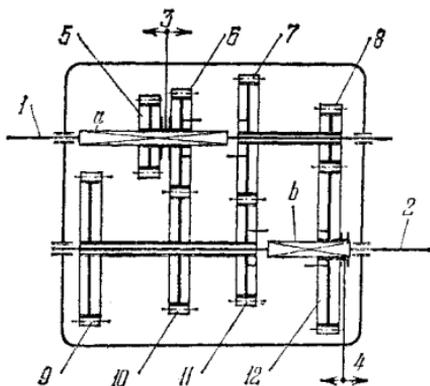
и, наконец, при зацеплении колес 6 и 7

$$u_{12} = -\frac{z_7}{z_6} \quad \text{или} \quad u_{12} = -\frac{z_7 z_{12} z_8}{z_6 z_{11} z_{13}},$$

где $z_4, z_5, z_6, z_7, z_8, z_9, z_{10}, z_{11}, z_{12}$ и z_{13} — соответственно числа зубьев колес 4, 5, ..., 13.

Таким образом, при вращении вала 1 вал 2 имеет шесть разных скоростей.





Жестко связанные колеса 5 и 6 могут скользить по призматической направляющей *a* вала 1. Колеса 7 и 8, жестко связанные, свободно вращаются вокруг оси 1. Колеса 9, 10 и 11, также жестко связанные, свободно вращаются вокруг оси 2. Колесо 12 может скользить по призматической направляющей *b*. Муфты 3 и 4 могут соединяться с колесами 7 и 11. При включенных муфтах 3 и 4 передаточное отношение u_{12} будет равно

$$u_{12} = - \frac{z_{10}}{z_6} \frac{z_7}{z_{11}} \frac{z_{12}}{z_8},$$

если в зацеплении находятся колеса 6 и 10, и

$$u_{12} = - \frac{z_9}{z_5} \frac{z_7}{z_{11}} \frac{z_{12}}{z_8},$$

если в зацеплении находятся колеса 5 и 9. Если муфта 3 включена с колесом 7, а муфта 4 не включена, то передаточное отношение u_{12} будет равно $u_{12} = - \frac{z_{12}}{z_8}$. Если муфта 3 включена с колесом 7, а муфта 4

с колесом 11, то передаточное отношение u_{12} будет равно $u_{12} = - \frac{z_{11}}{z_7}$.

Если муфта 3 не включена с колесом 7, а муфта 4 включена с колесом 11, то передаточное отношение u_{12} будет равно $u_{12} = - \frac{z_{10}}{z_8}$.

Если в зацеплении находятся колеса 5 и 9, то $u_{12} = - \frac{z_9}{z_5}$.

Величины $z_5, z_6, z_8, z_9, z_{10}, z_{11}$ и z_{12} суть соответственно числа зубьев колес 5, 6, ..., 12. Таким образом, при вращении вала 1 вал 2 имеет шесть разных скоростей.

ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ
ВОСЬМИСТУПЕНЧАТОЙ КОРОБКИ
ПЕРЕДАЧ С ДВУМЯ ПАРАМИ
СКОльзяЩИХ КОЛЕС И МУФТОЙ

Жестко связанные колеса 6, 7 и 8, 9 могут скользить вдоль призматической направляющей *a* вала 1. Муфта 5 может скользить вдоль призматической направляющей *b* вала 2 и соединяться с колесами 15 или 16. Колеса 10, 11, 12, 13 и 14 жестко связаны с промежуточным валом 17. Колеса 15 и 16 могут свободно вращаться на валу 2. Если муфта 5 соединена с колесом 15, то в зависимости от того, какое из колес 6, 7, 8 или 9 находится в зацеплении с соответствующими колесами 10, 11, 12 или 13, может быть получено четыре разных передаточных отношения u_{12} . Имеем

$$u_{12} = \frac{z_{10} z_{15}}{z_6 z_{11}}, \quad u_{12} = \frac{z_{15}}{z_7},$$

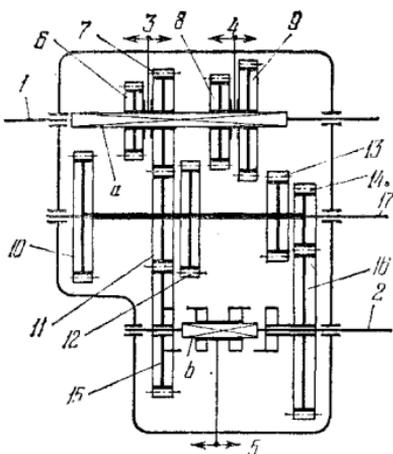
$$u_{12} = \frac{z_{12} z_{15}}{z_8 z_{11}}, \quad u_{12} = \frac{z_{13} z_{15}}{z_9 z_{11}}.$$

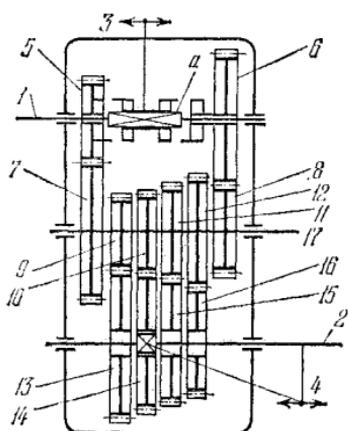
При соединении муфты 5 с колесом 16 может быть также получено четыре разных передаточных отношения u_{12} . Имеем

$$u_{12} = \frac{z_{10} z_{16}}{z_6 z_{11}}, \quad u_{12} = \frac{z_{11} z_{16}}{z_7 z_{14}},$$

$$u_{12} = \frac{z_{12} z_{16}}{z_8 z_{14}}, \quad u_{12} = \frac{z_{13} z_{16}}{z_9 z_{14}}.$$

Величины z_6, \dots, z_{16} суть соответственно числа зубьев колес 6, ..., 16. Таким образом, при вращении вала 1 вал 2 имеет восемь разных скоростей.





Колеса 5 и 6 свободно вращаются на валу 1. Муфта 3 скользит по прямоугольной направляющей *a* вала 1 и может соединиться с колесами 5 и 6. Колеса 7, 9, 10, 11, 12 и 8 жестко связаны с промежуточным валом 17. Колеса 13, 14, 15 и 16 свободно вращаются на валу 2. Призматическая скользящая шпонка 4 вала 2 может соединяться с любым из колес 13, 14, 15 или 16. Размеры колес 9, 10, 11, 12 и 13, 14, 15, 16 удовлетворяют условию равенства суммы радиусов начальных окружностей каждых из двух противоположно расположенных колес.

При соединении муфты 3 с колесом 5 может быть получено четыре разных передаточных отношения в зависимости от положения скользящей шпонки 4. Имеем

$$u_{12} = \frac{z_7 z_{13}}{z_5 z_9}, \quad u_{12} = \frac{z_7 z_{14}}{z_5 z_{10}},$$

$$u_{12} = \frac{z_7 z_{15}}{z_5 z_{11}}, \quad u_{12} = \frac{z_7 z_{16}}{z_5 z_{12}}.$$

При соединении муфты 3 с колесом 6 может быть также получено четыре разных передаточных отношения. Имеем

$$u_{12} = \frac{z_8 z_{13}}{z_6 z_9}, \quad u_{12} = \frac{z_8 z_{14}}{z_6 z_{10}},$$

$$u_{12} = \frac{z_8 z_{15}}{z_6 z_{11}}, \quad u_{12} = \frac{z_8 z_{16}}{z_6 z_{12}}.$$

Величины z_5, \dots, z_{16} суть числа зубьев колес 5, ..., 16. Таким образом, при вращении вала 1 вал 2 имеет восемь разных скоростей.

Жестко связанные друг с другом шкивы 1, 2, 3 и 4 и колеса 8 и 9 свободно вращаются на валу 5. Колеса 11 и 12 свободно вращаются на промежуточном валу 14. Колесо 13 жестко связано с валом 14. Колесо 10 свободно вращается на валу 5. Муфты 6 и 7 могут скользить вдоль призматических направляющих *a* и *b* валов 5 и 14. Если муфта 6 соединена со ступенчатым шкивом, а муфта 7 остается несоединенной, то может быть получено четыре разных передаточных отношения в зависимости от того, на какой из шкивов одет ремень. Имеем

$$u_1 = \frac{R}{R_1}, \quad u_2 = \frac{R}{R_2}, \quad u_3 = \frac{R}{R_3}, \quad u_4 = \frac{R}{R_4},$$

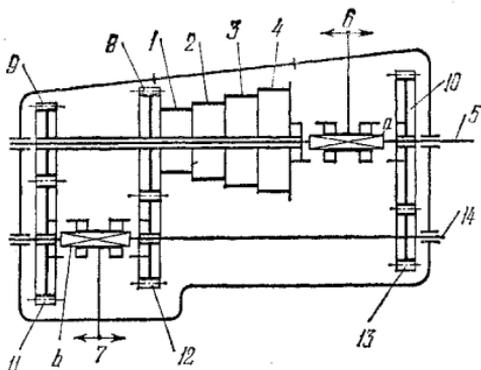
где R — радиус приводного шкива, а R_1, R_2, R_3 и R_4 — радиусы шкивов 1, 2, 3 и 4. Если муфта 6 соединена с колесом 10, а муфта 7 — с колесом 11, то может быть также получено четыре передаточных отношения. Имеем

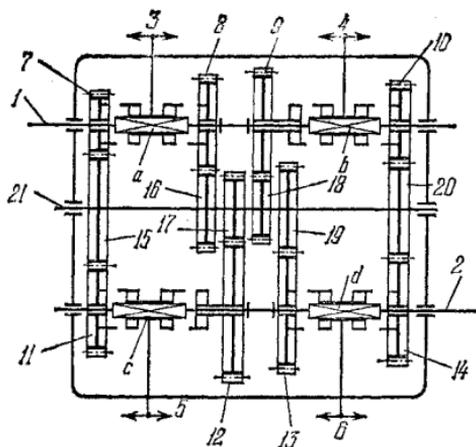
$$u_{15} = u_i \frac{z_{11} z_{10}}{z_9 z_{13}},$$

где $i = 1, 2, 3, 4$ и $z_9, z_{10}, z_{11}, z_{13}$ суть числа зубьев колес 9, 10, 11 и 13. Если муфта 6 соединена с колесом 10, а муфта 7 — с колесом 12, то может быть получено еще четыре передаточных отношения. Имеем

$$u_{15} = u_i \frac{z_{12} z_{10}}{z_8 z_{13}},$$

где $i = 1, 2, 3, 4$ и z_8, z_{10}, z_{12} и z_{13} суть числа зубьев колес 8, 10, 12 и 13. Таким образом, при вращении входного вала выходной вал 5 имеет двенадцать разных скоростей.





Колеса 7, 8, 9 и 10 свободно вращаются на валу 1. Колеса 11, 12, 13 и 14 свободно вращаются на валу 2. Колеса 15, 16, 17, 18, 19 и 20 жестко связаны с промежуточным валом 21. Четыре симметрично расположенные муфты 3, 4, 5 и 6 могут скользить по призматическим направляющим *a*, *b*, *c* и *d* валов 1 и 2. Муфты могут соединяться с колесами 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13 и 14. Так, например, если муфта 3 соединена с колесом 7, муфта 5 — последовательно с колесами 11 и 12, а муфта 6 — с колесами 13 и 14, то может быть получено четыре разных передаточных отношения u_{12} . Имеем

где $z_7, z_8, z_{11}, z_{13}, z_{14}, z_{15}, z_{19}$ и z_{20} суть числа зубьев колес 7, 8, 11, 12, 13, 14, 15, 19 и 20. Если теперь муфту 3 соединить с колесом 8, а муфты 5 и 6 — последовательно с колесами 11, 12, 13 и 14, то можно получить еще четыре разных передаточных отношений. Аналогично можно получить восемь передаточных отношений, соединяя муфту 4 с колесами 9 и 10, а муфты 5 и 6 — с колесами 11, 12 и 13, 14. Таким образом, при вращении вала 1 вал 2 имеет шестнадцать разных скоростей.

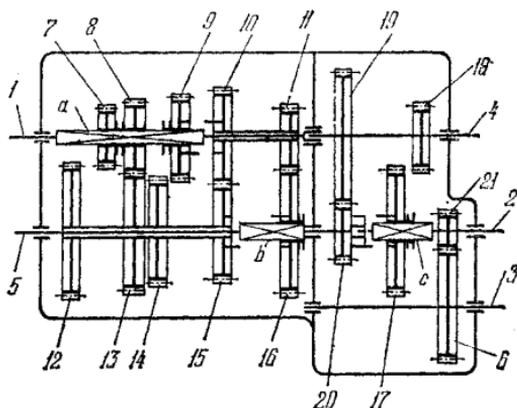
$$u_{12} = \frac{z_{11}}{z_7}, \quad u_{12} = \frac{z_{15} z_{12}}{z_7 z_{17}},$$

$$u_{12} = \frac{z_{15} z_{13}}{z_7 z_{19}}, \quad u_{12} = \frac{z_{15} z_{14}}{z_7 z_{20}},$$

где $z_7, z_8, z_{11}, z_{13}, z_{14}, z_{15}, z_{19}$ и z_{20} суть числа зубьев колес 7, 8, 11, 12, 13, 14, 15, 19 и 20. Если теперь муфту 3 соединить с колесом 8, а муфты 5 и 6 — последовательно с колесами 11, 12, 13 и 14, то можно получить еще четыре разных передаточных отношений. Аналогично можно получить восемь передаточных отношений, соединяя муфту 4 с колесами 9 и 10, а муфты 5 и 6 — с колесами 11, 12 и 13, 14. Таким образом, при вращении вала 1 вал 2 имеет шестнадцать разных скоростей.

**ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ
ШЕСТНАДЦАТИСТУПЕНЧАТОЙ КОРОБКИ
ПЕРЕДАЧ С ТРЕМЯ ВЫХОДНЫМИ
ВАЛАМИ**

Колеса 7, 8 и 9 могут скользить по призматической направляющей *a* входного вала 1 и войти в зацепление с жестко связанными колесами 12, 13 и 14, свободно вращающимися вокруг промежуточного вала 5 вместе с колесом 15, входящим в зацепление с колесом 10. Колеса 10 и 11 свободно вращаются на валу 1. Вал 5 имеет призматическую направляющую *b*, по которой может скользить колесо 16, выходя из зацепления с колесом 11 и соединяясь с колесом 15. С валом 5 жестко связано зубчатое колесо 20,



входящее в зацепление с колесом 19. Колеса 18 и 19 жестко связаны с валом 4, являющимся одним из выходных валов. На втором выходном валу 2 имеется призматическая направляющая *c*, по которой может скользить колесо 17, входя в зацепление с колесом 18 и соединяясь с колесом 20. Жестко связанное с валом 2 колесо 21 входит в зацепление с колесом 6, жестко связанным с третьим выходным валом 3. Таким образом, при вращении вала 1 валы 2, 3 и 4 имеют различные скорости. Если, например, в зацеплении находятся колеса 8 и 13, колеса 10 и 15 и колеса 18 и 17, то передаточные отношения u_{12} , u_{13} и u_{14} будут равны

$$u_{12} = - \frac{z_{13} z_{10} z_{16} z_{19} z_{17}}{z_8 z_{15} z_{11} z_{20} z_{18}},$$

$$u_{13} = \frac{z_{13} z_{10} z_{16} z_{19} z_{17} z_6}{z_8 z_{15} z_{11} z_{20} z_{18} z_{21}}, \quad u_{14} = \frac{z_{13} z_{10} z_{16} z_{19}}{z_8 z_{15} z_{11} z_{20}}.$$

Если при том же зацеплении колес колесо 17 соединено с колесом 20, то передаточные отношения u_{12} , u_{13} и u_{14} будут равны

$$u_{12} = - \frac{z_{13} z_{10} z_{16}}{z_8 z_{15} z_{11}}, \quad u_{13} = \frac{z_{13} z_{10} z_{16} z_8}{z_8 z_{15} z_{11} z_{21}},$$

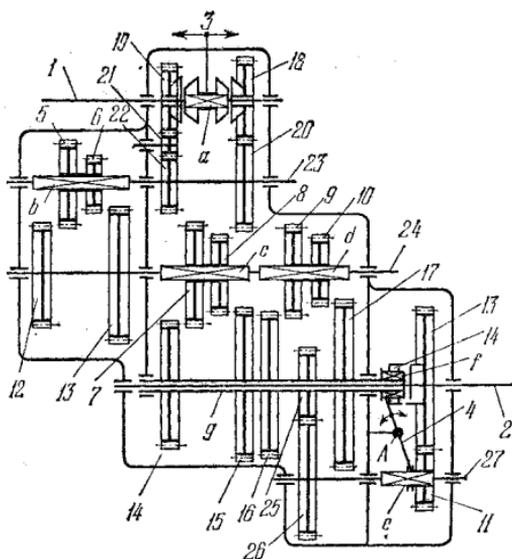
$$u_{14} = \frac{z_{13} z_{10} z_{16} z_{19}}{z_8 z_{15} z_{11} z_{20}}.$$

т. е. передаточное отношение u_{14} остается без изменения. Аналогично можно получить передаточные отношения, если в зацеплении будут находиться колеса 7, 12 или 9, 14. Если колеса 7 и 8 не находятся в зацеплении, колесо 17 соединено с колесом 20, а колесо 9 соединено с колесом 10, то передаточные отношения u_{12} , u_{13} и u_{14} будут равны

$$u_{12} = - \frac{z_{16}}{z_{11}}, \quad u_{13} = \frac{z_{16} z_8}{z_{11} z_{21}}, \quad u_{14} = \frac{z_{16} z_{19}}{z_{11} z_{20}}.$$

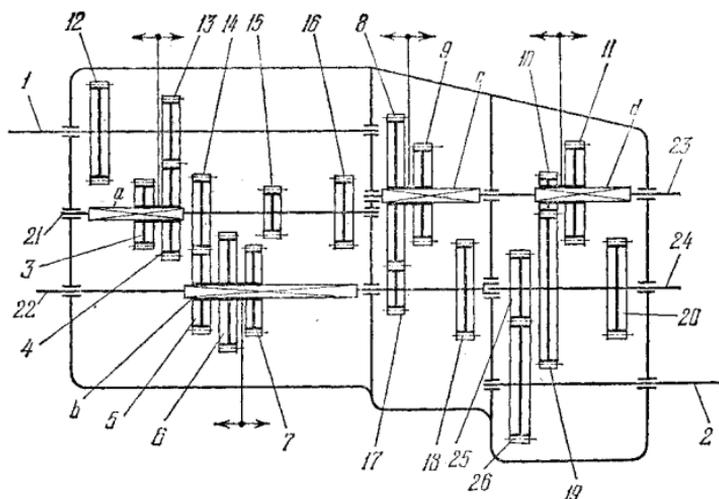
Остальные восемь передаточных отношений могут быть получены соединением колеса 16 с колесом 15 и вхождением колес 7, 8, 9 в зацепление с колесами 12, 13, 14 и колеса 17 с колесом 18. Таким образом, при вращении вала 1 валы 2, 3 и 4 могут иметь шестнадцать разных скоростей.

**ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ
ШЕСТНАДЦАТИСТУПЕНЧАТОЙ КОРОБКИ
ПЕРЕДАЧ С ФРИКЦИОННОЙ МУФТОЙ
И СКОльзяЩИМИ КОЛЕСАМИ**



Диски фрикционной муфты 3 могут скользить вдоль призматической направляющей *a* вала 1 и соединяться с колесом 18 или 19, свободно вращающимися вокруг вала 1. Колесо 19 может входить в зацепление с паразитным колесом 21, которое в свою очередь входит в зацепление с колесом 22, жестко связанным с валом 23. Колесо 18 входит в зацепление с колесом 20, жестко связанным с валом 23. Колеса 5 и 6 могут скользить вдоль призматической направляющей *b* вала 23 и входить в зацепление с колесами 12 и 13, жестко связанными с валом 24. Колеса 7, 8, 9, 10 могут скользить вдоль призматических направляющих *с* и *d* вала 24. Колеса 7, 8 и 9, 10 могут входить в зацепление соответственно с колесами 14, 15 и 16, 17, свободно вращающимися на валу 2. Колесо 25, жестко связанное с колесами 14, 15 и 16, 17, входит в зацепление с колесом 26, жестко связанным с промежуточным валом 27. Муфта 14 может скользить вдоль призматической направляющей *f* втулки. Соединение муфты 14 с колесом 13, жестко связанным с валом 2, производится поворотом поводка 4 вокруг неподвижной оси *A*. При этом одновременно происходит вывод колеса 11 из зацепления с колесом 13 перемещением колеса 11 вдоль призматической направляющей вала 27.

В зависимости от включения муфт 3 и 14, а также от того, какие из скользящих колес находятся в зацеплении, при вращении вала 1 вал 2 имеет шестнадцать разных скоростей.



С валом 1 жестко связаны колеса 12 и 13, имеющие возможность входить в зацепление с одним из колес 3 или 4, скользящих по призматической направляющей *a* промежуточного вала 21, с которым жестко связаны колеса 14, 15 и 16. Жестко связанные колеса 5, 6 и 7 могут скользить по призматической направляющей *b* промежуточного вала 22 и входить в зацепление с одним из колес 14, 15 или 16. Жестко связанные колеса 8, 9 и 10, 11 могут скользить вдоль призматических направляющих *c* и *d* промежуточного вала 23 и входить в зацепление с колесами 17, 18, жестко связанными с валом 22, и колесами 19, 20, жестко связанными с валом 24. С валом 24 жестко связано колесо 25, входящее в зацепление с колесом 26, жестко связанным с валом 2. При вращении вала 1 вал 2 может иметь двадцать четыре разные скорости в зависимости от того, какие из скользящих колес 3, 4 или 5, 6, 7, или 8, 9, или 10, 11 входят в зацепление с соответствующими колесами, жестко связанными с валами 1, 21, 22, 24 и 2.

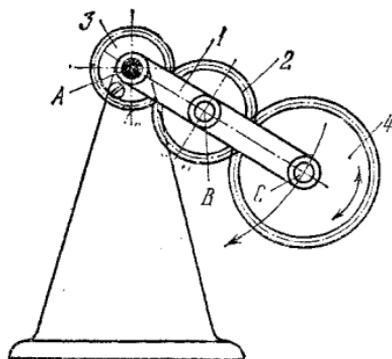
2. МЕХАНИЗМЫ ПЛАНЕТАРНЫХ
КОРОБОК ПЕРЕДАЧ И РЕДУКТОРОВ
(2713—2738)

2713

ЗУБЧАТЫЙ ПЛАНЕТАРНЫЙ МЕХАНИЗМ
С ОДНИМ СОЛНЕЧНЫМ КОЛЕСОМ
И ДВУМЯ САТЕЛЛИТАМИ

СЗ

МП



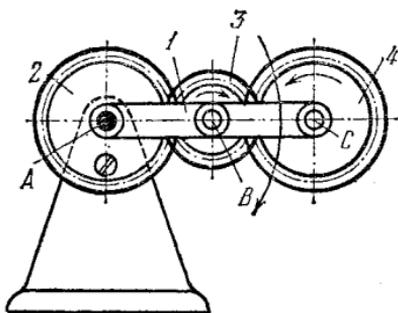
Водило 1, вращающееся вокруг неподвижной оси А, входит во вращательные пары В и С с сателлитами 2 и 4. Сателлит 2 входит в зацепление с неподвижным зубчатым колесом 3 и сателлитом 4. Числа оборотов в минуту n_1 водила 1 и n_4 колеса 4 удовлетворяют условию $n_4 = n_1 \frac{z_4 - z_3}{z_4}$, где z_3 и z_4 — числа зубьев колес 3 и 4.

2714

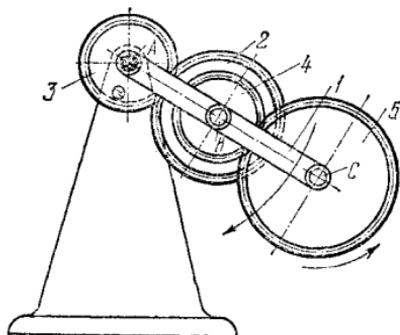
ЗУБЧАТЫЙ ПЛАНЕТАРНЫЙ
МЕХАНИЗМ ФЕРГЮССОНА

СЗ

МП



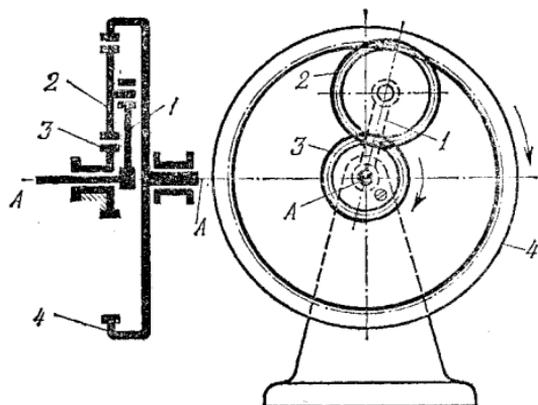
Водило 1 вращается вокруг неподвижной оси А. Колесо 3, образующее с водилом 1 вращательную пару В, входит в зацепление с неподвижным колесом 2 и подвижным колесом 4, входящим во вращательную пару С с водилом 1. Числа оборотов в минуту n_1 водила 1 и n_4 колеса 4 связаны условием $n_4 = n_1 \frac{z_4 - z_2}{z_4}$, где z_2 и z_4 — числа зубьев колес 2 и 4. При равных размерах колес 2 и 4 получают «парадокс Фергюссона», заключающийся в том, что колесо 4 совершает круговое поступательное движение.



Водило I , вращающееся вокруг неподвижной оси A , входит во вращательную пару B с жестко связанными друг с другом сателлитами 2 и 4 и во вращательную пару C с сателлитом 5 . Сателлит 2 входит в зацепление с неподвижным зубчатым колесом 3 . Сателлит 4 входит в зацепление с сателлитом 5 . Числа оборотов в минуту n_1 водила I и n_5 колеса 5 удовлетворяют условию

$$n_5 = n_1 \frac{z_2 z_5 - z_3 z_4}{z_2 z_5},$$

где z_2 , z_3 , z_4 и z_5 — числа зубьев колес 2 , 3 , 4 и 5 .



Водило 1 , вращающееся вокруг неподвижной оси $A - A$, входит во вращательную пару с сателлитом 2 , входящим во внешнее зацепление с неподвижным колесом 3 и во внутреннее зацепление с колесом 4 , вращающимся вокруг неподвижной оси $A - A$. Числа зубьев z_2 , z_3 и z_4 колес 2 , 3 и 4 для соблюдения условия соосности звеньев 1 и 4 должны удовлетворять условию

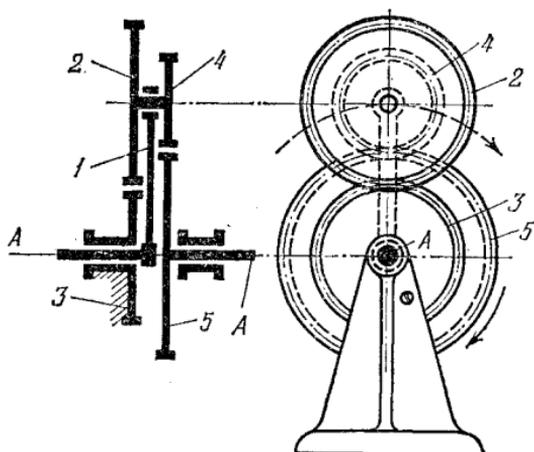
$$z_3 + 2z_2 = z_4.$$

Числа оборотов в минуту n_4 колеса 4 и n_1 водила 1 удовлетворяют условию

$$n_4 = n_1 \frac{z_3 + z_4}{z_4}.$$

Вращения колеса 4 и водила 1 происходят в одном и том же направлении.

ЗУБЧАТЫЙ ПЛАНЕТАРНЫЙ
ЧЕТЫРЕХЗВЕННЫЙ МЕХАНИЗМ
РЕДУКТОРА С ДВУМЯ ВНЕШНИМИ
ЗАЦЕПЛЕНИЯМИ



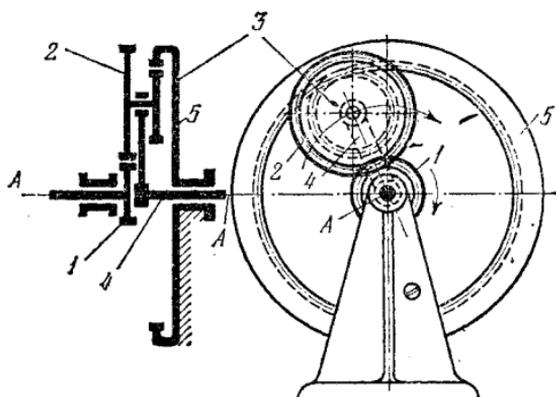
Водило 1 , вращающееся вокруг неподвижной оси $A - A$, входит во вращательную пару с жестко связанными друг с другом сателлитами 2 и 4 . Сателлит 2 входит в зацепление с неподвижным зубчатым колесом 3 , а сателлит 4 входит в зацепление с зубчатым колесом 5 , вращающимся вокруг неподвижной оси $A - A$. Числа зубьев z_2, z_3, z_4 и z_5 колес $2, 3, 4$ и 5 для соблюдения условия соосности звеньев 1 и 5 при одинаковых модулях зацепления должны удовлетворять условию

$$z_2 + z_3 = z_4 + z_5.$$

Числа оборотов в минуту n_1 водила 1 и n_5 колеса 5 удовлетворяют условию

$$n_5 = n_1 \frac{z_2 z_5 - z_3 z_4}{z_2 z_5}.$$

При $z_5 > z_3$ вращения водила 1 и колеса 5 происходят в одном и том же направлении. Этот механизм позволяет получить большие передаточные отношения.



Водило 4, вращающееся вокруг неподвижной оси A , входит во вращательную пару с жестко связанными сателлитами 2 и 3. Сателлит 2 входит во внешнее зацепление с зубчатым колесом 1, вращающимся вокруг неподвижной оси A , а сателлит 3 — во внутреннее зацепление с неподвижным зубчатым колесом 5. При вращении водила 4 колесо 3 перекатывается по колесу 5, приводя во вращение вокруг оси A колесо 1. Для соблюдения условия соосности звеньев 4 и 1 числа зубьев z_1 , z_2 , z_3 и z_5 колес 1, 2, 3 и 5 при одинаковом модуле зацепления должны удовлетворять условию

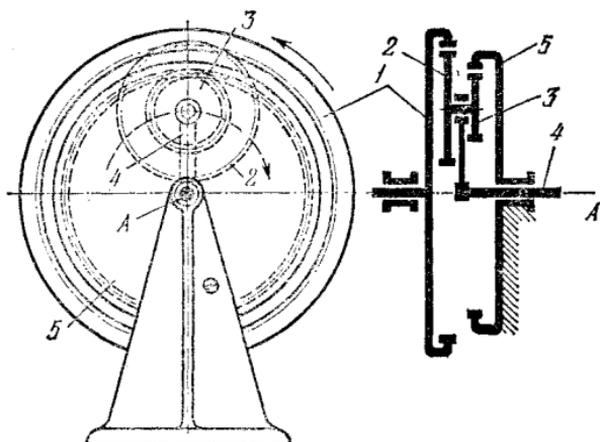
$$z_1 + z_2 = z_5 - z_3.$$

Числа оборотов в минуту n_4 водила 4 и n_1 колеса 1 удовлетворяют условию

$$n_4 = n_1 \frac{z_1 z_3}{z_1 z_3 + z_2 z_5}.$$

Вращения водила 4 и колеса 1 происходят в одном и том же направлении.

ЗУБЧАТЫЙ ПЛАНЕТАРНЫЙ
ЧЕТЫРЕХЗВЕННЫЙ МЕХАНИЗМ
РЕДУКТОРА С ДВУМЯ ВНУТРЕННИМИ
ЗАЦЕПЛЕНИЯМИ



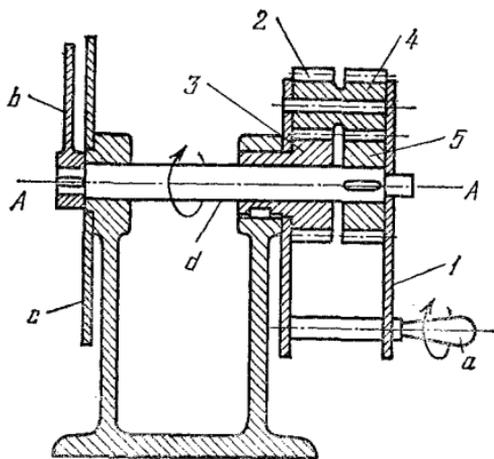
С зубчатым колесом 1, вращающимся вокруг неподвижной оси A , входит во внутреннее зацепление сателлит 2, жестко связанный с сателлитом 3, входящим во внутреннее зацепление с неподвижным зубчатым колесом 5. Водило 4, вращающееся вокруг неподвижной оси A , входит во вращательную пару с сателлитами 2 и 3. Числа зубьев z_1 , z_2 , z_3 и z_5 колес 1, 2, 3 и 5 для соблюдения условия соосности звеньев 1 и 4 при одинаковом модуле зацепления должны удовлетворять условию

$$z_1 + z_3 = z_2 + z_5.$$

Числа оборотов в минуту n_1 колеса 1 и n_4 водила 4 удовлетворяют условию

$$n_4 = -n_1 \frac{z_1 z_3}{z_2 z_5 - z_1 z_3}.$$

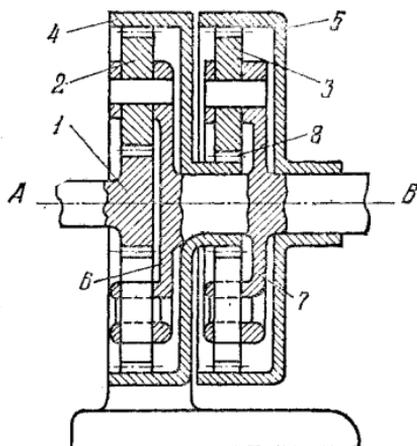
При $z_1 > z_5$ вращения колеса 1 и водила 4 происходят в противоположных направлениях.



Водило 1, снабженное ручкой *a*, вращается вокруг неподвижной оси *A — A*, входя во вращательную пару со спаренными сателлитами 2 и 4. Сателлит 2 входит в зацепление с неподвижным зубчатым колесом 3, а сателлит 4 входит в зацепление с зубчатым колесом 5, вращающимся вокруг оси *A — A*. С валом колеса 5 жестко связана стрелка *b*. Числа зубьев колес равны $z_2 = z_5 = 20$ и $z_4 = z_3 = 19$. При выбранных числах зубьев передаточное отношение u_{51} равно

$$u_{51} = 1 - \frac{z_4 z_3}{z_5 z_2} = 1 - \frac{19 \cdot 19}{20 \cdot 20} = \frac{39}{400} \approx \frac{1}{10}.$$

Таким образом, стрелка *b* совершает один оборот при 10 оборотах водила 1. Угол поворота стрелки *b* фиксируется на неподвижном диске *c*.



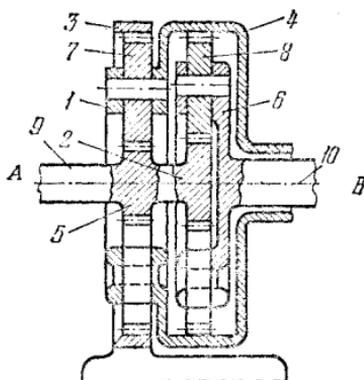
С валом *A* жестко связано зубчатое колесо *1*, входящее в зацепление с сателлитами *2*, которые в свою очередь входят во вращательные пары с водилом *б* и во внутреннее зацепление с неподвижным зубчатым колесом *4*. Водило *б* жестко связано с валом *B* и водилом *7*. Сателлиты *3* входят во вращательные пары с водилом *7*, в зацепление с колесом *8*, жестко связанным с колесом *4*, и во внутреннее зацепление с колесом *5*, которое свободно вращается вокруг вала *B*. Таким образом, вал *A* передает вращение в одном и том же направлении двум звеньям, валу *B* и колесу *5*. Числа оборотов в минуту n_1 , n_5 и n_7 колес *1*, *5* и водила *7* связаны условиями

$$n_5 = n_1 \frac{z_1 (z_5 + z_8)}{z_5 (z_1 + z_4)}$$

и

$$n_7 = n_1 = \frac{z_1}{z_1 + z_4},$$

где z_1 , z_4 , z_5 и z_8 — числа зубьев колес *1*, *4*, *5* и *8*.



С валом 9, вращающимся вокруг неподвижной оси А, жестко связаны зубчатые колеса 2 и 5, входящие в зацепление с сателлитами 8 и 7. Сателлит 7 входит во внутреннее зацепление с неподвижным колесом 3. Водило 1 имеет зубчатый венец 4, входящий во внутреннее зацепление с сателлитом 8. Водило 6 жестко связано с валом 10, вращающимся вокруг неподвижной оси В. Венец 4 свободно вращается на валу 10. Таким образом вал 9 передает вращение в одном и том же направлении двум звеньям: валу 10 и венцу 4. Числа оборотов в минуту n_5 , n_4 и n_6 колес 5, 4 и водила 6 связаны условиями

$$n_4 = n_5 \frac{z_5}{z_3 + z_5}$$

и

$$n_6 = n_5 \frac{z_2(z_3 + z_5) + z_4 z_5}{(z_2 + z_4)(z_3 + z_5)},$$

где z_2 , z_3 , z_4 и z_5 — числа зубьев колес 2, 3, 4 и 5.

С валом 1 жестко связано зубчатое колесо 2, вращающееся вокруг неподвижной оси А и входящее в зацепление с сателлитом 3, жестко связанным с сателлитом 6. Сателлиты 3 и 6 имеют кольца а, входящие в выточки b зубчатого колеса 5 и втулки 7, жестко насаженной на вал 1. Кольцо а скользит в выточках b и тем самым заменяет водило планетарного механизма. Сателлит 3 входит во внутреннее зацепление с неподвижным колесом 4, а сателлит 6 — во внутреннее зацепление с зубчатым колесом 5, вращающимся вокруг оси А. Числа зубьев z_3, z_4, z_5, z_6 колес 3, 4, 5 и 6 связаны условиями

$$z_3 = z_6 - 1, \quad z_5 = z_4 + 1.$$

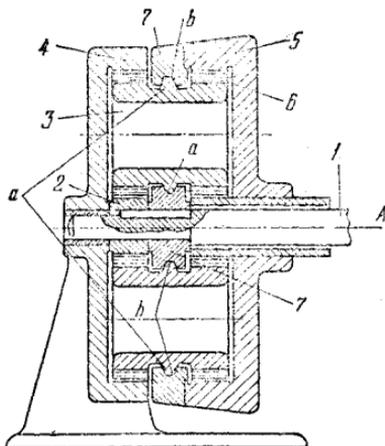
Кроме того, для соблюдения условия соосности звеньев 2 и 5 при одинаковом модуле зацепления удовлетворяются условия

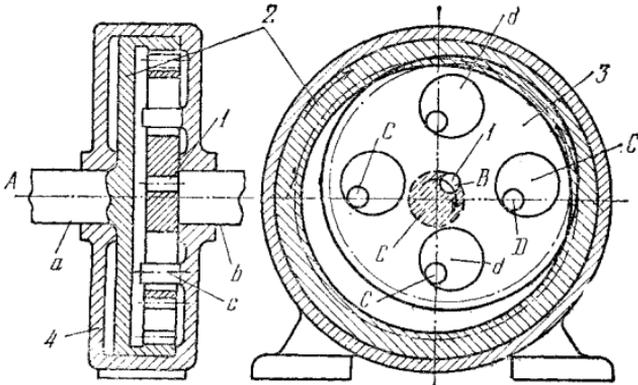
$$z_2 + 2z_3 = z_4 \quad \text{и} \quad z_5 - z_6 = z_4 - z_3.$$

Числа оборотов в минуту n_2 колеса 2 и n_5 колеса 5 удовлетворяют условию

$$n_5 = n_2 \frac{z_2}{z_3 z_5} \frac{(z_3 z_5 - z_4 z_6)}{(z_2 + z_4)}.$$

Вращение колес 2 и 5 происходит в одном и том же направлении.





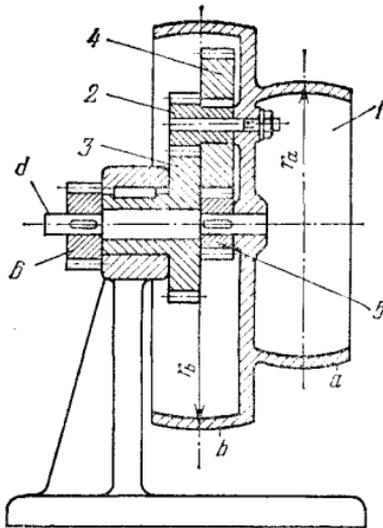
Кривошип *1*, вращающийся вокруг неподвижной оси *A* вала *b*, входит во вращательную пару *B* с зубчатым колесом *3*. Колесо *3* снабжено четырьмя симметрично расположенными круглыми отверстиями *d* с центрами *C*, радиус которых равен радиусу кривошипа *1*. С неподвижной коробкой *4* жестко связаны пальцы с центрами *D*, входящие в отверстия *d*. Диаметры пальцев равны диаметру пальца кривошипа *1*. Таким образом, размеры механизма удовлетворяют условию

$$AB = DC \quad \text{и} \quad AD = BC.$$

Фигура *ABCD* является параллелограммом. Такие же параллелограммы образуют все пальцы *c* и отверстия *d*. Так как шатуном параллелограмма является колесо *3*, то оно совершает поступательное движение и все точки колеса описывают окружности радиуса *AB*. Колесо *3* входит во внутреннее зацепление с колесом *2* вала *a*, вращающимся вокруг неподвижной оси *A*. Числа оборотов в минуту n_1 кривошипа *1* и n_2 колеса *2* связаны условием

$$n_2 = n_1 \frac{z_2 - z_3}{z_2},$$

где z_2 и z_3 — числа зубьев колес *2* и *3*. Вращение валов *a* и *b* происходит в одном и том же направлении. Если число зубьев z_3 близко к числу зубьев z_2 , то механизм осуществляет передачу вращения с большим передаточным отношением.

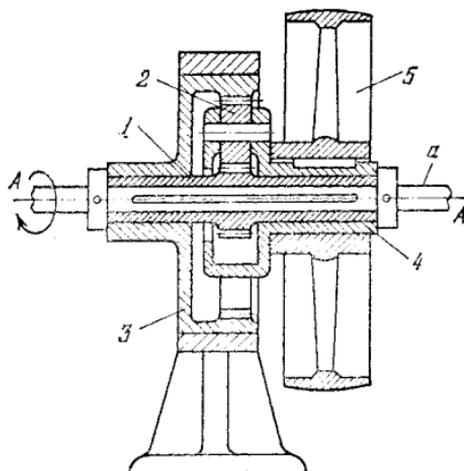


Приводной шкив 1 состоит из двух жестко связанных друг с другом шкивов *a* и *b* радиусов r_a и r_b и является водилом, входящим во вращательную пару с сателлитами 2 и 4, жестко связанными друг с другом. Сателлит 2 входит в зацепление с неподвижным зубчатым колесом 3, а сателлит 4 входит в зацепление с зубчатым колесом 5, жестко связанным с зубчатым колесом 6 вала *d*. Числа оборотов в минуту n_1 шкива 1 и n_6 колеса 6 связаны условием

$$n_6 = -n_1 \frac{z_3 z_4 - z_2 z_5}{z_2 z_5},$$

где z_2 , z_3 , z_4 и z_5 — числа зубьев колес 2, 3, 4 и 5. Переводом ремня со шкива *a* на шкив *b* можно осуществлять вращение колеса 6 с угловыми скоростями ω_a и ω_b , связанными условием

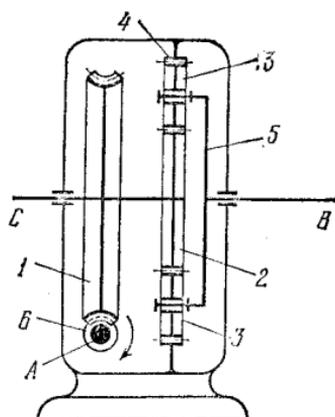
$$\frac{\omega_a}{\omega_b} = \frac{r_b}{r_a}.$$



Зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси $A - A$ вала a , входит в зацепление с сателлитом 2, входящим во вращательную пару с водилом 4, с которым жестко скреплен приводной шкив 5. Сателлит 2 входит во внутреннее зацепление с неподвижным зубчатым колесом 3. При вращении колеса 1 колесо 2 перекачивается по колесу 3 и приводит во вращение вокруг оси $A - A$ шкив 5. Числа зубьев z_1 , z_2 и z_3 удовлетворяют условиям $z_1 = z_2$ и $z_3 = 3z_1$. Тогда числа оборотов в минуту n_1 колеса 1 и n_5 шкива 5 связаны условием

$$n_5 = \frac{n_1}{4},$$

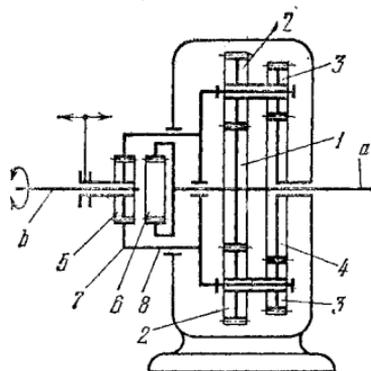
т. е. приводной шкив 5 вращается в том же направлении, как и колесо 1, с угловой скоростью, меньшей в четыре раза угловой скорости колеса 1.



Червяк 6 вращается вокруг неподвижной оси *A*, перпендикулярной к плоскости чертежа, входя в зацепление с червячным колесом 1, жестко скрепленным с валом *C*. С валом *C* жестко скреплено зубчатое колесо 2, входящее в зацепление с сателлитами 3, которые входят во внутреннее зацепление с неподвижным зубчатым колесом 4. Сателлиты 3 входят во вращательную пару с водилом 5, жестко скрепленным с валом *B*. Числа оборотов в минуту n_6 червяка 6 и n_5 водила 5 связаны условием

$$n_5 = n_6 \frac{z_6}{z_1} \frac{z_2}{(z_2 + z_4)},$$

где z_1 — число зубьев червячного колеса 1, z_6 — число ниток резьбы червяка 6, а z_2 , z_4 — числа зубьев колес 2 и 4.



С валом *a* жестко связано зубчатое колесо *1*, входящее в зацепление с сателлитами *2*, входящими во вращательные пары с водилом *7*. Сателлиты *3*, жестко связанные с сателлитами *2*, входят в зацепление с неподвижным зубчатым колесом *4*. На валу *a* имеется зубчатый обод *б* с внутренними зубьями, являющийся частью переключающей муфты. Такой же обод имеется у водила *7*. Другой частью муфты является колесо *5* с внешними зубьями. Колесо *5* посажено на шпонку, принадлежащую валу *b*, и может скользить по ней. При вращении вала *a* вал *b* может вращаться в прямом или обратном направлении, что достигается включением или выключением колес *5* и *6*. В положении, указанном на рисунке, вращение от вала *a* передается через колесо *1* сателлитам *2* и *3*. Сателлиты *3* обкатываются по неподвижному колесу *4*, приводя во вращение водило *7*. При зацеплении колеса *5* с колесом *6* сателлиты *2* и *3* выводятся из зацепления и вращение от вала *a* передается непосредственно валу *b*, который вращается с той же угловой скоростью, что и вал *a*.

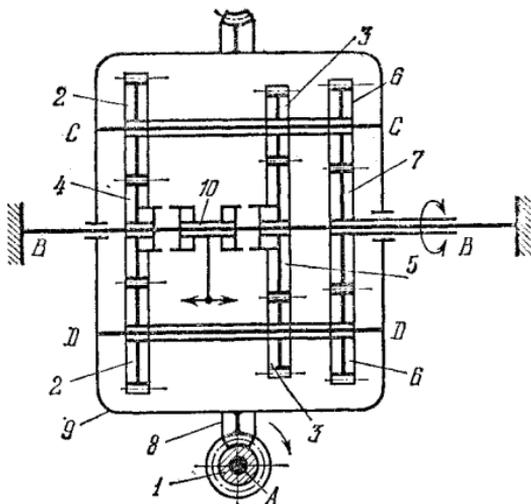
Червяк 1, вращающийся вокруг неподвижной оси A , входит в зацепление с червячным колесом 8 водила 9, выполненного в виде коробки, вращающейся вокруг неподвижной оси $B-B$. Жестко связанные друг с другом сателлиты 2, 3 и 6 вращаются вокруг осей $C-C$ и $D-D$ водила 9. Сателлиты 2 входят в зацепление с зубчатым колесом 4, сателлиты 3 — с зубчатым колесом 5 и сателлиты 6 — с зубчатым колесом 7, свободно вращающимся вокруг оси $B-B$. Колеса 4 и 5 могут свободно вращаться вокруг оси $B-B$ или стопориться введением муфты 10 в сцепление с колесом 4 или колесом 5, осуществляя таким образом прямое и реверсивное движение колеса 7. Числа зубьев z_2, z_3, z_4, z_5, z_6 и z_7 колес 2, 3, 4, 5, 6 и 7 удовлетворяют условиям $z_4 = z_2$ и $z_5 > z_7 > z_2 > z_6 > z_3$. Число оборотов в минуту n_1 червяка 1 и n_7 колеса 7 при прямом движении удовлетворяют условию

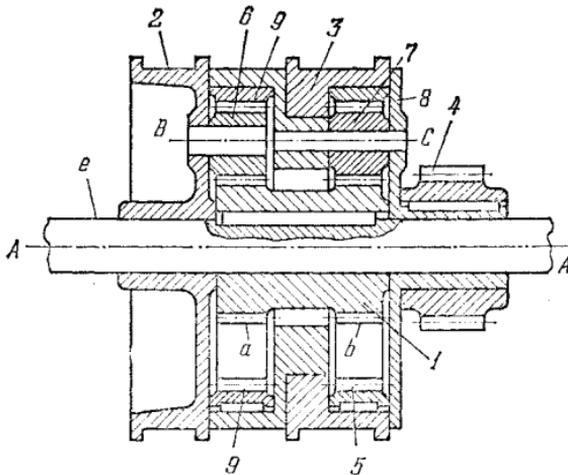
$$n_7 = n_1 \frac{z_1}{z_8} \frac{z_7 - z_6}{z_7}.$$

При реверсивном движении числа оборотов n_1 и n_7 будут удовлетворять условию

$$n_7 = -n_1 \frac{z_1}{z_8} \left(\frac{z_6 z_5 - z_7 z_3}{z_7 z_3} \right),$$

где z_1 — число ниток резьбы червяка 1 и z_8 — число зубьев червячного колеса 8.



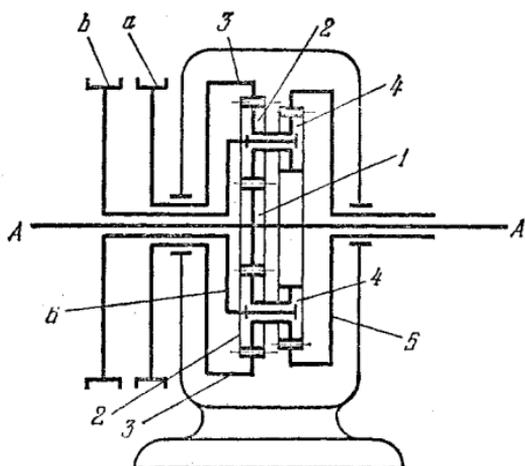


Зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси $A - A$ вала e , имеет два зубчатых венца a и b с равными числами зубьев. Венцом a колесо 1 входит в зацепление с зубчатым колесом 6, а венцом b — в зацепление с зубчатым колесом 7. Колесо 6 вращается вокруг оси B тормозного барабана 2, входя во внутреннее зацепление с зубчатым колесом 9, жестко соединенном с водилом 8. Колесо 7 вращается вокруг оси C водила 8, входя во внутреннее зацепление с зубчатым колесом 5 тормозного барабана 3. Зубчатое колесо 4, жестко скрепленное с водилом 8, вращается вокруг неподвижной оси $A - A$ вала e . Числа зубьев z_5 , z_6 , z_7 и z_9 колес 5, 6, 7 и 9 удовлетворяют условиям $z_6 = z_7$ и $z_5 = z_9$. Числа оборотов в минуту n_4 колеса 4 и n_1 колеса 1 при прямом движении, когда заторможен барабан 3, связаны соотношением

$$n_4 = n_1 \frac{z_1}{z_1 + z_5}.$$

При реверсивном движении, когда заторможен барабан 2, число n_4 оборотов в минуту равно

$$n_4 = - n_1 \frac{z_1}{z_9}.$$

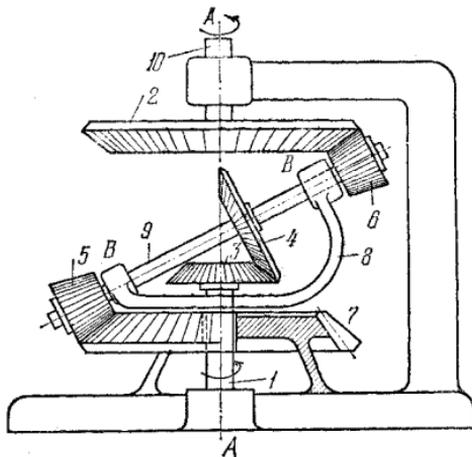


Зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси $A - A$, входит в зацепление с сателлитами 2. Сателлиты 2 входят во внутреннее зацепление с зубчатым колесом 3, с которым жестко связан тормозной барабан a . С сателлитами 2 жестко связаны сателлиты 4, входящие во внутреннее зацепление с зубчатым колесом 5, вращающимся вокруг неподвижной оси $A - A$. Водило b , входящее во вращательные пары с сателлитами 2 и 4, вращается вокруг оси $A - A$. С водилом b жестко связан тормозной барабан b . Прямое и реверсивное движения колеса 5 осуществляются торможением барабанов a или b . При прямом движении, когда заторможен барабан a , числа оборотов в минуту n_1 колеса 1 и n_5 колеса 5 связаны условием

$$n_5 = n_1 \frac{z_1(z_2z_5 - z_3z_4)}{z_2z_5(z_1 + z_3)},$$

где z_1 , z_3 , z_4 и z_5 — числа зубьев колес 1, 3, 4 и 5. При реверсивном движении, когда заторможен барабан b , числа оборотов в минуту n_1 и n_5 будут удовлетворять условию

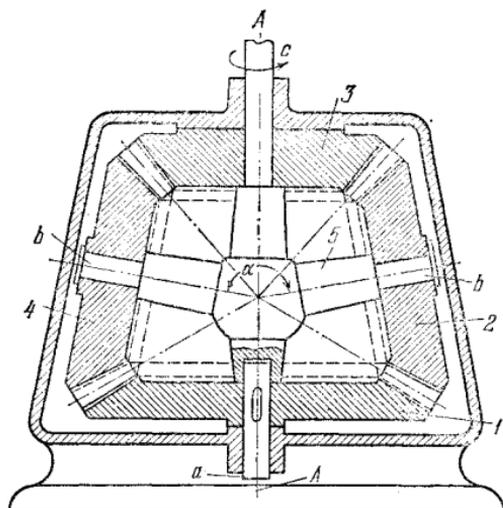
$$n_5 = -n_1 \frac{z_1z_4}{z_2z_5}.$$



С валом 1, вращающимся вокруг неподвижной оси $A - A$, жестко связано коническое зубчатое колесо 3, входящее в зацепление с коническим сателлитом 4, жестко связанным с валом 9. С валом 9 жестко связаны конические сателлиты 5 и 6. Вал 9 вращается в подшипниках водила 8, свободно вращающегося вокруг оси 1. Сателлит 5 входит в зацепление с неподвижным коническим зубчатым колесом 7, а сателлит 6 входит в зацепление с коническим зубчатым колесом 2, жестко связанным с валом 10, вращающимся вокруг неподвижной оси $A - A$. Число n_1 оборотов в минуту вала 1 и число n_{10} оборотов в минуту вала 10, удовлетворяют условию

$$n_{10} = n_1 \frac{z_3 (z_2 z_5 - z_6 z_7)}{z_2 (z_3 z_5 + z_4 z_7)},$$

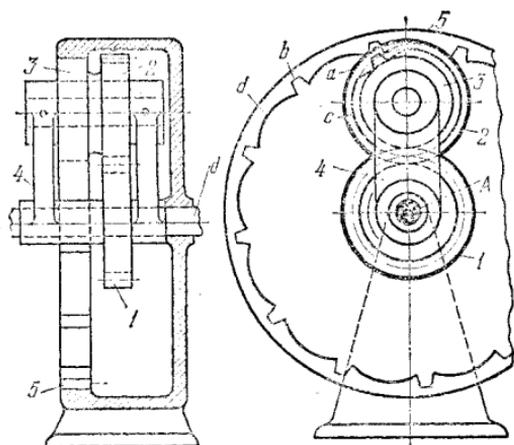
где z_2, z_3, z_4, z_5, z_6 и z_7 — числа зубьев колес 2, 3, 4, 5, 6 и 7.



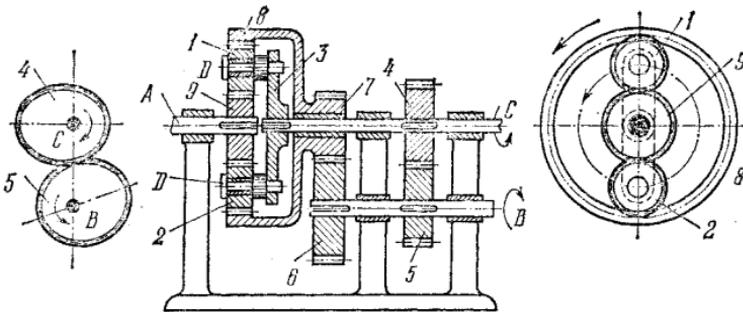
Коническое зубчатое колесо *1*, жестко скрепленное с валом *a*, вращается вокруг оси *A—A*, входя в зацепление с коническими сателлитами *2* и *4*, оси вращения которых образуют некоторый угол α . Сателлиты *2* и *4* входят в зацепление с неподвижным коническим зубчатым колесом *3*. Водило *5* выполнено в виде крестообразного рычага с пальцами *b*, входящими во вращательные пары с сателлитами *2* и *4*. Вал *c* водила *5* вращается вокруг неподвижной оси *A—A*. Числа оборотов в минуту n_1 вала *a* и n_5 вала с водила *5* связаны условием

$$n_5 = n_1 \frac{z_1}{z_1 + z_3},$$

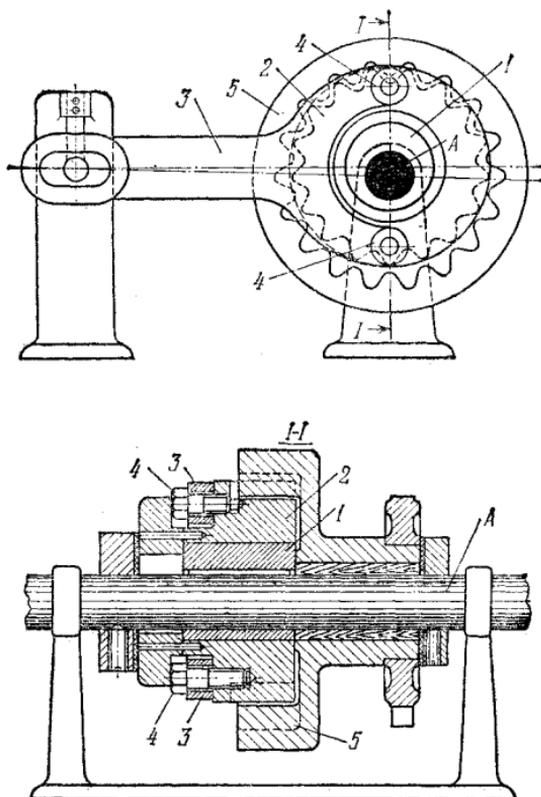
где z_1 и z_3 — числа зубьев колес *1* и *3*.



Зубчатое колесо *1*, вращающееся вокруг неподвижной оси *A — A*, входит в зацепление с сателлитом *2*, с которым жестко связан сателлит *3*. Сателлит *3* снабжен одним зубом *a*, которым он входит в зацепление с впадинами *b* неподвижного колеса *5* с внутренним зацеплением. Колеса *3* и *5* снабжены запирающими дугами *c* и *d*. Сателлиты *2* и *3* входят во вращательную пару с водилом *4*, вращающимся вокруг неподвижной оси *A — A*. Водило *4* вращается только в те периоды времени, когда колеса *3* и *5* находятся в зацеплении. В периоды времени скольжения дуги *c* по дуге *d* водила *4* имеет остановки. Число остановок водила *4* за один полный его оборот равно числу дуг *d* колеса *5*.



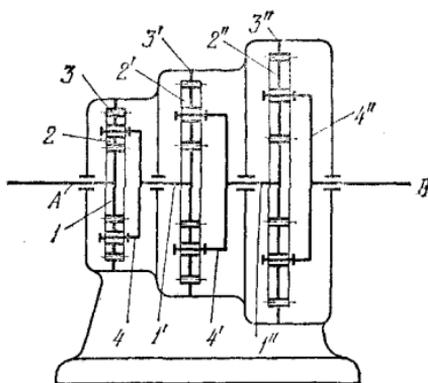
С валом *B* жестко связаны некруглое зубчатое колесо 5 и круглое зубчатое колесо 6. Колесо 5 входит в зацепление с некруглым зубчатым колесом 4, жестко связанным с валом *C*. Колесо 6 входит в зацепление с колесом 7, свободно вращающимся вокруг вала *C*. Колесо 7 жестко связано с зубчатым колесом 8 с внутренними зубьями. С валом *C* жестко связано водило 3, входящее во вращательные пары *D* с сателлитами 1 и 2. Сателлиты 1 и 2 входят в зацепление с колесом 8 и с колесом 9, жестко связанным с валом *A*. При равномерном вращении вала *B* или *C* вал *A* вращается неравномерно.



Эксцентрик 1 , вращающийся вокруг неподвижной оси A , охватывается расширенной втулкой зубчатого колеса 2 . Колесо 2 входит во внутреннее зацепление с зубчатым колесом 5 , вращающимся вокруг оси A . Колесо 2 имеет скобу 3 , закрепленную с колесом винтами 4 , которая предотвращает вращение колеса 2 . Числа оборотов в минуту n_1 эксцентрика 1 и n_5 колеса 5 связаны условием

$$n_1 = n_5 \frac{z_5}{z_5 - z_2},$$

где z_2 и z_5 — числа зубьев колес 2 и 5 . Большое передаточное отношение осуществляется, когда число зубьев колеса 2 мало отличается от числа зубьев колеса 5 .



Каждая ступень механизма состоит из солнечных подвижных зубчатых колес $1, 1', 1''$, симметрично расположенных сателлитов $2, 2'$ и $2''$, входящих соответственно во внешнее зацепление с колесами $1, 1, 1'$ и во внутреннее зацепление с неподвижными зубчатыми колесами $3, 3'$ и $3''$. Водила $4, 4'$ и $4''$ входят соответственно во вращательные пары с сателлитами $2, 2'$ и $2''$. При вращении колеса 1 вокруг оси A водило $4''$ вращается в том же направлении вокруг оси B . При этом числа оборотов в минуту n_1 колеса 1 и $n_{4''}$ водила $4''$ удовлетворяют условию

$$u_{14''} = \frac{n_1}{n_{4''}} = u_{14} \cdot u_{1'4'} \cdot u_{1''4''} =$$

$$= \left(1 + \frac{z_3}{z_1}\right) \left(1 + \frac{z_{3'}}{z_{1'}}\right) \left(1 + \frac{z_{3''}}{z_{1''}}\right),$$

где $z_1, z_{1'}, z_{1''}, z_3, z_{3'}, z_{3''}$ — соответственно числа зубьев колес $1, 1', 1'', 3, 3', 3''$.

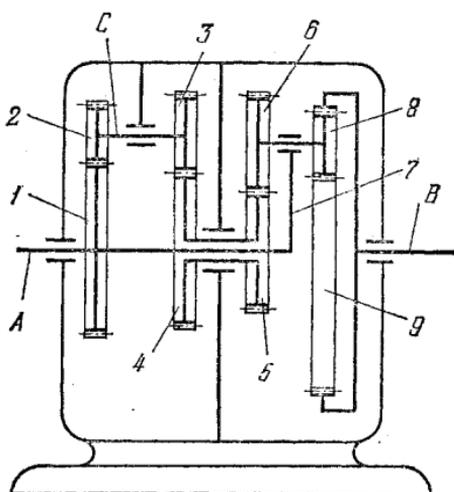
3. МЕХАНИЗМЫ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ И РЕДУКТОРОВ (2739—2764)

2739

ЗАМКНУТЫЙ ЗУБЧАТЫЙ
ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ
РЕДУКТОРА

СЗ

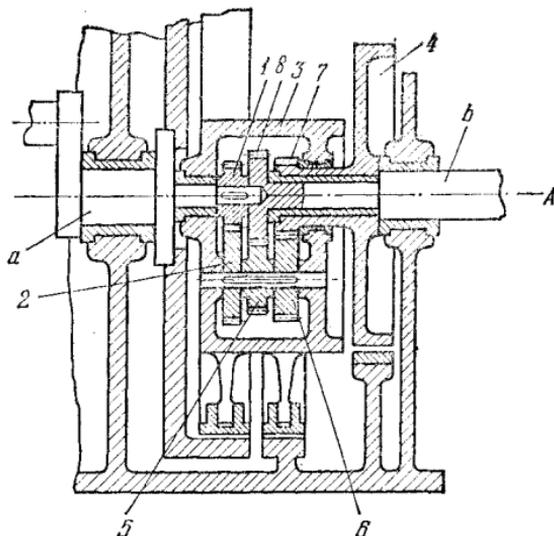
МД



Зубчатое колесо 1 и жестко связанное с ним водило 7 вращаются вокруг неподвижной оси А. Колесо 1 входит в зацепление с зубчатым колесом 2, вращающимся вокруг неподвижной оси С. С колесом 2 жестко связано зубчатое колесо 3, входящее в зацепление с колесом 4, вращающимся вокруг оси А. С колесом 4 жестко связано колесо 5, входящее в зацепление с сателлитом 6, который жестко связан с сателлитом 8, входящим во внутреннее зацепление с колесом 9, вращающимся вокруг неподвижной оси В. Сателлиты 6 и 8 входят во вращательную пару с водилом 7. Числа n_1 и n_9 оборотов в минуту колес 1 и 9 связаны условием

$$n_9 = n_1 \frac{z_5 z_8}{z_8 z_9} \left(1 - \frac{z_1 z_3}{z_2 z_4} + \frac{z_6 z_9}{z_5 z_8} \right),$$

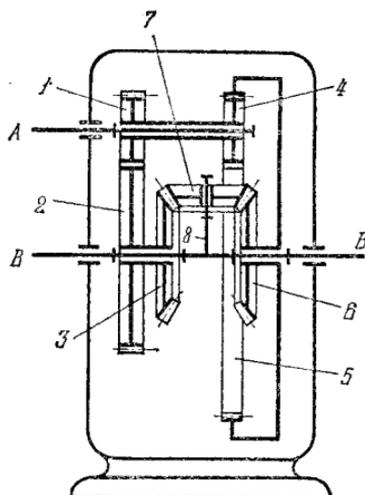
где $z_1, z_2, z_3, z_4, z_5, z_6, z_8$ и z_9 — числа зубьев колес 1, 2, 3, 4, 5, 6, 8 и 9.



Зубчатое колесо 1 вала *a* вращается вокруг неподвижной оси *A — A*, входя в зацепление с сателлитом 2, жестко связанным с сателлитами 5 и 6. Сателлиты 2, 5 и 6 входят во вращательную пару с водилом 3, вращающимся вокруг оси *A — A*. Сателлит 5 входит в зацепление с зубчатым колесом 8, жестко скрепленным с валом *b*. Сателлит 6 входит в зацепление с зубчатым колесом 7 тормозного барабана 4, свободно вращающегося вокруг оси вала *b*. Прямая передача вращения от вала *a* к валу *b* осуществляется торможением водила 3, а реверсивная передача вращения от вала *a* к валу *b* осуществляется торможением барабана 4. Числа зубьев z_1, z_2, z_5, z_6, z_7 и z_8 колес 1, 2, 5, 6, 7 и 8 для удовлетворения соосности валов *a* и *b* при одинаковых модулях зацепления должны удовлетворять условиям $z_1 + z_2 = z_5 + z_8 = z_6 + z_7$.

Числа оборотов в минуту n_1 вала *a* и n_8 вала *b* при прямой передаче вращения удовлетворяют условию $n_8 = n_1 \frac{z_1 z_5}{z_2 z_8}$. При ре-

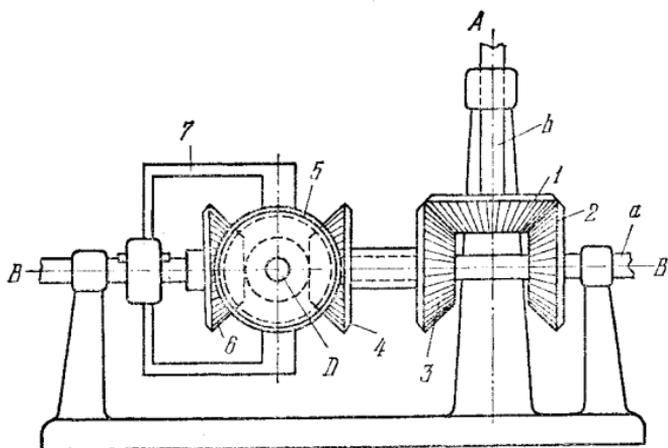
версивном движении числа оборотов в минуту n_1 и n_8 удовлетворяют условию $n_8 = -n_1 \frac{z_1 (z_6 z_8 - z_5 z_7)}{z_8 (z_2 z_7 - z_1 z_6)}$.



Жестко связанные друг с другом зубчатые колеса 1 и 4 вращаются вокруг неподвижной оси *A*. Колесо 1 входит в зацепление с зубчатым колесом 2, вращающимся вокруг неподвижной оси *B — B*. Колесо 4 входит во внутреннее зацепление с зубчатым колесом 5, вращающимся вокруг оси *B — B*. С колесами 2 и 5 жестко связаны два равных зубчатых конических колеса 3 и 6, входящие в зацепление с коническим сателлитом 7, входящим во вращательную пару с водилом 8, вращающимся вокруг оси *B — B*. Число n_1 и n_8 оборотов в минуту колеса 1 и водила 8 связаны условием

$$n_8 = -n_1 \frac{z_1 z_5 - z_2 z_4}{2z_2 z_5},$$

где z_1 , z_2 , z_4 и z_5 — числа зубьев колес 1, 2, 4 и 5. Вращения валов 1 и 8 происходят в противоположных направлениях.

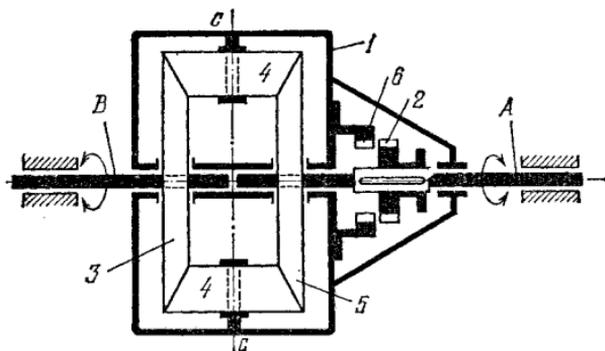


Вал b с коническим зубчатым колесом 1 вращается вокруг неподвижной оси A . Колесо 1 входит в зацепление с равными коническими зубчатыми колесами 2 и 3 . Колесо 2 жестко связано с валом a , вращающимся вокруг неподвижной оси $B - B$. Колесо 3 и жестко связанное с ним коническое зубчатое колесо 4 свободно вращаются на валу a . С валом a жестко связана рамка 7 , являющаяся водилом. Водило 7 входит во вращательную пару D с коническим сателлитом 5 , входящим в зацепление с колесом 4 и коническим зубчатым колесом 6 , свободно вращающимся на валу a . Числа зубьев z_1, z_2, z_3, z_4, z_5 и z_6 колес $1, 2, 3, 4, 5$ и 6 удовлетворяют условиям

$$z_1 = z_2 = z_3 \quad \text{и} \quad z_4 = z_5 = z_6.$$

Числа оборотов в минуту n_1 колеса 1 и n_6 колеса 6 связаны условием

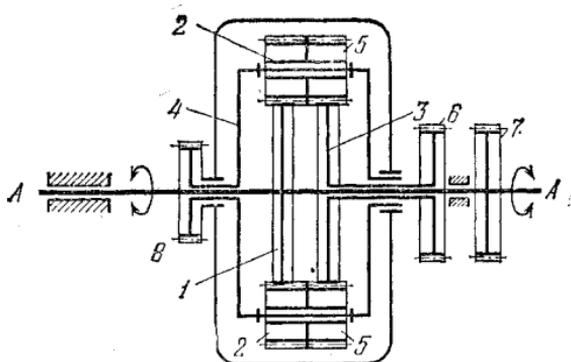
$$n_6 = 3n_1.$$



С полуосями *A* и *B* жестко связаны два равных конических колеса *3* и *5*, входящих в зацепление с коническими сателлитами *4*, вращающимися вокруг осей *C — C* водила, выполненного в виде коробки *1*, вращающейся вокруг полуосей *A* и *B*. Числа оборотов в минуту n_3 колеса *3*, n_5 колеса *5* и n_1 коробки *1* связаны условием

$$n_1 = \frac{z_3 + z_5}{2}.$$

Механизм снабжен блокирующей зубчатой муфтой *2*, скользящей вдоль полуоси *A*, входящей во внутреннее зацепление с зубчатым колесом *6*, жестко связанным с коробкой *1*. При отсоединенной блокирующей муфте *2* полуоси *A* и *B* вращаются с различными угловыми скоростями в зависимости от моментов сопротивления, приложенных к ним. При соединении муфты *2* полуоси *A* и *B* вращаются с угловой скоростью равной угловой скорости коробки *1* дифференциала.



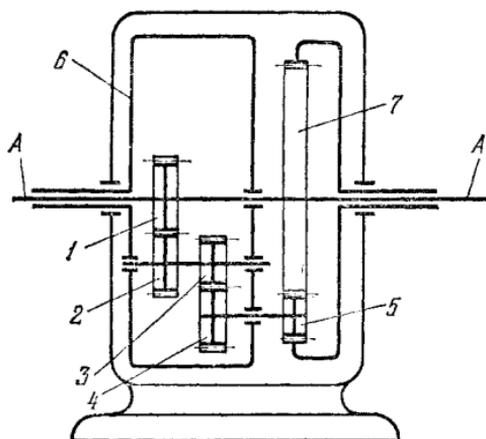
Зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси $A - A$, жестко связано с зубчатым колесом 7. Зубчатое колесо 3, вращающееся вокруг оси $A - A$, жестко связано с зубчатым колесом 6. Водило 4, вращающееся вокруг оси $A - A$, жестко связано с зубчатым колесом 8. Колеса 1 и 3 входят в зацепления с сателлитами 5 и 2, входящими во вращательную пару с водилом 4. Числа зубьев z_1, z_2, z_3 и z_5 колес 1, 2, 3 и 5 удовлетворяют условиям

$$z_5 = z_2 + 1 \quad \text{и} \quad z_1 = z_3 + 1.$$

Числа n_6, n_7 и n_8 оборотов в минуту колес 6, 7 и 8 удовлетворяют условию

$$n_8 = n_7 \frac{z_1 z_5}{z_1 z_5 - z_2 z_3} - n_6 \frac{z_2 z_3}{z_1 z_5 - z_2 z_3}.$$

При принятых соотношениях чисел зубьев механизм может осуществлять большие передаточные отношения.

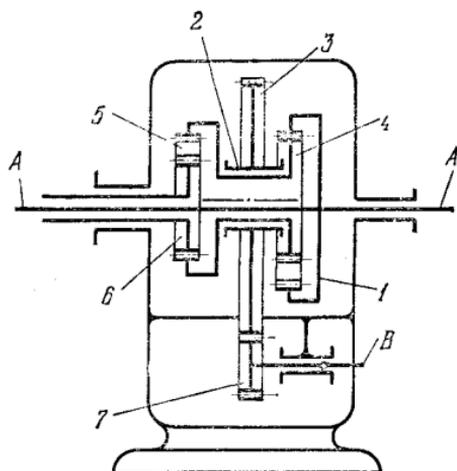


Зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси $A - A$, входит в зацепление с сателлитом 2, жестко связанным с сателлитом 3, входящим в зацепление с сателлитом 4. Сателлиты 2 и 3 входят во вращательную пару с водилом 6, вращающимся вокруг оси $A - A$. Сателлит 5, жестко связанный с сателлитом 4, входит во внутреннее зацепление с зубчатым колесом 7, вращающимся вокруг оси $A - A$. Сателлиты 4 и 5 входят во вращательную пару с водилом 6. Числа оборотов в минуту n_1 колеса 1, n_6 водила 6 и n_7 колеса 7 удовлетворяют условию

$$n_6 = \frac{z_2 z_4 z_7 n_1 - z_1 z_3 z_5 n_1}{z_2 z_4 z_7 - z_1 z_3 z_5},$$

где z_1, z_2, z_3, z_4, z_5 и z_7 — числа зубьев колес 1, 2, 3, 4, 5 и 7.

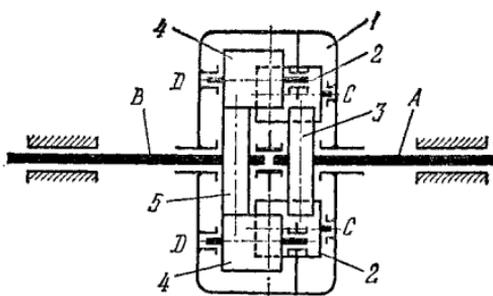
ЗУБЧАТЫЙ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЙ
МЕХАНИЗМ РЕДУКТОРА
С РАСШИРЕННОЙ ЦАПФОЙ НА ВОДИЛЕ



Зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси $A-A$, входит в зацепление с сателлитом, состоящим из зубчатого колеса 4 с внешними зубьями и жестко с ним связанного зубчатого колеса 5 с внутренними зубьями. Сателлит 5 входит в зацепление с колесом 6, вращающимся вокруг неподвижной оси $A-A$. Водило 2, выполненное в виде расширенной цапфы, имеет жестко связанное с ним зубчатое колесо 3, входящее в зацепление с зубчатым колесом 7, вращающимся вокруг неподвижной оси B . Числа оборотов в минуту n_1 колеса 1, n_7 колеса 7 и n_6 колеса 6 удовлетворяют условию

$$n_7 = \frac{z_3}{z_7} \frac{z_1 z_5 n_1 - z_4 z_6 n_6}{z_4 z_6 - z_1 z_5},$$

где z_1, z_3, z_4, z_5, z_6 и z_7 — числа зубьев колес 1, 3, 4, 5, 6 и 7.

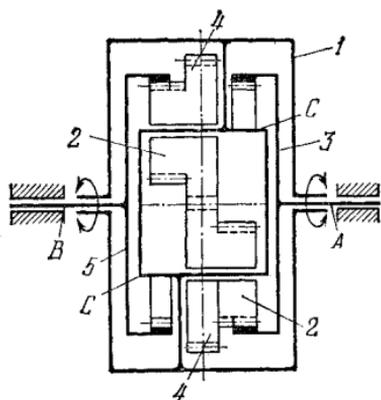


С полуосями *A* и *B* жестко связаны два равных зубчатых колеса *3* и *5*, входящих в зацепление с двумя равными сателлитами *2* и *4*, вращающимися вокруг осей *C* и *D* водила, выполненного в виде коробки *1*, вращающейся вокруг полуошей *A* и *B*. Длина каждого сателлита *2* выбрана такой, что он сцеплен с одним из солнечных зубчатых колес *3* и *5* и с другим, парным ему сателлитом *4*, который в свою очередь сцеплен с другим солнечным колесом. Солнечные колеса *3* и *5* соединены с полуосями *A* и *B*. При равном числе оборотов и одинаковом направлении вращения полуошей *A* и *B* солнечные колеса *3* и *5* вращаются с числом оборотов в минуту, равным числу оборотов в минуту коробки *1*. Если полуоши *A* и *B* имеют различные числа оборотов, то при вращении солнечных колес *3* и *5* возникает вращение сателлитов *2* и *4* относительно своих осей.

Числа оборотов в минуту n_3 колеса *3*, n_5 колеса *5* и n_1 коробки *1* связаны условием

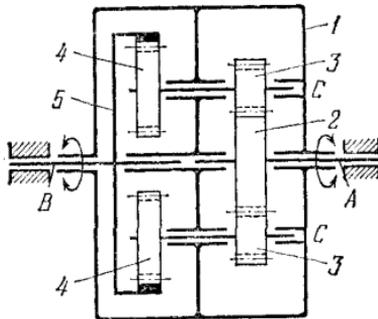
$$n_1 = \frac{n_3 + n_5}{2}.$$

ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ ДИФФЕРЕНЦИАЛА
С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ КОЛЕСАМИ
С ДВУМЯ ВНУТРЕННИМИ
ЗАЦЕПЛЕНИЯМИ



С полуосями A и B жестко связаны два равных зубчатых колеса 3 и 5 , входящих во внутреннее зацепление с равными сателлитами 2 , вращающимися вокруг осей C водила, выполненного в виде коробки 1 , вращающейся вокруг полуосей A и B . С сателлитами 2 жестко связаны равные сателлиты 4 . Солнечные колеса 3 и 5 соединены с полуосями A и B . При равном числе оборотов в минуту и одинаковом направлении вращения полуосей A и B солнечные колеса 3 и 5 вращаются с числом оборотов в минуту, равным числу оборотов в минуту коробки 1 . Если полуоси A и B имеют различные числа оборотов в минуту, то при вращении солнечных колес 3 и 5 возникает вращение сателлитов 2 и 4 относительно своих осей. Числа оборотов в минуту n_3 , n_5 и n_1 колес 3 и 5 и коробки 1 связаны условием

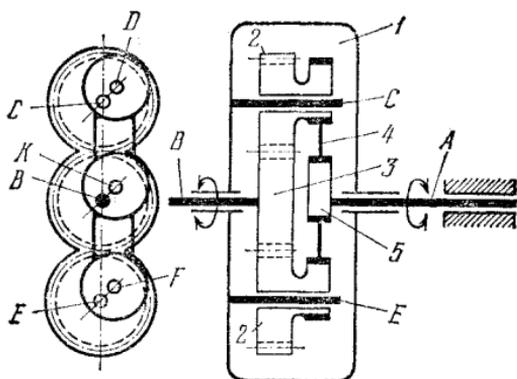
$$n_1 = \frac{n_3 + n_5}{2}.$$



С полуосями *A* и *B* жестко связаны зубчатые колеса *2* и *5*. Колесо *2* входит в зацепление с сателлитами *3*, вращающимися вокруг осей *C* водила, выполненного в виде коробки *1*, вращающейся вокруг полуошей *A* и *B*. С сателлитами *3* жестко связаны сателлиты *4*, входящие во внутреннее зацепление с колесом *5*. Солнечные колеса *2* и *5* соединены с полуосями *A* и *B*. При равном числе оборотов в минуту и одинаковом направлении вращения полуошей *A* и *B* солнечные колеса *2* и *5* вращаются с числом оборотов в минуту, равным числу оборотов в минуту коробки *1*. Если полуоси *A* и *B* имеют различные числа оборотов в минуту, то при вращении солнечных колес *2* и *5* возникает вращение сателлитов *3* и *4* относительно своих осей. Числа n_2 , n_5 и n_1 оборотов в минуту колес *2* и *5* и коробки *1* связаны условием

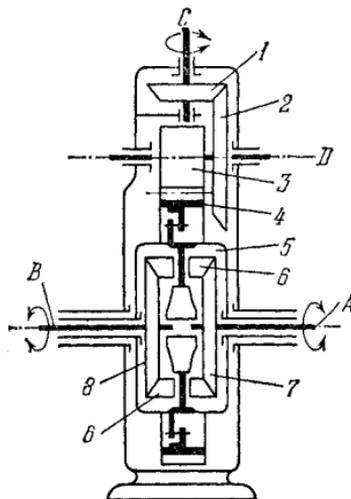
$$n_1 = n_2 \frac{z_2 z_4}{z_2 z_4 + z_3 z_5} + n_5 \frac{z_3 z_5}{z_2 z_4 + z_3 z_5},$$

где z_2 , z_3 , z_4 и z_5 — числа зубьев колес *2*, *3*, *4* и *5*.



Круглый эксцентрик 5 вращается вокруг неподвижной оси *A*. Два других круглых эксцентрика жестко связаны с сателлитами 2, входящими в зацепление с зубчатым колесом 3, вращающимся вокруг неподвижной оси *B*. Эксцентрики имеют равные диаметры и охвачены расширенными втулками звена 4. Эксцентрики и звено 4 образуют два спаренных друг с другом параллелограмма *CDKB* и *BKFE*. Сателлиты 2 входят во вращательные пары *C* и *E* с водилом 1, выполненным в виде коробки, вращающейся вокруг неподвижных осей *A* и *B*. Диаметры начальных окружностей колес 2 и 3 равны между собой. Числа оборотов в минуту n_1 водила 1, n_3 колеса 3 и n_5 эксцентрика 5 связаны условием

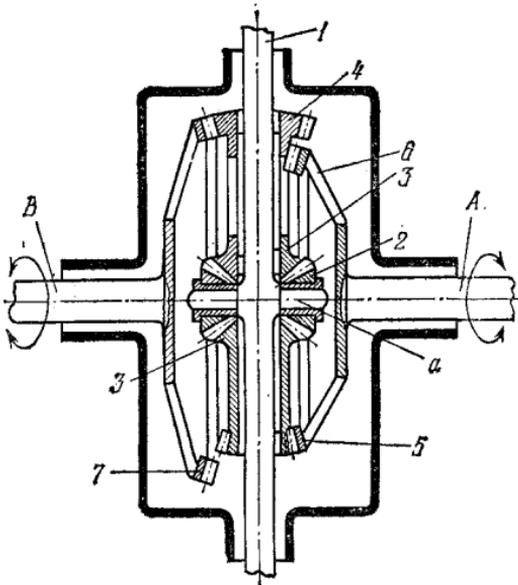
$$n_1 = \frac{n_3 + n_5}{2}.$$



Коническое зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси *C*, входит в зацепление с зубчатым коническим колесом 2, вращающимся вокруг неподвижной оси *D*. С колесом *D* жестко скреплено цилиндрическое зубчатое колесо 3, входящее в зацепление с цилиндрическим зубчатым колесом 4, жестко связанным с водилом, выполненным в виде коробки 5. В коробке 5 укреплены оси, на которых свободно насажены равные сателлиты 6, находящиеся в зацеплении с равными солнечными колесами 7 и 8, соединенными полуосями *A* и *B* с входными звеньями механизма. При равном числе оборотов в минуту и одинаковом направлении вращения входных звеньев солнечные колеса 7 и 8 вращаются с числом оборотов в минуту, равным числу оборотов в минуту коробки 5. Если входные звенья имеют различные числа оборотов в минуту, то при вращении солнечных колес 7 и 8 возникает вращение сателлитов 6 относительно их осей. Числа оборотов в минуту n_1 колеса 1, n_7 колеса 7 и n_8 колеса 8 связаны условием

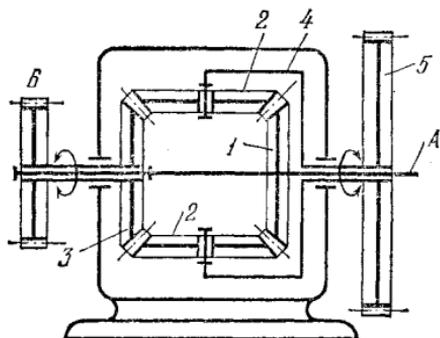
$$n_1 = \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} \frac{n_7 + n_8}{2},$$

где z_1 , z_2 , z_3 и z_4 — числа зубьев колес 1, 2, 3 и 4.



Вращение от вала *1*, являющегося водилом, передается через шипы *a* сателлитам *2*. Сателлиты *2* находятся в зацеплении с коническими зубчатыми колесами *3*, жестко соединенными с зубчатыми коническими колесами *4* и *5*. Зубчатые колеса *4* и *5* находятся в зацеплении с зубчатыми колесами *7* и *6*, жестко посаженными на осях *A* и *B*. Отношение числа зубьев колес *4* и *7* равно отношению числа зубьев колес *5* и *6*. Благодаря этому при равном числе оборотов осей *A* и *B* и их одинаковом направлении вращения зубчатые колеса *6* и *7* вращаются с одинаковой угловой скоростью. Если оси *A* и *B* имеют различное число оборотов в минуту, то возникает вращение сателлитов *2* относительно своих осей. В данном механизме оси *A* и *B* могут быть не соосными. Числа оборотов в минуту n_1 водила *1*, n_5 колеса *5* и n_7 колеса *7* связаны условием

$$n_1 = \frac{n_5 + n_7}{2}.$$



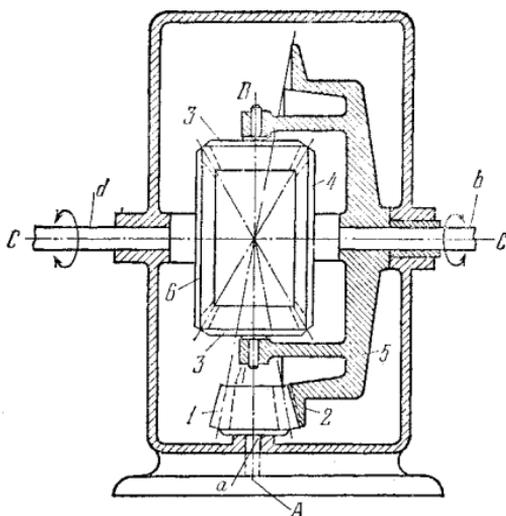
Привод зубчатого конического колеса 1 редуктора осуществляется от зубчатого колеса $б$, жестко связанного с водилом 4 , и колеса $б$, жестко связанного с зубчатым коническим колесом 3 . Равные колеса 1 и 3 входят в зацепление с сателлитами 2 , входящими во вращательную пару с водилом 4 . Число n_1 оборотов в минуту колеса 1 равно

$$n_1 = 2n_5 - n_6,$$

где n_5 и n_6 — числа оборотов в минуту колес 5 и 6 . Если выполняется условие

$$n_5 = \frac{n_6}{2},$$

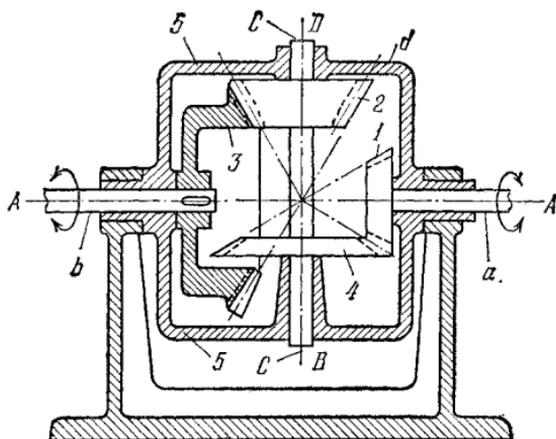
то колесо 1 остается неподвижным.



Коническое зубчатое колесо 1, жестко связанное с валом *a*, вращается вокруг неподвижной оси *A*. Колесо 1 входит в зацепление с коническим зубчатым колесом 2, жестко связанным с водилом 5. Водило 5 входит во вращательные пары с коническими сателлитами 3, вращающимися вокруг его оси *B—B*. Сателлиты 3 входят в зацепления с коническими зубчатыми колесами 4 и 6, жестко связанными с валами *b* и *d*, вращающимися вокруг неподвижной оси *C—C*. При заданном числе n_1 оборотов в минуту вала *a* числа n_4 и n_6 оборотов в минуту валов *b* и *d* связаны условием

$$n_4 = 2 \frac{z_1}{z_2} n_1 - n_6,$$

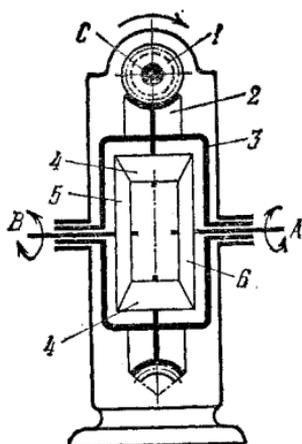
где z_1 и z_2 — числа зубьев колес 1 и 2.



Коническое зубчатое колесо 1 вала a , вращающееся вокруг неподвижной оси $A - A$, входит в зацепление с коническим сателлитом 4, входящим во вращательную пару B с водилом $б$, выполненным в виде коробки d . На валу C сателлита 4 закреплен конический сателлит 2. Сателлит 2 входит в зацепление с коническим зубчатым колесом 3 вала b , вращающегося вокруг неподвижной оси $A - A$. Числа оборотов в минуту n_1 вала a , n_3 вала b и n_5 водила $б$ связаны условием

$$n_5 = \frac{z_3 z_4}{z_3 z_4 - z_1 z_2} n_3 - \frac{z_1 z_2}{z_3 z_4 - z_1 z_2} n_1,$$

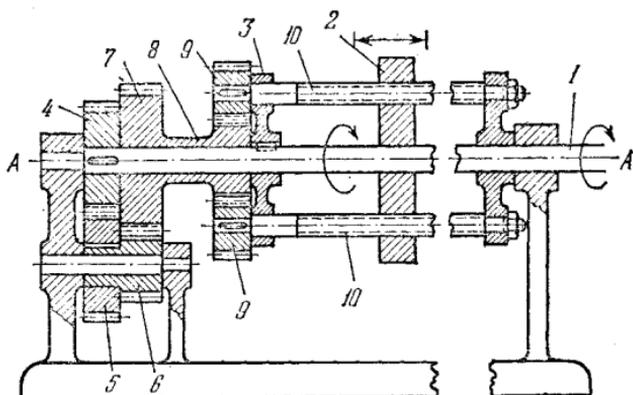
где z_1 , z_2 , z_3 и z_4 — числа зубьев колес 1, 2, 3 и 4,



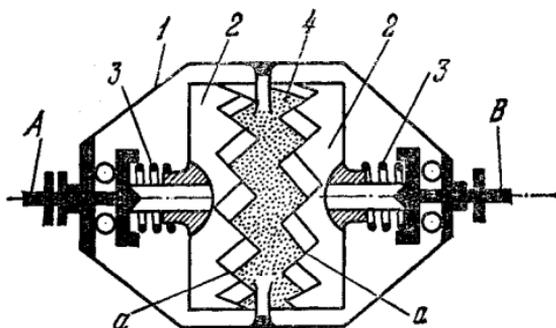
Червяк 1, вращающийся вокруг неподвижной оси С, входит в зацепление с червячным колесом 2, жестко соединенным с водилом, выполненным в виде коробки 3. Равные конические сателлиты 4 свободно вращаются на осях коробки 3, входя в зацепление с коническими зубчатыми колесами 5 и 6, соединенными полуосями А и В с входными звеньями механизма. При равном числе оборотов в минуту и одинаковом направлении вращения входных звеньев солнечные колеса 5 и 6 вращаются с числом оборотов в минуту, равным числу оборотов в минуту коробки 3. Если входные звенья имеют различные угловые скорости, то при вращении солнечных колес 5 и 6 возникает вращение сателлитов 4 относительно своих осей. Числа оборотов в минуту n_1 червяка 1, n_5 колеса 5 и n_6 колеса 6 связаны условием

$$n_1 = \frac{z_2}{z_1} \frac{n_5 + n_6}{2},$$

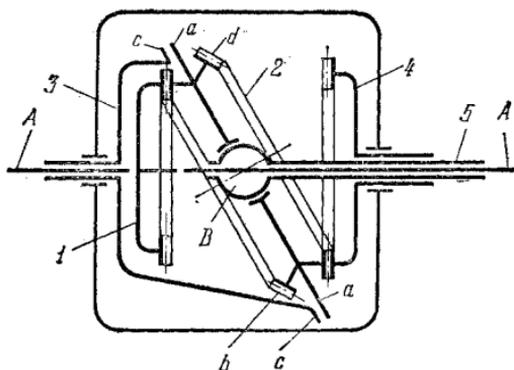
где z_1 — число ниток резьбы червяка 1, а z_2 — число зубьев червячного колеса 2.



С валом 1 жестко связаны водило 3 и колесо 4. Два равных сателлита 9 входят в зацепление с солнечным колесом 8, свободно вращающимся на валу 1. С колесом 8 жестко связано колесо 7, входящее в зацепление с колесом 6, жестко связанным с колесом 5, которое в свою очередь входит в зацепление с колесом 4. С сателлитами 9 жестко связаны винты 10, входящие в винтовые пары с кареткой 2. При вращении вала 1 каретка 2 вращается вокруг оси $A - A$ и движется вдоль этой оси.

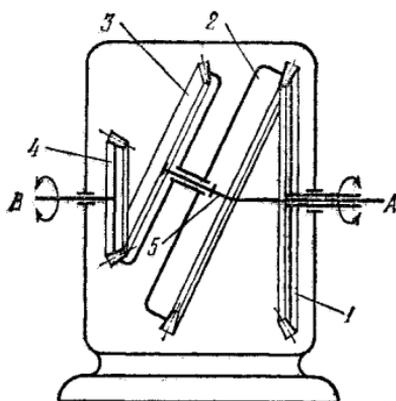


Муфты 2, имеющие клиновые зубья *a* со значительным углом скоса между плоскостями зубьев, насажены на полуоси *A* и *B* так, что могут передвигаться вдоль этих полуосей. Посредством сжатых пружин 3 муфты 2 прижимаются к звену 4, соединенному с коробкой 1 дифференциала. Дополнительная степень свободы, необходимая при вращении полуосей *A* и *B* с различными угловыми скоростями, обеспечивается скольжением клиновых зубьев *a*, выполненных на муфтах 2 относительно клиновых зубьев на звене 4.



Водило 3 и зубчатое колесо 4 свободно вращаются на валу А. С валом А жестко скреплено зубчатое колесо 1, входящее в зацепление с сателлитом 2, имеющим два равных зубчатых венца *d* и *b*. Венцом *d* сателлит 2 входит в зацепление с колесом 4. С сателлитом 2 жестко связана качающаяся шайба, скользящая по скошенному торцу *c* водила 3. Сателлит 2 входит в сферическую пару *B* с неподвижным звеном 5. Числа n_1 , n_4 и n_3 оборотов в минуту колес 1 и 4 и водила 3 связаны условием

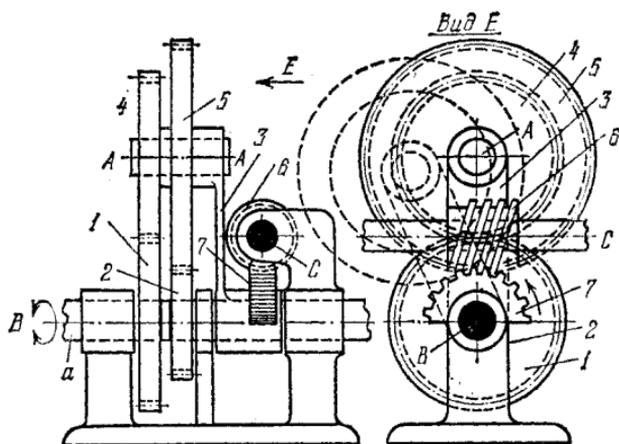
$$\frac{n_1 - n_3}{n_4 - n_3} = \frac{z_4}{z_1}.$$



Зубчатое коническое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси А, входит в зацепление с сателлитом 2, выполненным в виде круговой зубчатой рейки. Сателлит 2 жестко связан с сателлитом 3, выполненным также в виде круговой зубчатой рейки и входящим в зацепление с зубчатым коническим колесом 4, вращающимся вокруг неподвижной оси В. Сателлиты 2 и 3 входят во вращательную пару с водилом 5, вращающимся вокруг оси А. Числа оборотов в минуту n_1 колеса 1, n_4 колеса 4 и n_5 водила 5 удовлетворяют условию

$$n_5 = \frac{z_2 z_4 n_1 - z_1 z_3 n_1}{z_2 z_4 - z_1 z_3},$$

где z_1 , z_2 , z_3 и z_4 — числа зубьев колес 1, 2, 3 и 4,

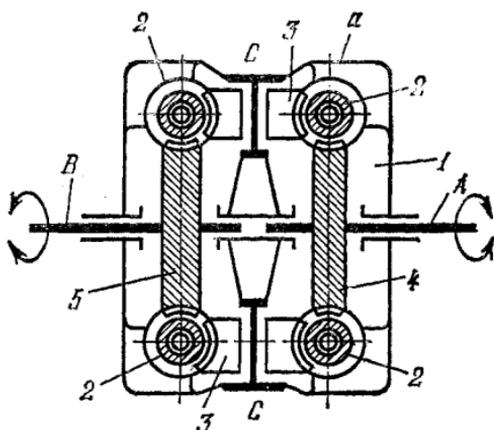


Зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси В вала *a*, входит в зацепление с сателлитом 4, с которым жестко связан сателлит 5, входящий в зацепление с зубчатым колесом 2, вращающимся вокруг оси В. Сателлиты 4 и 5 входят во вращательную пару А с водилом 3, вращающимся вокруг оси В. С водилом 3 жестко связан червячный сектор 7, входящий в зацепление с червяком 6, вращающимся вокруг неподвижной оси С. Так как червячная передача сделана самотормозящейся, то при вращении колеса 1 водило 3 будет неподвижным и числа оборотов в минуту n_1 колеса 1 и n_2 колеса 2 связаны условием

$$n_2 = n_1 \frac{z_1 z_5}{z_2 z_4},$$

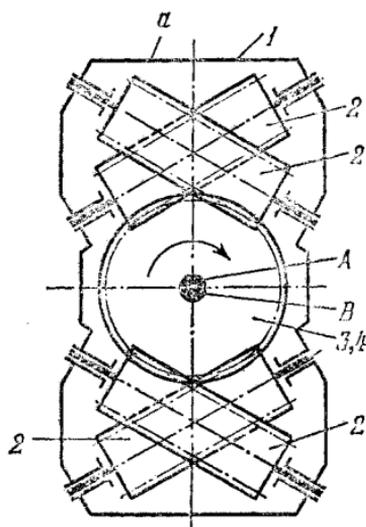
где z_1, z_2, z_4 и z_5 — числа зубьев колес 1, 2, 4 и 5, т. е. механизм работает как обыкновенный двухступенчатый редуктор. Если привести во вращение червяк 6, то механизм будет работать как дифференциальный редуктор, так как червячный сектор 7 будет сообщать угловое перемещение водилу 3 на некоторый угол в пределах, допускаемых червячным сектором. При этом числа оборотов в минуту n_1, n_2 колес 1 и 2 и n_3 водила 3 будут удовлетворять условию

$$n_3 = n_1 \frac{z_1 z_5}{z_1 z_5 - z_2 z_4} - n_2 \frac{z_2 z_4}{z_1 z_5 - z_2 z_4}.$$



Водило 1 выполнено в виде коробки *a*, вращающейся вокруг полуосей *A* и *B*. С коробкой *a* входят в вращательные пары четыре равных червячных сателлита 2, входящие в зацепление с двумя равными червячными колесами 3, вращающимися вокруг осей *C* коробки *a*, и двумя равными червячными колесами 4 и 5, жестко скрепленными с полуосями *A* и *B*. Числа оборотов в минуту n_1 коробки *a*, n_4 колеса 4 и n_5 колеса 5 связаны условием

$$n_1 = \frac{n_4 + n_5}{2}.$$



Водило 1 выполнено в виде коробки a , вращающейся вокруг полуосей A и B , перпендикулярных к плоскости рисунка. С коробкой a входят во вращательные пары четыре равных червячных сателлита 2, входящих в зацепление друг с другом и с равными червячными колесами 3 и 4, жестко связанными с полуосями A и B . Числа оборотов в минуту n_1 коробки a , n_3 колеса 3 и n_4 колеса 4 связаны условием

$$n_1 = \frac{n_3 + n_4}{2}.$$

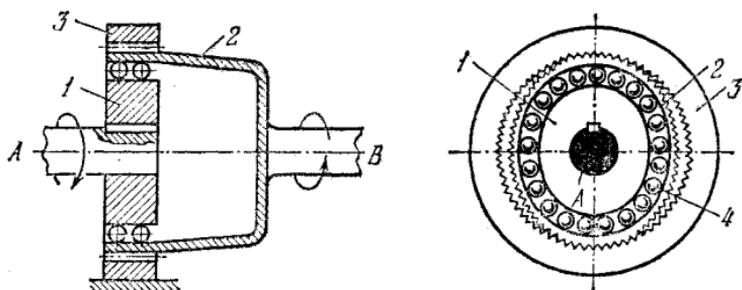
4. МЕХАНИЗМЫ ВОЛНОВЫХ ПЕРЕДАЧ
(2765—2771)

2765

МЕХАНИЗМ ДВУХВОЛНОВОЙ
СООСНОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ
С КУЛАЧКОВЫМ ГЕНЕРАТОРОМ

СЗ

МВ

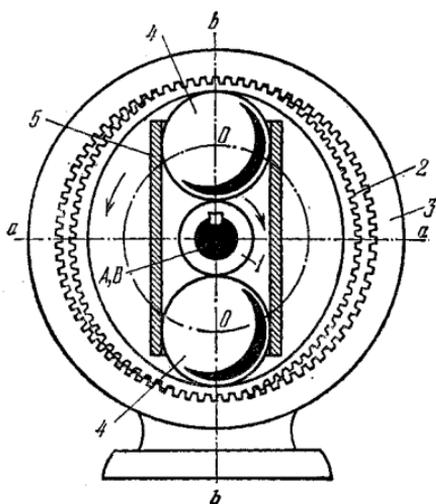


Генератор *1*, являющийся кулачком, имеющим форму эллипса, вращается вокруг неподвижной оси *A*. Гибкое звено *2*, имеющее зубья, расположенные по его внешней поверхности, вращается вокруг неподвижной оси *B*, входя во внутреннее зацепление с зубьями колеса *3*, жестко связанного со стойкой. В зацеплении одновременно находится большое число зубьев, расположенных симметрично относительно малой оси эллипса. Между генератором *1* и колесом *2* находятся шарики *4*. Передаточное отношение u_{12} равно

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = -\frac{z_2}{2},$$

где ω_1 , ω_2 и n_1 , n_2 — угловые скорости и числа оборотов в минуту генератора *1* и звена *2*, z_2 — число зубьев колеса *2*, равное

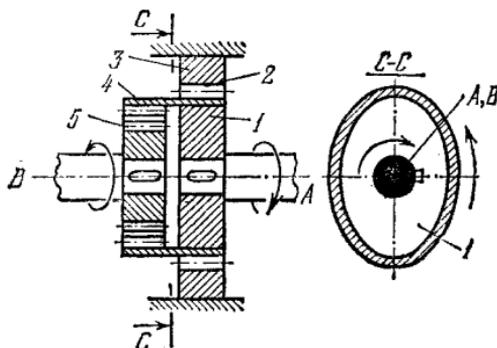
$$z_2 = z_3 - 2.$$



Генератор механизма выполнен в виде водила 5, в котором заключены шары 4, приводимые в движение круглым цилиндрическим фрикционным колесом 1, вращающимся вокруг неподвижной оси А. Гибкое звено 2, имеющее зубья, расположенные по его внешней поверхности, вращается вокруг неподвижной оси В, входя во внутреннее зацепление с зубьями колеса 3, жестко связанного со стойкой. В зацеплении одновременно находится большое число зубьев, расположенных симметрично относительно оси $a - a$, перпендикулярной к оси $b - b$, проходящей через центры O шаров 4. Передаточное отношение u_{52} равно

$$u_{52} = \frac{\omega_5}{\omega_2} = \frac{n_5}{n_2} = -\frac{z_2}{2},$$

где ω_5 , ω_2 и n_5 , n_2 — угловые скорости и числа оборотов в минуту генератора 5 и звена 2, z_2 — число зубьев колеса 2, равное $z_2 = z_3 - 2$.

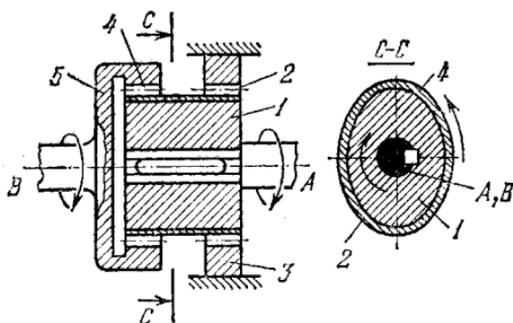


Генератор I , имеющий форму эллипса, вращается вокруг неподвижной оси A . Гибкое звено состоит из двух связанных друг с другом колес 2 и 4 с наружным и внутренним зацеплением, имеющих малую разницу в числах зубьев z_2 и z_4 . Колесо 2 входит во внутреннее зацепление с колесом 3 , жестко связанным со стойкой. Колесо 4 входит в зацепление с колесом 5 , вращающимся вокруг неподвижной оси B . Передаточное отношение u_{15} равно

$$u_{15} = \frac{\omega_1}{\omega_5} = \frac{n_1}{n_5} = - \frac{z_5(z_3 - 2)}{2(z_3 + z_5)},$$

где ω_1 , ω_5 и n_1 , n_5 — угловые скорости и числа оборотов в минуту генератора I и колеса 5 , z_3 и z_5 — числа зубьев колес 3 и 5 , равные

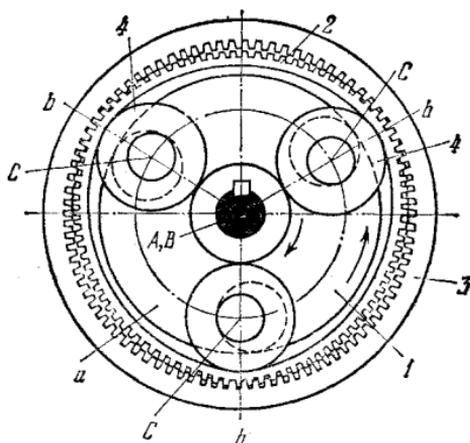
$$z_3 = z_2 + 2 \quad \text{и} \quad z_5 = z_4 - 2.$$



Генератор 1, имеющий форму эллипса, вращается вокруг неподвижной оси *A*. Гибкое звено состоит из двух связанных друг с другом колес 2 и 4 с наружным зацеплением, имеющих малую разницу в числах зубьев z_2 и z_4 . Колесо 2 входит в зацепление с колесом 3, жестко связанным со стойкой. Колесо 4 входит в зацепление с колесом 5, вращающимся вокруг неподвижной оси *B*. Передаточное отношение u_{15} равно

$$u_{15} = \frac{\omega_1}{\omega_5} = \frac{n_1}{n_5} = \frac{z_5(z_3 - 2)}{2(z_3 - z_5)},$$

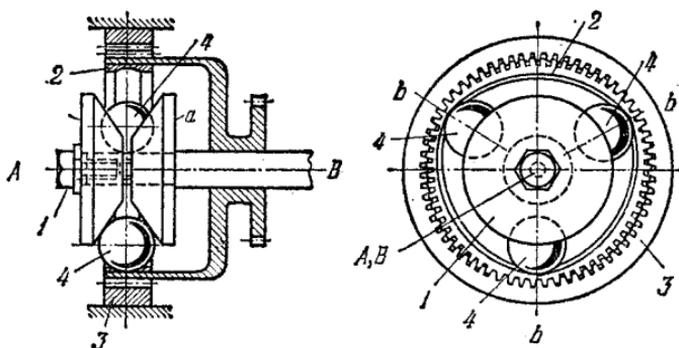
где ω_1 , ω_5 и n_1 , n_5 — угловые скорости и числа оборотов в минуту генератора 1 колес 5; z_3 и z_5 — числа зубьев колес 3 и 5, равные $z_3 = z_2 + 2$ и $z_5 = z_4 + 2$.



Генератор 1 имеет форму кольца *a*. Круглые цилиндрические ролики 4 расположены под углами в 120° друг к другу и вращаются вокруг осей *C* кольца *a*. Генератор 1 вращается вокруг неподвижной оси *A, B*. Гибкое звено 2, имеющее зубья, расположенные по его внешней поверхности, вращается вокруг неподвижной оси *B*, входя во внутреннее зацепление с зубьями колеса 3, жестко связанного со стойкой. В зацеплении одновременно находится большое число зубьев, расположенных симметрично относительно осей *b*. Передаточное отношение u_{12} равно

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = -\frac{z_2}{3},$$

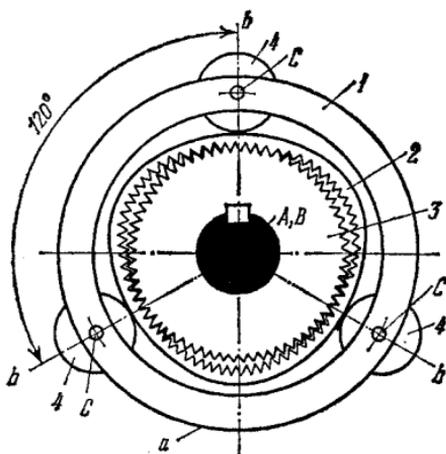
где ω_1 , ω_2 и n_1 , n_2 — угловые скорости и числа оборотов в минуту генератора 1 и звена 2 и z_2 — число зубьев звена 2, равное $z_2 = z_3 - 3$.



Генератор 1 выполнен в виде двух конусов *a*, между которыми находятся шары 4. Оси *b* шаров 4 образуют углы, равные 120° . Генератор 1 вращается вокруг неподвижной оси *A*. Гибкое звено 2, имеющее зубья, расположенные по его внешней поверхности, вращается вокруг неподвижной оси *B*, входя во внутреннее зацепление с зубьями колеса 3, жестко связанного со стойкой. В зацеплении одновременно находится большое число зубьев, расположенных симметрично относительно осей *b*. Передаточное отношение u_{12} равно

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{n_1}{n_2} = -\frac{z_2}{3},$$

где ω_1 , ω_3 и n_1 , n_2 — угловые скорости и числа оборотов в минуту генератора 1 и звена 2, а z_2 — число зубьев звена 2, равное $z_2 = z_3 - 3$.

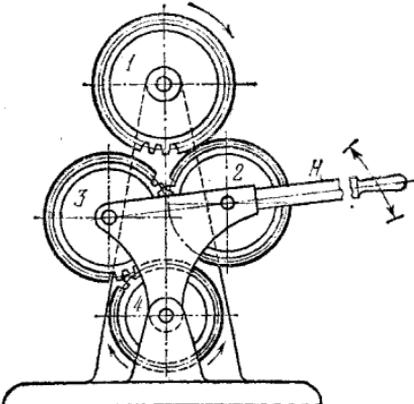


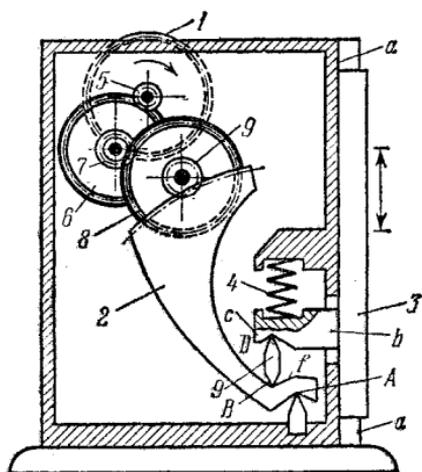
Генератор 1 имеет форму кольца *a*. Круглые цилиндрические ролики 4, вращающиеся вокруг осей *C* кольца *a*, расположены под углами 120° друг к другу. Генератор 1 вращается вокруг неподвижной оси *A*. Гибкое звено 2, имеющее зубья, расположенные по его внутренней поверхности, вращается вокруг неподвижной оси *B*, входя в зацепление с зубьями колеса 3, жестко связанного со стойкой. В зацеплении одновременно находится большое число зубьев, расположенных симметрично относительно осей *b*. Передаточное отношение u_{12} равно

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{3},$$

где ω_1 , ω_2 и n_1 , n_2 — угловые скорости и числа оборотов в минуту генератора 1 и звена 2 и z_2 — число зубьев звена 2, равное $z_2 = z_3 + 3$.

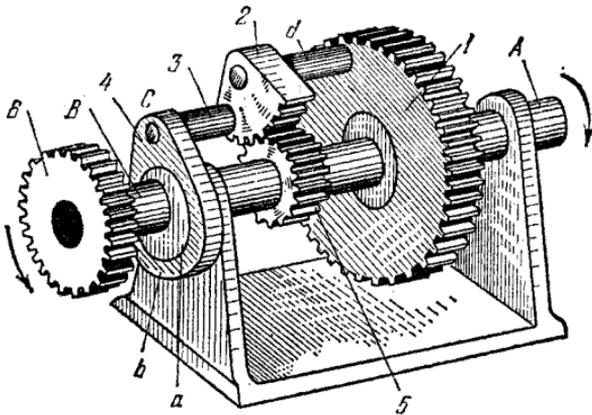
5. МЕХАНИЗМЫ МНОГОЗВЕННЫЕ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ (2772—2781)

2772	ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ ДЛЯ ПЕРЕМЕНЫ НАПРАВЛЕНИЯ ВРАЩЕНИЯ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА	СЗ <hr style="border: 0; border-top: 1px solid black;"/> М
 <p style="text-align: center;"> Поворотом рукоятки <i>H</i> по часовой стрелке колесо <i>1</i> сцепляется с колесом <i>4</i> через колесо <i>3</i>. Поворотом рукоятки <i>H</i> против часовой стрелки колеса <i>1</i> и <i>4</i> соединяются последовательно через колеса <i>2</i> и <i>3</i>. Таким образом, при постоянном направлении вращения колеса <i>1</i> колесо <i>4</i> имеет различные направления вращения в зависимости от положения рукоятки. </p>		



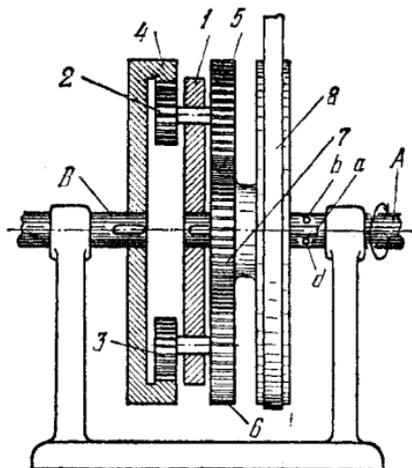
Выходное звено представляет собой ползун 3, движущийся поступательно по направляющим *a*. Выступ *b* ползуна 3 имеет вырез *c*, в который входит в точке *D* промежуточное звено 9, опирающееся в точке *B* в вырез *f* звена 2. При повороте колеса 1 через промежуточные зубчатые колеса 5, 6, 7, 8 и 9 движение передается зубчатому сектору 2, вращающемуся вокруг неподвижной точки *A*; при этом ползун 3 устанавливается в требуемом положении. Пружина 4 обеспечивает силовое замыкание механизма, благодаря чему устраняется влияние зазоров в зубчатых колесах.

ЗУБЧАТЫЙ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЙ
МЕХАНИЗМ ДЛЯ ВОСПРОИЗВЕДЕНИЯ
НЕРАВНОМЕРНОГО ВРАЩЕНИЯ
ВЫХОДНОГО ЗВЕНА

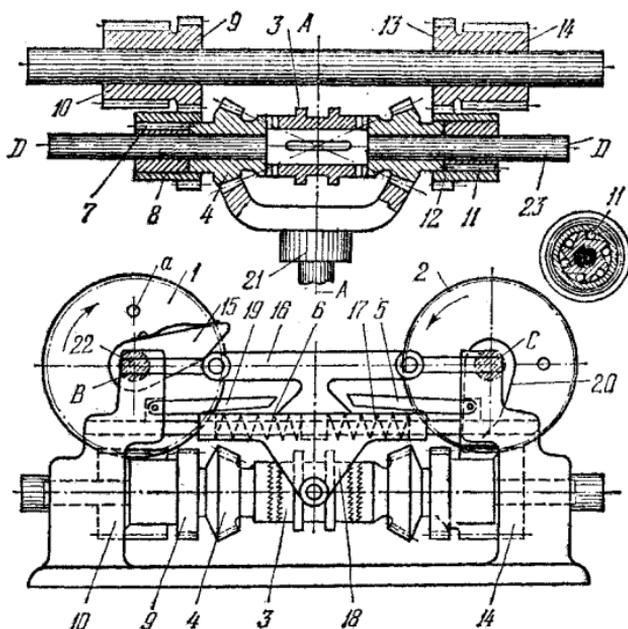


Независимые приводы валов *A* и *B* осуществляются посредством зубчатых передач, находящихся в зацеплении с колесами *1* и *6*. На пальце *d* колеса *1* свободно вращается зубчатый сектор *2*, входящий в зацепление с колесом *5*, свободно вращающимся на валу *B*. С валом *B* жестко связан круглый эксцентрик *a*, охватываемый втулкой *b* звена *4*. Звено *4* входит во вращательную пару *C* с пальцем *3* сектора *2*. При равномерном вращении зубчатых колес *1* и *6* зубчатое колесо *5* вращается неравномерно.

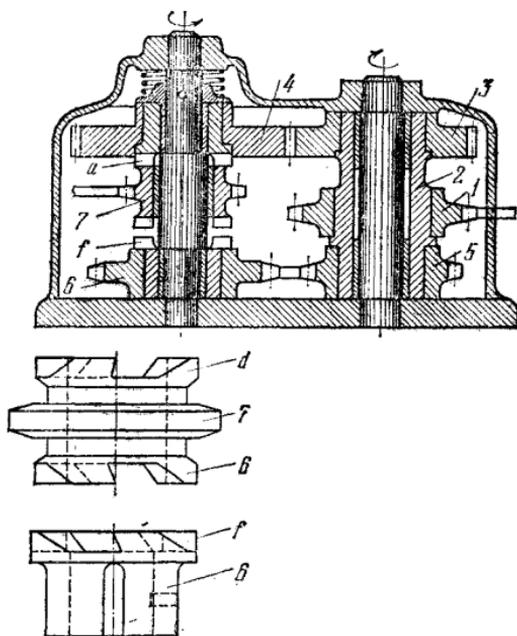
С валом *A* жестко связано водило *1*, входящее во вращательные пары с зубчатыми сателлитами *2*, *5* и *3*, *6*. С валом *B* жестко связано зубчатое колесо *4*, во внутреннее зацепление с которым входят сателлиты *2*, *3*. Вращение вала *A* через водило *1* и зубчатые колеса *2*, *3* и *4* передается валу *B*, а через зубчатые колеса *5* и *6* — колесу *7*, свободно насаженному на вал *A*. Колесо *7* имеет выступ *a*, который в зависимости от направления вращения вала *A* прижимается к одному из штифтов *d*



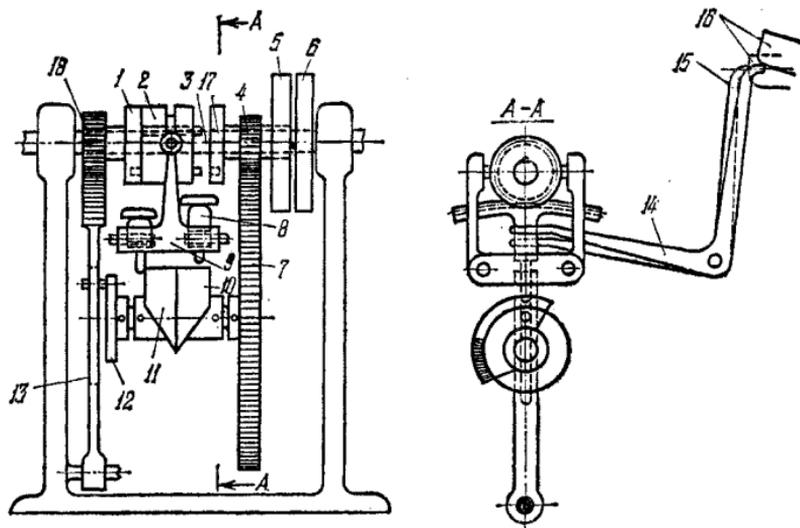
или *b*, укрепленных на валу *A*. Если вал *A* вращается в направлении, указанном стрелкой, то выступ *a* прижимается к штифту *d* и колесо *7* вращается вместе с валом *A*. При этом зубчатые колеса *2*, *3*, *5* и *6* вращают зубчатое колесо *4* и вал *B* с угловой скоростью, равной скорости вала *A*. Если вал *A* меняет направление вращения, то колесо *7* тормозится ремнем *8* и выступ *a* начинает перемещаться от штифта *d* к штифту *b*; при этом колесо *7* отстает от вала *A* и диска *1*; зубчатые колеса *2*, *3*, *5* и *6* начинают вращаться и приводят в движение колесо *4* и вал *B*, которые вращаются в том же направлении, что и вал *A*. Размеры колес выбраны так, чтобы угловая скорость вала *B* была больше угловой скорости вала *A*. Благодаря этому вал *B* нагоняет отставание, вызванное холостым ходом специального усилителя, не показанного на рисунке. Когда выступ *a* коснется штифта *b*, колесо *7* будет вращаться вместе с валом *A*, а скорость вала *B* будет равна скорости вала *A*. Расстояние между штифтами *d* и *b* регулируется таким образом, чтобы в точности компенсировать холостой ход усилителя.



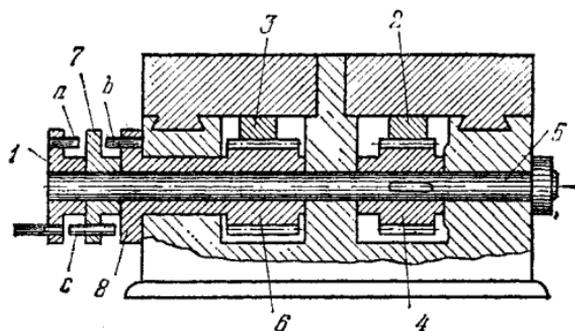
При вращении вала 21 вокруг неподвижной оси *A* — червячные колеса 1 и 2 попеременно приводятся во вращение в разные стороны вокруг неподвижных осей *B* и *C*. При зацеплении муфты 3 с колесом 4 (при этом рычаг 5 запирает муфту 3 в левом положении) движение сообщается посредством вращающегося вокруг неподвижной оси *D* — *D* вала 23, муфты свободного хода 7, зубчатых колес 8, 9 и червяка 10 червячному колесу 1. Колесо 2 при этом остается в покое, так как муфта свободного хода 11 имеет обратное направление заклинивания. Штифт *a* колеса 1, поворачиваясь упирается в рычаг 15, который свободно насажен на валу 22. Звено 16 под действием рычага 15 перемещается вправо, сжимая пружину 17. Под действием пружины 17 звено 18 поднимает рычаг 5 и муфта 3 переключается. При этом рычаг 19 запирает муфту 3 в правом положении. Колесо 1 останавливается, а колесо 2 приводится во вращение посредством муфты свободного хода 11, зубчатых колес 12, 13 и червяка 14. Колесо 1 находится в покое до тех пор, пока рычаг 20, воздействуя на рычаг 16, не переместит его влево, от чего звено 18 под действием пружины 6 переключит муфту.



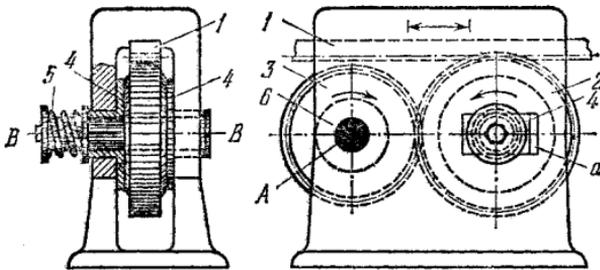
Цепному колесу 1, жестко насаженному на втулку 2, сообщается вращение от реверсируемого мотора. При этом зубчатому колесу 4 сообщается вращение от зубчатого колеса 3 в одном направлении, а цепному колесу 6 сообщается вращение от цепного колеса 5 в противоположном направлении. При вращении колеса 4 в определенном направлении цепное колесо 7 винтовыми зубьями *d* входит в зацепление с винтовыми зубьями колеса 4 и совершает вращение в том же направлении. При вращении колеса 4 в обратном направлении зуб *a* колеса 4, воздействуя на зуб *d* колеса 7, перемещает его в осевом направлении. При этом зубья *b* колеса 6 входят в зацепление с зубьями *f* колеса 6 и колесу 7 сообщается вращение в том же направлении. Таким образом, изменение направления вращения колеса 1 не влияет на направление вращения колеса 7.



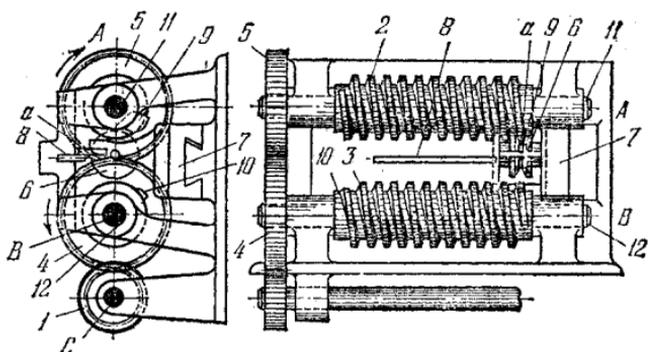
Шкив 5, приводимый во вращение от электромотора, зубчатое колесо 4 и фланец 17 жестко посажены на трубчатой оси. От колеса 4 вращение передается колесу 7, на оси которого жестко сидят цилиндрические клинья 10 и 11 и шайба-кривошип 12. Палец шайбы 12 входит в паз кулисы 13, приводя ее в качательное движение. Кулиса оканчивается зубчатым сектором, который входит в зацепление с зубчатым колесом 18, в результате чего последнее совершает возвратно-вращательное движение. Колесо 18 и шайба 1 жестко сидят на одной трубчатой оси, сквозь которую проходит вал 3, оканчивающийся шкивом 6. На валу 3 сидит на шпонке муфта 2, управляемая отводкой 9. При сцеплении муфты 1 с шайбой 2 шкиву 6 сообщается возвратно-вращательное движение; при включении шайбы 17 шкиву 6 сообщается вращательное движение. Перемещение отводки 9 вправо или влево осуществляется при помощи цилиндрических клиньев 10 и 11 при вхождении их в контакт с пальцами 8. Последние опускаются под действием угловых рычагов 14 и 15 (см. вид по А — А), которые в свою очередь получают движение от кулачков 16, сидящих на распределительном валике, не показанном на рисунке.



Рейка 2 приводится в возвратно-поступательное движение от колеса 1 зубчатым колесом 4, жестко укрепленным на валу 5. Рейка 3 получает движение от свободно вращающегося на валу 5 зубчатого колеса 6 с диском 8, которое приводится в движение от колеса 1 посредством последовательного зацепления цевки *a*, *b*, *c* на колесе 1 и дисках 7 и 8, свободно вращающихся на валу 5. В начале прямого и обратного ходов зубчатой рейки 2 зубчатая рейка 3 остается неподвижной до тех пор, пока колесо 1 не сделает около двух оборотов; только после этого цевки *a*, *b*, *c* придут в зацепление и зубчатое колесо 6 начнет вращаться, приводя в движение рейку 3.



С валом *б*, вращающимся вокруг неподвижной оси *А*, жестко связано колесо *3*, входящее в зацепление с колесом *2*, вращающимся вокруг оси *В—В* и входящим в зацепление с рейкой *1*, совершающей возвратно-поступательное движение в неподвижных направляющих. Фланцы *4* поджимаются к колесу *2* посредством пружины *5* и могут перемещаться вместе с колесом *2* в неподвижных направляющих *а*. При возвратно-поступательном движении рейки *1* фланцы *4* упираются в левую или правую сторону прорези *а*. При упоре фланцев в левую сторону, как это показано на рисунке, колесо *2* находится в зацеплении с колесом *3* и сообщает ему вращение в сторону, указанную стрелкой. При упоре фланцев в правую сторону колесо *2* будет выходить из зацепления с колесом *3* и оно будет неподвижным. Таким образом, выходной вал *б* совершает прерывистое вращательное движение в одном и том же направлении.



При вращении зубчатого колеса 1 вокруг неподвижной оси С винтам 2 и 3 посредством зубчатых колес 4 и 5, вращающихся вокруг неподвижных осей В и А, сообщается вращение в направлениях, показанных стрелками. Ролик 6, входя в зацепление с винтом 2, перемещается вместе с ползуном 7 вправо, а входя в зацепление с винтом 3, перемещается влево. Контакт между роликом 6 и винтами 2 или 3 осуществляется посредством планки а, перемещающейся относительно неподвижной направляющей 8. Ролик 6, достигнув крайнего правого положения, перемещается вниз относительно ползуна 7 под действием кулачка 9, закрепленного на валу 11. Достигнув крайнего левого положения, ролик 6 перемещается вверх относительно ползуна 7 под действием кулачка 10, закрепленного на валу 12. Таким образом, ползуну 7 сообщается возвратно-поступательное движение.

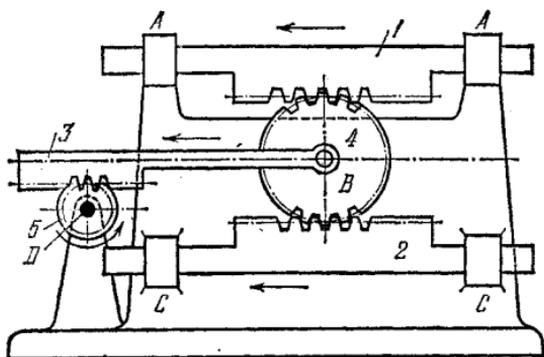
6. МЕХАНИЗМЫ ДЛЯ МАТЕМАТИЧЕСКИХ ОПЕРАЦИЙ (2782—2787)

2782

ЗУБЧАТО-РЕЕЧНЫЙ
ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЙ СУММИРУЮЩИЙ
МЕХАНИЗМ ДЛЯ ДВУХ СЛАГАЕМЫХ

СЗ

МО



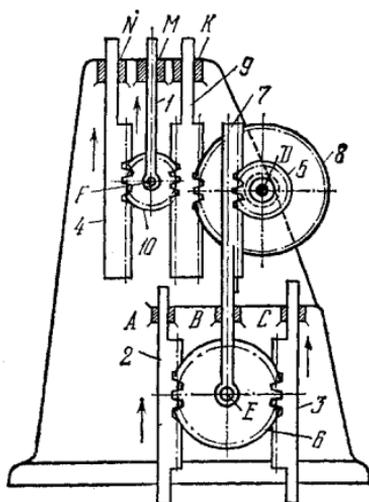
Зубчатая рейка 1, движущаяся поступательно в неподвижных направляющих А — А, входит в зацепление с зубчатым колесом 4, входящим в зацепление с зубчатой рейкой 2, движущейся поступательно в неподвижных направляющих С. Зубчатая рейка 3 входит в зацепление с зубчатым колесом 5, вращающимся вокруг неподвижной оси D, и во вращательную пару В с колесом 4. Первое слагаемое пропорционально линейному перемещению s_1 рейки 1. Второе слагаемое пропорционально линейному перемещению s_2 рейки 2. Линейное перемещение s_3 рейки 3 пропорционально полусумме слагаемых s_1 и s_2 , вводимых на рейках 1 и 2, т. е.

$$s_3 = \frac{s_1 + s_2}{2}.$$

Отсчет суммы слагаемых осуществляется путем регистрации угла φ_5 поворота колеса 5, равного

$$\varphi_5 = \frac{s_3}{R} = \frac{1}{2R} (s_1 + s_2),$$

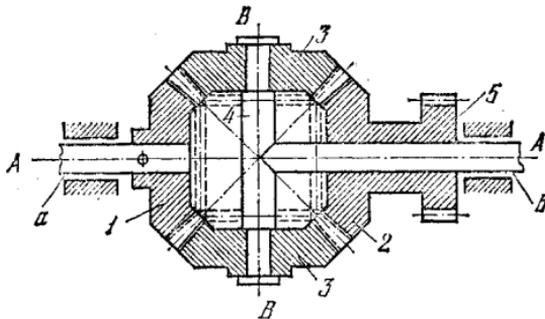
где R — радиус начальной окружности колеса 5.



Зубчатая рейка 2, движущаяся поступательно в неподвижной направляющей А, входит в зацепление с зубчатым колесом 6, входящим в зацепление с зубчатой рейкой 3, движущейся поступательно в неподвижной направляющей С. Зубчатая рейка 7 входит в зацепление с колесом 5, вращающимся вокруг неподвижной оси D, и во вращательную пару E с колесом 6. С колесом 5 жестко связано зубчатое колесо 8, входящее в зацепление с двусторонней зубчатой рейкой 9, движущейся поступательно в неподвижной направляющей К. Рейка 9 входит в зацепление с зубчатым колесом 10, которое входит в зацепление с зубчатой рейкой 4, движущейся в неподвижной направляющей N. Колесо 10 входит во вращательную пару F со звеном 1, движущимся поступательно в неподвижной направляющей М. Первое слагаемое пропорционально линейному перемещению s_2 рейки 2. Второе слагаемое пропорционально линейному перемещению s_3 рейки 3. Третье слагаемое пропорционально линейному перемещению s_4 рейки 4. Линейное перемещение s_1 рейки 1 пропорционально сумме слагаемых s_2 , s_3 и s_4 , вводимых на рейках 2, 3 и 4, т. е.

$$s_1 = \frac{s_2 + s_3 + s_4}{2},$$

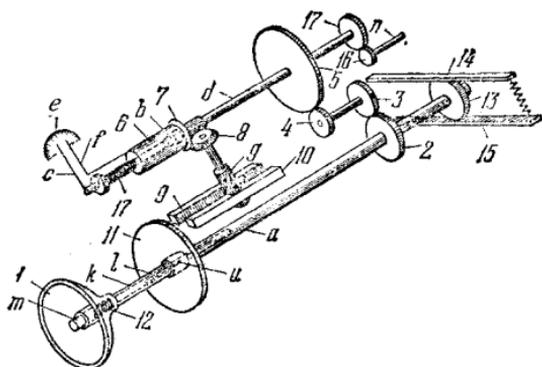
так как числа зубьев z_5 и z_6 колес 5 и 6 связаны соотношением $z_6 = 2z_5$. Отсчет суммы слагаемых осуществляется путем регистрации перемещения звена 1 на специальной шкале, не показанной на рисунке.



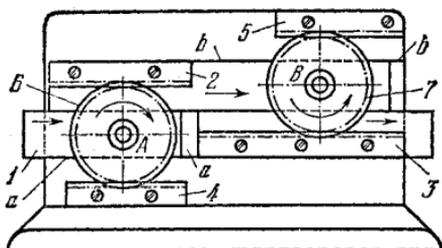
Коническое зубчатое колесо 1, жестко связанное с валом *a*, вращается вокруг неподвижной оси *A — A*, входя в зацепление с двумя равными коническими сателлитами 3, входящими во вращательные пары *B* с водилом 4, вал *b* которого вращается вокруг оси *A — A*. Сателлиты 3 входят в зацепление с коническим зубчатым колесом 2, свободно вращающимся вокруг вала *b*. Числа зубьев z_1 и z_2 колес 1 и 2 равны. Первое слагаемое пропорционально углу φ_1 поворота вала *a*. Второе слагаемое пропорционально углу φ_2 поворота вала *b* и вводится посредством зубчатого колеса 5. Угол φ_4 пропорционален полусумме слагаемых φ_1 и φ_2 , вводимых на валу *a* и колесе 5, т. е.

$$\varphi_4 = \frac{\varphi_1 + \varphi_2}{2}.$$

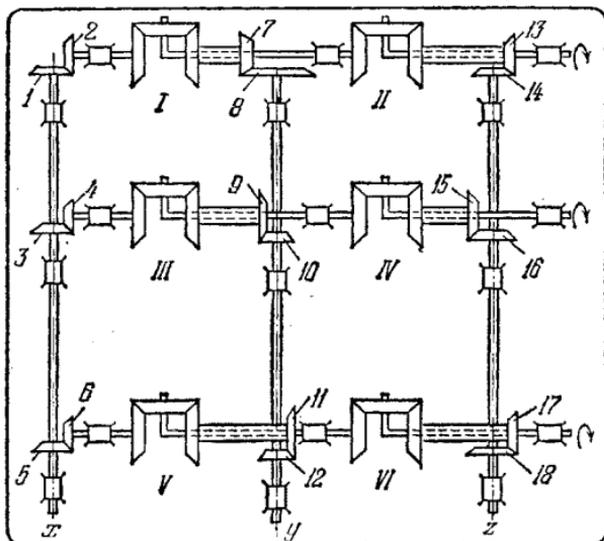
Отсчет суммы двух слагаемых осуществляется на специальном регистрирующем устройстве, не показанном на рисунке.



Ввод слагаемой величины осуществляется поворотом маховика *1*, жестко закрепленного на валу *a*, движение которого через зубчатые колеса *2*, *3*, *4* и *5* передается валу *d* со стрелкой *c*. Величина слагаемого регистрируется по шкале *e*. Вращение через конус *b* передается связанной с ним фрикционной втулке *6*, на которой закреплена стрелка *f*, поворачивающаяся на тот же угол, что и стрелка *c*. Одновременно вращение втулки *6* через зубчатые колеса *7* и *8* передается зубчатому колесу *g*, которое перемещает рейки *9* и *10* в разные стороны. Рейка *9*, перемещаясь влево, нажимает на диск *11*, соединенный штифтом *u* со стержнем *k*, находящимся в полый части вала *a*. Таким образом, при перемещении диска *11* по валу *a* в пределах, допускаемых пазом *l*, перемещается стержень *k*, преодолевая при этом сопротивление пружины *12*. После ввода одного из слагаемых нажимают вручную на кнопку *m* стержня *k*, который вместе с диском *11* начинает перемещаться вправо, при этом диск *11*, нажимая на рейку *9*, перемещает ее также вправо, а рейка *10*, следовательно, будет перемещаться влево. Это движение происходит до тех пор, пока диск *11* не войдет в соприкосновение с обеими рейками, после чего дальнейшее перемещение будет невозможным. При таком положении реек *9* и *10* и диска *11* стрелка *1* устанавливается на нуле. Стрелка *c* остается на предыдущем отсчете. Ввод последующих слагаемых производится аналогичным путем. Таким образом, при вводе ряда слагаемых вал *d* повернется на угол, пропорциональный сумме слагаемых величин. Сумма, считываемая по показаниям стрелки *c* при помощи зубчатых колес *17*, *16* и вала *n*, передается в другие механизмы. Фиксатор, состоящий из зубчатого колеса *13* и реек *14* и *15*, служит для фиксации положения маховика *1* и для образования на валу *d* момента, большего чем момент, возникающий между втулкой *10* и валом *d*. Это необходимо для предохранения вала *d* от поворачивания при приведении стрелки *c* к нулевому отсчету. Пружина прижимает друг к другу зубчатые колеса *7* и *8*.



Звено 1, движущееся поступательно в неподвижных направляющих $a - a$, входит во вращательную пару A с колесом 6, перекатывающимся по неподвижной рейке 4. Колесо 6 зацепляется с рейкой 2, движущейся поступательно в неподвижных направляющих. Рейка 2 входит во вращательную пару B с колесом 7, радиус начальной окружности которого равен радиусу начальной окружности колеса 6. Колесо 7 зацепляется с рейкой 3, движущейся поступательно в направляющих $a - a$ и перекатывающейся по неподвижной рейке 5. Перемещение s_2 рейки 2 равно $s_2 = 2s_1$, а перемещение s_3 рейки 3 равно $s_3 = 2s_2 = 4s_1$, где s_1 — перемещение звена 1.



Механизм решает систему трех уравнений с тремя неизвестными:

$$x + a_1y + b_1z = c_1,$$

$$x + a_2y + b_2z = c_2,$$

$$x + a_3y + b_3z = c_3,$$

где a , b , c — заданные постоянные.

Зубчатые передачи 1—2, 3—4, 5—6 имеют передаточное отношение равное единице. Зубчатые передачи 7—8, 9—10, 11—12 имеют передаточные отношения, равные

$$u_{7,8} = a_1, \quad u_{9,10} = a_2, \quad u_{11,12} = a_3.$$

Зубчатые передачи 13—14, 15—16, 17—18 имеют передаточные отношения, равные

$$u_{13,14} = 0,5b_1, \quad u_{15,16} = 0,5b_2, \quad u_{17,18} = 0,5b_3.$$

В силу свойства конического дифференциала водило дифференциала II поворачивается на величину, равную одной четверти левой части первого уравнения, водило дифференциала IV поворачивается на величину одной четверти левой части второго уравнения, наконец, водило дифференциала VI повернется на величину одной четверти левой части третьего уравнения. Углы поворота осей x , y , z дадут значения неизвестных.

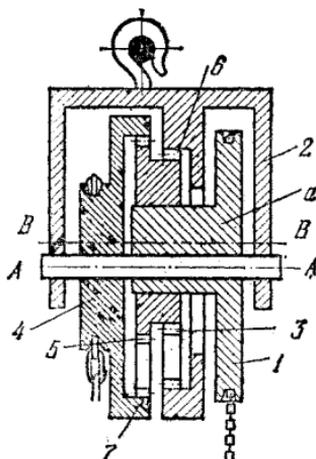
7. МЕХАНИЗМЫ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ УСТРОЙСТВ (2788—2794)

2788

ЗУБЧАТЫЙ ПЛАНЕТАРНЫЙ
МЕХАНИЗМ ЦЕПНОГО БЛОКА

СЗ

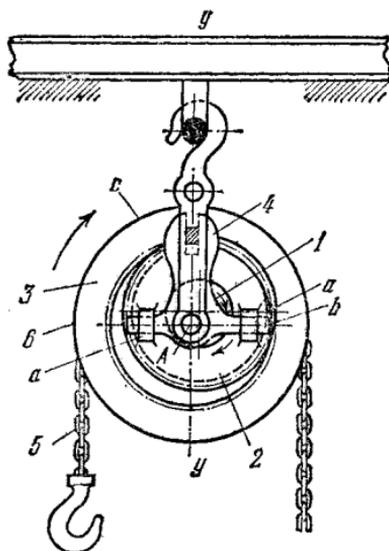
Гп



Цепной блок 1, являющийся водилом, вращается вокруг оси А коробки 2. С блоком 1 жестко связан эксцентрик *a*, который входит во вращательную пару, выполненную в виде расширенной втулки, с сателлитами 3 и 5. Жестко связанные друг с другом сателлиты 3 и 5 входят во внутреннее зацепление с колесом 6, принадлежащим коробке 2 и с колесом 7, принадлежащим цепному блоку 4. Число n_1 оборотов в минуту блока 1 связано с числом n_4 оборотов в минуту блока 4 условием

$$n_4 = n_1 \frac{z_7 z_3 - z_5 z_6}{z_7 z_3}.$$

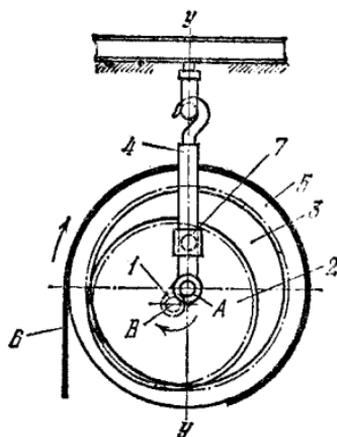
Числа зубьев z_3 , z_5 , z_6 и z_7 колес 3, 5, 6 и 7 подобраны так, что разность $z_7 z_3 - z_5 z_6$ весьма мала. Таким образом, при вращении блока 1 блок 4 вращается значительно медленнее, чем блок 1, что облегчает подъем груза.



Водило, выполненное в виде круглого эксцентрика 1, вращающегося вокруг неподвижной оси A , входит во вращательную пару с колесом 2. Колесо 2, входящее во внутреннее зацепление с колесом 3, имеет направляющие a , которыми скользит по пальцам b крестовины 4, движущейся поступательно вдоль оси $y - y$. При вращении водила 1 колесо 2 совершает круговое поступательное движение. Колесо 3, вращающееся вокруг оси A , имеет блок 6, на который наматывается цепь 5. Числа оборотов в минуту n_1 эксцентрика 1 и n_3 колеса 3 связаны условием

$$n_3 = n_1 \frac{z_3 - z_2}{z_3},$$

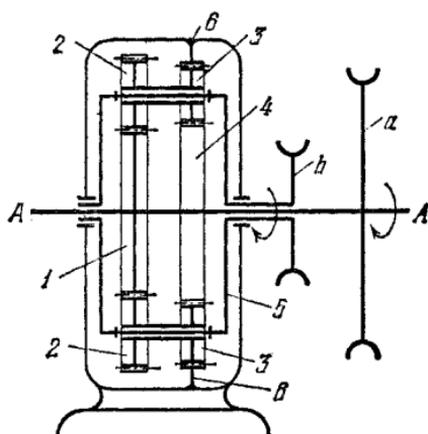
где z_2 и z_3 — числа зубьев колес 2 и 3. При вращении эксцентрика 1 колесо 3 с блоком 6 медленно вращается, поднимая требуемый груз.



Водило 1, вращающееся вокруг оси А звена 4, входит во вращательную пару В с колесом 2, входящим во внутреннее зацепление с колесом 3. С колесом 2 входит во вращательную пару ползушка 7, скользящая по звену 4 вдоль оси $y - y$. Колесо 3 входит во вращательную пару А с водилом 1. Числа оборотов n_1 водила и n_3 колеса 3 связаны условием

$$n_3 = n_1 \frac{z_3 - z_2}{z_3},$$

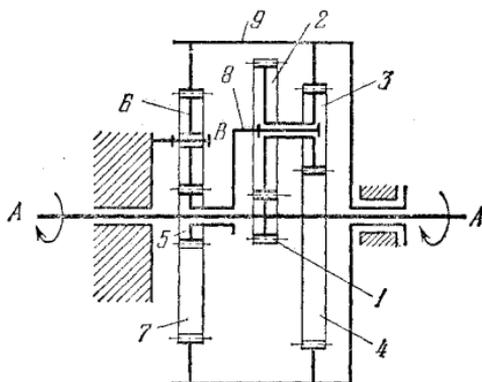
где z_2 и z_3 — числа зубьев колес 2 и 3. При вращении водила 1 колесо 3 с барабаном 5 медленно вращается, наматывая на себя канат 6 с требуемым грузом.



С валом A жестко связано зубчатое колесо 1 и блок a . Колесо 1 входит в зацепление с сателлитами 2 , жестко связанными с сателлитами 3 . Сателлиты входят во вращательную пару с водилом 5 , имеющим блок b . Сателлиты 3 входят во внутреннее зацепление с неподвижным колесом 6 . Числа оборотов в минуту n_1 колеса 1 и n_5 водила 5 связаны условием

$$n_5 = n_1 \frac{z_1 z_3}{z_1 z_3 + z_2 z_6}.$$

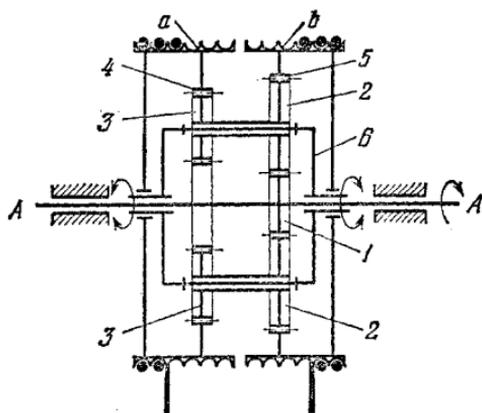
Таким образом, блок b вращается в том же направлении, что и блок a , но с меньшей угловой скоростью.



Зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси *A*, входит в зацепление с сателлитом 2, с которым жестко связан сателлит 3, входящий во внутреннее зацепление с зубчатым колесом 4 барабана 9 полиспаста. Барабан 9 вращается вокруг неподвижной оси *A*. С барабаном 9 жестко связано зубчатое колесо 7, с которым входит во внутреннее зацепление колесо 6, вращающееся вокруг неподвижной оси *B*. Колесо 6 входит в зацепление с зубчатым колесом 5, жестко связанным с водилом 8, входящим во вращательную пару с сателлитами 2 и 3. Числа оборотов в минуту n_1 колеса 1 и n_9 барабана 9 связаны условием

$$n_9 = -n_1 \frac{z_1 z_3 z_5}{z_2 z_4 z_7 + z_2 z_4 z_5 + z_1 z_3 z_7},$$

где z_1, z_2, z_3, z_4, z_5 и z_7 — числа зубьев колес 1, 2, 3, 4, 5 и 7.



Зубчатое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси А, входит в зацепление с сателлитами 2, которые в свою очередь входят во внутреннее зацепление с зубчатым колесом 5, жестко связанным с подъемным барабаном *b*. С сателлитами 2 жестко связаны сателлиты 3, входящие во внутреннее зацепление с колесом 4, жестко связанным с подъемным барабаном *a*. Сателлиты 2 и 3 входят в вращательные пары с водилом *б*, вращающимся вокруг неподвижной оси А. Числа оборотов в минуту n_1 колеса 1, n_5 барабана 5 и n_4 барабана 4 связаны условием

$$n_1 = n_5 \frac{z_5}{z_1} \left(\frac{z_1 z_3 + z_2 z_4}{z_3 z_5 - z_2 z_4} \right) - n_4 \frac{z_1}{z_1} \left(\frac{z_2 z_5 + z_1 z_2}{z_3 z_5 - z_2 z_4} \right),$$

где z_1, z_2, z_3, z_4 и z_5 — числа зубьев колес 1, 2, 3, 4 и 5. Механизм позволяет осуществлять различные условия для подъема грузов. При заторможенном барабане *b* подъем будет осуществляться барабаном *a* и наоборот. Если один из барабанов вращается под действием опускающегося груза, то другой барабан может осуществлять подъем груза и т. д.

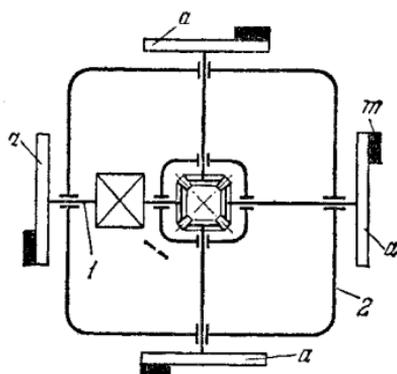
8. МЕХАНИЗМЫ ВИБРОМАШИН И ВИБРОУСТРОЙСТВ (2795—2797)

2795

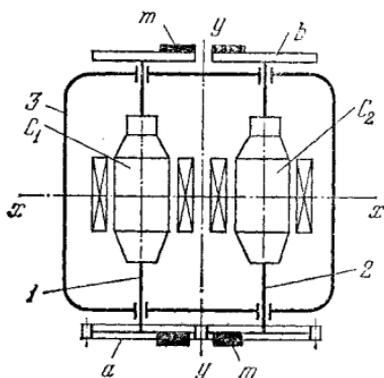
ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ МАШИНЫ
ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ КОНСТРУКЦИЙ
НА ВИБРАЦИОННУЮ НАГРУЗКУ

СЗ

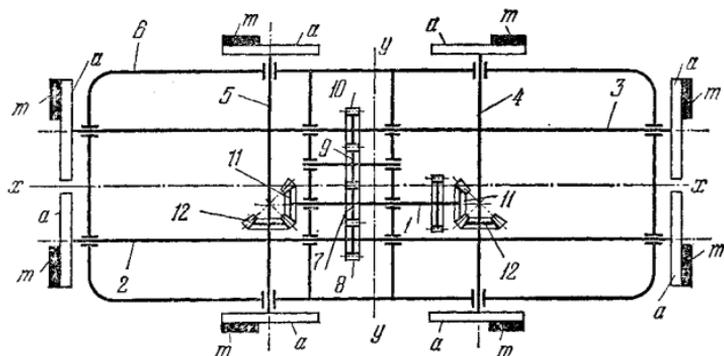
Вм



На дисках a укрепляются неуравновешенные равные массы m так, что результирующая неуравновешенных сил направлена вдоль оси, перпендикулярной к плоскости рисунка, или так, что создается крутящий момент относительно той же оси. Корпус 2 машины жестко укрепляется на испытываемой конструкции. При вращении вала 1 корпус 2 подвергается вибрационной нагрузке, а с ним и испытываемый фундамент или опора.



На зубчатых колесах a и дисках b укреплены неуравновешенные равные массы m так, что возникает либо результирующая неуравновешенных сил, направленная вдоль оси, перпендикулярной к плоскости рисунка, либо вращающий момент относительно той же оси или относительно оси x . Корпус 3 машины укрепляется на испытываемой конструкции. Вращение создается двумя связанными электромоторами C_1 и C_2 . При вращении валов 1 и 2 корпус машины 3 вместе с испытываемой конструкцией подвергается вибрационной нагрузке.



На дисках a укреплены равные неуравновешенные массы m так, что возникает либо результирующая неуравновешенных сил, направленная вдоль одной из осей $x - x$, $y - y$, или вдоль оси, перпендикулярной к плоскости рисунка, либо вращающий момент относительно одной из этих осей. Вращение от вала 1 валам 2 и 3 передается зубчатыми колесами 7, 8, 9, 10 и валам 4 и 5 — коническими зубчатыми колесами 11, 12. При вращении вала 1 корпус машины 6, а с ним и испытываемая конструкция подвергается вибрационной нагрузке.

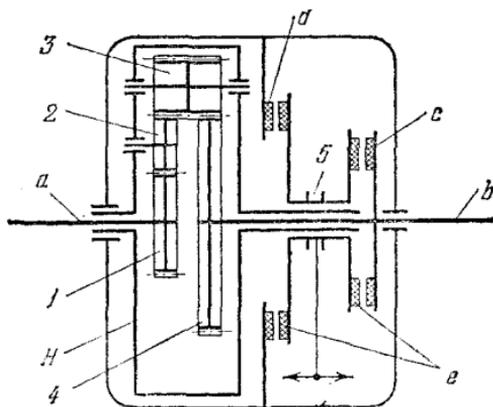
9. МЕХАНИЗМЫ МУФТ И СОЕДИНЕНИЙ
(2798—2799)

2798

ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ
РЕВЕРСИВНО-РАЗОБЩИТЕЛЬНОЙ
МУФТЫ С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ
КОЛЕСАМИ

СЗ

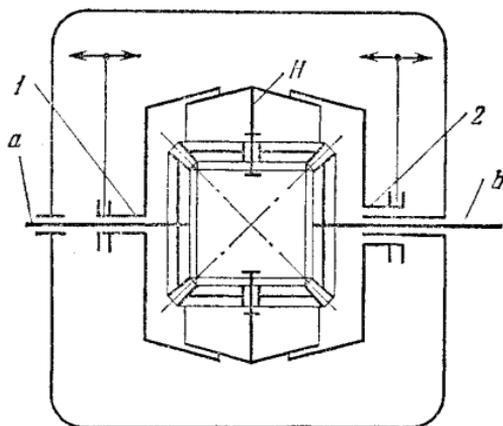
МС



Диски *e* фрикционной муфты 5, вращаясь вместе с водилом *H*, скользят вдоль его оси. Диск *d* связан с неподвижным корпусом, диск *c* связан с валом *b* колеса 4. При смещении муфты 5 вправо валы *a* и *b* вращаются с равными по величине и знаку угловыми скоростями. При смещении муфты 5 влево валы *a* и *b* вращаются в противоположных направлениях. При этом величина передаточного отношения u_{ab} равна

$$u_{ab} = - \frac{z_1}{z_4},$$

где z_1 и z_4 — числа зубьев колес 1 и 4. При нейтральном положении муфты 5 и при наличии момента сопротивления на валу *b* последний остается неподвижным и сателлиты 3 обкатываются по неподвижному колесу 4.



Муфта 1, вращаясь вместе с входным валом *a*, скользит вдоль его оси. Муфта 2 скользит вдоль неподвижного корпуса. При соединении с водилом *H* муфты 1 выходной вал *b* вращается в направлении, совпадающем с направлением вращения вала *a*. При соединении с водилом *H* муфты 2 вал *b* вращается в обратном направлении. При выключенных муфтах 1 и 2 и при наличии момента сопротивления на валу *b* последний остается неподвижным.

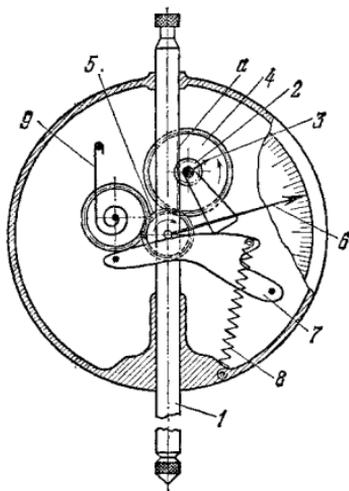
10. МЕХАНИЗМЫ ИЗМЕРИТЕЛЬНЫХ И ИСПЫТАТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ (2800-2803)

2800

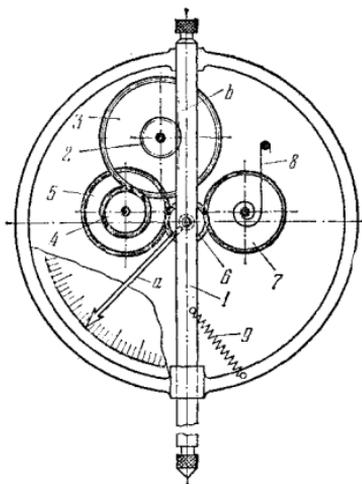
ЗУБЧАТО-РЕЕЧНЫЙ МЕХАНИЗМ
ИНДИКАТОРА

СЗ

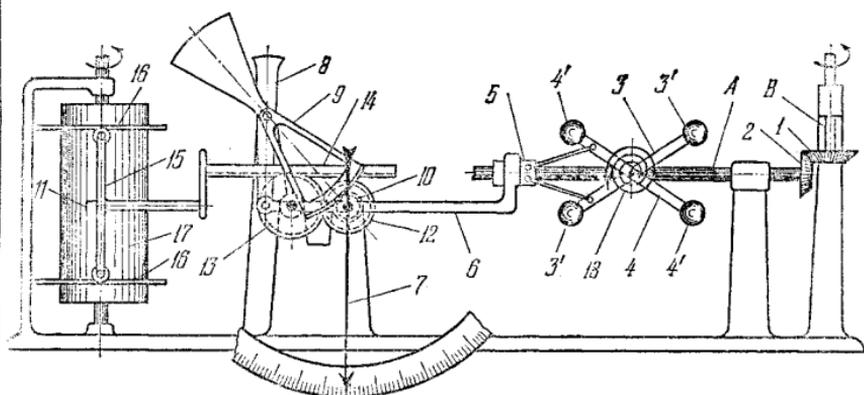
И



На мерительном стержне 1 имеется рейка а, которая сцепляется с колесом 2. При перемещении стержня 1 стрелка 3 дает показания на малой шкале в целых миллиметрах. Движение передается через колесо 4 колесу 5, и стрелка 6 дает показания на большой шкале в сотых долях миллиметра. Мерительный стержень 1 находится под давлением профилированного рычага 7, на который действует пружина 8. По мере растяжения пружины 8 плечо силы уменьшается и давление на мерительный стержень в начальном и конечном его положениях остается одинаковым. Мертвый ход устраняется спиральной пружиной 9.



Зубчатые колеса 2 и 3, закрепленные на одной общей оси, приводятся во вращение от рейки *b* измерительного звена 1. Колесо 3 вращает зубчатое колесо 4, на одной оси с которым находится зубчатое колесо 5, приводящее в движение зубчатое колесо 6 со стрелкой *a*. Для уничтожения мертвого хода между рейкой и колесом 2 служит поджимающее зубчатое колесо 7 со спиральной пружиной 8. Пружина 9 создает давление, необходимое для измерения.



Валу *A* тахометра сообщается вращение от испытуемого вала посредством вала *B* и зубчатой передачи 1, 2. На валу *A* шарнирно закреплены рычаги 3, 4 с грузами 3', 4'. При вращении вала *A* грузы 3' и 4' расходятся под действием центробежных сил и муфта 5 перемещается вместе с рычагом 6, входящим с ней во вращательную пару. Движение одновременно передается стрелке 7 (посредством рычага 8 и жестко связанного с ним зубчатого сектора 9 и зубчатого колеса 10) и перу 11 (посредством зубчатых колес 12, 13, рейки 14 и ползуна 15, перемещающегося вдоль направляющих 16). Барабану 17 сообщается вращение от часового механизма. Пружина 18 возвращает рычаги 3 и 4 в исходное положение. Таким образом, угловая скорость испытуемого вала одновременно и отмечается стрелкой 7 и записывается на барабане 17.

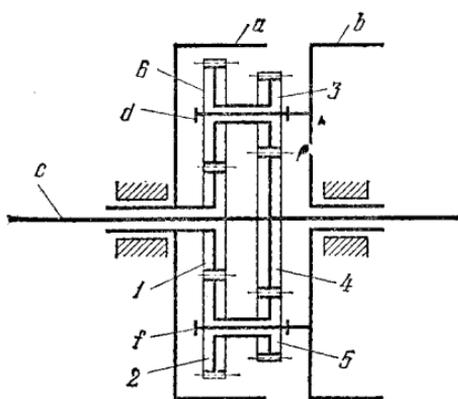
11. МЕХАНИЗМЫ ТОРМОЗОВ (2804)

2804

ЗУБЧАТЫЙ МЕХАНИЗМ ТОРМОЗА С ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫМ УСТРОЙСТВОМ

СЗ

Тм



Барабан *a* жестко соединен с колесом *1*, входящим в зацепление с двумя равными колесами *2* и *6*. С колесами *2* и *6* жестко связаны два равных колеса *5* и *3*. Оси *d* и *f* колес *2*, *5* и *6*, *3* жестко соединены с барабаном *b*. Колесо *4* жестко связано с осью *c*. При заторможенном барабане *b* оси *d* и *f* будут неподвижны. При перегрузке вала с барабан *b* начинает проворачиваться и колеса *2*, *5* и *6*, *3* оббегают центральные колеса *1* и *4*.

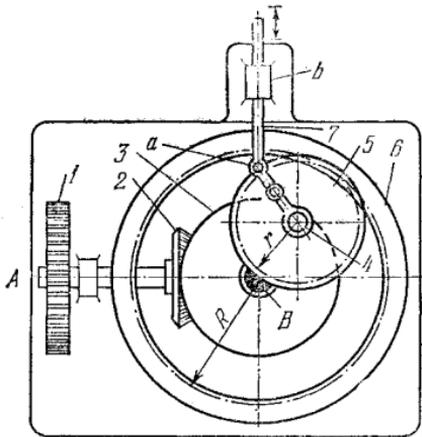
12. МЕХАНИЗМЫ ПРОЧИХ ЦЕЛЕВЫХ УСТРОЙСТВ (2805—2813)

2805

ЗУБЧАТЫЙ ПЛАНЕТАРНЫЙ МЕХАНИЗМ
ДВИЖЕНИЯ ТАЛЕРА ПЕЧАТНОЙ
МАШИНЫ

СЗ

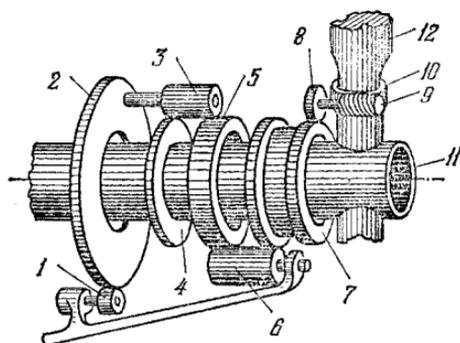
ЦУ



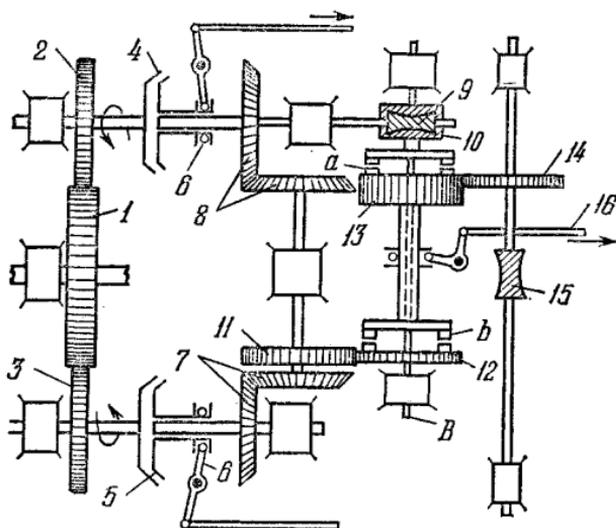
Размеры звеньев механизма удовлетворяют условию

$$2r = R,$$

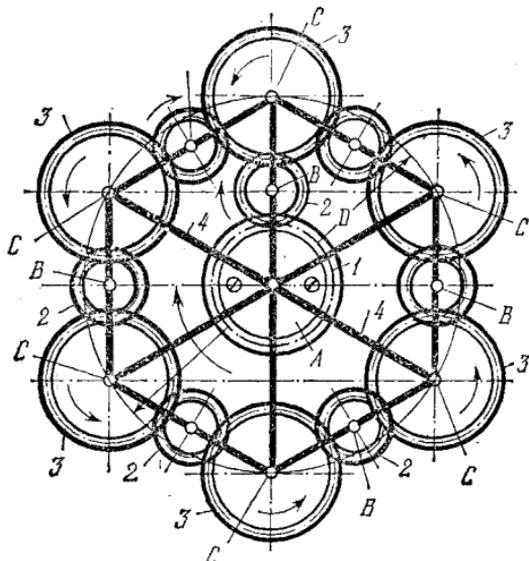
где r и R — радиусы начальных окружностей зубчатых колес 5 и 6. При вращении зубчатого колеса 1 вокруг неподвижной оси A движение передается коническому зубчатому колесу 2, находящемуся в зацеплении с коническим зубчатым колесом 3, вращающимся вокруг неподвижной оси B , на ободке которого имеется палец 4, являющийся осью колеса 5, входящего во внутреннее зацепление с неподвижным зубчатым колесом 6. К колесу 5 присоединено звено 7, связанное с талером, не показанным на рисунке и движущимся возвратно-поступательно в неподвижной направляющей b . Звено 7 присоединено к зубчатому колесу 5 в точке a , находящейся от центра пальца 4 на расстоянии r , равном половине радиуса R зубчатого венца 6.



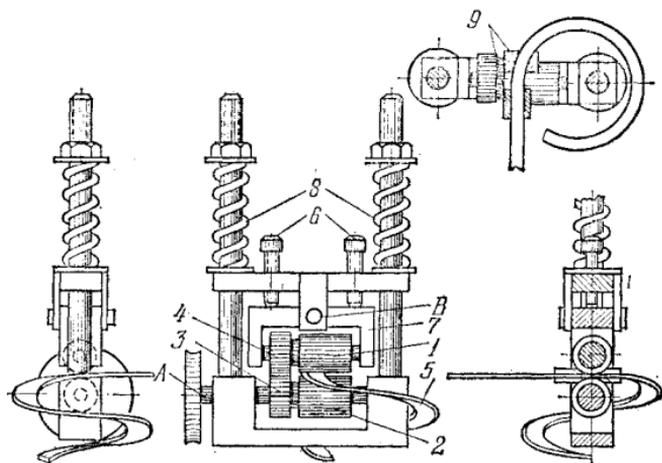
Зубчатое колесо 4 жестко связано с валом 11 двигателя. Зубчатое колесо 1 приводится во вращение от электромотора, не показанного на рисунке. Зубчатые колеса 4 и 5, входящие в зацепление с сателлитом 3, выполнены с различным числом зубьев. При выключенном электромоторе зубчатое колесо 2 неподвижно и вращение от колеса 4 через сателлит 3 и зубчатое колесо 5 передается зубчатому колесу 7. При этом угловые скорости зубчатых колес 4 и 7 равны между собой, благодаря чему сателлит 8 относительно своей оси не поворачивается и положение лопасти не изменяется. При вращении электромотора зубчатые колеса 4 и 7 вращаются с различными угловыми скоростями, сателлит 8 поворачивается и с помощью червяка 9 и червячного колеса 10 осуществляет поворот лопасти 12.



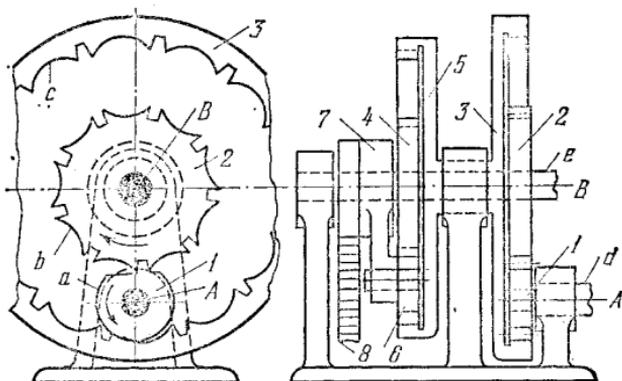
Зубчатое колесо 1 приводит в движение зубчатые колеса 2 и 3. При включении муфты 4, что осуществляется тягой 6, вращение колеса 2 передается червяку 9, червячному колесу 10 и при включении сцепления *a* через зубчатые колеса 13 и 14 — червяку 15. В зависимости от направления вращения червяка 15 шаг винта, не показанного на рисунке, будет изменяться в том или ином направлении. При включении муфты 5, что осуществляется другой тягой 6, вращение от колеса 3 передается через конические передачи 7 и 8 червяку 9, червячному колесу 10 и далее через зубчатые колеса 13 и 14 червяку 15, который вращается в направлении, обратном рассмотренному выше. Червячные передачи 9, 10 с большим передаточным отношением служат для медленного изменения шага винта. Для быстрого поворота лопастей винта, что имеет место при выключении сцепления *a* (посредством рычага 16) и включении сцепления *b*, служат зубчатые колеса 11 и 12. В этом случае при включении муфты 5 вращение от колеса 3 через коническую передачу 7, зубчатые колеса 11 и 12 и далее через зубчатые колеса 13, 14 сообщается червяку 15. При включении муфты 4 вращение от колеса 2 передается через коническую передачу 8, зубчатые колеса 11 и 12 и зубчатые колеса 13 и 14 червяку 15, вращающемуся в обратном направлении.



Водило 4, вращающееся вокруг неподвижной оси A , входит во вращательные пары B и C с сателлитами 2 и 3. Сателлит 2 входит в зацепление с неподвижным зубчатым колесом 1 и с сателлитом 3. Водило 4 выполнено в виде многоугольника с равными сторонами. Длина каждой стороны равна расстоянию AC . Таким образом, вершины шестиугольника лежат на окружности диаметра $D = 2AC$. Шестиугольное водило 4 входит во вращательные пары в своих вершинах C с колесами 3, которые входят в зацепление с сателлитами 2, входящими во вращательные пары B с водилом 4. Числа зубьев z_1 и z_3 колеса 1 и колеса 3 удовлетворяют условию $z_1 = z_3$. При указанных размерах механизма все колеса 3 совершают поступательное движение вокруг оси A и все точки колес 3 движутся со скоростью точки C водила 4.

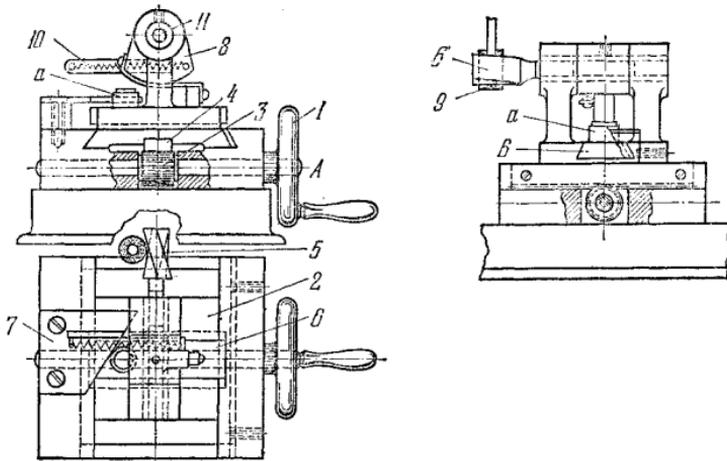


Роликам 1 и 2, расположенным под некоторым углом друг к другу, сообщается вращение от вала А посредством зубчатых колес 3 и 4. Полоса материала 5, проходя между вращающимися роликами, испытывает неравномерное давление; левый край полосы растягивается больше, чем правый. Полоса материала при этом деформируется и превращается в спираль. Регулирование угла между роликами осуществляется двумя винтами 6, действующими на скобу 7, которая поворачивается вокруг оси В. Давление на материал осуществляется пружинами 8, усилие которых может регулироваться. Направляющие 9 обеспечивают постоянный диаметр спирали.



Однозубое колесо 1, вращающееся вокруг неподвижной оси *A* вала, входит в зацепление попеременно с зубчатыми колесами 2 или 3, вращая одно из них вокруг оси *B* вала *e* и запирая одновременно другое. Запор осуществляется скольжением запорной дуги *a*, принадлежащей колесу 1, по запорным дугам *b* или *c*, принадлежащим колесам 2 или 3. Зубчатое колесо 4 жестко сидит на одном валу с колесом 2, а зубчатое колесо 3, жестко связанное с колесом 5, свободно вращается на том же валу. Движение зубчатых колес 2 и 4 или 3 и 5 передается сателлиту 6, перекатывающемуся попеременно по колесу 4 или колесу 5. Сателлит приводит в движение водило 7, связанное с цепью 8 конвейера, заставляя конвейер двигаться в ту или иную сторону.

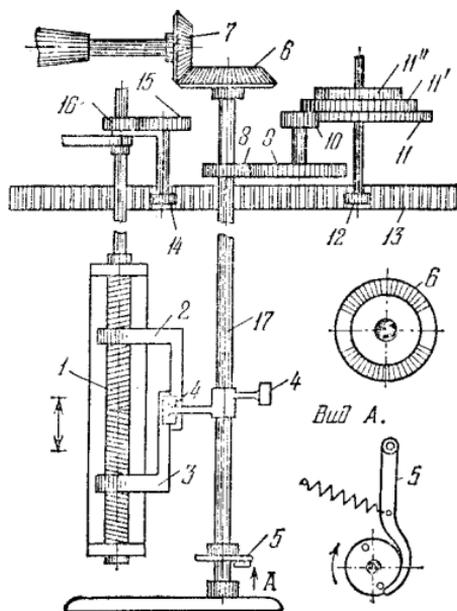
**ЗУБЧАТО-РЕЕЧНЫЙ МЕХАНИЗМ
ПРИСПОСОБЛЕНИЯ ДЛЯ ТОЧНОЙ
ОБРАБОТКИ ВИНТОВОЙ ПОВЕРХНОСТИ
ШЛИФОВАЛЬНЫМ КРУГОМ**



При повороте рукоятки 1 вокруг неподвижной оси А движение передается салазкам 2 посредством зубчатого колеса 3 и рейки 4 и вала 11 вместе с обрабатываемой деталью 5 сообщается перемещение. При этом ролик а, находящийся на салазках б, соприкасаясь с кулачком 7, перемещается с салазками б относительно салазок 2 и сектор 8, соединенный гибкой стальной лентой с салазками б, поворачивается вместе с валом 11. Таким образом, детали 5 сообщается винтовое движение, необходимое для точной обработки винтовой поверхности шлифовальным кругом 9. Пружина 10 обеспечивает контакт ролика а с кулачком 7.

ЗУБЧАТО-ВИНТОВОЙ МЕХАНИЗМ
РЕВЕРСИВНОГО ДВИЖЕНИЯ
ДЛЯ НАМОТКИ БОБИН

Винту 1, имеющему правую и левую резьбы, и гайкам 2 и 3 вместе с кареткой бобины сообщается возвратно-поступательное перемещение в направлении, указанном стрелкой, посредством механизма, не показанного на чертеже. Переключающие упоры 4, жестко насаженные на вал 17, предотвращают его от поворота во время перемещения их по поверхности звеньев 2 и 3. Как только один из упоров 4 сойдет с поверхности звеньев 2 и 3, вал 17 под действием рычага 5 поворачивается и связанное с ним колесо 6, несущее два зубчатых сектора, вводится в зацепление с колесом 7. Вращение посредством зубчатой передачи 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16 сообщается винту 1, в результате чего расстояние между звеньями 2 и 3, уменьшается. Колесо 6, повернувшись на половину оборота, останавливается, и каретке с бобиной сообщается обратное перемещение. Рейка 13, переместившись на некоторую величину, посредством механизма, не показанного на рисунке, уменьшает угловую скорость бобины. При каждом переключении вала 17 угловая скорость бобины уменьшается вследствие перемещения рейки 13, а величина хода каретки уменьшается благодаря уменьшению расстояния между звеньями 2 и 3 и поэтому бобине сообщается необходимая форма. В зависимости от толщины наматываемой нити колесо 10 вводят в зацепление с соответствующими колесами 11' и 11''.



ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

- Механизм анкерною спуска 333—
335
— — — с двухсторонней вилкой 344
— — — с певочным колесом 336
— анкерный реечный каретки пишущей машинки 405
— Артоболевского зубчато-кулисный для воспроизведения циклоиды и подеры циклоиды круга 159, 160
— двухволновой соосной зубчатой передачи с кулачковым генератором 533
— — — — с шаровым генератором 534
— двухступенчатой двухволновой соосной зубчатой передачи с эллиптическим генератором 535, 536
— замкнутый дифференциальный редуктора с переключающей муфтой 508
— зубчато-винтовой дифференциала 526
— — планетарный головки рабочего орудия 91
— — подачи 90
— — пятизвенный телескопической передачи 65
— — реверсивного движения 549
— — — для намотки бобин 581
— — с остановками ползуна 440
— — с сегментным колесом 434
— — с червячной передачей с остановками выходного колеса 439
— — тангенсный 175
— — четырехзвенный 63
— — — планетарный 62
- Механизм зубчато-клиновой дифференциальный для регулирования эксцентриситета 93
— — трансформирования движения 546
— зубчато-кулачковый дифференциальный замкнутый 410
— — — транспортера 422
— — для воспроизведения сложного закона движения выходного звена 411
— — копировального прибора для воспроизведения заданной кривой 420
— — планетарный с остановками выходного рычага 413
— — подачи головки 417
— — — шпинделя 416
— — пространственный 412
— — — с остановками выходного вала 414, 415
— — с внутренним зацеплением 409
— — стиральной машины 421
— — тахоскопа 419
— — часового тахометра 418
— зубчато-кулисный винтового координатора 178
— — гармонического анализатора 188, 189
— — грейфера киноаппарата 205
— — для воспроизведения гипербол 158
— — — — кривых по их проекциям 172
— — — — сложной шатунной кривой 164
— — — — сложных шатунных кривых 165
— — — — участков кубической параболы 157

- Механизм зубчато-кулисный для воспроизведения участков параболы 156
- — для обработки паза кулачка 231
 - — — — — синусоидального типа 232
 - — для преобразования вращательного движения в качательное 135
 - — для черчения кривых синусоидального типа 161
 - — изменений хода ползуна 224
 - — планетарный 126, 148
 - — — для воспроизведения неравномерного вращения выходного вала 150
 - — — — — овалов 163
 - — — — — пилы 234
 - — — приспособления для обработки деталей овальной машины 230
 - — — с двойной кулисой 149
 - — — с двумя остановками выходного звена 199
 - — — с кардановыми кулисами 105
 - — — с малыми реверсивными движениями выходного звена 127
 - — — с некруглым колесом 107
 - — — с приближенной остановкой выходного звена 198
 - — — с прямолинейной кулисой 126
 - — — с регулируемым ходом выходного звена 227
 - — — с четырьмя мгновенными остановками выходного звена 204
 - — — приближенно-направляющий 209
 - — — радиального интегриметра 190, 191
 - — — реечного координатора 176
 - — — с двумя круглыми колесами 112
 - — — с зубчатым сектором 112
 - — — с изменяемым ходом кулисы 223
 - — — — — штока 132
 - — — с криволинейной кулисой для воспроизведения шатунной кривой 164
 - — — с круглым и некруглым колесами 113
- Механизм зубчато-кулисный с некруглым колесом и гибким звеном 134
- — с пазовым кулачком 133
 - — с приближенно-равномерным движением кулисы 136
 - — с регулируемым ходом выходного звена 223
 - — с эллиптическими колесами 114
 - — спирального координатора 177
 - — строгального станка 246
 - — тестомесильной машины 229
 - — удвоителя хода выходного звена 137
 - зубчато-ползунный вибростола 218
 - зубчато-реечный дифференциальный суммирующий для двух слагаемых 550
 - — — — — для трех слагаемых 551
 - — — для воспроизведения прерывистого вращательного движения выходного вала 548
 - — долбежного станка 245
 - — индикатора 568, 569
 - — множительный 554
 - — приспособления для точной обработки винтовой поверхности шлифовальным кругом 580
 - — с двумя рейками 547
 - — с остановками выходного ползуна 193
 - — с храповыми колесами 355
 - — стеклоочистителя автомобиля 244
 - — суммирующий с реечным сбрасывателем 553
 - — центробежного графотаметра 571
 - — часового тахометра 570
 - — зубчато-рычажный валцов 249
 - — рейфера киноаппарата 206, 207
 - — грохота с упругими звеньями 217
 - — для воспроизведения неравномерного вращения выходного звена 151
 - — — — — синоид 162
 - — — — — сложных шатунных кривых 166—170
 - — для контроля поверхности отверстий 235

Механизм зубчато-рычажный для
 нарезания винтовой канавки в
 стволе оружия 248
 — — для обработки льняных во-
 локон 249
 — — захвата с зубчатыми секто-
 рами 219
 — — интегратора 192
 — — качающего печатного ци-
 линдра 242
 — — коромыслово-ползунный
 дифференциальный 144
 — — косинусный 174
 — — кривошипно-коромысловый
 с эксцентричным колесом 145
 — — мальтийского креста с пе-
 риодом равномерного вращения
 310
 — — микроскопа 237
 — — направляющий пресса 208
 — — ножниц 247
 — — периодического переключе-
 ния 222
 — — пилы 235
 — — планетарного планиметра 185
 — — планетарный батана 238
 — — — двухкоромысловый с дву-
 мя колесами 125
 — — — с четырьмя колесами
 147
 — — — для воспроизведения
 сложного закона движения вы-
 ходного звена 152
 — — — для обработки изделий
 сложной конфигурации 233
 — — — для разрезания бумаж-
 ной ленты 241
 — — — кривошипно-коромысло-
 вый 146
 — — — кривошипно-ползунный
 118, 143
 — — — с внешним зацепле-
 нием 119
 — — — с внутренним зацеп-
 лением 120
 — — — льнотрепалки 250
 — — — направляющий 211
 — — — параллелограммный с
 внешним зацеплением 122
 — — — с внутренним зацеп-
 лением 123, 124
 — — — с неподвижным коле-
 сом 121
 — — — планиметра с внешним
 зацеплением 182, 183

Механизм зубчато-рычажный пла-
 нетарный планиметра с внутрен-
 ним зацеплением 184
 — — — реверсивный 154
 — — — с длительными остано-
 вками выходного звена 197
 — — — с остановкой выходного
 звена 196
 — — — с периодически изменяе-
 мой скоростью выходного звена
 153
 — — — с поступательно движу-
 щимися колесами 155
 — — планиметра 186, 187
 — — плунжера пошивочной ма-
 шины 243
 — — поворота лопасти 106
 — — подачи листов бумаги 240
 — — полярного координатора
 179, 180
 — — поршневой машины 215, 216
 — — предохранительной муфты
 220
 — — прерывистого действия 221
 — — приближенно-направляю-
 щий 210
 — — привода ползуна 130
 — — пространственного коорди-
 натора 181
 — — регулирования уровня ме-
 талла в ванне линотипа 242
 — — римского привода 129
 — — с входной рейкой 117
 — — с двумя остановками выход-
 ного звена 200
 — — — пазовыми кулачками
 139
 — — — эксцентриками для
 воспроизведения шатунной кри-
 вой 171
 — — с изменяемым законом дви-
 жения ползуна 131
 — — — направлением движе-
 ния и скоростью выходного зве-
 на 142
 — — с круглой рейкой 116
 — — с круглыми и некруглыми
 колесами 117, 140
 — — с некруглым колесом с дву-
 мя остановками 202
 — — — с остановкой вы-
 ходного звена 201
 — — с остановками ползуна 194
 — — с остановкой ползуна 195
 — — с пазовым кулачком 138

Механизм зубчато-рычажный с переменным ходом ползуна 141
 — — с рейкой 115
 — — с фасонной рейкой 116
 — — с фасонным колесом 107
 — — — с остановкой выходного звена 199
 — — смещения ползуна в процессе движения 225
 — — стереоскопа 237
 — — стиральной машины 243
 — — суммирующий со сбрасывающей стрелкой 173
 — — счетчика метража бумаги 239
 — — тестомесильной машины 228, 229
 — — точный направляющий 209
 — — трехзвенный для воспроизведения циклоиды 84
 — — храповой с упругим звеном 358
 — — центробежного тахометра 213, 214
 — — челнока 238
 — — шлифовального устройства 244
 — — эвольвентомера 236
 — зубчато-цевочный буквопечатающего устройства 406
 — — неравномерного движения колеса с остановками 372
 — — периодического переключения скоростей 367
 — — планетарный 359
 — — — с упругим звеном 360—363
 — — пружинного завода часов 333
 — — с цевочной рейкой 351
 — зубчато-цевочный звездчатый с внутренним зацеплением 275, 276
 — — — несимметричный с внешним зацеплением 274
 — — — с внешним зацеплением 269—273
 — — — с запирающимися роликами 279
 — — конической передачи 261, 262
 — — кулачковый пространственный с остановками выходного звена 286
 — — — — — цевочного колеса 286

Механизм зубчато-цевочный кулачковый с остановкой цевочного колеса 280
 — — кулисный 255
 — — лобовой передачи 260
 — — мальтийского креста для вращения стола с остановками 316
 — — — — с внешним зацеплением с восемью пазами 293
 — — — — — с двенадцатью пазами 289
 — — — — — с двумя цевками 295
 — — — — — с тремя пазами и тремя цевками 296
 — — — — — с четырьмя пазами 287
 — — — — — с шестью пазами 288
 — — — — с внутренним зацеплением с тремя пазами 290, 291
 — — — — — с четырьмя пазами 292
 — — — — с двумя цевками 294
 — — — — с запирающим пазом 302, 303
 — — — — с изменяемым направлением вращения выходного колеса 311
 — — — — с круглым и некруглым колесами 304
 — — — — с кулисным приводом 308
 — — — — с неравными периодами времени движения и покоя 298
 — — — — — — — — покоя 297
 — — — — с овальной цевкой 299
 — — — — с планетарным приводом 309
 — — — — с рычажным запором 301, 302
 — — — — — — — — приводом 306, 307
 — — — — со скользящей цевкой 305
 — — планетарный с внутренним зацеплением 265, 266
 — — подачи 314
 — — — — основы с навоя к ремизу 315
 — — прерывистого движения цевочного колеса 285

- Механизм зубчато-цевочный пространственный 262, 263
- — — мальтийского креста 312
 - — — мельничного колеса 318
 - — — прерывистого движения 285
 - — с изменяемым направлением вращения выходного колеса 267, 268
 - — с остановками выходного звена 277, 278
 - — — рейки 283
 - — — — цевочного колеса 280
 - — с фасонной рейкой 258
 - — с фиксирующей собачкой с остановками выходного звена 281, 282
 - — с цевочной рейкой 257, 259, 264
 - — соосного счетчика 317
 - — сферического мальтийского креста 311
 - — счетчика с одним зубом на входном колесе 317
 - — — с цевкой и пазом на входном колесе 316
 - — четырех мальтийских крестов 300
 - — зубчатый автоматического грузочного устройства 92
 - — винта с изменяемым в полете шагом 575
 - — восьмиступенчатой коробки передач с двумя парами скользящих колес и муфтой 475
 - — — — с муфтой и скользящей шпонкой 476
 - — — двадцатичетырехступенчатой коробки передач со скользящими колесами 481
 - — двенадцатиступенчатой коробки передач с гибким звеном 477
 - — двухступенчатой коробки передач 459
 - — — — с зубчатой муфтой 458
 - — дифференциала с блокирующей муфтой 512
 - — — с коническими и цилиндрическими колесами 520
 - — — — колесами 521
 - — — с цилиндрическими колесами с внешним зацеплением 516
 - — — — с двумя внутренними зацеплениями 517
 - — — — с одним внутренним зацеплением 518
 - — — с червячным зацеплением 525
 - — — — колесом 531
 - — — с червячными колесами 532
 - — дифференциальный для воспроизведения неравномерного вращения выходного звена 542
 - — — поворота лопастей авиационного винта 574
 - — — реверсивный редуктора тормозным водилом и барабаном 509
 - — — редуктора с двумя парами сателлитов 514
 - — — — с коническими колесами 511
 - — — — — и двумя входными звеньями 522
 - — — — с расширенной цапфой на водиле 515
 - — — — с червячным сектором 530
 - — — с коническими колесами и входным водилом 523
 - — — — неравными колесами 524
 - — — с цилиндрическими колесами для воспроизведения больших передаточных отношений 513
 - — — с эксцентриковым параллелограммом 519
 - — — суммирующий конических колес для двух слагаемых 552
 - — — электротельфера с двумя подъемными барабанами 562
 - — — для воспроизведения движения выходного колеса с запаздыванием 101
 - — — для выбора зазоров в зубчатом зацеплении 94
 - — — для образования спиральной ленты 577
 - — — для перемены направления вращения выходного звена 540
 - — — для решения системы линейных алгебраических уравнений 555

- — для установки выходного звена 541
- — зажима с рейкой 97
- — замкнутый дифференциальный редуктора 507
- — — — с коническими колесами 510
- — — — электрополиспада 561
- — звездчатый прерывистой подачи фасонных деталей 313
- — клинового дифференциала 527
- — конических колес с реверсивной муфтой 95
- — машины для испытания конструкций на вибрационную нагрузку 563, 564
- — многомассного вибратора 565
- — неререверсивного движения с рейкой 100
- — неререверсируемого вращения выходного звена 545
- — осевого движения раскатного цилиндра в тигельных печатных машинах 102
- — планетарного редуктора с большим передаточным отношением 504
- — планетарный движения талера печатной машины 573
- — — двухступенчатого приводного шкива 493
- — — для ограничения числа оборотов заводной оси часового механизма 99
- — — для свивания канатов 576
- — — компенсатора 543
- — — полиспада 558, 559
- — — — с эксцентриком 557
- — — приводного шкива на водиле 494
- — — реверсивного редуктора с тормозными барабанами 499
- — — реверсивный с двумя тормозными барабанами 498
- — — редуктора с кольцевым водилом 491
- — — — с коническими колесами и несоосными сателлитами 501
- Механизм зубчатый планетарный движения редуктора с параллелограммным приводом 492
- — — — с реверсивным движением выходного звена 497
- — — — с двумя выходными звеньями 489, 490
- — — — с некруглыми колесами 503
- — — — с одним солнечным колесом и двумя сателлитами 482
- — — — — и тремя сателлитами 483
- — — — с остановками выходного звена 502
- — — — с переключающей зубчатой муфтой 496
- — — — с червячным зацеплением 495
- — — — трехступенчатого редуктора с коническими колесами 500
- — — — электротельфера 506
- — — — трехступенчатый 505
- — — — цепи конвейера 578
- — — — цепного блока 556
- — — — четырехзвенный демонстрационной модели 488
- — — — редуктора с двумя внешними зацеплениями 485
- — — — — внутренними зацеплениями 487
- — — — — с одним внешним и одним внутренним зацеплением 486
- — — — электротельфера 560
- — — — подачи полосы 89
- — — — с кулачковой муфтой 417
- — — — цилиндрических изделий 88
- — — — попеременного вращения двух валов 544
- — — — пространственный дифференциальный с качающейся шайбой 528
- — — — — с круговыми рейками 529
- — — — пятизвенный реечный с двумя выходными секторами 64
- — — — пятиступенчатой коробки передач с вращающейся обоймой 470
- — — — — с косою направляющей 471
- — — — — со скользящей шпонкой 472

Механизм зубчатый пятиступенчатой реверсивной коробки передач 469
 — — реверсивно-разобшительной муфты с коническими колесами 567
 — — — — с тормозным барабаном 457
 — — — — с цилиндрическими колесами 566
 — — речного домкрата с храповой собачкой 98
 — — с двухсторонней рейкой и храповым колесом 64
 — — с переменным передаточным отношением 39
 — — с предохранительной звездочкой с остановками выходного колеса 73
 — — с секторным колесом с остановкой выходного колеса 79
 — — со стопорной собачкой с остановками выходного колеса 78
 — — тормоза с предохранительным устройством 572
 — — трехзвенный винтового шнека 91
 — — — конических колес со знакопеременным вращением выходного колеса 81
 — — — круглых гиперболоидных колес 27
 — — — конических колес с внешним зацеплением 21
 — — — — с внутренним зацеплением 22
 — — — цилиндрических колес с внешним зацеплением 17
 — — — — с внутренним зацеплением 17
 — — — некруглых спиральных колес 56
 — — планетарный для воспроизведения кардиоиды 86
 — — — — растянутой кардиоиды 87
 — — — — эллипсов 87
 — — — — эпициклоид 85
 — — — конических колес с внешним зацеплением 24
 — — — — с внутренним зацеплением 25
 — — — цилиндрических колес с внешним зацеплением 19

Механизм зубчатый трехзвенный планетарный для цилиндрических колес с внутренним зацеплением 20
 — — — — плоскоконический с круглым коническим колесом 26
 — — — — с круглым цилиндрическим колесом и рейкой 20
 — — — — плоскоконический с круглым коническим колесом 23
 — — — — подачи и разрезания материала 88
 — — — — пространственный с запирающей канавкой с остановками выходного колеса 82
 — — — — с круглым колесом 60
 — — — — с остановками выходного колеса 83
 — — — — с винтовым колесом с круглой рейкой 28
 — — — — с двухсторонней рейкой 34
 — — — — — и предохранительными зубьями 35
 — — — — — кулачками 35
 — — — — с двухступенчатым передаточным отношением 36
 — — — — с запирающими дугами с остановками выходного колеса 73—76
 — — — — — — — — — — выходного колеса 75
 — — — — с запирающим кольцом с остановками выходного колеса 77
 — — — — с качающейся рейкой 58
 — — — — с колесом, имеющим зубья с прямолинейным профилем 18
 — — — — с короткими остановками выходного колеса 68
 — — — — с криволинейной качающейся рейкой и круглым колесом 57
 — — — — с круглым и некруглым колесами 52—54
 — — — — цилиндрическим колесом и рейкой 18
 — — — — с круговой рейкой 19
 — — — — с неравными периодами времени движения и покоя выходного колеса 70
 — — — — с остановками выходного колеса 66, 67

- — — с перекатывающими рычагами с остановками выходного колеса 72
- — — — со скольжением рычагами с остановкой выходного колеса 72
- — — с переходными и запирающими дугами с остановками выходного колеса 77
- — — с прерывистым движением рейки 79
- — — с равными периодами времени движения и покоя выходного колеса 68, 69
- — — с трехступенчатым передаточным отношением 37
- — — с фигурной рейкой 34
- — — с четырехступенчатым передаточным отношением 38
- — — сдвоенных круглых и некруглых колес 55
- — — со знакопеременным вращением выходного звена 30, 31
- — — — — фасонного колеса 32, 33
- — — со скачкообразным движением рейки 59
- — — со сферическим зацеплением 29
- — — спиральных конических колес 56
- — — трехступенчатой коробки передач 460, 461
- — фиксатора с рейкой 96
- — червячный привода и регулятора пружинного движения 579
- — четырехзвенный привода двух непараллельных реек 61
- — — — параллельных реек 61
- — — — периодического действия 81
- — — с двухсторонней рейкой 62
- — — с запирающими дугами с остановками 80
- — — четырехступенчатой коробки передач 462
- — — — с муфтами на крайних валах 463, 464
- — — — с муфтой на промежуточном валу 465
- — — — с тормозными барабанами 468
- — — реверсивной коробки передач с кулачковой муфтой 467
- — — — — с муфтой 466
- — — шестиступенчатой коробки передач с муфтами на входном и выходном валах 474
- — — — с муфтой на выходном валу 473
- — — — с тремя выходными валами 479
- — — — с фрикционной муфтой и скользящими колесами 480
- — — — с четырьмя муфтами 478
- — кривошипа переменного радиуса с фиксатором 396
- — кривошипно-ползунный с зубчатым сектором и рейкой 108
- — с круглым и некруглым колесами 109
- — с равномерным движением ползуна 110, 111
- — Нормана зубчато-рычажный направляющий 212
- — одноступенчатой червячной коробки передач 442
- — предохранительной муфты упругого сцепления 386
- — Ревякина храповой пружинного тягового динамографа 400
- — Рёло зубчато-цевочный с внешним зацеплением 253
- — — с внутренним зацеплением 254
- — Рёмера зубчато-цевочный 256
- — рычажно-храповой обгонный 364
- — трехволновой соосной зубчатой передачи с внешним роликовым генератором 539
- — — — с внутренним роликовым генератором 537
- — — — с шаровым генератором 538
- — трехзвенный пространственный со спирально-коническим колесом 59
- — центроидный двухлепестковых логарифмических колес 42
- — — овалных колес 45
- — — однолепестковых логарифмических колес 41
- — — с двумя овальными колесами 48

- Механизм трехзвенный центроидный с круглым и некруглым колесами 51
- — с некруглым колесом и криволинейной рейкой 58
 - — с эллиптическим и овальным колесами 49, 50
 - — — трехлепестковых логарифмических колес 43
 - — — овалных колес 46
 - — — четырехлепестковых логарифмических колес 44
 - — — овалных колес 47
 - — — эллиптических колес 40
 - — — червячный 425
 - — — с глобоидальным червяком 426
 - улиточный трехзвенный с винтовым движением звеньев 57
 - Усцова зубчато-рычажный для прижима ленты 219
 - Фергюссона зубчатый планетарный 482
 - храповой автоматического счетчика бревен для продольных лесотасок 401
 - — автоматической подачи 395
 - — блокировки 381
 - — двойного стопора 383—385
 - — двухстороннего действия 352, 353
 - — делительного приспособления 399
 - — дифференциальный прерывистой подачи 393
 - — для передвижения каретки пишущей машинки 404
 - — для подъема груза 388
 - — для преобразования возвратно-поступательного движения во вращательное 366
 - — кнопочный 343
 - — колеса с внутренним зацеплением с внешней собачкой 326
 - — — с фасонными зубьями 338
 - — — с четырьмя собачками 350
 - — кулачковой муфты 340
 - — ленточного тормоза 387
 - — маятникового часового привода 403
 - — — переключения 397
 - — — подачи проволоки 391
 - — — прерывистого движения подачи 394
- Механизм храповой прецизионного счетчика оборотов 398
- — пространственный с лобовым колесом 338
 - — — с рейкой 332
 - — пружинного привода 365
 - — револьверного диска 402
 - — регулируемой подачи 392
 - — регулятора скоростей часов с несвободным ходом 374
 - — — скорости с упругим звеном 378
 - — реечный домкрата 389
 - — — с двуплечей собачкой 332
 - — — с призматическим стопором 380
 - — — с призматической собачкой 330
 - — — с цилиндрическим стопором 381
 - — с винтовой прорезью 347
 - — с внешним зацеплением с перекидной собачкой 324, 325
 - — с внутренним зацеплением и четырьмя собачками 349
 - — — — с внутренней собачкой 325
 - — — — с перекидной собачкой 326
 - — с гладкой рейкой 345
 - — с двумя входными и одной стопорной собачками 348
 - — — — собачками 348
 - — — — собачками 342
 - — — — —храповыми колесами 339
 - — с длительными остановками выходного диска 370
 - — с качательным движением звеньев 353
 - — с клиновыми звеньями 350
 - — с косозубой рейкой 329
 - — с кулачковым приводом 354
 - — с некруглым храповым колесом 337
 - — с общей зашелкой для нескольких звеньев 351, 352
 - — с остановками выходного диска 369
 - — — — колеса 368
 - — — — цепи конвейера 373
 - — с перекидной движущейся собачкой 341
 - — — — собачкой 341

Механизм храповой с поворачивающейся радиальной защелкой 346

- — с призматической защелкой 322, 323, 329
- — с пружинной защелкой 321, 322
- — — — собачкой 321
- — — — для подъема груза 389
- — с прямозубой рейкой с перекидной собачкой 331
- — с регулировкой угла поворота храпового колеса 344
- — с реечной собачкой 346
- — с рейкой, имеющей косые зубья 329
- — с собачкой, совершающей сложное движение 345
- — с тремя призматическими собачками 349
- — — — собачками для подъема груза 390
- — с упругим звеном 356, 357
- — с фрикционной собачкой 347
- — с цевочной рейкой 331
- — — — с перекидной собачкой 331
- — с цевочным колесом 327
- — — — и роликовой собачкой 343
- — — — и фасонной собачкой 328
- — с шариковыми стопорами 380
- — свободного хода выходного звена 363
- — сдвоенный с остановками выходного вала 371
- — со ступенчатыми собачками 336
- — со ступенчатым сектором 337
- — спускового маятникового регулятора 376
- — — регулятора будильника 377
- — — — выдержки объектива 377
- — — — с пружиной 376
- — — — часов со свободным штифтовым анкерным ходом 375
- — стопора 382, 383

Механизм храповой хронометрического тахометра 379

- червячно-винтовой для намотки проволоки 450
- червячно-зубчатый для обработки гармонических кулачков 453
- — — — пространственных кулачков 452
- — — — копирующего устройства 454
- — суммирующий 443
- червячно-кулачковый для установки тубуса микроскопа 451
- червячно-рычажный подвесного вентилятора 433
- — со скользящим валом 433
- — — — червяком 432
- червячный ветрянки телеграфного аппарата 449
- — выключения 441
- — индикатора 446
- — прерывистого движения выходного колеса 436
- — — — выходных звеньев 437
- — рулевого управления автомобиля 448
- — с выключаемым червяком 441
- — с входным червячным колесом 428
- — с глобоидальным червяком и цевочным колесом 427
- — с двумя корончатыми колесами 429
- — — — цевочными лобовыми колесами 430
- — — — червячными колесами 431
- — с лобовым цевочным колесом 427
- — с остановками выходных колес 438
- — с периодическим вращением выходных колес 435
- — с тремя выходными колесами 434
- — со ступенчатым изменением передаточного отношения 428
- — суммирующий 444
- — с гибким звеном 445
- — счетчика числа оборотов 447
- эксцентриково-рычажный планетарный 128

Иван Иванович Артоболевский
МЕХАНИЗМЫ
В СОВРЕМЕННОЙ ТЕХНИКЕ

том IV

Зубчатые механизмы

М., 1980 г., 592 стр. с илл.

Редактор *Б. Н. Складнев*

Техн. редактор *С. Я. Шкляр*

Корректоры *Е. В. Сидоркина, В. П. Сорокина*

ИБ № 11691

Сдано в набор 30.10.79. Подписано к печати 26.05.80. Т-09599. Бумага $84 \times 108 \frac{1}{32}$, тип. № 1. Литературная гарнитура. Высокая печать. Условн. печ. л. 31,08. Уч.-изд. л. 33,55. Тираж 44300 экз. Заказ № 954. Цена книги 2 р. 10 к.

Издательство «Наука»

Главная редакция

физико-математической литературы

117071, Москва, В-71, Ленинский проспект, 15

Ордена Октябрьской Революции, ордена Трудового Красного Знамени Ленинградское производственно-техническое объединение «Печатный Двор» имени А. М. Горького «Союзполиграфпрома» при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 197136, Ленинград, П-136, Чкаловский пр., 15