

СО Д Е Р Ж А Н И Е.

	Стр.
ГЛАВА I. В в е д е н и е	1
ГЛАВА II. Т е м а т и к а	3
ГЛАВА III. С о д е р ж а н и е п р о е к т а	11
§ 1. Профилирование зубьев шестерен	11
§ 2. Компановка схемы механизма	23 ^a
§ 3. Кинематический анализ механизма	34
§ 4. Кинетостатический анализ механизма...	34
§ 5. Задачи динамики	42
ГЛАВА IV. О ф о р м л е н и е п р о е к т а	56
ГЛАВА V. П л а н ы в ы п о л н е н и я п р о е к т о в	59
План выполнения проекта по ТММ по заданиям 1 - УП, X	59
План выполнения проекта по ТММ по заданиям УИ, 1X	61
План выполнения проекта по ТММ по заданиям 1 - X1У	63
План выполнения проекта по ТММ по заданию XУ	65
План выполнения проекта по ТММ по заданию XУ1	67

1. В В Е Д Е Н И Е.

Пятилетним планом послевоенного восстановления и развития народного хозяйства СССР поставлены ряд величайших проблем, в развитии которых особенную роль должны сыграть машиностроители.

!!??!

За годы Сталинских пятилеток машиностроительная промышленность нашей Родины одержала крупнейшие победы.

Это дало возможность уже в первый пятилетний послевоенный план включить такие проблемы, как комплексная механизация трудоемких процессов в угодобиче, в сельском хозяйстве, в строительстве и т.д., такие проблемы, как "План полесезонных лесонасаждений, внедрение тракторных севооборотов, строительство прудов и водоемов для обеспечения высоких и устойчивых урожаев в степных и лесостепных районах европейской части СССР". Своевременное и качественное разрешение всех этих проблем в значительной мере зависит от механизации процессов.

Совершенствование существующих машин, разработка новых сложнейших машин — автоматов, способных заменить труд человека, повысить производительность в сотни и тысячи раз, является неотложной задачей советских машиностроителей. Задача эта некабинетная и машиностроителям величайшую ответственность, но вместе с тем успешное разрешение ее приносит им и немалое моральное удовлетворение.

Для успешного разрешения сложнейших задач, стоящих перед советскими конструкторами, они должны быть вооружены широкой научной базой, должны знать законы физики, химии, механики и т.д. должны изучить науку о механизмах.

Советская наука о механизмах разрешила с исчерпывающей полнотой задачу анализа механизмов и ряд сложных вопросов синтеза механизмов, причем эти решения зачастую отличаются предельной простотой, что позволило расширить программы по теории механизмов во ВТУЗ'ах и ввести курсовой проект по этой дисциплине для механико-машиностроительной специальности.

Это мероприятие, проведенное лишь в советских ВТУЗах, лишний раз свидетельствует о передовой роли советской науки о механизмах.

Курсовой проект по теории механизмов является первым проектом во ВТУЗах и на нем мы должны начать воспитывать у студента навыки практической борьбы за экономию, за рациональное расходование народных ресурсов нашей Родины.

В результате рационально сконструированной схемы машины, точного расчета усилий, действующих как на звенья ее, так и в сочленениях этих звеньев получаются оптимальные выходные данные для конструктора, позволяющие сконструировать машину с наименьшей себестоимостью и с наиболее высоким коэффициентом полезного действия. Необходимо всегда помнить, что повышение коэффициента полезного действия всех установок лишь на один процент дает экономию в масштабе Советского Союза в несколько сот миллионов рублей в год.

В данной работе освещается двухлетний опыт проведения курсового проектирования по теории механизмов и машин в Харьковском Авиационном институте.

Использование этого опыта, с одной стороны, поможет студентам разрешить те трудности, которые встают перед ними при

выполнении первого проекта, связанного с решением комплексной практической задачи, с другой стороны, послужит преподавателю основой для дальнейшего расширения, углубления и усовершенствования курсового проектирования весьма полезного вида учебного процесса.

ЛИТЕРАТУРА и глава 1.

1. Андеевич И. И. Артоболевский. Успехи советской теории механизмов и машин. АН СССР. Труды семинара по ТММ. т. 15, вып. 16, 1948 г.

Т Е М А Т И К А.

В основу выбора тематики проектов принимается такое положение:

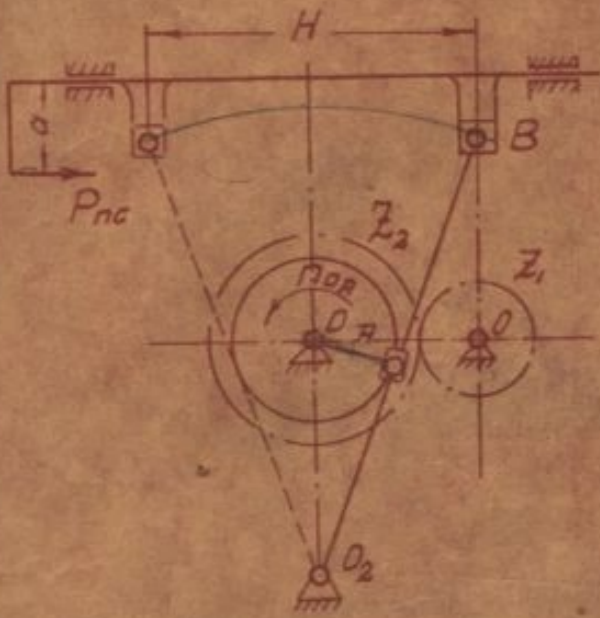
- а) объектами проектирования являются реальные механизмы.
- б) Структура проектируемых механизмов дает возможность применения теоретических положений всех основных разделов курса теории механизмов: общие методы кинематического и кинестатического анализа механизмов, синтез механизмов с низкими и высокими кинематическими парами, задачи динамики механизмов.
- в) Объем работы, рассчитывается на 70 + 30 часов, так как больший объем не укладывается в бюджет времени студента 5-го семестра.

Из этих положений вытекает, что объектами проектирования могут быть 5-ти - 7-ми звенные механизмы, в составе которых имеется одна пара 1У-го класса и 4-х - 6-ти звенный рычажно-рычажный механизм.

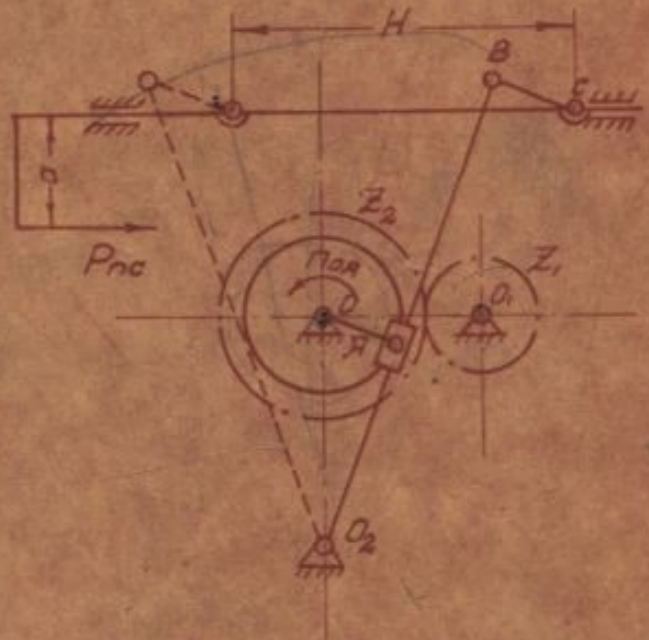
В некоторых случаях (см. ниже задание X1-III, X71) допускается для задания: проектирование механизма с низкими кинематическими парами и проектирование зубчатых колес.

ПРИМЕРЫ ЗАДАЧ

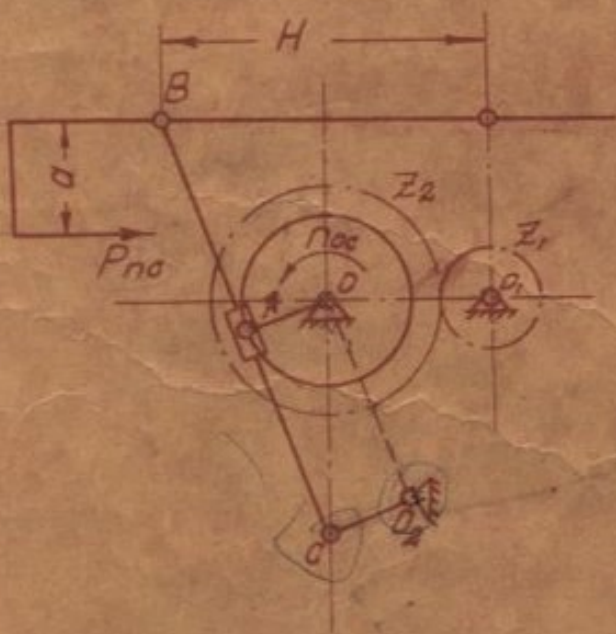
1. Проектировать механизм заданного по одной из схем, указанных на рисунках 1 - 5.



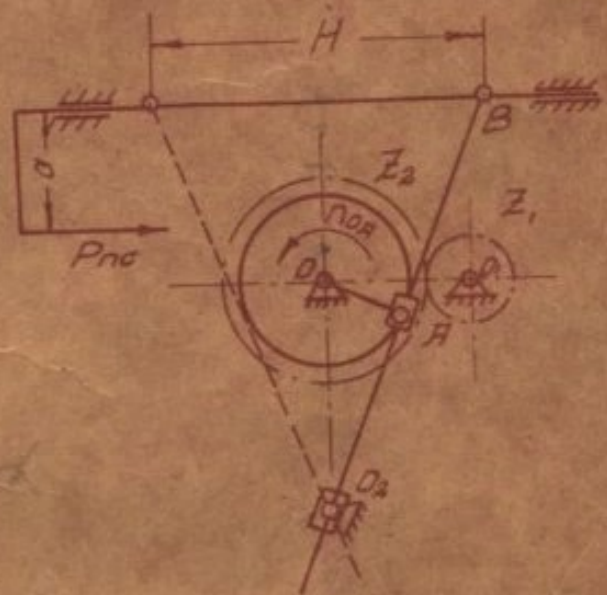
Фиг. 1



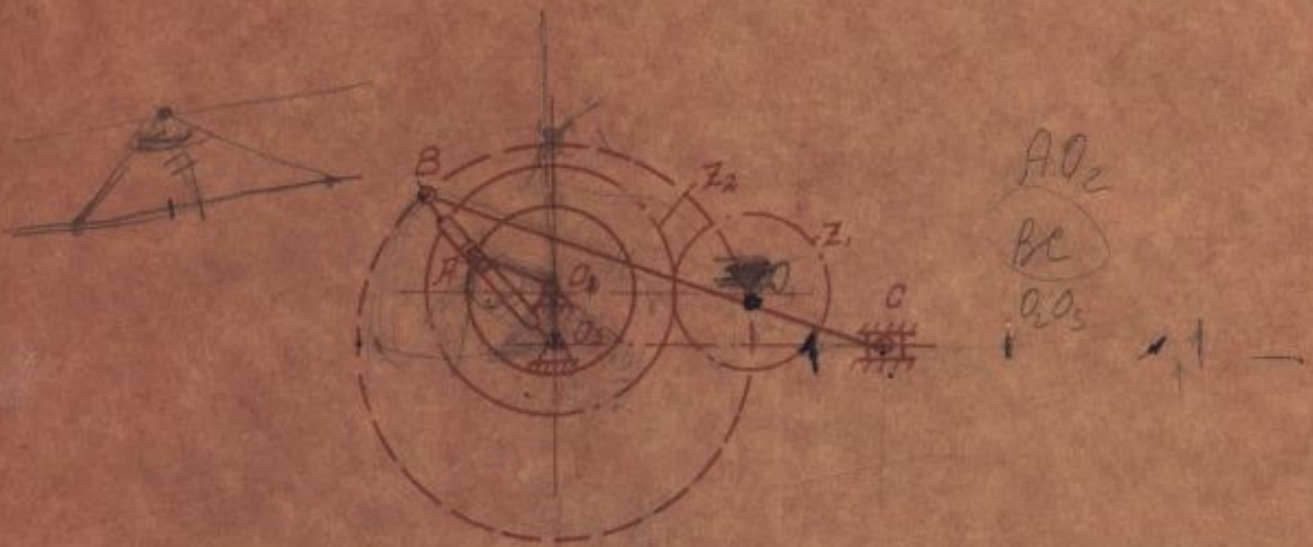
Фиг. 2



Фиг. 3

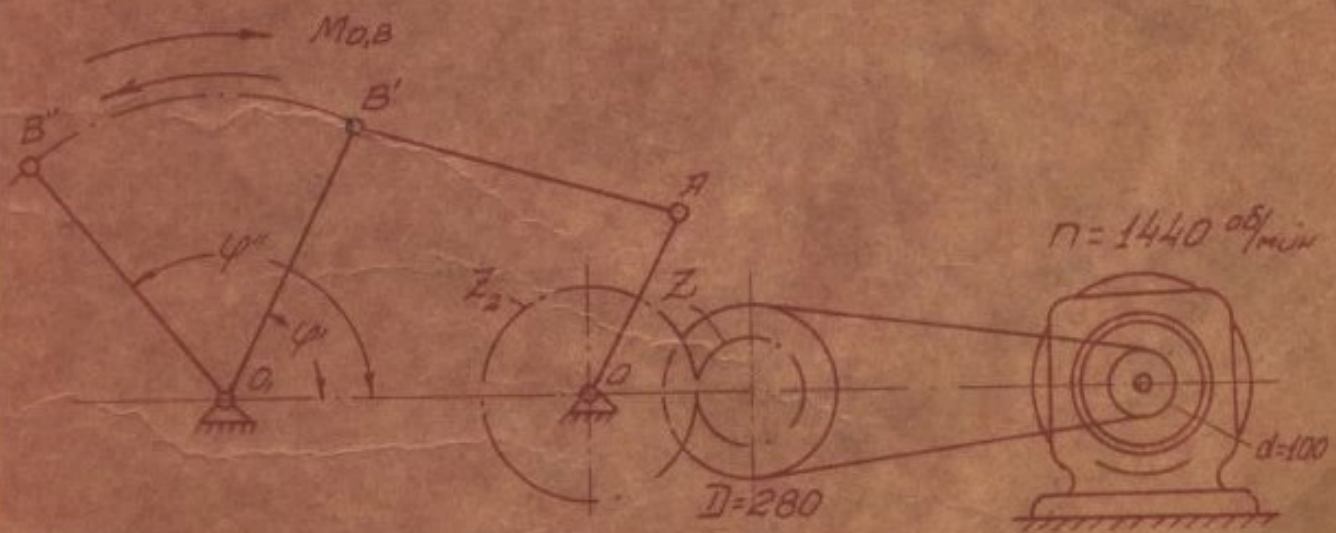


Фиг. 4



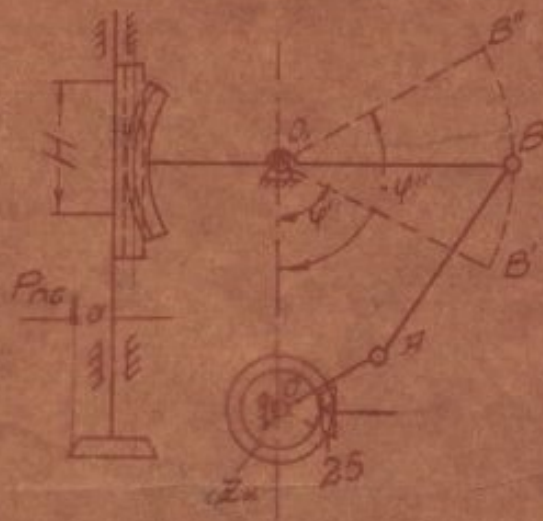
Фиг. 5

2. Спроектировать кривошипно-балансирный механизм для испытания канатов по фиг. 6.



Фиг. 6

3. Спроектировать зубодвижной станок (фиг.7).



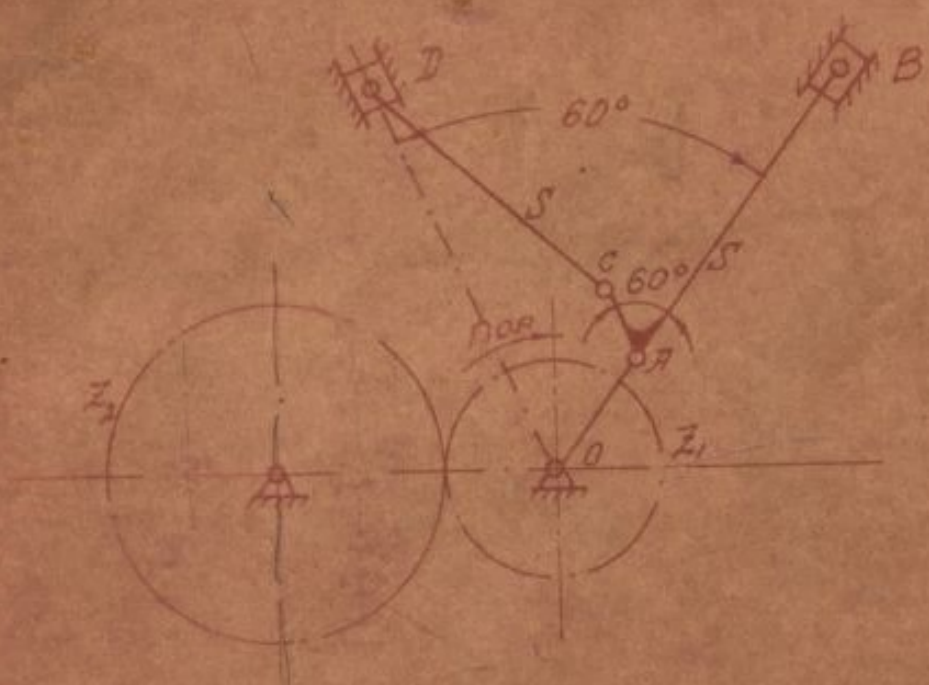
фиг.7

4. Спроектировать кривошипно-шатунный механизм двигателя внутреннего сгорания (фиг.8).



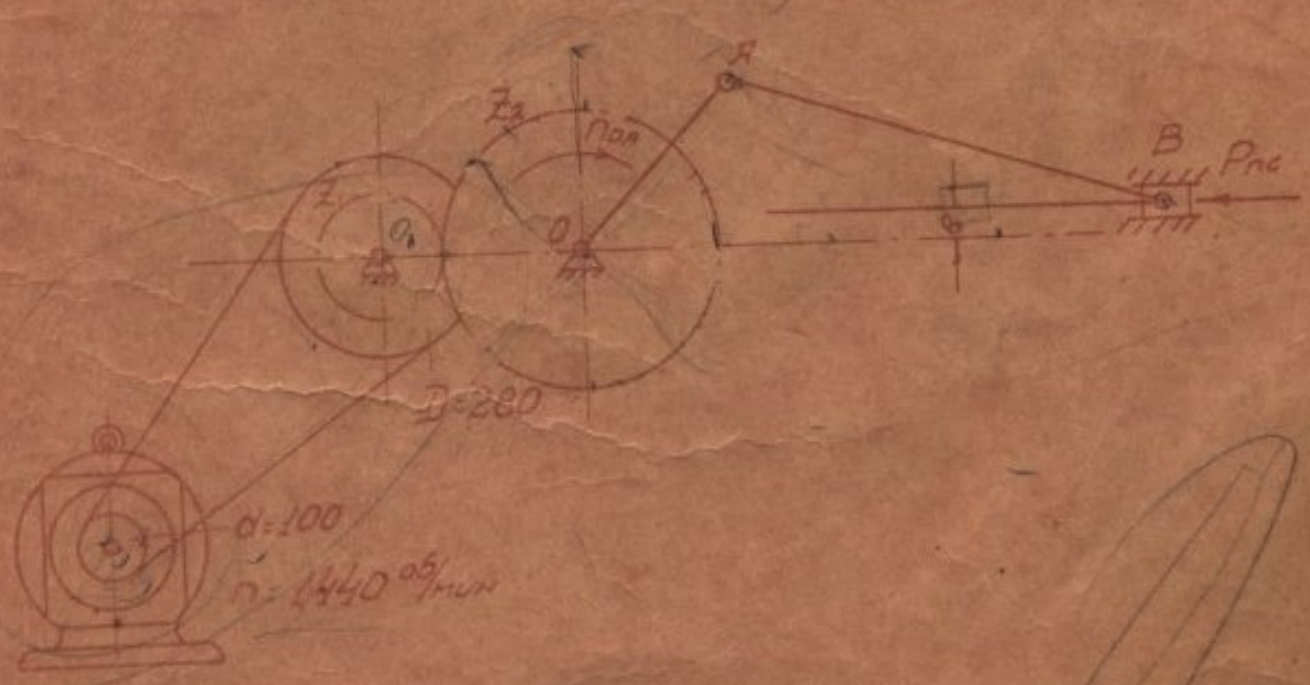
фиг.8

5. Спроектировать двухцилиндровый двухтактный двигатель внутреннего сгорания (фиг. 9).



фиг. 9

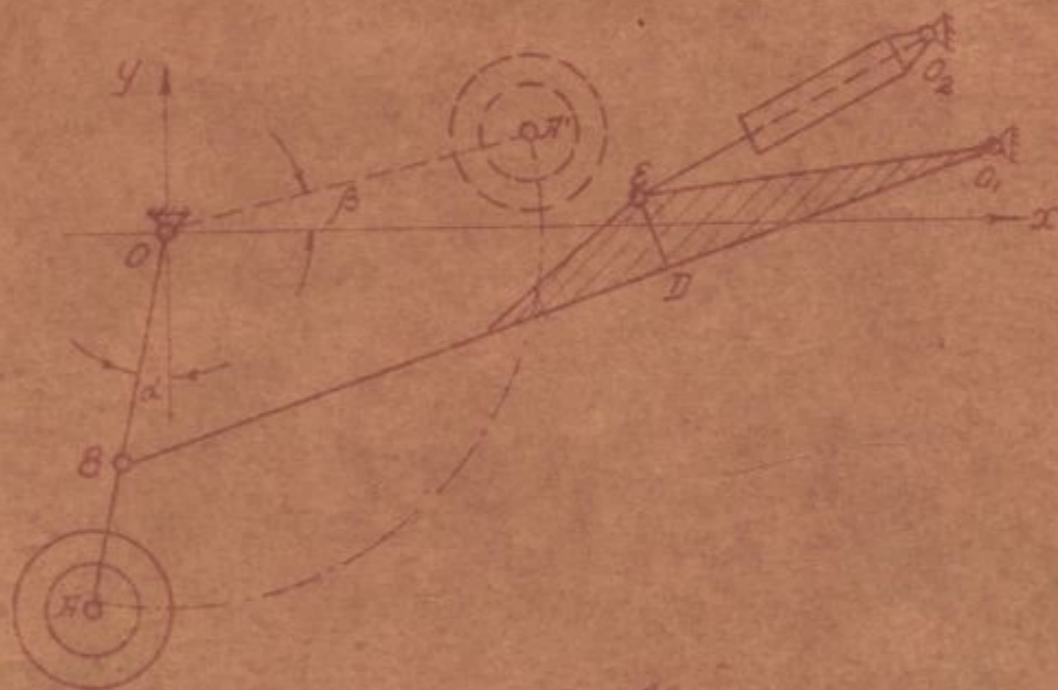
6. Спроектировать кривошипно-шатунный механизм поршневого насоса простого действия (фиг. 10)



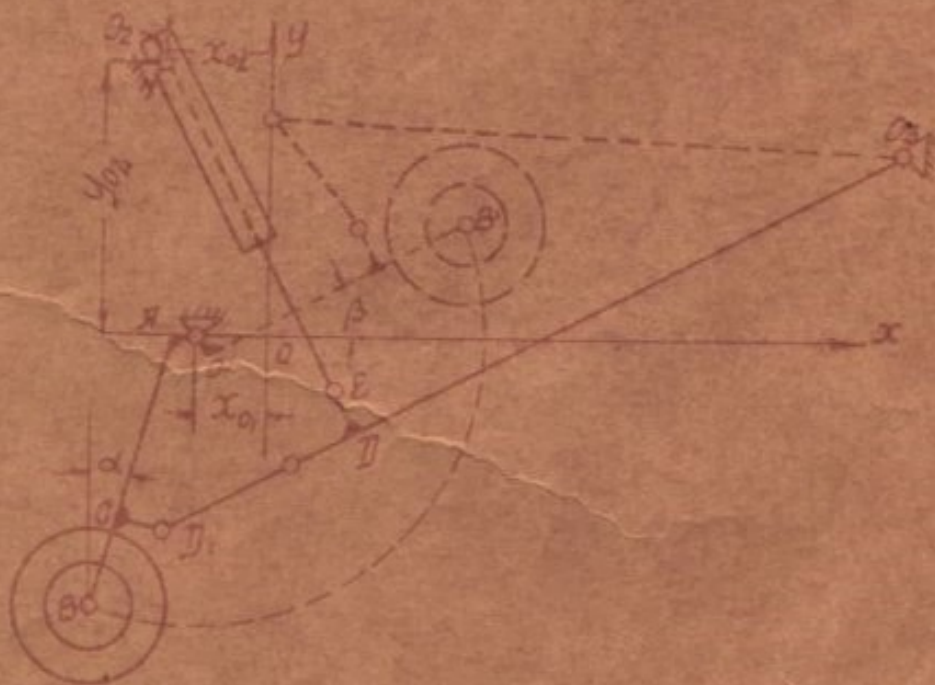
$d=100$
 $n=1440 \text{ об/мин}$

фиг. 10

7. Проектировать убирательную массу по одной из схем, указанных на фигурах 11-14.



Фиг. 11



Фиг. 12

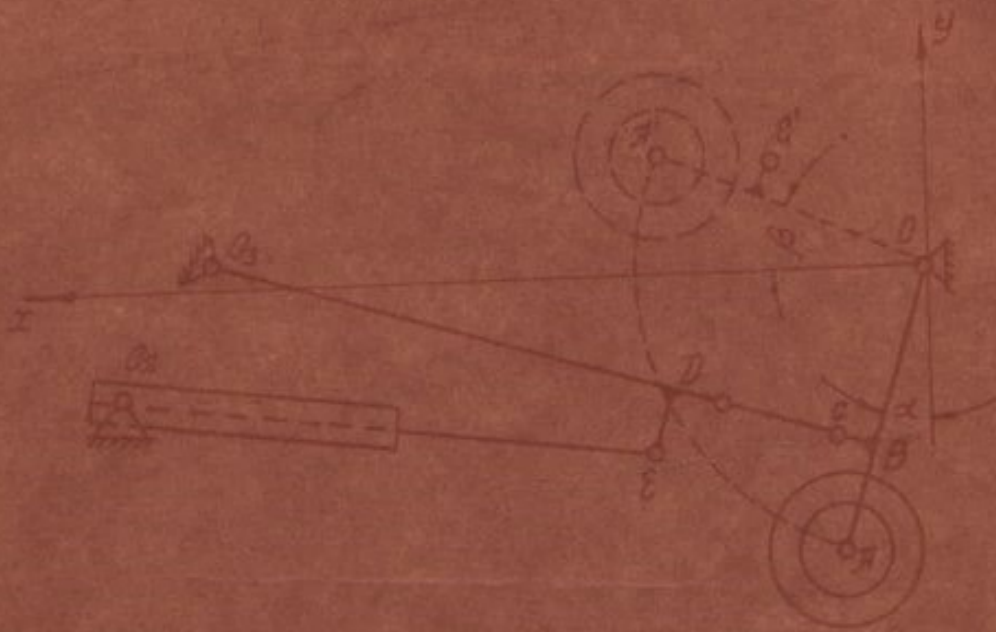


Fig. 13

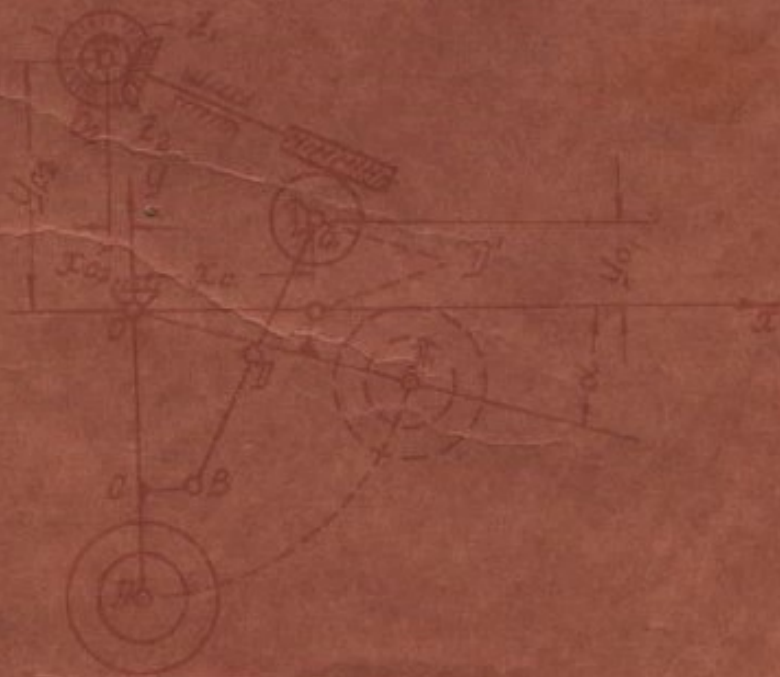
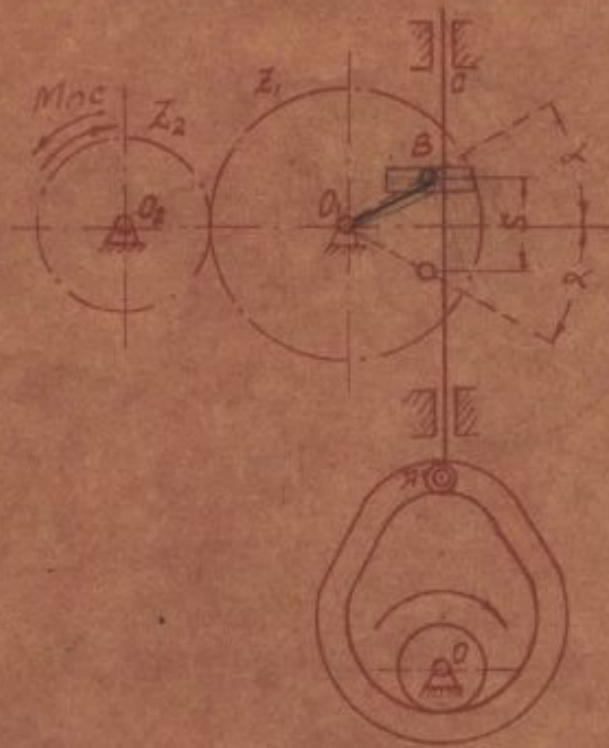


Fig. 14

8. Спроектировать канатно-пробежную машину (фиг.15).



фиг.15

9. Спроектировать механизм распределительного механизма газового двигателя (фиг.16).



фиг.16

III. СОДЕРЖАНИЕ ПРОЕКТА.

§ 1. Профилирование зубьев шестерен.

Профилирование зубьев представляет решение задачи синтеза механизмов. Решение это будет различно, в зависимости от поставленных условий. Советскими учеными решение дано в зависимости от кинематических и динамических условий.

Известно, что зубчатые колеса выходят из строя, преимущественно, вследствие износа, а не поломки. Одним из важнейших факторов, влияющих на износ является удельное скольжение.

Удельное скольжение в любой точке профиля зуба шестерни определяется по формуле:

$$\eta_1 = 1 - \frac{R_2 z_1}{R_1 z_2} \quad \dots (3,1)$$

Удельное скольжение в любой точке профиля зуба колеса

$$\eta_2 = 1 - \frac{R_1 z_2}{R_2 z_1} \quad \dots (3,2)$$

где R_1 и R_2 - радиусы кривизмы профилей в точке контакта.

Уравнение (3,1) показывает, что для предельно малой шестерни в начальной контактной точке (шестерня ведущая) удельное скольжение теоретически будет равно бесконечности, если не произвести исправления (коррекции) зубьев. Если $z_1 = 10$, а $z_2 = 70$, то начальная контактная точка на шестерне будет расположена вблизи от основной окружности и радиус кривизмы R_1 будет очень мал, следовательно, η_1 будет велико. В то же время конечная контактная точка на колесе будет на значительном расстоянии от основной окружности и радиус кривизмы в конечной контактной точке колеса R_2 - будет, следовательно, велик. Следовательно, η_2 будет не велико. Получается неравномерный износ ножек шестерни и колеса.

Очевидно, более равномерной будет передача, в которой удельное скольжение на точке шестерни в начальной контактной

x) Вывод формул (3,1) и (3,2) см. курсов теория механизмов.

Продолжение табл. 1

$\frac{z_1}{z_2}$	40	50	60	72	90	110	140	170	210
10	0,529	0,554	0,570	0,582	0,589				
11	0,495	0,520	0,540	0,554	0,563	0,566			
12	0,460	0,487	0,510	0,527	0,537	0,541			
13	0,427	0,457	0,479	0,493	0,511	0,515			
14	0,395	0,427	0,450	0,467	0,485	0,499	0,499		
15	0,363	0,398	0,423	0,443	0,462	0,477	0,479		
16	0,333	0,373	0,397	0,421	0,440	0,457	0,462	0,468	
17	0,306	0,348	0,374	0,398	0,419	0,433	0,445	0,451	0,456
18	0,282	0,326	0,353	0,378	0,400	0,414	0,427	0,434	0,440
19	0,260	0,305	0,334	0,361	0,382	0,396	0,410	0,418	0,424
20	0,240	0,285	0,316	0,344	0,365	0,379	0,393	0,402	0,408
21	0,222	0,268	0,299	0,328	0,350	0,364	0,379	0,389	0,395
22	0,205	0,251	0,283	0,313	0,335	0,350	0,366	0,376	0,382
24	0,173	0,219	0,252	0,281	0,307	0,324	0,341	0,351	0,358
27	0,129	0,176	0,212	0,243	0,269	0,282	0,308	0,318	0,326
30	0,089	0,138	0,178	0,208	0,233	0,259	0,278	0,297	0,307
33	0,057	0,108	0,149	0,180	0,209	0,232	0,252	0,267	0,278
36	0,029	0,082	0,122	0,154	0,184	0,200	0,230	0,247	0,258
40	0,000	0,052	0,090	0,124	0,154	0,178	0,203	0,222	0,233

Таблица 2

Значения коэффициентов сдвига $\xi_1 = -\xi_2$ при $z_1 = z_2$

$\alpha = 20^\circ$ и $\lambda = 0,8$

$\frac{z_1}{z_2}$	10	12	14	17	20	25	30	40
20	0,280	0,205	0,182	0,065	0,000			
25	0,320	0,243	0,188	0,118	0,059	0,000		
30	0,347	0,270	0,228	0,162	0,112	0,043	0,000	
40	0,377	0,318	0,272	0,213	0,166	0,102	0,047	0,000
50	0,400	0,343	0,290	0,240	0,195	0,140	0,090	0,040
60	0,414	0,359	0,307	0,260	0,211	0,160	0,116	0,070
70	0,419	0,375	0,320	0,273	0,222	0,173	0,130	0,084
80	0,427	0,376	0,328	0,280	0,227	0,179	0,137	0,091

$\frac{Z_2}{Z_1}$	32	40	50	60	72	90	110	140	170	200
	0,981	0,999	1,023	1,046	1,073	1,117	1,164	1,235	1,305	1,374
14	0,540	0,548	0,554	0,555	0,555	0,557	0,558	0,558	0,559	0,559
	25°01'	24°34'	24°03'	23°28'	23°17'	22°53'	22°34'	22°14'	22°00'	21°49'
	0,937	0,955	0,977	0,999	1,025	1,065	1,109	1,175	1,241	1,307
15	0,519	0,528	0,535	0,536	0,536	0,537	0,538	0,538	0,539	0,539
	24°51'	24°20'	23°51'	23°28'	23°09'	22°45'	22°26'	22°01'	21°54'	21°44'
	0,896	0,913	0,932	0,955	0,980	1,016	1,057	1,118	1,181	1,244
16	0,498	0,510	0,518	0,519	0,521	0,523	0,524	0,524	0,525	0,525
	24°36'	24°07'	23°39'	23°18'	22°59'	22°37'	22°19'	22°01'	21°48'	21°39'
	0,857	0,873	0,891	0,912	0,938	0,969	1,008	1,066	1,124	1,184
17	0,477	0,491	0,500	0,501	0,504	0,508	0,510	0,510	0,511	0,511
	24°27'	23°54'	23°28'	23°09'	22°56'	22°29'	22°12'	21°55'	21°43'	21°34'
	0,819	0,832	0,851	0,870	0,893	0,924	0,961	1,015	1,069	1,125
18	0,457	0,472	0,483	0,488	0,491	0,494	0,496	0,496	0,497	0,497
	24°08'	23°42'	23°18'	22°59'	22°41'	22°22'	22°06'	21°49'	21°38'	21°29'
	0,779	0,792	0,810	0,827	0,850	0,880	0,914	0,967	1,017	1,070
19	0,437	0,453	0,465	0,470	0,476	0,479	0,482	0,482	0,483	0,483
	23°54'	23°30'	23°07'	22°49'	22°33'	22°15'	21°59'	21°44'	21°33'	21°25'
	0,740	0,753	0,770	0,786	0,806	0,836	0,868	0,918	0,967	1,017
20	0,418	0,435	0,448	0,453	0,459	0,465	0,467	0,468	0,469	0,469
	23°40'	23°18'	22°57'	22°40'	22°25'	22°07'	21°53'	21°39'	21°28'	21°21'
	0,702	0,718	0,731	0,746	0,765	0,792	0,824	0,871	0,917	0,965
21	0,396	0,415	0,429	0,437	0,443	0,449	0,452	0,453	0,454	0,454
	23°27'	23°07'	22°47'	22°31'	22°17'	22°00'	21°47'	21°34'	21°24'	21°17'
	0,664	0,674	0,690	0,706	0,723	0,750	0,780	0,826	0,870	0,915
22	0,375	0,395	0,411	0,421	0,427	0,434	0,437	0,439	0,440	0,440
	23°15'	22°56'	22°27'	22°22'	22°09'	21°53'	21°41'	21°28'	21°19'	21°12'

$\frac{2E}{21}$	27	32	40	50	60	72	90	110	140	170	200
	0,580	0,588	0,597	0,612	0,626	0,642	0,655	0,695	0,738	0,778	0,818
24	0,308	0,332	0,355	0,374	0,384	0,395	0,403	0,407	0,409	0,410	0,410
	22°02'	22°50'	22°33'	22°17'	22°05'	21°53'	21°40'	21°30'	21°19'	21°11'	21°05'
	0,505	0,513	0,523	0,534	0,547	0,551	0,585	0,611	0,649	0,687	0,727
26	0,259	0,288	0,317	0,338	0,349	0,361	0,374	0,380	0,385	0,386	0,388
	22°36'	22°26'	22°12'	21°59'	21°48'	21°38'	21°28'	21°19'	21°09'	21°02'	20°57'
	0,438	0,447	0,457	0,470	0,480	0,505	0,529	0,564	0,598	0,636	
28	0,240	0,279	0,305	0,319	0,331	0,344	0,355	0,363	0,367	0,371	
	22°03'	21°52'	21°41'	21°32'	21°24'	21°15'	21°08'	21°00'	20°54'	20°50'	
	0,362	0,371	0,362	0,393	0,405	0,426	0,448	0,481	0,514	0,547	
30	0,194	0,342	0,272	0,287	0,302	0,318	0,329	0,341	0,348	0,355	
	21°40'	21°32'	21°23'	21°17'	21°10'	21°03'	20°57'	20°50'	20°46'	20°43'	
	0,271	0,280	0,289	0,308	0,329	0,360	0,389	0,421			
33	0,210	0,230	0,252	0,274	0,287	0,302	0,310	0,319			
	20°58'	20°54'	20°49'	20°45'	20°41'	20°38'	20°35'	20°33'			
	0,169	0,175	0,193	0,212	0,239	0,267	0,297				
36	0,117	0,200	0,226	0,244	0,262	0,274	0,282				
	20°32'	20°29'	20°28'	20°26'	20°25'	20°23'	20°23'				
	0,016	0,026	0,041	0,058	0,082	0,108	0,132				
40	0,095	0,131	0,166	0,188	0,213	0,225	0,234				
	20°03'	20°04'	20°06'	20°07'	20°08'	20°09'	20°10'				

Расчет внешнего-внутреннего зацепления:

а) По данным Z_1 и Z_2 выбираем по таблице 1 или 2, в зависимости от f_0 , коэффициент сдвига $\xi = -\xi_2$

б) Определяем диаметры делительные (они же начальные) окружностей по формуле:

$$D_d = mZ$$

в) Определяем диаметры окружностей зацепления:

$$D_e = mZ + 2f_0m + 2\xi m = m(Z + 2f_0 + 2\xi)$$

г) Определяем диаметры окружностей впадины:

$$D_i = mZ - 2f_0m - 0,5m + 2\xi m = m(Z - 2f_0 - 0,5 + 2\xi)$$

д) Определяем толщину зуба по делительной окружности:

$$S_d = m \left(\frac{\pi}{2} + 2\xi \operatorname{tg} \alpha_d \right)$$

204656 м

Расчет внешнего зацепления при $f_0 = 1$:

а) По данным Z_1 и Z_2 выбираем по таблице 1 коэффициент сдвига ξ_1 и ξ_2 в зависимости от $e = \frac{c}{m}$

б) Определяем впадинный угол зацепления по соответствующим значениям по формуле:

$$\operatorname{inv} \alpha = \frac{2\xi \operatorname{tg} \alpha_0}{Z} + \operatorname{inv} \alpha_0$$

в) Определяем угол α по таблице соответствующих значений

г) Определяем радиус кривой зацепления:

$$A = A_0 \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} = \frac{mZ_0}{2} \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha}$$

д) Определяем величину основной центра зацепления для заданных нормального зацепления между зубьями.

$$\Delta h_m = \xi_2 m - (A - A_0)$$

Следовательно, координата этого основного центра:

$$\Delta h = \xi_2 \left(\frac{2\xi \cos \alpha_0}{2 \cos \alpha} \frac{Z_0}{2} \right) + \frac{\sqrt{Z_0}}{2 \cos \alpha} \frac{A_0 - A_m}{2}$$

е) Диаметры начальных окружностей определяем по формуле:

$$D_H = mZ \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha}$$

ж) Диаметры делительных окружностей определяем по формуле:

$$D_d = Zm$$

з) Диаметры окружностей выступов определяем по формуле

$$D_e = m(Z + 2 + 2\xi - 2\Delta h)$$

и) Диаметры окружностей впадин определяем по формуле

$$D_i = m(Z - 2,5 + 2\xi)$$

к) Толщину зуба по делительной окружности определяем по формуле:

$$S_d = m \left(\frac{r}{2} + 2\xi \operatorname{tg} \alpha_0 \right)$$

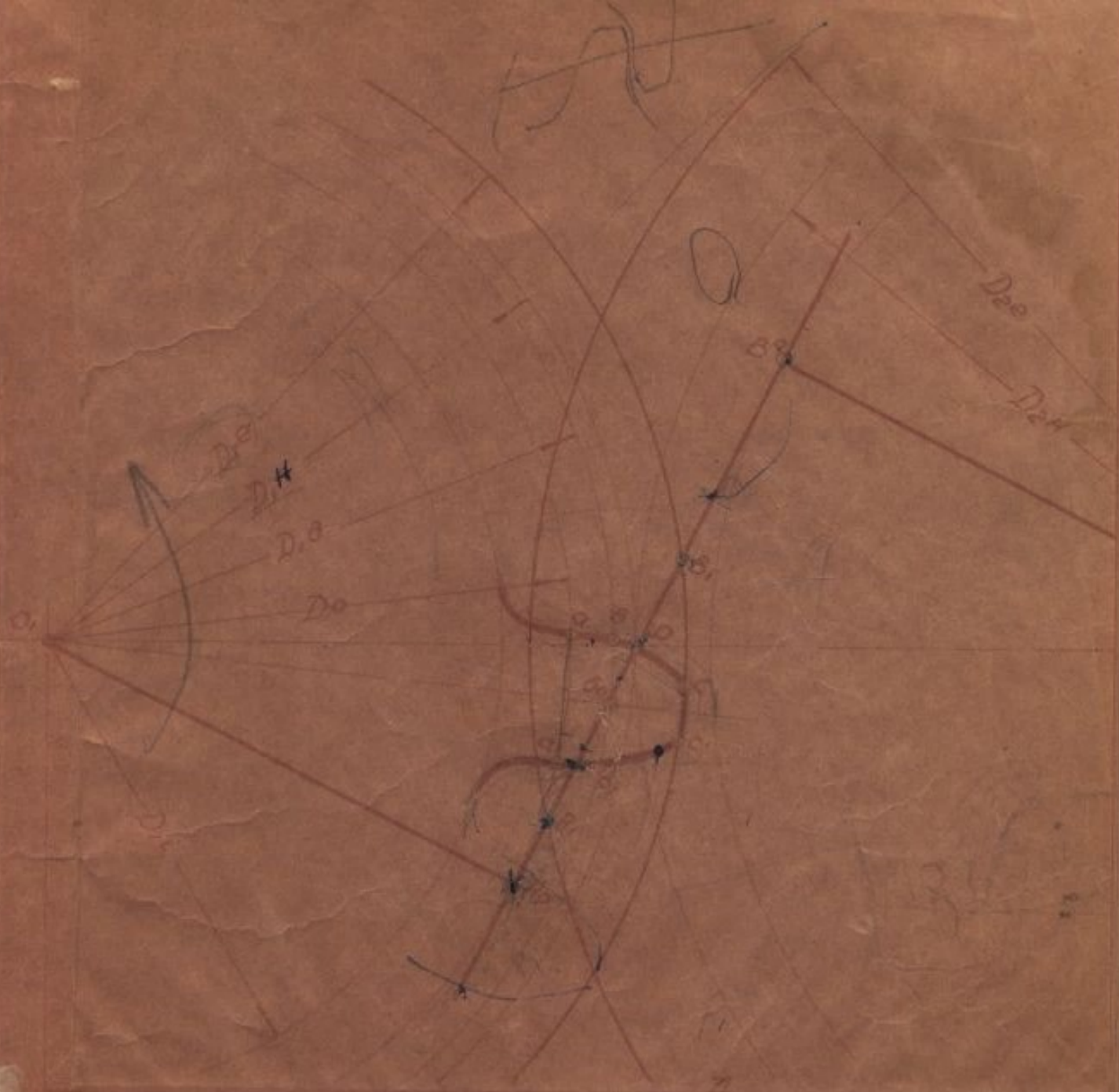
По найденным основным размерам зубчатого колеса профили зубьев строятся таким образом (фиг. 3-1).

Откладывается эксцентровое расстояние A и отмечается на ней полюс зацепления P - точка касания начальных окружностей. Проводится линия зацепления через полюс зацепления под углом $90^\circ - \alpha$ к линии центров.

Проводятся окружности выступов, впадин, начальные, делительные и основные. Основные окружности проводятся радиусами, равными длинам перпендикуляров, опущенных из центров колес.

Строятся эвольвенты, описываемые полюсом P при качении линии зацепления A_0B_0 по основным окружностям (на чертеже показана лишь эвольвента, образуемая полюсом P при качении A_0B_0 по основной окружности малого колеса). Отмечаются точки пересечения построенных эвольвент с основными окружностями (начало, вершина эвольвенты - точка "а"), с делительными окружностями (точка "в"), с окружностью выступов (точка "с").

По делительной окружности откладывается дуга $B\bar{B}_1 = S_d$ - толщина зуба. Через середину дуги $B\bar{B}_1$, точку B_0 - проводится ось симметрии зуба O_1B_0 и второй боковой профиль a, b, c строится по правилам построения симметричной дуги. Если окружность впадины находится внутри основной окружности, на расстоянии от нее больше $0,3m$, то недостающая часть профиля зуба



Фиг. П-1

(„ad“) строится, как огибающая семейства окружностей
 $\rho = 0,3 m$, центры которых лежат на удлиненном
 венте, описываемый центром закругления выступов основной
 изводительной рейки (построение см. плакат в кабинете
 или С.Г. Доброгурской и др. „Механизмы 1947 г.“, стр. 173)
 Если же расстояние между основной окружностью и о
 впадин не превышает $0,3 m$, то эвольвента „авРс“
 сопрягается с окружностью впадины дугой радиуса $0,3 m$

Такое сопряжение необходимо сделать и в том случае, когда окружность впадин лежит в н е основной окружности.

На построенных профилях необходимо выделить рабочие части (двойной или утолщенной линией), а также рабочий отрезок линии зацепления A, B , где A_1 - начальная контактная точка, B_1 - конечная контактная точка, при ведущем малом колесе.

Очевидно, $A_0 A_1 = \rho_{1н}$; $A_1 B_0 = \rho_{2н}$; $A_0 B_1 = \rho_{1к}$;

$$B_1 B_0 = \rho_{2к}$$

где: $\rho_{1н}$ и $\rho_{2н}$ - радиусы кривизны сопряженных профилей в начальной контактной точке.

$\rho_{1к}$ и $\rho_{2к}$ - радиусы кривизны сопряженных профилей в конечной контактной точке.

Определяются удельные скольжения в этих точках на ножках зубьев:

$$\gamma_{1н} = 1 - \frac{\rho_{2н} z_1}{\rho_{1н} z_2} \quad \text{и} \quad \gamma_{2к} = 1 - \frac{\rho_{1к} z_2}{\rho_{2к} z_1}$$

$\gamma_{1н}$ должно быть равно $\gamma_{2к}$.

Определяется коэффициент перекрытия по формуле:

$$\epsilon = \frac{A_1 B_1}{\pi m \cos \alpha}$$

Рекомендуется проверить полученное значение коэффициента перекрытия по формуле, выведенной аналитически:

$$\epsilon = \frac{1}{\pi m \cos \alpha} \left[\sqrt{z_{1к}^2 - \frac{z_1^2 \cos^2 \alpha_0}{\rho_{1н}}} + \sqrt{z_{2к}^2 - \frac{z_2^2 \cos^2 \alpha_0}{\rho_{2к}}} - A \sin \alpha \right]$$

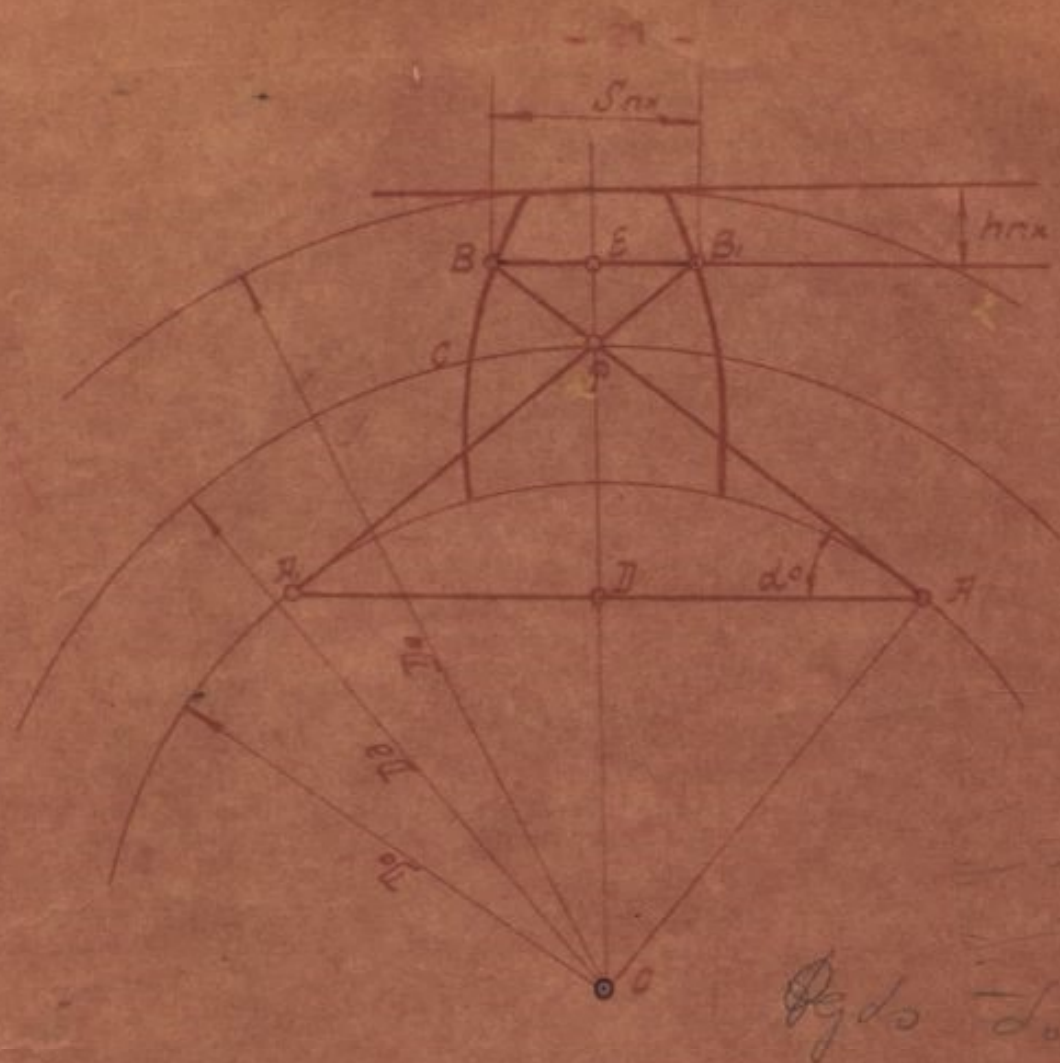
Определяется коэффициент удельного давления в начальной и конечной контактных точках и в полосе зацепления по формуле

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{\rho_1 + \rho_2}{\rho_1 \rho_2}}$$

Определяется длина "постоянной хорды" S_{nx} и расстояние ее от окружности головок h_{nx} (кат. 4-7) по формулам:

$$S_{nx} = m \left(\frac{\pi}{2} \cos^2 \alpha_0 + \xi_1 \sin 2\alpha_0 \right)$$

$$h_{nx} = \frac{1}{2} (D_e - D_d) - \left(\frac{\pi}{8} \sin 2\alpha_0 + \xi_1 \sin^2 \alpha_0 \right) m$$



Фиг. 2-2

Вывод формул для определения длины "постоянной хорды" и ее расстояния от окружности головок.

Из чертежа имеем:

$$AP = r_g \sin \alpha_0$$

$$PD = r_g \sin^2 \alpha_0$$

$$AA_1 = 2AD = 2PA \cos \alpha_0 = r_g \sin 2\alpha_0$$

$$\overset{\sim}{PC} = \left(\frac{\pi}{2} + 2 \int \operatorname{tg} \alpha_0 \right) \frac{m}{2}$$

$$\overset{\sim}{PD} = \overset{\sim}{PC} \cos \alpha_0 = \left(\frac{\pi}{4} \cos \alpha_0 + \int \sin \alpha_0 \right) m$$

Из подобия треугольников APA_1 и BPB_1 , имеем,

$$\frac{S_{nx}}{AA_1} = \frac{BP}{AP}$$

Откуда

$$S_{nx} = AA_1 \frac{BP}{AP} = z_g \sin 2\alpha_0 \frac{(\frac{\pi}{4} \cos \alpha_0 + \xi \sin \alpha_0) m}{z_g \sin \alpha_0}$$

Или

$$S_{nx} = (\frac{\pi}{2} \cos^2 \alpha_0 + \xi \sin 2\alpha_0) m$$

Из подобия тех же треугольников:

$$\frac{PE}{PD} = \frac{BP}{AP}$$

Откуда

$$PE = PD \frac{BP}{AP} = z_g \sin^2 \alpha_0 \frac{(\frac{\pi}{4} \cos \alpha_0 + \xi \sin \alpha_0) m}{z_g \sin \alpha_0}$$

Или

$$PE = (\frac{\pi}{8} \sin 2\alpha_0 + \xi \sin^2 \alpha_0) m$$

Но

$$h_{nx} = \frac{1}{2} (D_e - D_d) - PE$$

Следовательно

$$h'_{nx} = \frac{1}{2} (D_e - D_d) - (\frac{\pi}{8} \sin 2\alpha_0 + \xi \sin^2 \alpha_0) m$$

Проверяется толщина зуба на окружности головок (выступов) малого колеса по формуле:

$$S_e = m \frac{z_e}{z_g} (\frac{\pi}{2} + 2\xi \operatorname{tg} \alpha_0) + 2z_g (\operatorname{inv} \alpha_0 - \operatorname{inv} \alpha_e)$$

(И. И. Артоболевский "Теория механизмов и машин" 1945 г. стр. 241).

Предварительно определяется α_e из уравнения:

$$\cos \alpha_e = \frac{z_g \cos \alpha_0}{z_e}$$

Реш

ЛИТЕРАТУРА к § 1, гл. III

1. И. И. АРТОВОЛЕВСКИЙ. Курс теории механизмов и машин, 1945 г.
стр. стр. 206-247.
2. Х. Ф. КЕГОВ и Н. И. КОДЧИН. Теория механизмов и машин, 1939 г.
стр. стр. 224-272.
3. С. С. ДОВОРОГУРСКИЙ, Ф. А. БОКОЛОВ, Е. И. ЗАХАРОВА. Механизмы, 1947 г.
стр. стр. 171-181.
4. А. М. МИШАРИН. Расчет коррекции зубчатых передач методом сдвига
инструмента, 1948 г. стр. стр. 5-102.
5. КУДРЯВЦЕВ В. И. Графоаналитический способ расчета эвольвентных
зачеслений. Вестник машиностроения, 1947 г.
в 12.

7. Динамические схемы механизма

3. При проектировании по ст. 11 п. 4-16 главы II задания схемы получаются либо с одной стороны (фиг. 6-10), либо со второй стороны (исходные данные). В последнем случае необходимо во взаимных отношениях выбрать точку, которая имеет, при конструктивных формах звеньев, механизм с наиболее высокой скоростью полезного действия.

Приведен основные соображения при динамике схем по вышеприведенным заданиям.

З а д а н и е 1-е, 2-е и 4-е (фиг. 1, 2 и 4). Длина кулисы 0,8 получается по заданным H и K . Схема получается различной в зависимости от выбора точек основного положения AA' и отвода BC . Для того, чтобы механизм имел наименьшее усилие КПД, необходимо BC и BC' выбирать наибольшим из допустимых конструктивных.

З а д а н и е 3-е (фиг. 3). Предполагая, что крайний конец кулисы (точка B) в крайних положениях лежит на оси симметрии, по данным H и K определяется длина кулисы BC .

Длина отвода BC' выбирается наибольшей из допустимых конструктивных.

При выборе длины отвода BC' точка его отвода O_2 необходимо иметь виду следующие: чем длиннее отвод BC' , тем более выравнивается ускорения разнородной призмы в крайних положениях. При коротких отводах ускорения разнородной призмы в крайних положениях, противоположной точке O_2 может достигнуть бесконечности.

Точку отвода O_2 необходимо располагать с противоположной стороны разнородной призмы относительно оси симметрии. В таком случае ускорение разнородной призмы в момент t_1 будет меньше, чем ускорение разнородной призмы в момент t_2 всегда разнородной призмы, что приводит к увеличению полного ускорения действующего на пальцы привода.

Изменить задачу ускорения разнородной призмы в крайних положениях можно и при постоянной длине отвода конструируя точку O_2 .

Длину кулисы во всех случаях необходимо определять графически и проверить аналитически.

Так как коэффициент изменения скорости $K = \frac{180 + \varphi}{180 - \varphi}$, то угол размаха кулисы φ определяется из уравнения

$$\varphi = \frac{K-1}{K+1} 180^\circ$$

Откладываем длину хода H — $B'B''$ (фиг. III-3). У концов отрезка $B'B''$ строим углы равные $90^\circ - \frac{\varphi}{2}$ точка пересечения сторон этих углов (O , или O') определяет нижний конец кулисы.

Длина ее $l_{O, B''} = l_{O, B'} = \frac{H}{2} \sin \frac{\varphi}{2}$

Ось вращения кривошипа (точка O) выбирается на оси симметрии на максимальном расстоянии от точки O' , допустимом конструкцией.

З а д а н и е 5-е, (фиг. 5). По заданному ходу H определяем длину кулисы $O_3 B$. Длину патуна l_{BC} выбираем равной $4l_{O_3 B}$

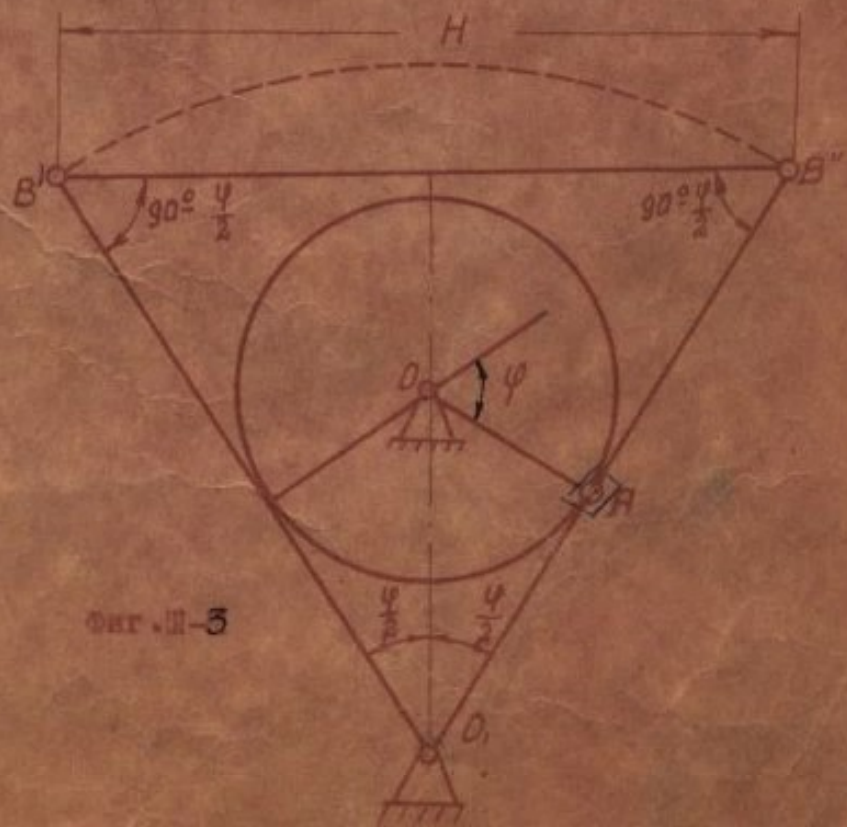
Длина звена $l_{O_2 A}$ связана с эксцентриситетом "e" равенством

$$l = l_{O_2 A} \sin \frac{\varphi}{2}$$

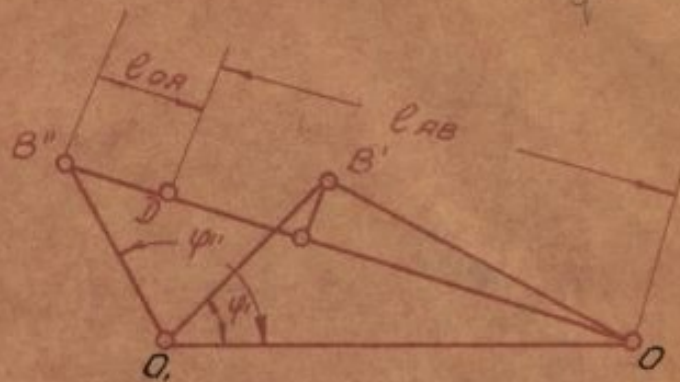
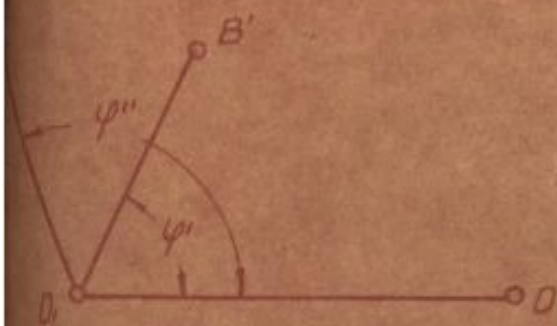
Выбрав "e", определяем $l_{O_2 A}$ (значение "e" рекомендуем выбирать, примерно, равным $0,3 H$).

З а д а н и е У1-УП, фиг. 6, 7 варианты 1, 2, 3, 4. Определению подлежат длины звеньев l_{AB} и l_{OA} .

По заданным сторонам $l_{OO'}$ и l_{OB} и углу между ними (φ' или φ'') строим треугольники $OO'B'$ и $OO'B''$ (фиг. III-4).



Фиг. III-3



Фиг. III-4

Тогда сторона $OB' = l_{AB} - l_{OA}$, а сторона $OB'' = l_{AB} - l_{OA}$.
 Графическим вычитанием отрезка OB' из отрезка OB'' и делением разности пополам находим: $DB'' = l_{OA}$ и $DO = l_{AB}$

Так как

$$l_{AB} + l_{OA} = \sqrt{l_{OO_1}^2 + l_{O_1B}^2 - 2l_{OO_1}l_{O_1B}\cos\psi''}$$

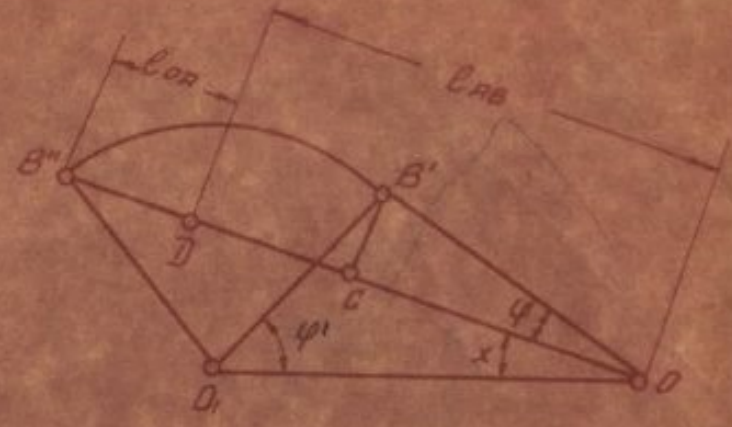
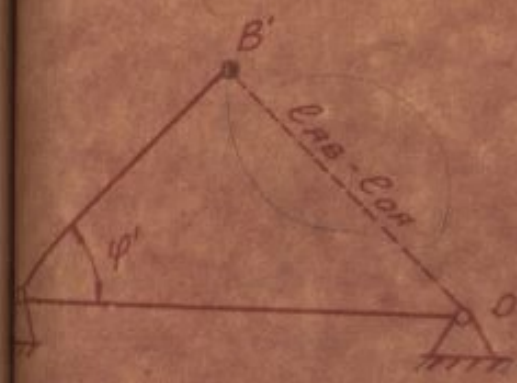
$$l_{AB} - l_{OA} = \sqrt{l_{OO_1}^2 + l_{O_1B}^2 - 2l_{OO_1}l_{O_1B}\cos\psi'}$$

то

$$l_{AB} = \frac{1}{2} \left(\sqrt{l_{OO_1}^2 + l_{O_1B}^2 - 2l_{OO_1}l_{O_1B}\cos\psi''} + \sqrt{l_{OO_1}^2 + l_{O_1B}^2 - 2l_{OO_1}l_{O_1B}\cos\psi'} \right)$$

$$l_{OA} = \frac{1}{2} \left(\sqrt{l_{OO_1}^2 + l_{O_1B}^2 - 2l_{OO_1}l_{O_1B}\cos\psi''} - \sqrt{l_{OO_1}^2 + l_{O_1B}^2 - 2l_{OO_1}l_{O_1B}\cos\psi'} \right)$$

В вариантах 5, 6, 7 этих заданий определению подлежат l_{OO_1} и l_{AB} . Возьмем отрезок $OO_1 = l_{OO_1}$ (фиг. III-5), отложим под углом ψ' отрезок $OB' = l_{OB'}$, соединим $B'O_1$ и проведем под углом $\psi = \frac{k-1}{k+1} 180^\circ$ луч OB'' . Очевидно, это будет направление вытянувшихся в одну прямую линий звеньев l_{OA} и l_{AB} в крайнем левом положении коромысла l_{O_1B} . Положение точки B в крайнем левом положении коромысла находим



Фиг. III-5

засечкой луча OB'' радиусом OB' из центра O . Такими построениями мы нашли $OB' = l_{AB} - l_{OA}$ и $OB'' = l_{AB} + l_{OA}$.
 Графическим вычитанием отрезка OB' из отрезка OB'' находим отрезок $CB'' = 2l_{OA}$. Разделив его точкой D пополам, получаем $DB = l_{OA}$ и $DO = l_{AB}$.

Проверяем полученные длины звеньев аналитически:

Из $\triangle OO, B'$ имеем:

$$(OB')^2 = (OB'')^2 + (OO_1)^2 - 2(OB'')(OO_1)\cos\varphi'$$

Или

$$l_{AB} - l_{OA} = \sqrt{l_{O,B}^2 + l_{OO_1}^2 - 2l_{O,B}l_{OO_1}\cos\varphi'} \quad \dots(5)$$

Из того же треугольника:

$$\frac{l_{OB}}{\sin(x+\varphi)} = \frac{l_{AB} - l_{OA}}{\sin\varphi'}$$

Откуда

$$\sin(x+\varphi) = \frac{l_{O,B}}{l_{AB} - l_{OA}} \sin\varphi' \quad \dots(6)$$

Пределив $\sin(x+\varphi)$, находим $\angle x = \angle O, OB''$

Обозначив $l_{AB} + l_{OA} = y$, из $\triangle O, OB''$ имеем:

$$l_{O,B}^2 = y^2 + l_{OO_1}^2 - 2l_{OO_1}y \cdot \cos x$$

Для $y^2 - 2l_{00} \cdot y \cdot \cos x + l_{00}^2 - l_{0,3}^2 = 0$

... (7)

По смыслу задачи необходимо взять больший корень квадратного уравнения, т.е.

$$y = l_{AB} + l_{0A} = l_{00} \cdot \cos x + \sqrt{l_{00}^2 \cdot \cos^2 x - l_{00}^2 + l_{0,3}^2} \dots (8)$$

Введя совместно уравнения (5) и (8), находим

$$l_{AB} = \frac{1}{2} (l_{00} \cdot \cos x + \sqrt{l_{00}^2 \cdot \cos^2 x - l_{00}^2 + l_{0,3}^2} + \sqrt{l_{0,3}^2 + l_{00}^2 - 2l_{0A} l_{00} \cdot \cos \varphi})$$

$$l_{0A} = \frac{1}{2} (l_{00} \cdot \cos x + \sqrt{l_{00}^2 \cdot \cos^2 x - l_{00}^2 + l_{0,3}^2} - \sqrt{l_{0,3}^2 + l_{00}^2 - 2l_{0A} l_{00} \cdot \cos \varphi})$$

В вариантах 9, 10, 11, 12 этих же заданых определена продолжительность дуги l_{00} и l_{AB} .

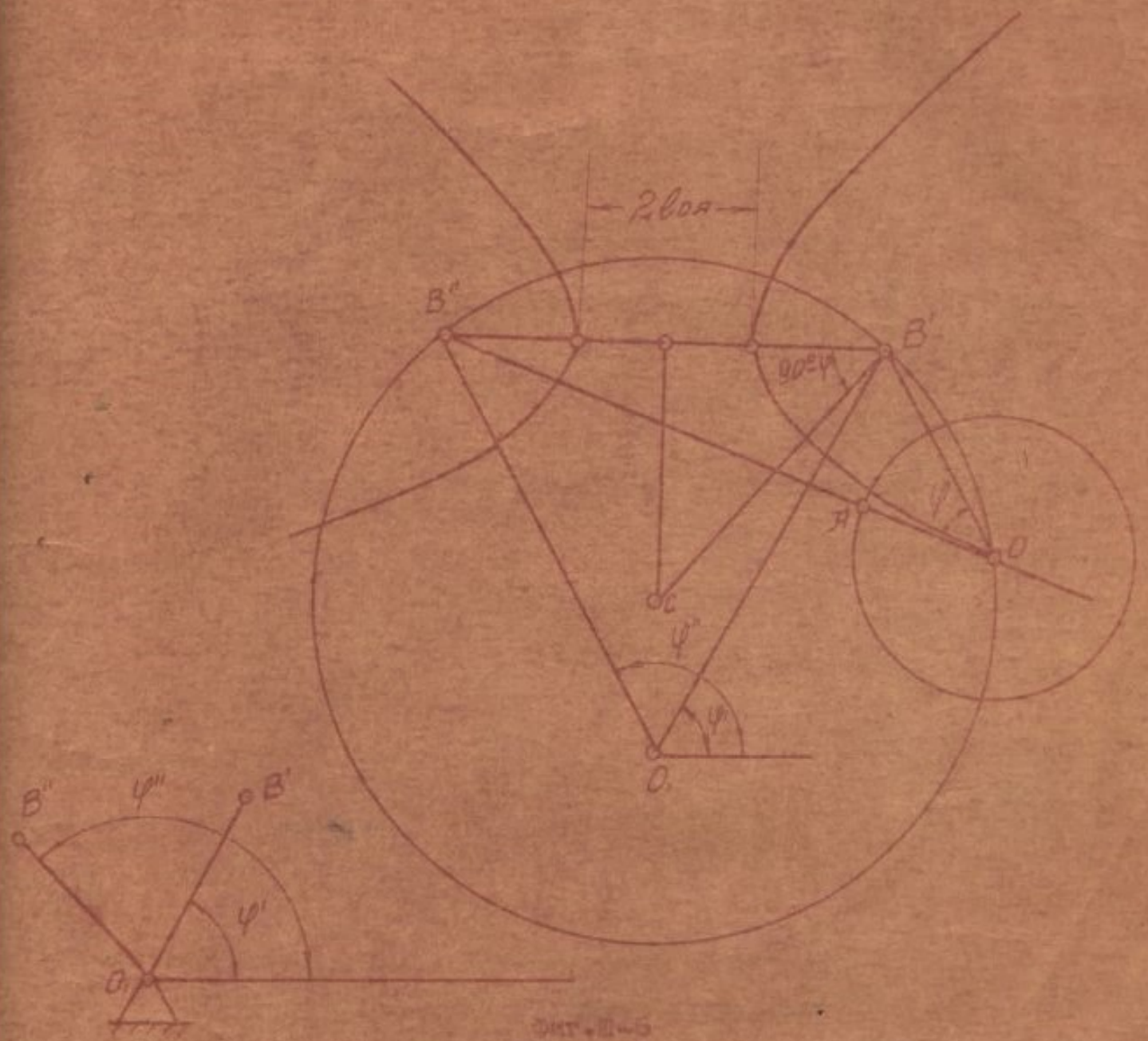
На горизонтальной прямой берем точку A_1 и откладываем от этой прямой углы φ' и φ'' (см. 1-0). На сторонах отложенных углов откладываем точки B' и B'' , соответствующие крайним положительным корням уравнения l_{0B} . На точку O (ось вращения цилиндра l_{0A}) отрезок $B'B''$ падает под углом φ , который определяется по заданному K :

$$\varphi = \frac{K-1}{K+1} \cdot 180^\circ$$

Строим геометрическое место точек, из которых отрезок $B'B''$ падает под углом φ . Это будет окружность радиуса BC с центром C . Следовательно, точка O должна лежать на этой окружности. Так как расстояние точки B' до точки O равно $l_{0A} - l_{0B}$ а расстояние точки B'' от точки O равно $l_{AB} + l_{0A}$, то разность этих расстояний равно постоянной (заданной величине $2l_{0A}$). Отсюда вытекает, что точка O должна лежать на гиперболы, фокусами которой являются точки B' и B'' , а вещественной осью отрезок равен $2l_{0A}$.

Из 4-х точек пересечения гиперболы с окружностью выберем точку O , обусловленную конструкцией механизма. Отсюда от точки O радиусом l_{0A} окружность отсечет от $B'B''$ отрезок

$$AB'' = l_{AB}$$



Аналитическое определение длины звена l_{AB} .

В $\triangle B'O'B''$ имеем:

$$(B'B'')^2 = 2l_{0,я} \sin \frac{\varphi'' - \varphi'}{2}$$

В $\triangle B'O'B'$ имеем по теореме косинусов:

$$(B'B'')^2 = (OB'')^2 + (OB')^2 - 2(OB'')(OB') \cos \varphi$$

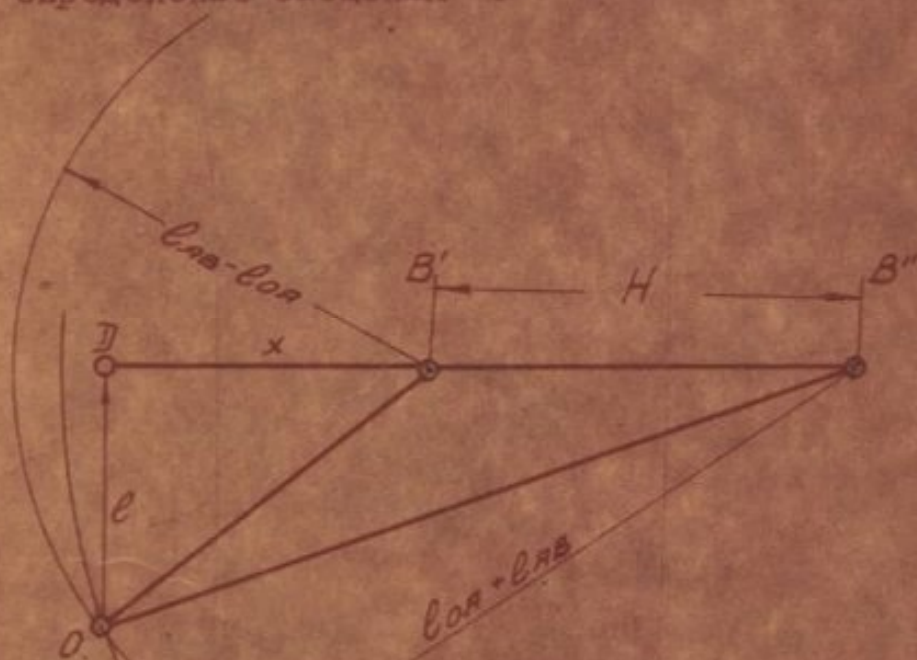
(Угол φ определен членом звена)

$$\text{или } 4l_{0,я}^2 \sin^2 \frac{\varphi'' - \varphi'}{2} = (l_{AB} + l_{0я})^2 + (l_{AB} - l_{0я})^2 - 2(l_{AB}^2 - l_{0я}^2) \cos \varphi$$

Откуда
$$l_{AB} = \sqrt{\frac{2l_{O,B}^2 \sin^2 \frac{\varphi'' - \varphi'}{2} - l_{OA}^2 (1 + \cos \varphi)}{1 - \cos \varphi}}$$

З а д а н и е 8-е, фиг. 8. Согласно данным заданию необходимо определить лишь смещение оси "e". Решение получается единственное.

Откладываем отрезок $B'B'' = H$. Из точки B'' (центр) проводим дугу радиусом, равным $l_{OA} - l_{AB}$, а из точки B' пересекаем проведенную дугу радиусом $l_{AB} - l_{OA}$. Точка пересечения дуг и будет центром "o" вращения кривошипа OA. Расстояние этой точки до отрезка $B'B''$ равно смещению "e" (фиг. 7). Аналитическое определение смещения "e".



Фиг. III-7

Из чертежа имеем:

$$(l_{AB} + l_{OA})^2 - (S_B + x)^2 = (l_{AB} - l_{OA})^2 - x^2 = l^2$$

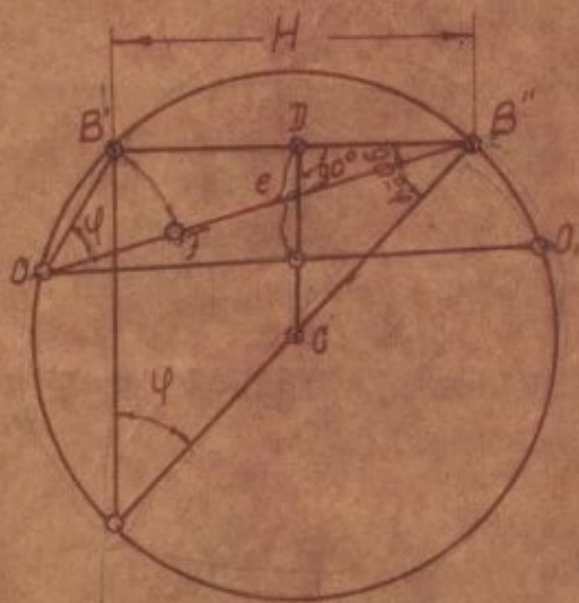
Откуда

$$x = \frac{4l_{AB}l_{OA} - S_B^2}{2S_B}$$

а
$$l = \sqrt{(l_{AB} - l_{OA})^2 - \left(\frac{4l_{AB}l_{OA} - S_B^2}{2S_B}\right)^2}$$

З а д а н и е X, фиг. 10. По вышеприведенным данным схема имеет единственное решение (точнее, два одинаковых решения). В результате решения получается длина кривошипа l_{OA} и длина шатуна l_{AB} . Решение выполняется графически и аналитически.

Откладываем отрезок $B'B''=H$ и строим на нем геометрическое место точек, из которых этот отрезок виден под углом $\varphi = \frac{K-1}{K+1} 150^\circ$ (фиг. 8). Таким геометрическим местом будет окружность с центром O ($OB=OB''$; $OC \perp B'B''$; $\angle OB''C = 90^\circ - \varphi$).



Фиг. III-8

Любая точка на этой окружности, принятая за центр вращения кривошипа O , удовлетворит, условию, выраженному коэффициентом изменения скорости K . Заданному смещению (дезаислазу) осей "e" удовлетворяют лишь две точки на этой окружности O и O_1 , получающиеся в пересечении с окружностью прямой, проведенной параллельно $B'B''$ на расстоянии "e". Оба решения дают одинаковые механизмы. (Вообще говоря, и по другую сторону отрезка $B'B''$ можно провести прямую, параллельную $B'B''$ и отстоящую от него на расстоянии "e", которая при небольшом смещении "e" пересечет окружность в 2-х точках, дающих иное решение. Но это решение конструктивно исключается). Соединив точку O с точками B' и B'' , получим: $OB' = l - z$ и $OB'' = l + z$.

Вычитая графически отрезок OB' из отрезка OB'' в , получим отрезок FB'' , делением которого пополам получим длину кривошипа. Длина шатуна получается прибавлением к длине кривошипа отрезка $OB' = OF$.

Аналитическое решение. Из $\triangle B'OB''$ имеем

$$(B'B'')^2 = (OB')^2 + (OB'')^2 - 2(OB')(OB'') \cos \varphi \quad \dots (1)$$

$$\text{и} \quad \frac{1}{2}(OB')(OB'') \sin \varphi = \frac{1}{2}(B'B'') e \quad \dots (2)$$

Уравнение (1) дает:

$$H^2 = 2(\rho^2 + z^2) - 2(\rho^2 - z^2) \cos \varphi \quad \dots (3)$$

Уравнение (2) дает:

$$\sin \varphi (\rho^2 - z^2) = H \rho \quad \dots (4)$$

Решая совместно уравнения (3) и (4), получаем:

$$z = \sqrt{\frac{H^2}{4} - \frac{H \cdot \rho}{2 \sin \varphi} (1 - \cos \varphi)}$$

$$\rho = \sqrt{\frac{H^2}{4} + \frac{H \cdot \rho}{2 \sin \varphi} (1 + \cos \varphi)}$$

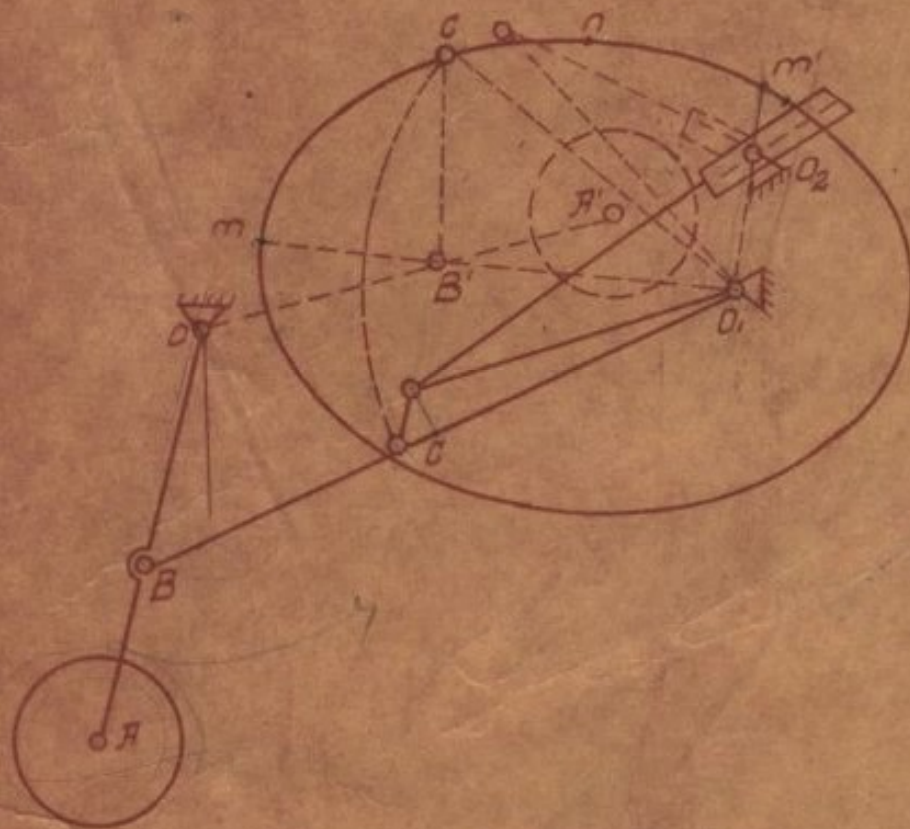
З а д а н и е XI , XII , $XIII$, XIV , (фиг. 11-14). Определение подлежит точка излома подкоса O, B (или $O_3 D$), или $O_2 C$. Задача имеет бесчисленное множество решений. Нужно из этих решений выбрать оптимальное.

Из двух крайних точек подкоса одна неподвижная (точка O , или O_2 или O_3), заданная координатами. Вторая крайняя точка заданьями определяется в выдвинутом и в убранным положениях шасси.

10
20
7

Принимая во внимание, что в убранном положении шасси сумма расстояний точки излома до крайних точек подкоса равна его длине, заключаем, что точка излома должна лежать на эллипсе, фокусами которого являются крайние точки подкоса в убранном положении, а большой осью - длина подкоса.

На фигуре III-9 построен такой эллипс для схемы, изображенной на фиг. 11.



фиг. III-9

Теоретически точка излома может быть взята в любом месте на дуге эллипса $mm'm'$. Чем ближе ее взять к точке m , тем усилие поднимателя будет больше, а ход поршня гидроподъемника меньше. При удалении точки излома от точки m , усилие уменьшается а ход поршня увеличивается. Положению точки излома в точке n может мешать обливка, так как, обычно, точка близка к верхней цепке дождевика. Поэтому точку излома следует выбирать в конце четверти эллипса, примыкающей к точке m . (Подробно о ви-

бере оптимальной точки излома см. Д. И. Костик "Кинематический и кинестатический анализ и синтез убирающихся масс", библиоу- тека спецлитературы).

Выбрав, например, точку M'' , сносим его дугой из центра O_1 , радиусом O_1M'' , на подкос O_1B и получаем на нем точ- ку излома C .

Таким образом определяются неизвестные длины звеньев уби- рающегося кресса.

З а д а н и е XV, фиг. 15. По заданному углу качания $2-\alpha$ и ходу штанги S определяем $\rho_{0, \beta}$. Ось штанги располагаем, примерно, по ординате стрелки дуги, описываемой точкой B . Направляющие штанги располагаем вне колеса Z . Ролик A в высшей точке качания не должен соприкасаться с направляющими. Мини- мальный радиус-вектор кулачка (и тем самым положение оси вра- щения кулачка) определяется из условия, чтобы угол передачи был не менее 60° ($\gamma \geq 60^\circ$).

З а д а н и е XVI, фиг. 16. По заданному движению выходно- го кулачка строить профиль кулачка обычным методом кинематичес- кого движения кулачковых механизмов. Схема механизма для откры- тия всасывающего клапана выполняется по данным задания приме- нением метода Лагранжа (механизм II-го класса).

ЛИТЕРАТУРА к § 2, гл. II:

1. Д. И. АРТОВОЛЕВСКИИ. Курс теории механизмов и машин, 1945 г. стр. стр. 263-271.
2. Г. Г. КИТОВ и И. В. КОЛДИН. Теория механизмов и машин, 1939 г. стр. стр. 35-55.
3. Д. И. АРТОВОЛЕВСКИИ, З. В. СЛОХ, З. В. ДОБРОВОЛЬСКИИ. Синтез механиз- мов, 1944 г. стр. стр. 211, 224.
4. Д. С. ДОБРОБУРСКИИ, Ф. С. СКОЛОВ, З. А. ЗАДАРОВА, Механизмы, 1947 г. стр. стр. 17-30, 103-104.
5. Д. И. КОСТИК. Кинематический и кинестатический анализ и синтез убирающихся масс-ХАА. стр. стр. 58-81.
6. Д. И. КИТОВ. Расчет деталей стенок, 1945 г. стр. стр. 108-112.

§ 3. Кинематический анализ механизма.

Кинематический анализ механизма заключается в построении планов скоростей и ускорений для ряда последовательных положений механизма.

Планы скоростей необходимы как для построения планов ускорений, так и для решения задач динамики.

Планы ускорений необходимы для определения сил инерции звеньев.

При выполнении заданий XI, XII, XIII и XIV силами инерции можно пренебречь, поэтому в этом случае необходимо при кинематическом анализе построить лишь планы скоростей.

Планы скоростей и ускорений строятся обычно для 12 положений механизма (через каждые 30° поворота основного кривошипа) и, кроме того, для двух крайних положений.

В XI, XII, XIII и XIV заданиях планы скоростей рекомендуется строить для ряда положений вращающегося звена OA_1 и для начального (выпущенное положение) и конечного (убранное положение) положений. Построение выполняется в произвольном масштабе. Так как при решении задач динамики нам будут нужны не абсолютные значения скоростей, а их отношения, то построенные планы скоростей в произвольном масштабе вполне будут пригодны для этой цели.

Построение планов скоростей и ускорений не представит затруднений для учащихся, так как схемы механизмов чрезвычайно просты.

§ 4. Кинестатический анализ механизма.

Кинестатический анализ заключается в определении давлений в кинематических парах во всех положениях механизма, для которых построены планы скоростей и ускорений, в построении графиков давлений во вращательных парах и диаграмм давлений в поступательных парах.

Сперва определяются равнодействующие силы инерции звеньев во всех положениях механизма. При этом ползунки принимаются за материальные точки, а звенья за материальные однородные линии.

$L_s = \frac{m \cdot l^2}{5}$
 $\frac{J_0}{2.5m \cdot l}$

При таком допущении равнодействующая сила инерции звена равна его массе, помноженной на ускорение центра тяжести, направлена в сторону противоположную ускорению центра тяжести и приложена в центре тяжести.

Равнодействующая сила инерции звена, вращающегося вокруг неподвижной оси, равна массе звена, помноженной на ускорение центра тяжести, направлена в сторону противоположную этому ускорению и приложена в центре качания, если за точку подвеса взять центр вращения. При сделанном нами допущении центр качания отстоит на $\frac{2}{3}$ длины звена от центра вращения.

В самом деле: расстояние центра качания от оси подвеса, как известно из курса теоретической механики, равно $x = \frac{J_0}{2.5m \cdot l}$

где J_0 - момент инерции звена относительно оси подвеса;

z - расстояние центра тяжести от оси подвеса;

m - масса звена;

Если l - длина звена в м ;

ρ - вес 1 погонного метра звена,

то $z_s = \frac{l}{2}$; $m = \frac{l \rho}{g}$; $J_0 = \frac{m l^2}{3} = \frac{\rho l^3}{3g}$

Следовательно,

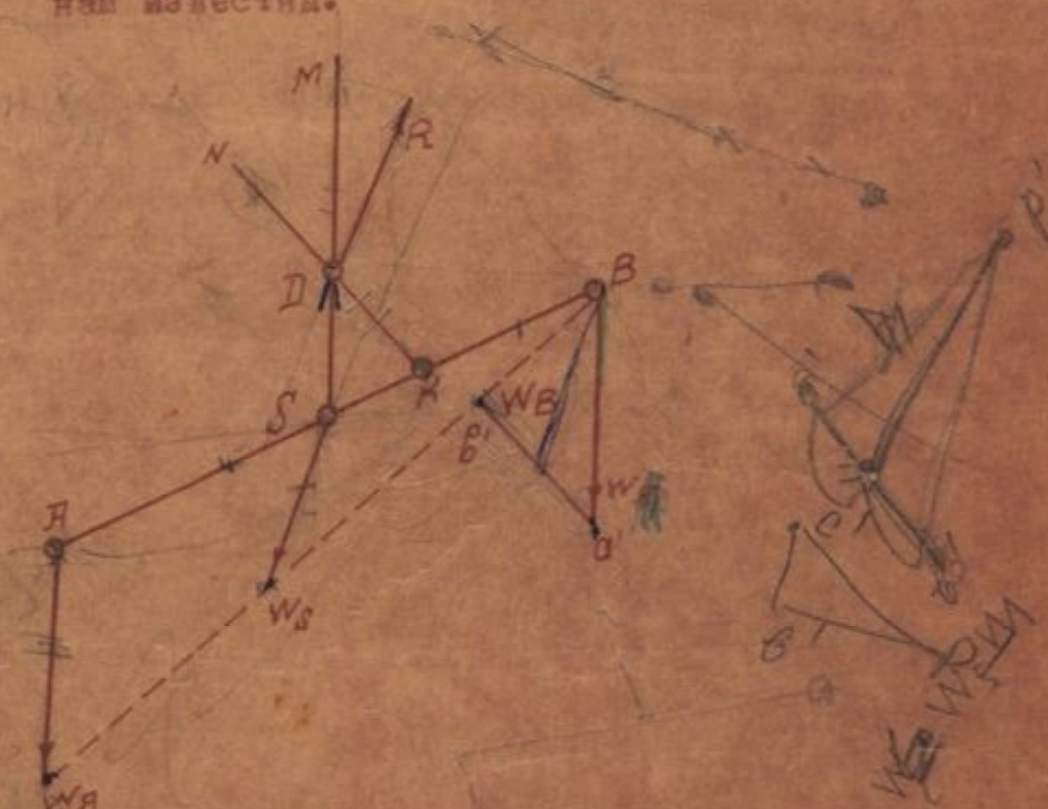
$$x = \frac{J_0}{z_s \cdot m} = \frac{\rho l^3 2g}{3g \cdot l \cdot \frac{l \rho}{g}} = \frac{2}{3} l$$

Равнодействующая сила инерции звена, совершающего плоско-параллельное движение в его общем виде, по величине также равна массе звена, умноженной на ускорение центра тяжести, направлена она также в сторону противоположную этому ускорению и приложена в центре качания, если за точку подвеса взять мгновенный центр ускорений.

Определение точки приложения равнодействующей силы инерции в общем случае плоско-параллельного движения при помощи мгновенного центра ускорений затруднительно. Так как для поставленных задач кинестатики нам достаточно знать лишь направление и величину равнодействующей (давления в кинематических парах не будут изменяться, если точку приложения силы, действующей на звено, переносить по линии действия силы), то задача значительно

упрощается разложением плоско-параллельного движения на два движения: поступательное вместе с какой-либо крайней точкой звена и вращательное вокруг этой точки.

Пусть звено AB с центром тяжести S совершает плоско-параллельное движение в общем виде (фиг. III-10). Ускорения \bar{W}_A , \bar{W}_B и \bar{W}_S нам известны.



фиг. III-10

Рассматривая движение звена AB как сложное, состоящее из поступательного движения вместе с точкой A и вращательного вокруг A , равнодействующую силу инерции звена AB получим в виде геометрической суммы двух сил: силы инерции в поступательном движении и силы инерции во вращательном движении. Но равнодействующая 2-х сил всегда проходит через точку пересечения составляющих сил. Поэтому для определения линии действия равнодействующей силы инерции звена AB , необходимо найти точку пересечения силы инерции его в поступательном движении вместе с точкой A и силы инерции во вращении вокруг A . Первая из них проходит через точку S и параллельна \bar{W}_A , а вторая - через точку K (при наших допущениях $AK = \frac{2}{3} AB$) и параллельна \bar{W}_{BA} , т.е. параллельна отрезку $a'b'$.

Проведем ^{через S} линию $SII // \bar{W}_{IIA}$, а через K линию $KN // a'B'$ найдем точку их пересечения - D равнодействующая сила инерции звена АВ проходит через точку D и параллельна \bar{W}_S .

Определенные таким образом силы инерции наносятся на все планы механизма (во всех положениях механизма, для которых построены планы скоростей и ускорений) вместе с заданными силами, после чего определяются давления в кинематических парах методами кинетостатики, не учитывая сил трения.

В заданиях I-V заданными силами является сопротивление резанию - $P_{рс}$, и веса звеньев. Сопротивление резанию нужно прикладывать только в тех положениях, которые попадут в зону, заключенную между 5-ю и 95-ю процентами рабочего хода.

В заданиях VI, VII и VIII заданными силами являются момент на ведомом звене O,B (момент полезного сопротивления на коромысле O,B) и веса звеньев.

В крайних положениях коромысла необходимо рассмотреть два случая: момент $M_{O,B}$ направлен в сторону противоположную вращению коромысла при подходе к рассматриваемому положению, момент направлен в обратную сторону.

В соответствии с этим давления в кинематических парах в крайних положениях будут иметь два значения. Это значит, что в крайних положениях в кинематических парах будут происходить удары, вследствие мгновенного изменения давления от первого значения ко второму.

В заданиях IX и X заданными силами являются давление газов на поршень и веса звеньев.

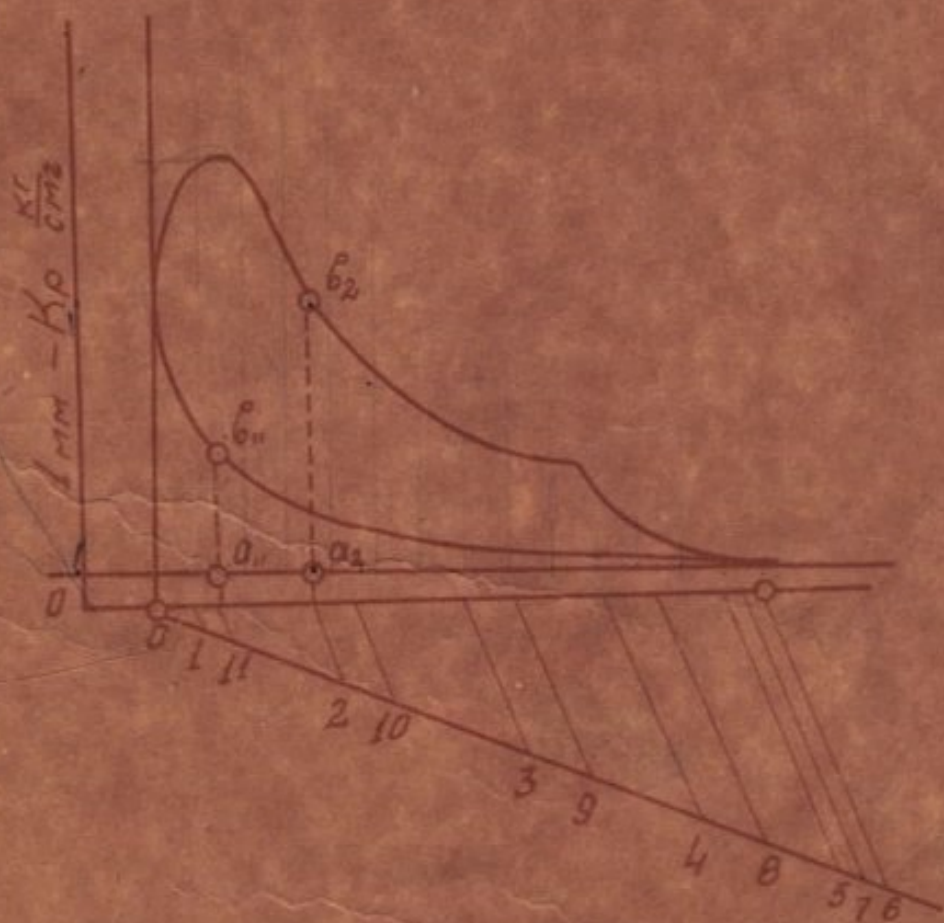
Для определения давления газов на поршень в каждом из вычерченных положений механизма строится индикаторная диаграмма двухтактного и четырехтактного двигателя, в зависимости от задания.

Диаграмма строится в произвольном масштабе. Можно ее перечертить по фиг. III-11 для 2-х тактного двигателя, или по фиг. III-12 - для 4-х тактного двигателя.

По заданной упругости газов в начале расширения определяется масштаб K_p . Например, если ордината на диаграмме, соответствующая

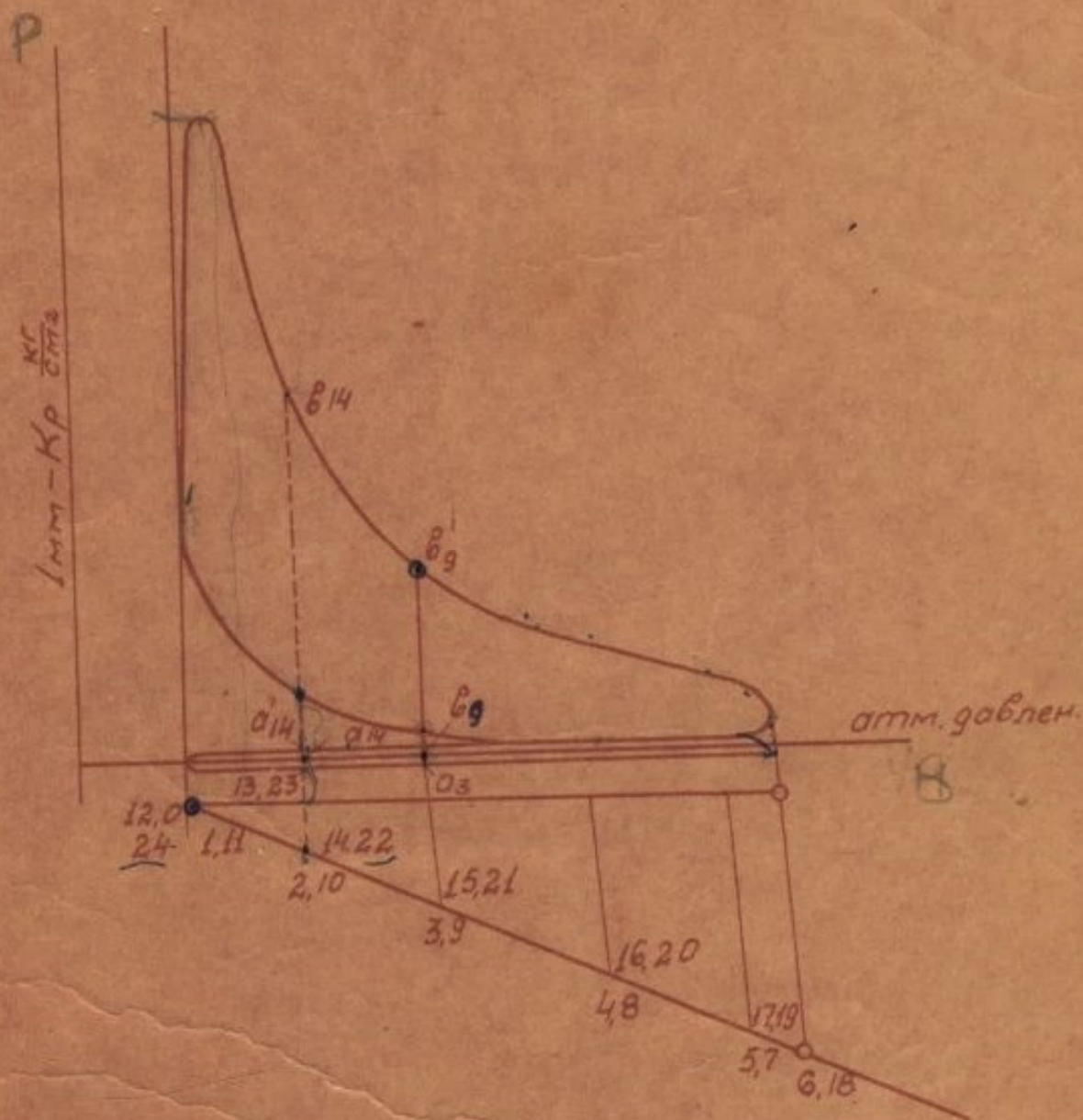
ная началу расширения, равна 120 мм, а заданная упругость газов $P_1 = 60 \text{ кг/см}^2$, то масштаб будет 1 мм - 0,5 кг/см², т.е. $K_p = 0,5 \text{ кг/см}^2 \text{ мм}$.

На произвольном луче, проведенном из начала координат индикаторной диаграммы откладывается размеченный путь поршня. Крайняя точка на этом луче соединяется с крайней абсциссой диаграммы, а через промежуточные точки проводятся линии параллельные линии, соединяющей крайние точки (фигуры 11 и 12). Параллельные линии пересекут ось абсцисс диаграммы в точках, соответствующих выбранному положению механизма. Ординаты индикаторной диаграммы, проведенные в этих точках, будут выражать в масштабе K_p упругость газов, действующих на поршень в данном положении механизма. Длину ординат необходимо измерять от атмосферной линии, чтобы получить избыточное давление на поршень.



Фиг. 11-11

Так, упругость газов, давящих на поршень во 2-м положении 2-х тактного двигателя (процесс расширения), будет равна $(a_2 v^2)$ (фиг. III-11); в 1-м положении (процесс сжатия) упругость газов равна $(a' v'^2)$.



фиг. III-12

Если двигатель 4-х тактный, то в третьем положении может быть либо всасывание, либо расширение (фиг. III-12). При всасывании упругость газов будет равна $-(a_3 v_3^2)$ (величина отрицательная!), а при расширении упругость газов получится равной $(v_3 v_3')$. В десятом положении может быть либо выпуск,

либо сжатие. При выхлопе упругость газов равняется ($\sigma_{14} \sigma'_{14}$),
а при сжатии ($\sigma_{14} \sigma''_{14}$).

Давление газов на поршень во всех случаях получается умножением упругости газов на площадь поршня в кв. сантиметрах:

$$P_{gB} = \rho \frac{\pi D^2}{4}$$

где ρ - упругость газов,
 D - диаметр цилиндра в см.

В задании X заданными силами являются полезное сопротивление, приложенное к поршню - P_{nc} и вес звеньев. Так как насос простого действия, то полезное сопротивление прикладывается лишь в тех положениях, которые соответствуют рабочему ходу ползушка, слева направо (см. схему 1. О м е д е л я "а" должно быть отклонено в сторону против направления вращения кривошипа).

В XI, XII, XIII и XIV заданиях при определении давлений в кинематических парах учитываются лишь все звенья. Анализ начинается с 2-х поводковой группы, образованной ногой вассы OB и нижней частью подкоса. При исследовании второй двухповодковой группы, в состав которой входит поршень гидроподъемника, определяется необходимое усилие подпора.

На основании полученных данных строится диаграмма изменения усилия, необходимого для подема вассы в зависимости от угла поворота ноги вассы - диаграмма $[P, \alpha]$.

По этой диаграмме определяется максимальное усилие подема P_{max} , в зависимости от которого вычисляется усилие P (см. задание), действующее на поршень при подеме и направленное вдоль стержня EO_2 (фиг. 11), или EO_2 (фиг. 12), или EO_3 (фиг. 13).

Заключительной частью кинестатического анализа является построение годографов давлений во вращательных парах и диаграмм давлений в поступательных парах. При построении диаграмм давлений в поступательных парах, где ползунок движется в подвижных направляющих (кулисы) по оси абсцисс откладывается перемещение

ползунок по кудисе (относительное перемещение).

Построение годографов и диаграмм чрезвычайно просто и пояснения не требует.

ЛИТЕРАТУРА к §§ 3 и 4 гл. III.

1. И. И. АРТОВОЛЕВСКИЙ. Курс теории механизмов и машин, 1945 г. стр. стр. 81-124; 272-314.
2. Х. Э. КЕГОВ и Ч. И. КОЛЧИН. Теория механизмов и машин, 1939 г. стр. стр. 59-106; 378-401.
3. Н. И. КОЛЧИН. Механика машин ч. I стр. стр. 50-129, ч. II стр. стр. 52-103.
4. С. О. ДОВОРОГУРСКИЙ, Э. А. СОКОЛОВ, В. И. ЗАХАРОВА - Механизмы, 1947 г. стр. стр. 47-64; 86-102; 115-129.

495-6 = -1

1/201

§ 5. Задачи динамики

В заданиях 1-7 разрешаются такие задачи динамики:

- 1) Определение коэффициента полезного действия механизма;
- 2) Определение потребной мощности для приведения в движение шепинга.
- 3) Определение момента инерции маховика, обеспечивающего заданный коэффициент неравномерности хода механизма.

По максимальному давлению, взятому из гидрографа, определяется диаметр d_3 по приближенной формуле:

$$d = c \sqrt{P_{max}}$$

где d - диаметр напда в см;

$c = 0,1 + 0,05$, в зависимости от отклонения максимального давления на напду от среднего; при значительном отклонении берется меньшее значение для c , при незначительном - большее;

P_{max} - максимальное давление на напду в кг. Определяется приведением к пальцу кривошипа (точка А) сила трения из формулы:

$$P_{nmp} \cdot V_A = \sum M_{imp} (\omega_k \pm \omega_e) + \sum P_i \cdot V_{kix}$$

где P_{nmp} - приведенная сила трения;

V_A - скорость точки приведения в м/сек;

M_{imp} - момент трения в i^{max} напде, равный $f_0 P_i \frac{d_i}{2}$

(d_i - диаметр i^{max} напда в метрах);

P_i - давление в i^{max} напде в рассматриваемой позиции).

ω_k и ω_e - угловые скорости звеньев, соединенных i^{max} шарниром; знак + берется, когда ω_k и ω_e направлены противоположно и "минус" - когда ω_k и ω_e направлены в одну сторону.

Второе слагаемое в написанном уравнении дает мощность поглощаемую трением в доступных парах, причем

P_i - давление в i^{max} доступной паре в рассматриваемом положении;

V_{kix} - скорость скольжения ползуна, т.е. скорость ползуна относительно направляющих в м/сек.

При определении приведенной силы трения учитывается лишь трение в кинематических парах кулачного механизма. Потери на

трения в зубчатой паре и на опорах вала зубчатого колеса, необходимо учесть особо при определении полного коэффициента полезного действия.

Коэффициент полезного действия, учитывающий потери на опорах вала зубчатого колеса и трение в зубцах, определяется по приближенной формуле (см. И. И. Артоболевский "Теория механизмов и машин", 1945 г. стр. 400):

$$\eta_1 = \eta_{подш} \left[1 - \frac{f \pi \epsilon}{2} \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \dots (5)$$

где $\eta_{подш}$ - коэффициент полезного действия подшипников (для подшипников скольжения можно принимать $\eta_{подш} = 0,95-0,98$ для подшипников качения $\eta = 0,99$;

f - коэффициент трения = 0,1 (со смазкой)

ϵ - коэффициент перекрытия, Z_1 и Z_2 - число зубьев на шестерне и колесе.

Определив приведенную силу трения для всех положений механизма, строим диаграмму $[P_n, \theta, S_A]$ (фиг. III-134).

Графическим интегрированием построенной диаграммы получается диаграмма $[A_{врс}, S_A]$ (фиг. III-135), крайняя ордината которой "mn", в масштабе диаграммы, вырезает работу вредных сопротивлений (трения) за один оборот кривошипа.

Приведенное полезное сопротивление к пальцу кривошипа определяется для тех положений, в которых оно действует на механизм по формуле:

$$P_{пс} \cdot V_{пн} = P_{Апс} \cdot V_A$$

Откуда

$$P_{Апс} = P_{пс} \left(\frac{V_{пн}}{V_A} \right)$$

где $P_{Апс}$ - приведенное полезное сопротивление к пальцу кривошипа

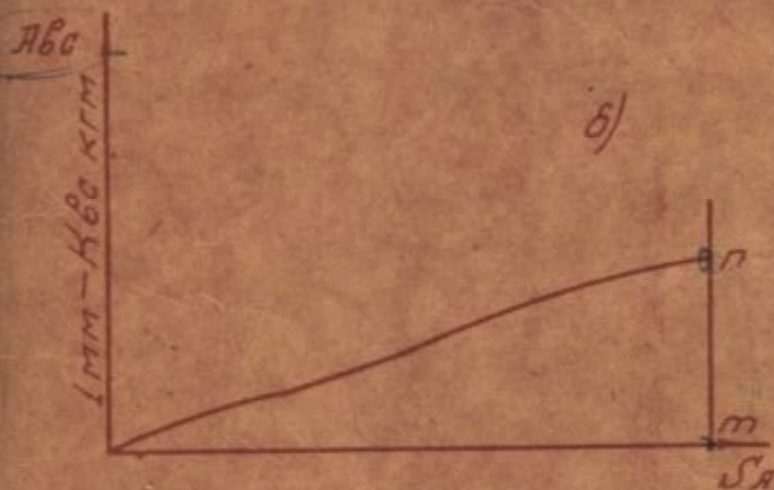
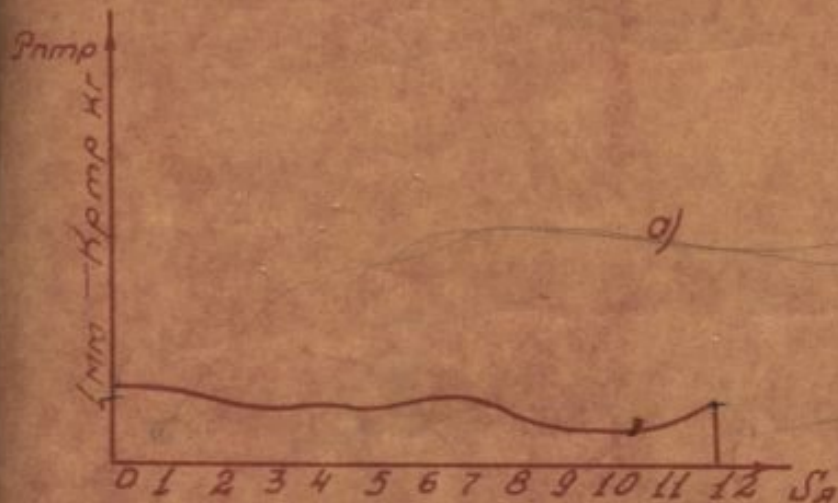
$P_{пс}$ - заданное усилие резания;

$V_{пн}$ - скорость резочной призмы в данном положении;

V_A - скорость точки А.

Определив приведенную силу полезного сопротивления для всех положений механизма, в которых оно действует, строим диаграмму $[P_{Апс}, S_A]$ (фиг. III-14а). Графическим интегрированием построенной диаграммы получаем диаграмму $[A_{пс}, S_A]$ (фиг. III-14б)

68
250
0,003
0,750



Фиг. III-13

Крайняя ордината ее "min" выражает, в масштабе диаграммы, работу полезных сопротивлений за один оборот кривошипа.

Коэффициент полезного действия кулисного механизма определяется по формуле:

$$\eta_{км} = \frac{(m, n_1) K'_e}{(m, n_1) K'_e + (mn) K_e}$$

Потребная мощность для приведения в движение кривошипа менинга получается по формуле:

$$N = \frac{(m, n_1) K'_e + (mn) K_e}{75 t} \text{ л.с.}$$

где t - время одного оборота кривошипа в секундах $= \frac{60}{n}$.

Мощность, необходимая для вращения вала зубчатки Z_1 , определяется по формуле

$$N_1 = \frac{N}{\eta_1}$$

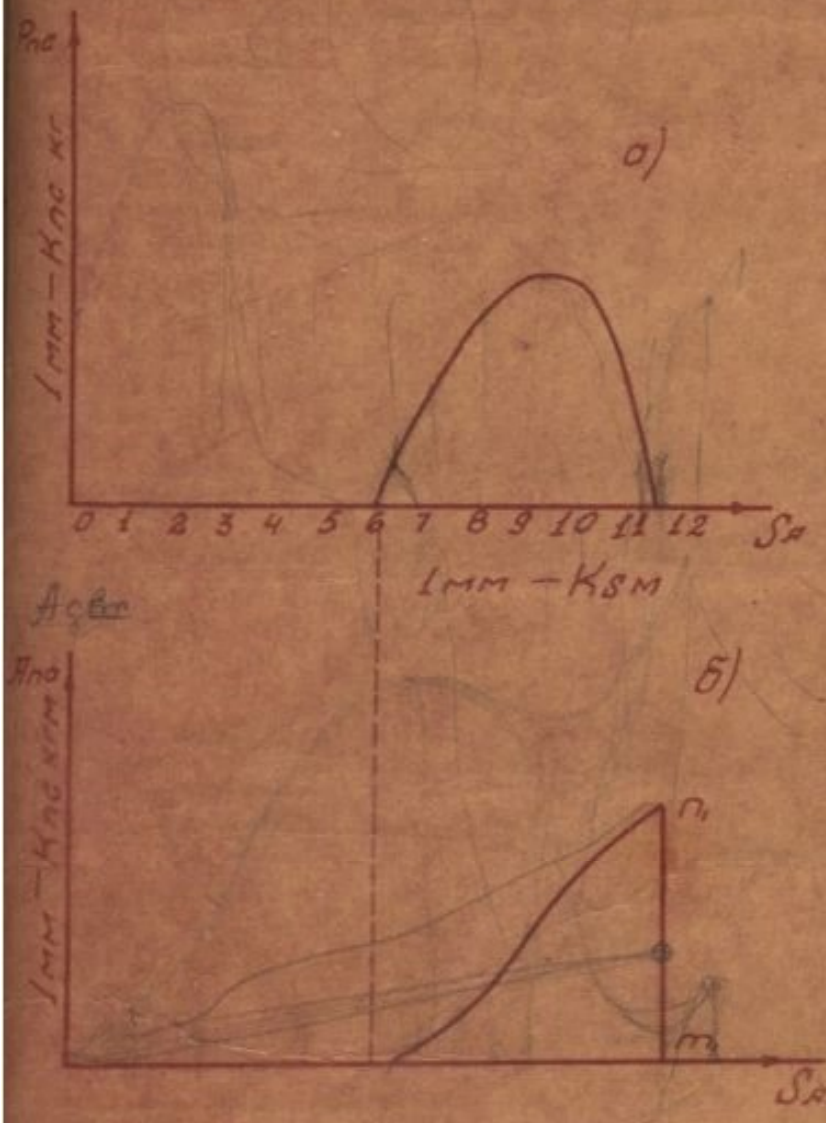
где η_1 - КПД, определенный по формуле

$$(5)$$

После определения мощности N_1 на зубчатке Z_1 , можно произвести расчет модуля зацепления по формулам, выводимым в курсе "Детали Маши", пересчитать межцентровое расстояние, диаметры начальных окружностей и окружностей головок.

Новые размеры зубчатых колес повлияют на реакцию в шарнире O , но это существенно не отразится на окончательных результатах.

Необходимо отметить, что направление давления в зубчатой паре не изменится, так как угол зацепления не зависит от модуля.



Фиг. III-14

Необходимо отметить, что направление давления в зубчатой паре не изменится, так как угол зацепления не зависит от модуля.

Для определения момента инерции маховика строятся такие диаграммы:

а) диаграмма избыточных работ (избыточной кинематической энергии) за один оборот кривошипа.

Для этого суммируются диаграммы полезного и вредного сопротивления. Крайняя ордината суммарной диаграммы выразит потребную работу за один оборот кривошипа.

Считая, что движущая сила постоянная, работа ее будет изменяться по закону прямой линии, соединяющей конец крайней ординаты с началом координат (Фиг. III-15). Отрезки между этой прямой и суммарной диаграммой бу-

дут равны ординатам избыточной диаграммы. Отложив эти отрезки от горизонтальной оси, получим диаграмму наменания кинетической энергии механизма от действия движущих сил и сил полезного и вредного сопротивления (Фиг. III-16), т.е. диаграмму $[\Delta E, S_A]$.

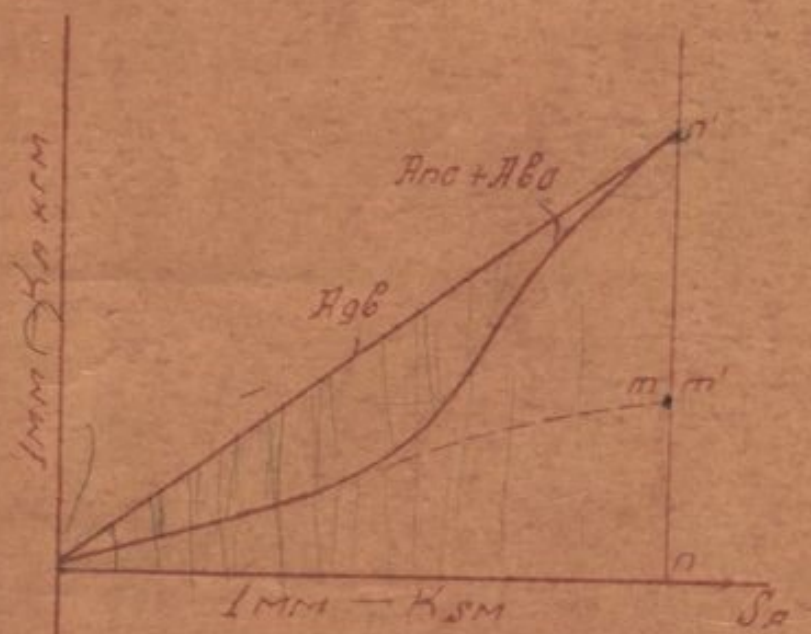
б) Диаграмма изменения приведенной массы в зависимости от пути точки приведения $[M_{np}, S_A]$.

Приведенная масса механизма определяется для каждого положения по формуле:

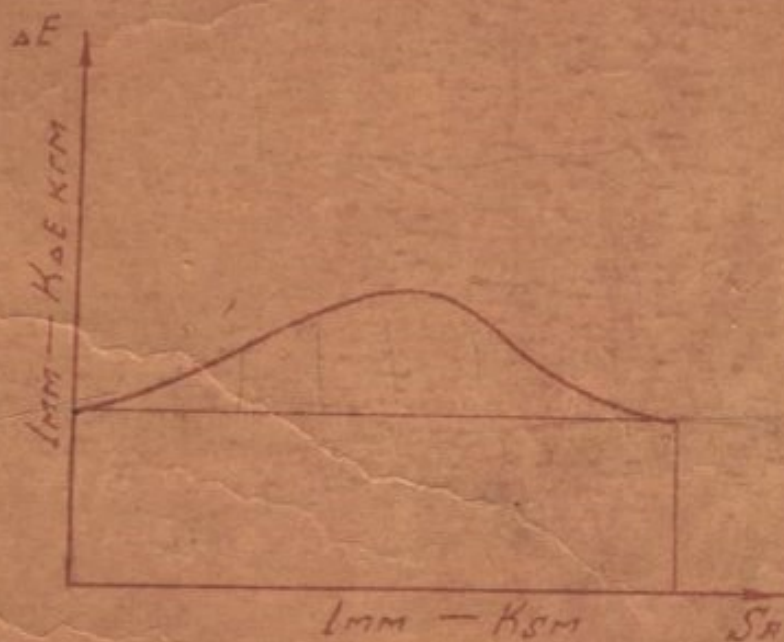
$$M_{np} = \sum_i [m_i \left(\frac{v_{Si}}{v_A}\right)^2 + J_i \left(\frac{\omega_i}{v_A}\right)^2]$$

$v_{ab} = \frac{ab \cdot \omega}{r_a}$
 $\frac{ab \cdot \omega}{r_a} = \frac{ab \cdot \omega}{r_a}$

(см. И. П. Артоболевский "Теория механизмов и машин", 1945 г., стр. 409).

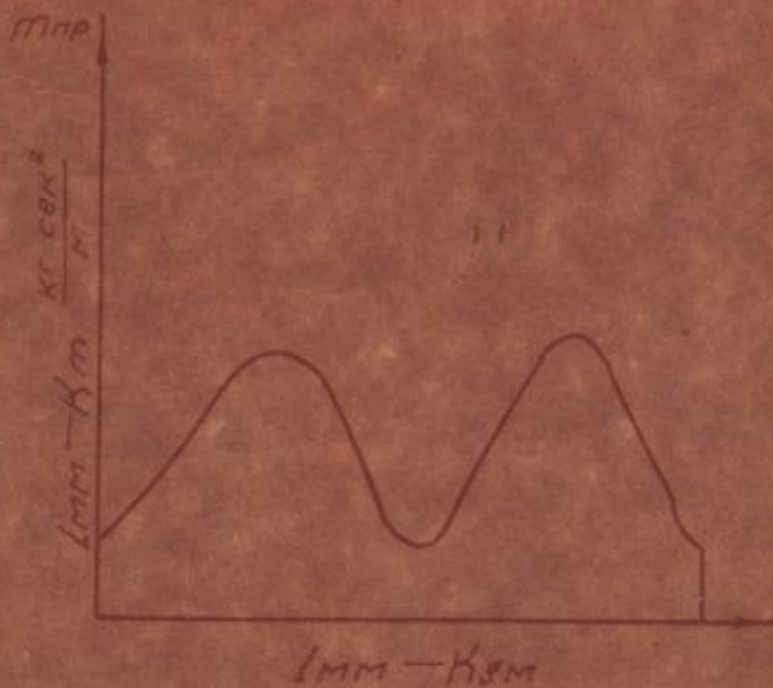


Фиг. 9-15



Фиг. 9-16

По вычисленным значениям M_{np} для всех 12 положений строится диаграмма $[M_{np}, S_A]$ (фиг. 9-17).



Фиг. П-17



в) Диаграмма "Энерго-масса" $[\Delta E, M_{np}]$. Строится графически исключением общего переменного S_A из диаграмм $[\Delta E, S_A]$ и $[M_{np}, S_A]$ (Фиг. П-18).

Проводя касательные к диаграмме $[\Delta E, M_{np}]$ под углами φ_{max} и φ_{min} , определяем длину отрезка "ке", отсекаемого этими касательными на оси энергии.

Углы φ_{max} и φ_{min} определяются по уравнениям:

$$\operatorname{tg} \varphi_{max} = v_{cp}^2 (1 + \delta) \frac{K_M}{2K_E}$$

$$\operatorname{tg} \varphi_{min} = v_{cp}^2 (1 - \delta) \frac{K_M}{2K_E}$$

где $v_{cp} = v_{col} \frac{\pi N_{col}}{30} \frac{m}{сек}$

δ - заданный коэффициент неравномерности хода механизма;

K_M - масштаб диаграммы приведенной массы;

K_E - масштаб диаграммы кинетической энергии.

Момент инерции механизма, приведенного на ось вращения звена приведенная, определяется по формуле:

$$J = \frac{(K_E) \cdot K_E}{\delta \omega_{cp}^2} = \frac{90 (K_E) \cdot K_E}{\delta N_{col}^2}$$

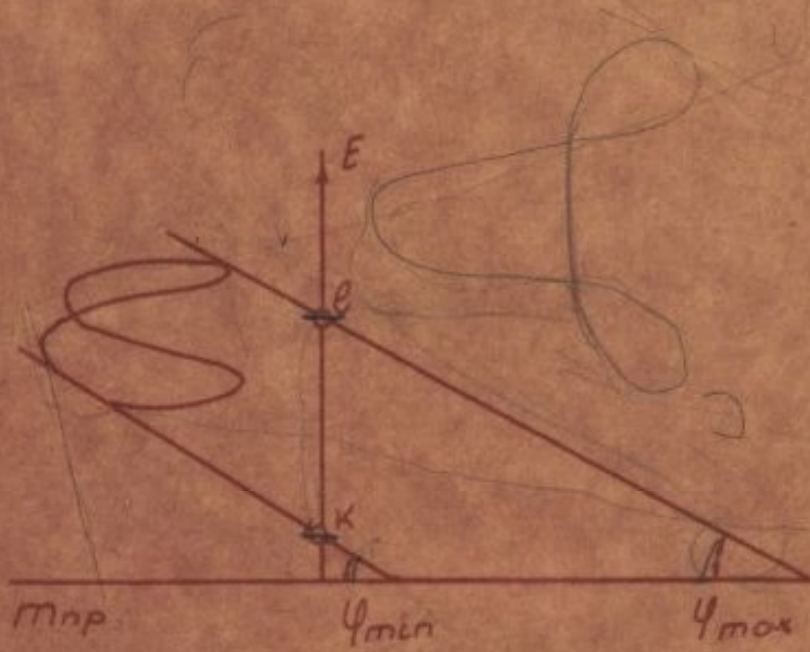
30

(KE - длина отсеченного касательными отрезка в мм).

При посадке маховика на другую ось, вращающегося с угловой скоростью ω_1 , момент инерции маховика получится из уравнения:

$$J_1 = J \left(\frac{\omega}{\omega_1} \right)^2;$$

где ω - угловая скорость звена приведения.



Фиг. Е-18

Академиком И.И. Артоболовским в 1943 году разработан новый метод определения маховых масс, который отличается от изложенного в его учебнике. Метод академика И.И. Артоболовского исключает построение некоторых промежуточных диаграмм и проведение касательных к диаграмме, что, безусловно, должно подоходительно отразиться на точности результата. В то же время принципиальная точность решения остается такая же, как в вышеприведенном методе.

Покажем применение метода академика И.И. Артоболовского в заданиях 1-м, 2-м, 3-м, ^{7-м и 8-м} 4-м, 5-м, где заданными силами являются полезные сопротивления. (Учащиеся легко смогут применить его и в случае III и IX заданий, когда заданными силами являются действующие силы).

г) Построенные диаграммы приведенной силы трения по пути точки приведения $[P_{\text{тр}}, SA]$ и приведенной силы полезного сопротивления по пути точки приведения $[P_{\text{пк}}, SA]$ (фиг. 13а и 14а) необходимо проинтегрировать и суммарную площадь разделить на общую длину диаграммы.

В результате получится длина ординаты U_e выражающей в принятом масштабе среднее сопротивление, или то движущее постоянное усилие, которое необходимо для преодоления вредных сопротивлений и заданного полезного. Считая эту ординату положительной, а ординаты диаграммы полезных и вредных сопротивлений отрицательными, алгебраическим сложением их находим ординаты приведенной движущей силы, полезного и вредного сопротивления.

Эту силу называют избыточной силой, а произведение ее на длину кривошипа — избыточным моментом.

Диаграмма избыточных моментов $[\Delta M, \varphi]$ строится по ординатам, полученным алгебраическим сложением U_e с ординатами диаграммы приведенных полезных и вредных сопротивлений. Масштабы ее рассчитываются так:

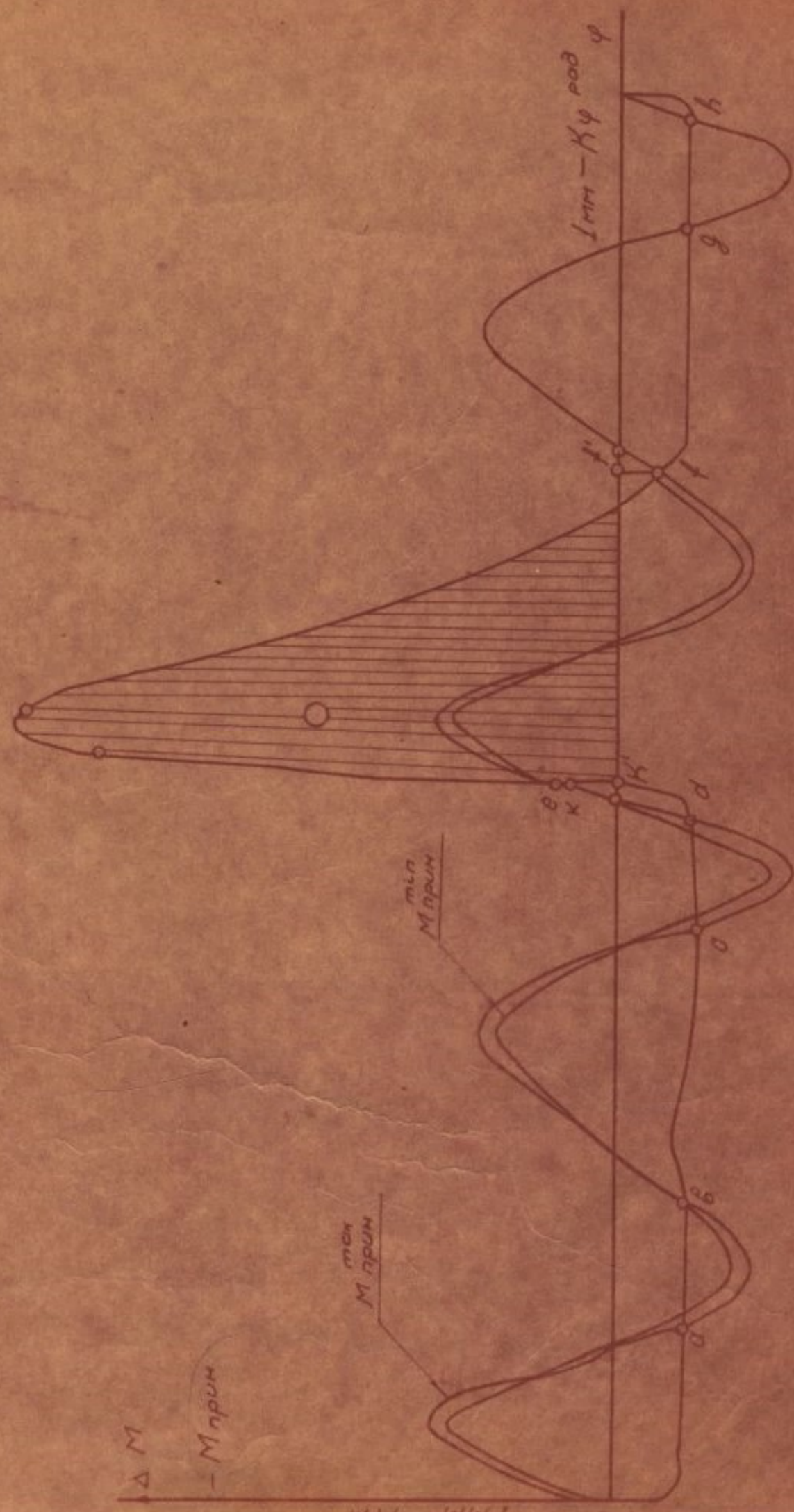
Масштаб избыточных моментов $K_M = K_s \cdot Z$ кг см/мм,
 а масштаб углов поворота $K_\varphi = \frac{2\pi}{OM} \frac{\text{рад}}{\text{мм}}$
 где OM — отрезок, выражающий угол, на который поворачивается кривошип за время периода движения механизма. В нашем случае этот угол равен 2π .

Примерная диаграмма избыточных моментов изображена на фиг. III-19.

б) На тех же координатных осях и в том же масштабе строятся диаграммы $[M_{\text{прин}}^{\text{max}}, \varphi]$ и $[M_{\text{прин}}^{\text{min}}, \varphi]$

где $M_{\text{прин}}^{\text{max}}$ — момент приведенной силы инерции механизма относительно оси вращения кривошипа при вращении его с постоянной угловой скоростью, равной ω_{max} ;

$M_{\text{прин}}^{\text{min}}$ — тот же момент при вращении кривошипа с постоянной угловой скоростью, равной ω_{min} .



Фиг. 10-19

ω_{max} и ω_{min} определяется по уравнению:

$$\omega_{max} = \omega_{cp} \left(1 + \frac{\delta}{2}\right)$$

$$\omega_{min} = \omega_{cp} \left(1 - \frac{\delta}{2}\right),$$

где
$$\omega_{cp} = \frac{\pi \cdot N_{об}}{30}$$

Так как
$$\omega_{max}^2 \approx \omega_{cp}^2 (1 + \delta)$$

и
$$\omega_{min}^2 \approx \omega_{cp}^2 (1 - \delta)$$

но силы инерции звеньев механизма при угловых скоростях кривошипа ω_{max} и ω_{min} найдутся умножением значений их, определенных при кинестатическом анализе (см. §4), соответственно, на $(1 + \delta)$ или на $(1 - \delta)$.

Зная величины и положения сил инерции звеньев механизма, находим приведенную к точке А силу инерции для каждого положения механизма по теореме Н.Е. Жуковского. Произведение этой силы на длину кривошипа даст $M_{прин}$ для каждого положения механизма. По этим данным и строятся диаграммы

$$[M_{прин}^{max}, \varphi] \quad \text{и} \quad [M_{прин}^{min}, \varphi].$$

Приведенную силу инерции можно найти еще проще, что является дополнительным подтверждением преимуществ метода Артоболевского.

При кинестатическом анализе механизма мы определим давление в паре А.

Разложим давление в паре А по направлению кривошипа и перпендикулярному (фиг. II-20). Последняя составляющая P_{np} и будет равна сумме приведенной силы полезного сопротивления и приведенной силе инерции при вращении кривошипа с угловой скоростью

$$\omega_{cp} = \frac{\pi \cdot N_{об}}{30}$$

Следовательно, приведенная сила инерции механизма, при вращении кривошипа с угловой скоростью ω_{max} , будет равна

$$P_{прин}^{max} = (P_{пр} - P_{прпк})(1 + \delta)$$



Фиг. III-20

По вычисленным значениям $P_{прин}^{max}$ строится диаграмма

$$[M_{прин}^{max}, \varphi]$$

Диаграмма $[M_{прин}^{min}, \varphi]$ строится по диаграмме простым пересчетом ординат (умножением полученных ранее ординат на отношение

$$\frac{\omega_{min}^2}{\omega_{max}^2} = \left(\frac{2-\delta}{2+\delta}\right)^2$$

в) Определяются положения, в которых угловая скорость звена приведенная будет иметь "максимум-максимум" и "минимум-минимум".

Диаграмма $[M_{прин}^{max}, \varphi]$ пересекает диаграмму $[\Delta M, \varphi]$ в точках a, b, c, d, e, f, g, h . Очевидно "максимум-максимум" и будет в положении f' механизма, определяемом точкой пересечения f .

Диаграмма $[M_{прин}^{min}, \varphi]$ пересекает диаграмму $[\Delta M, \varphi]$ также в ряде точек, из них, очевидно, точка K' определяемая точкой пересечения K , будет соответствовать "минимум-минимум" угловой скорости звена приведения.

г) Планиметрированием определяется площадь диаграммы между

ординатами KK' и ff' . Если часть этой площади располагается ниже оси абсцисс, то ее нужно вычесть из площади, расположенной выше оси абсцисс.

Умножением этой площади на произведение масштабов $K_M K_\varphi$ получим значение интеграла $\int_{\varphi_{min}}^{\varphi_{max}} M_{изб} d\varphi$

д) Определяется момент инерции маховика из уравнения:

$$\int_{\varphi_{min}}^{\varphi_{max}} M_{изб} d\varphi = (J_0 + J_{пр max}) \frac{\omega_{max}^2}{2} - (J_0 - J_{пр min}) \frac{\omega_{min}^2}{2} \dots (6)$$

где J_0 - момент инерции маховика,

$J_{пр max}$ и $J_{пр min}$ - значения приведенных моментов инерции,

звеньев машины без маховика соответствующие положениям (т.е. ω_{max}) и K' (т.е. ω_{min}).

Из уравнения (6) находим:

$$J_0 = \frac{2 \int_{\varphi_{min}}^{\varphi_{max}} M_{изб} d\varphi - J_{пр max} \omega_{max}^2 + J_{пр min} \omega_{min}^2}{\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2} \dots (7)$$

На практике часто пренебрегают $J_{пр max}$ и $J_{пр min}$, как весьма малыми по сравнению с J_0 . В таком случае момент инерции махового колеса получится равным:

$$J = \frac{\int_{\varphi_{min}}^{\varphi_{max}} M_{изб} d\varphi}{\delta \cdot \omega_{cp}^2} \dots (8)$$

Такие же задачи динамики решаются и во втором, третьем и четвертом заданиях.

Отметим лишь некоторые особенности.

В в.м.с.р.-м заданиях вместо диаграммы приведенных сил полезного сопротивления строится диаграмма движущих сил (давления газов на поршень).

Интегрирование этой диаграммы, даст диаграмму изменения движущих сил, крайняя ордината которой, в масштабе диаграммы, даст работу газов за один оборот (в случае 2-х тактного двигателя) или за два оборота (в случае 4-х тактного двигателя) кривошипа.

Вычитанием крайней ординаты диаграммы $[A_{врс}, S_A]$ из крайней ординаты диаграммы $[A_{гвс}, S_A]$ получаем крайнюю ординату диаграммы $[A_{нс}, S_A]$, которая представляет прямую линию, соединяющую концы этой ординаты с началом координат (предполагается, что двигатель работает на постоянное сопротивление).

Ординаты избыточной диаграммы получаются в л г е б р а и ч е с к и м сложением соответствующих ординат на диаграммах $[A_{гвс}, S_A]$; $[A_{врс}, S_A]$ и $[A_{нс}, S_A]$

Само собой разумеется, что если диаграммы построены в различных масштабах, то при операциях над ординатами необходимо делать соответствующие перерасчеты.

В шестом задании строится диаграмма приведенных моментов (л г е с и м) полезного и вредного сопротивления.

По оси абсцисс откладывается в выбранном масштабе угол поворота звена приведения в радианах. Получаются диаграммы

$$[M_{алс}, \varphi_{0A}] \text{ и } [M_{впр}, \varphi_{0A}]$$

Графическим интегрированием этих диаграмм получается диаграмма

$$[A_{нс}, \varphi_{0A}] \text{ и } [A_{врс}, \varphi_{0A}]$$

Диаграмму приведенной массы в этом случае также необходимо строить по углу поворота звена приведения.

В XI - XIV заданиях решается общая задача динамики о движении массы под действием заданных сил и определяется время уборки массы.

Порядок решения этих задач такой:

При помощи построенных ранее планов скоростей приводятся веса звеньев, силы трения в шарнирах и определенное усилие под"ема P' к точке изображающей ось колеса, причем приведенная сила трения вычисляется по приведенной выше формуле, а остальные силы приводятся использованием теоремы В.С. Луковского. Строится диаграмма изменения приведенной силы в зависимости от пути точки приведения $[P_{пр}, S]$.

При помощи планов скоростей определяется приведенная масса механизма для заданного положения (точка приведения та же, что и для сил) и строятся диаграмма изменения приведенной массы в зависимости от пути точки приведения, $[m_{пр}, S]$.

Графическим интегрированием диаграммы $[P_{np}, S]$ строится диаграмма $[E, S]$.

Исключением общей переменной из диаграмм $[E, S]$ и $[M_{np}, S]$ строится диаграмма "энерге-масса": $[E, M_{np}]$.

При помощи диаграммы $[E, M_{np}]$ находят скорости точки привода во всех выбранных положениях механизма и строится диаграмма $[V, S]$, а также $[\frac{1}{v}, S]$.

Графическим интегрированием диаграммы $[\frac{1}{v}, S]$ строится диаграмма $[t, S]$.

Крайняя ордината диаграммы $[t, S]$, соответствующая убранному положению шасси, и даст, в полученном при интегрировании масштабе, время уборки шасси.

Решением указанных задач динамики заканчивается основная работа по выполнению проекта.

Остается лишь привести чертежи в надлежащий порядок и оформить в соответствии с требованиями расчетную записку.

ЛИТЕРАТУРА к § 5 гл. III:

1. П. А. АРТОВОЛОВИЧ. Курс теории механизмов и машин, 1945 г. стр. стр. 388-405; 314-321.
2. И. Ф. КЕТОВ и Н. А. КОПЧИН. Теория механизмов и машин, 1939 г. стр. стр. 329-370; 495-535.
3. Ч. А. КОПЧИН. Механика машин. ч. II стр. стр. 5, 51, 186-188.
4. С. С. ДСВРОГЪРСКИИ, Ф. А. СОКОЛОВ, Е. Я. ЗАХАРОВА. Механизмы, 1947 г. стр. стр. 65, 72.

1У.ОФОРМЛЕНИЕ ПРОЕКТА.

Проект оформляется в виде чертежей и пояснительной записки.

Чертежи выполняются, как правило на форматах а1, в карандаше. Лист 1-й — синтез механизма, на котором выполняется профилирование зубчатых колес и компоновка схемы механизма, может иметь формат а2.

Все листы подписываются в нижнем правом углу по образцу (рис. 1У-1).

Вверху на первом листе выписываются в виде таблички цифровые данные. Чертежи равномерно распределяются по всей площади листа.

У каждого чертежа подписывается его масштаб. У однородных чертежей (например, планы скоростей, планы ускорений и т.п.) подписывается один масштаб, если они, конечно, построены в одном и том же масштабе.

При выборе масштабов необходимо руководствоваться следующим масштабом при профилировании зубьев выбирать таким, чтобы общая высота зуба была не менее 40 мм.

Масштаб схемы механизма при графическом определении недостающих длин звеньев (компоновка схемы) нужно выбирать наибольший, какой позволяет отведенная форматка и чертежные инструменты применяющиеся при построении.

Масштаб планов скоростей должен выражаться однозначной значащей цифрой с таким расчетом, чтобы скорость узловой (начальной) точки основного кривошипа выражалась отрезком не менее 50 мм длины.

Масштаб планов ускорений вычислять по формуле $K_w = \frac{K_v^2}{K_s}$. В таком случае отрезки, выражающие нормальные и корiolисовы ускорения, вычисляются проще. Лучше длины их при таком масштабе определять графически.

Масштаб сил принимать также в виде простого числа: 1, 5, 10 кг/мм и т.д. Силы на механизме можно наносить не в масштабе, показывая лишь направление их. Строго придерживаться масштабов лишь при построении планов сил.

Масштаб сил выбирать лишь после определения **в с е х**
с и л, действующих на механизм.

Если в некоторых положениях механизма силы достигают относительно малых величин или слишком больших, то для этих положений необходимо выбрать иной масштаб. В таких случаях и годографы давлений в кинематических парах рекомендуются строить в двух масштабах с соответствующим обозначением. Например: для положений 10-5: 1 мм - 5 кг; для положений 6-9: 1 мм - 20 кг.

Масштабы на диаграммах размещать вдоль соответствующих координатных осей.

При графическом дифференцировании или интегрировании обязательно проставлять поясние расстояния, чтобы можно было проверить правильность масштабов дифференциальных или интегральных кривых.

Масштаб перемещений по оси абсцисс в динамических диаграммах выбирать равным 0,001, 0,002, 0,004 или 0,005 м/мм.

Толщина основных линий 0,5 - 0,75 мм; толщина вспомогательных линий построения - 0,25 - 0,50 мм.

Точки обозначаются кружочками диаметром 2-2,5 мм.

На последнем листе пишутся результаты решения динамических задач: коэффициент полезного действия, мощность, момент инерции маховика, время подъема массы.

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА пишется чернилами на одной стороне листа формата А4. На другой стороне вычерчиваются в произвольном масштабе эскизы, иллюстрирующие расчетные формулы. На обложке делаются такие надписи: МВО СССР, Харьковский Авиационный Институт.

Пояснительная записка к проекту
(наименование)

Руководитель проектирования

Исполнил

Факультет

Курс

Группа

Харьков (число и месяц) 194... года.

В начале пояснительной записки должны быть приведены все данные и обозначения, и вычерчена схема проектируемого механизма.

Расчетные формулы должны быть написаны сперва в буквенном виде и раз'яснены значения всех букв, входящих в формулы.

При каждом численном результате должна быть обязательно проставлена размерность. Записка должна быть написана грамотно, сжатым и ясным языком.

Заголовки разделов должны быть написаны более крупным шрифтом.

Результаты расчета должны быть или вынесены на поля или сведены в четко оформленные таблицы.

Примерные образцы содержания пояснительных записок приведены в следующей главе.

ЛИТЕРАТУРА к главе 1У:

ОСТ 7532 - 38; 2582.

выполнения проекта по Т.М.М. по заданиям

1 - УП, X.

№: по: пор:	Содержание этапов	Литература Глава : из осн. П о с о б и я учебн.:
1.	Профилирование зубчатых колес. Определение размеров элементов колес Построение по 2-3 зуба на каждом колесе в зацеплении. Выполняется в таком масштабе, чтобы общая высота зуба была не менее 40 мм/.	а) Плакаты в каби- нете кафедры. б) МИШАРИН А.М. Расчет коррекции зубчатых пере- дач методом сдви- га инструмента. в) Вестник Машинно- строения № 12, 1947 г.
	1. <u>Определить:</u> а) рабочие части профилей б) коэффициент перекрытия в) удельные скольжения и удельные давления в начальной и конечной контактных точках.	9-ая
	2. Толщину зуба по постоянной хорде. Проверить дуговую толщину зуба в обоих колесах на радиусах головок.	
2.	Проектирование схемы механизма. Проверка проворачиваемости и углов передач.	а) Курсовое проекти- рование по Т.М.М. б) РЕШЕТОВ Д.Н. Расчет деталей станков. в) Справочник "Машинно- строение" т.9 ст. 80.
		11-ая
3.	Построение 6-12 планов скоростей и ускорений шарнирно-рычажного меха- низма.	а) ДОБРОГУРСКИЙ С.О. и др. "Механизмы" б) КОСТЮК Д.И. "Кине- матика механизмов"
		4-ая
4.	Определение сил инерции звеньев во всех положениях, для которых построены планы ускорений.	С.О. ДОБРОГУРСКИЙ "Механизмы" Н.И. КОЛЧИН "Механи- ка машин" т.П.
		12-ая
5.	Определение давления в кинематических парах без учета трения.	Т е ж е, что в п.4.
		13-ая
6.	Построение гедографов давлений в ки- нематических парах, определение диаметра валов по наибольшему давлению Приведение сил трения. Построение диаграмм [Pпр тр, Sн/у [d Emp. Sн] Определение мощности затраченной на трение в кинематических парах.	- " -
		15-ая

		Литература
Содержание эталов		Глава : из основ-: П о с о б и я ного учеб: ника. :
7. Приведение заданной силы /момента/ полезного сопротивления к пальцу кривошипа /точка А/ и построение диаграмм	14-ая	С.О.ДОБРОГУРСКИЙ "Механизмы"
Определение в кинематических парах.		Н.И.КОЛЧИН "Механика машин" т.П
8. Построение результирующей диаграммы от сил сопротивления и от движущей силы, считая ее постоянной	18-ая	Кроме указанной в п.4. КЕТОВ и КОЛЧИН "Теория механизмов и машин".
Построение диаграммы $[M_{гр}, S_A]$ или $[J_{гр}, S_A]$		
Построение диаграммы $[\Delta E, M_{гр}]$ или $[\Delta E, J_{гр}]$		
9. Определение момента инерции маховика.	19-ая и	Т е х е, что и в п.8
Определение потребной мощности двигателя.	20-ая	

П Л А Н

выполнения проекта по Т.М.М. по заданиям УИ, 1х.

№ п/п:	Содержание этапов	Литература
		: Гл. из ос: : нового : Пособия : учебника:
1.	<p>Профилирование зубчатых колес. Определение размеров элементов колес. Построение по 2-3 зуба на каждом колесе в зацеплении. /Выполняется в таком масштабе, чтобы общая высота зуба была не менее 40 мм/.</p> <p><u>Определить:</u></p> <p>а) Рабочие части профилей, б) коэффициент перекрытия, в) удельное скольжение и удельные давления в начальной и конечной контактных точках. г) толщину зуба по постоянной хорде.</p> <p>Проверить дуговую толщину зубов в обоих колесах на радиусах головок.</p>	<p>а) Плакаты в кабинете кафедры.</p> <p>б) МИШАРИН А.М. Расчет коррекции зубчатых передач методом сдвига инструмента.</p> <p>в) Вестник Машиностроения № 12, 1947 г.</p>
2.	<p>Проектирование схемы механизма. Проверка превращаемости и углов передач.</p>	<p>а) Курсовое проектирование по Т.М.М. Учебное пособие кафедры</p> <p>б) РЕВТОВ Д.Н. Расчет деталей станков.</p> <p>в) Справочник "Машиностроение", т.9 стр.80.</p>
3.	<p>Построение 6-12 планов скоростей и ускорений шарнирно-рычажного механизма.</p>	<p>а) КОСТИК Д.И. "Кинематика механизмов".</p> <p>б) ДОВРОГУРСКИЙ С. и др. "Механизмы".</p>
4.	<p>Определение сил инерции звеньев во всех положениях, для которых построены планы ускорений.</p>	<p>С.О. ДОВРОГУРСКИЙ Н.И. КОЛЧИН "Механика машин" т.П.</p>
5.	<p>Построение индикаторной диаграммы. Определение давлений газов на поршни в 12 положениях механизма. Определение давлений в кинематических парах от действия газов и сил инерции. Построение годографов давлений и определение диаметров шайб по максимальному давлению.</p>	<p>13-ая С.О. ДОВРОГУРСКИЙ "Механизмы"</p> <p>15-ая Н.И. КОЛЧИН "Механика машин"</p>

№№:	Содержание эталов	Литература
6.	Приведение давлений газов и сил трения к пальцу кривошипа (точка А) и построение диаграмм $[S_{np}, M_p, S_A]$; $[ΔE_{mp}, S_A]$; $[P_{np}, g_b, S_A]$; $[ΔE_{gb}, S_A]$	С.О. ДОБРОГУРСКИЙ 14-ая "Механизмы" Н.И. КОЛЧИН "Механика машин" т. II
7.	Построение результирующей диаграммы считая полезное сопротивление постоянным. Построение диаграмм $[M_{np}, S_A]$ или $[J_{np}, S_A]$ Построение диаграмм $[ΔE, M_{np}]$ или $[ΔE, J_{np}]$	Кроме указанной в п. 4. КЕГОВ и КОЛЧИН "теория механизмов и машин". 18-ая
8.	Определение момента инерции маховика. Определение мощности двигателя. Определение механического К.П.Д.	19-ая Т е ж е, что в в а. 7 20-ая

П Л А Н

выполнения проекта по Т.М. по заданиям X1 - X19

№: по: пор:	Литература : Гл. из ос: : нового : П о с о б и я : учебника:
<p>1. Профилирование зубчатых колес. Определены размеры элементов колес. Построение по 2-3 зуба на каждом колесе в зацеплении. Выполняется в таком масштабе, чтобы общая высота зуба была не менее 40 мм).</p> <p>О п р е д е л и т ь:</p> <p>а) рабочие части профилей, б) коэффициент перекрытия, в) удельные скольжения и удельные давления в начальной и конечной контактных точках. г) Толщину зуба по постоянной хорде.</p> <p>Проверить дуговую толщину зуба в обоих колесах на радиусах головок.</p>	<p>а) Плакаты в кабинете кафедры.</p> <p>б) МИШАРИН А.М. Расчет 8-ая коррекция зубчатых передач методом сдвига инструмента.</p> <p>в) Вестник Машиностроения № 12, 1947 г.</p>
<p>2. Проектирование схемы масса. Определить оптимальную точку излома подкоса и точку крепления и тока и подкосу.</p>	<p>Д.И. КОТЛЮК "Кинематический и кинетостатический анализ и синтез убавившихся массы стр. 58-80 / книга в спец-отделе ХАИ/.</p>
<p>3. Определение статических давлений в кинематических парах в 9-11 положениях при под'еме /учитывая лишь веса звеньев/ и необходимого усилия под'ема. Построить диаграмму измерения необходимого усилия под'ема и найти его максимальное значение. Построение голографов давлений в кинематических парах.</p>	<p>в) ДОБРОГУРОСКИЙ С.О. "Механизмы"</p> <p>б) И.И. КОЛЧИН "Механика Машин" т.2.</p>
<p>4. Исследование движения под'ема масса под действием силы P. а) Построить 9-11 планов скоростей в произвольном масштабе. б) Исследовать движение звеньев, силу P и силы трения в кинематических парах и точке A и построить диаграмму</p>	<p>4-ая</p> <p>Кроме указанной в п.3, КЕГОВ и КОЛУ "Теория механизмов и машин".</p>

№:		Литература
по:	Содержание этапов	Гл. из ос:
пор:		исходного: Пособия
:		учебника:

/Диаметр r валов шарниров принимать равными 50 мм/ 14-ая
15-ая

в) Построить диаграмму $[E, S_A]$

г) Построить диаграмму $[M_{np}, S_A]$

д) Построить диаграмму $[E, M_{np}]$ 18-ая

е) Построить диаграммы $[v_A, S_A]$ и $[t, S_A]$

ж) Определить время подъема элеса.

П Л А Н

выполнения проекта по ТММ по заданию ХУ1

№ №: п/п:	Содержание этапов	Литература	
		: Гл. из ос: : нового : : учебника:	: пособия
1.	<u>Профилирование зубчатых колес</u> Определение размеров элементов колес. Построение 2-3 зубьев на каждом колесе в зацеплении. /Выполняется в таком масштабе, чтобы общая высота зуба была не менее 40мм/. <u>Определить:</u> а) рабочие части профилей, б) коэффициент перекрытия, в) удельное скольжение и коэффициент удельного скольжения в начальной и конечной контактных точках. г) Толщину зуба по постоянной хорде. Проверить дугевую толщину зуба в обоих колесах на радиусах гольвок.	9-ая	а) Плакаты в кабинете кафедры, б) МИШАРИН А.М. Расчет коррекции зубчатых передач методом сдвига инструмента. в) Вестник машиностроения, №12, 1947 г.
2.	<u>Профилирование кулачка по заданному закону движения выхлопного клапана /кинематический синтез/.</u> Определение максимального ускорения выхлопного клапана.	8-ая	Г.Г. БАРАНОВ Кинематика и динамика механизмов ч и П.
3.	<u>Кинематический анализ механизма всасывающего клапана:</u> Построение 7 кривых скоростей и ускорений. Определение угловых скоростей и ускорений коромысла АВ в 7 рабочих положениях.	4-ая	а) КОСТИК Д.И. "Кинематика механизмов". б) ДОВОРОГУРСКИЙ С.И др. "Механизмы"
4.	<u>Кинематический анализ механизма</u> Определение сил инерции звеньев механизма в положениях, для которых построены планы ускорений Определение давлений в кинематических парах в тех же положениях механизма.	12-ая	С.О. ДОВОРОГУРСКИЙ "Механизмы" Н.И. КОЛЧИН "Механизмы" Ке Механика

178

№ во пор.	Содержание этапов	Литература : Гл. из ос: : основного : П о с о б и я : учебника:
5.	<p>Определение мощности трения в кинематических парах во всех рассмотренных выше положениях механизмов.</p> <p>Приведение сил трения. Построение диаграмм: $[M_{пр.тр}, \alpha] u [\Delta E_{тр}, \alpha]$</p> <p>Определение мощности, поглощаемой трением в парах.</p> <p>Примечание: Трением толкателей в направляющих пренебречь.</p>	<p>С.О. ДОВОРОГУРСКИЙ "Механизмы".</p> <p>15-ая Н.И. КОЛЧИН "Механика Машин" т.П.</p>
6.	<p>Приведение сил упругости пружин к оси вращения кулачка и построение диаграмм</p> <p>$[M_{пс}, \alpha] u [\Delta E_{пс}, \alpha]$</p>	<p>14-ая - " -</p>
7.	<p>Исследование движения механизма вращающегося клапана под действием сил упругости его пружины / кулачок в момент наибольшего открытия клапана устраняется/.</p> <p>Определять время посадки клапана.</p>	<p>14-ая С.О. ДОВОРОГУРСКИЙ "Механизмы"</p> <p>15-ая Н.И. КОЛЧИН "Механика машин" т.П.</p> <p>18-ая КЕТОВ и КОЛЧИН "Теория механизмов и машин".</p>

БИБЛИОТЕКА
ХИМИЧЕСКОГО
ИНСТИТУТА
ИМ. С.С. АВАХИМА