

Автореф.  
К 43

Министерство высшего и среднего специального образования УССР

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ  
ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ  
им. М. В. ЛОМОНОСОВА

---

НА ПРАВАХ РУКОПИСИ

КИРОВ  
СЕРГЕЙ ФЕДОРОВИЧ

**ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ  
СВОБОДНОГО ХОДА  
С ЭКСЦЕНТРИКОВЫМИ РОЛИКАМИ**

Специальность—05.02.02. Машиноведение и детали машин.

**АВТОРЕФЕРАТ  
ДИССЕРТАЦИИ НА СОИСКАНИЕ УЧЕНОЙ СТЕПЕНИ  
КАНДИДАТА ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК**

ОДЕССА — 1975

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
У С С Р

Одесский технологический институт пищевой промышленности  
им. М.В. Ломоносова

На правах рукописи

КИРОВ Сергей Федорович

ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ СВОБОДНОГО ХОДА С ЭКСЦЕНТРИКОВЫМИ  
РОЛИКАМИ

Переучет 1984 г.

Специальность - 05.02.02. Машиноведение и детали машин.

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени  
канд.дата технических наук

ОНАХТ 19.07.12  
Исследование механиз



v012548

Одесса - 1975

012548  
Одесский технологический  
институт пищевой промыш-  
ленности им. М.В. Ломоносова

Б И Б Л И О Т Е К А

Работа выполнена на кафедре деталей машин Одесского технологического института пищевой промышленности имени М.В.Ломоносова,

Научный руководитель - доктор технических наук, профессор  
МАЛЬЦЕВ В.Ф.

Официальные оппоненты:

Доктор технических наук, профессор ВАСИН Г.Г. ( г.Челябинск),  
кандидат технических наук, доцент ДЕНИСОВ Д.А. (Херсон ).

Ведущее предприятие - Специальное конструкторское бюро специальных станков ( г.Одесса ).

Автореферат разослан "27" мая 1975 г.

Защита состоится "27" июня 1975 г. на заседании ученого совета механического факультета Одесского технологического института пищевой промышленности им. М.В.Ломоносова.

Просим отзыв по автореферату в 2-х экземплярах, заверенных печатью учреждения, выслать по адресу: г.Одесса, 270039, ул.Свердлова, 112. ОТИПИ.

УЧЕНЫЙ СЕКРЕТАРЬ СОВЕТА

К.Т.Н.

(ЗАПОРОЖЕЦ Л.А.)

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В директивах XXIV съезда КПСС по 9-му пятилетнему плану подчеркивается необходимость опережающего развития специализированного производства деталей и узлов общемашино-строительного применения, к которым, в числе других, относятся и роликовые механизмы свободного хода (МСХ). Весьма перспективными из них являются механизмы с эксцентриковыми роликами. В ряде зарубежных стран (США, Англия, ФРГ и др.) налажено специализированное производство данных механизмов, которые с успехом используются в различных областях техники.

У нас в стране они применяются в наиболее ответственных узлах, требующих высокой надежности (стартеры двигателей самолетов, гидротрансформаторы, вертолеты, точные механизмы подачи и т.д.)

Отсутствие достаточно точных методов расчета и проектирования МСХ с эксцентриковыми роликами, а также научно-обоснованных рекомендаций по выбору наиболее оптимальных, с точки зрения долговечности, соотношений геометрических параметров механизма приводит нередко к созданию малонадежных или неработоспособных механизмов и, как следствие, к медленному внедрению их в производство в нашей стране. Недостаточное внедрение этих МСХ в технику объясняется также отсутствием специализированного производства эксцентриковых роликов и относительно малой изученностью механизмов, прежде всего, по линии точности изготовления и монтажа.

Цель работы - разработка более полной и уточненной методики расчета и проектирования механизмов с эксцентриковыми роликами на основе исследований их геометрии, жесткости, точности изготовления и монтажа.

Научная новизна. Впервые полно и всесторонне выяснены качественная и количественная стороны влияния отклонений основных

геометрических параметров на угол давления  $\varphi$ , изучены вопросы точности данных механизмов, теоретически и экспериментально исследован характер относительного перемещения роликов и обойм в процессе заклинивания МСХ с учетом скольжения, разработана методика расчета толщины эксцентриковых роликов.

Практическая ценность работы заключается в том, что на основе проведенных исследований разработаны рекомендации по точности изготовления и монтажа механизмов и выбору оптимальных соотношений геометрических параметров, позволяющих существенно повысить долговечность механизмов, а также предложены уточнения в методику расчета и проектирования МСХ с эксцентриковыми роликами.

Полученные результаты, способствующие дальнейшему совершенствованию механизмов, могут быть использованы при разработке нормали машиностроения на МСХ с эксцентриковыми роликами.

Апробация работы. Материалы работы доложены на :

- 4-ой Всесоюзной научно-технической конференции по вариаторам и передачам гибкой связью, Одесса, 1972 ;
- I-й Всесоюзной научной конференции по инерционно-импульсным механизмам, приводам и устройствам, Челябинск, 1972 ;
- заседании Одесского филиала Всесоюзного семинара по ТММ при Институте Машиноведения АН СССР, Одесса, 1973 ;
- XXXIII, XXXIV, XXXV научных конференциях Одесского технологического института пищевой промышленности им. М.В.Ломоносова (1973, 1974, 1975 гг. ).

Публикация. Основное содержание работы отражено в четырех публикациях, из которых во всесоюзных научно-технических журналах - одна, в республиканских сборниках - одна, в сборниках по материалам всесоюзных конференций - две.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из вве-

дения, пяти глав, общих выводов и рекомендаций, содержит 112 страниц машинописного текста, 56 рисунков и 2 таблицы. Библиография включает 138 наименований, из которых 60 - иностранных.

В первой главе дан обзор конструкций МСХ с эксцентриковыми роликами, разработанных и выпускаемых в настоящее время у нас в стране и за рубежом, приведены области их применения, а также рассмотрено состояние вопроса по исследованию данных механизмов.

Обзор показывает, что если в ряде зарубежных стран из года в год растет число выпускаемых конструкций МСХ с эксцентриковыми роликами, совершенствуется технология их изготовления и неуклонно расширяется область применения, то у нас в стране внедрение этих механизмов в современную технику осуществляется очень медленно.

Наиболее весомый вклад в развитие теории, опытного исследования, методов расчета и проектирования механизмов свободного хода с эксцентриковыми роликами внесли отечественные ученые В.Ф.Мальцев, М.Ф.Балжи, С.П.Баженов, В.Г.Белоглазов, Ю.А.Злоказов и В.А.Новиков. В диссертации сравнительно подробно изложено содержание проведенных ими работ. Из зарубежных исследователей следует отметить К.Штольца, С.Гарта, Л.Кингстона, Г.Боненштиля, Е.Ферриса, К.Кольмана, К.Тимтнера и др. Вопросы динамики роликовых МСХ в различного рода приводах и передачах рассмотрены в работах Г.В.Архангельского, В.А.Галасюка, Л.С.Гольдина, Д.А.Денисова, В.И.Крупского, В.Ф.Мальцева, Ю.Д.Плешакова, И.Ф.Сороки и ряда других авторов.

Однако, несмотря на то, что отечественными и зарубежными учеными проведен сравнительно большой объем теоретических и экспериментальных исследований по МСХ с эксцентриковыми роликами и достигнуты ощутимые успехи в создании достаточно совершенных и надежных конструкций этих механизмов, ряд вопросов остается нерешенным до настоящего времени.

Слабо изучено влияние изменений основных геометрических параметров на угол давления  $\varphi$ , от стабильности которого в процессе функционирования во многом зависит надежность и долговечность механизма.

Практически нерешенными остаются вопросы точности изготовления и монтажа механизмов. Приводимые в технической литературе некоторые данные зарубежных фирм основаны на опыте проектирования и эксплуатации механизмов и не имеют строгого научного обоснования.

Недостаточно изучены и вопросы жесткости механизмов. Зависимости, определяющие угол относительного поворота обойм в процессе заклинивания механизма, выведены приближенно и без учета скольжения, имеющего место в реальном МСХ. Отсутствует научно обоснованная методика расчета допустимой толщины эксцентриковых роликов, что приводит, в ряде случаев, к установке излишне узких роликов и их провороту между обоймами.

Остается невыясненным характер относительного перемещения роликов и обойм в процессе заклинивания, что требует соответствующих экспериментальных исследований этого периода.

До сих пор нет достаточно полной и всесторонней методики расчета и проектирования механизмов с эксцентриковыми роликами. Предложенные рядом авторов методики инженерного расчета имеют узкую направленность и не лишены некоторых существенных недостатков.

Вторая глава посвящена исследованию влияния изменений основных геометрических параметров на угол давления  $\varphi$ , вопросам точности изготовления и монтажа механизмов.

Несмотря на большое многообразие форм эксцентриковых роликов и конструктивных вариантов механизмов, работающих по принципу силового замыкания, все они, в конечном счете, могут быть сведены

к одной расчетной схеме с различным соотношением радиусов рабочих поверхностей роликов ( рис. I ).

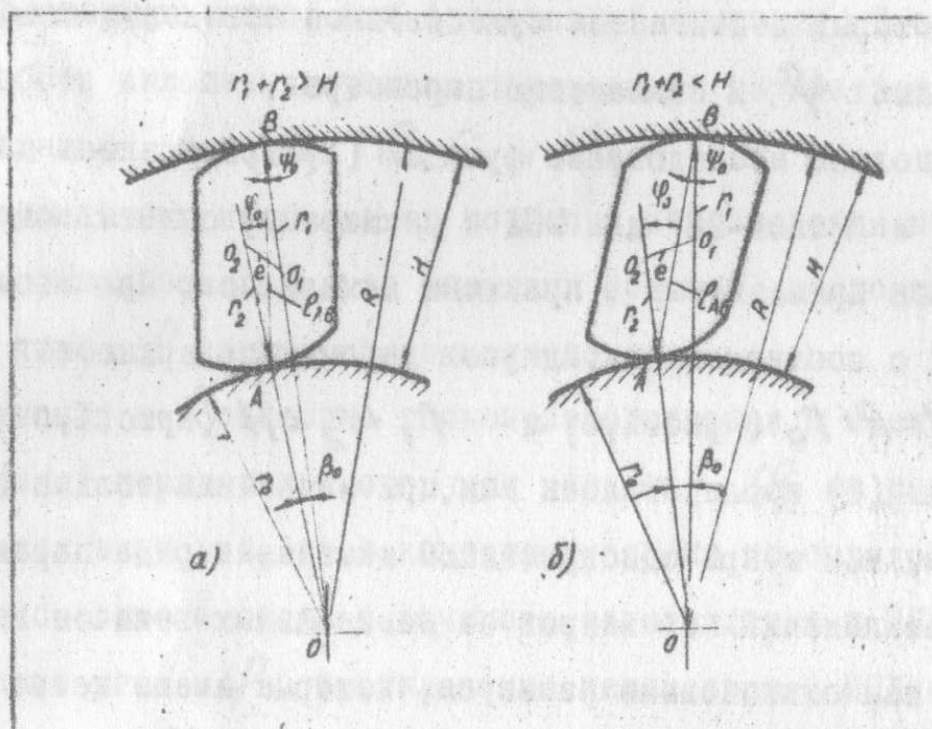


Рис. I

В общем случае угол давления  $\varphi$  зависит от пяти геометрических параметров и номинальное его значение может быть найдено по формуле

$$\varphi = \arcsin R \sqrt{\frac{1 - A^2}{R^2 + r_0^2 - 2Rr_0A}} \quad (I)$$

Здесь

$$A = \frac{(R + r_0 + r_2 - r_1)^2 - e^2}{2(R - r_1)(r_0 + r_2)} - 1,$$

где:

$R, r_0$  - радиусы рабочих поверхностей наружной и внутренней обойм ;

$r_1, r_2$  - радиусы рабочих поверхностей роликов, контактирующих соответственно с наружной и внутренней обоймами ;  $e$  - эксцентриситет ролика.

Аналитическим исследованием функции (I) выведены зависимости, определяющие такие соотношения рабочих поверхностей обоев и роликов, при которых достигается существенное повышение стабильности угла давления  $\varphi$  к отклонению параметров.

Более полное исследование функции (I) проводилось на ЭЦВМ "Раздан-2" и "Минск-22" для МСХ с размерами, охватывающими основной диапазон применяемых в практике механизмов. При этом рассматривались МСХ с соотношением радиусов рабочих поверхностей роликов  $r_1 + r_2 > H = R - r_0$  (рис. I, а) и  $r_1 + r_2 < H$  (рис. I, б). Поведение функции (I) исследовалось как при изменении только одного из параметров, так и при одновременном изменении ряда параметров. Диапазон отклонений параметров от номинальных величин выбирался близким к тем отклонениям размеров, которые имеют место в реальных МСХ.

Для исключения влияния абсолютных размеров соотношения геометрических параметров в МСХ выражались в относительных величинах:

$C_H = \frac{H}{R} = \frac{R - r_0}{R}$  - коэффициент, определяющий отношение расстояния между обоями к радиусу рабочей поверхности наружной обоев;  $C_r = \frac{1}{2} (C_{r_1} + C_{r_2})$ , где  $C_{r_1} = \frac{r_1}{H}$ ,  $C_{r_2} = \frac{r_2}{H}$  - коэффициенты, определяющие отношение радиусов рабочих поверхностей ролика и высоте зазора между обоями.

По результатам расчетов построены графики изменения угла  $\varphi$  с отклонением параметров для различных значений коэффициентов  $C_H$  и  $C_r$ , реальных МСХ.

Проведенными исследованиями выяснены качественная и количественная стороны влияния отклонений параметров на угол давления  $\varphi$ , а также даны рекомендации по выбору оптимальных, с точки зрения стабильности угла  $\varphi$ , значений  $C_H$  и  $C_r$ .

Для уменьшения "чувствительности" угла  $\varphi$  к отклонению

размеров механизма целесообразно выполнять рабочие поверхности ролика по логарифмической или Архимедовой спиралям. В связи с этим, в работе изложены методики определения параметров этих кривых при заданных значениях  $R, r_0$  и  $\varphi_0$ .

При определении необходимой точности изготовления и монтажа механизмов использовались два основных условия, зависящих от стабильности угла  $\varphi$  и жесткости механизма.

Так как при недостаточно точном изготовлении и монтаже МСХ возможен выход первоначального угла давления  $\varphi_0$  за рамки предельно допустимых значений, то в качестве условия по определению допустимой несоосности обойм и точности изготовления в МСХ с малой стабильностью угла  $\varphi$  и отклонению параметров (МСХ с  $C_H = 0,10 \div 0,50$ ;  $C_r = 0,530 \div 0,750$  или  $C_r = 0,470 \div 0,250$ ) может быть принято неравенство вида

$$[\varphi_0]_{\min} \leq \varphi_n \leq [\varphi_0]_{\max}, \quad (2)$$

где  $\varphi_n$  - угол давления с учетом погрешностей изготовления и монтажа;  $[\varphi_0]_{\min}$  - минимально допустимое значение угла давления, определяемое из условия саморасклинивания МСХ;

$[\varphi_0]_{\max}$  - максимально допустимое значение угла давления, определяемое из условия самозаклинивания механизма.

В механизмах с малой толщиной эксцентриковых роликов и с относительно большой податливостью обойм, допускающих значительные отклонения параметров с точки зрения стабильности первоначального угла давления  $\varphi$  (МСХ с  $C_H = 0,10 \div 0,50$ ;  $C_r = 0,501 \div 0,525$  или  $C_r = 0,499 \div 0,475$ ) при неточном изготовлении и монтаже возможен поворот роликов под нагрузкой. Поэтому в таких механизмах логичней пользоваться условием непроворачиваемости роликов в пе-

риод заклинивания, имеющим вид ( рис.1 )

$$L_{ABmax} > H_{max} = R - r_0 + a + u_1 + u_2 + \Delta u_{изг} + \delta', \quad (3)$$

где  $L_{ABmax}$  - максимально возможное расстояние между крайними точками рабочих поверхностей ролика, контактирующих с обоймами, которое при заданной высоте ролика зависит от его подъема и толщины ;  $R, r_0$  - радиусы рабочих поверхностей наружной и внутренней обойм ;  $a$  - несоосность обойм ;  $u_1, u_2$  - суммарные деформации роликов и обойм соответственно в местах соприкосновения роликов с наружной и внутренней обоймами ;  $\Delta u_{изг}$  - величина, определяющая увеличение  $H$  из-за погрешностей в изготовлении рабочих поверхностей обойм ;  $\delta$  - износ рабочих поверхностей обойм и роликов.

Чаще всего в практике центрирование обойм МСХ осуществляется при установке подшипников качения, поэтому при расчетах точности изготовления механизмов величину несоосности обойм в первом приближении принимали равной начальному радиальному зазору в шарикоподшипнике нормального класса точности.

На основании проведенных расчетов можно рекомендовать изготавливать основные звенья МСХ :

1. По 2-му классу точности при  $r_1 + r_2 > H$  и соотношениях параметров  $C_H = 0,10 + 0,50$  ;  $C_r = 0,56 + 0,70$ , а также при  $r_1 + r_2 < H$  и соотношениях параметров  $C_H = 0,10 + 0,50$  ;  $C_r = 0,44 + 0,30$ .

2. По классу точности 2<sup>А</sup> при  $r_1 + r_2 > H$  и соотношениях параметров  $C_H = 0,10 + 0,50$ ,  $C_r = 0,550 + 0,550$ , а также при  $r_1 + r_2 < H$  и соотношениях параметров  $C_H = 0,10 + 50$ ,  $C_r = 0,47 + 0,45$

3. По 3-му классу точности в МСХ с  $r_1 + r_2 > H$  при значениях коэффициентов  $C_H = 0,20 + 0,50$ ,  $C_r = 0,501 + 0,525$  ; а в МСХ с  $r_1 + r_2 < H$  при значениях  $C_H = 0,20 + 0,50$  и  $C_r =$

= 0,499 + 0,475.

Значение допустимой несоосности для механизмов с различными значениями  $C_H$  и  $C_r$  приведены в таблице I. Здесь даны как абсолютные значения  $\Delta_{доп}$  (меньшие значения соответствуют механизмам с меньшими размерами), так и значения несоосности, выраженные в относительных единицах  $\frac{\Delta_{доп}}{R}$ .

Таблица 1.

$L_r$	$\Delta_{доп} (MM)$					
	$C_H = 0,1$	$C_H = 0,2$	$C_H = 0,3$	$C_H = 0,4$	$C_H = 0,5$	
0,50	0,50	0,10+0,25	0,08+0,30	0,070+0,35	0,060+0,35	0,05+0,35
0,51	0,49	0,10+0,25	0,08+0,30	0,070+0,35	0,060+0,35	0,050+0,35
0,52	0,48	0,10+0,25	0,08+0,30	0,070+0,35	0,060+0,35	0,050+0,35
0,53	0,47	0,07+0,15	0,06+0,25	0,060+0,30	0,05+0,30	0,050+0,30
0,54	0,46	0,06+0,10	0,035+0,15	0,035+0,25	0,04+0,25	0,040+0,25
0,55	0,45	0,03+0,08	0,025+0,10	0,025+0,15	0,03+0,20	0,03+0,20
0,60	0,40	0,03+0,06	0,018+0,08	0,016+0,10	0,017+0,12	0,025+0,15
0,65	0,35	0,02+0,05	0,014+0,06	0,012+0,08	0,012+0,08	0,014+0,09
0,70	0,30	0,02+0,04	0,012+0,05	0,009+0,06	0,009+0,06	0,010+0,06
0,75	0,25	0,01+0,03	0,010+0,04	0,008+0,05	0,007+0,05	0,007+0,04
0,80	0,20	0,01+0,02	0,007+0,03	0,007+0,04	0,006+0,04	0,006+0,03
$C_r$	$\Delta_{доп}/R$					
0,50	0,50	0,00150	0,00200	0,00250	0,00300	0,00350
0,51	0,49	0,00150	0,00200	0,00250	0,00300	0,00350
0,52	0,48	0,00150	0,00200	0,00250	0,00300	0,00350
0,53	0,47	0,00090	0,00150	0,00200	0,00250	0,00300
0,54	0,46	0,00065	0,00090	0,00150	0,00200	0,00250
0,55	0,45	0,00045	0,00065	0,00090	0,00150	0,00200
0,60	0,40	0,00035	0,00045	0,00065	0,00090	0,00150
0,65	0,35	0,00030	0,00035	0,00045	0,00065	0,00090
0,70	0,30	0,00025	0,00030	0,00035	0,00045	0,00065
0,75	0,25	0,00020	0,00025	0,00030	0,00035	0,00045
0,80	0,20	0,00015	0,00020	0,00025	0,00030	0,00035

В третьей главе проведено теоретическое исследование относительного перемещения обойм и роликов в процессе заклинивания с учетом скольжения в МСХ и разработана методика определения минимально допустимой толщины эксцентриковых роликов.

При исследовании процесса заклинивания рассмотрены два возможных случая переносного движения ролика:

- а) совместно с наружной обоймой ( рис.2, а ) ;
- б) совместно с внутренней обоймой ( рис.2, б ).

Для случая, когда ролик движется совместно с наружной обоймой,



Для обоих случаев выведены также формулы по определению положения ролика в процессе заклинивания в зависимости от величины прикладываемого момента.

В работе предложен метод расчета толщины ролика, базирующийся на условии его непроворачиваемости ( см. неравенство 3 ) с учетом возможных отклонений геометрических параметров от номинальных величин ( рис.3 ). Полученное из этого условия значение минимально допустимой толщины  $S$  определяется выражением

$$S = 2r_2 \sin \gamma \sin \theta. \quad (6)$$

Здесь

$$\gamma = \arcsin \frac{H_{max} \cdot \sin \varphi}{K \cdot e} - \arcsin \frac{(R-r_1) \sin \beta_0}{e},$$

где  $H_{max}$  - максимально возможное расстояние между рабочими поверхностями обойм с учетом его отклонения от номинального значения и деформаций обойм ;  $K \approx \frac{R}{R-r_1}$ .

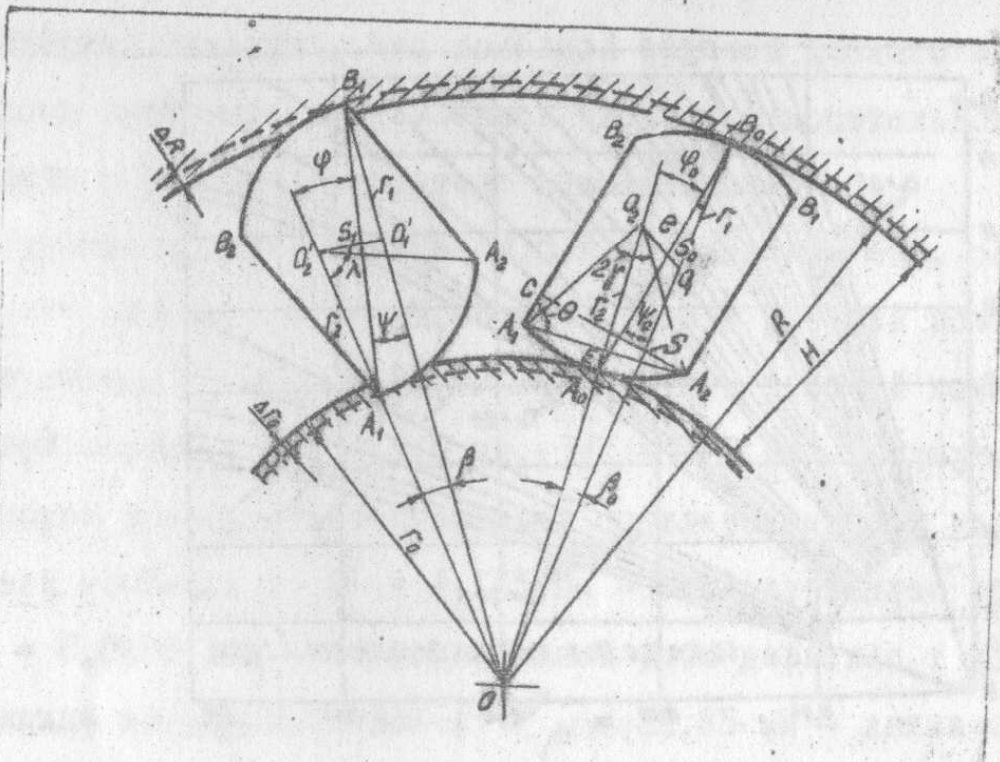


Рис. 3

Угол  $\theta$  в выражении (6) зависит от конфигурации ролика ( для выбранной нами расчетной схемы  $\theta = 90^\circ - \varphi_0$  ).

Полученное значение  $S$  не является окончательным. При расчете следует еще учесть возможность проворота ролика, когда крайние точки его рабочих поверхностей достигнут зон контактных площадок в местах соприкосновения ролика с обоймами. Поэтому окончательное значение минимально допустимой толщины ролика должно определяться из равенства

$$B = S + b_1 + b_2, \quad (7)$$

где  $b_1, b_2$  - ширина контактной полоски сжатия в зоне контакта ролика соответственно с наружной и внутренней обоймами.

На рис.4 приведены графики зависимости  $S = f\left(\frac{\Delta H}{H}\right)$ , полученные на ЭЦВМ для различных соотношений параметров механизма, выраженных коэффициентами  $C_r = \frac{r_1 + r_2}{2H}$  и  $C_H = \frac{H}{R}$ .

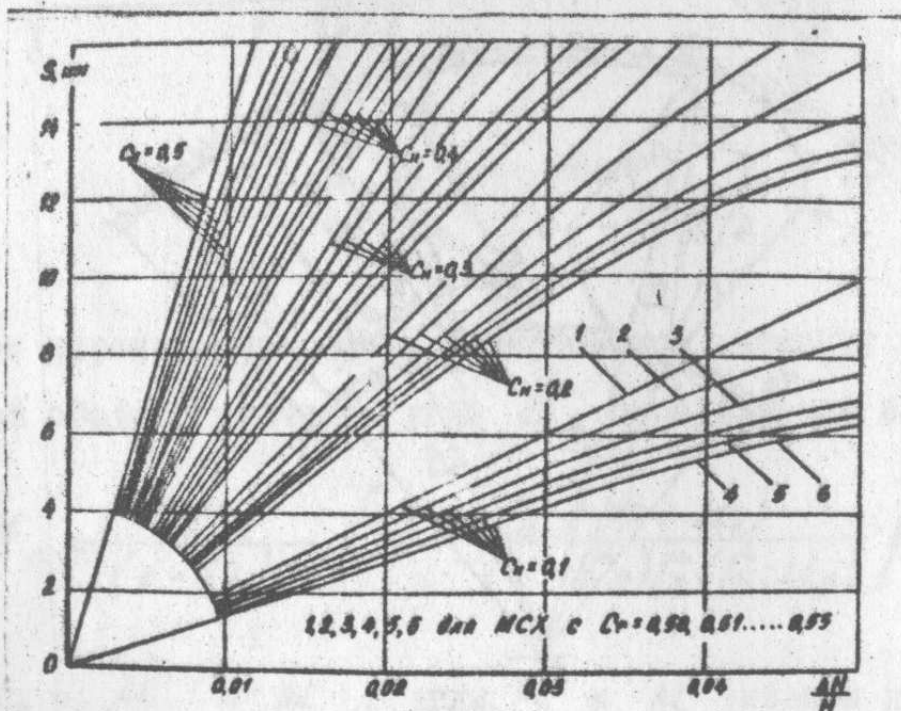


Рис. 4

Графики построены для значения  $\varphi_0 = 3^\circ$ , однако ввиду узкого диапазона рекомендуемых значений этого угла ( $2^\circ + 4^\circ$ ) могут быть с достаточной для практических расчетов точностью использованы и при других значениях  $\varphi_0$ , лежащих в указанных пределах.

Необходимо отметить, что проведенные нами сравнительные расчеты на устойчивость по продольному изгибу дали существенно меньшие значения толщины ролика.

В четвертой главе изложены основные задачи, методика и результаты экспериментальных исследований процесса заклинивания.

Статические испытания процесса заклинивания проводились с целью проверки теоретических зависимостей по определению перемещения обойм и роликов в этот период (гл. III). Наряду с опытным определением характеристики жесткости МСХ, ставились задачи исследования характера скольжения по рабочим поверхностям обойм, степени влияния скольжения на величину угла  $\xi$  относительного поворота обойм, а также определения суммарных деформаций обойм и роликов и действительного угла давления  $\varphi$  после приложения нагрузки.

Необходимо отметить, что основной задачей данного эксперимента являлось выяснение качественной стороны относительного перемещения обойм и роликов в процессе заклинивания.

В качестве объекта испытаний был использован МСХ, основные параметры которого:  $R = 45,65$  мм - радиус рабочей поверхности наружной обоймы;  $r_0 = 36,09$  мм - радиус рабочей поверхности внутренней обоймы;  $r_1 = 5,0$  мм,  $r_2 = 5,5$  мм - радиусы рабочих поверхностей ролика, контактирующих соответственно с наружной и внутренней обоймами;  $e = 1,115$  мм - эксцентриситет ролика;

$\varphi_0 = 4^\circ = 0,0698$  рад - первоначальный угол давления;  $S_H = 34,35$  мм - толщина наружной обоймы;  $l_p = 22,85$  мм - длина эксцентрикового ролика;  $B = 5,20$  мм - толщина эксцентрикового ролика;  $Z = 34$  - число эксцентриковых роликов.

Механизм нагружался крутящим моментом до 400 н.м. через каждые 50 н.м. Были проведены три серии исследований, в первой из которых МСХ не имел смазки, а в последних смазывался соответственно маслом Индустриальное 20 ( веретенное 3 ) и УС-1 ( пресс-солидол ).

Результаты измерений подвергались математической обработке. Необходимое число опытов прогнозировалось и для получения относительной ошибки результатов не более 5 % не превышало 15. С целью повышения точности результатов измерений, в каждой из отмеченных ранее серий испытаний было проведено по 20 опытов.

Так как полученные при исследованиях опытные данные не давали возможности непосредственно проследить характер перемещения роликов и обоев в процессе заклинивания, то в главе разработана методика косвенного расчета параметров, необходимых для выяснения картины относительного перемещения основных звеньев МСХ, определения деформаций нагруженных элементов и действительного угла давления

$\varphi$ .

Как показывают результаты эксперимента и теоретические расчеты, значения суммарных деформаций  $\epsilon_1$  и  $\epsilon_2$  в местах контакта ролика соответственно с наружной и внутренней обоймами по величине практически равны между собой. Чуть большее значение имеют деформации  $\epsilon_2$ , что объясняется достаточно большой жесткостью наружной обоймы испытываемого МСХ и меньшей величиной приведенного радиуса кривизны в зоне контакта ролика с внутренней обоймой, нежели с наружной. Экспериментальные значения деформаций на 12 + 15 % выше полученных расчетным путем и зависимость этих деформаций от крутящего момента носят нелинейный характер.

Угол давления  $\varphi$  непрерывно возрастает с увеличением момента, причем изменение этого угла мало (  $\Delta \varphi < 10'$  ) ввиду значи-

тельной жесткости механизма.

По данным эксперимента построены кривые удельных скольжений  $\tau_B$  и  $\tau_H$  ролика в функции от крутящего момента (рис.5). Как следует из этих кривых, ролик при своем качении отстает от внутренней обоймы ( $\tau_B > 0$ ) и опережает наружную ( $\tau_H < 0$ ). Абсолютные величины удельных скольжений при заклинивании МСХ со смазкой несколько выше, чем при работе его без смазки, при этом значения их увеличиваются с повышением вязкости масла. С ростом нагрузки уменьшаются не только абсолютные величины  $\tau_H$  и  $\tau_B$ , но и разница в их значениях для каждого из удельных скольжений при различных условиях смазки. Это объясняется, по всей видимости, выдавливанием смазки на контактирующих поверхностях при больших значениях крутящего момента.

Механизм представляет собой нелинейную систему (рис.6). Угол  $\xi$  относительного поворота обойм повышается с увеличением вязкости масла, однако различие в углах  $\xi$  при заклинивании МСХ со смазкой и без не столь существенно (не более 12%).

Для проверки расчетных зависимостей (4) и (5) по определению угла  $\xi$  наряду с экспериментальными кривыми построены кривые, найденные расчетным путем. Анализ графиков показывает, что полученные без учета скольжения расчетные значения угла  $\xi$  в 1,5-20 раза меньше действительных. Можно предполагать, что это различие будет еще более существенным в случае динамического приложения нагрузки. Наибольшую сходимость с экспериментальной характеристикой жесткости дают значения угла  $\xi$ , найденные для опытных величин деформаций по формуле 4 (в опыте - ведущая наружная обойма) с учетом скольжения в МСХ.

К.О. 12548

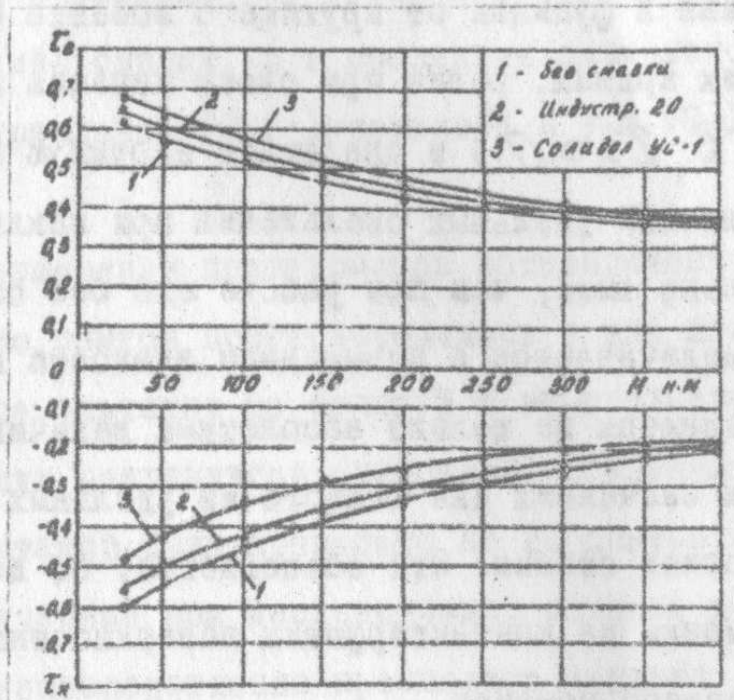


Рис. 5

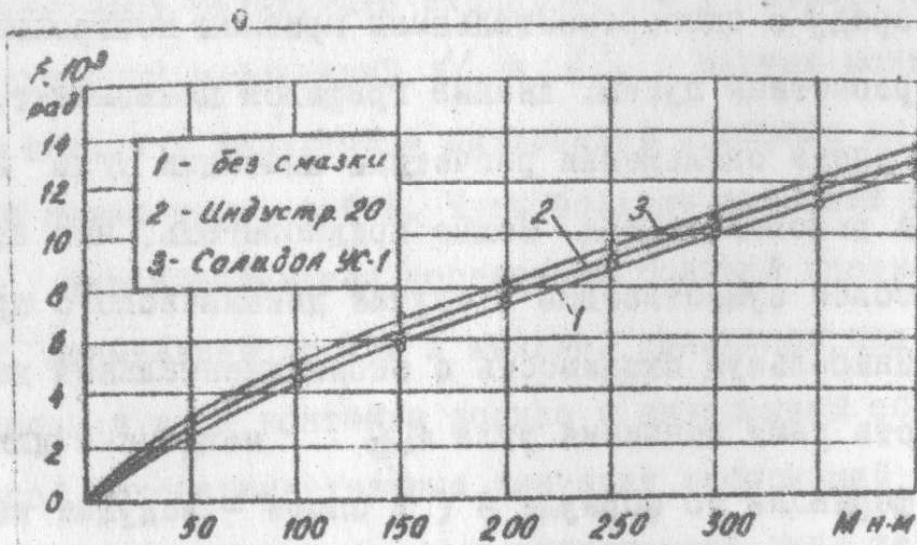


Рис. 6

Пятая глава посвящена основным вопросам расчета и проектирования механизмов с эксцентриковыми роликами.

Здесь даны рекомендации по определению и выбору геометрических параметров МСХ : радиусов рабочих поверхностей обойм и роликов ; высоты, толщины и числа эксцентриковых роликов ; толщины наружной и внутренней обойм ; первоначальных углов давления и т.д.

Рассмотрены вопросы расчета механизмов на прочность и жесткость.

Приведены данные по точности изготовления основных элементов МСХ и точности его монтажа для механизмов с различной геометрией рабочих поверхностей роликов и различными условиями эксплуатации. Изложены соображения о характере расположения полей допусков на основные размеры механизма, при котором обеспечивается наименьшее изменение первоначального угла давления  $\varphi_0$  в процессе изготовления МСХ.

Намечены пути совершенствования механизмов и приведена последовательность их расчета и проектирования.

## РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ, ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

1. Обзор монографической, патентной и журнальной литературы по МСХ с эксцентриковыми роликами показывает, что до настоящего времени недостаточно изучены вопросы жесткости механизмов, точности их изготовления и монтажа и влияния изменений основных геометрических параметров на угол давления  $\varphi$ . Отсутствуют научно обоснованные рекомендации по выбору наиболее оптимальных, с точки зрения надежности и долговечности, соотношений параметров механизма, а также достаточно полная и всесторонняя методика расчета и проектирования данных механизмов.

2. В действующую в настоящее время нормаль ( МН-3-61) "Муфты

обгонные роликовые" не включены механизмы с эксцентриковыми роликами, что является ее существенным недостатком.

3. Теоретическими исследованиями влияния изменений основных геометрических параметров на угол давления  $\varphi$  установлено:

а) угол  $\varphi$  может возрастать, убывать или оставаться неизменным в зависимости от характера и величин отклонений параметров;

б) равные по величине изменения основных параметров в области их реальных отклонений оказывают приблизительно одинаковое по величине влияние на изменение угла  $\varphi$  (разница не более 3%);

в) интенсивность изменения угла  $\varphi$  во многом зависит от соотношений основных размеров механизма;

г) для МСХ с малой стабильностью данного угла к отклонению параметров характер его изменения (в области допустимых значений) близок к линейному.

На основании проведенных исследований разработаны рекомендации по определению к выбору оптимальных, с точки зрения повышения стабильности угла  $\varphi$ , соотношений геометрических параметров.

4. Приведены методики определения параметров логарифмической и Архимедовой спиралей в случае изготовления рабочих поверхностей ролика по этим кривым.

5. Точность изготовления и монтажа МСХ с эксцентриковыми роликами следует выбирать дифференцированно в зависимости от соотношений основных параметров, размеров механизма, стабильности угла давления  $\varphi$  и условия непроворачиваемости роликов в пространстве между обоймами.

6. Механизмы с большой стабильностью угла  $\varphi$  могут быть изготовлены по классу точности 2<sup>в</sup> или 3-му классу, а в механизмах с малой стабильностью этого угла при изготовлении основных звеньев допуски на размеры следует назначать по 2-му классу точности, а

при центрировании обоев применять подшипники качения повышенных классов точности.

7. Выведены зависимости, определяющие угол относительного поворота обоев и перемещение ролика в процессе заклинивания механизма с учетом скольжения ролика по рабочим поверхностям обоев. Расчетами установлено, что податливость механизма повышается с увеличением отношений радиусов рабочих поверхностей ролика к радиусам поверхностей обоев.

8. В процессе проектирования МСХ минимально допустимую толщину эксцентрикового ролика следует определять из условия его непроизводимости с учетом ширины контактных площадок скатки в зонах контакта ролика с обоями.

9. Экспериментальные исследования процесса заклинивания механизма при статическом характере его нагружения показали:

- а) характеристика жесткости механизма нелинейная;
- б) при заклинивании МСХ происходит качение ролика по рабочим поверхностям обоев с проскальзыванием, при этом ролик при перекачивании как бы опережает движение наружной обоев и отстает от движения внутренней;
- в) абсолютные значения удельных скольжений возрастают с повышением вязкости смазки и уменьшаются с ростом нагрузки;
- г) полученные в работе теоретические зависимости по определению угла относительного поворота обоев с учетом скольжения в МСХ дают значение этого угла с точностью до 10 %, совпадающие с опытными.

10. При расчете угла относительного поворота обоев необходимо учитывать скольжение, так как в противном случае расчетные значения этого угла получаются существенно меньшими действительных. Уточнение характеристик жесткости механизмов с учетом скольжения

можно производить за счет введения в расчетные формулы коэффициентов, полученных по результатам экспериментальных исследований типовых образцов МСХ.

II. На основе накопленного опыта проектирования роликовых МСХ и результатах данной работы предложена методика расчета и проектирования МСХ с эксцентриковыми роликами и намечены пути их совершенствования.

Основное содержание работы освещено в следующих публикациях:

1. Мальцев В.Ф., Киров С.Ф. О точности изготовления основных элементов механизмов свободного хода с эксцентриковыми роликами. Тезисы докладов 4-ой Всесоюзной научно-технической конференции по вариаторам и передачам гибкой связью. Одесса. Изд. Од. обл. орг. общества "Знание", 1972.

2. Киров С.Ф. Определены допустимой несоосности обшей в механизмах свободного хода с эксцентриковыми роликами. Труды I-й Всесоюзной научной конференции по инерционно-импульсным механизмам, приводам и устройствам. Челябинск, изд. ЧПИ, 1974.

3. Мальцев В.Ф., Киров С.Ф. О проектировании и расчете механизмов свободного хода с эксцентриковыми роликами. "Вестник машиностроения", 1974, № 10.

4. Мальцев В.Ф., Киров С.Ф. Точность и пути повышения надежности механизмов свободного хода с эксцентриковыми роликами. В сб. "Детали машин", вып. 18. Киев, изд. "Техніка", 1974.