

05.02.02
В191

На правах рукописи

Васильев Максим Станиславович

**ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ
ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДВИЖЕНИЯ РЕВОЛЬВЕРНЫХ ПИТАТЕЛЕЙ**

Специальность 05.02.02 – “Машиноведение и детали машин”

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Челябинск 2000

Работа выполнена на кафедре “Компьютерные технологии и бизнес в обработке материалов давлением” Южно-Уральского государственного университета.

Научный руководитель – доктор технических наук, профессор Катков Н.П.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор

Пожбелко В.И.;

кандидат технических наук, профессор

Савельев Г.В.

Ведущее предприятие – Федеральное государственное унитарное предприятие “Челябинский автоматно-механический завод”.

Защита состоится “ _____ ” _____ 2000 г., в _____ часов,
на заседании специализированного совета К 053.13.02 по присуждению
ученой степени кандидата технических наук в Южно-Уральском
государственном университете по адресу:
454080, г. Челябинск, пр. им. В.И.Ленина, 76.

Автореферат разослан “ _____ ” _____ 2000 г.

Отзывы в двух экземплярах, заверенных печатью, просьба высылать по
указанному адресу на имя ученого секретаря совета.

Ученый секретарь

специализированного совета,

кандидат технических наук, доцент



В.В. Жестков

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Автоматизация производства освобождает человека от непосредственного участия в выполнении операций вспомогательного назначения, приводит к повышению производительности труда и качества выпускаемой продукции. Одной из операций вспомогательного назначения является питание технологической машины предметами обработки. Для выполнения этой функции в производстве получили распространение револьверные питатели (подачи), которые состоят из привода, преобразующего механизма и транспортного элемента в виде поворотного диска. Преобразующий механизм обеспечивает периодические остановки поворотного диска на время выполнения технологической операции. Периодичность движения может осуществляться получервячным, мальтийским, храповым и фрикционными механизмами. В названных механизмах остановка поворотного (револьверного) диска обеспечивается за счет разрыва кинематической цепи на время остановки с последующим ее замыканием на время движения. В моменты остановки диска и последующего разгона возникают большие динамические нагрузки на детали механизма периодического движения (МПД), приводящие к их быстрому износу и поломкам.

Зубчато-рычажные МПД обеспечивают остановку поворотного стола без разрыва кинематической цепи. Они менее динамичны, поэтому могут применяться в более быстроходных технологических машинах и не требуют применения тормозов и фиксаторов поворотного диска, которые являются наименее надежными элементами подачи. Однако приближенный характер обеспечиваемой остановки при требуемой точности позиционирования поворотного диска накладывает ограничения на достигаемое время остановки. Эти ограничения различны в зубчато-рычажных МПД с разной структурой. В имеющихся литературных источниках отсутствуют необходимые материалы для решения вопроса о наиболее рациональной структуре механизма и расчета размерных параметров МПД для револьверных питателей с различными показателями технических характеристик. Решение этих вопросов будет способствовать более широкому применению в производстве револьверных питателей с зубчато-рычажными МПД и увеличению быстродействия технологических машин.

Цель работы – установление зависимости кинематических характеристик зубчато-рычажных МПД от их структуры и размерных параметров; разработка на этой основе методики проектирования механизмов, обеспечивающих наперед заданные показатели технической характеристики револьверных питателей.

Методы исследования: построение с использованием метода замкнутых контуров математических моделей кинематики зубчато-рычажных механизмов различной структуры; определение методом параметрического анализа при численном решении математических моделей количественных зависимостей влияния структуры и размерных параметров механизмов на их кинематические, размерные и энергосиловые характеристики; экспериментальное исследование

путем непосредственного измерения величины угла стояния и точности позиционирования поворотного диска в процессе его приближенной остановки.

Научная новизна:

—создана математическая модель кинематики, позволяющая изучать зависимость кинематических характеристик от размерных параметров зубчато-рычажных механизмов различной структуры;

—впервые выполнен качественный и количественный анализ влияния структуры и размерных параметров названных механизмов на их кинематические, габаритные показатели и возможности регулирования величины угла стояния;

—установлены границы рационального использования той или иной структурной схемы зубчато-рычажного МПД;

—разработана методика определения структуры механизма периодического движения и значений размерных параметров по наперед заданным показателям технической характеристики револьверного питателя.

Практическая ценность. Полученные результаты позволяют создавать револьверные питатели для загрузки предметов обработки в рабочую зону технологических машин, отличающиеся малой динамичностью и повышенной надежностью в сравнении с другими конструкциями. Более широкое применение подобных револьверных питателей позволит существенно повысить быстроходность технологических машин, особенно таких, как кривошипные штамповочные прессы.

Реализация результатов работы. Руководящие материалы по определению параметров зубчато-рычажных МПД револьверных питателей приняты к использованию на Федеральном государственном унитарном предприятии «Челябинский автоматно-механический завод», стенд «Зубчато-рычажный механизм периодического движения» применяется при лабораторных работах студентов на кафедре КТБОМД Южно-Уральского государственного университета, с чем имеются акты внедрения.

Апробация работы. Основные положения работы докладывались на Второй международной технической конференции «Проблемы пластичности в технологии», г.Орел, 1998г. и ежегодных научно-технических конференциях ЮУрГУ в период 1994...1999 гг.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 9 печатных работ.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, шести глав основного текста, заключения, списка литературы из 84 наименований и пяти приложений. Общий объем работы 156 страниц. Текст изложен на 140 страницах, имеет 23 таблицы и иллюстрирован 59 рисунками на 47 страницах.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Глава 1. Состояние вопроса и задачи исследования

Исследованию влияния различных факторов конструктивного, технологического и эксплуатационного характера механизмов периодического движения на их работоспособность посвящены работы Артоболевского И.И.,

Векилова Р.В., Власова В.И., Вирабова Р.В., Есипенко Я.И., Зазяна Ф.С., Зиновьева В.А., Карелина В.С., Кожевникова С.Н., Левитского Н.И., Майсюка Л.Б., Марнаутова Г.Е., Нахапетяна Е.Г., Сергеева В.И., Черкудинова С.А., Шашкина А.С., Hain K., Jahr W., Rath W., Volmer J. и других отечественных и зарубежных авторов. Результаты исследования убедительно показывают, что получервячные, мальтийские, храповые и фрикционные механизмы периодического движения не обеспечивают необходимой долговечности револьверных питателей при использовании их в быстродействующих технологических машинах, более предпочтительны для этой цели зубчато-рычажные МПД.

Зубчато-рычажный МПД простейшей структуры рассматривался в значительном количестве литературных источников. К сожалению, результаты исследований не получили должного обобщения. Отсутствует единая методика расчета размерных параметров, обеспечивающих заданные показатели кинематической характеристики такие, как точность позиционирования и время (или угол) остановки выходного звена. Все исследователи, однако, сходятся в том, что возможности механизма простейшей структуры по обеспечению угла стояния – ограничены. Предлагаемые некоторыми авторами решения по увеличению угла стояния при заданной точности позиционирования за счет увеличенного зазора в зубчатой передаче приводят к ухудшению динамической характеристики механизма. Введение кулачкового звена в структуру зубчато-рычажного механизма, предлагаемое другими авторами тоже нельзя признать удачным решением, т.к. кулачок является нетехнологичным и быстроизнашивающимся элементом.

Более предпочтительным следует признать применение зубчато-рычажных механизмов более сложной структуры, которые обладают расширенными возможностями по обеспечению необходимой точности позиционирования и требуемого времени остановки поворотного диска. Вместе с тем эти механизмы изучены еще в меньшей степени, чем простейший зубчато-рычажный механизм, не установлена зависимость кинематических показателей от структуры и конкретных значений размерных параметров, отсутствует методика их определения.

Выявление кинематических возможностей известных зубчато-рычажных МПД в зависимости от их структуры и размерных параметров позволит решать задачи выбора наиболее рационального механизма для каждого отдельного случая и определять значения размерных параметров, обеспечивающих требуемые показатели технической характеристики револьверного питателя. В решении упомянутых вопросов и заключается цель настоящего исследования.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Уточнить математическую модель кинематики простейшего зубчато-рычажного МПД, являющегося основой для более сложных зубчато-рычажных механизмов, и с ее помощью установить количественные зависимости показателей приближенной остановки поворотного диска от размерных параметров этого механизма и определить их предельные возможности.

2. Разработать математическую модель кинематики более сложных зубчато-рычажных МПД и на ее основе определить степень влияния структуры механизма и размерных параметров на возможности увеличения угла поворота входного кривошипа за время приближенной остановки поворотного диска (угол стояния) при заданной точности позиционирования и на энергосиловую характеристику механизма.

3. На основе полученных результатов разработать методику определения размерных параметров простейшего зубчато-рычажного МПД по заданной точности позиционирования поворотного диска, определить предельное значение угла стояния, обеспечиваемое этим механизмом.

4. На основе полученных результатов разработать методику выбора наиболее рациональной структуры механизма и определения значений размерных параметров, обеспечивающих заданные значения кинематических показателей остановки поворотного диска при более выгодных значениях углов передачи в двухкривошипных шарнирных четырехзвенниках.

5. Выполнить экспериментальную проверку достоверности полученных теоретических результатов.

Глава 2. Анализ зависимости кинематических характеристик простейшего зубчато-рычажного МПД от его размерных параметров

Установлено, что различие приводимых в литературных источниках зависимостей угла ψ поворота выходного колеса Z_3 (см. рис. 1) от угла φ поворота ведущего кривошипа a вызвано тем, что угол ψ связан в них с углами между разными звеньями кривошипно-коромыслового четырехзвенника $a-b-c-d$. В реферируемой работе получены следующие обобщенные выражения:

$$\psi = \frac{Z_1}{Z_3} \varphi + \frac{Z_1 + Z_2}{Z_3} (\mu - \mu_0) + \frac{Z_3 - Z_1}{Z_3} (\gamma - \gamma_0); \quad (1)$$

$$\mu = \arccos \frac{b^2 + c^2 - a^2 - d^2 + 2 \cdot a \cdot d \cdot \cos \varphi}{2 \cdot b \cdot c}; \quad (2)$$

$$\gamma = 180^\circ - \left(\arctg \frac{a \cdot \sin \varphi}{d - a \cdot \cos \varphi} + \arctg \frac{b \cdot \sin \mu}{c - b \cdot \cos \mu} \right). \quad (3)$$

Выражения аналогов угловой скорости ω и углового ускорения ε выходного колеса Z_3 , полученные при дифференцировании зависимостей (1...3), излишне громоздки и использование их при наличии вычислительной техники нерационально. Поэтому в диссертации использовались формулы приближенного дифференцирования:

$$\omega = \frac{\psi(\varphi + \Delta\varphi) - \psi(\varphi)}{\Delta\varphi}; \quad (4)$$

$$\varepsilon = \frac{\psi(\varphi + \Delta\varphi) - 2\psi(\varphi) + \psi(\varphi - \Delta\varphi)}{(\Delta\varphi)^2}; \quad (5)$$

где $\psi(\varphi)$; $\psi(\varphi+\Delta\varphi)$; $\psi(\varphi-\Delta\varphi)$ – выражают не произведения, а соответствующие значения ψ в зависимости от φ .

Установить величину угла $\psi_{об}$ обратного поворота выходного колеса Z_3 , характеризующего точность позиционирования поворотного диска, и угла $\varphi_{ст}$ поворота ведущего кривошипа a за время остановки выходного колеса Z_3 (угол стояния) непосредственно по (1...3) не представляется возможным из-за отсутствия явной зависимости между углами ψ и φ . Поэтому картина количественного влияния размерных параметров на характеристики приближенной остановки получена посредством численного решения зависимостей (1...3). Для этой цели разработан алгоритм и программа расчета на ЭВМ всех кинематических показателей механизма.

Предварительный анализ показал, что имеет место взаимное влияние всех размерных параметров на характеристики приближенной остановки. Требуемый угол $\varphi_{ст}$ стояния может быть получен при различных сочетаниях размерных параметров. Для целей синтеза механизма проведено исследование влияния изменения каждого из параметров на кинематические характеристики остановки выходного колеса при постоянных значениях других параметров. На рис. 2 приведены графики кинематических показателей в зависимости от изменения относительного параметра a/d для механизма, у которого $Z_1=Z_2=Z_3$, а значение угла передачи ограничено величиной $\mu=135^\circ$. Из рисунка видно, что параметр a/d оказывает значительное влияние на кинематические показатели механизма, а диапазон достигаемых значений угла стояния находится в узких пределах, т.к. с увеличением угла стояния происходит возрастание угла $\psi_{об}$ обратного поворота выходного колеса, что далеко не всегда допустимо.

В работе проанализировано влияние отношений чисел зубьев зубчатых колес на показатели приближенной остановки, в особенности на значение угла $\psi_{об}$ обратного поворота выходного колеса. Результаты свидетельствуют также о малом диапазоне изменения этих параметров в пределах допустимых значений угла $\psi_{об}$. Установлено, что большим значениям отношений Z_1/Z_2 и Z_1/Z_3 при одинаковом угле $\varphi_{ст}$ стояния отвечают меньшие значения угла $\psi_{об}$. Поскольку размеры звеньев b и c определяются принятыми отношениями чисел зубьев, то их влияние на показатели приближенной остановки не оценивалось.

Рассмотрен вопрос определения пределов изменения угла $\varphi_{ст}$ путем изменения величины стойки d за счет эксцентричной установки опор кривошипа a . С изменением величины d изменится и отношение a/d , от которого, как видно из рис. 2, зависит величина угла $\varphi_{ст}$. Вместе с тем изменение размера d вызовет изменение экстремальных значений угла передачи μ , от величины которых, как известно, зависят энергетические показатели шарнирного четырехзвенника $a-b-c-d$ и механизма в целом. Как показал анализ, при углах φ близких к экстремальным угловое ускорение ε выходного колеса приобретает максимальные значения. С точки зрения оценки динамичности зубчато-рычажного МПД важно знать как изменяются экстремальные значения угла передачи с изменением отношения a/d .

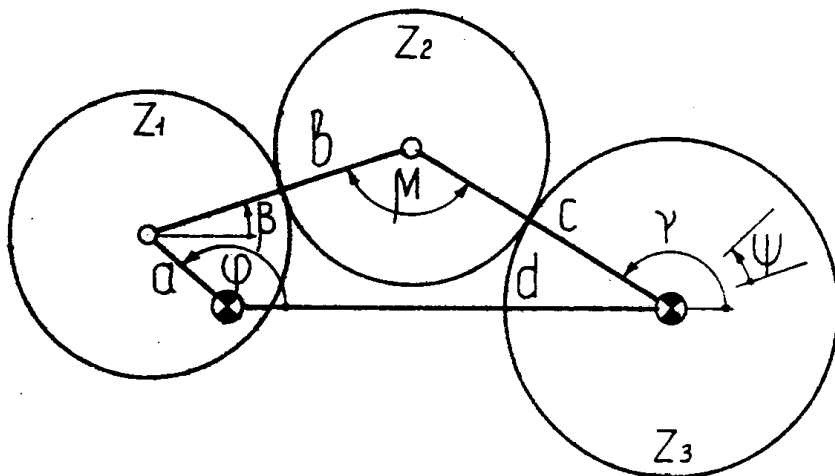


Рис. 1

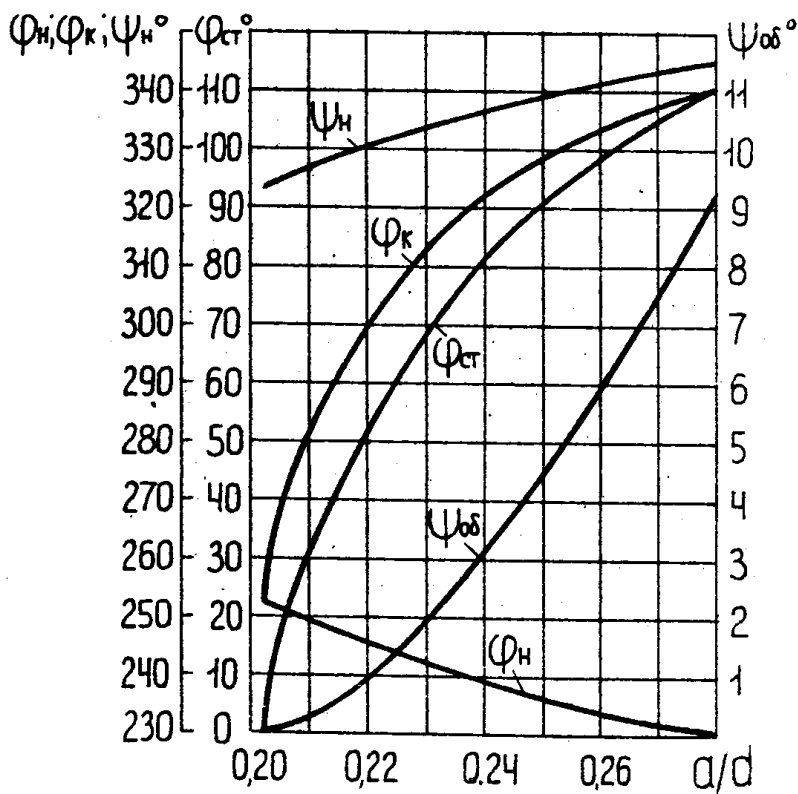


Рис. 2

Формулы для вычисления экстремальных значений углов передачи в зависимости от отношения a/d для механизмов с $Z_1=Z_2=Z_3$ имеют вид:

$$\mu_{\min} = \arccos \left[1 - \frac{a^2 \cdot (1-k)^2}{2 \cdot b^2 \cdot k^2} \right]; \quad (6)$$

$$\mu_{\max} = \arccos \left[1 - \frac{a^2 \cdot (1+k)^2}{2 \cdot b^2 \cdot k^2} \right], \quad (7)$$

где $k=a/d$.

На основе вычислений по формулам (6), (7) и аналогичным им построены графики, позволяющие решать вопрос о допустимых пределах изменения угла φ_{cm} стояния.

Глава 3. Анализ зависимости кинематических характеристик зубчато-рычажного МПД более сложной структуры от его размерных параметров

Структурно более сложные зубчато-рычажные МПД отличаются наличием кинематически связанных двухкривошипных шарнирных четырехзвенников $r_i-l_i-m_i-e_i$, на входе простейшего зубчато-рычажного механизма. На рис. 3 приведена схема механизма с двумя двухкривошипными шарнирными четырехзвенниками. Будем для сокращения называть такие механизмы шарнирно-зубчато-рычажными. Для определения величины угла φ_{mi} отклонения ведомого кривошипа m_i двухкривошипного четырехзвенника от его стойки e_i , в зависимости от угла α_i отклонения от стойки e_i его ведущего кривошипа r_i предложены зависимости:

$$\varphi_{mi} = \arctg \frac{B}{A} + \arccos \frac{A}{\sqrt{B^2 + A^2}}; \quad (8)$$

$$A = l_i^2 - r_i^2 - m_i^2 - e_i^2 + 2 \cdot r_i \cdot e_i \cdot \cos \alpha_i; \quad (9)$$

$$B = 2 \cdot m_i \cdot (r_i \cdot \cos \alpha_i - e_i); \quad (10)$$

$$B = 2 \cdot m_i \cdot r_i \cdot \sin \alpha_i. \quad (11)$$

Аналоги угловой скорости ω_{mi} и углового ускорения ε_{mi} кривошипа m_i определяются по приближенным зависимостям, аналогичным зависимостям (4) и (5):

$$\omega_{mi} = \frac{\varphi_{mi}(\alpha_i + \Delta\alpha_i) - \varphi_{mi}(\alpha_i)}{\Delta\alpha_i}; \quad (12)$$

$$\varepsilon_{mi} = \frac{\varphi_{mi}(\alpha_i + \Delta\alpha_i) - 2\varphi_{mi}(\alpha_i) + \varphi_{mi}(\alpha_i - \Delta\alpha_i)}{(\Delta\alpha_i)^2}. \quad (13)$$

Подстановкой найденных значений угла φ_m поворота ведомого кривошипа m , непосредственно связанного с входным кривошипом a зубчато-рычажной части механизма, в выражения (1...5) находятся значения угла ψ отклонения выходного колеса от его начального положения и аналоги угловой скорости ω и углового ускорения ε .

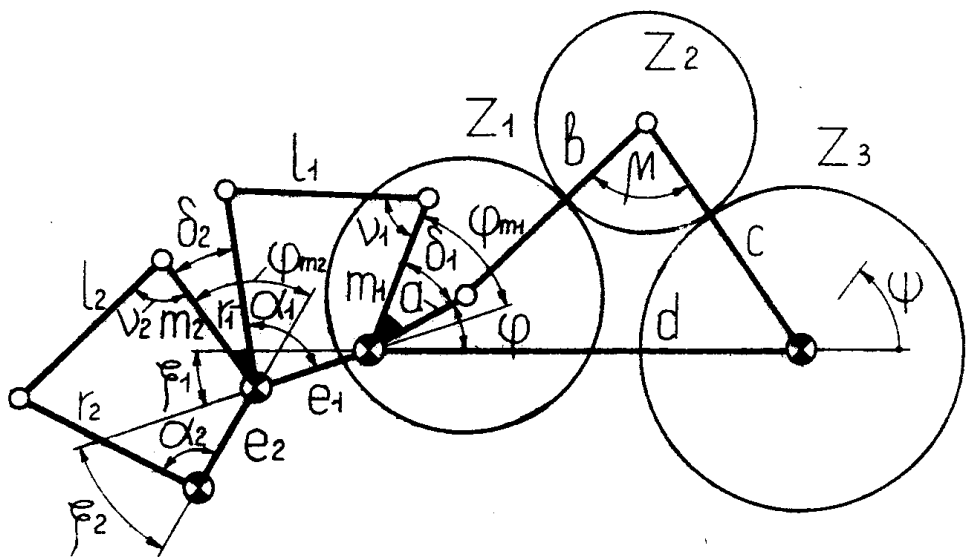


Рис. 3

Анализ показал, что аналог угловой скорости ω_m ведомого кривошипа m двухкривошипного шарнирного четырехзвенника при постоянной угловой скорости ω ведущего кривошипа r имеет неравномерный характер – на части оборота кривошипа m он имеет значение ω_m больше единицы, а на другой части – меньше единицы. Увеличение угла поворота α_{cm} ведущего кривошипа r шарнирно-зубчато-рычажного механизма, в продолжение которого выходное колесо Z_3 обеспечивает приближенную остановку, в сравнении с углом φ_{cm} поворота кривошипа a зубчато-рычажного механизма, достигается за счет того, что совмещается во времени участок замедленного вращения кривошипа m двухкривошипного четырехзвенника с поворотом на угол φ_{cm} стояния кривошипа a зубчато-рычажной части механизма. Установлено, что на величину угла φ_m , в продолжение которого $\omega_m < 1$, практического влияния параметры двухкривошипного шарнирного четырехзвенника не оказывают.

Определялась также зависимость угла поворота α_{cm} ведущего кривошипа двухкривошипного шарнирного четырехзвенника от величины угла φ_{cm} поворота кривошипа m , определяемого параметрами зубчато-рычажной части механизма. С этой целью по (12) вычислялось значение угла $\varphi_m(\omega_m^{min})$, соответствующее минимуму аналога угловой скорости ω_m . После чего определялись положения кривошипа m в начале (угол φ_n) и в конце (угол φ_k) остановки колеса Z_3 , как $\varphi_n = \varphi_m(\omega_m^{min}) - \frac{\varphi_{cm}}{2}$; $\varphi_k = \varphi_m(\omega_m^{min}) + \frac{\varphi_{cm}}{2}$, где $\varphi_m(\omega_m^{min})$ не произведение, а соответствующее значение угла φ_m в зависимости от минимального значения ω_m .

Соответствующие углам φ_k и φ_k значения углов α_n положения кривошипа r в начале и α_k — в конце остановки колеса Z_3 определялись по зависимостям:

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{E}{D} + \arccos \frac{\Gamma}{\sqrt{D^2 + E^2}}; \quad (14)$$

$$\Gamma = l^2 - r^2 - m^2 - e^2 + 2 \cdot m \cdot e \cdot \cos \varphi; \quad (15)$$

$$D = 2 \cdot r \cdot (m \cdot \cos \varphi - e); \quad (16)$$

$$E = 2 \cdot r \cdot m \cdot \sin \varphi. \quad (17)$$

Построенные по результатам вычислений графики зависимости отношения α_{cm}/φ_{cm} , в функции угла φ_{cm} показывают, что эффективность шарнирного четырехзвенника снижается по мере увеличения угла φ_{cm} , обеспечиваемого зубчато-рычажной частью механизма. Так в механизме с одним двухкривошипным четырехзвенником при угле φ_{cm} , обусловленном приемлемой точностью остановки ($\psi_{об} \leq 1^\circ$), увеличение угла стояния α_{cm}/φ_{cm} лежит в пределах $1,80 \leq \alpha_{cm}/\varphi_{cm} \leq 2,20$. Когда этого оказывается недостаточно, тогда надо применять шарнирно-зубчато-рычажные МПД с двумя или тремя двухкривошипными четырехзвенниками. Расчеты показывают, что при двух двухкривошипных шарнирных четырехзвенниках в структуре механизма повышение угла стояния в сравнении с простейшим зубчато-рычажным может достигать $\alpha_{cm}/\varphi_{cm} \leq 4$.

Глава 4. Расчет размерных параметров зубчато-рычажного МПД

Основными показателями кинематической характеристики зубчато-рычажного МПД являются, как было показано, угол стояния φ_{cm} , который обуславливает возможности рабочего хода технологической машины, и угол $\psi_{об}$ обратного поворота выходного колеса Z_3 , определяющий точность позиционирования поворотного диска. Размерными параметрами, от которых зависят кинематические показатели зубчато-рычажного механизма, как видно из рис. 1, являются размеры звеньев четырехзвенника $a-b-c-d$ и числа зубьев зубчатых колес Z_1 ; Z_2 ; Z_3 . Задача заключается в определении таких значений размерных параметров, которые безусловно обеспечат заданные показатели кинематических характеристик. Первостепенное значение имеет безусловное обеспечение заданной точности позиционирования (угол $\psi_{об}$), поэтому исходной посылкой при определении значений размерных параметров должно быть именно это условие. Предыдущий анализ показал, что характеристики приближенной остановки определяются значениями относительных параметров Z_1/Z_2 ; Z_1/Z_3 ; a/d , т.к. размеры шатуна b и коромысла c при известных числах зубьев определяются однозначно

$$b = 0.5 \cdot m_Z \cdot (Z_1 + Z_2); \quad (18)$$

$$c = 0.5 \cdot m_Z \cdot (Z_2 + Z_3); \quad (19)$$

где m_Z — модуль зацепления, величина которого определяется нагрузкой на механизм.

Из сказанного следует, что расчет размерных параметров следует начинать с выбора отношений чисел зубьев. Для получения возможно меньшего значения угла $\psi_{об}$, как было показано, следует принимать возможно меньшее значение отношения Z_1/Z_3 . Но это отношение нельзя выбирать произвольно. В случае, когда выходное колесо Z_3 используется как поворотный диск, то отношение Z_1/Z_3 определяется числом рабочих позиций в диске (за один оборот колеса Z_1 колесо Z_3 поворачивается на один шаг). Если же выходное колесо Z_3 нецелесообразно использовать в качестве поворотного диска, то по соображениям получения минимальных габаритов механизма следует принимать $Z_1/Z_3=1$, так как с уменьшением отношения Z_1/Z_3 возрастает число зубьев колеса Z_3 и его размер. Отношение Z_1/Z_2 для уменьшения угла $\psi_{об}$ следует увеличивать. В этом случае минимальное число зубьев, лимитируемое условиями зацепления будет у колеса Z_2 . Увеличение отношения Z_1/Z_2 приведет к увеличению диаметров колес Z_1 и Z_3 и возрастанию габаритов механизма. Наименьшими габаритами будет обладать механизм, у которого $Z_1=Z_2=Z_3$. Вычисления показали, что механизмы, у которых отношения чисел зубьев обеспечивают меньшее значение угла $\psi_{об}$ обратного поворота выходного колеса, отличаются увеличенными габаритами. Так при $Z_1/Z_3=0.2$ и $Z_1/Z_2=1.6$ габарит механизма возрастает более чем в три раза.

При выборе отношений чисел зубьев следует учитывать их влияние на экстремальные значения углов передачи, от которых как известно зависят энергетические показатели механизма. При условии расположения колес в одной плоскости выражение, определяющее минимальное значение угла передачи в зависимости от принятых отношений чисел зубьев имеет вид:

$$\mu_{min} = \arccos \frac{\left(\frac{Z_1 + Z_2}{Z_3 + Z_3}\right)^2 + \left(1 + \frac{Z_2}{Z_3}\right)^2 - \left(1 + \frac{Z_1}{Z_3} + \frac{4}{Z_3}\right)^2}{2 \cdot \left(\frac{Z_1}{Z_3} + \frac{Z_2}{Z_3}\right) \cdot \left(1 + \frac{Z_2}{Z_3}\right)} \quad (20)$$

Расчеты показывают, что при $Z_1/Z_3=1$ и $Z_1/Z_2=1$ угол $\mu_{min}=67.7^\circ$. С ростом отношения Z_1/Z_2 и уменьшением Z_1/Z_3 угол μ_{min} увеличивается. Так при $Z_1/Z_3=0.2$ и $Z_1/Z_2=2$: $\mu_{min}=106.6^\circ$. Механизмы со значениями $\mu_{min}>90^\circ$ будут не только обладать плохой энергетической характеристикой, но возможно даже заклинивание кривошипно-коромыслового четырехзвенника $a-b-c-d$ при $\varphi=0$.

Для возможности существования зубчато-рычажного механизма при $Z_1/Z_3 < 1$ и $Z_1/Z_2 > 1$ зубчатые колеса следует располагать в разных плоскостях. В этом случае могут быть получены механизмы с одинаковыми эффективными значениями экстремальных углов передачи, т.е. будет соблюдено условие $\mu_{min}=180^\circ - \mu_{max}$. Такие механизмы будут обладать наилучшими энергосиловыми показателями при прочих равных условиях. Отсюда следует важное положение: для получения зубчато-рычажного МПД с повышенной точностью позиционирования и минимальными потерями энергии на трение в подвижных сочленениях его зубчатые колеса не должны располагаться в одной плоскости.

После решения вопроса о значениях чисел зубьев и определения по (18, 19) размеров шатуна b и коромысла c можно приступить к расчету размеров кривошипа a и стойки d . По соображениям получения максимальной прочности ведущего вала получена зависимость для расчета величины кривошипа

$$a = 0.5 \cdot m_z \cdot (Z_1 - \sqrt[3]{Z_1 - 2}). \quad (21)$$

Для получения размера стойки d необходимо найти значение отношения a/d , обеспечивающее заданную величину угла $\psi_{об}$ обратного поворота выходного колеса Z_3 в процессе приближенной остановки. Поскольку отсутствует явная зависимость угла $\psi_{об}$ от размерных параметров, то искомое значение отношения a/d можно определить только методом последовательного приближения. Значение a/d , которое может быть принято в качестве первого приближения, может быть найдено по графику аналогичному на рис. 2. По выбранному значению a/d и найденной ранее величине кривошипа a определяется приближенный размер стойки d .

Алгоритм уточнения размера d состоит в следующем:

- по выражениям (1...3) при последовательно задаваемых значениях угла φ находятся соответствующие значения угла ψ ,
- строится график зависимости угла ψ от угла φ и по нему находятся углы $\psi_{об}$ и $\varphi_{ст}$;
- если угол $\psi_{об}$ больше заданного, то размеру d дается приращение и вычислительная процедура повторяется до достижения условия $\psi_{об} \leq \psi_{об}^{заданное}$.

В результате уточнения находится искомый размер стойки d и величина угла $\varphi_{ст}$ стояния которой будет обладать проектируемый механизм при заданном значении угла $\psi_{об}$ обратного поворота колеса Z_3 . Если полученная величина угла $\varphi_{ст}$ стояния будет иметь значение меньше, чем требуется, то надо в проектируемом револьверном питателе применить МПД более сложной структуры. Описанный алгоритм уточнения размера стойки d трудоемок, поэтому разработана программа выполнения алгоритма уточнения на ЭВМ.

В механизме с устройством регулирования величины угла $\varphi_{ст}$ стояния величина эксцентриситета e_3 , обеспечивающего это регулирование, ограничена экстремальными значениями угла передачи μ :

$$e_3 = 0.5 \cdot \left(\sqrt{b^2 + c^2 - 2 \cdot b \cdot c \cdot \cos \mu_{\max}} - \sqrt{b^2 + c^2 - 2 \cdot b \cdot c \cdot \cos \mu_{\min}} \right) - a. \quad (22)$$

Наибольшее и наименьшее значение угла $\varphi_{ст}$ стояния может быть найдено по описанной выше вычислительной процедуре при $d_{\max} = d + e_3$ и $d_{\min} = d - e_3$.

Глава 5. Определение структуры и расчет размерных параметров шарнирно-зубчато-рычажного МПД

По найденному значению угла $\varphi_{ст}$ стояния, обеспечиваемому простейшим зубчато-рычажным механизмом, и требуемому значению угла стояния МПД, который обозначен через $\alpha_{ст}$, вычисляется необходимая степень увеличения угла стояния $\alpha_{ст}/\varphi_{ст}$. Эта величина позволяет решать вопрос о числе

двухкривошипных шарнирных четырехзвенников, которые должны быть включены в структуру шарнирно-зубчато-рычажного механизма. На кинематические возможности двухкривошипного четырехзвенника по увеличению угла стояния накладываются ограничения экстремальные значения его углов передачи ν . Поэтому при решении задачи о количестве шарнирных четырехзвенников предусмотрена возможность получения механизмов с более выгодным значением углов их передачи. Эта задача не имеет точного аналитического решения вследствие отсутствия явной зависимости между значениями углов α_{cm} и φ_{cm} . Может быть получено только приближенное решение графическим методом. Для этой цели просчитаны значения углов α_{cm} в зависимости от величины углов φ_{cm} при разных значениях углов передачи ν и построены их графики для одного (см. рис. 4) и для двух последовательно связанных двухкривошипных шарнирных четырехзвенников.

Вначале, используя значения угла φ_{cm} и отношения α_{cm}/φ_{cm} , решается вопрос о том, можно ли обойтись одним шарнирным четырехзвенником и какой при этом он будет иметь угол передачи. Если один двухкривошипный четырехзвенник не обеспечивает требуемого угла стояния механизма или имеет не достаточно большой угол передачи, то переходят к графику, выражающему возможности сдвоенного четырехзвенника. После определения того, сколько требуется четырехзвенников и каким углом передачи ν будет обладать каждый четырехзвенник, находятся значения их относительных размеров r/e ; l/e ; m/e . Эта задача решается с помощью графиков (см. рис. 5), построенных на основе расчетов, и выражающих зависимость относительных размеров двухкривошипного шарнирного четырехзвенника от величины экстремальных углов передачи при условии равенства их эффективных значений ($\nu_{min} = 180^\circ - \nu_{max}$). Для того, чтобы получить необходимый эффект увеличения угла стояния от включения в структуру МПД шарнирных четырехзвенников необходимо обеспечить согласованность взаимодействия между шарнирными четырехзвенниками и зубчато-рычажной частью механизма. Это обеспечивается соответствующими значениями углов, под которыми должны быть закреплены стойки механизмов, и углов, под которыми должны быть закреплены ведущий кривошип предыдущего четырехзвенника с ведомым кривошипом последующего четырехзвенника. В формулы, приведенные в диссертации, входят углы отклонения ведущих кривошипов от соответствующих стоек в начальный момент остановки выходного колеса. Эти углы могут быть найдены с помощью приведенных в диссертации диаграмм в зависимости от значения угла стояния φ_{cm} , обеспечиваемого зубчато-рычажным механизмом и требуемого угла стояния.

На рис. 6 приведены графики угла ψ поворота выходного колеса Z_3 в зависимости от угла поворота входного кривошипа для механизмов, спроектированных по изложенной методике. Кривая 2 выражает указанную зависимость для простейшего зубчато-рычажного механизма с углом стояния $\varphi_{cm} = 45^\circ$. Кривая 1 иллюстрирует возможности механизма с двумя

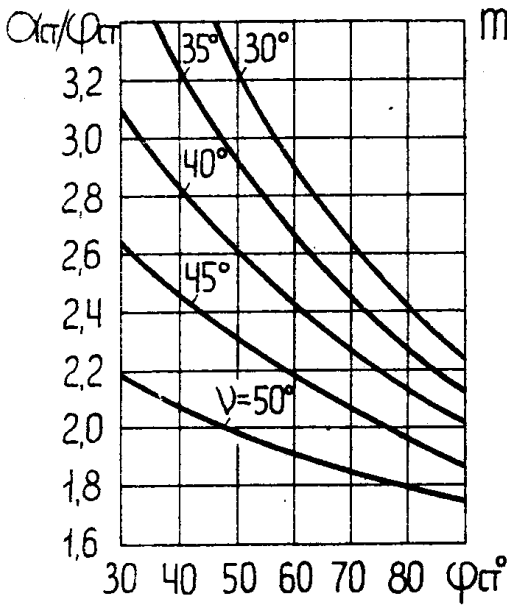


Рис. 4

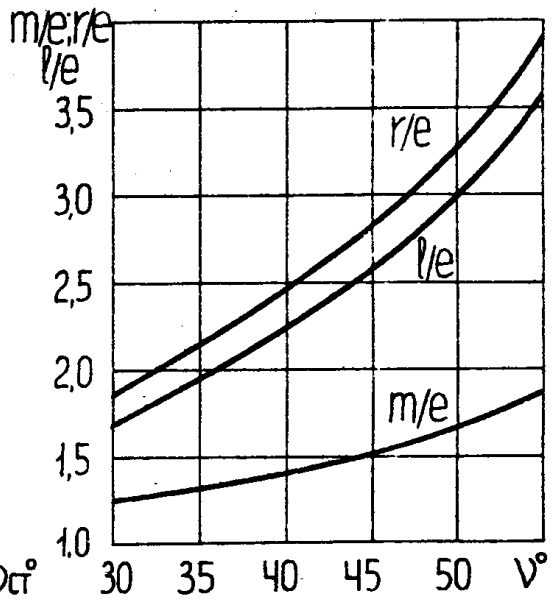


Рис. 5

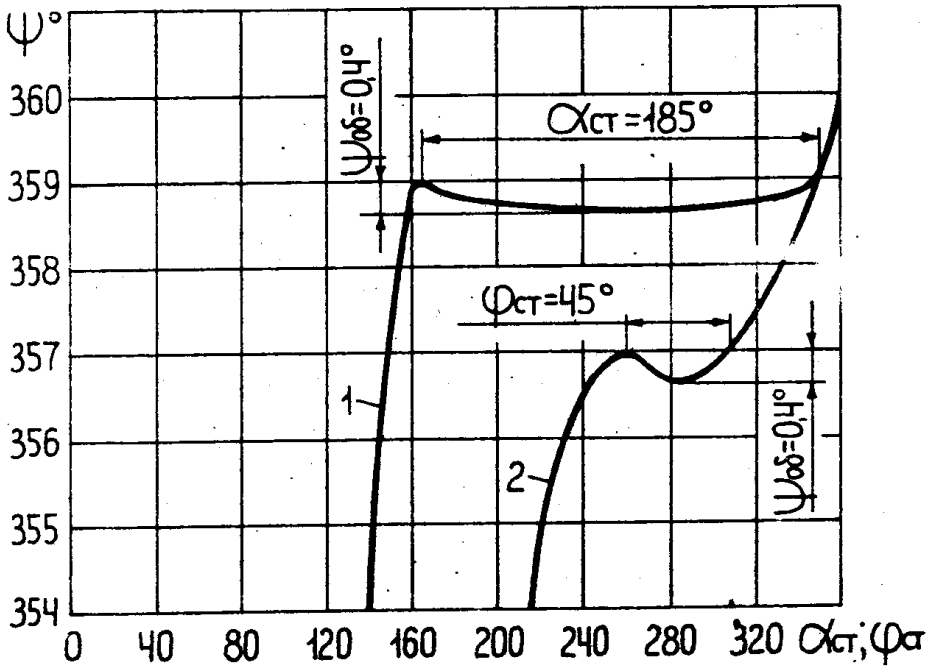


Рис. 6

двухкривошипными шарнирными четырехзвенниками по увеличению угла стояния до $\alpha_{cm}=185^{\circ}$ при той же точности позиционирования.

Глава 6. Экспериментальное исследование кинематики шарнирно-зубчато-рычажного МПД

На плоской модели, в которой вместо зубчатых колес использовались круглые диски с нанесенной по окружности градуировкой, проверялась адекватность использованных аналитических зависимостей между углами φ поворота ведущего кривошипа a и углами ψ поворота выходного колеса Z_3 простейшего зубчато-рычажного механизма. Значения углов, полученных при вычислении по (1...3), и углов, полученных на модели, совпали в пределах точности измерения в диапазоне полного оборота кривошипа a . Это говорит о том, что результаты анализа влияния размерных параметров на кинематические характеристики зубчато-рычажного МПД, полученные с использованием зависимостей (1...3), являются достоверными.

Кинематика зубчато-рычажного механизма с более сложной структурой исследовалась на реальном механизме в состав которого включены два последовательно связанных двухкривошипных шарнирных четырехзвенника. Углы ψ поворота выходного колеса Z_3 фиксировались на пленке осциллографа с помощью прерывателя контактов, на который действовали зубья установленного на выходном валу механизма специального зубчатого диска. Угол поворота входного кривошипа определялся по отметкам отметчика времени осциллографа и составлял между двумя отметками $\Delta\alpha=4.39$ градуса. По результатам осциллографирования установлено, что за время остановки выходного колеса на осциллограмме уложилось 42 ± 0.2 отметки, следовательно, угол стояния экспериментального механизма составляет $\alpha_{cm}=184\pm 0.9$ градуса. Механизм проектировался на угол стояния $\alpha_{cm}=180$ градусов. Отклонение составляет 2.2 процента, т.е. лежит в пределах точности измерительной аппаратуры и погрешностей размеров звеньев.

Оценить точность позиционирования посредством осциллографирования углов с помощью отметчиков угла поворота не представляется возможным из-за слишком большого расстояния между соседними отметками угла поворота выходного колеса. Зубчатый диск, установленный на валу выходного колеса, имеет 164 зуба, следовательно угол поворота выходного колеса между двумя отметками на осциллограмме составляет $\Delta\psi\approx 360/164=2.2$ градуса, в то время как по расчету в спроектированном механизме $\psi_{oc}=0.5$ градуса. Увеличение числа зубьев диска не повысит существенно точность отметок его угла поворота. Поэтому величина угла поворота выходного колеса на участке приближенной его остановки измерялась визуально с помощью индикатора перемещения часового типа, на подвижный стержень которого действовал укрепленный на выходном валу рычаг длиной 500 мм. Входной кривошип механизма при этом вращался вручную, углы его поворота фиксировались визуально по установленному на его валу лимбу. Результаты измерений показали, что угол обратного поворота

выходного колеса составляет $\psi_{об}=0.4\pm 0.05$ градуса. Меньшее, в сравнении с расчетным, значение угла обратного поворота объясняется, по всей вероятности, наличием зазоров между зубьями зубчатых колес механизма и в шарнирных соединениях рычагов.

Экспериментальные исследования подтверждают, что использованные для описания кинематики аналитические выражения адекватно отображают имеющие место зависимости между углами поворота выходного колеса и соответствующими углами поворота входного кривошипа, а также эффективность включения двухкривошипных четырехзвенников в структуру механизма по увеличению времени остановки поворотного диска револьверного питателя в сравнении с временем, обеспечиваемым простейшим зубчато-рычажным механизмом.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Показано, что применяющиеся в револьверных питателях получервячные, мальтийские, храповые и фрикционные МПД, обеспечивающие остановку поворотного диска за счет разрыва кинематической цепи, являются ограничивающим фактором повышения быстродействия технологических машин. Зубчато-рычажные МПД, обеспечивающие остановку поворотного диска без разрыва кинематической цепи, изучены недостаточно, не установлена количественная зависимость кинематических показателей приближенной остановки выходного звена от структуры механизма и значений его размерных параметров.

2. Предложенная и экспериментально подтвержденная математическая модель кинематики зубчато-рычажных МПД различной структуры и оценочные показатели приближенной остановки, в качестве которых приняты угол обратного поворота выходного колеса и угол поворота входного кривошипа за время этой остановки (угол стояния) позволяют получить исчерпывающую характеристику возможностей упомянутых механизмов по обеспечению наперед заданных кинематических показателей револьверных питателей.

3. Установлено, что на показатели кинематической характеристики приближенной остановки простейшего зубчато-рычажного механизма оказывают взаимозависимое влияние отношения размеров звеньев кривошипно-коромыслового четырехзвенника и чисел зубьев зубчатых колес. Зависимости эти не выражаются в явном виде, поэтому они анализировались по диаграммам изменения значений угла обратного поворота выходного колеса и угла стояния от величины соответствующего параметра. Выявлено, что область применения простейшего зубчато-рычажного МПД ограничена углами стояния не превышающими 60 градусов.

4. Включение двухкривошипного шарнирного четырехзвенника в структуру зубчато-рычажного механизма позволяет достигать значительно больших значений углов стояния при сохранении той же точности позиционирования. Возможности такого четырехзвенника по увеличению угла стояния зависят от

величины угла стояния, обеспечиваемого механизмом простейшей структуры и чем больше этот угол, тем меньше возможности двухкривошипного четырехзвенника по его увеличению. Поэтому применение одного такого четырехзвенника в структуре зубчато-рычажного МПД позволяет достичь углов стояния не превышающих 120 градусов.

5. Возможности двухкривошипного четырехзвенника по увеличению угла стояния могут быть увеличены, но ценой ухудшения эффективных значений углов передачи и, следовательно, снижения силовой и энергетической характеристик механизма. Проблема решается введением двух последовательно связанных двухкривошипных шарнирных четырехзвенников в структуру механизма. В этом случае обеспечивается угол стояния до 190 градусов при приемлемых значениях углов передачи и требуемой точности позиционирования поворотного диска.

6. Проектирование зубчато-рычажного МПД следует начинать с определения размерных параметров его простейшего варианта по заданному значению угла обратного поворота выходного колеса. Получена диаграмма, по которой в зависимости от величины допускаемого характеристикой питателя угла обратного поворота выходного колеса может быть найдено значение отношения размеров кривошипа и стойки a/d , принимаемое в качестве первого приближения. Уточнение размера стойки d может быть выполнено методом последовательного приближения с помощью разработанного вычислительного алгоритма и программного обеспечения. Установлено, что для обеспечения рационального значения минимального угла передачи кривошипно-коромыслового шарнирного четырехзвенника при условии $Z_1/Z_3 < 1$ зубчатые колеса механизма не могут располагаться в одной плоскости.

7. Количество двухкривошипных четырехзвенников и отношения размеров их звеньев r/e ; l/e ; m/e могут быть определены по полученным на основе анализа диаграммам в зависимости от величины требуемого характеристикой питателя угла стояния $\alpha_{ст}$. В работе получены зависимости для расчета значений углов, под которыми должны закрепляться выходные звенья четырехзвенников для обеспечения заданных кинематических характеристик приближенной остановки ($\alpha_{ст}$, $\psi_{об}$). Получены также диаграммы для определения значения угла α_n отклонения от стойки входного кривошипа в начальный момент остановки выходного колеса, которое необходимо знать для согласования револьверного питателя по циклу работы с технологической машиной.

8. Экспериментальные исследования подтвердили возможность создания зубчато-рычажных механизмов, обеспечивающих большие углы стояния поворотного диска при заданной точности позиционирования в револьверных питателях без разрыва кинематической цепи. Внедрение такого типа питателей в производство подтвердило их работоспособность, надежность и возможность повышения быстроходности кривошипных прессов до 40% в сравнении с питателями на основе храпового механизма. Результаты проведенного исследования позволяют утверждать, что решена научно-техническая задача по

созданию основ проектирования преобразующих механизмов быстродействующих револьверных питателей, предназначенных для подачи предметов обработки в рабочую зону технологических машин.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Катков Н.П., Васильев М.С. Зубчато-рычажный механизм питателя пресса автомата // Машины и технология обработки давлением порошковых и композиционных материалов: Сб. науч. тр. – Челябинск: ЧГТУ, 1997. – С. 111–117.

2. Катков Н.П., Васильев М.С. Расчет размерных параметров зубчато-рычажного механизма питателя пресса-автомата // Машины и технология обработки материалов давлением: Сб. науч. тр. – Челябинск: ЮУрГУ, 1998. – С. 11–15.

3. Катков Н.П., Васильев М.С. Размерный ряд зубчато-рычажных механизмов привода револьверных питателей // Машины и технология обработки материалов давлением: Сб. науч. тр. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 1998. – С. 59–64.

4. Васильев М.С. Шарнирно-зубчато-рычажный механизм периодического движения // Проблемы пластичности в технологии: тезисы докладов второй международной научно-технической конференции. – Орел: ОрелГТУ, 1998. – С. 108–109.

5. Катков Н.П., Васильев М.С. Экспериментальное исследование механизма поворота револьверного стола кривошипного пресса // Машины и технология обработки материалов давлением: Сб. науч. тр. – Челябинск: ЮУрГУ, 1999. – С. 89–98.

6. Катков Н.П., Васильев М.С. Математическая модель кинематики шарнирно-зубчато-рычажного механизма периодического движения // Машины и технология обработки материалов давлением: Сб. науч. тр. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 1999. – С. 196–200.

7. Катков Н.П., Васильев М.С. Зубчато-рычажный механизм револьверной подачи с увеличенным углом выстоя // Труды Рубцовского индустриального института: Межвузовский сборник. – Рубцовск: Изд. РИИ, 2000. – С. 139–142.

8. Васильев М.С., Катков Н.П. Револьверное подающее устройство // Информационный листок № 83-124-00. – Челябинск: ЦНТИ, 01.03.2000.

9. Катков Н.П., Васильев М.С. Рычажно-зубчатый механизм с остановками // Информационный листок № 83-125-00. – Челябинск: ЦНТИ, 01.03.2000.

Васильев

Издательство Южно-Уральского государственного университета

ИД № 00200 от 28.09.99. Подписано в печать 30.05.2000. Формат 60*84 1/16. Печать офсетная. Усл. печ. л. 0,93. Уч.-изд. л. 1.

Тираж 80 экз. Заказ 247/242.

УОП Издательства. 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76.