

748
1-
Министерство высшего и среднего специального
образования СССР.

Челябинский политехнический институт
имени Ленинского комсомола

На правах рукописи

Гоц Эдуард Михайлович

ИССЛЕДОВАНИЕ НЕКОТОРЫХ ВОПРОСОВ ДИНАМИКИ
НОВОГО ИНЕРЦИОННО-ИМПУЛЬСНОГО ПРИВОДА
ИНСТРУМЕНТА ДЛЯ ОБРАБОТКИ МЕТАЛЛОВ

(Специальность 05.02.02 -
"Машиноведение и детали машин")

Автореферат диссертации на
соискание ученой степени
кандидата технических наук

г. Челябинск
1976

ЧПИ

Челябинский институт
«Проф. ...»

Работа выполнена на кафедре "Теория механизмов и машин"
Челябинского политехнического института им. Ленинского комсомола.

Научный руководитель - доктор технических наук, профессор
Г.Г.Васин.

Официальные оппоненты - доктор технических наук, профессор
Г.Д.Есин, г.Ленинград;
кандидат технических наук, доцент
В.В.Леванидов, г.Челябинск.

Ведущее предприятие - Челябинский механический завод.

Автореферат разослан " " декабря 1976 г.

Защита диссертации состоится " " января 1977 г., в 15 ча-
сов, на заседании Специализированного совета К-597/2 по присуж-
дению ученой степени кандидата технических наук Челябинского
политехнического института имени Ленинского комсомола (454044,
г.Челябинск-44, проспект им.В.И.Ленина, 76).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Просим Вас и сотрудников Вашего учреждения, интересующих-
ся темой диссертации, принять участие в заседании Специализи-
рованного совета или прислать отзывы в двух экземплярах, заве-
ренных печатью.

Отзывы на автореферат просим направлять по адресу: 454044,
г.Челябинск-44, пр.им.В.И.Ленина, 76, политехнический институт,
ученому секретарю.

Ученый секретарь Специализированного
совета

кандидат технических наук, доцент

А.И.ВАРАНКИН

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность. В постановлениях XXV съезда КПСС указывается на повышение производительности труда на 23-27%, а также на повышение качества выпускаемой продукции. Эти показатели могут быть достигнуты при разработке новых технологических процессов, обеспечивающих интенсификацию производства.

В последнее время для дальнейшего повышения производительности процесса обработки металлов начинают находить применение методы вибрационного воздействия на обрабатываемую деталь. При этом для обеспечения заданной точности обработки вибрации не должны передаваться на станину станка. В качестве механического вибратора предлагается применять инерционно-импульсный привод инструмента, у которого колебания звеньев привода не будут передаваться на элементы станка, что в свою очередь исключает вредные вибрации.

Вопросы разработки новых структурных схем инерционно-импульсных приводов, обладающих широким спектром амплитудно-частотных характеристик и исследования их динамики, имеют большое научное и прикладное значение. Эти вопросы включены в координационный план НИР АН СССР на 1976-1980 гг. по проблеме "Теория машин и систем машин".

Цель работы:

- теоретическое и экспериментальное исследование динамики нового инерционно-импульсного привода инструмента,
- разработка работоспособной конструкции инерционно-импульсного привода инструмента.

Основные задачи. В настоящей работе решались следующие основные задачи:

1. Обзор и анализ существующих основных структурных схем механизмов, предназначенных для обработки резанием с вибрациями.
2. Исследование некоторых вопросов динамики нового инерционно-импульсного привода инструмента, в том числе:

- а) составление уравнений движения инерционно-импульсного привода,
- б) исследование малых колебаний инструмента,
- в) исследование резонансных колебаний инструмента,
- г) разработка методики проектирования параметров инерционно-импульсного привода инструмента, обеспечивающего заданную амплитуду и частоту колебаний.
- д) разработка методики определения амплитуды колебаний инструмента в режиме прерывистого резания.

2. Исследование динамики инерционно-импульсного механизма методом математического моделирования.

3. Проверка работоспособности и оценка перспективности применения опытно-промышленного образца инерционно-импульсного привода инструмента для обработки различных металлов на токарном станке.

Общая методика выполнения работы. Для исследования динамики инерционно-импульсного привода применяются дифференциальные уравнения движения Лагранжа II рода. Для проведения расчетов использованы ЭИВМ, для решения нелинейных уравнений движения применялась аналоговая вычислительная машина ЭМУ-10.

Достоверность основных теоретических исследований работы проверялась экспериментальным путем на серийном токарно-винторезном станке модели 163 с инерционно-импульсным приводом инструмента.

Научная новизна. Разработана и исследована новая структурная схема инерционно-импульсного привода инструмента для обработки металлов. Предложена методика определения амплитуд колебаний инструмента в режиме прерывистого резания и резонанса. Построены номограммы для определения амплитуды колебаний инструмента, которые позволяют проектировать инерционно-импульсный привод при заданных параметрах вибрационного резания.

Практическая ценность. Результаты исследований используются в производстве. Предложена инженерная методика расчета инерционно-импульсного привода инструмента для обработки металлов на металлорежущих станках.

Создана работоспособная конструкция инерционно-импульсного привода инструмента для обработки различных металлов и экспери-

ментально доказана перспективность применения инерционно-импульсного привода.

Реализация результатов исследования и использование инерционно-импульсного привода инструмента на токарно-винторезном станке мод.163 при обработке отверстий ступицы крана ДЭК-251 в производственных условиях на Челябинском механическом заводе позволило повысить производительность в 1,2...1,5 раза. Оценена перспективность применения инерционно-импульсного привода инструмента на универсальных токарных станках.

Апробация работы. Основные положения диссертации докладывались на:

1. У Всесоюзной научно-технической конференции по вариаторам и передачам гибкой связью. Одесса, 1976 г.
2. Филиале семинара по ТММ при АН СССР. Фрунзе, 1974г.
3. Филиале семинара по ТММ при АН СССР. Челябинск, 1973-76гг.
4. Научно-технических конференциях Челябинского политехнического института 1973-76 гг.

Публикация результатов исследования. По теме диссертации автором опубликовано 9 работ.

Объем и структура работы. Диссертация состоит из введения, 4 глав, содержит 87 страниц основного текста, 5 таблиц и 40 рисунков. В списке литературы представлено III наименований литературных источников.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы. Дана краткая аннотация всех глав.

В первой главе на основании обзора и анализа литературных источников показано, что интенсификация процесса обработки металлов может осуществляться применением инерционно-импульсного привода инструмента. Очевидны следующие основные особенности инерционно-импульсного привода инструмента:

1. Сравнительная конструктивная простота. Инерционно-импульсный механизм обычно представляет из себя обыкновенный планетарный редуктор. Простота конструкции привода позволяет без значительной модернизации станочного парка данный привод внедрить на большинстве металлорежущих станков, имеющих суппорт с продольным перемещением (токарных, револьверных, шлифовальных и др.).

2. Принципиальная возможность получения требуемой частоты и амплитуды колебаний инструмента в широком диапазоне. В инерционно-импульсных механизмах частота и амплитуда колебаний ведомого звена зависит от метрических и динамических параметров привода, а также угловой скорости ведущего звена. Путем варьирования указанными параметрами можно достигнуть требуемой частоты и амплитуды колебаний.

3. Уравновешенность привода. В инерционно-импульсном зубчатом механизме можно установить неуравновешенные грузы таким образом, что суммарные динамические реакции в опорных подшипниках будут равны нулю. Таким образом колебания звеньев не будут передаваться на суппорт станка, что в свою очередь исключает вредные вибрации, действующие на станину станка.

От выбора структурной схемы инерционно-импульсного механизма в наибольшей степени зависит эффективность действия всего привода инструмента. Наиболее рациональным представляется механизм, водило которого соединено с корпусом при помощи упругого элемента. При вращениях сателлитов силы инерции от неуравновешенных грузов создают знакопеременный момент, действующий на водило, которое приводит водило в колебательное движение. При этом частота

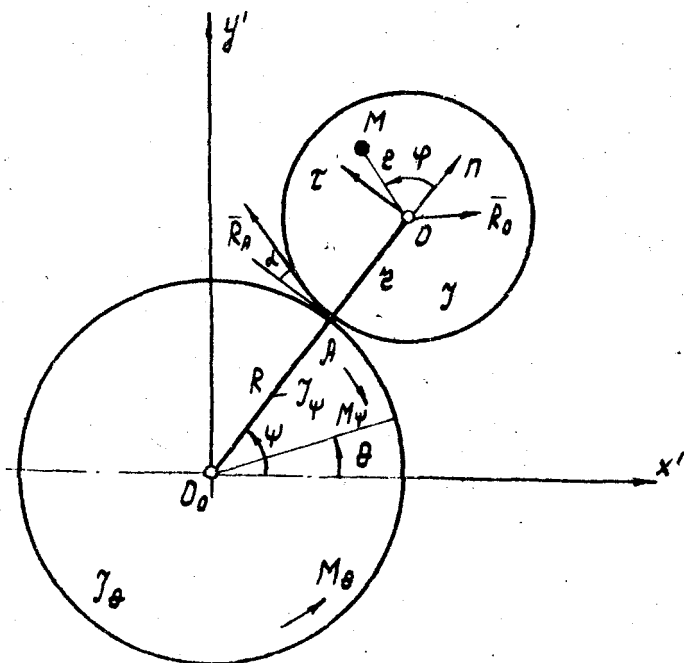
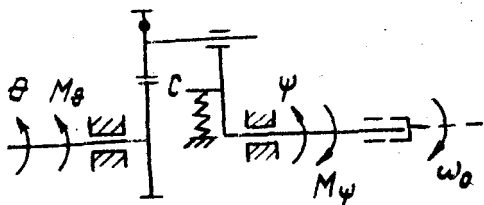


Рис. 1. Расчетные схемы инерционно-импульсного привода.

колебания пропорциональна угловой скорости вращения сателлитов. Можно отметить следующие достоинства предлагаемого механизма:

1) соединение ведомого звена с корпусом при помощи упругого элемента исключает "слипание" инструмента с деталью. Первоначально привод был выполнен без упругого элемента. При этом было обнаружено, что инерционный момент, создаваемый неуравновешенными грузами на ряде режимов, недостаточен для преодоления усилий резания. В результате этого происходило "слипание" инструмента с обрабатываемой деталью, т.е. силы трения не давали возможности инструменту перемещаться относительно детали: инструмент и деталь вращались как одно целое. Упругое соединение волила с корпусом исключает это явление.

2) наличие упругого элемента позволяет изменять частоту и амплитуду инструмента независимо друг от друга. Частоту колебаний можно сравнительно просто изменять путем установки различных сменных зубчатых колес, тем самым изменяется угловая скорость сателлитов, а при изменении угловой скорости сателлитов меняется и частота колебаний инструмента. Воздействовать на амплитуду можно путем установки упругих элементов различной жесткости, тем самым изменяется собственная частота колебаний упругой системы.

Таким образом, данный инерционно-импульсный механизм обеспечивает достаточно широкий спектр амплитудно-частотных характеристик выходного звена.

Во второй главе проведено теоретическое исследование данного привода. Расчетные схемы привода представлены на рис. 1. Для составления уравнений движения в качестве обобщенных координат приняты параметры X и Y пропорциональные соответственно углу поворота инструмента и углу поворота солнечного колеса. На основании уравнений Лагранжа II рода получены уравнения движения привода инструмента:

$$\begin{cases} [a_{11} + 2(\lambda + 1)\cos(x-y)]\ddot{x} - [a_{12} + \cos(x-y)]\ddot{y} - (\lambda + 1)\sin(x-y)\dot{x}^2 + \\ + 2(\lambda + 1)\sin(x-y)\dot{x}\dot{y} - \sin(x-y)\dot{y}^2 = -\mu_{\psi} - cx; \\ - [a_{12} + \cos(x-y)]\ddot{x} + a_{22}\ddot{y} - \lambda\sin(x-y)\dot{x}^2 = \mu_{\theta} \end{cases} \quad (I)$$

где: $a_{11}, a_{12}, a_{22}, c$ - коэффициенты, зависящие от геометрических параметров привода;

μ_{ψ}, μ_{θ} - соответственно моменты сил сопротивления и приводного двигателя;

λ - передаточное отношение;

τ - независимая переменная времени.

Если принять среднюю угловую скорость приводного двигателя ω_1 постоянной, то система уравнений упрощается. Так как при $\dot{\psi} = \omega_1$ имеем $\dot{y} = 1, \ddot{y} = 0, y = \tau$, то первое уравнение при этом содержит только неизвестную X :

$$[a_{11} + 2(\lambda+1)\cos(x-\tau)]\ddot{x} - (\lambda+1)\sin(x-\tau)\dot{x}^2 + 2(\lambda+1)\sin(x-\tau)\dot{x} - \sin(x-\tau) = -\mu_{\psi} - cx \quad (2)$$

Второе уравнение системы имеет следующий вид:

$$\mu_{\theta} = [a_{12} + \cos(x-\tau)]\ddot{x} - \lambda\sin(x-\tau)\dot{x}^2 \quad (3)$$

Итак, полученная система уравнений (1) позволяет исследовать динамику инерционно-импульсного привода на всех режимах работы.

В случае малых колебаний данная система образует два автономных уравнения (2) и (3), первое из которых позволяет определить закон изменения обобщенной координаты X , а второе - момент приводного двигателя M_{θ} .

Уравнение (2) является нелинейным дифференциальным уравнением второго порядка с переменными коэффициентами; для случая малых колебаний это уравнение можно решить приближенно путем приведения его к линейному виду.

В случае малых колебаний скорость движения инструмента невелика, поэтому можно сделать следующие допущения: $|\dot{x}| \ll 1$, а геометрические параметры, привода таковы, что

$$a_{11} \gg 2(\lambda+1) \text{ и } c \gg (\lambda+1)$$

При малых скоростях движения инструмента резание металла происходит постоянно. С учетом допущений уравнение (2) приводит к линейному дифференциальному уравнению второго порядка, описывающему гармонические колебания.

$$a_{11}\ddot{y} + cy = -\sin \tau \quad (4)$$

Решение этого уравнения известно и при установившихся колебаниях имеет вид:

$$y = \frac{\sin t}{a_{11} - c}$$

Решение уравнения (4) справедливо только для привода, параметры которого удовлетворяют соотношению: $|a_{11} - c| > 1$.

Амплитуда малых колебаний инструмента в зависимости от параметров привода равна:

$$\delta = \frac{\lambda^2 n m L e}{|\lambda^2 J_{\psi} + (\lambda+1)^2 n J + \lambda^2 n m L^2 + (\lambda+1)^2 n m e^2 - \lambda^4 \frac{c}{\omega_1^2}} \quad (5)$$

Получены выражения закона движения и максимальной скорости инструмента. Эти выражения позволяют путем подбора установить параметры привода, обеспечивающие требуемые колебания.

Конструкция привода предусматривает возможность смены зубчатых колес, вписываемых в постоянное межцентровое расстояние L , а также замены пружин с различной жесткостью. При этом будет изменяться частота и амплитуда колебаний инструмента. При установке различных зубчатых колес будет меняться передаточное отношение λ , а также величины J , m , e , входящие в выражение (5). Таким образом, геометрические размеры зубчатых колес и неуравновешенных грузов оказываются зависимыми от передаточного отношения. На основании этого были получены выражения для определения геометрических параметров привода в зависимости от передаточного отношения при постоянном $L = 9$ см, а также формула амплитуды колебаний инструмента:

$$A = \frac{1140 m e \lambda^2}{0,811 \lambda^2 + 2(\lambda+1)^2 J + 162 \lambda^2 m + 2(\lambda+1)^2 m e^2 - 200 \frac{\lambda^4 c'}{\omega_1^2}} \quad (\text{мм}) \quad (6)$$

где c' - линейная жесткость пружины.

Частота колебаний инструмента зависит от числа оборотов приводного двигателя n_1 и передаточного отношения λ .

$$f = \frac{n_1}{60 \lambda} \quad (\text{Гц})$$

На основании выражения (6) построены номограммы для определения амплитуды колебаний инструмента при различных n_1 , c и λ .

Построенные номограммы можно использовать при выборе режимов вибрационного резания. На основании экспериментальных данных можно установить наиболее благоприятную частоту и амплитуду колебаний для обработки данного материала, а затем с помощью номограмм определить необходимые жесткость пружины, число оборотов приводного двигателя и передаточное отношение; последняя величина позволяет определить все геометрические размеры звеньев. Таким образом, построенные номограммы позволяют проектировать инерционно-импульсный привод при заданных параметрах вибрационного резания вплоть до рабочих чертежей деталей.

Выше указывалось, что исследуемый инерционно-импульсный механизм, позволяет варьировать амплитудой колебаний в достаточно широком диапазоне. Наибольшую амплитуду ведомое звено будет иметь в случае резонансных колебаний. Поэтому представляет интерес исследовать данный режим для определения предельного значения амплитуды, возможного в данном приводе.

Для исследования резонансных колебаний начальные условия заданы следующим образом. В начальный момент водило закреплено так, что $\psi = \dot{\psi} = 0$, а солнечное колесо вращалось с постоянной угловой скоростью. При этом $\dot{\varphi} = 1$.

В некоторый момент времени водило освободили и оно стало совершать колебания, начальные условия при $t = 0$ являются:

$$\psi = 0; \quad \dot{\psi} = 0; \quad \dot{\varphi} = 1.$$

Методика определения амплитуды резонансных колебаний заключается в следующем. Предполагается, что угловая скорость сателлита колеблется относительно среднего значения, равного скорости при равномерном вращении привода. В первом приближении установлено, что амплитуда колебаний инструмента не превышает единицу. На основании этого получено уравнение, при решении которого определяется амплитуда колебаний:

$$\frac{\rho \alpha^4 - \gamma \alpha^2 + \varepsilon}{\alpha^4 - 2(\beta^2 - 2\gamma^2)\alpha^2 + \beta^4} \left(\frac{1}{\alpha} - \frac{\alpha^2 + \beta^2}{2\alpha^2 \sqrt{\beta^2 - \gamma^2}} \right) + \frac{\gamma + \beta^2 \rho}{2\beta^2 \sqrt{\beta^2 - \gamma^2}} = \frac{c}{c}.$$

(7)

Проводилось численное решение уравнения (7) на ЭЦВМ "Минск-22". Решение проводилось следующим образом. Для передаточного отношения $\lambda = 2$ определялись параметры привода. Число оборотов приводного двигателя принималось равным 3000 об/мин, а линейная жесткость пружин менялась в пределах 100...500 кг/см с интервалом в 100 кг/см.

Результаты исследования резонансных и малых колебаний показывают, что в пределах эксплуатационных значений амплитуды колебаний режущей кромки (около 2 мм) допустимо проводить расчеты параметров движения ведомого звена по выражению (5); при этом погрешность не превышает допустимой в инженерной практике величины.

Возможны два режима вибрационного резания: непрерывное и прерывистое. В первом случае скорость колебательного движения инструмента по абсолютной величине не превосходит скорость вращения шпинделя, вследствие этого резание осуществляется постоянно. Прерывистое резание имеет место в тех случаях, когда скорость колебательного движения инструмента по абсолютной величине превышает скорость вращения шпинделя. В этом случае при движении инструмента в сторону вращения шпинделя в некоторый момент времени происходит отрыв инструмента от заготовки и резание прекращается. В дальнейшем скорость инструмента уменьшается, что приводит к возобновлению резания.

Следует отметить, что абсолютно надежное дробление стружки будет иметь место лишь в режиме прерывистого резания. Кроме того, в результате экспериментального исследования привода установлено, что на этом режиме обеспечивается высокая стойкость инструмента и чистота обработанной поверхности. Поэтому представляет интерес исследование динамики привода в случае прерывистого резания.

Для решения данной задачи принято допущение о том, что действие импульсатора в режиме прерывистого резания учитывается лишь косвенно: он осуществляет захват инструмента и период колебаний $2T$.

На основании принятых допущений составлено линейное уравнение движения инструмента и определены интервалы времени, в течение которых происходит резание и совместное движение инструмента с деталью. Эти интервалы в сумме составляют период колебаний инст-

румента. Полученная сумма позволяет определять амплитуду колебаний инструмента.

Расчет колебаний в режиме прерывистого резания был проведен для тех же параметров, что и при резонансных колебаниях.

В заключении главы проведено определение динамических реакций в кинематических парах спутника. Эта задача решена по известной методике на основании принципа Даламбера.

В третьей главе проведено исследование динамики инерционно-импульсного инструмента методом математического моделирования на аналоговой вычислительной машине ЭМУ-10.

Отмечено, что применение аналоговых вычислительных машин (АВМ) выявило следующие основные преимущества их по сравнению с электронно-цифровыми вычислительными машинами (ЭЦВМ):

- сравнительно простое решение сложных дифференциальных уравнений с нелинейными членами;
- быстрое проведение многовариантных обчислений процесса с изменением различных конструктивных параметров узлов и характера внешних воздействий;
- возможность полного и всестороннего исследования различных явлений в механизме при наличии только чертежей и узлов. Решению задач предшествует ряд этапов перехода от физической системы к ее модели на ЭВМ.

Для составления структурной схемы необходимо систему дифференциальных уравнений разрешить относительно старших производных. Анализ уравнений движения позволяет установить следующее:

1. Моделируемая система уравнений существенно нелинейна. Для воспроизведения нелинейных функций \dot{x}^2 , \dot{y}^2 , $\sin(x-y)$, $\cos(x-y)$ требуется четыре функциональных преобразователя. Однако, последовательное применение операций умножения $\sin(x-y)\dot{x}$, $\sin(x-y)\dot{x}\dot{x}$, $\sin(x-y)\dot{y}$, позволяет уменьшить количество функциональных преобразователей до трех.

2. В качестве аналоговой машины использовалась моделирующая установка ЭМУ-10, имеющая в своем составе четыре электронных блока перемножения, а для решения данной задачи требуется семь таких блоков, недостающие блоки использовались АВМ МН-7.

В работе приведена структурная схема, а также описание ее основных элементов и принцип работы.

При математическом моделировании начальные условия приближенно задавались следующим образом. Предполагалось, что до начального момента времени инструмент закреплен неподвижно, в положении, соответствующем центру его колебаний. За центр колебаний принимается положение, которое он занимает при неподвижном солнечном колесе под статическим действием момента резания. В момент времени $t = 0$, инструмент отпускается, а угловая скорость солнца имеет среднее значение. Эти условия записываются следующим образом:

$$x_0 = -\frac{M\psi}{c} ; \quad \dot{x} = 0 ; \quad y = 1$$

Задание начального угла поворота солнечного колеса также имеет свои особенности, связанные со спецификой представления синусоидальной функции в блоке нелинейности. Для фиксации установившегося режима с помощью АВМ необходимо, как минимум два оборота солнечного колеса. При этом обобщенная координата Y быстро растет и напряжение на выходе интегратора, пропорциональное этой координате, быстро достигает максимальной величины 100 вольт. Поэтому в функциональном преобразователе формируется два периода функций $\sin(x-y)$ и $\cos(x-y)$ от -2π до 0 и от 0 до 2π . Чтобы величина $(X-Y)$ прошла эти два периода, необходимо, чтобы $x_0 - y_0 = 2\pi$ откуда:

$$y_0 = -2\pi + x$$

В случае принятия единых масштабов обобщенных координат и их производных для расчетной системы могло оказаться, что коэффициенты передач выходят за пределы своего диапазона, например 0,001... 100 для ЭМУ-10. Этого недостатка удастся избежать, если вводить независимые масштабы по каждой переменной. С этой целью составлялись для дифференциальных уравнений частичные блок-схемы, каждая из которых содержит не более одного интегратора, сумматора или блока нелинейностей. При этом необходимо, чтобы в тех частичных блок-схемах, где имеются одинаковые переменные, должны быть одинаковыми и их масштабы.

Период колебаний координаты X можно легко зафиксировать на АВМ с помощью самописца или шлейфного осциллографа; поэтому нет необходимости ни в замедленном, ни в ускоренном решениях, и во всех вариантах принимается $M_c = 1$.

Математическое моделирование проводилось для следующих вариантов:

$$\lambda = 1,0; \quad \lambda = 2,0;$$
$$\delta = 1 \cdot 10^4 \dots 10 \cdot 10^4 \text{ кгсм, с интервалом } 10^4 \text{ кгсм, для каждого } \lambda.$$

В процессе решения задачи записывались: изменение координаты X , соответствующей углу поворота водила с инструментом; изменение производной \dot{y} , соответствующей угловой скорости двигателя.

В четвертой главе проведено экспериментальное исследование динамики привода инструмента на промышленном токарно-винторезном станке модели I63. В соответствии с программой экспериментальных исследований был разработан и изготовлен опытный образец инерционно-импульсного привода инструмента на базе промышленного токарно-винторезного станка модели I63.

В процессе экспериментальных исследований измерялись следующие параметры:

1. Амплитуда колебаний инструмента;
2. Угловая скорость вращения шпинделя токарно-винторезного станка;
3. Угловая скорость вращения приводного двигателя инерционно-импульсного механизма;
4. Подача инструмента.

Для замера и записи исследуемых параметров использовались отечественные приборы и оборудование.

Экспериментальные исследования процесса обработки отверстий с наложением вибраций на режущий инструмент, проводились в следующем порядке:

1. Выбор режима резания
2. Обработка отверстий с наложением вибраций определенной частоты и амплитуды, запись контролируемых параметров.
3. Обработка отверстий обычным способом.

Для проверки результатов теоретической части работы экспериментальные исследования инерционно-импульсного привода проводились при следующих параметрах привода: $\lambda = 2$; двигатель А0-2-3I-2 ($N = 2,8$ квт $n = 3000$ об/мин). Жесткость пружины менялась от 100 до 500 кг/см с интервалом 100 кг/см.

Рассверливание отверстий ϕ 160 мм проводилось в деталях кра- на ДЭК-251, ступицы и ролика, на Челябинском механическом заводе. Обработка отверстия ϕ 160 мм проводилась с припуском 1,2...4 мм на диаметр за один проход. В существующем технологическом процессе расточка этого отверстия производилась за 2 прохода.

Импульсное рассверливание отверстия ϕ 160 мм в термоулучшен- ной стали 45 40...42 производилось на следующих оборотах шпин- деля:

$$n = 25 \text{ об/мин};$$

$$n = 31 \text{ об/мин};$$

$$n = 63 \text{ об/мин};$$

$$n = 80 \text{ об/мин}.$$

В процессе обработки для вышеперечисленного ряда оборотов выбирались подачи: $S = 0,1$ мм/об; $S = 0,2$ мм/об; $S = 0,31$ мм/об.

В результате обработки полученных осциллограмм составлена таблица амплитуды колебаний режущей кромки инструмента в зависи- мости от числа оборотов шпинделя n , продольной подачи S и ли- нейной жесткости.

По результатам проведенных теоретических и экспериментальных исследований сделаны следующие общие выводы:

1. На основании анализа исследований приводов инструмента для обработки металлов предложена новая схема инерционно-импульсного привода для токарных станков.

2. Создана математическая модель инерционно-импульсного меха- низма.

3. Предложена методика расчета основных динамических парамет- ров системы: двигатель - инерционно-импульсный механизм с упруги- ми элементами - инструмент для вибрационной обработки металлов.

4. На основании теоретических исследований предложены упро- щенные расчетные зависимости с достаточной точностью для инженер- ных расчетов и разработаны номограммы, позволяющие проектировать инерционно-импульсный привод инструмента с оптимальными метричес- кими и динамическими параметрами.

5. Впервые предложена методика расчета параметров инерцион- но-импульсного механизма в виброприводе рабочей машины методом математического моделирования на аналоговых вычислительных машинах.

6. Разработана, изготовлена и испытана работоспособная конструкция нового инерционно-импульсного привода для обработки отверстий в деталях крана ДЭК-25I.

7. По результатам экспериментальных исследований на базовом серийном токарно-винторезном станке модели I63 с инерционно-импульсным приводом в производственных условиях Челябинского механического завода при обработке ролика крана ДЭК-25I отмечено:

а) повышение производительности процесса обработки металлов в 1,2...1,5 раза по сравнению со статическим резанием;

б) зарегистрировано интенсивное дробление стружки, способствующее улучшению условий труда;

в) нагрев режущей кромки инструмента в режиме прерывистого резания весьма мал (не больше 80°). Это позволяет сделать предположение о повышении стойкости инструмента.

8. Получена удовлетворительная сходимость результатов теоретических и экспериментальных исследований, что подтверждает корректность сделанных допущений.

9. Годовой экономический эффект от внедрения разработанного автором инерционно-импульсного привода инструмента на токарно-винторезном станке модели I63 по Челябинскому механическому заводу составляет 32 тысячи рублей.

Основными задачами ближайших перспективных исследований можно считать:

1. Разработка и исследование динамики новых структурных схем инерционно-импульсных приводов для обработки металлов и оценка эффективности их применения.

2. Исследование стойкости режущего инструмента в условиях динамического резания металлов.

3. Создание и исследование динамики нового универсального токарного станка с инерционно-импульсным приводом инструмента и подачи.

4. Исследование возможности применения инерционно-импульсных приводов в различных металлорежущих станках и для различных обрабатываемых металлов.

5. Исследование инерционно-импульсного механизма привода инструмента при различных характеристиках двигателей.

Основное содержание диссертации изложено в следующих работах автора:

1. Разработка вибропривода с кулачковым импульсатором для чистовой обработки отверстий. (в соавторстве). Материалы XXIII научно-технической конференции. ЧПИ, Челябинск, 1970.

2. Инерционно-импульсный привод инструмента для обработки металлов на токарном станке (в соавторстве). Тезисы У Всесоюзной научно-технической конференции по вариаторам и передачам гибкой связью. Одесса, 1976.

3. Исследование динамики инерционно-импульсного механизма планетарного типа с упругими элементами (в соавторстве). Тезисы У Всесоюзной научно-технической конференции по вариаторам и передачам гибкой связью. Одесса, 1976.

4. Устройство для интенсификации процесса резания (в соавторстве). Положительное решение ГКСМ СССР по делам изобретений и открытий по заявке № 1922395.

5. Некоторые вопросы теории инерционно-импульсного привода для металлорежущих станков (в соавторстве). Ме...вузовский сборник научных трудов. Вып. I, "Бесступенчато-регулируемые передачи". Ярославль, 1976.

6. Исследование малых колебаний инструмента с инерционно-импульсным приводом (в соавторстве). Ме...вузовский сб. научн. трудов. Вып. I. Бесступенчато-регулируемые передачи". Ярославль, 1976.

7. Исследование резонансных колебаний инструмента с инерционно-импульсным приводом (в соавторстве). Сб. трудов ЧПИ. Вып. 175, Челябинск, 1976.

8. Методика определения параметров инерционно-импульсного привода инструмента (в соавторстве). Сб. трудов ЧПИ. Вып. 175, Челябинск, 1976.

9. Уравнения движения инерционно-импульсного привода инструмента планетарного типа (в соавторстве). Сб. трудов ЧПИ. Вып. 175, Челябинск, 1976.