На правах рукописи

Воронов Сергей Александрович

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ И МЕТОДОВ АНАЛИЗА ДИНАМИКИ ПРОЦЕССОВ АБРАЗИВНОЙ ОБРАБОТКИ ОТВЕРСТИЙ

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

доктора технических наук

Специальность 01.02.06. - **Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры**

05.03.01. **Технологии и оборудование механической и физико-технической обработки**

Москва 2008

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана

Официальные оппоненты:

Доктор технических наук, профессор Андронов Вячеслав Васильевич

Доктор технических наук, профессор Гречишников Владимир Андреевич

Доктор технических наук, профессор Асташев Владимир Константинович

Ведущая организация: ФГУП ММПО «Салют» г. Москва.

Защита диссертации состоится «13» ноября 2008 г. в _14-30_ на заседании диссертационного совета Д 212.141.03 в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, г. Москва, ул. 2-я Бауманская д.5.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Автореферат разослан «13 » октября 2008 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета Карпачев А.Ю.

1853828
Воронов С.А. Разработка ма

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Широкое применение в промышленности новых высокопрочных материалов со специальными свойствами требует разработки эффективных методов обработки резанием. Определение рациональных режимов обработки является одним из основных ресурсов повышения производительности процессов обработки металлов резанием. Особенно остро этот вопрос стоит в настоящее время при высокоточной обработке глубоких отверстий малого диаметра в топливной аппаратуре двигателей, деталей систем охлаждения, а также при обработке отверстий длинномерных цилиндрических деталей (артиллерийских стволов, высокопрочных труб и т.д.). Объясняется это двумя причинами. Первая причина заключается в огромном объеме изделий, в которых обрабатываются отверстия с глубиной от 5 до 100 диаметров. Вторая и главная причина состоит в том, что технологические процессы обработки глубоких отверстий, используемые в настоящее время на большинстве заводов, имеют высокую себестоимость и являются малопроизводительными для выполнения больших годовых программ. Технологические операции обработки глубоких отверстий из-за недостаточной жесткости инструмента сопровождаются вибрациями инструмента или детали, что существенно влияет на точность их обработки.

Все возрастающая потребность в изготовлении новых высокоточных изделий для нефтедобывающей и нефтеперерабатывающей промышленности, а также для ряда других отраслей предполагает использование принципиально новых технологий и оборудования при абразивной обработке отверстий. В частности такого типа операции присутствуют при изготовлении глубинных штанговых насосов, высокопрочных труб для реакторных батарей, установок для получения полиэтилена высокого давления и т.д. Основными деталями в перечисленных технических системах являются длинномерные цилиндры с точными и чистыми глубокими отверстиями диаметрами от 28 до 60 мм квалитета Н7 и шероховатостью внутренней поверхности не хуже R_a= 0,32 - 0,4 μm при отношении длины к диаметру отверстий 200... 250.

Наиболее распространенной операцией, обеспечивающей требуемые параметры отверстий, является абразивная обработка: хонингование, суперфиниширование, доводка. Эти процессы позволяют стабильно и экономично получать в условиях автоматизированного производства наиболее высокие показатели качества деталей. Хонингование, иначе называемое притирочным шлифованием, представляет собой разновидность абразивной обработки; его применяют для обработки внутренних и реже наружных поверхностей. Хонингованием получают гладкие и блестящие поверхности с R_a= 0,08 - 0,32 μm и точностью размеров по 6-7 квалитету. Помимо этого, хонингование обеспечивает высокую точность формы поверхности - овальность и конусность не более 0,005мм. Хонингование получило широкое распространение в различных отраслях машиностроения при обработке гильз и

блоков цилиндров двигателей, шатунов, зубчатых колес цилиндров гидросистем и амортизаторов и др.

Хонингование по сравнению со шлифованием обеспечивает значительно меньшее воздействие на материал поверхностного слоя изготовляемой детали, так как благодаря контакту по всей поверхности бруска удельное давление и температура в зоне резания при хонинговании намного меньше, чем при шлифовании, где контакт происходит только по линии. Поэтому обработка хонингованием дает малые остаточные внутренние напряжения и незначительные нарушения правильности строения материала поверхностного слоя; все это по сравнению со шлифованием обеспечивает более высокие эксплуатационные качества поверхности. Для хонингования оставляют небольшой припуск в пределах 0,02-0,1 мм. Однако, в последние годы хонингование стало процессом, который скорее можно назвать как доводка отверстий, так как существенно возросли уровни удаляемого припуска. Так, например, на практике используются операции чернового хонингования отверстий диаметра 25 мм заготовки из твердой стали длиной в 25 мм с припуском 0.4 мм. Некруглость и отклонение от прямолинейности, составляющие 0.1 мм при предварительном хонинговании, при окончательном достигают величин менее 1 мкм. Все это предполагает применение повышенных режимов, что приводит к увеличению сил резания и возбуждению вибраций.

Операция хонингования выполняется на вертикальных или на горизонтально-хонинговальных станках. Их традиционная схема исполнения предусматривает при рабочих возвратно-поступательных движениях инструмента поочередную работу вала хонинговальной головки, как на растяжение, так и на сжатие, а также на поперечные нагрузки, что из-за малой жесткости вала не может не сказаться на точности и производительности этой технологической операции и качестве обрабатываемой поверхности, вследствие возбуждения колебаний. Для обеспечения необходимой производительности и качества поверхности разрабатываются новые конструктивные схемы станков, новые технологические операции. В настоящее время разработаны и используются хонинговальные станки, на которых заготовка или хонинговальная головка совершает дополнительное колебательное движение; такой процесс назван вибрационным хонингованием. На основе исследований, проведенных в нашей стране и за рубежом, установлено, что введение дополнительного осциллирующего (колебательного) осевого движения позволяет повысить точность геометрии обрабатываемых отверстий, улучшить обрабатываемость труднообрабатываемых материалов и увеличить производительность съёма металла на 40-50%. Интенсификация процесса съема металла в рассматриваемом случае происходит благодаря тому, что при правильном выборе параметров и режимов обработки, процесс хонингования имеет колебательный характер, и режущие зерна при своем движении не повторяют траекторий движения предыдущих зерен. В результате этого их режущие

свойства используются в более полной мере, что приводит в частности к лучшему самозатачиванию и повышению эффективности воздействия СОЖ. Однако эти разработки требуют тщательного анализа динамических явлений, сопровождающих процесс обработки. Проведенные до настоящего времени исследования не позволяют выработать рекомендации по проектированию такого типа технологических операций. Экспериментальные исследования весьма трудоемки и не дают возможность обобщить полученные результаты на широкий диапазон используемых режимов. С похожими проблемами сталкиваются технологи при разработке подобных технологических операций абразивной обработки: шлифовании, доводке и др. Для проведения полномасштабных исследований влияния динамики на производительность процесса и точность обработки необходимо разработать адекватные математические модели, описывающие динамическое поведение инструмента и детали, а также модели формирования поверхности при абразивной обработке.

В связи с этим разработка новых моделей и методов исследования динамики процессов абразивной обработки является актуальной научно-технической проблемой.

Целью работы является повышение производительности, точности и надежности процессов абразивной обработки отверстий за счет разработки и внедрения эффективных методик расчета рациональных технологических режимов.

Для достижения поставленной цели в работе решались следующие **задачи**:

1. Разработка математических моделей, теории и методов расчета динамики инструмента в процессах абразивной обработки отверстий с целью анализа устойчивости процесса резания с постоянной подачей;
2. Разработка моделей процесса образования новых поверхностей при абразивной обработке и их связь с многоточечными моделями обработки резанием
3. Анализ влияния динамики абразивной обработки на точность поверхности получаемых отверстий
4. Разработка научно-обоснованных методик выбора режимов хонингования отверстий, обеспечивающих требуемую точность и качество поверхности;
5. Разработка математических моделей и методов расчета для новых технологий вибрационной абразивной обработки, обеспечивающих увеличение производительности и надежности.

Научная новизна

1. В диссертации разработана обобщенная модель анализа процесса обработки отверстий, которая включает в себя:
   - Модель динамики инструмента и детали;
   - Модель сил резания;
   - Модель образования новых поверхностей;
   - Модель анализа погрешностей формы обработанного отверстия.

Разработанная структура обобщенной модели может быть использована для любых операций обработки резанием, в том числе и для абразивной обработки отверстий.

2. Разработаны новые модели динамики процессов абразивной обработки при хонинговании глубоких отверстий, которые включают в себя все вышеперечисленные компоненты обобщенной модели резания.
3. В диссертации впервые разработана модель распределенных сил резания при абразивной обработке и модель образования новых поверхностей для хонингования глубоких отверстий.
4. Разработана методика прогнозирования погрешностей формы и качества поверхности при хонинговании, учитывающая динамику технологической системы.
5. Разработана методика, алгоритмы и программное обеспечение визуализации изменения погрешностей формы цилиндрических поверхностей, получаемых при абразивной обработке, с помощью интегральных критериев, подсчитанных в результате моделирования.
6. Впервые исследована динамическая устойчивость поперечных колебаний вращающегося вала инструмента под воздействием циркуляционных сил резания при параметрическом возбуждении инструмента.

Достоверность полученных результатов диссертации определяется:

- применением фундаментальных положений (законов) механики деформируемого твердого тела;
- использованием известных уравнений колебаний вращающихся стержневых систем нагруженных сосредоточенными силами и моментами;
- сопоставлением некоторых частных решений с приведенными в литературе данными экспериментов;
- контролем точности при проведении вычислений на ПЭВМ.

Практическая значимость работы заключается в разработанных:

- методике и программе расчёта комплексных собственных значений колебаний вала инструмента и хонинговальной головки для различных кинематических схем процесса абразивной обработки в зависимости от задаваемых режимов и конструктивных особенностей инструмента, что позволяет рассчитывать как частотные характеристики, так и значения критических параметров и режимов обработки, при которых колебания инструмента при движении по поверхности без погрешности формы становятся неустойчивыми.
- методиках и программах, позволяющих определять силы контактного взаимодействия инструмента и обрабатываемой поверхности (силы резания) на этапе технологического проектирования.
- алгоритмах и программах, позволяющих путем моделирования рассчитать форму поверхности, образующуюся в результате процесса хонингования отверстий, оценить ее качество с помощью интегральных

критериев, и оценить необходимое технологическое время для снятия заданного припуска.

- технологических рекомендациях по выбору режимов резания, конструкции инструментов и кинематических и динамических параметров процесса, позволяющих прогнозировать получение отверстий с заданной точностью, также осуществлять управление процессом на основании разработанных моделей и методов.
- моделях, позволяющих обосновать возможность применения новых технологических операций вибрационной абразивной обработки и определять рациональные режимы, при которых производительность операции повышается на 40-50%.

Реализация результатов работы. Работы выполнялись в МГТУ им. Н.Э. Баумана по межвузовской научно-технической программе Минвуза РСФСР «Динамика и прочность машин», научно-технической программы «Научные исследования высшей школы по приоритетным направлениям науки и техники», грантам РФФИ и NSF (США), и в рамках сотрудничества с ФГУП ММПП «Салют».

Апробация работы

Основные результаты работы докладывались и обсуждались на следующих научно-технических конференциях и научно-технических симпозиумах: «ASME International Design Engineering Technical Conference» (сентябрь 12 - 16, 1999, Las Vegas, США), «ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition» (ноябрь 5-10, 2000, Orlando, США), 2nd Workshop on Nonlinear Dynamics and Control of Mechanical Processing (июнь 15, 2001, Будапешт, Венгрия), «ASME Design Engineering Technical Conference» (сентябрь 9-12, 2001, Pittsburgh, США), 4th EUROMECH Nonlinear Oscillations Conference (август 19-23, 2002, Москва), XIV международный симпозиум "Динамика сильно нелинейных вибро-ударных систем", ИМАШ РАН РФ, (18-24 мая 2003, Москва), Международный симпозиум «Актуальные проблемы технологии современного машиностроения» (Москва, МАИ, февраль, 2004), «ASME Design Engineering Technical Conference», (Сентябрь 2-6, 2003, Chicago, США), IMECE2004: Symposium "The Influence of Process Dynamics on Traditionally Machined Surface", (ноябрь 13-19, 2004, Anaheim, США), «ASME Design Engineering Technical Conference», (сентябрь 24-28, 2005, Long Beach, США), III международная конференция "Проблемы Механики Современных Машин" (г. Улан-Удэ, 21-27 июня 2006), научно-технический семинар по теории упругости и теории колебаний кафедры «Прикладная механика» МГТУ им Н.Э. Баумана 30 июня 2005 г. и 1 марта 2007 г. и др.

Публикации

По теме диссертации опубликовано 22 печатные работы.

Структура и объем работы

Диссертационная работа состоит из введения, 6 глав, 146 рисунков, 17 таблиц, общих выводов и списка использованной литературы.

Автор выражает благодарность заслуженному деятелю науки и техники РФ, д.т.н., профессору В.А. Светлицкому и д.т.н. профессору А.М. Гуськову за поддержку, доброжелательную критику и консультации по ряду разделов диссертации.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении отмечена актуальность темы диссертации, сформулированы конечная цель исследования и решаемые задачи, приведена научная новизна и практическая значимость исследования.

Первая глава диссертации посвящена аналитическому обзору работ, связанных с проблемами повышения производительности, точности и надежности процессов обработки отверстий, доля которых составляет не менее 20 % при производстве изделий в машиностроении. Вибрации при обработке резанием являются одним из основных критериев, определяющих, как точность обработки, так и стойкость инструмента. Особенно этот вопрос остро стоит при обработке отверстий, когда инструмент не обладает достаточной жесткостью, и возможно возбуждение вибраций. Исследование динамики процессов обработки резанием осложняется тем, что до сих пор не разработано адекватных моделей механики косоугольного несвободного резания. Большое количество публикаций и исследований посвящено механике резания (И.А.Тиме, К.А. Зворыкин, А.А. Брикс, Н.Н. Зорев, П. Арнольд, М.Е. Мерчант и др). Однако в основном эти исследования посвящены анализу статики процесса резания. Исследования процессов резания с учетом возникающих вибраций стали интенсивно развиваться с середины 20 века в работах Каширина, А.П. Соколовского, J. Tlusty, S.A. Tobias, H.E. Merrit, S. Doi, S. Kato, В.А. Кудинова, М.Е. Эльясберга, В.Н. Подураева, которые установили, что возникающие колебания как правило относятся к автоколебаниям. Наиболее интенсивно исследования по моделированию динамики процессов резания получили за последние 20 лет в работах N.A. Hanna, G. Stepan, Y. Altintas, А.М. Гуськова, E. Budak, M. Davies, T. Insperger, и др. Разработаны динамические модели одноточечного резания, описывающие процессы строгания, токарной обработки, сверления, фрезерования. При этом силы резания моделируются как нелинейные эмпирические зависимости от толщины срезаемого слоя, которая в свою очередь зависит от взаимного положения режущих кромок инструмента и обрабатываемой поверхности, как в настоящий момент времени, так и в момент предыдущего прохода режущих кромок по этой поверхности, т.е. является функцией с запаздывающим аргументом. Методы анализа линейных динамических систем с запаздыванием представлены в работах отечественных ученых А.Д. Мышкиса, Л.Е. Эльсгольца, С.Б. Норкина, В.П. Рубаника, а также зарубежных исследователей Дж. Хэйл, G. Stepan и т.д. Разработаны методы исследования собственных значений, динамической устойчивости, в том числе и при параметрическом возбуждении, методы численного интегрирования. В настоящее время большое внимание уделяется методам анализа нелинейных

динамических систем с запаздыванием. Для их исследования используются те же методы, что и для систем без запаздывания: метод гармонического баланса, методы возмущений, асимптотические методы и др.

Исследование динамики абразивной обработки отверстий осложняется тем, что взаимодействие инструмента и обрабатываемой поверхности происходит по поверхности, т.е. имеет место распределенное резание. В настоящее время существующие модели для таких сил резания исследованы недостаточно, необходим анализ их использования для моделирования возникающих динамических процессов при обработке. Для разработки модели процесса «прерывистого» и «распределенного» резания необходимо иметь, помимо модели сил резания, модель формирования новых поверхностей, которая будет составной частью модели процесса обработки. В настоящее время таких моделей нет. Разработаны алгоритмы для расчета параметров срезаемого слоя, основанные на геометрическом моделировании кинематического внедрения инструмента в обрабатываемый материал. Разработанные на базе кинематики геометрические модели были использованы для анализа процессов фрезерования (K.F. Ehman, Y. Altintas), шлифования (E. Salisbury). Однако они не вполне применимы для процесса хонингования, так как инструмент является менее жестким, чем при шлифовании или фрезеровании и его внедрение в обрабатываемый материал значительно меньше амплитуды поперечных вибраций вала. Тогда имеет место, как упругое взаимодействие контактируемых поверхностей, так и внедрение в обрабатываемый материал, т.е. резание. Наиболее применима к процессу хонингования модель, основанная на гипотезе Престона, использованная А.М. Гуськовым, А. Грязновым, согласно которой скорость съема обрабатываемого материала пропорциональна работе сил трения (резания), действующих в зоне контакта. Таким образом, силы резания на контактирующих поверхностях моделируются как распределенные силы сухого трения, пропорциональные силам нормального давления и направленные в обратную сторону относительной скорости движения инструмента и детали в точке контакта. В общем случае силы взаимодействия циркуляционные, нелинейные и носят неконсервативный характер. Динамическая модель процесса хонингования сводится к расчету динамики вращающегося вала нагруженного нелинейными циркуляционными силами, действующими на хон и зависящими от поперечных смещений и углов поворота сечений вала. Задачи такого рода рассмотрены, например, Х. Лейпхольцем, Г. Циглером, В.В. Болотиным, Ф.М. Диментбергом, В.А. Светлицким. Установлено, что при определенных условиях в этих системах возможна динамическая бифуркация положений равновесия, приводящая к возбуждению вибраций с нарастающей амплитудой. Для процесса обработки такие вибрации могут привести к снижению точности и качества обработки. В настоящей работе разработаны математические модели процесса хонингования, позволяющие исследовать динамическую устойчивость процесса, прогнозировать процесс формирования поверхности и процесс

исправления погрешности формы и качества поверхности, определять рациональные режимы и параметры инструмента.

На основании выполненного аналитического обзора сформулированы основные задачи исследований.

Во второй главе рассмотрены основные особенности процессов высокоточной обработки глубоких отверстий, проанализированы существующие модели расчета этих процессов и проблемы повышения их производительности, точности и надежности. Особое внимание при анализе уделено методам вибрационной обработки отверстий, позволяющим с учетом реальной жесткости технологической системы, использовать возникающие вибрации для увеличения эффективности процесса обработки резанием. К положительным эффектам вибрационных процессов можно отнести дробление стружки, позволяющее беспрепятственно удалять ее из зоны резания при глубоком сверлении; периодический выход режущих кромок инструмента из обрабатываемого материала заготовки обеспечивающий лучший доступ СОЖ для смазки и охлаждения; дополнительное движение абразивных брусков и притиров при вибрационном хонинговании, суперфинишировании и доводке, дающих возможность режущему инструменту за то же время обработки охватывать большую поверхность заготовки, что значительно повышает производительность. Рассмотрены типовые примеры промышленного внедрения, в т.ч. виды обрабатываемых материалов, режимов резания и вибраций для операций вибрационного сверления, вибрационного хонингования и суперфиниширования. Выявлены основные проблемы повышения качества поверхности при обработке отверстий. На основании проведенного исследования разработана классификация задач абразивной обработки отверстий, которая включает в себя:

1. Классификацию задач абразивной обработки отверстий по кинематической схеме:
   - расположение (вертикальное, горизонтальное);
   - Расположение хона (жестко закреплен на валу, шарнирно прикреплен, с помощью карданной передачи);
   - длина отверстия и инструмента (короткие, длинные);
   - движения инструмента и детали (возвратно-поступательное, вибрационное, однопроходное);
   - вращение (детали или инструмента, или одновременное);
   - радиальная подача (постоянная, ступенчатая, выхаживание);
   - конструкция хона (один режущий брусок, два, мультибрусковый);
2. Классификацию задач абразивной обработки отверстий по законам резания (обрабатываемый материал, инструмент, характеристики абразива);
3. Классификацию задач абразивной обработки отверстий по динамической компоновке и механизму возбуждения колебаний.

В работе приведены основные схемы вибрационной обработки,

требующие разработки математических моделей с целью адекватного описания и повышения их производительности.

Третья глава посвящена разработке математических моделей для динамического анализа процессов абразивной обработки отверстий в соответствии с введенной классификацией. Выявлены основные механизмы возбуждения колебаний в процессе хонингования, которые включают:

- Собственные и вынужденные поперечные и крутильные колебания вращающегося вала инструмента;
- Возбуждение неустойчивых колебаний вала хонинговальной головкой под действием циркуляционных неконсервативных сил резания;
- Параметрическое возбуждение поперечных вибраций вращающегося вала при несимметричной радиальной жесткости хонинговальной головки;
- Параметрическое возбуждение поперечных вибраций вала при кинематическом возбуждении вала в процессе вибрационного хонингования;
- Возбуждение колебаний за счет регенеративного механизма при движении брусков по поверхности; полученной на предыдущем проходе;
- Возбуждение поперечных вибраций хонинговальной головки при обработке поверхности имеющей начальные погрешности формы.

Введена новая обобщенная модель процесса обработки резанием, элементы которой взаимосвязаны между собой. Разработанные модели включают: модели динамического поведения инструмента; модели описывающие зависимости для сил резания, т.е. сил контактного взаимодействия режущих и направляющих брусков хонинговальной головки и обрабатываемой поверхности; модели описывающие формирование новых поверхностей в зависимости от действующих сил резания, а также поперечных перемещений и поворота брусков хонинговальной головки; а также модель анализа формы цилиндрической поверхности, с целью выявления интегральных критериев оценки погрешностей формы отверстия. Таким образом, полный анализ процесса обработки возможен при наличии всех вышеперечисленных моделей.

Модель динамики инструмента Инструмент рассматривается как гибкий вращающийся вал, на котором установлена хонинговальная головка с режущими и направляющими брусками. Консольный вал длиной L_0, вращается с угловой скоростью ω, валу сообщается также возвратно-поступательное движение со скоростью V_{ax}. Для вибрационного хонингования помимо постоянной скорости добавляются осевые вибрации с заданной частотой и амплитудой. На валу шарнирно закреплена хонинговальная головка массой M (рис. 1а). Рассматривается также кинематическая схема хонингования глубоких отверстий, когда хонинговальная головка установлена в промежуточном сечении, а вал шарнирно закреплен на правом конце (рис. 1б). Рассмотрена также схема с карданным креплением хонинговальной головки на правом торце

вала (рис. 1в). Уравнения малых поперечных колебаний вращающегося вала в естественных осях, связанных с осью стержня имеют вид (рис.2):

$$\frac{\partial^2 u_2}{\partial \tau^2} - J_{33}\frac{\partial^4 u_2}{\partial \tau^2 \partial \zeta^2} - J_{11}\omega_{10}\frac{\partial^3 u_3}{\partial \tau\, \partial \zeta^2} + A_{33}\frac{\partial^4 u_2}{\partial \zeta^4} + M_{10}\frac{\partial^3 u_3}{\partial \zeta^3} - Q_{10}\frac{\partial^2 u_2}{\partial \zeta^2} = \Delta P_2 - \frac{\partial \Delta T_3}{\partial \zeta}$$

$$\frac{\partial^2 u_3}{\partial \tau^2} - J_{22}\frac{\partial^4 u_3}{\partial \tau^2 \partial \zeta^2} + J_{11}\omega_{10}\frac{\partial^3 u_2}{\partial \tau\, \partial \zeta^2} + A_{22}\frac{\partial^4 u_3}{\partial \zeta^4} - M_{10}\frac{\partial^3 u_2}{\partial \zeta^3} - Q_{10}\frac{\partial^2 u_3}{\partial \zeta^2} = \Delta P_3 + \frac{\partial \Delta T_2}{\partial \zeta} \quad (1)$$

где u_2, u_3 – безразмерные поперечные смещения оси вала; $p_{01}^2 = \frac{EJ_{22}}{m_0 L_0^4}$ – характерная частота; m_0 – погонная масса вала; $\tau = p_{01}t$ – безразмерное время; $\zeta = s/L_0$ – безразмерная координата вдоль оси вала; $\omega_{10} = \omega/p_{01}$ – безразмерная угловая скорость инструмента; $J_{ii} = \frac{J_i}{F_0 L_0^2}$, $i = 1,3$ – безразмерные моменты инерции сечения стержня, длина которого равна единице; F_0 – площадь поперечного сечения вала в начале координат;
A_{ii}, $i = 2,3$ – изгибные жесткости вала; Q_{10} – безразмерная осевая сила; M_{10} – безразмерный осевой момент; $\Delta P_2, \Delta P_3, \Delta T_2, \Delta T_3$ – внешние распределенные силы и моменты, приложенные к валу.

Хонинговальная головка состоит из оправки с упруго присоединёнными к ней брусками хона длиной l_h квадратного сечения $W_0 \times h_{hone}$. Оправка обладает физическими моментами инерции относительно трех осей, J_0 – момент относительно продольной оси, J_1 – момент инерции относительно поперечных осей.

Бруски за счет специального механизма прижаты в радиальном направлении к поверхности детали. Предполагается, что безинерционные бруски находятся в постоянном контакте с обрабатываемой поверхностью, вращаясь вместе с валом и оправкой с постоянной угловой скоростью ω. Усилия, передающиеся от вала через механизм разжатия на бруски и далее на обрабатываемую поверхность, могут быть схематизированы как линейные вязко-упругие с коэффициентом жесткости k и коэффициентом демпфирования c и зависят от относительного положения бруска и вала в радиальном направлении.

Рассматриваются различные схемы расположения брусков хона, показанные на рис. 3. Имеется три бруска: один является режущим, он расположен так, что направление его перемещения совпадает с положительным направлением вертикальной оси связанной вращающейся системы координат, два других бруска отклонены на угол θ от отрицательного направления вертикальной оси и являются направляющими. Рассмотрена также схема с большим количеством брусков равномерно распределенных по цилиндрической поверхности.

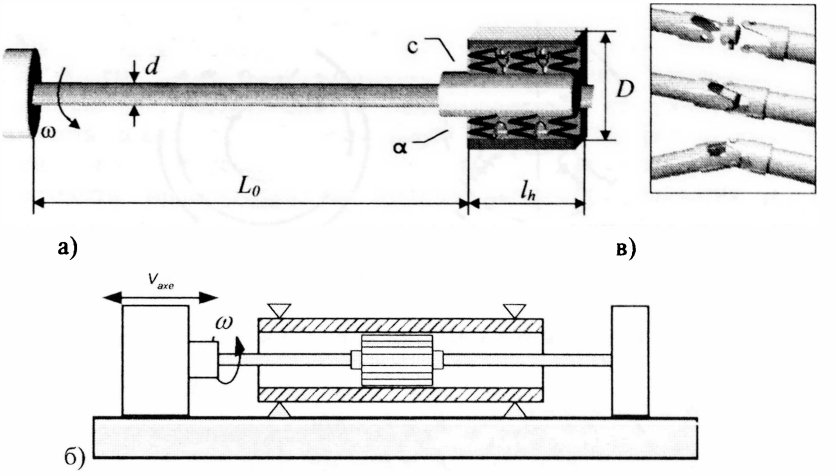


Рис. 1. Схема процесса хонингования отверстий

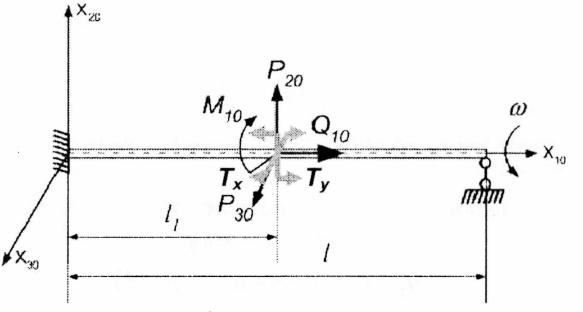


Рис. 2. Расчетная схема вала

Для кинематической схемы показанной на рис. 1а хонинговальная головка имеет четыре степени свободы: перемещения центра тяжести u, v и два угла поворота ϑ_u, ϑ_v относительно соответствующих осей во вращающейся системе координат.

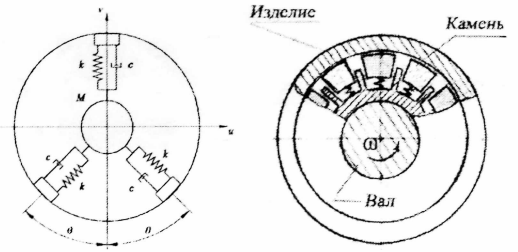


Рис. 3. Схема расположения брусков хона

Систему уравнений динамики хона (рис.4, рис.5) в общем виде представим как:

$$-J_1\ddot{\vartheta}_y + J_0\omega\dot{\vartheta}_x + T_y + R_x\frac{l_h}{2} = 0 \qquad R_x = P_x - M\ddot{u}$$
$$-J_1\ddot{\vartheta}_x - J_0\omega\dot{\vartheta}_y + T_x - R_y\frac{l_h}{2} = 0 \qquad R_y = P_y - M\ddot{v} \qquad (2)$$

Перемещения центра масс головки связаны с перемещениями конца вала следующими соотношениями в безразмерном виде:

$$u = u_2^{rot}(L_0) + \frac{l_h}{2}\vartheta_y$$
$$v = u_3^{rot}(L_0) - \frac{l_h}{2}\vartheta_x \qquad (3)$$

где u_2^{rot}, u_3^{rot} - перемещения конца вала во вращающейся системе координат, связанной с хоном.

Переходя от неподвижной системы координат к подвижной получим:

$$u_2^{rot} = u_2\cos\varphi + u_3\sin\varphi$$
$$u_3^{rot} = -u_2\sin\varphi + u_3\cos\varphi \qquad (4)$$

Для случая, когда хонинговальная головка расположена на валу, усилия взаимодействия брусков и детали передаются на вал через вязко-упругую связь согласно схеме показанной на рис. 2.

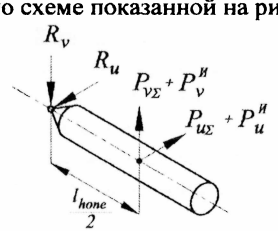


Рис. 4. Силы, действующие на хонинговальную головку

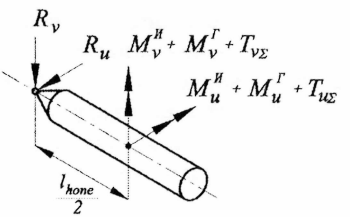


Рис. 5. Моменты, действующие на хонинговальную головку

Модель сил резания

В общем случае распределенные силы резания, возникающие при взаимодействии инструмента с обрабатываемой поверхностью, можно разложить на касательную и нормальную составляющие (рис. 6). Нормальная составляющая, обусловленная нормальным давлением на режущей поверхности, моделируется как давление начального поджатия p_0, плюс дополнительное давление за счет поперечного смещения и поворота вала (рис. 6), передаваемое через вязко-упругую связь, и определяется как:

$$p_1 = p_0 + k\left(v - Y_{R1} - \vartheta_u \zeta\right) + c\left(\dot{v} - \dot{\vartheta}_u \zeta\right)$$

$$p_{2,3} = p_0 \mp k\left(u \pm Y_{R2,3} + \vartheta_y \zeta\right)\sin\theta - k\left(v + Y_{R2,3} - \vartheta_u \zeta\right)\cos\theta \mp \qquad (5)$$

$$c\left(\dot{u} + \dot{\vartheta}_v \zeta\right)\sin\theta - c\left(\dot{v} - \dot{\vartheta}_u \zeta\right)\cos\theta$$

где k – эквивалентная жёсткость бруска, $H/м^3$;

c – эквивалентное демпфирование бруска, $H \cdot c/м^3$;

ζ – координата точки поверхности хонинговальной головки в осевом направлении, *мм*;

Y_{ri} – отклонения обрабатываемой поверхности от базовой поверхности (идеального цилиндра) в точках, соответствующих положению центра масс *i*-того бруска хонинговальной головки;

i – номер бруска.

Касательная составляющая сил резания определяется как сила сухого трения (рис.6), направленная в противоположную сторону относительной скорости движения инструмента и детали и пропорциональная нормальной составляющей сил взаимодействия:

$$\tau_i = \tau_{i\Sigma} \cos\beta = f_{ti}\, p_i \cos\beta; \qquad \sin\beta = V_a / V_t \quad (6)$$

$$\tau_{iz} = -\tau_{i\Sigma} \sin\beta = -f_{ti}\, p_i \sin\beta$$

где f_{ti} – коэффициент резания *i*-того режущего бруска (f_{ti}=0.3 – 0.5), для направляющих брусков -- коэффициент сухого трения (f_{ti}=0.1 – 0.3);

V_{ax}, V_t – скорости осевого и окружного движения брусков.

Схема взаимодействия брусков с обрабатываемой поверхностью показана на рис. 6 и 7.

Равнодействующие сил резания найдём, проинтегрировав проекции давлений по всей площади хонинговальной головки. Введем обозначения:

$A = W_0 l_h$ – площадь контактной поверхности бруска

$J_b = W_0 \dfrac{l_h^3}{12}$ – момент инерции сечения бруска плоскостью, параллельной контактной поверхности.

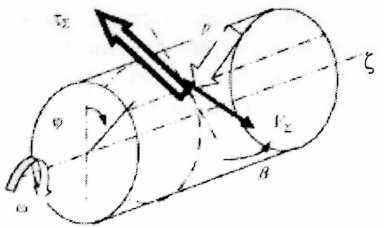


Рис. 6. Силы резания

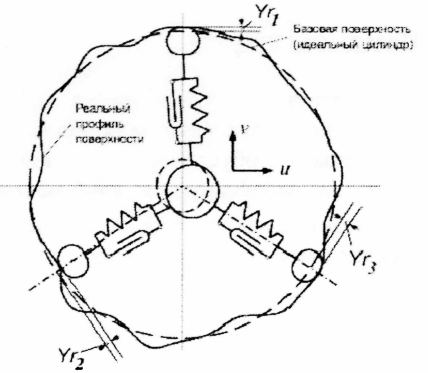


Рис. 7. Схема взаимодействия брусков с обрабатываемой поверхностью

С учётом введенных обозначений выражения для сил резания и моментов сил резания для схемы с одним режущим бруском и двумя направляющими во вращающейся системе координат примут вид:

$$
\begin{aligned}
&P_x = -2kA\sin^2\theta\cdot u - 2cA\sin^2\theta\cdot\dot{u} + kA\cos\beta\left(f_c + 2f_t\cos^2\theta\right)v - p_0A\cos\beta\left(2f_t\cos\theta - f_c\right) + \\
&cA\cos\beta\left(f_c + 2f_t\cos^2\theta\right)\dot{v} - kA\left(Y_{R2} - Y_{R3}\right)\sin\theta - kA\cos\beta\left[f_cY_{R1} - f_t\left(Y_{R2} + Y_{R3}\right)\cos\theta\right], \\
&P_y = -kA\left(1 + 2\cos^2\theta\right)v - cA\left(1 + 2\cos^2\theta\right)\dot{v} - 2kAf_t\cos\beta\sin^2\theta\cdot u + p_0A\left(2\cos\theta - 1\right) - \\
&2cAf_t\cos\beta\sin^2\theta\cdot\dot{u} + kA\left[Y_{R1} - \left(Y_{R2} + Y_{R3}\right)\cos\theta\right] - kAf_t\cos\beta\left(Y_{R2} - Y_{R3}\right)\sin\theta, \\
&P_z = -\left(2f_t + f_c\right)p_0A\sin\beta + A\sin\beta\left(2f_t\cos\theta - f_c\right)\left(kv + c\dot{v}\right) + kA\sin\beta\left[f_cY_{R1} + f_t\left(Y_{R2} + Y_{R3}\right)\right]
\end{aligned}
\tag{7}
$$

$$
\begin{aligned}
&T_x = -kJ_b\left(1 + 2\cos^2\theta\right)\vartheta_x - cJ_b\left(1 + 2\cos^2\theta\right)\dot{\vartheta}_x + kAR\sin\beta\left(f_c + 2f_t\cos^2\theta\right)\cdot v + \\
&+cAR\sin\beta\left(f_c + 2f_t\cos^2\theta\right)\cdot\dot{v} - kAR\sin\beta\left[f_cY_{R1} - f_t\left(Y_{R2} + Y_{R3}\right)\cos\theta\right] + \\
&+p_0AR\sin\beta\left(f_c - 2f_t\cos\theta\right) \\
&T_y = -2kJ_b\sin^2\theta\cdot\vartheta_y - 2cJ_b\sin^2\theta\cdot\dot{\vartheta}_y - 2kARf_t\sin\beta\sin^2\theta\cdot u - \\
&-2cARf_t\sin\beta\sin^2\theta\cdot\dot{u} - kARf_t\sin\beta\sin\theta\left(Y_{R2} - Y_{R3}\right) \\
&T_z = -p_0AR\left(f_c + 2f_t\right)\cos\beta - AR\cos\beta\left(f_c - 2f_t\cos\theta\right)\left(kv + c\dot{v}\right) + \\
&kAR\cos\beta\left[f_cY_{R1} + f_t\left(Y_{R2} + Y_{R3}\right)\right]
\end{aligned}
\tag{8}
$$

Для случая мультибрускового инструмента равнодействующие будут:

$$
\begin{aligned}
&P_x = f_tR\pi l_h\cos\beta(ku_{yd} + \alpha\dot{u}_{yd}) - R\pi l_h(ku_{xd} + \alpha\dot{u}_{xd}), \\
&P_y = -f_tR\pi l_h\cos\beta(ku_{xd} + \alpha\dot{u}_{xd}) - R\pi l_h(ku_{yd} + \alpha\dot{u}_{yd}), \\
&P_z = -2f_tp_{01}Rl_h\pi\sin\beta,
\end{aligned}
\tag{9}
$$

$$T_x = -\frac{R\pi l_h^3}{12}(k\vartheta_{xd} + \alpha\dot{\vartheta}_{xd}) + \frac{R\pi l_h^3}{12} f_t \cos\beta(k\vartheta_{yd} + \alpha\dot{\vartheta}_{yd}) -$$
$$- f_t R^2 \sin\beta\pi l_h (ku_y + \alpha\dot{u}_y) - 2 f_t p_{01} R l_h \pi \sin\beta u_{yd},$$
$$T_y = -\frac{R\pi l_h^3}{12}(k\vartheta_{yd} + \alpha\dot{\vartheta}_{yd}) - \frac{R\pi l_h^3}{12} f_t \cos\beta(k\vartheta_{xd} + \alpha\dot{\vartheta}_{xd}) + \qquad (10)$$
$$+ f_t R^2 \sin\beta\pi l_h (ku_{xd} + \alpha\dot{u}_{xd}) + 2 f_t p_{01} R l_h \pi \sin\beta u_{xd},$$
$$T_z = -2\pi R^2 l_h f_t \cos\beta p_{01}.$$

Систему уравнений динамики хона (2) с учетом сил взаимодействия можно представить в виде:

$$\mathbf{M}\frac{d^2}{dt^2}\overline{\mathbf{X}} + \mathbf{D}\frac{d}{dt}\overline{\mathbf{X}} + \mathbf{K}\overline{\mathbf{X}} = \overline{\mathbf{B}} \qquad (11)$$

где матрицы **D**, **K** и вектор **B** зависят от параметров инструмента и могут быть определены для различных кинематических схем по уравнениям (7)-(10), а

$$\overline{\mathbf{X}} = \begin{pmatrix} u \\ v \\ \vartheta_x \\ \vartheta_y \end{pmatrix}; \quad \mathbf{M} = \begin{pmatrix} M & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M & 0 & 0 \\ \frac{Ml_h}{2} & 0 & 0 & J_1 \\ 0 & \frac{Ml_h}{2} & -J_1 & 0 \end{pmatrix}.$$

<u>Модель формирования новых поверхностей</u>

Примем, согласно закону Престона, что скорость съёма материала при резании прямо пропорциональна работе, совершенной силами трения, действующими на элемент поверхности в данной точке (рис. 8), то есть

$$\frac{dY_R}{dt} = p\frac{V_\Sigma}{k_y \sigma_0} \qquad (12)$$

где $Y_R = Y_R(t)$ – радиальная координата обрабатываемой поверхности под режущим бруском; p – давление бруска на поверхность; k_y – безразмерный коэффициент, который зависит от свойств материала и определяется эмпирически; σ_0 – прочность материала детали.

Таким образом, новая координата поверхности в каждой точке определяется следующим образом:

$$Y_R(t) = Y_R(t - T_j) + h(t),$$
$$h(t) = p(t)\frac{V_\Sigma \Delta t}{k_y \sigma_0} = k_w p(t),\ 0 \le h(t) \le h_g, \qquad (13)$$

где Δt – время контакта бруска с какой-то определённой точкой поверхности, а $t - T_j$ –время, когда эта точка поверхности обрабатывалась на предыдущем проходе, k_w – эмпирический коэффициент резания.

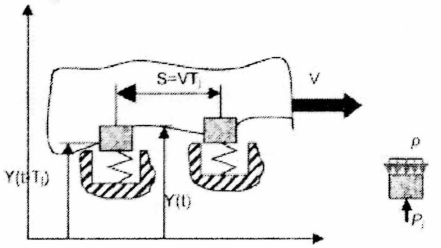


Рис. 8. Схема образования новых поверхностей

При разработке модели образования новых поверхностей будем считать, что толщина слоя, снимаемого за один проход, незначительна по сравнению с величинами поперечных перемещений вала. Таким образом, она не влияет на величину нормальной составляющей силы резания, определяемой выражением (5). Будем также считать, что координата поверхности в каждой точке изменяется после прохода бруска через эту точку (изменение поверхности, определяемое выражением (13), не входит в уравнение динамики инструмента).

Таким образом, полная система уравнений динамики модели хонингования будет включать в себя уравнения динамики вала (1) и хона (2), уравнения сил резания (7)-(10) и уравнения образования новых поверхностей (13). В общем случае уравнения модели являются дифференциальными уравнениями в частных производных, с периодическими коэффициентами, включающими алгебраические нелинейные уравнения с запаздыванием. Решение этих уравнений можно получить только численно. Частные случаи решения уравнений модели рассмотрены в последующих разделах.

Четвертая глава посвящена исследованию устойчивости процесса хонингования при обработке идеальной поверхности без начальной погрешности формы. Возбуждение колебаний инструмента происходит за счет циркуляционных сил взаимодействия при резании, а также за счет параметрического возбуждения колебаний вращающегося вала инструмента с неосесимметричной хонинговальной головкой и при наличии внешнего осевого возбуждения. В этом случае изменение поверхности считается равным нулю, $Y_{Ri}(t)=0$, и уравнения модели приводятся к линейным однородным дифференциальным уравнениям. Для случаев с несимметричным расположением брусков хона и при наличии внешнего осевого возбуждения уравнения будут включать слагаемые с периодически изменяющимися во времени коэффициентами.

Определение собственных значений.

Собственные значения задачи находятся из решения уравнений (1) и (11), где усилия взаимодействия вала и хона входят в краевые условия для уравнений (1). Для осесимметричного инструмента решение уравнений (1) ищем в виде: $U(\xi,\tau)=U_0(\xi)\cdot e^{\lambda\tau}$, λ - неизвестное собственное значение задачи, $U(\xi,\tau)=u_2(\xi,\tau)+iu_3(\xi,\tau)$, комплексное представление перемещения оси вала.

Подставляя в уравнение (1), получаем дифференциальное уравнение 4 порядка относительно функции $U_0(\xi)$:

$$\frac{d^4U_0}{d\xi^4} - i\cdot\tilde{T}_z\frac{d^3U_0}{d\xi^3} + \left(i\lambda\tilde{J}_{11}\nu - \tilde{J}_{33}\lambda^2 - \tilde{P}_z\right)\frac{d^2U_0}{d\xi^2} + \lambda^2U_0 = 0, \qquad (14)$$

и краевые условия, в которые входят усилия взаимодействия вала и хона.
Для случая закрепления хона на промежуточном сечении вала (Рис.2) краевые условия имеют вид:
при $\xi = 0,\ U = 0;\ dU/d\xi = 0$ при $\xi = 1,\ U = 0;\ d^2U/d\xi^2 = 0,$ для шарнирного закрепления и $U = 0;\ dU/d\xi = 0$ для случая заделки на правом краю вала.

Кроме того, в сечении, в котором закреплена хонинговальная головка, должны быть выполнены условия стыковки между участками:

$$U_+ = U_-;\ dU_+/d\xi = dU_-/d\xi;\ \Delta\tilde{Q}_+ = \Delta\tilde{Q}_- - \vartheta\tilde{Q}_{10} + U\left(m\lambda^2 + \tilde{c}\left(1 + if\cos\beta\right)\right).$$

$$\Delta\tilde{M}_+ = \Delta\tilde{M}_- - i\vartheta\tilde{M}_{10} + (I_1\lambda^2 - iI_0\nu\lambda)\vartheta + \frac{\tilde{c}\,\xi_0^2}{12}(1 + if\cos\beta)\vartheta - r\tilde{c}\,f\sin\beta U. \qquad (15)$$

Для кинематической схемы с шарнирно закрепленной головкой (Рис. 1а) краевые условия на левом конце вала ($\xi = 0$) такие же, как и для схемы с промежуточным расположением хона, а на правом конце при $\xi = 1$, краевые условия будут: $\Delta\tilde{Q} = P - P_z\,dU/d\xi,\ \Delta M = T + jT_z\,dU/dz,$ (16)

где $\Delta Q = \Delta Q_2 + j\Delta Q_3$ и $\Delta M = \Delta M_3 - j\Delta M_2$ внутренние поперечная сила и изгибающий момент, $P = P_2 + jP_3$ и $T = T_3 - jT_2$ реактивные поперечная сила и изгибающий момент, выраженные в комплексном виде. Отметим, что уравнения (14) и краевые условия (15) и (16) получены в невращающейся системе координат, связанной с осью стержня $\{e_i\}$, а силы взаимодействия хонинговальной головки (8)-(10) во вращающейся системе координат $\{xyz\}$.

Решение полученного уравнения (14) в свою очередь ищем в экспоненциальном виде, тогда с учетом краевых условий и уравнений (11) получаем частотное уравнение вида $\det\left|D(\lambda)\right| = 0$, комплексные корни которого являются собственными значениями системы. Решение уравнения (14) для функции $U_0(\xi)$, с подставленными в них собственными значениями даст функции формы колебаний вала. Необходимо отметить, что для случая, когда жесткость и демпфирование брусков хона являются неосесимметричными необходимо усилия взаимодействия переводить из вращающейся системы координат в неподвижную связанную с осью вала с помощью матрицы преобразования L, которая имеет вид:

$$\mathbf{L} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\varphi & -\sin\varphi \\ 0 & \sin\varphi & \cos\varphi \end{bmatrix},\ \varphi = \omega t = \nu_0\tau. \qquad (17)$$

В этом случае уравнения полной модели будут включать периодические коэффициенты, и тогда собственные значения определяются для системы уравнений, полученной путем отбрасывания периодических слагаемых. Для случая осесимметричного инструмента уравнения во вращающейся и неподвижной системе координат одинаковы.

Для нахождения комплексных собственных значений и форм колебаний был разработан программный комплекс с использованием пакета MATLAB. На рис. 9 и рис. 10 показаны графики изменения собственных значений колебаний вала с жестко закрепленным хоном на валу на расстоянии l_1=0.5l в зависимости от скорости вращения (при отсутствии трения и сил резания) и от радиальной жесткости хона для различных схем закрепления вала. По графикам (рис. 9) видно, что собственные значения являются чисто мнимыми при отсутствии демпфирования и резания, и при увеличении скорости вращения попарно расходятся между собой. Смещение расположения хона от середины вала к правой опоре слегка увеличивает частоты. При жестком закреплении вала в правой опоре частоты колебаний увеличиваются примерно в 1.5 раза.

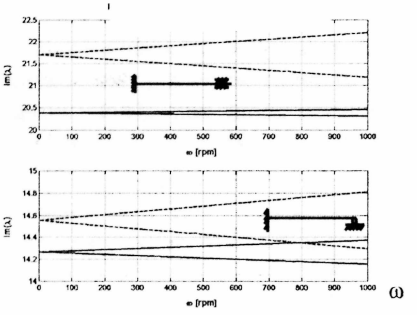


Рис. 9. Две первые частоты колебаний вала в зависимости от скорости вращения (s_1=0.5 - сплошная, s_1=0.75 – штрих-пунктирная, c=0, p_{01}=0)

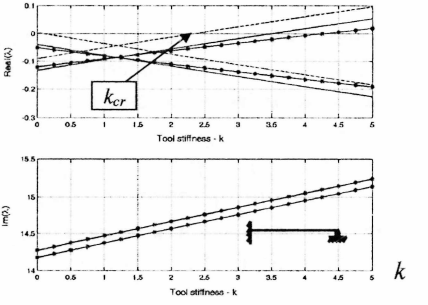


Рис.10. Действительная и мнимая часть собственных значений в зависимоси от радиальной жесткости хона (c=0.5, p_{01}=4 МПа; α=0.2, f_t=0.2 сплошная; α=0.1, f_t=0.2 –штрихпунктирная; α=0.2, f_t=0.15 – звездочки)

При увеличении радиальной жесткости поджатия брусков хона (рис. 10), частоты колебаний увеличиваются, однако, при учете трения и резания в зоне контакта, собственные значения являются комплексными, т.е. имеют ненулевую действительную часть. Таким образом, когда жесткость поджатия брусков достигает критического значения k_{cr}, действительная часть одного из корней становится положительной, т.е. вибрации становятся неустойчивыми. Аналогичная картина наблюдается при увеличении давления радиального поджатия хона (рис. 11), когда при достижении критического давления p_{cr} наблюдается потеря устойчивости движения системы. Увеличение давления начального поджатия брусков приводит к снижению частот колебаний, за счет увеличения осевой сжимающей силы и крутящего момента. Уменьшение

демпфирования в системе приводит к уменьшению критических значений, а уменьшение коэффициента резания к их увеличению.

Для кинематической схемы шарнирного закрепления хонинговальной головки характер влияния на собственные значения скорости вращения, радиальной жесткости, давления поджатия, коэффициентов трения и резания качественно не изменяется, однако помимо частот колебаний по балочным формам, еще добавляются частоты, характеризующие угловые колебания хонинговальной головки относительно поперечных осей вала, которые при малой жесткости хона меньше балочных частот или имеют тот же порядок. Для случая, когда хонинговальная головка неосесимметричная (например с 1 режущим и 2-мя направляющими брусками) существенное влияние на ее частоты собственных колебаний и значения критических параметров оказывает взаимный угол расположения направляющих брусков. На рис. 12 показано влияние на собственные значения угла взаимного расположения брусков θ, из которых видно, что критические параметры будут принимать минимальные значения для осесимметричного инструмента (на рис.12 показаны 6 низших собственных значений: два соответствуют формам колебаний хона и две пары балочных).

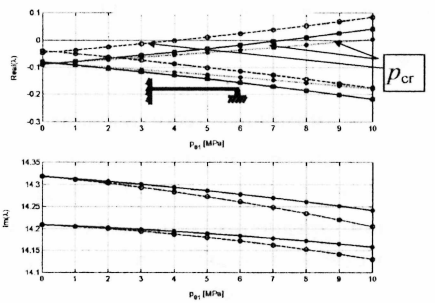


Рис. 11. Влияние давления начального поджатия на собственные значения (λ=0.2, f=0.2 – сплошная; λ=0.1, f=0.2 – штрих-пунктир; λ=0.2, f=0.15 – с ромбиками)

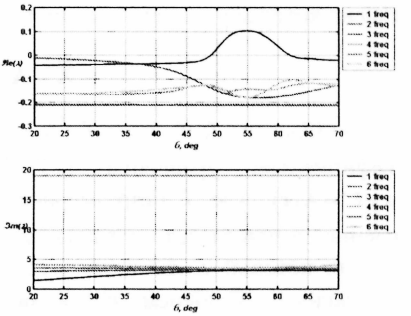


Рис. 12. Влияние угла взаимного расположения направляющих брусков на собственные значения ($k=1*10^8$Н/м^3, $c=5*10^3$Н*с/м^3, f_t=0.1, α=0.5, n = 1000 об/мин)

<u>Исследование параметрических колебаний.</u> Для кинематической схемы неосесимметричной хонинговальной головки уравнения колебаний вала в общем случае включают слагаемые с периодически изменяющимися коэффициентами. При этом, если не учитывать изменение поверхности уравнения являются линейными. В этом случае возможно параметрическое возбуждение поперечных колебаний вала. Для исследования параметрических колебаний исходные уравнения (1) в частных производных методом Галеркина

сводятся к обыкновенным производным, представляя решение в виде:

$$U = \sum [f_{2j}(\tau) + if_{3j}(\tau)] \psi_j(\zeta) \qquad (18)$$

где $f_{2j}(\tau), f_{3j}(\tau)$ - неизвестные временные функции, $\psi_j(\zeta)$- координатные функции, в качестве которых используются собственные формы поперечных колебаний вала. Использовались также и известные балочные функции, в виде комбинации функций Крылова, являющиеся формами свободных колебаний ненагруженных балок при различных условиях закрепления. В работе использовалась двухчленная аппроксимация: т.е. рассматривались по 2 пары собственных форм поперечных колебаний в каждой плоскости. После применения процедуры метода Галеркина общая система уравнений модели сводится к виду:

$$\mathbf{M}\ddot{\bar{\mathbf{f}}} + \mathbf{B}(\tau)\dot{\bar{\mathbf{f}}} + \mathbf{C}(\tau)\bar{\mathbf{f}} = 0, \qquad (19)$$

где $\bar{\mathbf{f}} = (f_{21}, f_{22}, f_{31}, f_{32})^T$ транспонированный вектор неизвестных функций, **M** - матрица масс, а **B**(τ), **C**(τ) T-периодические матрицы, коэффициенты которых зависят от условий закрепления, задаваемых режимов и параметров инструмента.

Исследование динамической устойчивости проводится методом Флоке, согласно которому система уравнений приводится к нормальному виду:

$$\dot{\bar{\mathbf{X}}} = \mathbf{A}(\tau) \cdot \bar{\mathbf{X}}, \qquad (20)$$

где $\bar{\mathbf{X}} = \{f_{21}, f_{22}, f_{31}, f_{32}, \dot{f}_{21}, \dot{f}_{22}, \dot{f}_{31}, \dot{f}_{32}\}^T$, $\mathbf{A}(\tau)$ – матрица составленная из коэффициентов уравнения (17) и являющаяся периодической, т.е., $\mathbf{A}(\tau + T) = \mathbf{A}(\tau)$, где T безразмерное время одного оборота $T = 2\pi p_0/\omega$. Далее численно вычисляется матрица монодромии уравнения (20), собственные значения которой μ являются мультипликаторами, которые в общем случае комплексные. Условием устойчивости системы является $|\mu| < 1$, т.е. все мультипликаторы системы должны находиться внутри окружности с единичным радиусом. На границе устойчивости один из мультипликаторов имеет модуль равный единице. В противном случае тривиальное решение системы неустойчиво. Разработано программное обеспечение, позволяющее построить области неустойчивости в плоскости выбранных параметров системы.

Результаты численного исследования представлены на рис. 13 и 14, где показаны точками зоны динамической неустойчивости поперечных колебаний на плоскости параметров: радиальная жесткость хона k – безразмерная скорость вращения ω/p_0 (рис. 13), на плоскости: коэффициент демпфирования c – безразмерная скорость вращения ω/p_0 (рис. 14). Показано, что существуют как главные зоны динамической неустойчивости на удвоенных собственных частотах (2T-периодические), так и T-периодические резонансы на собственных частотах. Кроме того, как видно из графиков на рис.14 при

увеличении демпфирования c существуют и зоны динамической неустойчивости характерные для неконсервативных циклических систем, где переход через границы происходит при комплексных значениях мультипликаторов (бифуркация Неймарка-Сакера). Таким образом, при выборе режимов обработки необходимо учитывать и механизм возбуждения параметрических колебаний, который приводит к потере динамической устойчивости, что отрицательно сказывается на процессе обработки.

В работе рассмотрены вопросы динамической устойчивости при вибрационной абразивной обработке, когда за счет наложения внешних осевых вибраций в дополнении к возвратно-поступательному движению инструмента, также возбуждаются параметрические колебания. Уравнения колебаний инструмента с симметричным расположением брусков имеют вид (19), однако здесь период возбуждения определяется частотой накладываемых вибраций $T_1=2\pi p_0/\omega_1$. Результаты численного исследования динамической устойчивости проведенного методом Флоке представлены на рис. 15 и 16.

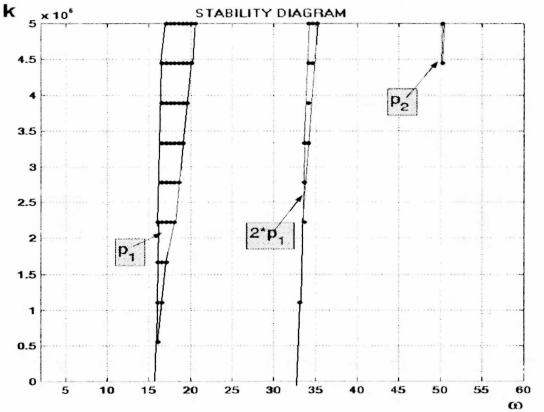


Рис. 13. Области параметрического резонанса в плоскости параметров k – ω/p_0, ($s_1=0.5$, $\theta=\pi/6$, $\alpha=0$, $c=0$, $p_{01}=1$ *Мра*)

Показано, что при наложении вибраций наблюдаются области параметрического резонанса как главные, вблизи удвоенной собственной частоты-$2p_1$, вблизи балочной частоты по второй форме – p_3, а также зоны комбинационного резонанса на сумме частот p_1+p_3. Области неустойчивости на рис.15 построены при значениях параметров, когда собственные значения задачи не имеют положительных действительных частей. Графики на рис.16 построены для случая собственных значений с положительной действительной

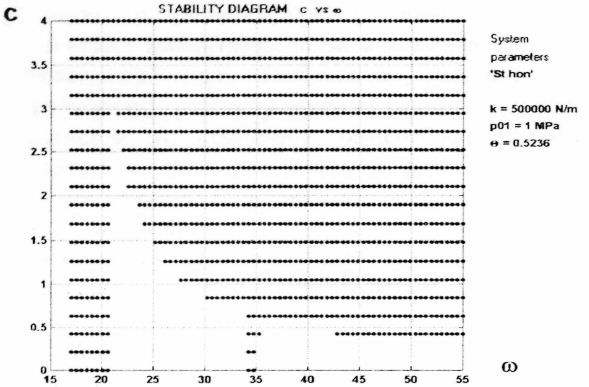


Рис. 14. Области параметрического резонанса в плоскости: $c - \omega/p_0$, (s_1=0.5, $\theta=\pi/6$, α=0,k=5*10^{5}N/m, p_{01}=1 Mpa)

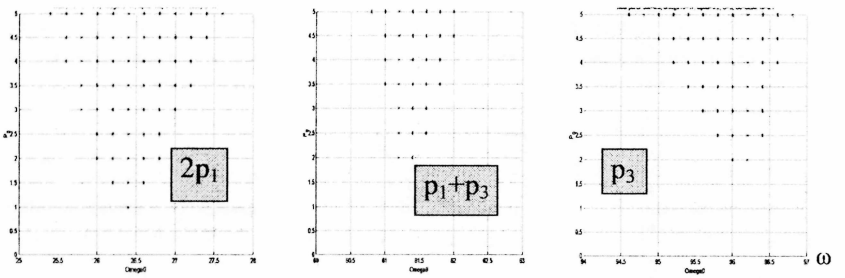


Рис. 15. Области параметрического резонанса в плоскости параметров: a–ω_1/p_0, $\lambda_1=-0.14276+13.195\cdot i; \lambda_2=-0.021314-13.193\cdot i; \lambda_3=-0.15779+48.103\cdot i; \lambda_4=-0.03662-48.088\cdot i$

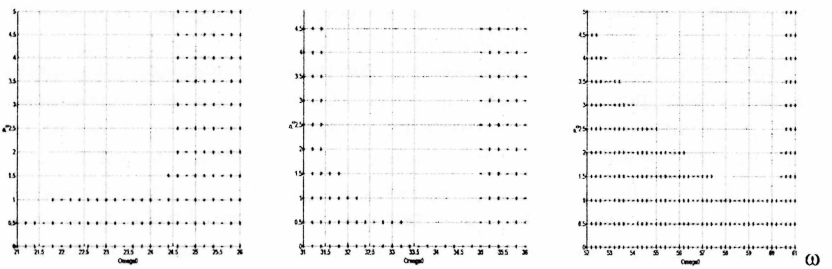


Рис. 16. Области параметрического резонанса в плоскости параметров: a – ω_1/p_0, $\lambda_1=-0,16446+13,396\cdot i; \lambda_2=+3,5864-13,394\cdot i; \lambda_3=-0,15874+48,112\cdot i; \lambda_4=-0,03566-48,097\cdot i$

частью. В этом случае тривиальное решение системы без параметрического возбуждения неустойчиво. Как видно из диаграмм устойчивости на рис.16 при наложении вибраций появляются зоны, где поперечные колебания становятся устойчивыми за счет параметрической стабилизации системы.

Пятая глава посвящена разработке модели анализа погрешностей формы, полученных при обработке отверстия хонингованием. Для численного моделирования была разработана трехмерная модель цилиндрической поверхности. Радиальные отклонения поверхности от базового цилиндра заносятся в двумерный массив, представляющий собой развертку цилиндрической поверхности базового цилиндра на плоскость, которая разбита сеткой равномерно распределенной в осевом и окружном направлениях. Количество точек в окружном и осевом направлениях определяются точностью вычислений. Такое представление поверхности в виде развертки на плоскость соответствует измерительной системе «Incometer», используемой для контроля точности обработки отверстий (Рис. 17).

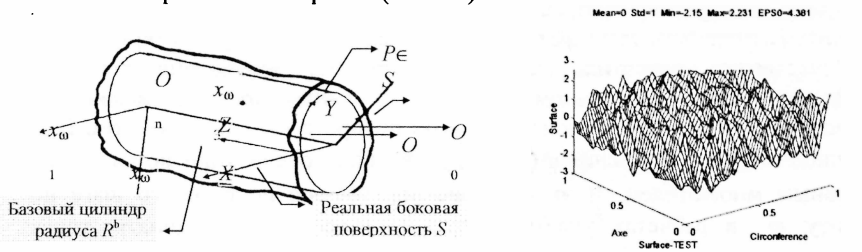


Рис. 17. Модель анализируемой поверхности

Одна из актуальных проблем при анализе точности обработки – как оценить погрешность формы полученного отверстия, имея оцифрованные данные измерений или моделирования в виде матрицы чисел. Для этого Гуськовым А.М. была разработана методика и соответствующее программное обеспечение, которое позволяет дать интегральную оценку вклада различных видов погрешностей формы. Представленные девять типовых погрешностей формы: эксцентриситет; конусность; бочкообразность – седлообразность; цилиндрическая овальность; цилиндрическая огранка; винтовая огранка; осевая волнистость; непрямолинейность оси; непараллельность оси, позволяют с достаточной полнотой оценить геометрию погрешности формы. Особенностью разработанных матричных моделей является возможность поместить все погрешности формы в одно метрическое пространство и вычислять одинаковым образом нормы всех погрешностей, таким образом, предлагается объективный метод сравнения значимости различных погрешностей. Представление поверхности в нормированном на собственное средне-квадратичное отклонение виде отображает все поверхности в инвариантном виде, что удобно для суждения об особенностях внутренней геометрии

поверхности. Эта методика использована в диссертации как модель анализа погрешностей формы. Методика интегрирована в общую модель абразивной обработки отверстий, а также разработано программное обеспечение визуализации результатов моделирования, позволяющее легко оценить полученные результаты.

Численное моделирование

Так как при моделировании численно интегрируется система уравнений, включающая координаты точек поверхности контактирующих в данный момент времени с брусками хона, и, кроме того, координаты поверхности под режущим бруском на каждом шаге интегрирования должны быть пересчитаны с учетом закона резания, необходимо хранить в памяти ЭВМ координаты поверхности в виде сетки в окружном и осевом направлении для очень большого количества точек. При этом если выполняется интегрирование с автоматическим выбором шага по времени то необходимо использовать интерполяцию для расчета координат поверхности в промежуточных точках. Поэтому в диссертации разработана методика, позволившая значительно уменьшить размерность сетки разбиения и избежать процедуры интерполяции, что существенно сократило время расчета без ухудшения точности моделирования. В разработанном алгоритме при интегрировании в качестве аргумента вместо времени использован угол поворота вала инструмента. При постоянной скорости вращения φ ($\varphi = \omega t$) уравнения модели отличаются только масштабным множителем. В этом случае при выборе постоянного шага по аргументу φ в расчетах участвуют только известные координаты точек поверхности.

Поверхность отверстия задаётся в виде матрицы ***Yr*** отклонений в радиальном направлении от базовой поверхности (в данном случае базовой является поверхность идеального цилиндра диаметром ***D_otv***), число элементов которой может достигать десятков и сотен тысяч.

Для сокращения размерности сетки выбирается следующий алгоритм:

Матрица ***Yr*** задается размером $N_1 \times N_2$. Значение N_1 (число точек разбиения в окружном направлении) совпадает с числом шагов интегрирования в окружном направлении. Оно выбирается из соображений точности и устойчивости процедуры интегрирования. Значение N_2 определяется по формуле

$$N_2 = N_1 \cdot n_{twist} + N_0 + 1$$

где n_{twist} – число витков винтовой траектории бруска на полной длине отверстия; N_0 – число дополнительных строк, подбираемое из кинематики процесса обработки.

Если положить $N_0 = 0$, то траектория камня после одного двойного хода будет накладываться сама на себя, и большая часть поверхности не будет участвовать в обработке. Чтобы избежать этого, к матрице добавляется N_0 строк, наличие которых обеспечивает сдвиг траектории камня с каждым двойным проходом. В результате через некоторое количество двойных ходов все отдельные

траектории дадут в сумме регулярную “сетку”, покрывающую всю поверхность (Рис.18). За счет протяженного в осевом направлении режущего бруска обеспечивается обработка всей поверхности отверстия за минимальное число проходов. Вводится переменная n_{hone}, соответствующая числу точек, приходящихся на длину режущего бруска и зависящая от количества точек в окружном направлении.

В процессе интегрирования на каждой итерации внутри шага интегрирования по углу поворота используется процедура интегрирования с автоматическим выбором шага, но при этом координата поверхности под центром тяжести бруска не изменяется. После успешного интегрирования интервала производится пересчет координаты поверхности под режущим бруском согласно закону резания и модели формирования новых поверхностей (13). Пересчет отклонений поверхности происходит не в одной точке $Yr_{i,i1}$, а по линии от $Yr_{i-n_{hone}/2,i1}$ до $Yr_{i+n_{hone}/2,i1}$ для всех точек режущегося бруска по рассчитанному перемещению и углу поворота центра тяжести хона. После пересчёта отклонений поверхности производится интегрирование на следующем интервале по углу поворота. Так продолжается интегрирование до достижения хоном конца отверстия. На этом цикл прямого хода заканчивается.

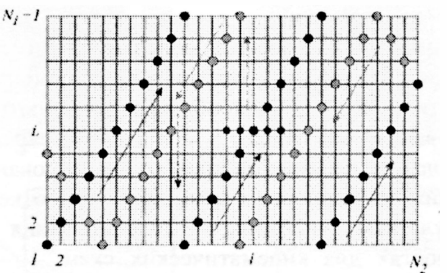


Рис. 18. Схема движений брусков по дискретизированной поверхности

В цикле обратного хода всё аналогично, за исключением того, что там делается на две итерации меньше: значения осевого индекса $i = 1$ и $i = N_2$ относятся к циклу прямого хода. Индекс i уменьшается, запись компонентов вектора состояния на каждой итерации должна производиться в прямом порядке, поэтому индексация производится в обратном порядке: $Y(:, N_2 - i) = Y_i$. На этом процедура интегрирования заканчивается, и процесс повторяется на следующем двойном ходу.

Вся обработка разбивается на циклы, включающие N двойных ходов. Количество N выбирается таким образом, чтобы за N двойных ходов все точки поверхности были обработаны хотя бы один раз. Далее после прохождения полного цикла вычисляются интегральные критерии качества поверхности и изменение среднего радиуса поверхности. При необходимости форма отверстия сохраняется в памяти ЭВМ для визуализации процесса. После прохождения

полного цикла может быть задано изменение радиального давления поджатия (радиальная подача) по заданному закону.

В шестой главе приведены результаты численного моделирования формирования поверхности при хонинговании отверстий для полной модели. Для интегрирования уравнений колебаний вала инструмента система уравнений (1) методом Галеркина приводится к обыкновенным дифференциальным уравнениям с использованием форм колебаний, рассчитанных в четвертой главе. Для кинематической схемы обработки с шарнирно закрепленной головкой использовались также собственные формы колебаний ненагруженного стержня в виде комбинаций функций Крылова. Рассматривалось двухчленное приближение в каждой из плоскостей изгибных колебаний. Использование большего количества форм колебаний не приводит к новым качественным результатам, но значительно усложняет процедуру получения уравнений и существенно увеличивает время интегрирования на ЭВМ. В общем случае система уравнений модели приводится к виду:

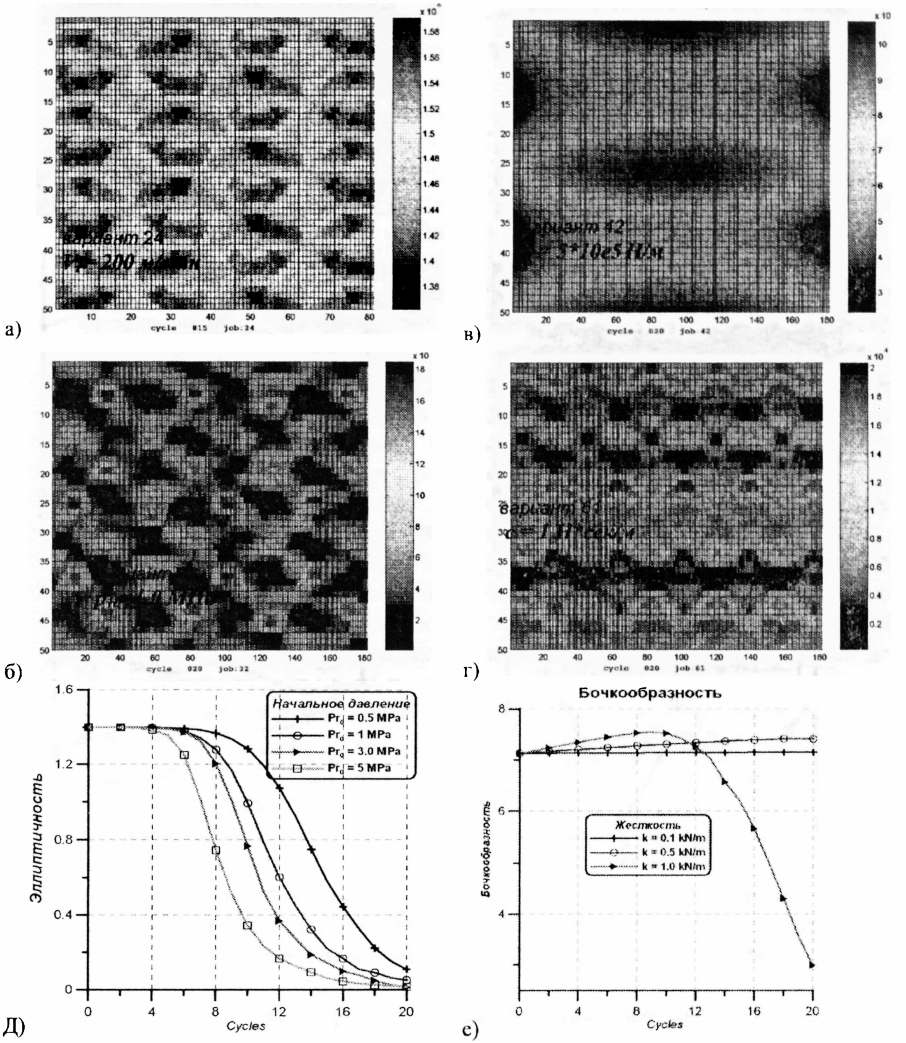
$$\mathbf{M}\ddot{\bar{f}} + \mathbf{B}(\tau)\dot{\bar{\mathbf{f}}} + \mathbf{C}(\tau)\bar{\mathbf{f}} = \mathbf{D}(\tau - \tau_j), \qquad (21)$$

где $\mathbf{D}(\tau\text{-}\tau_j)$ – вектор внешней нагрузки, включающий функции с запаздывающим аргументом, который вычисляется с помощью уравнений (12), (13) численно по разработанному алгоритму, приведенному в пятой главе.

При моделировании использовались поверхности, имеющие следующие начальные погрешности формы: идеальный цилиндр, эллиптичность, комбинация эллиптичности с бочкообразностью, винтовая огранка. В процессе исследования выявлены основные параметры системы, оказывающие наибольшее влияние на процесс формирования поверхности и скорость исправления погрешности формы при обработке. На рис. 19 и 20 представлены результаты численного моделирования при различных начальных поверхностях для кинематических схем: 1 – хон расположен жестко закрепленным на середине вала (Рис.19); 2 – хон шарнирно закреплен на консольном валу (Рис.20). Показаны развертки полученной поверхности после 40 циклов обработки, а также изменение интегральных критериев обработки в процессе обработки при различных значениях режимов обработки и параметров инструмента. При моделировании рассчитывается средний радиус обработанной поверхности, позволяющий оценить время снятия припуска.

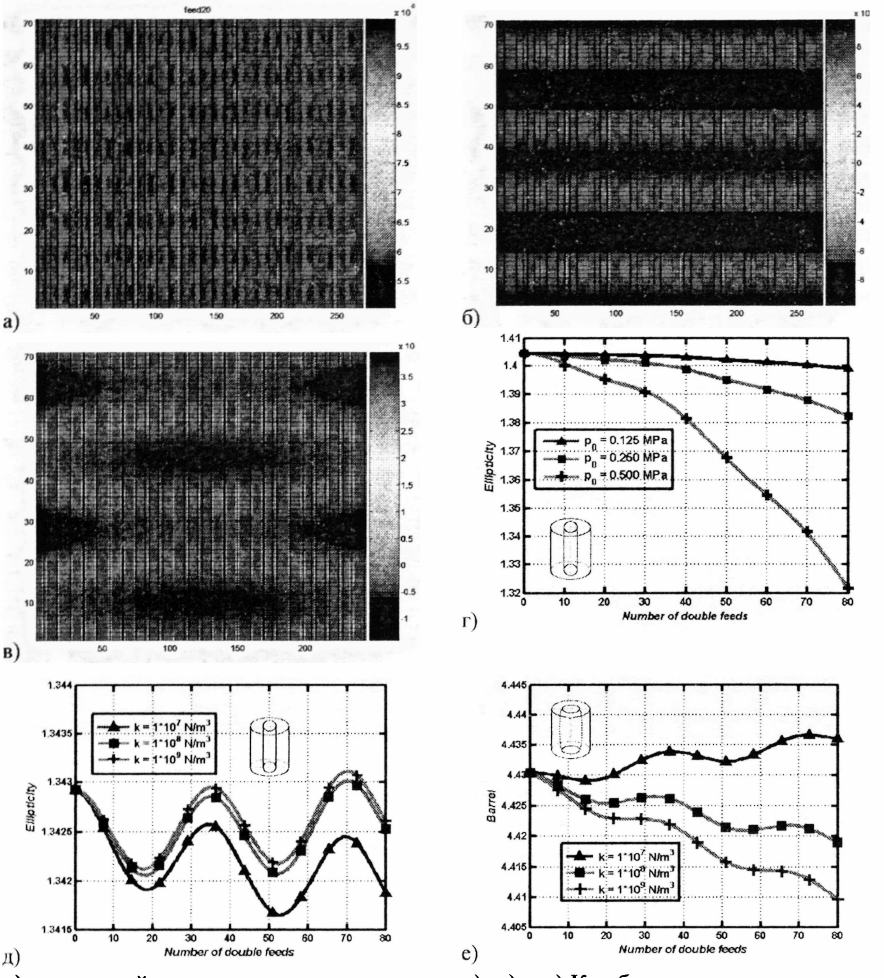
Показано, что 1) при обработке идеальной цилиндрической поверхности образуется регулярная сеточная структура поверхности, характерная для абразивной обработки; 2) увеличение радиальной жесткости хона и начального давления поджатия увеличивает скорость исправления погрешностей формы; 3) скорость вращения не оказывает существенного влияния на скорость исправления формы; 4) увеличение радиального демпфирования механизма

разжатия брусков до больших значений приводит к уменьшению скорости исправления погрешностей формы.



а) идеальный цилиндр;
б) , г) и д) Эллиптичное отверстие
в) и е) Комбинация эллиптичности с бочкообразностью

Рис. 19. Результаты моделирования поверхности для схемы 1



а) идеальный цилиндр;
б) , г) Эллиптичное отверстие
в), д) и е) Комбинация эллиптичности с бочкообразностью

Рис. 20. Результаты моделирования поверхности для схемы 2

На основании разработанных моделей и алгоритмов разработана методика оценки исправления погрешностей формы, которая может быть использована на этапе проектирования технологического процесса обработки.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ

1. Исследование динамики технологических процессов абразивной обработки требует разработки и решения следующих взаимосвязанных групп уравнений:
   - Уравнения динамики инструмента и детали;
   - Уравнения для расчета сил резания в зависимости от положения инструмента и обрабатываемой поверхности;
   - Уравнения формирования новых поверхностей, связывающие силы резания и параметры вектора состояния системы;
   - Модели анализа погрешностей формы обработанного отверстия, позволяющие оценить точность обработки и качество поверхности.
2. Установлено, что распределенные силы резания при абразивной обработке приводят к появлению циркуляционных сил, которые при определенных условиях, могут являться причиной возникающих вибраций.
3. Разработаны математические модели процессов абразивной обработки отверстий, которые позволяют:
   - численно определять комплексные собственные значения в зависимости от параметров и задаваемых режимов;
   - исследовать динамическую устойчивость поперечных колебаний вала инструмента при внешнем параметрическом возбуждении и при параметрическом возбуждении вызванном вращением неосесимметричного инструмента; показано, что наиболее существенными являются главные зоны динамической неустойчивости, существуют и зоны резонансов, характерные для систем с циркуляционными силами;
   - моделировать нестационарный процесс формирования поверхности при заданных режимах обработки и начальных погрешностях формы;
   - анализировать процесс формирования поверхности при помощи визуализации, и применении интегральных критериев качества формы получаемой поверхности.
4. Разработана новая модель образования поверхности для хонингования при распределенном резании, а также алгоритмы и программное обеспечение, позволяющие численно моделировать обработанную поверхность и анализировать влияние кинематических параметров и режимов; установлены соотношения параметров, для которых поверхность будет обработана рациональным образом (за наименьшее число проходов).
5. Выявлены основные параметры, оказывающие наибольшее влияние на динамику системы и формирование поверхности: радиальная жесткость поджатия брусков, давление начального поджатия, скорость вращения инструмента.

6. Разработаны интегральные критерии оценки погрешностей формы и методика их расчета по результатам моделирования полученных поверхностей или результатам измерений; приведены результаты анализа процесса исправления таких погрешностей формы, как эллиптичность, бочкообразность, винтовая огранка.
7. Разработанные пакеты программ позволяют осуществлять полномасштабное моделирование при различных режимах радиальной подачи: в режиме с постоянной подачей, в режиме выхаживания, а также осуществлять управление процессом за счет программируемого изменения радиальной подачи разжима брусков.
8. Разработан метод и алгоритм расчета изменения поверхности при хонинговании глубоких отверстий, учитывающий начальные погрешности формы различного типа. Установлено, что:
   - значительное исправление геометрии достигается только при достаточной жесткости инструмента. Использование более низких значений жесткости приводит к тому, что бруски следуют по поверхности с практически постоянным давлением, и исправления геометрии отверстия не происходит; излишние увеличение жесткости может привести к динамической неустойчивости системы и следовательно к ухудшению качества обработки.
   - уменьшение демпфирования приводит к увеличению скорости исправления погрешности отверстия. При сильном демпфировании инструмента процесс исправления геометрических погрешностей практически прекращается, при малом демпфировании, возможно возбуждение неустойчивых вибраций, приводящих к потере качества обработки.
9. Показано, что для обеспечения устойчивости процесса обработки необходим точный подбор параметров инструмента и технологических условий.
10. Разработанные методы, алгоритмы и программное обеспечение доведены до уровня, позволяющего использовать их в практике проектирования технологических процессов абразивной обработки.

Основное содержание работы и описание используемых алгоритмов численных расчетов опубликовано в работах:

1. Воронов С.А., Фатальчук А.В. Моделирование динамических процессов виброабразивной обработки глубоких отверстий // Изв. РАН. МТТ. -2000. - № 6. – С. 167-173.
2. Voronov S.A., Gouskov A.M., Batzer S.A. Modeling vibratory drilling dynamics // Trans. ASME. Journal of Vibration and Acoustics. - 2001. – V. 123, N 4. - P. 435-443.
3. Nonlinear Dynamics of A Machining System with Two Interdependent Delays / S.A. Batzer, A.M. Gouskov, S.A. Voronov et al. // Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation. – 2002. – V. 7, N 4. - P. 207-221.

4. Nonconservative Oscillations of a Tool for Deep Hole Honing / A.M. Gouskov, S.A. Voronov, E.A. Butcher et al. // Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation. – 2006. - Vol.11, N 6. - P. 685-708.
5. Influence of Torsional Motion on the Axial Vibrations of a Drilling Tool / S.A. Voronov, A.M. Gouskov, A.S. Kvashnin et al. // Trans. ASME, Journal of Computational and Nonlinear Dynamics. – 2007. - Vol.2, N 1. – P. 58-64.
6. Гуськов А.М., Воронов С.А., Квашнин А.С. Влияние крутильных колебаний на процесс вибросверления // Вестник МГТУ им Н.Э.Баумана. Серия Машиностроение. – 2007. - № 1. – С. 3-19.
7. Воронов С.А., Бобренков О.А. Динамика процесса хонингования и ее влияние на погрешности формы при обработке отверстий // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2008. - № 4. – С. 10-29.
8. Воронов С.А. Влияние динамики на процесс формирования отверстий при хонинговании // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2008. - № 3. – С. 75-83.
9. Воронов С.А., Светлицкий В.А. Влияние естественной закрутки на колебания стержней // Известия высших учебных заведений Машиностроение. – 1979. - № 5. – С. 13-17.
10. Вибрационная механика в технологических процессах обработки резанием и сборки / С.А. Воронов, А.М. Гуськов, О.С. Нарайкин и др. //VII Всесоюзный съезд по теоретической и прикладной механике: Аннотации докладов - М., 1991. – С. 90.
11. Воронов С.А., Гуськов А.М., Никитин А.С. Стохастические режимы в технологических режимах обработки резанием // Актуальные проблемы фундаментальных наук: Труды 2-ой международной конференции. - М., 1992. - Т.2. – С. В2-В5.
12. Voronov S.A., Gouskov A.M., Batzer S.A. Modeling the Vibratory Drilling Process // ASME International Design Engineering Technical Conference. - Las Vegas (Nevada), 1999. - P. 1-8.
13. Voronov S.A., Gouskov A.M., Batzer S.A. Synchronization in Vibratory Drilling Process // Symposium on Dynamics Acoustics & Simulation - Orlando (Florida), 2000. – P. 1-8.
14. Воронов С.А., Фатальчук А.В. Динамическая устойчивость вращающегося вала нагруженного осевой силой и моментом //Динамика, прочность и износостойкость машин: Международный электронный журнал. -2000. - №6. – С. 86-91. (Рег. свидетельство №013274).
15. Voronov S.A., Gouskov A.M., Batzer S.A. Dynamic Stability of Rotating Abrasive Tool for Deep Hole Honing // Proceedings of DETC'01 ASME Design Engineering Technical Conference. - Pittsburgh, 2001. - P.1-8.
16. Voronov S.A., Gouskov A.M. Dynamic Models Generalization of Manufacturing Systems with Single-Point Cutting Considering Equations of New Surface Formation// Proceedings of 2nd Workshop on Nonlinear Dynamics and Control of Mechanical Processing. – Budapest (Hungary), 2001. – P. 1-10.

17. Гуськов А.М., Воронов С.А. Динамика двухрезцового точения // Динамика, прочность и износостойкость машин: Международный электронный журнал. – 2002. - №9. – С. 3-16. (Рег. свидетельство №013274).
18. Nonlinear oscillations of a tool used in deep hole drilling / S.A. Voronov, A.M. Gouskov, S.A. Batzer et al. // Proceedings of 4th EUROMECH Nonlinear Oscillations Conference. - Moscow (Russia), 2002. P. 25-26.
19. Гуськов А.М., Воронов С.А. Динамика виброударной системы с запаздыванием // Динамика виброударных (сильно нелинейных) систем: Труды XIV Симпозиума. – Москва, 2003. – С. 33-35.
20. Influence of honing dynamics on surface formation / S.A. Voronov, A.M. Gouskov, E.A. Butcher et al. // Proceedings of DETC'03 ASME Design Engineering Technical Conference. - Chicago (Illinois), 2003. –P.1-7.
21. Simulation of machined surface formation while honing / S.A. Voronov, A.M. Gouskov, E.A. Butcher et al. // Proceedings of IMECE 2004: The Influence of Process Dynamics on Traditionally Machined Surface. - Anaheim (California), 2004. – P.1-8.
22. Воронов С.А., Гуськов А.М. Исследование нелинейных пространственных колебаний инструмента для глубокого сверления //Проблемы прикладной механики, динамики и прочности машин. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана. - 2005.– С. 88-111.