

МІНІСТЕРСТВО АГРАРНОЇ ПОЛІТИКИ УКРАЇНИ

**ВІСНИК
ХАРКІВСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО
ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА**

Випуск 33

**ТЕХНІЧНИЙ СЕРВІС АПК,
ТЕХНІКА ТА ТЕХНОЛОГІЇ У
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОМУ
МАШИНОБУДУВАННІ**

Харків 2005

УДК 621. 051.

Друкується за рішенням Вченої ради ХНТУСГ від 30.06.2005р., протокол №10

В збірник включені наукові праці Харківського національного технічного університету сільського господарства, ведучих закладів, науково -дослідних інститутів і підприємств України та близького зарубіжжя, в яких відображені результати теоретичних, експериментальних досліджень, впроваджень нових технологій по відновленню та ремонту сільськогосподарської техніки, а також при її виробництві.

Викладені дослідження виконувалися згідно програми “Найважливіші проблеми АПК на період 1996-2005р.р.”

Редакційна колегія:

Академік ІАУ, професор, д.т.н. **Скобло Т.С.** (відповідальний редактор)

Член-кореспондент УНААН, професор, к.т.н. **Мазоренко Д.І.**

Академік УНААН, професор д.т.н. **Заїка П.М.**

Академік ІАУ, професор, к.т.н. **Сідашенко О.І.**

Академік ІАУ, професор к.т.н. **Науменко О.А.**

Професор, д.т.н. **Сичов І.П.**

Професор, д.т.н. **Басін В.С.**

Професор, д.т.н. **Войтов В.А.**

Професор, д.ф-м.н. **Платков В.Я.**

Професор, д.т.н. **Трішевський О.І.**

Доцент, к.т.н. **Тіхонов О.В.** (відповідальний секретар)

Наукове видання

**ВІСНИК ХАРКІВСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО
УНІВЕРСИТЕТУ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА**

Випуск 33

**ТЕХНІЧНИЙ СЕРВІС АПК, ТЕХНІКА ТА ТЕХНОЛОГІЇ У
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОМУ МАШИНОБУДУВАННІ**

(Свідоцтво про державну реєстрацію – серія КВ №8315 від 16.01.04.р)

Відповідний за випуск Тіхонов О.В.

Комп'ютерний верстка та набір: Бондар Н.Б., Новіков Д.Ф.

Підписано до друку 4.07.2005. Папір тип №2

Формат 60x84 1/16. Умов. друк. аркуш. 19,5. Тираж 300 прим.

Замовлення № **1198**

ХНТУСГ, 61002, м. Харків – 2, вул. Артема 44

Видавництво ЧП Червяк

61120, Харків, вул. Гв. Широнінців, 18, кв. 179.

ISBN 5-7987-0176X

© Харківський національний технічний
університет сільського господарства,
2005

УПРОЧНЕНИЕ ВОССТАНОВИТЕЛЬНЫХ ПОКРЫТИЙ ДЕТАЛЕЙ МИКРОЛЕГИРОВАНИЕМ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ОТХОДОВ ТЭС

Скобло Т.С., докт. техн. наук, Власовец В.М., канд. техн. наук, Ридный Р.В.
(Харьковский национальный технический университет
сельского хозяйства)

Упрочнение восстановительных покрытий деталей микролегированием с использованием отходов ТЭС.

Восстановление изношенных деталей нанесением покрытий является одним из распространённых методов ремонта машин. О перспективности и важности решаемых при этом задач свидетельствует неослабевающий научный интерес к этим вопросам. В Германии (г. Холле) 14 – 15 июня 2004г. состоялась 5-я Международная конференция «Защита конструкций от износа посредством наплавки и нанесением покрытий», на которой рассматривались важнейшие научные разработки в области наплавки и покрытий. Наряду с рассмотрением новых технологий, уже прошедших производственную проверку, и обеспечивающих повышение ресурса деталей, очень большое внимание уделено восстановлению изношенных деталей нанесением покрытий [1].

Методы механизированного процесса нанесения покрытий под слоем флюса, получившее широкое распространение в 70-80 годах прошлого столетия остаются весьма перспективными, т.к. наряду с высоким качеством выполняемых работ они обеспечивают автоматизацию процессов и широкую возможность управления структурообразованием физико-механическими характеристиками.

Очевидно, что на химсостав, структуру и физико-механические свойства оказывают влияние используемые композиции проволоки и флюса.

Целью настоящей работы является изучение возможности повышения качества и свойств наносимых под слоем флюса покрытий с применением специальных добавок во флюс, обеспечивающих их микролегирование. Такое направление исследований позволит обеспечить требования ТУ при применении менее дефицитных материалов для покрытий.

В общем машиностроении высококремнистые марганцевые флюсы общего назначения АН-348А и АН-348М получили преимущественное применение в процессах механизированного нанесения покрытий при использовании для них низкоуглеродистых и низколегируемых проволок. В связи с этим для исследований был принят флюс АН-348А.

Флюсы, используемые для нанесения покрытий на детали из низколегируемых сталей должны обеспечивать повышенную прочность и твёрдость при достаточно высоких значениях ударной вязкости и износостойкости. Если прочность и химический состав металла покрытия в большей мере определяется его составом и основного металла, то ударная вязкость в значительной степени зависит от состава флюса. Для получения необходимого уровня ударной

вязкости металла покрытия необходимо обеспечить мелкое зерно, а также низкое содержание вредных примесей и неметаллических включений [2].

При нанесении покрытий необходимо обеспечить возможно низкое содержание водорода, что достигается путём применения флюсов с повышенной окислительной способностью. При этом необходимую прочность покрытия может достигаться легированием марганцем, хромом, никелем, молибденом и ванадием, а не за счёт повышения содержания в нём углерода, который будет способствовать склонности покрытия к образованию горячих трещин [2].

Таким образом одним из направлений обеспечения высокого качества наносимых покрытий является обоснованное внесение определённых добавок во флюс, обеспечивающих с одной стороны микролегирование и получение мелкозернистой структуры покрытия, а с другой – отсутствие грубых неметаллических включений и их скоплений. Само по себе внесение добавок во флюсы не является новым. Так институтом электросварки им. Е.О. Патона для повышения стойкости швов и покрытий против образования пор предложен и выпускается промышленностью керамический флюс-добавка марки АНК-3, применяемый в смеси с плавными флюсами АН-348А, ОСЦ-45, АН-60 и др. Известны и

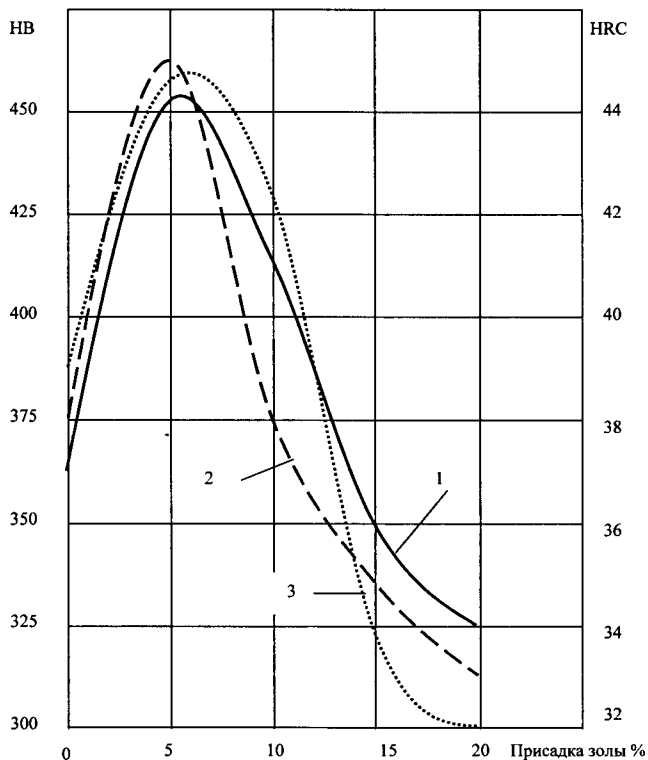


Рис. 1. Зависимость твердости покрытия от доли введения золы во флюс: 1 – HV 750, 2 – HV 3000, 3 – HRC.

предложения по использованию отходов различных производств при изготовлении флюсов, удешевляющих их производство без понижения качества. Как показано в работе [3], сырьевая база производства покрытий электродов и флюсов может быть существенно расширена путём использования отходов химической, оборонной, витаминной и других отраслей промышленности. Это позволит в значительной мере утилизировать отходы, сберечь первичное сырьё, существенно удешевить продук-

цию. В работе [4] исследована возможность использования в составе сварочно-го флюса отходов сернокислого производства, включающих в себя окислы ванадия.

В настоящей работе изучали возможность использования отходов (шлаков) от сжигания угля на Змиевской ТЭС. В его химическом составе золы были обнаружены следующие элементы (таблица).

Таблица

Химический состав % золы Змиевской ТЭС

№ пробы	Si	Al	Fe	Mg	Cu	Mn	Cr	Ti	V	P
1	57	14,2	19,3	2,0	0,6	0,45	0,12	1,5	0,12	0,02
2	62	12,7	20,0	1,9	1,0	0,6	0,15	1,2	0,17	0,03

Исследовали возможность использования этой добавки к флюсу АН-348А для повышения качества и физико-механических характеристик покрытий при восстановлении изношенных деталей. Поскольку отходы ТЭС представляют собой смесь частиц различных размеров от пылевидных до крупнокусковых, то для добавок их во флюс проводили специальную подготовку: крупные фракции дробили, производили отсев пылевидных частиц с последующей сортировкой на решётах. Для добавки во флюс отбирали фракции с размерами соизмеримыми с зёрнами флюса.

При экспериментальном нанесении покрытий использовали только стандартный флюс АН-348А, а также этот флюс с добавками 5; 10; 15 и 20% шлака ТЭС. Покрытия наносили на специально оборудованной установке, включающей токарный станок и комплект оборудования для автоматического нанесения покрытий на цилиндрическую заготовку диаметром 80мм из стали 40Х проволокой Нп-30ХГСА. Затем из заготовок, с различной долей присадок вырезали образцы для исследования твёрдости и химсостава. Результаты исследований представлены на рис. 1, 2.

Влияние количества вводимой золы во флюс на твёрдость поверхностного слоя покрытия, не подвергавшегося механической обработке, приведены на рис. 1. Твёрдость измеряли различными способами. В каждом опыте проводили по 4 замера, по которым вычислялось среднее значение твёрдости. Замеры твёрдости по Бринеллю выполняли шариками диаметром 5 и 10мм. Меньший диаметр шарика позволяет использовать меньшие нагрузки и локализовать зону измерений, а больший шарик – получить более усреднённые показатели и уменьшить ошибку оператора при проведении эксперимента.

Полученные зависимости выявили существенное влияние количества вводимой добавки во флюс на твёрдость покрытия. Зависимости твёрдости, полученные различными способами, имеют идентичный характер с явно выраженным оптимумом в области содержания добавки золы в количестве 5,0...7,2%. Внесение добавки больше 10...13% ухудшало качество покрытия, понижая его твёрдость до значений меньших, чем в покрытии без добавки.

Определение характера микротвёрдости по глубине покрытия важно с точки зрения выбора величины припуска на механическую обработку и управлением процесса износа восстановленных деталей при их эксплуатации.

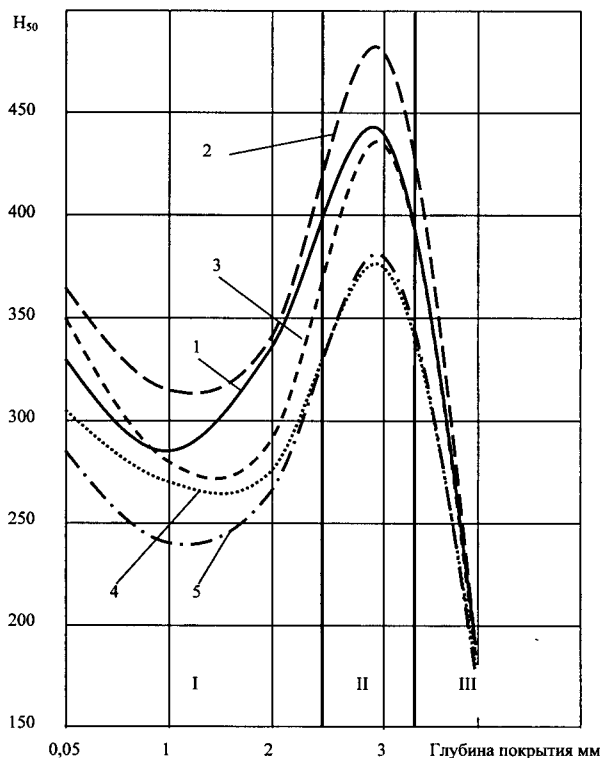


Рис. 2. Зависимость микротвёрдости покрытия по глубине (от поверхности к матрице); I - покрытие; II - переходная зона; III - матрица. 1- без добавления золы, 2 - 5% золы, 3 - 10% золы, 4 - 15% золы, 5 - 20% золы.

15-20%.

В дальнейших исследованиях необходимо оценить влияние добавок золы на структурообразование: величину зерна, наличие неметаллических включений (их размер и распределение) пор. Это позволит объяснить причины изменения твёрдости и распределение микротвёрдости по сечению покрытия.

Вывод. 1. Экспериментальным путём подтверждена эффективность использования отходов производств (золы ТЭС) в качестве добавок к флюсу АН-348А при нанесении покрытия электродуговым способом. 2. Наилучшие результаты получены при добавке золы во флюс 5...7%. При этом получено увеличение твёрдости в 1,2 раза в сравнении с нанесением покрытий без добавок. Происходит также изменение и микротвёрдости как в зависимости от введения добавок, так и по глубине наносимого покрытия.

Список литературы

1. Verschlebschutz von Bauteilen durch Auftragschweißen. Blech Rohre Profile.

На рис. 2 приведены результаты исследования микротвёрдости по глубине покрытия от поверхности к матрице от количества вносимой во флюс золы. Все зависимости имеют сложный характер и имеют по два экстремума. Начиная с приповерхностного слоя микротвёрдость вначале падает до глубины ~1,5мм а затем возрастает до максимального значения в переходной зоне на глубине 2,5...3,5 мм. При этом получено увеличение микротвёрдости от min до max значений в среднем в 1,5 раза. Лучшие результаты достигнуты при введении в состав флюса 5% шлака, а худшие - при введении

2004. 51, №4, - р.12.
2. Сварочные материалы для механизированных способов дуговой сварки / В.Г. Свечинский, В.И. Галинич, Д.М. Кушнарёв, А.М. Суптель. – М: Машиностроение, 1983, - 102 с.
 3. В.Г. Лозовой, Л.П. Майков. Состояние сырьевой базы для производства сварочных материалов. Сварочное производство. 1996, №1,2, с. 24-25.
 4. Исследование применения отходов производства в составе сварочных флюсов. Тютюков С.А., Истомин С.Г. и др. Сварка Урала 2002. Тезисы докладов 21 научно-технической конференции сварщиков уральского региона. Курган. Изд-во Курганского государственного университета. 2002, с. 48-49.

Анотація

Зміцнення відбудовних покритть деталей мікролегуванням з використанням відходів ТЕС

Зміцнення відбудовних покритть деталей мікролегуванням з використанням відходів ТЕС.

Abstract

Hardening of regenerative coverings of details microalloying with use of waste products of TPP

Hardening of regenerative coverings of details microalloying with use of waste products of TPP.

ВЛИЯНИЕ ИСХОДНОЙ СТРУКТУРЫ НА КАЧЕСТВО ЗАКАЛЕННОГО СЛОЯ ГИЛЬЗЫ ЦИЛИНДРА ИЗ НИЗКОЛЕГИРОВАННОГО ЧУГУНА ДВИГАТЕЛЯ ТИПА СМД

Скобло Т.С., докт. техн. наук, проф., Сидашенко А.И., канд. техн. наук, проф., Поздняков Н.Г.

(Харьковский национальный технический университет
сельского хозяйства)

Влияние исходной структуры на качество закаленного слоя гильзы цилиндра из низколегированного чугуна двигателя типа СМД.

В предыдущей нашей работе [1] была представлена зависимость изменения коэрцитивной силы от глубины термоупрочненного слоя, которая имела вид, представленный на рис. 1.

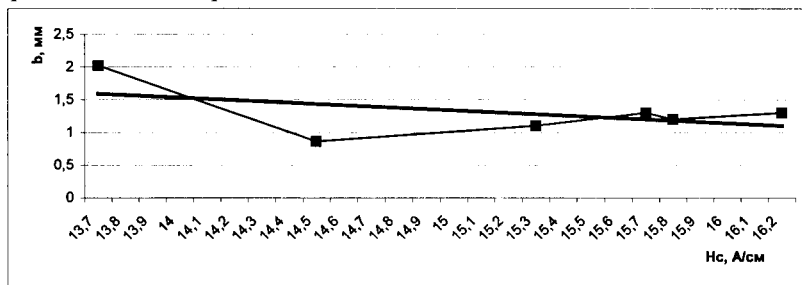


Рис. 1. Зависимость коэрцитивной силы от глубины упрочненного слоя.

Была поставлена задача установить, почему при постоянных параметрах обработки изменяется глубина закаленного слоя по высоте гильзы. Для выяснения этого фактора была разработана следующая методика проведения исследований:

- по высоте гильзы измеряли глубину упрочненного слоя;
- анализировали микроструктуру во всех этих зонах;
- определяли химический состав образцов.

В качестве исходных данных при выполнении данной работы служили технические требования на изготовление закаленных ТВЧ гильз цилиндров двигателей типа СМД. При производстве этих деталей используют низколегированный чугун (табл. 1).

Таблица 1.

Химический состав серого чугуна (массовая доля элемента в %).

C	Si	Mn	Cr	Ti	Cu+Ni	P	S
2,9-3,6	1,6-2,5	0,5-1	0,25-0,6	0,05-0,1	0,4-0,85	$\leq 0,2$	$\leq 0,1$

Основные требования предъявляются к структуре и свойствам металла:

- металлическая основа чугуна должна иметь пластинчатый перлит (П...П 96);

- глубина закалённого слоя должна находиться в пределах $0,4 - 3,0 \pm 0,1$ мм;
 - твёрдость закалённого слоя в пределах 35 – 60 HRC.
- В результате закалки изменяются структура чугуна его механические свойства – твердость, прочность, износостойчивость и другие свойства, повышающие эксплуатационную надежность и долговечность деталей машин. Качество закалки зависит от режимов температуры и скорости нагрева, времени выдержки и скорости охлаждения. Гильзу цилиндра, изготовленную из чугуна, подвергали предварительной обработке при движении индуктора «вниз». При этом обеспечивали предварительный нагрев поверхности до 180-190°C, что обеспечивает не очень резкую закалку. Повторный нагрев до температуры фазовой перекристаллизации осуществляли при подъеме индуктора «вверх» с последующим спрейерным охлаждением водой.

Температуру нагрева под закалку определяли по положению критических точек на диаграмме состояния железо-углерод [2].

Для поверхностного упрочнения чугуна применяли высокочастотную закалку. Однако индукционный (ускоренный) нагрев чугуна имеет характерные особенности. Так, например, повышенное содержание кремния в сером чугуне приводит к смещению фазовых превращений в процессе нагрева в область более высоких температур. Малая теплопроводность чугуна может привести к резкому перепаду температуры по сечению отливки в процессе индукционного нагрева, а после быстрого охлаждения – к структурной неоднородности. Графитные включения, как и цементит перлита, являясь источниками диффузии углерода, способствуют определенному насыщению металлической основы чугуна углеродом. При этом предельное насыщение углеродом происходит лишь в участках, непосредственно прилегающих к источнику диффузии [3].

Как показали исследования, не только закалка влияет на микроструктуру, но и исходная микроструктура оказывает влияние на качество закалки. Так, при анализе микроструктуры образцов гильз двигателя типа СМД были получены следующие результаты. В местах, где глубина упрочненного слоя была наибольшей, наблюдалось скопление пор (рис. 2).

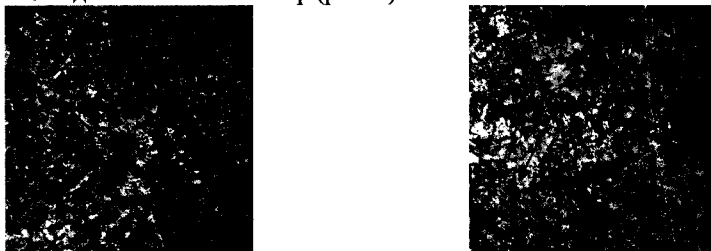


Рис. 2. Поры в чугуне гильзы, $\times 100$.

Можно предположить, что наличие пор способствует аккумуляции тепла и более интенсивному прогреву в таких областях.

В работе [4] проводили анализ гильз различного химического состава, который показал, что при повышенном содержании фосфора в гнездах графита выявляется наличие микропористости.

После проведения спектрального анализа химического состава исследуемых образцов с пористостью у обрабатываемой поверхности выявилось, что в местах нахождения микропористости наблюдается повышенное содержание фосфора. Химический анализ испытуемых образцов показал следующее (табл. 2).

Таблица 2.

Содержание химических элементов в испытуемых образцах

C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Cu
3,38	2,32	0,98	0,156	0,04	0,42	0,12	0,42

У наружной поверхности гильзы концентрация фосфора не превышала 0,150%, а в местах скопления микропористости его концентрация доходила до 0,4%. Наблюдаемая неравномерность связана с технологией отливки гильзы центробежным методом, при котором примеси отгесняются на внутреннюю поверхность. Металлографическим анализом установлено, что в гильзах с повышенной концентрацией фосфора такая пористость для гильз с чистовой обработкой сечением 7-13 мм располагается на глубину до 4,5 мм от внутренней поверхности.

Полученные результаты должны быть использованы при производстве гильз цилиндров. Выявление пористости и отбраковка гильз с повышенной концентрацией фосфора должна производиться до термической обработки.

Избежать появления пористости в таких гильзах возможно и при увеличении толщины литой заготовки до 20 мм.

Список литературы

1. Оценка качества закаленных ТВЧ гильз по коэрцитивной силе. Т.С. Скобло, Н.Г. Поздняков, Физические и компьютерные технологии. Труды 10-й Международной научно-технической конференции, 28-30 сентября 2004г. – Харьков: ХНПК «ФЭД», 2004. – 288 с.
2. Николаев Е.Н., Коротин И.М. Термическая обработка металлов токами высокой частоты. М.: "Высшая школа", 1977, - 214 с.
3. Русин П.И. Основы термической обработки чугуна при индукционном нагреве. – Ростов-на-Дону: Ростовский госуниверситет, 1967. – 134 с. 4. Чугуны из гильз цилиндров автомобильных двигателей. М.: НИИ-ИАП, 1978, 71 с.

Анотація

Вплив вихідної структури на якість загартованого шару гільзи циліндра з низьколегованого чавуна двигуна типу СМД

Вплив вихідної структури на якість загартованого шару гільзи циліндра з низьколегованого чавуна двигуна типу СМД.

Abstract

Influence of initial structure on quality of the tempered layer of the sleeve of the cylinder from low alloyed pig iron of the engine such as SMD

Influence of initial structure on quality of the tempered layer of a sleeve of the cylinder from low alloyed pig iron of the engine such as SMD.

ВЛИЯНИЕ МОДИФИКАТОРА И ЛЕГИРУЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ НА КАЧЕСТВО И СВОЙСТВА ВТУЛКИ ЦИЛИНДРА МАЛЫХ СУДОВ И ОЦЕНКА ИХ ПО КОЭРЦИТИВНОЙ СИЛЕ

Скобло Т.С., докт. техн. наук, проф., Власовец В.М., кан. техн. наук,
Марченко М.В

*(Харьковский национальный технический университет
сельского хозяйства)*

Влияние модификатора и легирующих элементов на качество и свойства втулки цилиндра малых судов и оценка их по коэрцитивной силе.

Повышение качества серого чугуна и получаемых из него отливок достигается различными металлургическими и технологическими приёмами, наиболее распространённым и перспективным из которых является модифицирование жидкого чугуна. Существуют различные способы модифицирования, предназначенные для получения определённых эксплуатационных свойств отливок в конкретных производственных условиях.

В последнее время получает распространение микролегирование жидкого чугуна, которое по способу ввода добавок (в количестве сотых и десятых долей процента от веса металла) и механизму действия почти не отличается от модифицирования. В большинстве случаев оно предназначено для стабилизации перлита и предотвращения ферритизации чугуна в массивных сечениях.

Легирование чугуна такими элементами, как хром, медь, никель, молибден и марганец, их влияние на свойства и структуру серого чугуна с пластинчатым графитом хорошо известны [1-2].

Влияние химических элементов (особенно количественное), входящих в состав модификаторов, изучено значительно меньше, чем влияние тех же элементов, содержащихся в обрабатываемом чугуне. Это объясняется тем, что конечный результат модифицирования зависит в решающей степени от технологии ввода модификатора, температурных и временных параметров, химического состава исходного чугуна и толщины стенки отливки [3].

Исходя из изложенного выше была поставлена задача определить вклад легирующих и модифицирующих добавок на изменение коэрцитивной силы во втулках малых судов.

Методом спектрального анализа по месту измерения твёрдости и коэрцитивной силы проверили концентрацию Si и легирующих компонентов Ni и Cu (табл. 1).

Исследованиями установлено, что колебания твердости в чугуне, содержащем C = 2,95-3,33%, Si = 1,98-2,23%, Ni до 1,17% и Cu до 0,7% не превышают 7-10% от градуировочной прямой (рис. 1), такие же изменения соответствуют и коэрцитивной силе (изменяется от 14,4 до 15,7А/см при замерах тангенциальных и до 16,1 А/см при - радиальных). Это дает основание для построения градуировочной шкалы, представляющей собой линейную зависимость между

рассматриваемыми характеристиками. Для уменьшения погрешности проводили оценку коэрцитивной силы отдельно для наружного и внутреннего слоев стенки такого типа втулок, для чего выполнили расчет и построение двух линейных зависимостей рис.1. При этом ошибка составляет от 0 до 2,5% для легированного металла и от 0 до 7,5% для чугуна, содержащего до 0,5%Ni, 0,5%Cu и 0,5%Mo.

Таблица 1

Концентрация химических элементов в исследуемых зонах

Номер образца	Концентрация химических элементов %			
	Зона	Si	Ni	Cu
	Коэффициент корреляции с коэрцитивной силой			
	1	0,07	0,85	-0,8
	2	-0,03	0,85	-0,83
	Коэффициент корреляции с измеренной твердостью			
	1	-0,08	0,65	-0,63
	2	-0,07	0,78	-0,79
№ 2-1	1	2,06	1,15	0,44
	2	2,07	1,17	0,43
№ 2-2	1	2,05	1,16	0,45
	2	2	1,14	0,42
№ 7-2	1	2,23	1,16	0,44
	2	2,13	1,14	0,42
№ 53-2	2	2,11	0,44	0,7
№ 55-1	1	2	0,43	0,65
	2	2,04	0,45	0,69
№ 55-2	1	2,06	0,45	0,7
	2	2,01	0,44	0,66
№ 75-1	1	2,07	0,43	0,66
	2	2	0,44	0,64
№ 75-2	1	2	0,45	0,7
	2	2,02	0,44	0,68

Как видно из исследований, уровень H_c находится в тесной связи со структурой материала и его химическим составом. В зависимости от концентрации легирующих и модифицирующих компонентов коэрцитивная сила может возрастать в 1,76 раза (только при увеличении концентрации никеля выше значений ТУ).

Локальным спектральным анализом на установке “Спрут” (диаметр пятна 4 мм) в зонах с минимальной твердостью 201 НВ [образцы 324 – 6 (3) и 324 – 4(2)] выявлена повышенная концентрация углерода 4,2 – 4,48%, что соответствует эвтектическому и заэвтектическому чугунам где кристаллизуется грубый первичный графит. Концентрация углерода в этих зонах превышает требования ТУ. Основные химические элементы, оговоренные ТУ: Si, Mn, Cr, Mo, Ni, Cu, P, S находятся в допустимых пределах (табл. 2). Влияние скорости кристалли-

зации анализировали по показаниям твердости и коэрцитивной силы на одной втулке №324. При сопоставительных испытаниях по этим показателям с другими втулками было установлено, что они в меньшей мере зависят от скорости кристаллизации, а в большей – от ликвации химических элементов.

Таблица 2

Химический состав исследуемых втулок и концентрация элементов по НТД

Образец №	Массовая доля элементов										
	C	Si	Mn	Ni	C+Si	Cu	Cr	Mo	Ti	P	S
	Не более										
НТД	3,1-3,5	1,8-2,3	0,7-1,2	0,3-0,6	5,3-5,7	0,8-1	0,35-0,5	0,3-0,6	0,05-0,12	0,15	0,1
324	3,3	2,23	0,82	0,4		0,97	0,4	0,43	0,056	0,07	0,05
324(4) - 1	3,216	2,18	0,863	0,48		0,91	0,32	0,41	0,075	0,12	0,07
324(4) - 2	4,2	2,16	0,853	0,47		0,86	0,32	0,42	0,063	0,13	0,08
324(6) - 1	3,63	2,14	0,871	0,48		0,89	0,32	0,42	0,07	0,12	0,06
324(6) - 2	3,67	2,1	0,856	0,48		0,88	0,31	0,4	0,07	0,12	0,06
324(6) - 3	4,48	2,05	0,895	0,48		0,8	0,33	0,45	0,07	0,14	0,07

Кроме основных элементов выявлены малые концентрации: Al, Co, Nb, V, W, Pb, Mg, As, Ce, Zr, Fe (табл. 3). Причём содержание модификаторов Ce, Zr и Mg не является стабильным. Можно предположить, что эти компоненты как и углерод входят в состав модифицирующей присадки, которая неравномерно распределяется в заготовке. Это подтверждается их ликвацией в сопоставляемых зонах.

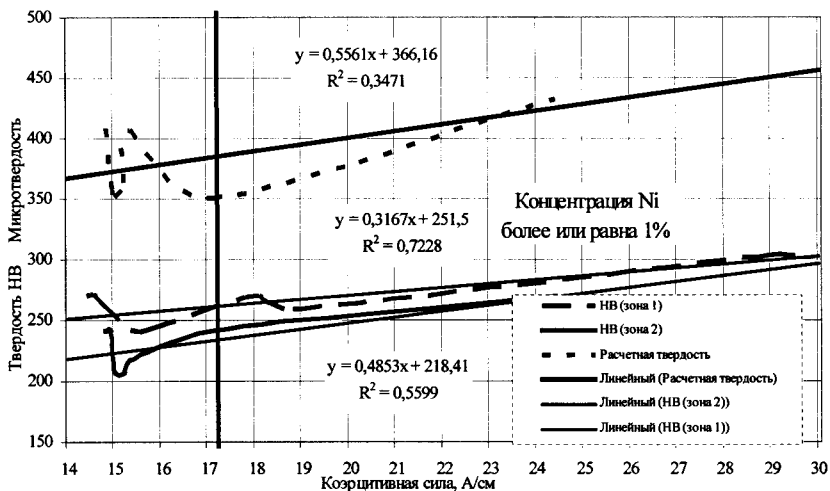


Рис. 1. Зависимость коэрцитивной силы от измеренной и расчетной твердости.

Кроме того, во втулках с низкой твёрдостью выявлено значительное количество пор. Так, при 170 – 207 НВ (№ 369) доля пор составляла: в наружной поверхности – 22%, средней части – 7,4% в поле зрения шлифа, и во внутренней – 5% (рис. 2, 3). Их появление, с учётом выявленной ликвации компонентов мо-

дификатора, предположительно может быть связано с повышенной его влажностью. Количественную оценку доли пор проводили по площади занятой на шлифе статистическим методом с использованием компьютерной программы.

Таблица 3

Химический состав и концентрация элементов не входящих в состав отливки

Образец №	Массовая доля элементов												
	Al	Co	Nb	V	W	Pb	Mg	As	Zr	Ce	Te	B	Fe
324(4) - 1	0.002	<0.01	<0.01	0.02	<0.01	<0.002	0.0006	0.0089	0.0014	<0.0003	0.013	0.0018	91.4
324(4) - 2	0.002	<0.01	<0.01	0.02	<0.01	<0.002	<0.0001	0.0117	0.001	0.0014	0.017	0.0018	90.5
324(6) - 1	0.0027	<0.01	<0.01	0.02	<0.01	<0.002	0.0006	0.009	0.0011	<0.0003	0.013	0.0017	91.0
324(6) - 2	0.0022	<0.01	<0.01	0.02	<0.01	<0.002	0.0004	0.0113	0.0011	0.0005	0.014	0.0017	91.1
324(6) - 3	0.0015	<0.01	<0.01	0.02	<0.01	<0.002	<0.0001	0.0108	<0.001	0.0021	0.018	0.0019	90.3

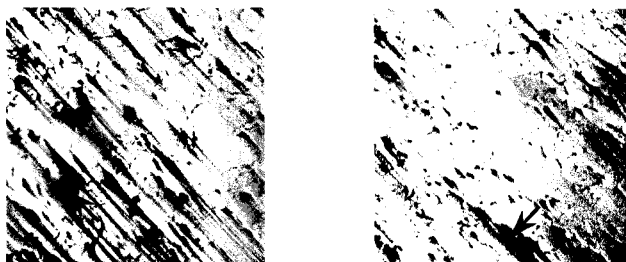


Рис. 2 Поры в чугуна втулки, $\times 100$.

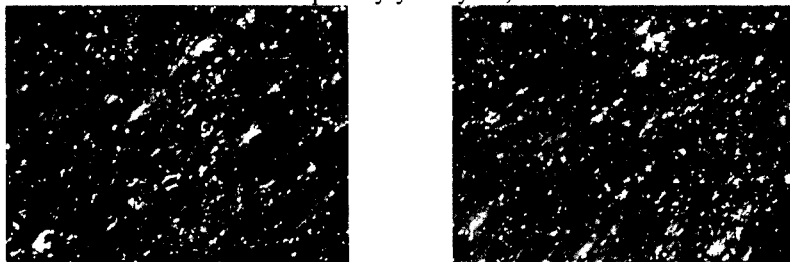


Рис. 3 Поры в чугуна втулки (микроскоп QX3), $\times 60$.

В связи с выявленной ликвацией компонентов распределение фаз в этих втулках не имеет каких-либо закономерностей.

В зонах с повышенной твёрдостью выявлены отдельные, скопления и плёночные неметаллические включения. При изготовлении шлифов они разрушаются, выкрашиваются и оставляют след в виде царапины. Поскольку царапина глубокая, вывести её длительной полировкой не представляется возможным. В ряде случаев в неё попадает грязь (графит) и создается впечатление плохой

подготовки шлифа.

Выявленные неметаллические включения могут быть отнесены (по цвету и форме) к карбидам и карбонитридам титана и циркония. Их образование приводит к уменьшению доли графита за счёт перераспределения углерода. В этом случае коэрцитивная сила возрастает до 20 –27 А/см. Согласно ТУ выделение цементита и карбидосодержащих фаз не допускается.

В результате проведенных исследований для втулок малых судов было определено, что отклонение по твёрдости и коэрцитивной силе связаны с ликвационными процессами. Так, при ликвации углерода и его содержании 4,2 – 4,48% приводит к понижению коэрцитивная сила снижается, в следствии выделения грубого первичного графита.

При вводе влажного модификатора была зафиксирована значительная пористость металла и так же падение коэрцитивной силы и твёрдости.

Отклонения твёрдости выше верхнего предела ТУ – определяются скоплениями нитридов и карбонитридов титана и циркония, которые выделяются как в виде отдельных включений, скоплений, так и в виде сетки. В последнем случае это приводит к появлению значений твёрдости равных 277 -295 НВ. При твёрдости ниже нижнего предела (170 – 210 НВ) выделяется грубый первичный графит и коэрцитивная сила существенно падает ≤ 4 А/см. Наблюдаемое связано с ликвационными явлениями и может быть отнесено к неравномерному распределению модификатора.

Список литературы

1. Пивоварский Е. Высококачественный чугун. Перевод с нем. Е. К. Захарова. Под ред. И. Н. Богачева и Б. Г. Ливишца. Т. 1 М.: Metallurgia, 1965.- 650 с.
2. Гиршович Н. Г. Кристаллизация и свойства чугуна в отливках. М. – Л. Машиностроение [Ленинградское отделение], 1966.- 562 с.
3. Комисаров. В. А. Повышение качества отливок модифицированием и микрорегированием серого чугуна. М.: НИИМАШ, 1968.- 50 с.

Анотація

Вплив модифікатора і легуючих елементів на якість і властивості втулки циліндра малих судів і оцінка їх по коерцитивній силі

Вплив модифікатора і легуючих елементів на якість і властивості втулки циліндра малих судів і оцінка їх по коерцитивній силі.

Abstract

Influence of the modifier and alloying elements on quality and properties of the cartridge of the cylinder of small courts and their estimation on coercitive to force

Influence of the modifier and alloying elements on quality and properties of the cartridge of the cylinder of small courts and their estimation on coercitive to force.

МЕХАНИЗМ ФОРМИРОВАНИЯ ПЛОЩАДОК НА ВЕРШИНАХ РЕЖУЩИХ ЗЕРЕН АЛМАЗНОГО КРУГА ПРИ ЕГО СПЕЦИАЛЬНОЙ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКЕ

Новиков Ф.В., докт. техн. наук, Ковальчук А.Н.
(Харьковский национальный экономический университет)

В работе приведены результаты теоретических исследований механизма разрушения алмазных зерен круга и образования на них площадок. Показана сходимость расчетных и экспериментальных данных.

Обеспечение высоких показателей шероховатости обработки является одной из важных проблем алмазного шлифования твердосплавных изделий. В работах [1–3] показана возможность существенного уменьшения шероховатости поверхности (до уровня $R_a=0,1$ мкм) при круглом наружном шлифовании твердосплавных изделий алмазным кругом на металлической связке за счет принудительного создания на вершинах зерен значительных площадок. Однако при этом возникли определенные сложности. Например, их не удалось получить длительной приработкой алмазного круга на металлической связке М1-01 в процессе круглого наружного шлифования твердого сплава, а так же при “шлифовании” алмазного круга на более твердой металлической связке М2-01. Положительным решением стало применение специальной механической обработки алмазного круга с помощью алмазного правящего карандаша. В этом случае удалось добиться образования на вершинах зерен круга значительных площадок, что позволило обеспечить при круглом наружном шлифовании твердосплавных изделий алмазным кругом на металлической связке М1-01 шероховатости обработки на уровне $R_a=0,1$ мкм. Попытки дальнейшего уменьшения шероховатости обработки к положительным результатам не привели.

Поэтому целью настоящей работы является теоретический анализ механизма образования площадок на вершинах алмазных зерен круга в процессе их взаимодействия с обрабатываемым материалом.

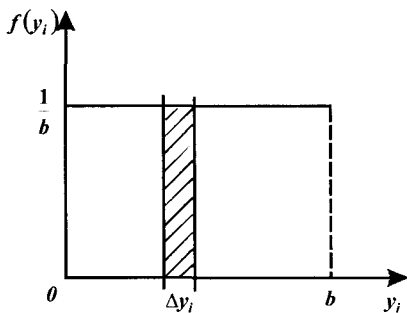


Рис. 1. График функции $f(y_i)$.

Рассмотрим условия контакта неподвижного алмазного круга с пластиной из синтетического сверхтвёрдого материала (СТМ). Предположим, что выступание вершин зерен над условным уровнем связки алмазного круга подчиняется равномерному закону распределения с плотностью $f(y_i)=1/b$, где b – максимальная высота выступания зерен над условным уровнем связки, рис. 1. Физически это означает, что в каждом интервале

длиной Δu_i по координате u_i находится одинаковое число зерен. Зная количество зерен n_0 , расположенных на рабочей поверхности круга площадью, равной площади рассматриваемой пластинки, и их максимальную высоту выступания b , можно определить среднее расстояние между вершинами зерен по координате u_i (разновысотность) как отношение b/n_0 .

Предположим, что алмазная пластинка прижимается к неподвижному алмазному кругу радиальным усилием P_y . Учитывая то, что внедрение зерен круга в алмазную пластинку практически невозможно, то данную силу (в связи с разновысотным выступанием вершин зерен над связкой) будет воспринимать лишь одно максимально выступающее зерно. Очевидно, под действием силы, превышающей предельное значение, это зерно поверхностно разрушится. Длина разрушенной части зерна может быть или меньше, или равной, или больше величины разновысотности b/n_0 . Рассмотрим третий случай, как наиболее вероятный. Тогда в контакт с алмазной пластинкой вступит новое нижерасположенное зерно, которое также поверхностно разрушится и приведет к нагружению и последующему поверхностному разрушению определенного количества зерен n_1 из всех рассматриваемых n_0 зерен, ограниченных площадью пластинки.

В итоге сила P_y будет уравниваться системой сил, действующих на пластинку со стороны поверхностно разрушенных зерен.

Необходимо отметить, что величина разрушенной части зерна определяется пределом прочности его на сжатие $\sigma_{сж}$. Разрушение зерна происходит не мгновенно, а в течении непродолжительного, но физически ощутимого промежутка времени.

Рассмотренный механизм разрушения хорошо согласуется с экспериментальными данными, полученными проф. Грабченко А.И. при исследовании процесса шлифования алмазным кругом синтетического сверхтвердого материала АСПК, рис. 2,а [4]. Как следует из рис. 2,а с течением времени шлифования высоты выступания вершин зерен над уровнем связки алмазного круга первоначально (в течении ≈ 30 с) интенсивно уменьшаются, затем стабилизируются и процесс шлифования практически переходит в процесс трения износостойкой пары “зерно – обрабатываемый материал”. При этом на вершинах зерен образуются значительные площадки износа, и процесс съема обрабатываемого материала и износа алмазных зерен практически отсутствует. Следовательно, процесс поверхностного разрушения зерен происходит в основном в течении первых 30 с.

Если учесть, что диаметр обрабатываемой алмазной пластинки равен ≈ 5 мм, а длина периферии рабочей поверхности алмазного круга формы 12А2 150х10х3х32 АС6 100/80 М1-01 4 равна $\pi \cdot 150$ мм ≈ 450 мм, в действительности процесс поверхностного разрушения одного зерна происходит почти в 100 раз быстрее, т.е. за 0,3 с. Из этого можно заключить, что процесс интенсивного шлифования (в течении ≈ 30 с) обусловлен “инерционностью” поверхностного разрушения зерен и с физической точки зрения очень мало связан с процессом их износа. Иными словами, в течении первых 30 с происходит процесс

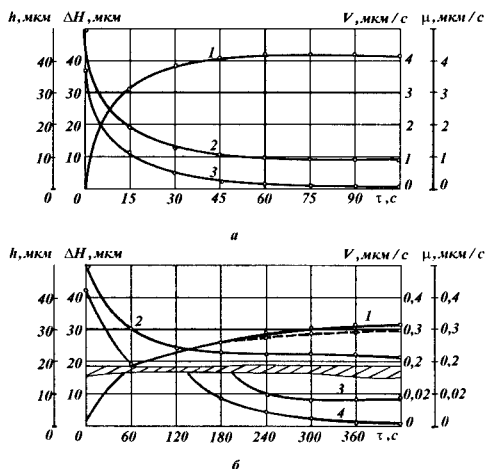


Рис. 2. Влияние продолжительности обработки на износ круга ΔH (1), высоту зерен h (2), скорость износа круга V (3) и скорость снижения высоты зерен μ (4) в переходной фазе шлифования при скорости круга $V_{кр} = 20$ м/с: а – АСПК, $P_n = 3,0$ МПа; б – ВК20, $P_n = 1,4$ МПа [4].

му конуса с углом при вершине 2γ , а высоты их выступания над уровнем связки круга подчинены равномерному закону, как это показано на рис. 1.

Предположим, что поверхностное разрушение зерна в сечении, удаленном на расстояние H от его вершины, происходит от предельных напряжений сжатия, вызванных действием радиальной силы P_{y1} , приложенной к вершине зерна. Тогда силу P_y , действующую на алмазную пластинку, можно представить в виде

$$P_y = \sigma_{сж} \cdot F_{факт}, \quad (1)$$

где $\sigma_{сж}$ – предел прочности на сжатие алмаза (алмазного зерна), Н/м²; $F_{факт}$ – фактическая площадь контакта поверхностно разрушенных зерен с алмазной пластинкой, м²;

$$F_{факт} = \sum_{i=1}^{n_1} F_i = \sum_{i=1}^{n_1} \pi \cdot r_i^2 = \sum_{i=1}^{n_1} \pi \cdot \text{tg}^2 \gamma \cdot H_i^2 = \int_0^H \pi \cdot \text{tg}^2 \gamma \cdot H_i^2 \cdot dn_i, \quad (2)$$

F_i , r_i – соответственно площадь и радиус контакта алмазной пластинки с поверхностно разрушенным зерном; H_i – длина разрушенной части отдельного зерна, м.

Параметр H_i подчиняется равномерному закону распределения с плотно-

поверхностного разрушения зерен от действия на них радиальной силы P_y , т.е. процесс поверхностного разрушения зерен является первичным, а процесс съема обрабатываемого материала (алмаза) – вторичным. Об этом также свидетельствуют экспериментально полученные данные по удельному расходу алмаза, согласно которым на съем единицы объема обрабатываемого материала (алмаза) затрачивается значительно больший объем алмазного слоя круга [4].

Произведем расчет длины разрушенной части H наиболее выступающего из связки круга алмазного зерна при условии прижатия алмазной пластинки к неподвижному алмазному кругу с силой P_y . Будем считать, что зерна имеют форму

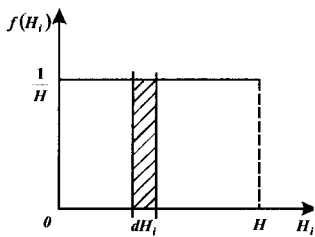


Рис. 3. График функции $f(H_i)$.

ки, м².

Выразим параметры k и b известными соотношениями [5]: $k = \frac{3m \cdot (1 - \varepsilon)}{200\pi \cdot \bar{X}^2}$; $b = \bar{X} \cdot (1 - \varepsilon)$, где m – объемная концентрация зерен круга; \bar{X} – зернистость круга, м; $(1 - \varepsilon)$ – коэффициент, учитывающий степень выступания зерен над уровнем связки круга. Тогда

$$n_1 = \frac{3m \cdot \alpha \cdot F_{пл} \cdot H}{200\pi \cdot \bar{X}^3}, \quad (4)$$

$$F_{факт} = \frac{tg^2 \gamma \cdot m \cdot \alpha \cdot F_{пл} \cdot H^3}{200 \cdot \bar{X}^3}. \quad (5)$$

Подставляя зависимость (5) в (1), имеем

$$H = \bar{X} \cdot \sqrt[3]{\frac{200 \cdot P_n}{tg^2 \gamma \cdot m \cdot \alpha \cdot \sigma_{сж}}}, \quad (6)$$

где $P_n = P_y / F_{пл}$ – нормальное давление, Н/м².

Параметр H тем больше, чем больше зернистость круга \bar{X} , нормальное давление P_n и меньше величины γ , m , α , $\sigma_{сж}$.

Если рассматривать зависимость (6) применительно к процессу шлифования по упругой схеме ($P_n = const$) алмазной пластинки, то увеличить параметр H , а следовательно повысить ресурс работы зерна при резании можно прежде всего уменьшением объемной концентрации зерен m , т.к. увеличение нормального давления P_n ограничено собственно прочностью алмазной пластинки. Сделанный вывод согласуется с соответствующими данными проф. Федоровича В.А., приведенными в его кандидатской диссертации, посвященной механике алмазного шлифования СТМ. Вместе с тем, исходя из зависимости (6), влияние m на параметр H незначительно, что ограничивает возможности повышения эффективности процесса шлифования.

Произведем расчет параметра H для исходных данных шлифования (рис. 2,а): $P_n = 3 \text{ МПа} = 0,3 \text{ кгс/мм}^2$; $m = 100$; $\bar{X} = 0,1 \text{ мм}$; $\gamma = 45^\circ$.

Значение $\sigma_{сж}$ в общем случае зависит от марки и зернистости алмазного порошка круга. Его можно определить на основе графика предельных нагрузок

стью $f(H_i) = \frac{1}{H}$, рис. 3. С учетом

$$dn_1 = n_1 \cdot f(H_i) \cdot dH_i = n_1 \cdot \frac{1}{H} \cdot dH_i, \text{ имеем}$$

$$F_{факт} = \frac{\pi \cdot tg^2 \gamma \cdot n_1 \cdot H^2}{3}. \quad (3)$$

Представим $n_1 = \alpha \cdot n_0$; $n_0 = k \cdot F_{пл} \cdot \frac{H}{b}$, где

$\alpha < 1$; k – поверхностная концентрация зерен круга, шт/м²; $F_{пл}$ – площадь алмазной пластинки,

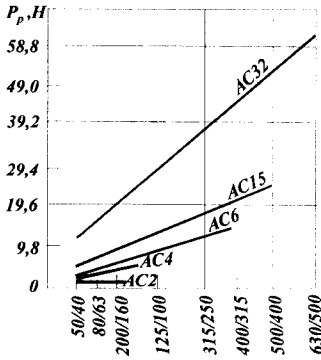


Рис. 4. Гарантированные нормы прочности P_p шлифпорошков различных марок и зернистости синтетических алмазов.

P_p , приводящих к объемному разрушению (раскалыванию) алмазных зерен, рис. 4 [6]. Рассматривая алмазное зерно АС6 100/80, из рис. 4 следует $P_p=0,4$ кгс. Тогда, согласно

аналитической зависимости $\sigma_{сж} = \frac{4 \cdot P_p}{\pi \cdot \bar{X}^2}$,

определяющей условие разрушения (раскалывания) зерна на две одинаковые части, имеем $\sigma_{сж}=50$ кгс/мм².

Для приведенных исходных данных зависимость (6) принимает вид:

$$H = 23 \cdot 3 \sqrt{\frac{1}{\alpha}}, \text{ мкм.} \quad (7)$$

Расчетные значения параметра H приведены в таблице.

Таблица

α	1,0	0,5	0,3	0,1
H , мкм	23	29	34	50

Как видно из таблицы, при $\alpha=0,3$ параметр H принимает значение 34 мкм, что приблизительно равно величине изношенной части (40 мкм) наиболее выступающего над уровнем связки круга алмазного зерна при шлифовании пластинки из поликристаллического синтетического сверхтвердого материала АСПК, рис. 2,а [4]. Этим количественно подтверждена возможность поверхностного разрушения алмазных зерен от действия предельных напряжений сжатия, вызванных радиально приложенной к зернам силой P_y .

При взаимодействии зерен круга с пластинкой из мягкого материала (с той же силой P_y), в связи с их возможностью внедряться в материал пластинки, в контакте будет находиться большее количество зерен. Это приведет к снижению нагрузок, действующих на отдельные зерна, и замедлению их поверхностного разрушения во времени, что хорошо согласуется с экспериментальными данными, полученными при алмазном шлифовании твердого сплава ВК20, рис. 2,б [4].

Рассмотренный механизм поверхностного разрушения зерен также хорошо согласуется с экспериментальными данными, полученными при исследовании алмазного шлифования по упругой схеме пластинки из синтетического сверхтвердого материала с применением непрерывной автономной электрохимической правки алмазного круга на металлической связке, рис. 5 [4]. В этом случае наблюдается периодичность процесса (рис. 5,а), которая может быть связана с периодичностью выпадения из связки круга зерен с образовавшимися на них площадками. За счет электрохимического растворения металлической связки круга происходит уменьшение глубины заделки зерен связки и прочности их удержания. В определенный момент времени одно или несколько наиболее выступающих зерен (с наибольшими площадками на вершинах) выпадают

из связки.

Это приводит к мгновенному увеличению нагрузок, действующих на оставшиеся в контакте с обрабатываемой алмазной пластинкой зерна, и их интенсивному поверхностному разрушению. В результате происходит “всплеск” силы резания P_z и производительности обработки Q , т.к. в этот момент резание производится более острыми зернами. Через весьма непродолжительный период времени поверхностное разрушение зерен прекращается, и процесс резания переходит в устойчивый процесс трения обрабатываемой алмазной пластинки с образовавшимися на зернах площадками. И так происходит периодически.

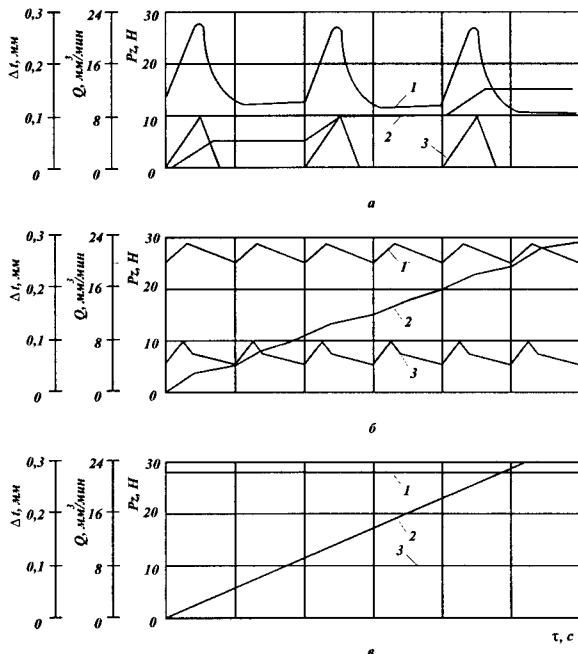


Рис.5. Осциллограммы, отражающие влияние силы тока в цепи управления на выходные показатели обработки синтетического композиционного материала: 1 - P_z ; 2 - линейный сьем материала Δt ; 3 - Q . а - $I=30A$; б - $I=110A$; в - $I=150A$.

риала (алмаза). В этом состоит основной эффект от применения непрерывной автономной электрохимической правки алмазного круга на металлической связке при шлифовании алмаза и других синтетических сверхтвёрдых материалов.

Таким образом показано, что для решения задачи формирования значительных площадок на вершинах алмазных зерен круга (с целью существенного сниже-

С увеличением силы тока I в цепи управления процессом и соответственно увеличением скорости электрохимического растворения металлической связки круга частота “всплесков” параметров P_z и Q увеличивается (рис. 5,б), а при силе тока $I=150A$ “всплески” практически исчезают (рис. 5,в). В последнем случае имеет место интенсивное выпадение мало разрушенных алмазных зерен из связки. Зерна, не успев поверхностно разрушиться на всю величину H , обусловленную пределом прочности алмаза на сжатие, покидают связку круга, обеспечивая при этом более производительный сьем матери-

ния шероховатости поверхности при шлифовании твердосплавных изделий) эффективно производить специальную механическую обработку алмазного круга с помощью поликристаллического синтетического сверхтвердого материала (в виде пластинки или алмазного правящего карандаша). Теоретически и экспериментально обосновано, что чем больше сила прижатия обрабатываемой алмазной пластинки к зернам круга P_y , тем больше величина поверхностного разрушения зерен H и больше образующиеся на них площадки. Для достижения относительно больших значений P_y целесообразно использовать жесткую схему обработки.

Список литературы

1. Новиков Ф.В., Дитиненко С.А. Повышение качества обработки при круглом наружном алмазном шлифовании специальных твердосплавных инструментов // Резание и инструмент в технологических системах. – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2004. – Вып. 67. С. 74-85.
2. Новиков Ф.В., Дитиненко С.А. Технология и теория прецизионной обработки твердосплавных инструментов алмазными кругами на металлических связках // Труды 8-й Международной научно-технической конференции. Физические и компьютерные технологии. – Харьков: ХНПК “ФЭД”, 2003. – С. 34-39.
3. Дитиненко С.А., Новиков Ф.В. Повышение эффективности технологии прецизионной обработки твердосплавных цилиндрических поверхностей // Труды 9-й Международной научно-технической конференции. Физические и компьютерные технологии. – Харьков: ХНПК “ФЭД”, 2004. – С. 7-11.
4. Расширение технологических возможностей алмазного шлифования / А.И. Грабченко. – Х.: Вища шк. Изд-во при Харьк. ун-те, 1985. – 184 с.
5. Абразивно-алмазная обработка материалов: Справочник / Под ред. А.Н. Резникова. – М.: Машиностроение, 1977. – 390 с. 6. Основы алмазной обработки твердосплавного инструмента / И.П. Захаренко. – К.: Наук. думка, 1981. – 300 с.

Анотація

Механізм формування площадок на вершинах зерен алмазного кола, що ріжуть, при його спеціальній механічній обробці

У роботі приведені результати теоретичних досліджень механізму руйнування алмазних зерен кола й утворення на них площадок. Показано збіжність розрахункових і експериментальних даних.

Abstract

The mechanism of formation of platforms at tops of cutting grains of the diamond circle at his special machining

In work results of theoretical researches of the mechanism of destruction of diamond grains of a circle and formation on them of platforms are resulted. Convergence settlement and experimental data is shown.

ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ И КАЧЕСТВО ОБРАБОТКИ ПРИ АЛМАЗНОМ ШЛИФОВАНИИ ТВЕРДЫХ СПЛАВОВ С УВЕЛИЧЕННЫМИ ГЛУБИНАМИ РЕЗАНИЯ

**Новиков Ф.В., докт. техн. наук, Гасанов М.И., канд. техн. наук,
(Харьковский национальный экономический университет, НТУ"ХПИ")**

В работе обоснованы условия повышения производительности и качества обработки при алмазном шлифовании твердых сплавов. Даны практические рекомендации.

Алмазные круги на металлической связке М2-01 обладают высокой износостойкостью, однако для эффективного применения требуют непрерывной электроэрозионной правки, т.е. работы в режиме электроэрозионного шлифования [1 – 4]. В связи с этим в настоящей работе обоснованы условия повышения производительности и качества обработки при обычном алмазном и алмазном электроэрозионном шлифовании твердых сплавов с увеличенными глубинами резания.

Экспериментальные исследования проводились на плоскошлифовальном станке мод. ЗЕ711В, модернизированном под алмазное электроэрозионное шлифование.

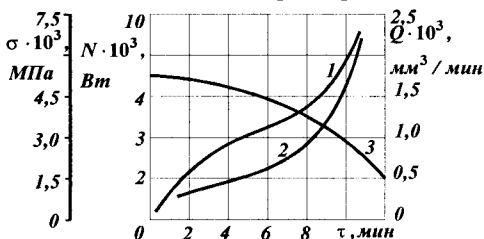


Рис. 1. Зависимости мощности N (1), энергоемкости σ (2) и производительности Q (3) обработки от времени шлифования τ : обрабатываемый материал – твердый сплав ВК8: $t = 0.03$ мм.

Обрабатывались твердосплавные пластинки из ВК8 и Т15К10 по схеме плоского врезного шлифования всей шириной алмазного круга на металлической связке 1А1 200х20х5 АС6 160/125 М2-01 4 с относительно небольшой скоростью детали $V_{дет} = 3,3$ м/мин, скоростью круга $V_{кр} = 15,7$ м/с и глубиной шлифования, изменяющейся в пределах $0 \dots 0,1$ мм. Это

позволило в определенной степени реализовать условия высокопроизводительного однопроходного (глубинного) шлифования.

Экспериментально установлено, что с течением времени обработки τ эффективная мощность N и энергоемкости σ при обычном шлифовании (без подвода электрического тока в зону резания) непрерывно увеличиваются, а производительность обработки – уменьшается, рис. 1.

При алмазном электроэрозионном шлифовании с увеличением τ эффективная мощность N первоначально увеличивается, затем, несколько уменьшается и в дальнейшем остается постоянной (кривая 1, рис. 2). Производительность обработки Q в начальный момент времени уменьшается, затем, не-

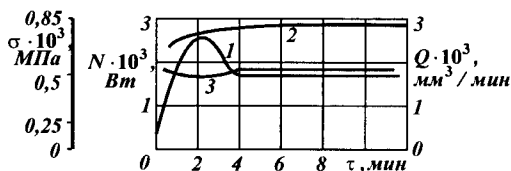


Рис. 2. Зависимости мощности N (1), энергоёмкости σ (2) и производительности Q (3) обработки от времени шлифования τ при алмазном электроэрозионном шлифовании: обрабатываемый материал – твердый сплав ВК8; $t = 0,03$ мм.

позволяет за счет термического разрушения металлической связки алмазного круга (а также продуктов обработки) стабилизировать во времени показатели шлифования.

Данная закономерность установлена для различных значений глубины шлифования, рис. 3. Например, при глубине шлифования $t = 0,03$ мм мощность стабилизируется на уровне 180 Вт, при $t = 0,05$ мм – на уровне 400 Вт, при $t = 0,08$ мм – на уровне 1,9 кВт.

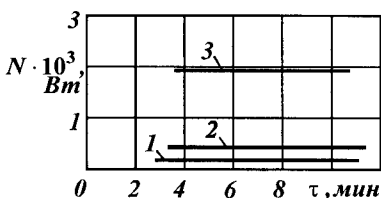


Рис. 3. Зависимости мощности шлифования N от времени обработки τ при алмазном электроэрозионном шлифовании: обрабатываемый материал – твердый сплав ВК8; 1 - $t = 0,03$ мм; 2 - $t = 0,05$ мм; 3 - $t = 0,08$ мм.

сколько увеличивается и стабилизируется (кривая 3, рис. 2). Энергоёмкость шлифования σ первоначально увеличивается, затем, остается постоянной (кривая 2, рис. 2).

Таким образом, экспериментально установлено, что введение в зону резания дополнительной энергии в виде электрических разрядов

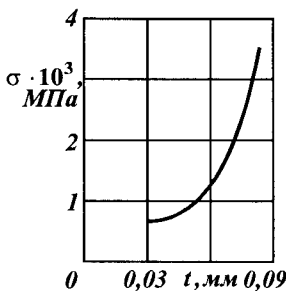


Рис. 4. Зависимости условного напряжения резания σ от глубины шлифования t : обрабатываемый материал – твердый сплав ВК8.

При изменении t в пределах $0,03 \dots 0,05$ мм энергоёмкость шлифования σ остается почти постоянной, а с увеличением t до $0,08$ мм – увеличивается, рис. 4. Это связано с тем, что с увеличением t увеличиваются нагрузки, действующие на алмазные зерна, и интенсивность их линейного износа.

Аналогичные закономерности экспериментально получены при алмазном электроэрозионном шлифовании твердосплавных пластин Т5К10, рис. 5. При $t = 0,03$ мм “всплеск” мощности шлифования отсутствует, тогда как при $t = 0,05$ мм он имеет место. В диапазоне изменения $t = 0,03 \dots 0,05$ мм энергоёмкость шлифования σ остается почти постоянной.

Энергоёмкость шлифования твердого сплава Т5К10 выше энергоёмкости шлифования твердого сплава ВК8. Это связано с более высокими значениями

механических характеристик твердого сплава Т5К10.

Проводились экспериментальные исследования шероховатости обработки. Установлено, что с течением времени обработки параметр шероховатости R_a первоначально несколько уменьшается, затем стабилизируется, рис. 6.

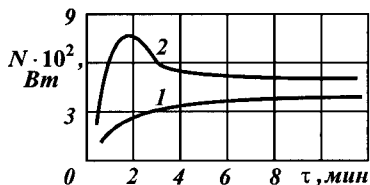


Рис. 5. Зависимости мощности шлифования N от времени обработки τ : обрабатываемый материал – твердый сплав Т5К10; 1 - $t = 0,03$ мм; 2 - $t = 0,05$ мм.

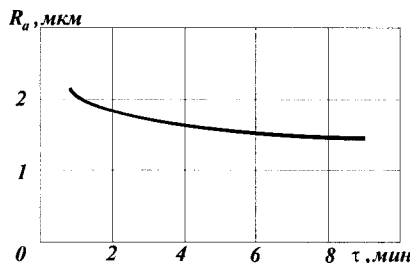


Рис. 6. Зависимость параметра шероховатости R_a от времени обработки τ : обрабатываемый материал – твердый сплав ВК8; $t = 0,08$ мм; $V_{дет} = 3,3$ м/мин; $V_{кр} = 15,7$ м/с.

Изменение параметров режима шлифования (глубины шлифования t и скорости детали $V_{дет}$) практически не привело к изменению параметра шероховатости обработки R_a , рис. 7. Шероховатость принимает значение, близкое к $R_a = 1,6$ мкм.

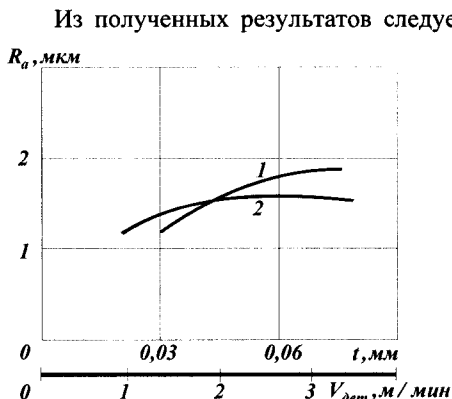


Рис. 7. Зависимости параметра шероховатости R_a от глубины шлифования t (1) и скорости детали $V_{дет}$ (2): обрабатываемый материал – твердый сплав ВК8; 1 - $V_{дет} = 3,3$ м/мин; 2 - $t = 0,08$ мм; $V_{кр} = 15,7$ м/с.

Из полученных результатов следует важный вывод, состоящий в том, что алмазное электроэрозионное шлифование твердых сплавов позволяет эффективно использовать алмазные круги на прочной металлической связке М2-01, которые обычно при шлифовании твердых сплавов и других металлических материалов быстро затупляются, засаливаются и теряют режущую способность. Причем, появилась возможность их эффективного применения в условиях увеличенных глубин шлифования (в условиях, близких к глубинному шлифованию), что открывает широкие перспективы в интенсификации процессов обработки.

Список литературы

1. Новиков Ф.В., Гасанов М.И. Физические закономерности процесса резания при алмазном шлифовании. - Вісник Харківського держ. техн. ун-ту сільск. господ., 2004, вип. 26. – С. 31-40.
2. Новиков Ф.В., Гасанов М.И. Условия снижения энергоемкости и повышение производительности обработки при алмазном шлифовании твердых сплавов. – Резание и инструмент в технологических системах. – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2004, вып. 67. – С. 57-64.
3. Новиков Ф.В. Физические и кинематические основы высокопроизводительного алмазного шлифования. – Автореф. дис. ...докт. техн. наук. – Одесса: ОГПУ, 1995. – 36 с.
4. Физико-математическая теория процессов обработки материалов и технологии машиностроения / Под общей редакцией Ф.В. Новикова и А.В. Якимова. В десяти томах. – Т.4. “Теория абразивной и алмазно-абразивной обработки материалов” – Одесса: ОНПУ, 2002. – 802 с.

Анотація

Продуктивність і якість обробки при алмазному шліфуванні твердих сплавів зі збільшеними глибинами різання

У роботі обґрунтовані умови підвищення продуктивності і якості обробки при алмазному шліфуванні твердих сплавів. Дано практичні рекомендації.

Abstract

Productivity and quality of processing at diamond grinding firm alloys with the increased depths of cutting

In work conditions of increase of productivity and quality of processing are proved at diamond grinding firm alloys. Practical recommendations are given.

СТРУКТУРНАЯ И ПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ЦИКЛА КРУГЛОГО НАРУЖНОГО ШЛИФОВАНИЯ

Новиков Ф.В., докт. техн. наук

(Харьковский Национальный экономический университет)

В работе приведены результаты структурной и параметрической оптимизации цикла круглого наружного шлифования.

Решение задач структурной и параметрической оптимизации процесса шлифования имеет чрезвычайно большое практическое значение при создании новых эффективных технологических процессов обработки [1-4]. В нашей работе [5] приведено решение задачи оптимизации структуры и параметров цикла круглого наружного шлифования. В качестве исходного принят цикл круглого наружного шлифования, включающий этап чернового шлифования и этап выхаживания. Упругие перемещения y , возникающие на этапе чернового шлифования, рассмотрены с позиции установившегося процесса шлифования и описаны упрощенной зависимостью:

$$y = \frac{P_y}{c} = \frac{P_z}{c \cdot K_{ш}} = \frac{\sigma \cdot S_{мгн}}{c \cdot K_{ш}} = \frac{\sigma \cdot Q_{ф}}{c \cdot K_{ш} \cdot V_{кр}} \approx \frac{\sigma \cdot Q_0}{c \cdot K_{ш} \cdot V_{кр}}, \quad (1)$$

где P_y , P_z - соответственно радиальная и тангенциальная составляющие силы резания при шлифовании, Н; c - приведенная жесткость технологической системы в радиальном направлении, Н/м; $K_{ш} = P_z / P_y$ - коэффициент шлифования; σ - условное напряжение резания при шлифовании, Н/м²; $V_{кр}$ - скорость круга, м/с; $S_{мгн}$ - мгновенная суммарная площадь поперечного сечения среза всеми одновременно работающими зернами круга, м²; $Q_{ф}$, Q_0 - соответственно фактическая и номинальная производительность обработки, м³/с.

В действительности, упругие перемещения, возникающие на этапе чернового шлифования, необходимо рассматривать с позиции неустановившегося процесса шлифования и описывать аналитической зависимостью

$$y = y_{уст} \cdot \left(1 - e^{-\frac{\Pi}{y_{уст}}} \right), \quad (2)$$

$$y_{уст} = \frac{\sigma}{K_{ш}} \cdot \frac{Q_0}{V_{кр}} \cdot \frac{1}{c}, \quad (3)$$

где Π - текущее значение снимаемого припуска.

На этапе выхаживания упругие перемещения описываются зависимостью:

$$y = y_0 \cdot e^{-\frac{V_{кр} \cdot K_{ш} \cdot c \cdot \tau}{\pi \cdot D_{дет} \cdot l_{дет} \cdot \sigma}}, \quad (4)$$

где $D_{дет}, l_{дет}$ - соответственно диаметр и длина обрабатываемой детали, м; y_0 - начальный натяг в технологической системе, м.

Поэтому целью работы является уточнение приведенного в работе [5] решения задачи оптимизации структуры и параметров цикла круглого наружного шлифования на основе использования более точных аналитических зависимостей (2) и (4), описывающих упругие перемещения, возникающие на этапе черного шлифования (при врезании шлифовального круга в обрабатываемую деталь) и на этапе выхаживания.

Основное время цикла круглого наружного шлифования τ представим в виде суммы двух слагаемых

$$\tau = \tau_1 + \tau_2, \quad (5)$$

где τ_1, τ_2 - соответственно основное время этапа черного шлифования и этапа выхаживания, с.

Предположим, что на этапе черного шлифования происходит врезание со скоростью поперечной подачи S_{non} шлифовального круга в обрабатываемую деталь на всю величину срезаемого припуска Π . Тогда

$$\tau_1 = \frac{\Pi}{S_{non}}. \quad (6)$$

Основное время этапа выхаживания τ_2 определим из зависимости (4), рассматривая ее в виде

$$y = \delta_0 = \Pi_2 \cdot e^{(-\bar{\beta} \cdot \tau_2)}, \quad (7)$$

откуда

$$\tau_2 = -\frac{1}{\bar{\beta}} \cdot \ln \frac{\delta_0}{\Pi_2} = \frac{1}{\bar{\beta}} \cdot \ln \frac{\Pi_2}{\delta_0}, \quad (8)$$

где δ_0 - точность размера обрабатываемой детали, м; Π_2 - величина припуска, формируемого на этапе черного шлифования и удаляемого на этапе выхаживания, м;

$$\bar{\beta} = \frac{V_{кр} \cdot K_{ш} \cdot c}{\pi \cdot D_{дет} \cdot l_{дет} \cdot \sigma};$$

$V_{кр}$ - скорость круга, м/с; $K_{ш}$ - коэффициент шлифования, равный отношению тангенциальной и радиальной составляющих силы резания; σ - условное напряжение резания, Н/м²; c - приведенная жесткость технологической системы, Н/м; $D_{дет}, l_{дет}$ - соответственно диаметр и длина обрабатываемой детали, м.

Подставляя зависимости (6) и (8) в зависимость (5), имеем

$$\tau = \frac{\Pi}{S_{non}} + \frac{1}{\bar{\beta}} \cdot \ln \frac{\Pi_2}{\delta_0}. \quad (9)$$

Зависимость (9) содержит два неизвестных параметра S_{non} и Π_2 . Для решения оптимизационных задач необходимо прийти к одному неизвестному параметру. Для этого рассмотрим этап черного шлифования. Зависимость (2) представим в виде

$$y = \Pi_2 = y_{уст} \cdot \left(1 - e^{-\frac{\Pi}{y_{уст}}} \right). \quad (10)$$

Величина $y_{уст}$ описывается зависимостью (3). Номинальная производительность обработки Q_0 определяется: $Q_0 = \pi \cdot D_{дет} \cdot l_{дет} \cdot S_{non}$.

Тогда зависимость (2.12) можно представить в виде

$$y_{уст} = A_1 \cdot S_{non}, \quad (11)$$

$$\text{где } A_1 = \frac{\pi \cdot D_{дет} \cdot l_{дет} \cdot \sigma}{c \cdot V_{кр} \cdot K_{ш}}.$$

С учетом зависимости (11) зависимость (10) выразится

$$\Pi_2 = A_1 \cdot S_{non} \cdot \left(1 - e^{-\frac{\Pi}{A_1 \cdot S_{non}}} \right). \quad (12)$$

Подставим зависимость (12) в (8)

$$\tau_2 = \frac{1}{\beta} \cdot \ln \left[\frac{A_1 \cdot S_{non}}{\delta_0} \cdot \left(1 - e^{-\frac{\Pi}{A_1 \cdot S_{non}}} \right) \right]. \quad (13)$$

Подставим зависимости (6) и (13) в зависимость (5)

$$\tau = \frac{\Pi}{S_{non}} + \frac{1}{\beta} \cdot \ln \left[\frac{A_1 \cdot S_{non}}{\delta_0} \cdot \left(1 - e^{-\frac{\Pi}{A_1 \cdot S_{non}}} \right) \right]. \quad (14)$$

Из полученной зависимости (14) нетрудно видеть, что с увеличением скорости поперечной подачи S_{non} основное время цикла шлифования τ за счет первого слагаемого первоначально будет уменьшаться, а затем – за счет второго слагаемого – будет увеличиваться, проходя точку минимума. Это обусловлено более интенсивным изменением первого слагаемого при изменении S_{non} .

Определим экстремальное значение S_{non} . Для этого подчиним функцию τ , описываемую зависимостью (14), необходимому условию экстремума: $\tau'_{S_{non}} = 0$. В результате получено

$$\tau'_{S_{non}} = -\frac{\Pi}{S_{non}^2} + \frac{1}{\beta \cdot S_{non}} - \frac{\Pi}{\beta \cdot A_1 \cdot S_{non}^2} \cdot \frac{1}{\left(e^{\frac{\Pi}{A_1 \cdot S_{non}}} - 1 \right)} = 0 \quad (15)$$

или

$$\left(e^{\frac{\Pi}{A_1 \cdot S_{non}}} - 1 \right) = \frac{\Pi}{A_1 \cdot (S_{non} - \beta \cdot \Pi)}. \quad (16)$$

Уравнение (16) выполняется при $S_{non} \rightarrow \infty$. В этом случае левая и правая части уравнения равны нулю. Следовательно, экстремум (минимум) функции τ достигается при условии $S_{non} \rightarrow \infty$, рис. 1. Это связано, как отмечалось выше, с более интенсивным изменением первого слагаемого зависимости (14) при изменении S_{non} во всем возможном диапазоне $(0; \infty)$.

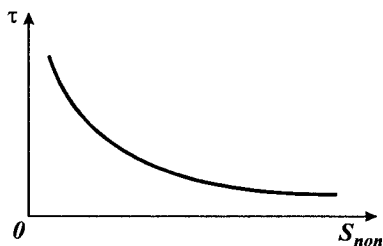


Рис. 1. Зависимость τ от S_{non} .

Подставляя значение $S_{non} \rightarrow \infty$ в зависимость (10), видим, что величина упругого перемещения y стремится к бесконечности ($y \rightarrow \infty$), т.е. съём обрабатываемого материала на этапе чернового шлифования отсутствует. Съём обрабатываемого материала возможен лишь на этапе выхаживания. Этап чернового шлифования, реализуемый при $S_{non} \rightarrow \infty$, в данном случае служит для создания в технологической системе начального натяга величиной $\Pi_2 = \Pi$. Таким образом, оптимальным циклом круглого наружного шлифования является цикл, включающий этап ускоренного врезания шлифовального круга в обрабатываемую деталь (для создания начального натяга в технологической системе) и этап выхаживания, на котором происходит съём всего припуска.

Основное время оптимального цикла шлифования τ определяется временем этапа выхаживания τ_2 , которое описывается зависимостью (8). Тогда

$$\tau = \tau_2 = \frac{1}{\beta} \cdot \ln \frac{\Pi_2}{\delta_0}. \quad (17)$$

Полученное уточненное решение хорошо согласуется с приближенным аналогичным решением, приведенным в работе [5], что подтверждает достоверность выполненных расчетов.

Проведем оптимизацию структуры и параметров этапа выхаживания. При съёме относительно больших припусков реализовать оптимальный цикл круглого наружного шлифования, включающий один рабочий этап – этап выхаживания, весьма сложно. Возникает необходимость

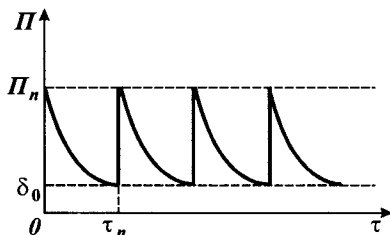


Рис. 2. Изменение величины снимаемого припуска во времени.

введения дополнительного этапа чернового шлифования, что, как показано выше, снижает производительность обработки при условии обеспечения требуемой точности обработки δ_0 . Для определения более эффективного варианта обработки оценим возможности съёма припуска величиной $\Pi = \Pi_n \cdot n$ за несколько

этапов выхаживания n (здесь Π_n - снимаемый на каждом этапе припуск), рис. 2. Для этого в пределах каждого этапа создается начальный натяг в технологической системе величиной Π_n и производится выхаживание до достижения требуемой точности обработки δ_0 .

Основное время этапа обработки τ_n определим из зависимости (7), представляя ее в виде

$$y = \delta_0 = \Pi_n \cdot e^{(-\bar{\beta} \cdot \tau_n)}. \quad (18)$$

Откуда

$$\tau_n = \frac{1}{\bar{\beta}} \cdot \ln \frac{\Pi}{n \cdot \delta_0}. \quad (19)$$

Суммируя значения основного времени всех n этапов обработки, определим основное время цикла шлифования τ :

$$\tau = \sum_n \tau_n = n \cdot \tau_n = \frac{n}{\bar{\beta}} \cdot \ln \frac{\Pi}{n \cdot \delta_0}. \quad (20)$$

Как видно, с изменением n функция τ изменяется по экстремальной зависимости. Для определения экстремального значения $n_{экт}$ про дифференцируем функцию τ по n и первую производную приравняем нулю:

$$\tau'_n = \frac{1}{\bar{\beta}} \cdot \ln \frac{\Pi}{n \cdot \delta_0} - \frac{1}{\bar{\beta}} = 0. \quad (21)$$

Откуда

$$n_{экт} = \frac{\Pi}{e \cdot \delta_0}, \quad (22)$$

где число $e = 2,72$.

Пример расчета. Для $\Pi / \delta_0 = 100$ имеем $n_{экт} = 37$.

Определим характер экстремума (наличие минимума или максимума) функции τ . Для этого установим знак второй производной функции τ от n :

$$\tau''_n = -\frac{1}{n} < 0. \quad (23)$$

Вторая производная τ''_n отрицательна в точке экстремума. Следовательно, имеет место максимум функции τ , рис. 3. Из этого вытекает, что обработку эффективно вести с $n=1$ или с $n > n_{экт}$. Первый случай предполагает реализацию оптимального цикла круглого на-

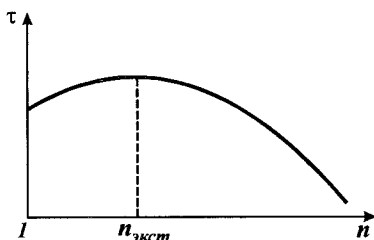


Рис. 3. Изменение функции τ от n .

ружного шлифования, установленного выше.

При $n=1$ основное время цикла шлифования τ определяется зависимостью (17).

Определим значение функции τ в точке экстремума (максимума) при $n = n_{\text{экт}}$. Для этого подставим в зависимость (20) зависимость (22):

$$\tau = \frac{\Pi}{e \cdot \bar{\beta} \cdot \delta_0}. \quad (24)$$

Сравним значения τ при $n=1$ и при $n = n_{\text{экт}}$. Примем $\Pi / \delta_0 = 7,4$. Тогда, значение τ , определяемое по зависимости (17) при $n=1$, равно $\tau = 2 / \bar{\beta}$. Значение τ , определяемое по зависимости (24) при $n = n_{\text{экт}}$, равно $\tau = 2,72 / \bar{\beta}$. Следовательно, значение τ при $n=1$ меньше.

Экстремальное значение $n_{\text{экт}}$ равно 2,72 (с округлением до целого числа – равно 3). Увеличивая $n > n_{\text{экт}} = 3$, исходя из зависимости (20), можно уменьшить основное время обработки τ до значений менее $\tau = 2 / \bar{\beta}$ (при $n=1$).

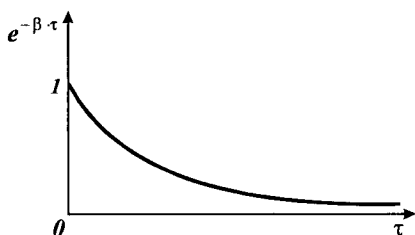


Рис. 4. Общий вид функции $e^{-\beta \cdot \tau}$.

Таким образом, теоретически обосновано важное решение, позволяющее повысить производительность обработки при условии обеспечения заданной точности обработки δ_0 . С физической точки зрения эффект уменьшения τ при $n > n_{\text{экт}}$ обусловлен различной интенсивностью изменения экспоненциальной функции $e^{-\beta \cdot \tau}$, рис. 4.

В начальный момент обработки (при небольших значениях времени τ) имеет место более интенсивное уменьшение экспоненциальной функции $e^{-\beta \cdot \tau}$. Следовательно, уменьшая отношение Π_n / δ_0 за счет увеличения числа этапов выхаживания n (рис. 9.9), можно реализовать участок более интенсивного уменьшения экспоненциальной функции ($\tau_n \rightarrow 0$), что приводит к уменьшению основного времени τ и, собственно, создает физический эффект обработки.

Таким образом в работе теоретически обоснованы наиболее оптимальные варианты цикла круглого наружного шлифования. Показаны их отличия от известных циклов, применяемых на практике.

Список литературы

1. Лурье Г.Б. Прогрессивные методы круглого наружного шлифования. – Изд. 2-е, перераб. доп. – Л.: Машиностроение, Ленинград. отд-ние, 1984. – 103 с.
2. Лурье Г.Б. Шлифование металлов. – М.: Машиностроение, 1969. – 172 с.
3. Теоретические основы резания и шлифования материалов: Учеб. пособие / А.В. Якимов, Ф.В. Новиков, Г.В. Новиков, Б.С. Серов, А.А. Якимов. – Одесса: ОГПУ, 1999. – 450 с.
4. Физико-математическая теория процессов обработки материалов и технологии машиностроения / Под общ. ред. Ф.В. Новикова и А.В. Якимова. В

- десяти томах. – Т.4. “Теория абразивной и алмазно-абразивной обработки материалов”. – Одесса: ОНПУ, 2002. – 802 с.
5. Физико-математическая теория процессов обработки материалов и технологии машиностроения / Под общ. ред. Ф.В. Новикова и А.В. Якимова. В десяти томах. – Т.7. “Точность обработки деталей машин”. – Одесса: ОНПУ, 2004. – 546 с.

Анотація

Структурна і параметрична оптимізація циклу круглого зовнішнього шліфування

У роботі приведені результати структурної і параметричної оптимізації циклу круглого зовнішнього шліфування.

Abstract

Structural and parametrical optimization of the cycle of round external grinding

In work results of structural and parametrical optimization of a cycle of round external grinding are resulted.

СТРУКТУРА И СВОЙСТВА БЕЛЫХ ХРОМИСТЫХ ЧУГУНОВ

Можарова Н.М., канд. техн. наук, Тимофеева Л.А., докт. техн. наук
(УкрДАЗТ, г. Харьков)

Работа направлена на исследование структуры и свойств белых хромистых чугунов. Вследствии проведенной работы, разработаны требования к структуре и свойствам чугунов, предложен состав чугунов для прокатных валков и лопаток дробебетных аппаратов.

Высокохромистый чугун – наиболее распространенный износостойкий материал для деталей специального оборудования. На Украине хромистые сплавы с 12-18% хрома и 1,0- 4,3% углерода применяются в разных областях производства. Сплавы отличаются пониженной пластичностью. Воздействовать на их свойства можно путем модифицирования, легирования и термической обработкой.

Материал прокатных валков, помимо высоких контактных нагрузок, подвергается циклическим тепловым нагрузкам (20-600⁰С). В этих условиях износостойкость, термическая выносливость и механические характеристики чугунов определяются целым рядом факторов. К ним относится: фазовый состав чугуна, структура, соотношение различных фаз в структуре, размеры, форма и распределение фазовых и структурных составляющих, тонкая структура сплава.

Свойства сплавов системы железо-хром-углерод обуславливаются особенностями влияния хрома как легирующего элемента (1): неограниченным растворением в α -Fe, до 12% - в γ -Fe и образованием карбидов.

Целью работы является разработка требований, предъявляемых к структуре и свойствам белых хромистых чугунов, применяемых в качестве материала для прокатных валков сортовых станов и лопаток дробебетных аппаратов.

При малых (до 9,5%) концентрациях хрома в сплавах образуется легированный карбид железа цементитного типа $(Fe,Cr)_3C$, в котором может быть растворено 18-20% хрома. С увеличением содержания хрома до 9,5-12% образуется тригональный карбид $(Cr,Fe)_7C_3$, в котором часть атомов хрома замещена железом. При возрастании содержания хрома в чугуне до 20% и более образуется кубический карбид $(Cr,Fe)_{23}C_6$, в котором часть атомов хрома также может быть замещена железом.

Карбиды хрома имеют значительно более высокую твердость, чем легированный хромом цементит и это существенным образом влияет на твердость, износостойкость и прочностные характеристики хромистых чугунов.

Включения карбидов хрома имеют неодинаковую твердость по различным кристаллографическим направлениям (2), что обусловлено анизотропией свойств карбидов хрома и разным количеством растворенного в нем железа, микротвердость карбида $(Cr,Fe)_7C_3$ в направлении вдоль оси «С» в 1,5 раза выше микротвердости в перпендикулярном направлении.

Установлено, что при кристаллизации белых высокохромистых чугунов

может выделяться каждый из трех типов карбидов – $(Cr,Fe)_3C$, $(Cr,Fe)_7C_3$ и $(Cr,Fe)_{23}C_6$.

Кристаллизация чугуна со сравнительно небольшим (до 9,0%) содержанием хрома идет с образованием карбидов типа $(Cr,Fe)_3C$ и определяется закономерностями роста цементита и формирования ледобурита при эвтектической кристаллизации нелегированных белых чугунов.

При содержании хрома 10-12% кристаллизация расплава протекает с образованием эвтектики типа аустенит + карбид Me_7C_3 . Аустенито-хромистокарбидная эвтектика резко меняет структуру чугуна. Растущие кристаллы карбидов $(Cr,Fe)_7C_3$ из-за весьма сильной анизотропии приобретают форму удлиненных шестигранных призм, между которыми формируются зерна ведомой аустенитной фазы (2). Такая аустенито-хромистокарбидная эвтектика имеет скелетное строение, причем матричной фазой является аустенит, разветвленной – карбид (розеточное строение в поперечных сечениях эвтектических коллоидов). Твердость карбидов $(Cr,Fe)_7C_3$ заметно выше твердости цементита $/(Cr,Fe)_7C_3 - H_{\square 0,196} - 1240-1700$; $(Cr,Fe)_3C - H_{\square 0,196} - 800-1000$ (2). Все это и обуславливает повышение уровня механических характеристик, прежде всего, твердости, а следовательно – износостойкости хромистых чугунов с 10-12% хрома. В связи с этим, большинство применяемых на практике белых износостойких чугунов содержит 10-12% хрома и более.

В высокохромистых чугунах, начиная с 20% хрома, в структуре появляется эвтектика на основе карбида $(Cr,Fe)_{23}C_6$. Особенности этой эвтектики мало изучены.

Несмотря на большое количество работ по исследованию карбидной фазы, спорным является вопрос о формировании карбидных фаз при кристаллизации. Ранее считали (3), что высокоуглеродистая фаза при кристаллизации износостойких хромистых чугунов представлена карбидами $(Cr,Fe)_7C_3$ или $(Cr,Fe)_3C$, а карбид $(Cr,Fe)_{23}C_6$ образуется лишь при последующих превращениях в твердом состоянии. Сейчас считается, что кристаллизация сплавов системы железо-хром-углерод может протекать с выделением из жидкого расплава каждой из трех карбидных фаз: $(Cr,Fe)_3C$, $(Cr,Fe)_7C_3$ и $(Cr,Fe)_{23}C_6$.

На свойства хромистых чугунов большое влияние оказывает металлическая матрица. Оптимальной структурой матрицы можно считать мартенсит либо в литом состоянии аустенит.

Хромистые чугуны по своей структуре относятся к классу легированных чугунов, характерной особенностью которых является наличие эвтектики.

В промышленности находят широкое применение доэвтектические и эвтектические чугуны, так как в заэвтектических чугунах при кристаллизации образуются крупные иглообразные карбиды заметно снижающие механические, особенно прочностные и специальные служебные свойства. Механические свойства хромистых чугунов, начиная с 9,5% хрома, заметно повышаются, что связано с появлением больших участков изолированных тригональных карбидов хрома. Максимальные показатели прочности хромистые чугуны имеют при выделении карбидной фазы типа $(Cr,Fe)_7C_3$, содержание хрома при этом составляет 12-19%.

С ростом содержания хрома в чугунах сверх 25% (при содержании 3% углерода) механические свойства и износостойкость высокохромистых чугунов понижается. Это обусловлено появлением в структуре игл заэвтектических карбидов. Повышение концентрации углерода до 3,5% также приводит к резкому снижению свойств, в том числе износостойкости, из-за образования грубых карбидов хрома.

Для определения требований, предъявляемых к структуре и свойствам белых хромистых чугунов, были проанализированы опытные чугуны с содержанием хрома 10-28%; углерода 2,5- 4,0%; добавками титана, ванадия, легированные медью до 5%.

Проведенные исследования позволили разработать общие требования, предъявляемые к структуре и свойствам белых хромистых чугунов:

- однородная по глубине структура, состоящая из большого количества твердых равномерно распределенных включений (например, специальных карбидов) и достаточно вязкой и прочной металлической матрицы;
- определенный, достаточно высокий, уровень прочностных характеристик (прочность при изгибе);
- твердость в пределах 50 – 60 HRC по всей глубине отливки;
- удовлетворительные специальные служебные свойства: высокая термическая выносливость и износостойкость при удовлетворительной обрабатываемости материала.

На основе общих требований, предъявляемых к структуре и свойствам белых хромистых чугунов, а также с применением современных методов исследований (электронной микроскопии, рентгеновского анализа и т.д.) были разработаны составы чугунов с содержанием хрома от 10 до 21% меди до 5,0%. При этом сплавы имели более высокие, чем известные показатели прочности на изгиб и сжатие ($\sigma_{\text{сж}} = 860-1098$ МПа; $\sigma_{\text{изг}} = 1900-2500$ МПа), а также эти сплавы благодаря наличию меди имели неплохую обрабатываемость и показатели пластичности. Полученные хромистые чугуны имели хорошие литейные свойства (удовлетворительную усадку и неплохую жидкотекучесть). Эти чугуны можно было использовать без термической обработки.

Проведенные исследования послужили базой для разработки составов чугунов, применяемых как для цельнолитых изделий так и для рабочего слоя двухслойных прокатных валков.

Учитывая специфику работы лопаток дробеметных аппаратов, применяемых на ОАО ХТЗ в лопатки серийного производства ввели дополнительное количество углерода, меди, никеля и хрома (количество карбидной фазы изменялось от 23,4 до 32,04% и степень эвтектичности $S_3 = 0,764- 0,98\%$). Для получения твердости не ниже 57-60 HRC лопатки подвергали высокотемпературной термической обработке: нагрев до 1100°C, охлаждение на воздухе, низкотемпературный отпуск при 250°C. Наблюдалась общая тенденция – по мере увеличения количества карбидной фазы эксплуатационная стойкость лопаток увеличивается, большую эксплуатационную стойкость имеют лопатки, изготовленные из чугунов со степенью эвтектичности около 1.

На основании проведенных исследований сформулированы требования,

предъявляемые к структуре и свойствам белых хромистых чугунов. Разработаны составы хромистых чугунов, которые рекомендованы для изготовления как цельнолитых прокатных валков и лопаток дробебетных аппаратов, так и в качестве рабочего слоя двухслойных изделий.

Список литературы

1. Цыпин И.И. Белые износостойкие чугуны. Структура и свойства.- М.: Металлургия, 1983. 176с.
2. Жуков А.А., Сильман Г.И., Фрольцов М.С. Износостойкие отливки из комплекснолегированных белых чугунов.-М.:Машиностроение,1984.-104 с.
3. Бобро Ю.Т. Легированные чугуны.-М.:

Анотація

Структура та властивості білих хромистих чавунів

Робота спрямована на дослідження структури та властивостей білих хромистих чавунів. Внаслідок проведеної роботи розроблені вимоги до властивостей та структури чавунів, запропонований склад чавунів для прокатних валків та лопаток дробебетних апаратів.

Abstract

Structure and properties white chromium alloy

On this work was established the influence on the structure and properties of white-chromium alloy. On this work exploit new materials for iron roll rolling.

ИССЛЕДОВАНИЕ ФИЗИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ПРОИСХОДЯЩИХ ПРИ ХТО (ОКСИЛЕГИРОВАНИЕ) В РАЗЛИЧНЫХ НАСЫЩАЮЩИХ СРЕДАХ С НАЛОЖЕНИЕМ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ПОЛЯ

Тимофеева Л. А., докт. техн. наук, Комарова А. Л., Мартыненко Л. Г.
(УкрДАЗГ, Харьковский национальный университет радиоэлектроники)

В работе исследовано влияние электрического поля на прогресс нанесения оксидной пленки на железоуглеродистые сплавы в среде перегретого водного пара и соли NaCl при температуре (450-600)°С Показано, что применение электрического поля напряженностью $2 \cdot 10^6$ В/м интенсифицирует процесс нанесения покрытия.

Химико-термическая обработка (ХГО) является одним из наиболее эффективных методов повышения долговечности деталей машин и механизмов. При такой обработке за счет изменения химического состава и структуры поверхностных слоев изделий достигают повышение твердости, сопротивления износу, усталостной прочности, а в ряде случаев антикоррозионных и эрозионных свойств, кислото-окислительности. В связи с этим процессы ХГО нашли широкое применение в промышленности.

Существенным недостатком большинства процессов ХГО при традиционном исполнении является большая продолжительность (часы и десятки часов). Это в ряде случаев делает процесс ХГО экономически нецелесообразным. Поэтому основной задачей в области ХГО является интенсификация процессов насыщения. Перспективным направлением интенсификации процессов ХГО является применение электрического тока, что позволяет в десятки раз сократить продолжительность ХГО.

Исследования термохимического формирования покрытий при помощи перегретых паров водных растворов солей [1], позволили разработать технологию (оксидирование) нанесения многослойных покрытий обладающих более широким диапазоном физических и триботехнических свойств по сравнению с традиционными покрытиями [2, 3]. Несмотря на это, эти методы не находят должного применения в промышленности из-за ограничения температурных параметров. Известно, что при высоких температурах в газовой среде появляются ионы [3, 4]. Под воздействием электрического поля ионы, взаимодействующие с поверхностью изделия, могут либо увеличивать свою энергию по сравнению с тепловой, либо уменьшать в зависимости от полярности электрического потенциала, поданного на изделие. Известно также, что с увеличением энергии ионов, увеличивается скорость химических реакций [5]. Следовательно, электрическое поле может ускорять химические реакции одних ионов солей на поверхности изделий и замедлять химические реакции других. Таким образом, оно может влиять на рассматриваемый технологический процесс.

Целью является разработка физической модели и проведение математического анализа влияния электрического поля на физико-химические процессы, происходящие на границе металл-насыщающая среда.

Процесс обработки поверхности металлов в атмосфере перегретого пара водного раствора соли NaCl и электрического поля, можно представить следующим образом [6]. С одной стороны, на имеющейся слой оксида на поверхности железа поступают нейтральные атомы и ионы, с другой положительные ионы железа Внутри оксида ионы железа и ионы насыщающей среды перемещаются согласно законам Фика и Кулона, формируя новые слои покрытия.

Формирование слоя покрытия обусловлено физико-химическими процессами, которые происходят в газовой среде и оксиде, а также на границах оксид - насыщающаяся среда и оксид-железо.

В насыщающей среде за счет ионизации возможно присутствие ионов Na, Cl, O и H. В работе [4] показано, что концентрация ионов в перегретых парах водных растворов солей, в процессе формирования покрытия на железоуглеродистых сплавах, под воздействием электрического поля в основном определяется механизмом поверхностной ионизации. Степень поверхностной ионизации в насыщающей среде можно оценить при помощи формулы Ленгмюра-Саха

$$\frac{n_i}{n_a} = \frac{q_i}{q_a} \exp\left(-\frac{\Delta Q - W}{kT}\right), \quad (1)$$

где - n_i концентрация ионов; n_a - концентрация атомов; q_i q_a - статический вес соответственно ионного и атомного состояния; k - постоянная Больцмана; $\Delta Q = Q_i - A_c$ Q - энергия ионизации; A_c - работа выхода электрона из металла; W - энергия, получаемая, ионом в электрическом поле.

Энергия, получаемая, ионом в электрическом поле, вычисляется при помощи выражения [7]:

$$W = e|\vec{E}|\lambda, \quad (2)$$

где e - заряд электрона; λ - длина свободного пробега иона; \vec{E} - вектор напряженности электрического поля;

Значения энергии ионизации и отношения статических весов, исследуемых атомов и молекул, для которых проводилась численная оценка вклада различных механизмов ионизации в общую ионизацию насыщающей среды [8, 9] приведены в табл. 1.

Таблица 1

Энергия ионизации и отношения статистических весов

Вещество	O ₂	O	H ₂ O	OH	H	NaCl	Na	Cl
O ₂ , эВ	12,075	13,614	12,59	13/18	13,595	4,24	5,138	13,01
q_i/q_a	4/3	4/9	2	3/4	1/2	2	1/2	4/3

На границе раздела оксид-насыщающаяся среда существует потенциальный барьер для атомов, молекул и ионов насыщающей среды. Преодолеть этот барьер и вступить в химическую реакцию с атомами железа могут только те частицы, которые обладают энергией, большей, чем высота этого барьера.

Так как атомы, молекулы и ионы в насыщающей среде подчиняются Максвелловскому распределению по энергиям, то концентрацию ионов в пространстве между оксидом и потенциальным барьером можно вычислить при помощи выражения

$$N_n = \frac{2n_i}{\sqrt{n}(kT)^{3/2}} \int_{Q_1 \pm w}^{\infty} e^{-\frac{w}{kT}} \sqrt{wdw}, \quad (3)$$

где n_i - концентрация ионов в газовой среде; T - температура; k - постоянная Больцмана; w - энергия иона в газовой среде; Q_1 - высота потенциального барьера на границе оксид-насыщающаяся среда.

Вероятностью проникновения молекул и атомов через потенциальный барьер можно пренебречь.

Выражение (3) в первом приближении можно представить уравнениями

$$N_u = N_{u_0} + \beta_1 E, \quad (4)$$

$$N_u = N_{u_0} + \beta_2 E, \quad (5)$$

где N_{u_0} - концентрация ионов при отсутствии электрического поля; β_1, β_2 - коэффициенты пропорциональности.

Уравнение (4) соответствует отрицательному потенциалу на металле, а (5) - положительному потенциалу на металле. В стационарном состоянии роста оксидного слоя поверхность оксида, соприкасающаяся с железом, имеет постоянную концентрацию положительных ионов железа N_1 и отрицательных n_1 ионов кислорода. Поверхность оксида, соприкасающаяся с газовой средой, имеет также постоянную концентрацию ионов железа N_2 и ионов насыщающей среды n_2 . Перепад концентраций ионов насыщающей среды и ионов железа по толщине оксида в первом приближении пропорционален концентрации ионов в насыщающей среде между поверхностью оксида и потенциальным барьером.

$$n_1 - n_2 = \alpha \cdot N_u; \quad N_2 - N_1 = \gamma \cdot N_u, \quad (6)$$

где α, γ - коэффициенты пропорциональности, определяемые опытным путем.

Внутри оксидного слоя существуют взаимно противоположные потоки ионов железа и ионов насыщающей среды, определяемые первым законом Фика и законом Ома [7, 10]. С учетом формулы Нерста Эйнштейна [10], которая связывает подвижность ионов через коэффициент диффузии и температуру, поток ионов железа внутри оксидного слоя можно представить следующим уравнением:

$$I_{Fe} = D_1 \frac{\Delta N}{h} - D_1 \frac{q_1 N}{kT\varepsilon} \vec{E} \cdot \vec{n}, \quad (7)$$

где D - коэффициент диффузии ионов железа в оксиде; $\Delta N = N_2 - N_1$; h - толщина слоя оксида; q_1 - заряд иона железа; \vec{E} - вектор напряженности электрического поля; ε - относительная диэлектрическая проницаемость оксида; N - средняя концентрация ионов железа в оксиде, обладающих энергией большей энергии разрыхления.

Для ионов насыщающей среды;

$$I_0 = D_2 \frac{\Delta n}{h} - D_2 \frac{|q_2| n}{kT\varepsilon} \vec{E} \cdot \vec{n}, \quad (8)$$

где D_2 - коэффициент диффузии ионов насыщающей среды в оксиде; $\Delta n = n_2 - n_1$; q_2 - заряд иона насыщающей среды; n - средняя концентрация

ионов насыщающей среды в оксиде, обладающих энергией большей, чем энергия разрыхления.

Изменение толщины пленки оксида за единицу времени, вычисляем при помощи следующего выражения:

$$\frac{dh}{dt} = V_1 I_{Fe} + V_2 I_0, \quad (9)$$

где V_1 - объем окислу приходящийся на один атом металла; V_2 - объем окисла, приходящийся на один атом кислорода.

Подставив в (9) выражения (8, 7, 6) получим:

$$\frac{dh}{dt} = \frac{a}{h} - b, \quad (10)$$

где a и b - коэффициенты, определяемые уравнениями (8) - (6) и зависящие от типа ионов и напряженности электрического поля.

Решение этого уравнения, в первом приближении с точностью до малого параметра W/Q_1 ч можно представить при помощи следующих уравнений:

$$h = \alpha_1 + (\beta_1 - b_1) E, \quad (11)$$

$$h = \alpha_2 + (b_1 - \beta_2) E, \quad (12)$$

где α_1, b_1 - коэффициент определяемые уравнениями (6) - (10).

Уравнение (11) соответствует условию, когда к металлу подключен отрицательный потенциал, а уравнение (12) когда к металлу подключен положительный потенциал. Результаты теоретических исследований формирования покрытия на поверхности стали 20 в зависимости от напряженности электрического поля приведены на рис. 1. Для всех рассматриваемых насыщающих сред скорость формирования покрытия линейно зависит от величины напряженности электрического поля. В среде воздуха и перегретого водного пара формирование покрытий интенсифицируется в электрическом поле.

Насыщающаяся среда, содержащая пары воды и молекулы соли NaCl очень сильно взаимодействует с железоуглеродистыми сплавами и приводит к уменьшению толщины покрытия, когда отсутствует электрическое поле. В присутствии электрического поля взаимодействие насыщающей среды содержащей соли NaCl с железоуглеродистой сталью уменьшается и начиная с напряженности электрического поля более $1,2 \cdot 10^6$ В/м толщина покрытия увеличивается.

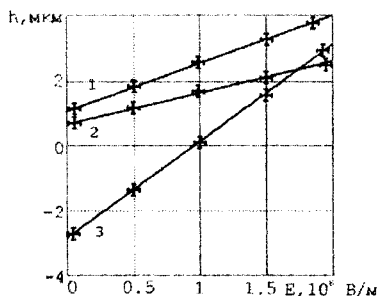


Рис. 1. Скорость формирования покрытия в зависимости от напряженности электрического поля: 1 - пары воды; 2 - воздух; 3 — пфэфетьж водный раствор соли NaCl.

Совпадение теоретических расчетов скорости формирования покрытия в зависимости от напряженности электрического поля с опытными данными доказывает, что разработанная физическая мо-

дель и приведенные в работе аналитические выражения, могут быть использованы при расчете технологического процесса нанесения покрытий на поверхность железоуглеродистых сплавов в перегретых парах водных растворов солей под воздействием электрического поля.

Проведенный анализ окисления железоуглеродистых сплавов при окислении позволил установить, что протекание физико-химических явлений используемых в этом методе, может быть интенсифицировано электрическим полем.

Список литературы

- 1 Тимофеева Л.А. Наукові та практичні основи екологічно чистої хіміко-термічної обробки залізовуглецевих сплавів із застосуванням водних розчинів солей: Автореф, д-т. техн. наук, - Київ, 1992. - 29 с.
2. Бабад-Захряпин А.А., Кузнецов Г. Д. Химико-термическая обработка в тлеющем разряде. М: Атомиздат, 1975. - 175 с.
3. И.Н. Кидин, Н.И. Андрюшечкин, В. А. Волков и др. Электрохимико-термическая обработка металлов и сплавов. М: Metallurgia, 1978. -320с.
4. Комарова А. Л. Концентрация ионов при окислении при окислении под воздействием электрического поля // Вест. ХГАДГУ. - 1999. - Вып. 8. -С 76-78.
5. Механизм окисления железа под воздействием электрического поля / Л. А. Тимофеева, Л. А. Солнцев, А. Л. Комарова и др. // Вестник ХГАДГУ. - 1998. - Вып, 7. - С 46-49.
6. Архаров В. И. Окисление металлов. - М: Metallurgia, 1945. - 120с.
7. Тамм И. Е. Основы теории электричества. - М: Наука, 1966. - 624 с.
8. Грановский В. Л. Электрический ток в газе. - М: Наука, 1971. - 543с.
9. Фоменко В.С. Эмиссионные свойства материалов. -К.: Наукова думка, 1981. -338 с.
10. Шьюмон П. Диффузия в твердых телах. - М: Metallurgia, 1974.-431с.

Анотація

Дослідження фізичних процесів відбуваються при ХТО (окисленні) у різних середовищах, що насичують, з накладенням електричного поля

В роботі досліджено вплив електричного поля на процес нанесення оксидної плівки на виробі з залізовуглецевих сплавів у середовищі перегрітої пари та солі NaCl при температурі (450-600) °С. Показано, що застосування, електричного поля напруженістю 2×10^6 В/м інтенсифікує процес нанесення покриття.

Abstract

Tim study of physical processes, taking place during chemical technical treatment in differed saturated mediums with the imposition of electric field

In this job researched influence of electromagnetic field on the process of drawing oxide layer by iron-carbon alloy in environment superheated steam and salt NaCl at temperature (450-600)° C The application of an electrical field by intensity 2×10^6 V/m, intensify process of drawing of a covering is shown.

РОЗРОБКА ЗНОСОСТІЙКОЇ СТАЛІ ДЛЯ НОЖІВ БУЛЬДОЗЕРІВ

Брата шевський О.Ю., канд. техн. наук, Полякова А.Г., Горбачова Л.В.,
Польотов В.А.

(Харківський національний технічний університет сільського господарства)

Розроблено нову сталь з підвищеною зносостійкістю та опором удару, яка є перспективним конструкційним матеріалом для виготовлення різальних елементів бульдозерів та сільськогосподарських машин.

Відомо, що робочі, або різальні, елементи землерийних машин у процесі експлуатації зношуються швидше за інші деталі, що вимагає частішого замінування цих елементів і призводить до значних витрат матеріалу. Підвищити працездатність робочих елементів можна удосконаленням їхньої конструкції або виготовленням їх з більш зносостійкої сталі. Розглянемо другий шлях підвищення працездатності на прикладі зносостійкості різальних елементів бульдозерів, виготовлених з різноманітних сталей і підданих термічній обробці за різними режимами.

На сьогодні при роботі вітчизняних бульдозерів тягових класів від 3 до 25 тон протягом року на один бульдозер витрачається в середньому 3 комплекти різальних елементів (ножів), що складає 300 кг металу (середня вага комплекту приблизно 100 кг). В екстремальних умовах експлуатації бульдозерів максимальної потужності (тяговий клас 25 т) ці цифри можуть зрости у 2-4 рази, тобто в середньому на один бульдозер витрачається за рік 6-12 комплектів ножів, що відповідає 1,2-2,4 тонам металу (середня вага комплекту приблизно 200 кг). У той же час при експлуатації іноземних бульдозерів максимальної потужності (тяговий клас 25 т) у важких умовах роботи на один бульдозер необхідно на рік 1,5 комплекта ножів, вага якого складає 300 кг (вага комплекту 225 кг). У зв'язку з викладеним бачимо, що підвищення стійкості ножів бульдозерів безпосередньо призводить до економії металу.

Сучасні вітчизняні ножі виготовляють в основному із сталей 35,40,15ХСНД, а ділянки, які зношуються, наплавляють твердими сплавами (сормайт, сталініт з карбідом бору та інші). Крім того, для бульдозерів самого низького тягового класу (3 т) ножі виготовляють із сталі 65Г, яка після термічної обробки показує високу зносостійкість у процесі експлуатації, але має дуже суттєвий недолік - знижену в'язкість, а при температурах, близьких до 0 °С та нижчих, стає дуже крихкою. Слід зауважити, що термообробка цієї сталі складається з поверхневого гартування за допомогою СВЧ і самовідпускання. В результаті твердість поверхневого шару (4-6 мм) ножа сягає 60 НВ.С, а серцевина з твердістю 20 НКС зберігає ту в'язкість, яка була до термообробки. Але, навіть, і в цьому випадку низькі температури експлуатації ножів призводять до їх крихкого руйнування, що робить неможливим використання цієї сталі цілорічно. Тому для більшості бульдозерів ножі виготовляють з вищенаведених сталей з наступним їх наплавленням.

За кордоном ножі виготовляють з більш дорогих сталей і піддають їх об'ємній термічній обробці. Якщо використовувати вітчизняну класифікацію сталей, то це такі сталі: 28Г і 37ГМ (США, фірма "Катерпіллар"); 33ХС2 і 33ХС2М (Японія, фірма "Камацу"); 30ХГ2 і 36Г2 (Германія, фірма "Інтертрак"). Найкращі з цих сталей містять такий дорогий елемент, як молібден (від 0,02 до 0,1%), що і забезпечує їм високу зносостійкість у різних температурних умовах (до -50 °С) експлуатації, але в той же час значно збільшує вартість цих сталей.

В зв'язку з викладеним, мета даної роботи - розробка сталі для ножів бульдозерів, яка б мала зносостійкість на рівні кращих іноземних зразків, стійкість у різних температурних умовах експлуатації, а також не містила б у своєму складі дефіцитних та дорогих легуючих елементів. Дана робота виконувалась таким чином. За основу були взяті середньовуглецеві марганцево-кремнієві сталі (20ГС; 30ГС; 35ГС), як такі, що мають достатньо високу абразивну зносостійкість і в'язкість у широкому діапазоні температур (до-60°С). Однак, в умовах роботи бульдозерів ножі піддаються не тільки абразивному зношуванню, але й ударному, втомному та корозійному. Тому наведені вище сталі були додатково леговані бором (тисячні частки відсотка), що дозволило підвищити комплексну зносостійкість ножів, а також знизити поріг переходу в'язкого стану сталі у крихкий. Крім того, легування сталі бором практично не позначалося на собівартості сталі, як у випадку використання молібдену. Також було перевірено доцільність додаткового легування сталі хромом, який підвищує абразивну стійкість. Хоча таке легування підвищувало вартість сталі, але у випадку суттєвого підвищення зносостійкості ножів можна було б чекати потрібного економічного ефекту у порівнянні з іншими сталями.

Усі сталі піддавалися термічній обробці: 1) гартуванню від 900-920°С у воді, якщо вміст вуглецю складав 0,2-0,3%; або від 830-850 °С у маслі з вмістом вуглецю більше 0,3% і достатньо великої кількості легуючих елементів;2) відпускання при 200 та 600°С; 3) зразки термооброблених сталей досліджували разом із зразками іноземних сталей на абразивну зносостійкість. В результаті було встановлено:

Таблиця

Абразивна зносостійкість дослідних та іноземних сталей

Марка сталі, фірма і держава-виробник	Стан сталі	Твердість, НВ	Зносостійкість, хв/мм ²
1	2	3	4
20ГСР (експериментальна)	Гартування від 900°С і відпускання при 600°С Те ж саме	198	1,5
30ГСР (експериментальна)		289	3,3
30ХГ2 ("Інтертрак", Германія)	Термооброблена	289	4,7
33ХС2 ("Комацу", Японія)	Те ж саме	367	5,0
36Г2СР (експериментальна)	Гартування від 840°С і відпускання при 600 °С	300	5,2

1	2	3	4
36Г2 ("Интертрак", Германия)	Термооброблена	218	6,0
28Г ("Катерпіллар", США)	Те ж саме	504	6,8
20ГСР (експериментальна)	Гартування від 900 °С	373	7,6
30ГСР (експериментальна)	і відпускання при 200 °С	374	10,7
33ХС2М	Те ж саме	321	11,5
("Комацу", Японія)	Термооброблена	380	13,4
37ГМ ("Катерпіллар", США)	Те ж саме	627	18,8
35ХГСР (експериментальна)	Гартування від 840 °С	578	19,6
36Г2СР (експериментальна)	і відпускання при 200 °С		
	Те ж саме		

- З аналізу цих результатів видно, що зносостійкість не знаходиться в односторонній залежності від твердості. Максимальну зносостійкість серед іноземних сталей мають сталі 37ГМ фірми "Катерпіллар" і 33ХС2М фірми "Камацу", леговані молібденом. Серед експериментальних сталей найбільшу зносостійкість мають сталі марок 36Г2СР і 35ХГСР - їхня зносостійкість на 30-40% вища за зносостійкість кращих іноземних сталей. Враховуючи нижчу вартість сталі 36Г2СР у порівнянні зі сталлю 35ХГСР, для натурних випробувань зносостійкості ножів бульдозерів вибрали сталь 36Г2СР. З неї були виготовлені ножі для бульдозерів середнього тягового класу (10т), які випробували на самих важких ґрунтах (скельних) кар'єрів південного Уралу в усіх сезонних умовах (від +25 °С до -35 °С) у порівнянні з кращими серійними вітчизняними ножами, виготовленими із сталі 40 з наплавленням. Ножі із сталі 36Г2СР піддавалися термічній обробці за таким режимом: гартування від 840°С у водному розчині рідкого скла і відпускання при 350 °С. Були отримані такі результати.

Зносостійкість (годин/мм) експериментальних (сталь 36Г2СР) і серійних (сталь 40) ножів бульдозерів тягового класу 10 т

Бульдозери

Сталь ножа	№1 №2 №3	Твердість, НВ
36Г2СР	16,2 11,2 9,9	375-418 (ніж)
40	6,4 5,6 4,3	430-512 (наплавка).

Таким чином, зносостійкість експериментальних ножів виявилась у 2-2,5 рази вищою, при суттєво нижчій твердості.

Далі були проведені порівняльні натурні випробування ножів бульдозерів, які виготовлені з експериментальної сталі 36Г2СР і кращої іноземної сталі 37ГМ (фірми "Катерпіллар"), на бульдозерах самого важкого тягового класу 25т на скельних ґрунтах кар'єрів Ленінградської області при температурах від +25 С до -30°С. Для цього були використані бульдозери фірми "Катерпіллар".

Отримані такі результати:

Зносостійкість (годин/мм) експериментальних (сталь 36Г2СР) та іноземних (США) ножів на бульдозерах фірми "Катерпіллар"

<u>Бульдозери</u>					
Розміщення ножів на бульдозерах	№1	№2	№3	№4	№5
Край(36Г2СР)	14,5	30,7	7,5	10,6	16,5
Середина (37ГМ)	15,0	31,1	8,4	8,2	17,1
Край(36Г2СР)	21,4	30,2	9,0	9,4	16,4.

З аналізу отриманих результатів видно, що зносостійкість ножів, виготовлених із сталі 36Г2СР, знаходиться на рівні зносостійкості американських ножів. Різниця у зносостійкості ножів, встановлених на різних бульдозерах, зумовлена різноманітними категоріями розроблюваної цими бульдозерами породи. При цьому твердість експериментальних ножів знаходилась на одному рівні з твердістю іноземних ножів 400-450 НВ.

Крім того, сталь 36Г2СР показала достатньо високий рівень в'язкості при низьких температурах. Так, при -80°C ударна в'язкість сталі 36Г2СР в термообробленому стані знаходиться на рівні $300-400 \text{ кДж/м}^2$, а сталь американських ножів має таку ж ударну в'язкість тільки до -50°C . Отже, виготовлення різальних елементів бульдозерів із сталі 36Г2СР дозволяє досягти рівня зносостійкості кращих іноземних зразків, не використовуючи при цьому дорогого легуючого елемента-молібдену, а також перевищити рівень зносостійкості вітчизняних різальних елементів з наплавкою у 2-2,5 рази. Причому, сталь 36Г2СР має кращу холодостійкість, ніж сталь іноземних різальних елементів.

Таким чином, використання сталі 36Г2СР може забезпечити скорочення витрат різальних елементів-наприклад, на одному бульдозері в середньому у рік на 1,5-1,8 комплекту або на 150-180кг.

Висновки: 1. Сталь 36Г2СР показала найбільший рівень зносостійкості в порівнянні з найкращими зразками іноземних ножів. 2. Ударна в'язкість сталі 36Г2СР знаходиться на рівні $300-400 \text{ кДж/м}^2$ при -80°C . 3. Використання сталі 36Г2СР скорочує витрати на різальні елементи бульдозерів в середньому у рік на 1,5-1,8 комплекти, або на 150-180 кг.

Список літератури

1. Зависимость между свойствами материалов, используемых для изготовления ножей отвала бульдозеров, и их стойкостью на износ. Муро Т.В. ш. п. - №-3739I, 82. Эхимз Дайчаку Кие. Дайсанбу Хочаку, 81, т. 9, № 4, 1387-1348.
2. Виноградов В.Н., Сорокин Г.М. Албагачиев А.Ю. Изнашивание приударе. - М. Машиностроение, 1982. - 192с.
3. Браташевский А.Ю., Легейда Н.Ф., Дмитриев В.Д., Булкина Н.И. Романов В.С. Технология изготовления ножей бульдозеров повышенной износостойко сти из сортового проката. - В сб.: Разработка и исследование технологии прог изиодства горячекатаных профилей. Харьков: Укр. НИИМет, 1985, с. 75-78.
4. Легейда Н.Ф., Булкина Н.И., Браташевский А.Ю., Литвиненко Ю.П. Влия-

- ние режимов термической обработки среднеуглеродистых сталей на работоспособность режущих элементов землеройно-транспортных машин. - Тез.докл. Всес. конф. "Повышение качества металлопроката путём термической и термомеханической обработки." Днепропетровск, 1985, с. 35-36.
5. Романов Ю.С., Браташевский АЛО. Исследование и создание режущих элементов бульдозеров повышенной износостойкости. - строительные материалы. М., 1987, №4.
 6. Летейда И.Ф., Булкина Н.И., Браташевский А.Ю., Пацека И.Е., Коваленко Л.В. Исследование влияния режимов термической обработки стали на работоспособность ножей бульдозеров. - Деп.рук., библиографический указатель ВИНТИ "Деп.рук.", 1987, №12, с. 163.
 7. Летейда И.Ф., Булкина Н.И., Браташевский А.Ю., Пацека И.Е., Коваленко Л.В. Износостойкая сталь для режущих элементов дорожных машин. - Деп.рук., библиографический указатель ВИНТИ "Деп.рук.", 1987, №12, с. 163.
 8. Научно-методическое руководство и координация работ по рациональному применению материалов в отрасли, снижению металлоемкости сельхозмашин и экономии металла. НПП, ВИСХОМ, инв. №02800090924, М, 1986. - 85с.

Аннотация

Износостойкая сталь для рабочих элементов землеройных машин

Разработана новая сталь с повышенной износостойкостью и сопротивлением удару, которая является перспективным конструкционным материалом для изготовления режущих элементов бульдозеров и сельскохозяйственной техники.

Abstract

Wear-resistance steel for working elements of digging machines

New wear-resistance steel have been revealed. It is shown that this steel are promising structural materials for the manufacture of cutting elements for bulldozers and agriculture possessing improved wear resistance and sufficient impact strength.

ФИЗИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОЦЕССА ОБРАБОТКИ ВОССТАНОВЛЕННЫХ РАСПРЕДВАЛОВ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ РЕЗЦАМИ ИЗ ПСТМ

Семенцов В.И., магистр, Коломиец В.В., докт. техн. наук

(Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства)

Приведены результаты определения коэффициентов трения и усадки стружки, сил резания и температур при точении восстановленных распрядвалов грузовых автомобилей резцами из гексанита-Р.

Опыт передовых авторемонтных заводов Украины свидетельствует о том, что потребление запасных частей при капитальном ремонте грузовых автомобилей можно на 40-45% уменьшить за счет деталей, полученных путем качественного восстановления изношенных деталей. Себестоимость их восстановления составляет 30-40% стоимости новых деталей. Расширение номенклатуры и увеличение количества качественно ремонтируемых деталей является важной народнохозяйственной проблемой, решение которой обеспечивает значительную экономию запасных частей, металлов и денежных средств.

Особую трудность представляет обработка наплавленной поверхности, сопровождающаяся значительными динамическими знакопеременными нагрузками, зонами нестабильного резания. Применение же для этих целей поликристаллических сверхтвердых материалов (ПСТМ) на основе нитрида бора приводит к упрощению технологического процесса, повышению производительности обработки, снижению себестоимости продукции [1, 2].

Целью данной работы является определение физических характеристик процесса обработки восстановленных наплавкой Нп-50* (HRC 50-60) распрядвалов двигателей грузовых автомобилей инструментами из ПСТМ типа гексанит-Р в сравнении с обработкой материалов наплавленных проволокой Нп-30ХГСА (HRC 36-38). Одной из важнейших физических характеристик процесса резания являются коэффициенты трения инструментального и обрабатываемого материалов, по которым можно судить о взаимодействии трущихся пар, силах трения и характере стружкообразования.

Из представленных зависимостей (рис.1) влияния скорости трения скольжения на величину коэффициента трения пар Нп-30ХГСА и гексанита-Р, Нп-

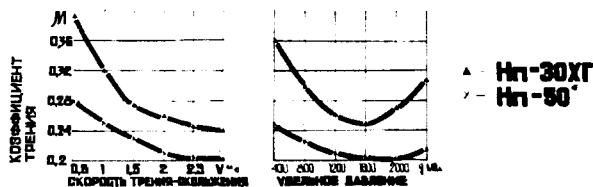


Рис.1. Влияние скорости трения-скольжения V и удельного давления q на коэффициент трения.

50* и гексанита-Р, виден различный характер этого влияния. С увеличением скорости трения скольжения от 0,5 до 3,0 м/с у пары гексанит-Р и Нп-30ХГСА коэффициент трения уменьшается

от 0,39 до 0,24, а затем увеличение скорости трения-скольжения приводит к незначительному уменьшению μ .

Такой большой величины изменения этой зависимости можно объяснить тем, что из-за наличия микропор и микротрещин в наплавленной поверхности малой твердости происходит налипание микрочастиц на инденторе из гексанита-Р, а с увеличением скорости трения-скольжения это налипание отсутствует.

При увеличении скорости трения-скольжения пары – гексанит-Р с Нп-50* величина коэффициента трения уменьшается от 0,26 до 0,20, что указывает на то, что налипание микрочастиц наплавленной поверхности на индентор из гексанита-Р отсутствует. В процессе трения на поверхности индентора из гексанита-Р наблюдалось его истирание, что подтверждает близость условий проведения опытов к условиям резания, когда поверхность резания изнашивает заднюю поверхность резца. Из представленных зависимостей величины коэффициента трения от увеличения удельного давления видно, что характер этого влияния в обеих парах одинаков, а различное расположение минимума у Нп-30ХГСА при $q=1400-1500$ МПа, а у Нп-50* при $q=1600-2000$ МПа можно объяснить большей твердостью Нп-50*. Таким образом, при обработке распредвалов резцами из гексанита-Р будут малые величины коэффициентов трения, что будет способствовать повышенной работоспособности резцов и высокому качеству обработанной поверхности.

Особенности стружкообразования при точении обеих этих наплавов резцами из гексанита-Р и Т15К6, оценивались коэффициентом поперечной усадки стружки, который определялся при сравнении фактической толщины снятой стружки с теоретической толщиной среза

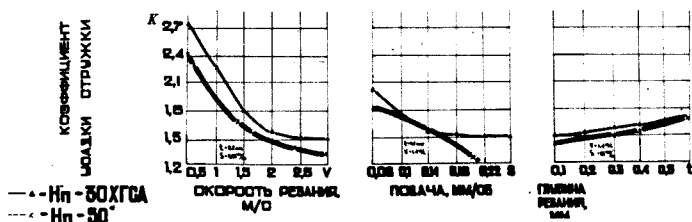


Рис.2. Влияние режимов резания V , S , t на коэффициент усадки стружки.

Влияние скорости резания на коэффициент усадки стружки таково (рис.2), что усадка стружки с повышением скорости резания уменьшается для резца из гексанита-Р и при скорости $V=2 \div 2,5$ м/с, это уменьшение оказывается незначительным. Уменьшение усадки стружки при точении Нп-30ХГСА и Нп-50* резцом из гексанита-Р объясняется тем, что с увеличением скорости резания увеличивается температура в зоне контакта резца с деталью, стружка как бы “микрооплавляется”, а значит, коэффициент трения уменьшается и стружка как бы “скользит по смазанной поверхности”. Иначе происходит усадка стружки при точении резцами из Т15К6 наплавов. Коэффициент усадки стружки сначала увеличивается, а затем уменьшается. Такой характер изменения усадки стружки

объясняется тем, что при скоростях резания 0,5-1,5м/с коэффициент трения детали о резец увеличивается в связи с образованием нароста на резце, а, начиная со скорости равной 1-1,5м/с, условия для наростообразования ухудшаются, коэффициент трения уменьшается и дальше идет уменьшение усадки стружки, аналогично как при резании резцом из гексанита-Р.

При увеличении подачи в обоих случаях коэффициент усадки стружки уменьшается, что объясняется неравномерным распределением напряжения по толщине срезаемого слоя и неравномерностью деформации (ее затуханием) по мере удаления срезаемого слоя от плоскости резания (т.е. чем толще он становится). Глубина резания для обоих видов инструмента при точении Нп-50° и Нп-30ХГСА на изменение коэффициента влияет мало, он незначительно возрастает по мере увеличения глубины резания. Во всех приведенных случаях коэффициент усадки стружки при точении резцами из гексанита-Р значительно меньше, чем резцами из Т15К6, следовательно, обработка резцами из гексанита-Р потребует меньше мощности на процесс резания, чем из Т15К6.

Сравнивая величины усадки стружки при точении материалов наплавленных легированной проволокой Нп-30ХГСА и пружинной проволокой Нп-50°, можно отметить большие значения при обработке первой наплавки, что объясняется ее значительно меньшей твердостью по сравнению с наплавкой распределов типа Нп-50°. Меньшие величины степени деформации предопределяют большую работоспособность резцов из сверхтвердого материала гексанита-Р при обработке восстановленных распределов.

Таким образом, исследование степени деформации срезаемого слоя наплавленных материалов показало большее преимущество применения резцов из сверхтвердого материала гексанита-Р по сравнению с широкоприменяемыми резцами из твердого сплава Т15К6 в ремонтном производстве.

В результате проведенных исследований были установлены зависимости сил резания от элементов режима резания при точении наплавки резцами из гексанита-Р. Исследования динамики процесса проводились на специальной установке. Из представленных графиков (рис.3) видно, что составляющие силы резания P_z , P_y , P_x значительно меньше, при точении Нп-30ХГСА, чем при точении наплавки Нп-50°.

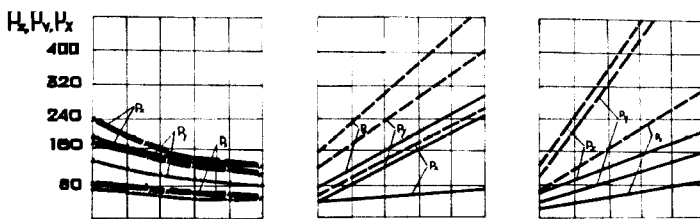


Рис.3. Влияние режимов резания V , S , t на составляющие силы резания.

Следовательно, процесс обработки гексанитом-Р Нп-50° значительно более напряженный, чем при обработке Нп-30ХГСА. Эта зависимость была проана-

лизирована на всех этапах исследования динамики процесса, т.е. и при изменении скорости V резания, и подачи S , и глубины t ; силы резания изменялись соответствующим образом, но ни одна из составляющих силы резания при точении гексанитом-Р-Нп-30ХГСА не оказалась больше, чем при точении Нп-50*. Значит интерес для дальнейшего исследования представляет обработка Нп-50* резцами из гексанита-Р.

Увеличение скорости резания и подачи при точении резцами из гексанита-Р Нп-30ХГСА и Нп-50* приводит к увеличению температуры в зоне контакта (рис.4). Исследованиями установлено, что при точении этих наплавов резцами из гексанита-Р температура резания ограничивается скоростью резания V до 3м/с; подачей S до 0,22мм/об. Увеличение глубины резания приводит к незначительному увеличению температуры в зоне резания, это объясняется тем, что с увеличением t площадь контакта инструмента с деталью стала такой, что интенсивность теплоотвода в связи с увеличением площади контакта стала превалировать над интенсивностью увеличения температуры с увеличением глубины резания t .

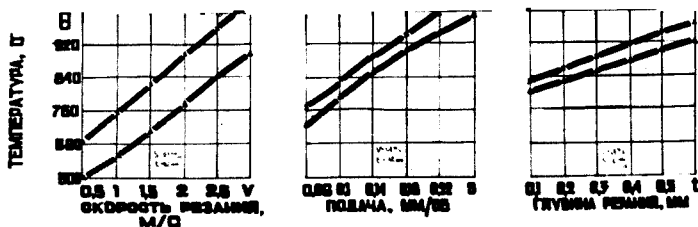


Рис.4. Влияние режимов на температуру резания.

Следует отметить, что температура в зоне контакта инструмент-деталь при обработке из гексанита-Р наплавов была меньше допустимой для гексанита-Р, которая равна 1000⁰С. Большие значения температуры в зоне резания при точении восстановленных распредвалов объясняются большей твердостью этой наплавки по сравнению с Нп-30ХГСА и большими силами резания. Однако интервалы температур в зоне резания при обработке восстановленных распредвалов находятся в оптимальном температурном интервале для резов из гексанита-Р, что обуславливает их повышенную работоспособность.

Таким образом, полученные низкие коэффициенты трения и усадки стружки, малые силы резания и увеличенные оптимальные температуры резания при точении восстановленных распредвалов грузовых автомобилей резцами из гексанита-Р предопределяют их повышенную работоспособность при высоком качестве обработанной поверхности.

Список литературы

1. Коломиец В.В. Новые инструментальные материалы и области их применения. //Учебное пособие. – Киев.: УМКВО, 1990. – 64с.

2. Путятіна Л.І. Лезово-зміцнювальна механічна обробка деталей з високоміцного чавуну інструментом з твердого сплаву та НТМ. //Автореферат кандидатської дисертації. – Київ, 2004. – 20с.

Анотація

Фізичні характеристики процесу обробки відновлених распредвалів вантажних автомобілів різцями з ПСНМ

Приведені результати визначення коефіцієнтів тертя і усадки стружки, сил і температур різання при точінні відновлених розподільчих валів вантажних автомобілів різцями із гексаніту-Р.

Abstract

Physical descriptions of process of treatment of the recovered cam-shaft trucks by chisels from PSTM

The results of determination of coefficients of friction and usadki of shaving, forces of cutting and temperatures at sharpening of the recovered cam-shaft v trucks are resulted by chisels from geksanita-R.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ЗУСИЛЬ РІЗАННЯ ПРИ ОБРОБЦІ ОТВОРІВ В ДЕТАЛЯХ З ПЕРЕКОШЕНИМ ТОРЦЕМ

Вовк Ю.Я.

(Тернопільський державний технічний університет ім. Івана Пулюя)

В статті приведені результати експериментального визначення зусиль різання при обробці отворів в деталях з перекошеним торцем. Отримані формули залежності вісєвого зусилля від глибини розточування.

В статті дані результати експериментальних досліджень визначення зусиль різання при розточуванні отворів в деталях з перекошеним торцем інструментом з С-подібною пружиною. Визначені величини вісєвих зусиль різання для різних величин перекошування торця і різних матеріалів деталей при їх обробці на токарному-гвинторізному верстаті. Розроблена методика тарування С-подібної пружини і інструменту.

Ключові слова: обробка отвору, перекошений торець, інструмент для обробки отвору, С-подібна пружина, апроксимація.

Перекошування торця деталі до осі оброблюваного отвору має вплив на якість і продуктивність процесу. В залежності від того, яким методом виконується відрізання деталей можна отримати і різну величину перекошування торця. В середньому машинобудуванні найбільш поширеним методом відрізання заготовок є їх порізка на круглий пилах, а обробка отворів найбільш часто виконується на токарних токарно-гвинторізних верстатах моделі 16К20. Таке обладнання і використовується в дослідженнях обробки отворів в деталях з перекошеним торцем з використанням інструменту, в якому розточувальний блок опирається на С-подібну пружину.

Згідно [1], зв'язок між змінами факторів процесу різання і складовими сили різання звичайно отримують експериментально. Прилади, призначені для вимірювання складових сил різання, називають динамометрами.

До динамометрів висувають наступні основні вимоги:

1. Точність вимірювання динамометром сил різання повинна визначатися його призначенням.
2. Для реєстрації швидкозмінних в процесі різання сил динамометри повинні мати малу інерційність. Для цього частота власних коливань динамометра повинна значно перевищувати частоту коливань сили, що вимірюється.
3. Динамометри повинні бути вібростійкими при будь-яких швидкостях різання. Для цього пружні ланки динамометрів, що сприймають дію сил, повинні мати максимальну жорсткість.
4. В динамометрах не повинно бути взаємного впливу складових сил різання. Для цього датчик динамометра, що сприймає дію однієї із складових сил різання, не повинен реагувати на дію решти складових.

При вимірюванні вісєвої сили різання розточувальним блоком на токарно-гвинторізному верстаті використовуємо пружно-механічні динамометри, які від-

повідать вище викладеним вимогам. При їх використанні про величину вимірюваної сили роблять висновок за пружним прогином робочої частини динамометра, що виникає під дією цієї сили і реєструється індикатором годинникового типу.

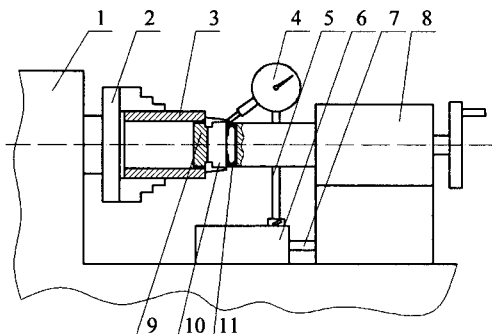


Рис. 1. Схема пристосування для вимірювання вісєвих сил різання розточувального блоку з С-подібною пружиною.

Метою статті є отримання експериментальних даних величин вісєвих складових сил різання при обробці отворів деталей з перекошеним торцем на токарно-гвинторізнєх верстатах з метою вибору оптимальної жорсткості С-подібної пружини, що забезпечить коливання інструменту в допустимих межах. Схема пристосування для вимірювання сил різання при обробці отворів в деталях з перекошеними торцями інструментом з розточуваль-

ним блоком підтиснутим С-подібною пружиною представлена на рис.1.

Пристосування встановлене на токарно-гвинторізнєму верстаті 1. В патроні 2 закріплєна деталь 3 з перекошеним торцем. Індикатором годинникового типу 4 закріплєний на магнітній стійці 5, яка встановленя на супорті 6.

Супорт 6 замком 7 з'єднаний із задньою бабкою 8, в якій встановлений інструмент 9 для розточування отвору, де розточувальний блок 10 підтиснутий С-подібною пружиною 11.

Пристосування працює наступним чином. Деталь 3 отримує обертового руху через патрон 2 від верстата 1 моделі 16К20. Ніжка індикатора годинникового типу 2 встановленя на перекошеному торці деталі 3, а індикатор годинникового типу 2 з магнітною стійкою 5 із супортом 6 рухається з певною подачею разом із задньою бабкою 8, з'єднаною із супортом 6 замком 7.

Під дією сил різання розточувальний блок 10 відхиляється і тисне на ніжку індикатора 4, а також стискає С-подібну пружину 11.

Вихідні дані для проведення експерименту.

Заготовка. Розміри: зовнішній діаметр 70 мм, внутрішній діаметр 51 мм, довжина 57 мм.

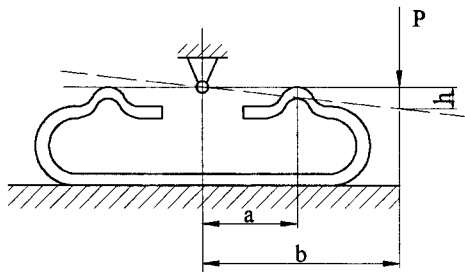


Рис.2. Схема тарування С-подібної пружини: a – плече прикладання зусилля P (H) від розточувального блоку до С-подібної пружини, мм; S – товщина С-подібної пружини, мм; b – плече на важелі прикладання зусилля $P(H)$, мм; h – величина відхилення важеля під дією сили $P(H)$, мм.

Матеріал: Сталь20, чавун СЧ20.

Величина перекошування торця – 1,5 мм, 3,0 мм.

Режими різання. Оберти шпинделя – 600 об/хв., подача – 0,05 мм/об.

Матеріал різальної частини блоку – Т15К6, ВК8.

Товщина С-подібної пружини – 1,5 мм.

Тарування С-подібної пружини проводимо за наступною схемою, показаною на рис.2. Для експерименту приймаємо, що

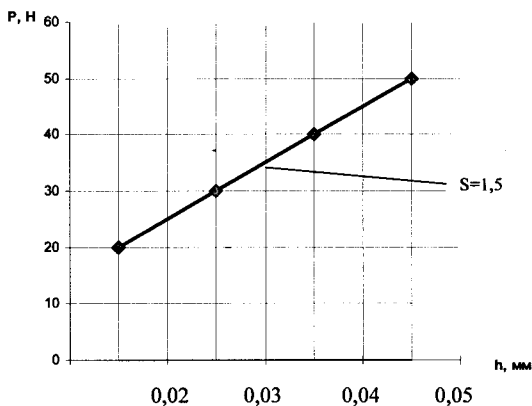
$$b = 2a. \quad (1)$$

В табл. 1 наведені дані тарування С-подібної пружини товщиною 1,5 мм.

Таблиця 1

Результати тарування С-подібної пружини товщиною 1,5 мм

P – величина зусилля навантаження, Н	20,0	30,0	40,0	50,0
h – величина відхилення важеля, мм	0,02	0,03	0,04	0,05



В результаті тарування С-подібної пружини товщиною 1,5 мм отримано графік залежності P від h , який показано на рис.3.

Для перекошеного торця деталі в розмірі 1,5 мм отримані наступні вісеві зусилля різання інструментом з розточувальним блоком, оснащеним С-подібною пружиною, які занесені в табл. 2.

Рис.3. Графік тарування С-подібної пружини.

Таблиця 2

Величини вісевих зусиль різання для перекошеного торця деталі рівного 1,5 мм

Глибина розточування, мм	Зусилля P , Н	
	Сталь 20	Чавун СЧ20
Дотик	30,0	3,5
1,0	50,0	5,0
2,0	50,0	5,0
3,0	30,0	5,0
4,0	30,0	5,0
5,0	30,0	5,0

Отримано графік залежності вісєвого зусилля від глибини розточування для перекошеного торця деталі 1,5 мм, який зображено на рис.4.

З графіка видно, що в перехідний період проходження інструментом величини перекошення торця вісєве зусилля різання для сталі зростає в 1,6 рази, а для чавуну – в 1,4 рази.

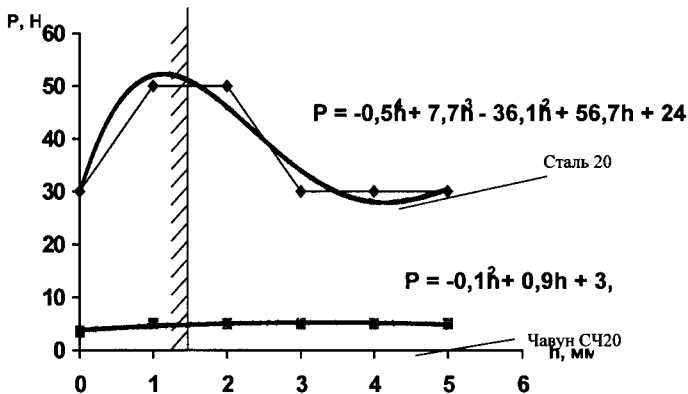


Рис.4. Графік залежності вісєвого зусилля від глибини розточування для перекошеного торця деталі 1,5 мм.

Після проведеної апроксимації експериментальних кривих отримані наступні формули залежності вісєвого зусилля від глибини розточування:

- для сталі 20 – $P = -0,5h^4 + 7,7h^3 - 36,1h^2 + 56,7h + 24,2$; (2)
- для чавуну СЧ20 – $P = -0,1h^2 + 0,9h + 3,8$. (3)

Для перекошеного торця деталі в розмірі 3,0 мм отримані наступні вісєві зусилля різання інструментом з озточним блоком, оснащеним С-подібною пружиною, які занесені в таблицю 3.

Таблиця 3

Величини вісєвих зусиль різання для перекошеного торця деталі рівного 3,0 мм

Глибина розточування, мм	Зусилля P, Н	
	Сталь 20	Чавун СЧ20
Дотик	50,0	10,0
1,0	80,0	15,0
2,0	90,0	15,0
3,0	30,0	15,0
4,0	10,0	15,0
5,0	10,0	15,0

Отриманий графік залежності вісєвого зусилля від глибини розточування для перекошеного торця деталі на величину 3 мм, зображений на рис.5.

З графіка видно, що в перехідний період проходження інструментом величини перекошування торця вісєве зусилля різання для Сталі 20 зростає в 1,6 рази, а для чавуну СЧ20 – в 1,5 рази.

Після проведеної апроксимації експериментальних кривих отримані наступні формули залежності вісєвого зусилля від глибини розточування:

- для Сталі 20 – $P = 0,2h^4 + 3,7h^3 - 43,9h^2 + 96,5h + 28,9$; (4)
- для чавуну СЧ20 – $P = -0,4h^2 + 2,9h + 10,9$. (5)

Висновки. 1. При проходженні інструментом величини перекошення торця деталі вісєве зусилля різання зростає для сталі в 1,6 рази, а для чавуну – в

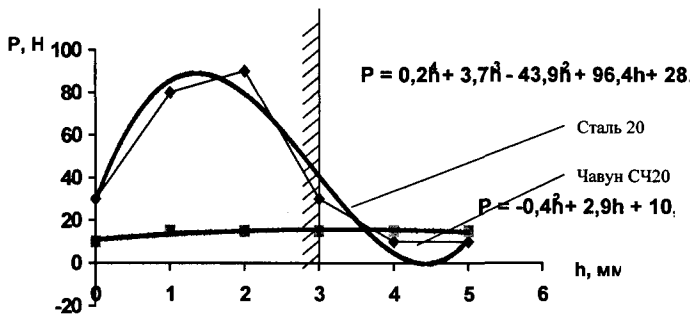


Рис.5. Графік залежності вісєвого зусилля від глибини розточування для перекошування торця деталі 3,0 мм.

1,4÷1,5 рази. 2. Отримані наступні формули залежності вісєвого зусилля від глибини розточування:

- а) при величині перекошування торця 1,5 мм:
- для сталі - $P = -0,5h^4 + 7,7h^3 - 36,1h^2 + 56,7h + 24,2$;
 - для чавуну - $P = -0,1h^2 + 0,9h + 3,8$;
- б) при величині перекошування торця 3,0 мм:
- для сталі - $P = 0,2h^4 + 3,7h^3 - 43,9h^2 + 96,5h + 28,9$;
 - для чавуну - $P = -0,4h^2 + 2,9h + 10,9$.

Список літератури

1. Бобров В.Ф. Основы теории резания металлов. – М., Машиностроение, 1975, - 344с.
2. Лепихов В.Г. Самоустанавливающиеся инструменты. – М.: Машиностроение, 1974. – 80 с.
3. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. – М., Наука, 1971, - 283с.

Аннотация

Экспериментальное определение усилий резания при обработке отверстий в деталях с перекошенным торцом

В статье приведены результаты экспериментального определения усилий резания при обработке отверстий в деталях с перекошенным торцом. Получены формулы зависимости весового усилия от глубины растачивания.

Abstract

Experimental definition of efforts of cutting at handling holes in details with the distorted back

In a paper results of experimental definition of efforts of cutting are reduced at handling holes in details with the distorted back. Formulas of dependence of weight effort from depth are obtained.

ЗРІЗУВАННЯ ГИЧКИ ЦУКРОВИХ БУРЯКІВ РОТАЦІЙНИМ РІЖУЧИМ АПАРАТОМ

Мартиненко В., Катернюк С.

(Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя)

В статті дані компоновка і обґрунтування використання ротаційного ріжучого апарату для зрізування гички цукрових буряків з коренеплодів на корені. Запропонована реологічна схема гички, в вигляді розетки з перемінною жорсткістю і парусністю. Дана залежність параметрів ножів від зусилля різання гички і запропонована конструкція ножа П - подібної форми.

Сучасна технологія збирання цукрових буряків передбачає збирання гички в межах 50% врожаю, решта розкидаються, як добрива на полі.

В [1] обґрунтовується зрізування гички роторним валом з ножами в умовах засміченості поля бур'янами завдяки тому, що переважна більшість (90 ÷ 95%) головок коренеплодів виступають відносно рівня поверхні ґрунту в межах від 0 до 100 ÷ 120 мм при середній висоті виступання 30 ÷ 40 мм. Причому до 20 мм відносно поверхні ґрунту виступають 25 ÷ 45 % головок коренеплодів, звичайно невеликих розмірів, діаметром 40 ÷ 60 мм, які розміщуються в рядках на порівняно близькій віддалі з коренеплодами більш крупних розмірів. В результаті такі коренеплоди, як правило, мають високий зріз. В цьому випадку залишки черешків гички по відношенню до маси коренеплоду перевищують встановлений норматив 3,0%.

Кількість коренеплодів, що виступають на 40 ÷ 80 мм, складає 20 ÷ 40%, а на 80 мм і більше від 3 до 10%. В цьому випадку, якщо встановити ротаційний ріжучий апарат для безкопірного зрізування відносно поверхні ґрунту на 40 мм, тоді практично у 60 ÷ 70% коренеплодів буде зрізана тільки гичка, а у коренеплодів, що виступають більше ніж на 40 мм (20 ÷ 40%) - верхня частина лишиться покрита черешками. Встановлено, що якщо після зрізування гички на головці коренеплоду залишаються черешки довжиною 20 мм, тоді їх маса по відношенню до маси коренеплоду в залежності від розмірів по діаметру складає в середньому 2,1%, тобто знаходиться в допустимих межах 3,0%.

Отже, оптимальна установка ножів ротаційного ріжучого апарату відносно поверхні ґрунту в рядку при безкопірному зрізуванні повинна бути 40 ÷ 60 мм. Втрати гички в цьому випадку при співвідношенні маси гички до маси коренеплоду 1:1 складає в середньому 6,5 ÷ 10,5%.

В подальшому залишки гички дорізаються пасивним ножом з копіром, який компонується з валом з ножами в ротаційному ріжучому апараті.

Схема ротаційного ріжучого апарату для зрізування гички цукрових буряків представлена на рис. 1.

Ріжучий апарат може бути виконаний в вигляді причіпної машини або розміщуватися в складі бурякозбирального комбайну. Він працює наступним чином. При русі трактора барабана 1 з ножами 2 обертається з великою частотою.

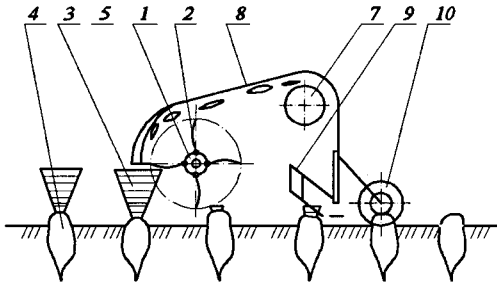


Рис. 1 Схема ротаційного ріжучого апарату для зрізування гички цукрових буряків.

Швидкість вінця леза для зрізування гички досягає 20 ± 25 м/с. Ніж 2 зрізує стеблини гички 3 з коренеплоду 4, і з великою швидкістю подає їх вгору через щілину між нерухомим ножом 5 і ножами 2 роторного вала.

Подрібнена гичка 6 подається в шнек 7 вздовж стінки кожуха 8 з подальшим завантаженням в транспортний засіб або розкиданням по полю. Доочищення головок коренеплодів від залишків гички відбувається копіюючим механізмом 9, оснащеним пасивним ножом. Ротаційний ріжучий апарат опирається на копіююче опорне колесо 10.

Для того, щоб не було забивання ріжучого апарату, щілина між нерухомими і рухомими ножами повинна бути не менше 30 мм. Гичка при проходженні через щілину отримує повторні удари інших ножів, подрібнюється, і, маючи певний запас кінетичної енергії, подається в шнек 7.

На відміну від косарки – подрібнювача, що в основному зрізує і подрібнює трави на корм тваринам, ротаційний ріжучий апарат зрізує гичку цукрових буряків. При розрахунках робочих органів косарки – подрібнювача травостій розглядається як суцільна маса, що складається з окремих стеблинок, які не мають парусності. Що стосується зрізування гички цукрових буряків, то вона розглядається як розетка обернена конусом до головки коренеплоду з перемінною жорсткістю, яка підвищується від основи до вершини на поверхні коренеплоду, тобто від листочка до черешка, а також перемінною парусністю, яка збільшується до основи розетки і є вершинами листочків.

В зв'язку з цим, метою роботи є дослідження умов різання гички цукрових буряків ножами роторного вала і виходом на їх конструктивні параметри.

Стеблини гички зрізуються і затупленими лезами ножів. Це відбувається в результаті великої швидкості ножів, яка забезпечує виконання двох операцій: ламання, а потім розтягу і розриву стеблини в дуже короткий проміжок часу. Тому деформація вздовж стеблини не встигає поширитися на помітну величину. Відділення стеблин гички від коренеплоду відбувається в результаті розриву, а не зрізування, як це має місце при роботі дискового ріжучого апарату гичкозбиральної машини. Як правило, зріз стеблини рваний, нерівний. Висока швидкість ножів потребує великої потужності для роботи ротаційного ріжучого апарату – 60 к.с. і більше при захваті 3,0 м.

Основною перевагою ротаційного ріжучого апарату для зрізування гички цукрових буряків є простота конструкції і komponування з іншими робочими органами. До недоліків відноситься – використання на одиницю продуктивності більше потужності, забрудненість подрібненої маси гички ґрунтом при вико-

ристанні її на корм тваринам.

В [2] представлена формула для визначення величини проникнення ножа для зрізування стеблин трав'яних культур. Ніж ротацийного гичкозрізувального апарата працює з жмутком гички цукрового буряка, який майже не відхиляється в процесі зрізування.

Тому рівняння для визначення δ - величини проникнення ножа в гичку буде мати вигляд:

$$\delta = V_n t - \frac{P_{cp}}{\mu} (1 - \cos \sqrt{\frac{\mu}{M_{np} t}}), \quad (1)$$

де V_n – лінійна швидкість ножа; t – час взаємодії ножа з жмутком гички; P_{cp} – середня сила різання; μ - коефіцієнт пропорціональності (сила, що діє на ніж при відхиленні його на одиницю довжини); M_{np} – маса ножа, приведена в точку взаємодії.

Характер вирішення рівняння (1) буде залежати головним чином від закону зміни μ , так як $\mu = f(V_n)$. Використовуючи рівняння (1), можливо визначити основні параметри ножа ротацийного гичкозрізувального апарата для зрізування гички цукрових буряків.

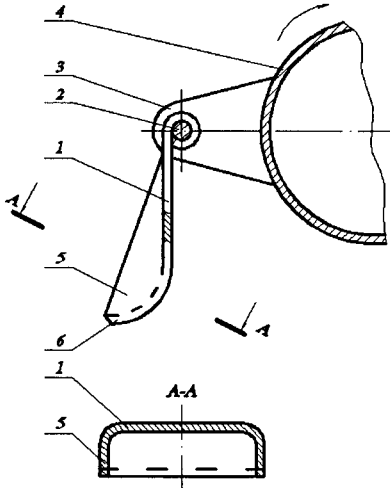


Рис. 2. Конструкція гичкозрізувального апарата.

Ніж 1 має можливість обертання навколо вісі 2 і за рахунок відцентрової сили при обертанні валу ротору 4 відхиляється від його центру. Зрізана гичка рухається по поверхні ножа 1 і подається на шнек гичкозрізувального апарату і далі завантажується в причіп транспортуючого засобу, або розкидається на полі і використовується в якості добрива.

За рахунок використання ребер жорсткості 5 перемінної товщини центр ваги ножа 1 переміщений до поверхні ріжучої кромки, що дозволяє отримати достатнє зусилля зрізування при виконанні тіла ножа 1 з значно тоншою листо-

Для знаходження оптимального взаємовідношення між зусиллям зрізування ножом гички і його вагою запропонована наступна конструкція гичкозрізувального апарата (рис. 2).

Ніж 1 гичкозрізувального апарата S-подібний у вертикальній проекції встановлений на вісі 2, закріпленій на щоках 3 роторного вала 4 Ніж виконаний П-подібним у горизонтальній проекції з ребрами жорсткості 5 перемінної ширини зі зміщенням центра ваги до ріжучої кромки ножа 6.

Гичкозрізувальний апарат працює наступним чином.

Роторний вал 4 гичкозрізувального апарату, який обертається рухається вздовж рядків цукрових буряків.

вого матеріалу, порівняно з існуючими конструкціями.

Ребра жорсткості не впливають на технологію переточування ножа I і отримання необхідної гостроти ріжучої кромки при його переточуванні.

Отже, виходячи з умов зрізування гички цукрових буряків ротаційним ріжучим апаратом, можна зробити наступні висновки: ротаційний ріжучий апарат доцільно використовувати для зрізування гички цукрових буряків з наступним доочищенням головок коренеплодів пасивним копіюючим ножом, як в складі бурякозбирального комбайна, так і причіпному вигляді; гичку цукрових буряків можна розглядати як розетку, вершина якої спирається в головку коренеплоду, з перемінною жорсткістю і парусністю; залежно від зусилля взаємодії ножа з гичкою, можна визначити його оптимальні параметри; ніж може бути виконаним П-подібним, оснащений ребрами жорсткості, які виконані змінної ширини зі зміщенням центра ваги до ріжучої кромки ножа; необхідні наступні експериментальні і теоретичні дослідження для оптимізації параметрів ножа для зрізування гички цукрових буряків.

Список літератури

1. Зуев М.Н., Топоровский С.А. Бескопирный срез головок коренеплодов / Сахарная свекла, №6, 1988. С. 42 - 45.
2. Босой Е.С., Верняев О.В., Смирнов И.И. и др. Теория, конструирование и расчет сельскохозяйственных машин. – М.: Машиностроение, 1978.
3. Мартиненко М.В. Механіко – технологічні основи підвищення ефективності робочих органів гичкозбиральних машин: Автореф. дис... д-ра техн. наук: 05.05.11. – Тернопіль: ТДТУ, 2000. – 33с.

Аннотация

Срезание ботвы сахарной свеклы ротационным режущим аппаратом

В статье даны компоновка и обоснование использования ротационного режущего аппарата для срезания ботвы сахарной свеклы с коренеплодов на корню. Предложена реологическая схема ботвы, в виде розетки с переменной жесткостью и парусностью. Дана зависимость параметров ножей от силы резания ботвы и предложена конструкция ножа П – образной формы.

Abstract

Cutting tops of sugar beet rotational by the cutting device

In a paper are given arrangement and justification of use of the rotational cutting device for cutting tops of sugar beet with root crop on the radical. The scheme tops is offered structure. She looks like the socket with a variable rigidity and sail. The dependence of parameters of knives on force of cutting tops is specified and the construction of a knife П - figurative shape is offered.

ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ ДЕТАЛЕЙ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Тимофеев С.С., ассистент

(Харьковский национальный автомобильно-дорожный технический университет)

Приведено описание сравнительных испытаний на износостойкость и задиростойкость деталей аппаратов пневматических систем дорожно-транспортных средств изготовленных из алюминиевых и медных сплавов.

При изготовлении аппаратов пневматических систем дорожных транспортных средств кроме железоуглеродистых сплавов используются также сплавы цветных металлов, а именно алюминиевые, медные.

Для повышения эксплуатационных свойств деталей аппаратов пневматических систем изготовленных из цветных металлов применяют различные методы поверхностного упрочнения. Однако, несмотря на большое количество технологических процессов применяемых для повышения износостойкости деталей они не обеспечиваются заданные эксплуатационные свойства, поэтому разработка новых технологических процессов является актуальной.

Одним из перспективных методов поверхностного упрочнения есть оксидирование. Суть которого заключается в том, что детали изготовленные из алюминиевых и медных сплавов обрабатывались в растворе алюмохромофосфата, а затем термообрабатывались. В результате такой обработки формировалось покрытие. Для выявления эффективности применения новой технологии при изготовлении деталей аппаратов пневматических систем проведены сравнительные испытания на износостойкость, нагрузку схватывания. Образцы изготавливали из материалов, химический состав которых представлены в табл. 1.

Таблица 1

Химический состав испытываемых материалов в %

Наименование	Mg	Si	Mn	Cu	Be
АЛ-9	0,2-0,4	6-8	до 0,5	до 0,2	0,1
АК-6	0,4-0,8	0,7-1,2	0,4-0,8	1,8-2,6	
Д16	1,2-1,8	До 0,5	0,3-0,8	3,8-4,9	

Испытывали образцы на машине трения СМУ-2 при скорости их скольжения 0,3 м/с, в качестве смазочной среды использовали тормозную жидкость, результаты исследования приведены в таблице 2.

Как показали испытания, детали, обработанные в новой насыщающей среде в 1,5-2,0 раза быстрее прирабатываются, чем без обработки и прошедших обработку по известным технологиям. Антифрикционные свойства также улучшаются в 1,5-1,7 раза, на что указывает снижение температуры в зоне трения.

Применение покрытий, полученных по новой технологии повышает износостойкость (рис. 1). Применение покрытий, полученных по новой технологии повышает величину нагрузки схватывания (рис. 2 а, б).

Таблица 2.

Результаты испытаний различных пар трения

Наименование материала и его химико-термическая обработка		Суммарный износ, мм	Температура среды, t , °С	Время до образования схватывания, τ час	Нагрузка схватывания, кгс
Контртело	Образец				
Алюминиевый сплав	Алюминиевый сплав	156	20	2,0	5,0
Без обработки (исходное состояние)					
Алюминиевый сплав	Алюминиевый сплав	88	18	60	12
Оксидирование (алюмохромофосфат)					
Алюминиевый сплав	Сталь	122	20	3,0	7,0
Без обработки					
Алюминиевый сплав	Сталь	72	18	60	15,0
С покрытием					
Бронза	Сталь	32	50	420	70
Без покрытия					
Бронза	Сталь	25	40	420	80
Без покрытия					
Бронза	Сталь	15	40	460	100
С покрытием					

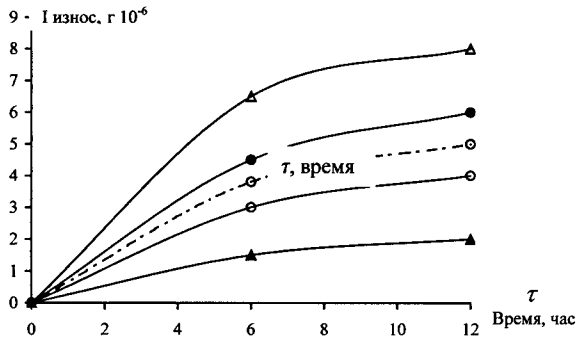


Рис. 1. Изменение величины износа пары трения диск – колодка в зависимости от продолжительности испытания: 1 - бронза – сталь с хромовым покрытием; 2 - бронза – сталь с новым покрытием; 3 - алюминиевый сплав – сплав (без покрытия); 4 - алюминиевый сплав (покрытие) – сталь (покрытие); 5 - алюминиевый сплав (покрытие) – алюминиевый сплав (покрытие).

Анализ приведенных результатов показывает, что покрытия, полученные по новой технологии, снижают износ и повышает величину нагрузки схватывания.

Для обеспечения заданных эксплуатационных свойств аппаратов пневматических систем дорожных транспортных средств для повышения долговечности и надежности работы узлов и деталей пневматических аппаратов следует рекомендовать покрытия которые в своем составе содержат оксиды хрома, ок-

сида алюминия и фосфаты.

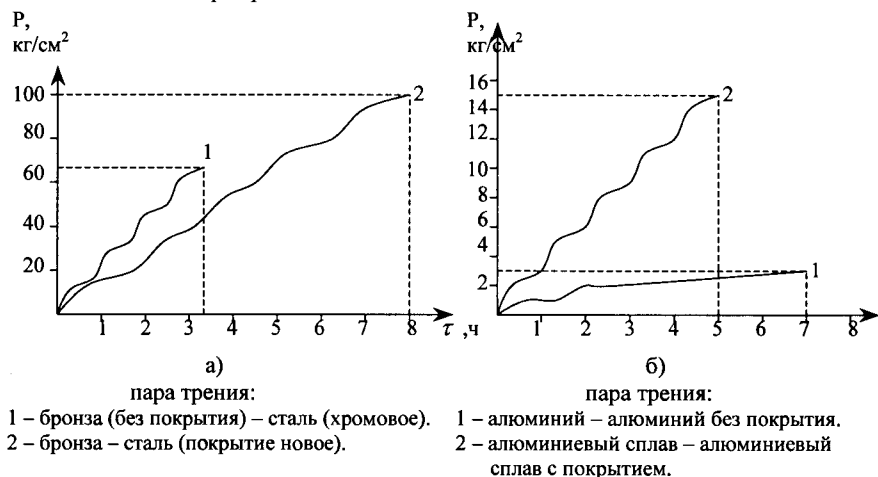


Рис. 2. Нагрузка задириобразования.

Список литературы

1. Зенкін М.А., Єрмолаєв В.В., Шишаки Моамун Бено. Моделювання технологічного процесу детонаційного нанесення покриттів // Вісник технологіч. ун-ту. – Поділля, 2000. – №3. – С. 45-49.
2. Рыжов Э.В., Клименко С.А., Гуцаленко О.Г. Технологическое обеспечение качества деталей с покрытиями. – К.: Наук. думка, 1994. – 180 с.
3. Cho Hideo, Ogawa Singo, Yamanaka Kazushi, Takemoto Miki. Property evaluation of vapor deposited TiN film by the analysis of elastic. Waves. 1st. report. Nondestructive evaluation of elastic properties by laser surface acoustic waves // Nihonikai gakkai ronbunshu. A=Trans. Jap. Soc. Eng. A. – 1997. – 63, №609. – P. 1050-1056.
4. Упрочнение поверхностей деталей комбинированными способами / А.Г. Бойцев, В.Н. Машков. – М.: Машиностроение. 1994. – 143 с.

Анотація

Підвищення експлуатаційних властивостей деталей транспортних засобів

Приведено опис порівняльних досліджень на зносостійкість та задиристійкість деталей апаратів пневматичних систем дорожньо-транспортних засобів, які виготовлені з алюмінієвих та мідних сплавів.

Abstract

Increasing working characteristic details of the transport facilities

The description of comparative test on wearproones anal hibotechnical properties of pneumatic systems devices parks of road transportation nouns, made of aluminum and copper alloys is presented.

НОВЫЙ ИНСТРУМЕНТАЛЬНЫЙ МАТЕРИАЛ НА ОСНОВЕ НАНОПОРОШКОВ КАРБИДА ВОЛЬФРАМА

Геворкян Э. С., канд. техн. наук

(Украинская государственная академия железнодорожного транспорта)

Дана характеристика нового инструментального материала на основе карбида вольфрама.

В настоящее время в металлообработке наиболее широкое применение имеют инструментальные материалы на основе карбида вольфрама. В качестве связующего материала как правило применяются кобальт, который обеспечивает необходимую прочность и позволяет получить материал при относительно низкой температуре спекания. Однако кобальт снижает твердость материала. При обработке с высокими скоростями, температура в зоне резания может доходить до $800-1000^{\circ}\text{C}$, в этих условиях твердость и прочность резко падает. В связи с тем, что в современной промышленности и технике все более широкое применение находят труднообрабатываемые сплавы и материалы актуальным становится вопрос повышения износостойкости инструментальных материалов.

К примеру при обработке закаленной стали с большим содержанием никеля при скорости 150 м/мин температура достигает 1000°C . При такой температуре активируются физико-химические процессы взаимодействия инструментального и обрабатываемого материала, особенно диффузионные. Распределение механизмов износа при обработке стали 12Х18Н10 приведено на рис. 1.

При обработке сравнительно хрупких сплавов подобных чугуну образует-ся стружка надлома, которая создает большие знакопеременные нагрузки в инструментальном материале, что может привести к поломке инструмента. В данном случае кобальтовая связка позволяет увеличивать прочность инструментального материала при относительно не высоких скоростях резания.

При высокоскоростной обработке связка не обеспечивает прочность и твердость инструментального материала.

В случае обработки сплавов алюминия, износ по большей части адгезионный. Образующийся на режущей кромке нарост может резко ухудшить качество обработанной поверхности. Здесь значительную роль играет коэффициент трения между обрабатываемым и инструментальным материалом. Следовательно, инструментальный материал должен иметь низкое трение с обрабатываемым и иметь хорошую теплопроводность, чтобы снизить температуру в зоне

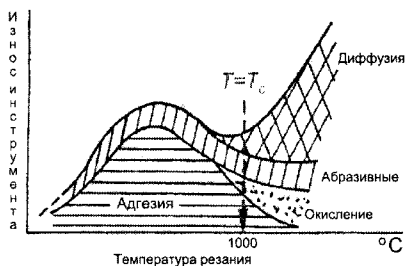


Рис. 1. Механизмы износа инструментального материала ВК6 при обработке стали 12Х18Н1 с твердостью HRC 56...58.

резания. Титановые сплавы имеют высокую прочность и вязкость. Сходящая при резании упрочненная титановая стружка образует лунку износа на передней поверхности инструмента, что в конечном итоге приводит к его поломке. В данном случае наличие кобальтовой связки создает дополнительный источник снижения твердости. Разработанный инструментальный материал на основе ультрадисперстных порошков монокрибида вольфрама имеет высокую твердость и достаточную прочность, что позволяет применить его не только в качестве режущего, но и в качестве пескоструйных и водоструйных сопел. [1].

Во многих известных методах уплотнения бесвязанных порошков или их смесей используется температура на 200-500 °С выше чем для уплотнения цементированных карбидов. Наиболее известные методы это горячее прессование и горячее изостатическое прессование. Однако эти методы не дают положительных результатов при уплотнении карбида вольфрама без связующего компонента. С помощью этих методов удастся получить плотность не выше 95%.

Разработанные в настоящее время методы уплотнения посредством электрического поля, такие как электроспекание очень эффективны для спекания трудноспекаемых материалов [2, 3]. Эти методы позволяют проводить спекание при больших скоростях нагрева.

Цикл спекания очень короткий обычно 1-5 мин при ограниченном росте зерна. При спекании в момент прохождения электрического поля в зонах межзеренных границ, электрическое напряжение может достигать значительных величин, что вызывает электрические разряды. Электрические разряды могут приводить к образованию плазмы и очистки и активизации поверхности спекаемых порошков [4]. Очистка поверхности частиц порошка приводит к образованию чистых границ зерен [5, 6]. На пример при спекании порошков AlN, которые имеют неоднородный слой Al₂O₃ толщиной 5нм этот слой был удален электрическим полем и порошок уплотнен до полной плотности [6].

Далее приложенное электрическое поле приводит к образованию градиента температур вокруг пор, что благоприятно влияет на уплотнение больших пор. На промежуточных стадиях спекания в области пор различного размера образуется градиент заряда.

Положительным при спекании электрическим током является короткие выдержки при высоких температурах, что приводит к подавлению роста зерна [8, 9]. На пример порошок SnO₂ был спечен до плотности 93% при температуре 1163К за 10 минут. В то время как этот порошок при обычном печном спекании был уплотнен при температуре 1273К в течение 3 часов только до плотности 61% [10]. При спекании нанопорошка Ti N полная плотность была достигнута при температуре 1473К и размер зерна был на порядок ниже, чем при обычном печном спекании при 1673К. Отсутствие связки при электроспекании дает возможность устранить процесс холодного прессования и отгонки связки. Этот этап занимает до 30% стоимости производства изделий методом порошковой металлургии. Самое важное возможность спекания керамики электрическим током без спекающих добавок позволяет значительно повысить механические свойства и износостойкость материала за счет прямого связывания зерен. Электроспекание позволяет активировать уплотнение и проводить спекание при бо-



Рис.2. Характер износа пластины из монокарбида вольфрама при обработке стали 18ХГТ.

лее низких температурах по сравнению с горячим и горячим изостатическим прессованием, позволяет значительно сократить время изготовления изделия. С помощью электроспекания были получены высокоплотные керамические и металлические материалы из MoSi₂, Al₂O₃, WC, SiC, Al а также их смесей.

Полученные результаты показали высокую эффективность применения электрического тока при спекании тугоплавких материалов. Высокоплотные материалы с мелкой микроструктурой были получены при сравнительно низких температурах и коротком времени спекания. Карбид вольфрама, был спечен до плотности 99%. Полученный материал показал высокую твердость $HV=24,3\text{ГПа}$ и $K_{1c}=9,1\text{МПа м}^{1/2}$ водоструйных сопел. Для сравнения такой широко используемый твердосплавный материал как ВК6 имеет твердость $HV18\text{ГПа}$, хотя трещиностойкость или так называемая вязкость разрушения на 20-30% выше.

Некоторые сравнительные характеристики различных режущих пластин приведены ниже:

Образец	1	2	3	Нано 1	ВК8
Максимальная температура спекания, °С	1630	1750	1800	1540	1450
Время выдержки, мин	1	20	20	1	60
Относительная плотность, %	98,7	99,1	99,8	97,2*	99
Средний размер зерна, мкм	0,5	2,1	5,5	0,1	3-4
Твердость HV_{10} , ГПа	24,3	20,3	18,4	26,4	16
Трещиностойкость, $\text{МПа м}^{-1/2}$	9,1	8,2	7,6	10,9	12
Стойкость, мин	91	57	40	146	5.

В данном случае обрабатывали сталь X12M (HRC 52...55) со скоростью резания 200м/мин, подачей 0,1 мм/об и глубиной резания 0,2мм.

Из приведенных выше данных видно, что относительная плотность материала на основе нанопоршков ниже, чем плотность материалов с микронным размером зерна. Относительная плотность в данном случае не характеризует реальную пористость. Стойкость пластин изготовленных из нанопоршков в несколько раз превышает стойкость остальных. Трещиностойкость незначительно уступает сплаву с кобальтовой связкой. Ниже приводятся некоторые данные различных режущих пластин обработке стали 18ХГТ HRC(52...55):

Стойкость различных режущих материалов при обработке стали 18ХГТ										
Скорость резания мм/мин	100	100	100	300	300	300	500	500	200*	
Подача мм/об	0,1	0,5	1,0	0,1	0,5	1,0	0,5	1,5	0,5	
Глубина резания	0,5	2,0	4,0	0,5	2,0	4,0	0,5	4,0	2	
Стойкость, мин	WC-Co	12	8	5	8	6	3	3	0,5	3
	WC, без связки	30	28	20	25	22	10	15	12	25
	Alumina	21	15	8	10	8	5	8	5	поломка
	cBN	34	29	22	27	23	11	22	15	24

Таким образом, получается новый высокоплотный материал на основе бес-

связного карбида кремния материала с высокой износостойкостью для изделий применяемых в условиях повышенного износа, таких как резцы и песко и водоструйные сопла. Более низкая температура и короткое время спекания позволяет снизить стоимость изделий. Применение разработанного материала позволит резко повысить производительность обработки при повышенных скоростях обработки и значительно повысить ресурс работы используемого материала.

Список литературы

1. V.Y. Kodash, E.S. Gevorkian, Tungsten carbide cutting tool materials, United States Patent 6,617,271.
2. Э.С.Геворкян,В.Ю.Кодаш,М.Крамер Исследование режущих свойств различных инструментальных материалов при обработке Ферротитанита-S/Високи технології в машинобудіванні:Збірник наукових праць НТУ"ХПІ"-Харків,2004.-Вип.2(а)-с.59-64.
3. M. Tokita, " Mechanism of Spark Plasma Sintering ", Sumitomo Coal Mining Company, Japan, preprint., 1-14.
4. J.A. Schneider, J.R. Groza and M. Garcia, Surface Effects in Field-Assisted Sintering, Mater.Res. 16(1), (2001), 286-92.
5. K.R. Anderson, J.R. Groza, M. Fendorf and C.J. Echer, Surface Oxide Debonding in Field Assisted Powder Sintering," Mater. Sci. Eng. A, A270(2), (1999), 278-82.
6. S. H. Risbud, J. R. Groza and M. Kim, Clean Grain Boundaries in Aluminum Nitride Ceramics Densified Without Additives by a Plasma Activated Sintering Process, Phil. Mag., 69, 1994, 525-33.
7. А.И.Райченко Получение изделий методом электроспекания/ Фундаментальные процессы и порошковая металлургия, №5,с.150-154
8. L. A. Stanciu, V. Y. Kodash and J.R.Groza, Effect of Heating Rate on Densification and Grain Growth During Field Assisted Sintering of α -Al₂O₃ and MoSi₂, Met. Mat. Trans. 32A (2001) 2633-38.
9. J.R. Groza and A. Zavaliangos, Sintering Activation by External Electrical Field, Mater. Sci. Eng. A287(2), (2000), 171-77.
10. O. Scarlat, S. Mihaiu, G. Aldica, M. Zaharescu and J. R. Groza, Enhanced Properties of Tin Oxide-based Materials by Field Activated Sintering, accepted to J. Am. Ceram. Soc., 2002.

Анотація

Новий інструментальний матеріал на основі нанопорошків карбиду вольфраму

Дано характеристику нового інструментального матеріалу на основі карбиду вольфраму.

Abstract

New tool material on basis nano powder carbide of wolfram

The characteristic of a new tool material on a basis carbide wolfram is given.

УДОСКОНАЛЕННЯ ЯКОСТІ ПОВЕРХНЕВОЇ ОБРОБКИ КОЛІСНОЇ ПАРИ ВАГОНА

Тимофсева Л.А., докт. техн. наук, Дахнова А.О., аспірант
(Українська державна академія залізничного транспорту)

Однією з головних тенденцій розвитку залізниць в умовах сучасної інтеграції України у світове суспільство є досягнення конкурентоспроможності за рахунок ресурсозбереження, підвищення надійності, покращення якості та впровадження екологічно чистих технологій.

Удосконалення якості виготовлення, ремонту та експлуатації елементів рухомого складу являється шляхом до досягнення лідуючих положень на світовому ринку.

Наші пасажирські вагони експлуатуються не лише на залізницях України, але і в міжнародному сполученні. Успішному здійсненню цієї експлуатації сприяє впровадження та застосування міжнародних стандартів серії ДСТУ ISO 9001-95 „Системи якості. Модель забезпечення якості в процесі проектування, розроблення, виробництва, монтажу та обслуговування”.

Від якості ходових частин вагона, а саме колісних пар, залежить безпека руху поїздів. Основний внесок в удосконалення якості колісних пар робить їх технологія виготовлення, а саме поверхнева обробка сприяє підвищенню надійності та зростанню показників якості.

В наступний час відмічається тісна співпраця науково-технічних досягнень з залізничним суспільством. Можна визначити такі основні напрямки цього розвитку:

- нові технології в експлуатації основних фондів залізничного транспорту;
- надійність та безпека роботи залізничного транспорту, ресурсозберігаючі технології виготовлення, ремонту та оновлення основних фондів на залізницях;
- сучасні методи діагностування та конструктивно – технологічні засоби подовження ресурсу експлуатації основних фондів залізниць.

До нових технологій на підприємствах залізничного транспорту, від яких залежить якість вироблення а також поверхнева обробка колісних пар вагонів, можна віднести :

- автоматизований лазерний комплекс, який є новим напрямком у техніці, першим кроком до зародження на підприємстві сучасної без штампової технології;
- виготовлення різних видів сталюого лиття, що в теперішній час дозволяє випускати продукцію підвищеної надійності з покращеними механічними властивостями, які відповідають сучасним світовим вимгам якості;
- впровадження у виробництво нових технологій газополум'яного, обладнання, порошкової суміші „НИОД” для відновлення зношених гребній колісних пар;

- направлення на глобальну комп'ютеризацію інженерних служб, що дозволить в декілька раз скоротити цикл проектування та запуску виробу у виробництво, скоротити до мінімуму конструкторські та технологічні похибки виробництва, тим самим підвищити якість;
- проведення на підприємствах залізничного транспорту сертифікації виробництва, впровадження міжнародної системи якості та дотримання екологічних аспектів для завоювання міцних конкурентоспроможних положень на міжнародному ринку.

Постановка завдання. Одним з основних джерел економії на транспорті є ресурсозбереження. Це залежить, в першу чергу, від строку служби виробу.

В процесі експлуатації елементи колісних пар зношуються, крім того в них виникають тріщини, зломи, ненормальне зношування у наслідок поганої якості ремонту, незадовільного обслуговування, а також із-за вад металу внаслідок недотримання технології виготовлення.

Одним із засобів підвищення якості виготовлення колісних пар є впровадження менеджменту якості на підприємстві в цілому та дотримання його у процесі поверхневої обробки колісних пар.

Рішення задачі. Процес планування системи менеджменту якості повинен базуватися на таких основних принципах:

- розробка, планування стратегії та політики в області якості;
- визначення конкретних цілей в області якості;
- ранжирування об'єктів за ступенем важливості;
- узгодження вимог системи менеджменту якості з вимогами споживача;
- економічна обґрунтованість планових показників;
- конкретність, вимірність, можливість оцінити результати діяльності.

Для дотримання системи менеджменту якості на дільниці виготовлення колісних пар, потрібно розробити та чітко слідкувати встановленої взаємодії всіх її елементів. Необхідно дотримуватись встановлених критеріїв якості починаючи з процесу розділу зливку на заготовки в процесі штампування, закінчуючи остаточною обробкою різанням після термообробки. Здійснити цю взаємодію можливо за допомогою розробки алгоритму управління нормативно-технічною документацією.

Висновки та перспективи використання. Таким чином для удосконалення якості поверхневої обробки колісної пари вагона необхідно дотримуватись процедури управління документацією, яка повинна встановлювати:

- перевірку документів на адекватність до їх випуску;
- аналіз та актуалізацію у зв'язку з необхідністю та перезатвердження документів;
- забезпечення ідентифікації змін та статусу перегляду документів;
- забезпечення наявності відповідних версій документів у місцях їх застосування;
- забезпечення зберігання документів чіткими та легко ідентифікованими;
- забезпечення ідентифікації документів зовнішнього походження та керування їх розсилкою;
- запобігання несумісному використанню застарілих документів та застосу-

вання відповідної ідентифікації таких документів, які залишаються для будь-якої мети.

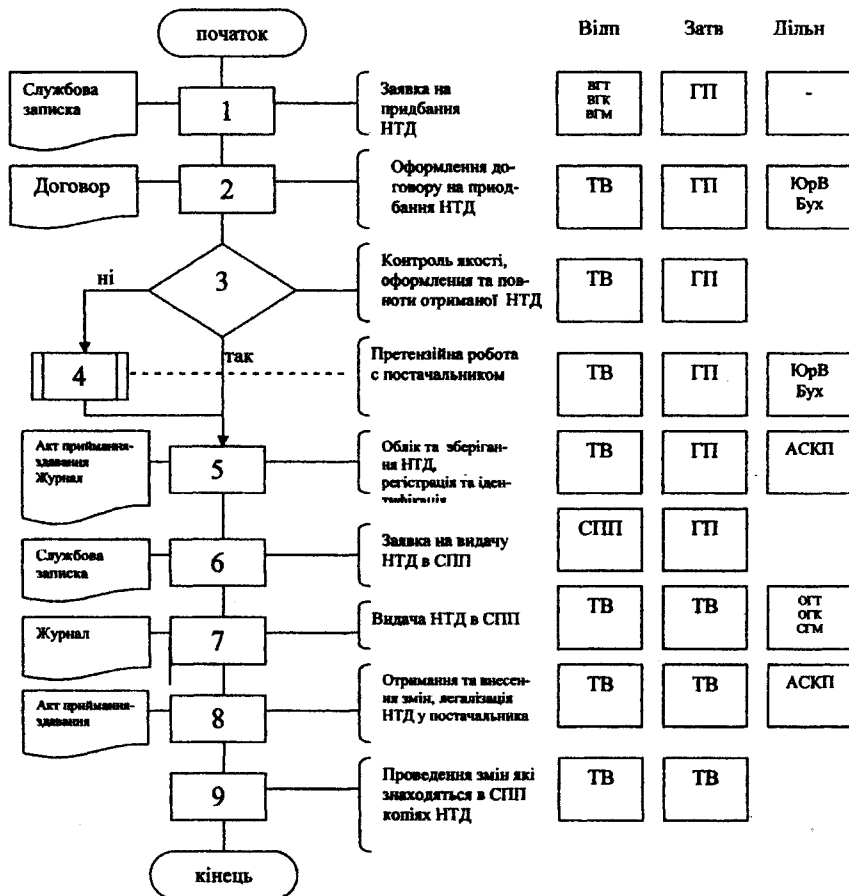


Рис. 1. Схема алгоритму управління НТД.

Тісна взаємодія всіх підрозділів підприємства, можливість постійного корегування технічної документації за рахунок відповідності продукції що випускається атестату технічних можливостей підприємства; відповідність продукції встановленим державним стандартам та сертифікація виробництва; всі ці фактори сприяють виготовленню якісної продукції, а саме колісної пари вагона, яка буде конкурентоспроможна на світовому ринку, сприяти ресурсозбереженню та збереженню навколишнього середовища.

Список літератури

1. Лахтин Ю.М., Коган Я.Д. Методы химико - термической обработки при

- упрочнении восстановленных деталей// Вестник машиностроения. – 1988. №2.
2. ДСТУ 3414-96 Атестація виробництва. Порядок здійснення. Система сертифікації УкрСЕПРО.
 3. ДСТУ ISO 9001-95 Системи якості. Модель забезпечення якості в процесі проектування, розроблення, виробництва, монтажу та обслуговування.
 4. Хромов В.Н., Коровин А.Я., Абашев Н.Г. Упрочнение и восстановление деталей машин газотермическими покрытиями// Экономика и производство. – 2000. № 4-6.
 6. Глебова М.А., Корнев А.Б., Глебов В.В. Контроль прочности сцепления газотермических // Упрочнение технологи и покрытия – 2005 г №2.

Аннотация

Усовершенствование качества поверхностной обработки колесной пары вагона

Одной из главных тенденций развития железных дорог в условиях современной интеграции Украины в мировое общество есть достижение конкурентоспособности за счет ресурсосбережения, повышения надежности, улучшения качества и внедрения экологически чистых технологий.

Abstract

The improvement quality surface processing wheel pair coach

The Maded analysis new technology on enterprise of the rail-freight traffic, as well as surface processing wheel vapour coach, is offered algorithm of management normative-technical documentation for correspondence to of the system of management quality on area of the fabrication wheel vapour.

ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РЕЗИНОВОГО ПОКРЫТИЯ НА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕЗИНОМЕТАЛЛИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Свиргун О.А., инженер

(Харьковский национальный технический университет
сельского хозяйства им. Петра Василенко)

В статье рассмотрено влияние конструкционных параметров резиновых покрытий на рабочие характеристики радиальных подшипников скольжения, смазываемых водой.

Современные требования по обеспечению высокого уровня надежности при проектировании нового оборудования требуют создания эффективных методов анализа их работоспособности с учетом фактических условий эксплуатации.

Внедрение резинометаллических подшипников скольжения в новых отраслях машиностроения требует совершенствования методики расчета опорных узлов с уточнением режимов трения, деформаций и температур для оптимизации отдельных элементов конструкций в зависимости от условий работы.

Целью исследования является оценка влияния коэффициента заполнения и количества водоподводящих каналов на рабочие характеристики подшипников.

В качестве объекта для исследования принят подшипник водяного насоса. Диаметр вала подшипника составлял $d_b = 60$ мм, ширина подшипника $B = 90$ мм, наружный диаметр резинового покрытия $d_u = 73$ мм. Резиновое покрытие выполнялось из графито-каучуковой массы, состоящей из 20 % натурального каучука, 34 % синтетического рафинированного каучука, 30 % чешуйчатого жирного графита, 3 % стеарина, 12 % серы и 1 % контакса. Твердость резинового покрытия по Шору составляла $Sh = 82$, что соответствует модулю сдвига $G = 1,76$ МПа. Нагрузка составляла $F = 1150$ Н, среднее давление $p_m = 0,211$ МПа, частота вращения $n = 955$ об/мин, окружная скорость $U = 3$ м/с.

Решение двумерной задачи деформации опорной поверхности позволило создать модель работы резинового слоя на жестком основании под нагрузкой F_u [3]. На основании этой модели была применена формула для определения деформаций при решении трехмерной задачи [2].

$$\Delta_u = \frac{2F_u H_R}{\pi G B L_{pu}} \sum_{i=1,3,5}^{i=15} \frac{48 + i^2 \pi^2 (\gamma^2 + \lambda_{pu}^2)}{i^2 \left[36 + i^2 \pi \left(\gamma^2 + \lambda_{pu}^2 + \frac{i^2 \pi^2 \gamma^2 \lambda_{pu}^2}{48} \right) \right]}, \quad (1)$$

где $\lambda_{pu} = L_{pu} / H_R$, $\gamma = B / H_R$ – относительные размеры деформируемых поверхностей.

На рис. 1 показана схема деформаций половины опорной поверхности со стороны входной кромки. Деформируемый слой резины заштрихован более

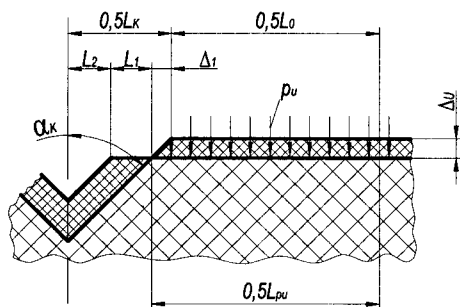


Рис. 1. Схема деформаций опорной подушки.

z и коэффициентом заполнения рабочих поверхностей δ

$$L_{\kappa} = \frac{2\pi r_0 (1 - \delta)}{z}. \quad (2)$$

Для определения размеров входного участка опорной поверхности L и фактических размеров центральной несущей площадки L_{pu} после сжатия ее под давлением p рассмотрим схему изменения форм поверхностей с учетом неизменяемости деформируемого объема, характерного для резины.

Длина рабочего участка опорной поверхности без деформаций определяется по формуле

$$L_0 = \frac{2\pi r_0 \delta}{z}. \quad (3)$$

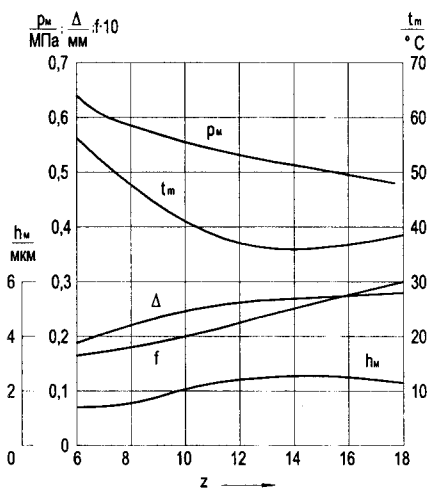


Рис. 2. Влияние числа сегментов на характеристики подшипников.

густой сеткой.

Размеры поперечного сечения водоподводящих каналов и их профиль должны обеспечивать проход охлаждающей воды в необходимом количестве с учетом уменьшения их площади при деформациях. Длина водоподводящего канала L_{κ} в недеформированном состоянии определяется радиусом расточки r_0 , числом опорных секторов

В соответствии с рассматриваемой схемой, деформация опорной поверхности на величину Δ_u приводит к увеличению опорной площадки на величину $2\Delta_l$. Размер фактической опорной поверхности с учетом угла α_{κ} будет равен

$$L_{pu} = L_0 + 2\Delta_l \operatorname{tg} \alpha_{\kappa}. \quad (4)$$

Деформируемая высота

$$H'_{\kappa} = \frac{L_{\kappa}}{2 \operatorname{tg} \alpha_{\kappa}}. \quad (5)$$

Влияние количества сегментов на характеристики подшипника показано на рис 2.

Толщина смазочной пленки увеличивается с ростом числа каналов до 12÷16, оставаясь затем практически постоянной. Ориен-

тируясь на графики деформаций и температур, для рассматриваемого подшипника можно рекомендовать $Z=8 \div 12$.

В подшипниках гидравлических турбин число водоподводящих каналов принимают от 8 до 24, подшипники гребных валов по стандарту выполняются с $Z=8$, а по данным литературы [1] для судовых подшипников принимают число сегментов $Z = 3 \div 15$. Число сегментов 3 и 4 используется в подшипниках с диаметрами валов от 10 до 35 мм. Для подшипников с диаметрами валов от 40 до 100 мм рекомендуется $6 \div 8$ каналов.

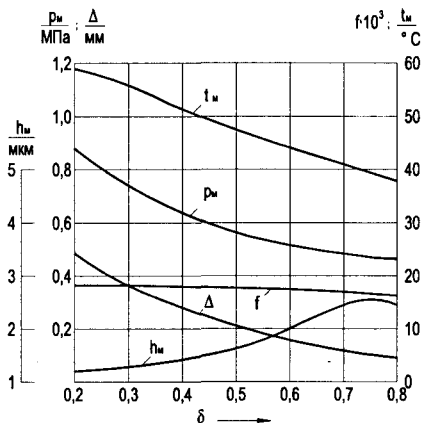


Рис. 3. Зависимость рабочих характеристик от коэффициента заполнения.

Кoeffициент заполнения рабочей поверхности определяет деформационные способности опорного узла. На рис. 3. приведены графики изменения рабочих характеристик с ростом коэффициента δ .

Анализ полученных результатов показывает, что увеличение коэффициента δ и размеров опорных площадок приводит к уменьшению площадей водоподводящих каналов, что затрудняет прокачку охлаждающей воды и ограничивает деформационные возможности.

Анализ полученных результатов показывает, что увеличение коэффициента δ и размеров опорных площадок приводит к уменьшению площадей водоподводящих каналов, что затрудняет прокачку охлаждающей воды и ограничивает деформационные возможности.

В рассматриваемом подшипнике при коэффициенте заполнения, превышающем 0,7 деформируемая резина нагруженного сегмента, заполняет более половины площади канала. Увеличение сопротивления проходу воды в данном случае компенсируется повышенной прокачкой.

Исследование влияния общего расхода воды через подшипник на его характеристики показало, что с увеличением прокачки холодной воды снижается температура рабочих поверхностей и несколько повышается толщина водяной пленки. Остальные характеристики практически не меняются. Минимально необходимый расход можно определить расчетным путем, ориентируясь на допускаемую температуру.

Выводы. 1. С увеличением числа каналов возрастает величина деформации и коэффициент трения, уменьшается температура и максимальное давление. Увеличение числа каналов способствует быстрому удалению абразивных частиц из зоны трения и повышает износостойкость опоры, но снижается ее жесткость. 2. Увеличение коэффициента заполнения приводит к снижению давления, деформации, температуры и увеличению толщины пленки. Коэффициент трения практически не меняется.

Список литературы

1. Давыдов А.П. Резиновые подшипники в машиностроении. — Л.: Машиностроение, 1968. — 188 с.

2. Лавендел Э.Э. Расчет резинотехнических изделий. М.: Машиностроение, 1976. – 232 с.
3. Свиргун О.А. Методика расчета оптимальных форм рабочих поверхностей резиновых подшипников скольжения, смазываемых водой // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. – Харків: ХДТУСГ.– 2004. – Вип. 24. – С. 41-45.

Анотація

Вплив геометричних параметрів гумового покриття на експлуатаційні характеристики гумовометалічних підшипників ковзання

В статті розглянуті питання впливу конструкційних параметрів гумового покриття на робочі характеристики радіальних підшипників ковзання при змащуванні водою.

Abstract

The influence of geometrical parameters of rubber coverage on descriptions of rubber-metal sliding bearings

The article consider estimate of influence some construction characters on working characters of rubber sliding bearings which to have water lubrication.

СТАБІЛІЗАЦІЯ ШВИДКОСТІ РУХУ ҐРУНТООБРОБНОГО АГРЕГАТУ

Козаченко О.В., канд. техн. наук

(Харківський національний технічний університет
сільського господарства ім. Петра Василенка)

Встановлено закономірності руху ґрунтообробного сільськогосподарського агрегату під дією змінних рушійної та сили опору в сталому та коливному швидкісних режимах. Підвищення технічного рівня ґрунтообробного агрегату забезпечується удосконаленням системи керування та зміною конструкції машини для стабілізації руху при виконанні нею технологічного процесу.

Режими руху сільськогосподарських агрегатів можна характеризувати швидкістю та її зміною за часом. Реальний рух агрегату при виконанні ним функції призначення носить коливний характер, що негативно впливає на якість роботи та сприяє підвищенню витрати палива. Основними причинами нерівномірного руху є несталість опору ґрунту, що змінюється в досить широких межах по довжині гону навіть однієї ділянки, нерівність мікрорельєфу поля та затуплення робочих органів. Так дослідженнями [1], для конкретних характеристик ґрунту визначені інтервали зміни тягового опору знярядь, що складають: на культивачі 290-1260 кг, на боронуванні 200-1270 кг, на посіві 770-2030 кг і на оранці 1750-3930 кг. Наведені дані вказують на те, що найбільші коливання тягового опору спостерігаються при виконанні основного обробітку ґрунту. Елементи режиму, що пов'язані з виконанням технологічного процесу, в залежності від співвідношення сили тяги і сили опору, спрямовані на збільшення механічної енергії агрегату або підтримку її незмінною. Особливо актуальна ця проблема є для ґрунтообробних машин, як найбільш енергоємних. На обробітку ґрунту витрачається від 30 до 40% усієї енергії, що використовується у сільському господарстві [2].

Метою даної роботи є дослідження руху ґрунтообробного агрегату, як передумови підвищення його технічного рівня.

Для ґрунтообробних агрегатів, як і для інших машин або тіл, що рухаються під дією зовнішніх сил, можна виділити наступні періоди їх руху при виконанні технологічних операцій:

- розгін агрегату до встановленої робочої швидкості \mathcal{D}_p ;
- сталий рух агрегату на робочій швидкості \mathcal{D}_d ;
- змінний рух агрегату, в залежності від закону діючих на нього зовнішніх сил.

Розглядаючи вказані періоди руху ґрунтообробного агрегату, слід зауважити, що перші два періоди є необхідними і бажаними при виконанні технологічного процесу. Але практичне їх забезпечення у чистому вигляді неможливе, тому спостерігається рух із змінною робочою швидкістю, тобто спостерігається коливний рух агрегату. Що стосується третього періоду руху агрегату, то він

негативно впливає на якість виконання функції призначення та на збільшення витрати пального [3]. При цьому відомо [3], що стала швидкість агрегату забезпечує якісне виконання технологічного процесу. Отже, найголовнішою задачею дослідження закономірностей руху ґрунтообробних агрегатів є з'ясування найбільш загальних умов їх сталого руху. Для вивчення цієї проблеми на першому етапі сільськогосподарський агрегат можна прийняти за точечну масу m_a , що рухається під дією двох протилежно направлених сил: рушійної сили P_p і сили опору - P_0 . Тобто, рух агрегату відбувається в напрямку дії цих сил і співпадає за швидкістю. Є очевидним, що така спрощена схема не враховує реальний напрямок діючих сил, і може відрізнятись від прямолінійного. Але застосування такої схеми дозволить відповісти на запитання щодо визначення закономірностей руху агрегату і встановити співвідношення між його масою та енергетичними витратами. Урахування реального напрямку діючих сил принципово не змінює закономірностей руху агрегату, а лише призводить до їх ускладнення.

Якщо розглядати функцію: $\Delta P = P_p - P_0$, то, в залежності від значення ΔP , можна виділити три можливі режими руху агрегату: 1 - $\Delta P > 0$; 2 - $\Delta P \leq 0$ і 3 - $\Delta P = 0$. В першому випадку відбувається розгін, в другому – сповільнення, а в третьому – сталий рух агрегату.

Рух агрегату починається з його розгону до робочої швидкості \mathcal{G}_a . При цьому витрачається робота рушійної сили і сили опору згідно з відомою теоремою про зміну кінетичної енергії [4]:

$$\frac{m\mathcal{G}_a^2}{2} - \frac{m\mathcal{G}_0}{2} = (P_p - P_0) \cdot S, \quad (1)$$

де \mathcal{G}_0 - початкова швидкість агрегату (при зрушенні з місця $\mathcal{G}_0 = 0$); S - шлях, на якому відбувається розгін.

Рух агрегату забезпечується у випадку, коли рушійна сила P_p значно перевищує силу опору P_0 , яка за часом також зростає. При досягненні значень сил $P_p = P_0$ агрегат приймає швидкість руху $\mathcal{G} = \mathcal{G}_a$ і в подальшому рухається з цією швидкістю до моменту порушення встановленої рівноваги. Рівновага може порушитися внаслідок зміни значення сили опору, чому в умовах експлуатації сприяє багато факторів, наприклад зміна щільності ґрунту.

Для визначення складових $\overline{P_0}$ та $\overline{\Delta P_0}$ сили опору P_0 скористаємося теорією визначення похибки функції, коли аргументи мають розбіжності або визначені також з деякою похибкою [5]. В основу цієї теорії покладено визначення повного диференціала функції. Якщо представити опір агрегату P_0 як функцію, що залежить від аргументів $X_1, X_2, X_3, \dots, X_n$:

$$P_0 = f(X_1, X_2, X_3, \dots, X_n), \quad (2)$$

то середнє значення функції визначається за формулою:

$$\overline{P_0} = f(\overline{X_1}, \overline{X_2}, \overline{X_3}, \dots, \overline{X_n}), \quad (3)$$

а максимальне середнє відхилення сили опору $\overline{\Delta P_0}$ визначається за формулою

повного диференціала функції [5]:

$$\Delta \bar{P}_0 = \frac{df}{dX_1} \Delta X_1 + \frac{df}{dX_2} \Delta X_2 + \frac{df}{dX_3} \Delta X_3 + \dots + \frac{df}{dX_n} \Delta X_n, \quad (4)$$

де $\frac{df}{dX}$ - часткова похідна від функції P_0 по кожному незалежному аргументу X ; ΔX - максимальна похибка аргументу X , за якою він визначається.

Для перевірки і аналізу теоретичних залежностей, що розглядаються, застосуємо їх для ґрунтообробних агрегатів на прикладі плугів, для чого використаємо раціональну формулу академіка В.П. Горячкіна [6]. За цією формулою сила опору P_0 залежить від декількох аргументів. Першим аргументом є коефіцієнт f , що аналогічний з коефіцієнтом тертя і пов'язаний з ним функціональною залежністю (для середнього значення кута напрямку дії рушійної сили в межах 26-27° він складає 0,95 значення коефіцієнта тертя). Наступний аргумент – це питомий опір ґрунту k , що змінюється в досить широких межах, в залежності з фізико-механічними властивостями ґрунту. Можна враховувати, що товщина і ширина скиби ґрунту a і b також змінюються при виконанні оранки, але в значно меншій мірі. В досить широкому інтервалі змінюється значення швидкісного коефіцієнта ε , що входить до третьої складової раціональної формули. Як умову, вагу плуга G прийемо постійною величиною.

За даними академіка П.М.Заїки [7], значення наведених величин змінюється в наступних межах: f - 0,5-0,9; k - 20-90 кПа; ε - 1,5-9,0 кПа с²/м². З урахуванням наведеного, можна записати:

$$\bar{P}_0 = \bar{f}G + \bar{k}a\bar{b} + \bar{\varepsilon}\bar{a}\bar{b}\bar{\vartheta}^2, \quad (5)$$

де \bar{f} , \bar{a} , \bar{b} , $\bar{\varepsilon}$, $\bar{\vartheta}$ - середні значення аргументів.

Для визначення ΔP_0 візьмемо часткові похідні від функції опору P_0 по незалежним аргументам f , k , a , b , ε , ϑ

$$\begin{cases} \frac{dP_0}{dX} = G; \frac{dP_0}{dk} = a\bar{b}; \frac{dP_0}{da} = \bar{k}\bar{b} + \bar{\varepsilon}\bar{b}\bar{\vartheta}^2; \\ \frac{dP_0}{db} = \bar{a}\bar{k} + \bar{\varepsilon}\bar{a}\bar{\vartheta}^2; \frac{dP_0}{d\varepsilon} = \bar{a}\bar{b}\bar{\vartheta}^2 \\ \frac{dP_0}{d\vartheta} = 2\varepsilon\bar{a}\bar{b}\bar{\vartheta}. \end{cases} \quad (6)$$

Розглянемо сталий рух агрегату при постійній швидкості ϑ_a за умови, коли рушійна сила P_p досягла свого максимального значення і залишається постійною. Сила опору P_0 при переміщенні агрегату по полю, в залежності від фізико-механічних властивостей ґрунту, змінюється в досить широких межах. За даними [3], можливе двох-трьох кратне зростання сили опору при виконанні ґрунтообробних операцій. У зв'язку з цим, силу опору можна представити у вигляді двох величин:

$$P_0 = \bar{P}_0 \pm \Delta P_0, \quad (7)$$

де $\overline{P_0}$ - середнє значення опору; ΔP_0 - відхилення сили опору від середнього значення.

Величина ΔP_0 за часом має сповільнені коливання від $-\Delta P_0$ до $+\Delta P_0$, тому її зручно представити за часом залежністю:

$$\Delta P_0(t) = \Delta P_0 \cdot \text{Sin}\omega t, \quad (8)$$

де ΔP_0 - максимальне значення відхилення сили опору; ω - частота зміни опору за часом руху агрегату.

З урахуванням (8) рівняння (7) буде мати вигляд:

$$P_0 = \overline{P_0} + \Delta P_0 \text{Sin}\omega t. \quad (9)$$

Знак мінус у формулі (7) автоматично враховується в (9) функцією синуса.

З урахуванням значень часткових похідних (6) $\Delta \overline{P_0}$, згідно виразу (4), буде мати вигляд:

$$\begin{aligned} \Delta \overline{P_0} = G\Delta f + \overline{a\epsilon}\Delta k + (\overline{k\epsilon} + \overline{\epsilon\epsilon\vartheta^2})\Delta a + (\overline{ka} + \overline{\epsilon a\vartheta^2})\Delta \epsilon + \\ + \overline{a\epsilon\vartheta^2}\Delta \epsilon + 2\overline{\epsilon a\epsilon\vartheta}\Delta \vartheta, \end{aligned} \quad (10)$$

де Δf , Δk , Δa , $\Delta \epsilon$, $\Delta \vartheta$ - максимальне відхилення від середнього значення відповідного аргументу.

З вище наведеного витікає, що рух агрегату відбувається під дією сили ΔP , яка з прийнятими припущеннями буде дорівнювати:

$$\Delta P = -\Delta P_0 \text{Sin}\omega t, \quad (11)$$

а саме, згідно диференційного рівняння:

$$m_a \ddot{X} = -\Delta P_0 \text{Sin}\omega t, \quad (12)$$

де \ddot{X} - прискорення агрегату в напрямку координати X (рис. 1 а).

Таким чином, задача руху сільськогосподарського агрегату зводиться до теоретичної задачі, що розглянута Н.В. Бутенінін в [4], але з іншими початковими умовами і отриманими результатами. Тоді, шлях руху агрегату по координаті X і його швидкість, по аналогії з [4], після інтегрування (12), будуть визначатися за формулами:

$$\begin{cases} X = \frac{\Delta P_0}{m_a \omega^2} \text{Sin}\omega t + C_1 t + C_2; \\ X = \frac{\Delta P_0}{m_a \omega} \text{Cos}\omega t + C_1, \end{cases} \quad (13)$$

де X , \dot{X} - відповідно, шлях і швидкість руху агрегату; C_1, C_2 - довільні сталі.

Довільні сталі визначимо при наступних початкових умовах:

$$t = 0; \quad \dot{X}(0) = X_0; \quad X(0) = \vartheta_a. \quad (14)$$

Таким чином, розглядання руху агрегату ми починаємо в момент, коли агрегат рухається з постійною швидкістю ϑ_a , після проходження відрізка шляху, що дорівнює X_0 . Згідно початкових умов (14) довільні сталі будуть дорівнювати:

$$C_1 = \mathcal{G}_a - \frac{\Delta P_0}{m_a \omega}; \quad C_2 = X_0. \quad (15)$$

З урахуванням значень довільних сталих, формула (13) буде мати вигляд:

$$\begin{cases} X = X_0 + \mathcal{G}_a t + \frac{\Delta P_0}{m_a \omega^2} (\sin \omega t - \omega t); \\ \dot{X} = \mathcal{G}_a + \frac{\Delta P_0}{m_a \omega} (\cos \omega t - 1). \end{cases} \quad (16)$$

Зміна пройденого агрегатом шляху і його швидкості за формулами (16) представлено на рис. 1 б. Проаналізуємо отримані графіки.

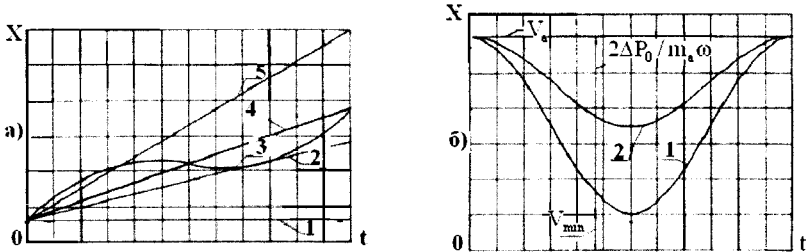


Рис. 1. Графік залежності пройденого шляху і швидкості руху при $\mu_K = 0$: а) 1 - $X = X_0$; 2 - $X = \frac{\Delta P_0 t}{m_a \omega}$; 3 - $X = \frac{\Delta P_0 t}{m_a \omega^2} \sin \omega t$; 4 - $X = (V_a - \frac{\Delta P_0}{m_a \omega})t$; 5 - $X = V_a t$; б) 1 -

$$V_{min} = V_a - \frac{2\Delta P_0}{m_a \omega}; \quad 2 - V_{min} = V_a - \frac{2\Delta P_0}{m_a \omega}.$$

Пройдений агрегатом шлях в напрямку координати X має коливний синусоїдальний характер з амплітудою $\frac{\Delta P_0}{m_a \omega}$, який здійснюється біля режиму постійної швидкості, що дорівнює: $\mathcal{G}_a - \frac{\Delta P_0}{m_a \omega}$. Таким чином, ми отримали не очікуваний результат, тобто коливання відбуваються не біля режиму швидкості \mathcal{G}_a , яка відповідає сталому режиму, коли рушійна сила P_p дорівнює середньому значенню сили опору $\overline{P_0}$. Це пояснюється тим фактом, що ми розглянули випадок, коли складова сили опору здійснювалася згідно синусоїдального закону, а рушійна сила P_p залишалася постійною.

Швидкість агрегату за часом змінюється у бік зменшення від \mathcal{G}_a до \mathcal{G}_{min} , причому їхня різниця складає $\frac{2\Delta P_0}{m_a \omega}$. Якщо прийняти, що процес зміни швидкості є строго періодичним (в дійсності можуть бути відрізки якої завгодно довжини, а також відрізки, де швидкість змінюється згідно залежності (16), то реальна серед-

ня швидкість буде дорівнювати: $\mathcal{G}_a - \frac{\Delta P_0}{m_a \omega}$ і навколо неї буде відбуватися коливання реальної робочої швидкості агрегату. До цих висновків необхідно ще додати оцінку нерівномірності руху агрегату. За даними В.П. Горячкіна [6] ступінь нерівномірності δ визначається як відношення різниці між максимальним і мінімальним значеннями швидкості до їх середнього значення. Для випадку, що розглядається, нерівномірність буде мати наступний вигляд:

$$\delta = \frac{2\Delta P_0}{m_a \mathcal{G}_a \omega - \Delta P_0}. \quad (17)$$

Вище розглянуто випадок, коли рушійна сила P_p , досягаючи свого максимального значення, залишається постійною і незалежною від сили опору. Але відомо [8], що для створення умов рівномірного руху необхідно, щоб рух був керованим. Як правило, під керованим рухом розуміють наявність в машині автоматичної системи керування. Але для таких систем основним характерним недоліком є запізнення спрацювання за часом [8, 9]. Розглянемо, як впливає величина запізнення системи керування на рівномірність руху агрегату. При цьому, прийнемо припущення, що зміна додаткової рушійної сили відбувається за тим же самим законом, тобто синусоїдальним. Але необхідно вважати, що закон зміни руху може мати і інший характер, наприклад, лінійний. З урахуванням прийнятих умов, закон руху агрегату буде мати наступний вигляд:

$$m_a \ddot{X} = \Delta P_p \sin \omega(t - \tau) - \Delta P_0 \sin \omega t, \quad (18)$$

де τ - час запізнення по керуванню рушійною силою.

Рівняння (18) будемо розглядати таким чином, що час запізнення τ є постійною величиною для даного способу керування, тому при інтегруванні рівняння (18) враховується тільки зміна часу t . Для зручності, з урахуванням синусу різниці кутів $\omega t - \omega \tau$, представимо рівняння у наступному вигляді:

$$m \ddot{X} = \mu_k \Delta P_0 \sin \omega(t - \tau) - \Delta P_0 \sin \omega t, \quad (19)$$

де μ_k - коефіцієнт керування, що дорівнює:

$$\mu_k = \frac{\Delta P_p}{\Delta P_0}. \quad (20)$$

Аналізуючи рівняння (20), можна стверджувати, що найбільш вдалим керуванням є таке, коли зберігається задана робоча швидкість агрегату \mathcal{G}_a протягом усього часу виконання польових робіт. Це можливо, коли права частина рівняння (19) буде дорівнювати нулю, тобто при $\tau = 0$ і $\mu_k = 1$. Але виконати умови, коли $\tau = 0$ практично неможливо. Можна тільки з'ясувати, як впливає цей час τ на коливання робочої швидкості і висунути вимоги до його раціонального значення. Що стосується коефіцієнта керування μ_k , то він може бути здійснений в межах, які відрізняються від наведеної умови $\mu_k = 1$, але його значення теж повинно підпорядковуватися вимогам до сталого руху ґрунтообробного агрегату.

Після дворазового інтегрування рівняння (19) одержимо наступні вирази:

$$\begin{aligned}
 X &= -\frac{\mu_k \Delta P_0}{m_a \omega^2} \text{Sin} \omega(t - \tau) + \frac{\Delta P_0}{m_a \omega^2} \text{Sin} \omega t + C_1 t + C_2; \\
 \dot{X} &= -\frac{\mu_k \Delta P_0}{m_a \omega} \text{Cos} \omega(t - \tau) + \frac{\Delta P_0}{m_a \omega} \text{Cos} \omega t + C_1.
 \end{aligned}
 \tag{21}$$

Визначимо сталі постійні C_1 і C_2 при тих самих умовах, що і при розв'язанні системи рівнянь (13), тобто: $t = 0$; $X(0) = X_0$; $\dot{X}(0) = \mathcal{G}_a$. Будемо також мати на увазі, що дія виразу $t = \tau$ починається, коли $t \geq \tau$. З урахуванням цього, сталі постійні дорівнюють:

$$\begin{cases}
 C_1 = \mathcal{G}_a - \frac{\Delta P_0}{m_a \omega} (1 - \mu_k); \\
 C_2 = X_0,
 \end{cases}
 \tag{22}$$

а значення переміщення та швидкості руху агрегату мають наступний вигляд для $t \geq \tau$:

$$\begin{aligned}
 X &= X_0 + t \left[\mathcal{G}_a - \frac{\Delta P_0}{m_a \omega} (1 - \mu_k) \right] + \frac{\Delta P_0}{m_a \omega^2} [\text{Sin} \omega t - \mu_k \text{Sin} \omega(t - \tau)] \\
 \dot{X} &= \mathcal{G}_a + \frac{\Delta P_0}{m_a \omega} \{ \text{Cos} \omega t - 1 - \mu_k [\text{Cos} \omega(t - \tau) - 1] \}.
 \end{aligned}
 \tag{23}$$

Для $t \leq \tau$, коли не діє додаткова сила ΔP_0 та $\mu_k = 0$ і $t - \tau = 0$, формули (22) призводяться до виразу (15), тобто на цьому етапі формули для визначення шляху і швидкості руху агрегату залишаються незмінними. Перший варіант відрізняється від отриманого тим, що рушійна сила утримується постійною, тобто $\Delta P_0 = 0$. Якщо в вираз (23) ввести умову $\mu_k = 0$, то отримаємо формули (16). Для аналізу отриманих співвідношень (22) розглянемо часткові випадки. Для випадку, коли $\mu_k = 1$, формули (23) приймають наступний вигляд:

$$\begin{cases}
 X = X_0 + t \mathcal{G}_a + \frac{\Delta P_0}{m_a \omega^2} [\text{Sin} \omega t - \text{Sin} \omega(t - \tau)]; \\
 \dot{X} = \mathcal{G}_a + \frac{\Delta P_0}{m_a \omega} [\text{Cos} \omega t - \text{Cos} \omega(t - \tau)].
 \end{cases}
 \tag{24}$$

При використанні формули (23) треба також мати на увазі, що при $t \leq \tau$ коефіцієнт керування $\mu_k = 0$ і зміна шляху і швидкості руху агрегату відбувається за формулами (16).

З першої формули системи (24) витікає, що коливання значень пройденого агрегатом шляху відбувається вже біля режиму постійної швидкості руху агрегату, що дорівнює \mathcal{G}_a , тобто режиму, при якому спостерігається рівновага рушійної сили P_p і сили опору P_0 . Щодо швидкості руху агрегату, можна стверджувати, що її коливання залежить від запізнення часу керування τ . При $\tau = 0$

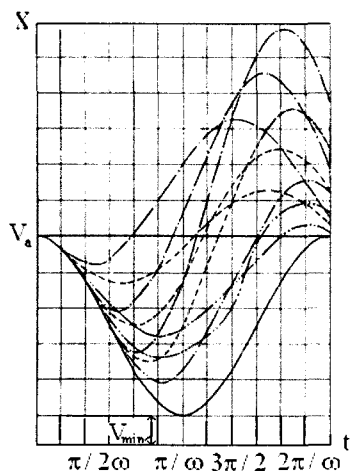


Рис. 2. Графік залежності швидкості руху агрегата \dot{X} від μ_k :

($\mu_k = 0$ - ———; $\mu_k = 0,5$ - - - - -; $\mu_k = 1$ - ······; $\mu_k = 1,5$ - - - - -) та часу запізнення $\tau = \frac{\pi}{6\omega}$; $\tau = \frac{\pi}{3\omega}$; $\tau = \frac{\pi}{2\omega}$.

видно, що при зменшенні коефіцієнта керування до 0,5 амплітудне значення робочої швидкості в від'ємній зоні збільшується, а в додатній зоні зменшується у порівнянні з випадком, коли $\mu_k = 1$. При збільшенні μ_k до 1,5 маємо протилежний випадок, тобто у від'ємній зоні амплітудне значення зменшується, а в додатній – збільшується. При цьому коливання швидкості руху агрегату при $\mu_k = 0,5$ спостерігається в режимі швидкості, яка менше заданої робочої швидкості агрегату \mathcal{G}_a . Для випадку, коли $\mu_k > 1$ режим коливання швидкості руху агрегату перевищує робочу швидкість агрегату \mathcal{G}_a . Використовуючи отримані дані, розроблений сільськогосподарський агрегат, що дозволяє суттєво знизити і стабілізувати процес тертя ґрунтообробного знаряддя об ґрунт [10]. Проведені в [11] теоретичні дослідження прогнозують зниження тягового опору і збільшення коефіцієнта корисної дії сільськогосподарського агрегату при виконанні ґрунтообробних операцій.

Висновки: 1. Стабілізація руху ґрунтообробного агрегату забезпечується найбільш ефективно, коли зміна рушійної сили здійснюється у відповідності з законом сил опору при тому ж амплітудному значенні і часу запізнення до 1/6 періоду коливань. 2. Коливання швидкості ґрунтообробного агрегату залежать лінійно від амплітудного значення сил опору, зниження якого можна здійснити зміною характеру тертя робочого органу об ґрунт.

ми маємо сталий рух агрегату, що відповідає швидкості \mathcal{G}_a (рис. 2, випадок 2). При збільшенні часу τ запізнення керування спостерігається коливання швидкості руху агрегату і воно тим більше, чим більше час запізнення керування τ .

Для прикладу, розглянемо випадок, коли τ складає $\frac{\pi}{6\omega}$, $\frac{\pi}{3\omega}$ і $\frac{\pi}{2\omega}$. На рис. 2

наведений також випадок, коли $\mu_k = 0$. Аналіз графіків підтверджує висновок про коливання миттєвої швидкості біля режиму заданої швидкості руху агрегату \mathcal{G}_a при симетричному розташуванні графіка швидкості. В порівнянні з першим випадком ($\mu_k = 0$) також спостерігається підвищення вдвічі частоти коливання робочої швидкості від заданої, \mathcal{G}_a зростає з підвищення часу запізнення керування, але не перевищує максимального відхилення швидкості руху для випадку, коли $\mu_k = 0$.

Для з'ясування впливу на коливання робочої швидкості руху агрегату коефіцієнта μ_k розглянемо варіанти, коли $\mu_k > 1$ і $\mu_k < 1$, а саме: $\mu_k = 0,5$ та $\mu_k = 1,5$. З рис. 2

Список літератури

1. Приходько Л.С., Шахбазов О.К., Щупак П.Л. и др. Вероятностный характер изменения тягового сопротивления. // Механ. и электр. с. х. – 1971. – № 7. – с. 46-48.
2. Панов И.М., Орлов И.М. Основные пути снижения энергозатрат при обработке почвы. // Тракторы и с. х. машины. – 1998. – с. 27-30.
3. Синеоков Г.Н., Панов И.М. Теория и расчет почвообрабатывающих машин. М.: Машиностроение. – 1977. – 328 с.
4. Бутенин Н.В., Лунц Я.Л., Меркин Д.Р. Курс теоретической механики. Т. 2. М.: Наука. - 1971. - 463 с.
5. Фихтенгольц Г.М. Курс дифференциального и интегрального исчисления. Т. 1. Изд-во Наука, М.: 1969. – 608 с.
6. Горячкин В.П. Собрание сочинений в 3 т. Под ред. Н.Д.Лучинского. М.: Колос. – 1968.
7. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Т. 1, ч. 1 Харків. ОКО. – 2001. – 444 с.
8. Хачатрян Х.А. Стабильность работы почвообрабатывающих агрегатов. – М.: Машиностроение. – 1974. – 206 с.
9. Головчук А.Ф., Долганов К.Е., Журбенко В.И. Улучшение экономических показателей машинно-тракторного агрегата. // Тракторы и с. х. машины. - 1983. - № 3. – с. 4-6.
10. Д.п. України № 2860. Гичко-коренезбиральний модуль для машин мостового землеробства. / Автор: Козаченко О.В. Опубл. 16.08.2004. Бюл. № 8.
11. Козаченко О.В. Проблеми підвищення технічного рівня сільськогосподарських машин. /Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин. ТДТУ. – 2004. – с. 632-636.

Аннотация

Стабилизация скорости движения почвообрабатывающего агрегата

Установлена закономерность движения почвообрабатывающего сельскохозяйственного агрегата под действием переменных движущей и силы сопротивления в установившемся и колебательном скоростных режимах. Повышение технического уровня почвообрабатывающего агрегата обеспечивается усовершенствованием системы управления и изменения конструкции машины для стабилизации движения при выполнении технологического процесса.

Abstract

Stabilization of speed of driving of a soil-cultivating aggregate

Regularity of driving of a soil-cultivating agricultural aggregate under an operation of variables driving and forces of resistance in the established and oscillatory high-speed conditions is established. The heightening of a technological level of a soil-cultivating aggregate is ensured with improvement of a control system and change of a machine design for stabilization of driving at execution of technological process by her.

АНАЛІТИЧНЕ ОПИСАННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК РУХУ ПОРШНІВ V-ПОДІБНИХ ТЕПЛОВОЗНИХ ДИЗЕЛІВ

Братченко О. В., канд. техн. наук, Карпенко Н. П., канд. техн. наук
Чубикало М.Б., асистент

(Українська державна академія залізничного транспорту)

Представлено аналітичне описання кінематичних характеристик руху поршнів V-подібних тепловозних дизелів, яке отримано з використанням загальних положень методу проєкцій замкненого векторного контуру на координатні осі.

Постанова проблеми і аналіз останніх досліджень у напрямку її вирішення.

Рішення актуальної задачі досягнення високих економічних показників залізничного транспорту України нерозривно пов'язане з забезпеченням надійної роботи технічних засобів і агрегатів, що входять до основних систем тягового рухомого складу [1, 2]. При цьому важлива роль відводиться забезпеченню парків магістральних і маневрових тепловозів надійними та довговічними в експлуатації локомотивними енергетичними установками (ЛЕУ).

На сучасних тепловозах експлуатаційного парку залізниць України в состав ЛЕУ в основному входять середньообертові чотиритактні двигуни типоряду Д80 виробництва Харківського ДП “Завод ім. Малишева” зі складною V-подібною схемою механічної системи [3] (рис.1). Робота таких дизелів характеризується достатньо високими економічністю та надійністю.

Основні конструктивні параметри одноциліндрового модуля: радіус кривошипу – АВ, довжина основного шатуна – ВС, довжина причіпного шатуна – DE, кут розвалу циліндрів I і II – θ , конструктивний розмір, що координує точку приєднання причіпного шатуна – BD та кут α . Кутова швидкість кривошипу – ω_1 .

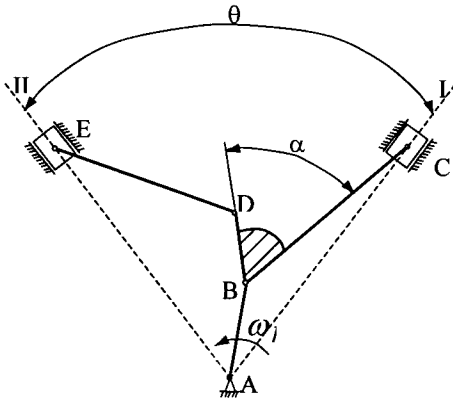


Рис. 1. Кінематична схема циліндрового модуля V-подібного дизеля: I, II – відповідно осі основного поршня правого і поршня лівого ряду циліндрів.

Разом з цим робочий процес локомотивних дизелів, в тому числі дизелів типу Д80, супроводжується достатньо високим рівнем віброактивності. Це пояснюється особливістю конструкції їх механічної системи, схема якої наведена на рис. 1. Вона містить головний кривошипно-шатунний механізм I (КШМ) і кривошипно-шатунний механізм з причіпним шатуном II (КШМП). Взаємне функціонування цих механізмів характеризується високим рівнем інерційних навантажень, що виникають внаслідок нерівноваженості мас, які здійснюють посту-

пальний і обертальний рух з великими прискореннями [6]. Тому для розробки заходів по визначенню зрівноваженості двигуна, характеру і величини коливальних явищ, що виникають в механізмі чи передаються на опори двигуна, та оцінки динаміки особливого значення набуває проведення точних розрахунків кінематичних характеристик усіх ланок механічної системи дизеля (МСД).

Аналіз науково-технічної літератури, що існує, виявив, що для розрахунків кінематики ланок складного V-подібного дизеля використовуються спрощені методики, які не дозволяють одержати точні результати. Ці методики будуються на основі використання математичних описань зміни кінематичних характеристик КШМ і КШМП, в яких закладені наближені (з точністю до гармонік другого порядку [4]) розрахункові формули, використовуються допоміжні (наприклад, величини кутів β в залежності від α і λ , де β - кут відхилення вісі шатуна від вісі циліндра, α - кут повороту кривошипа, що відраховується в напрямку обертання кривошипу від його положення, при якому поршень знаходиться в верхній мертвій точці (в.м.т.), $\lambda=R/L$ – відношення радіуса кривошипу до довжини шатуна [4]) таблиці.

Для проведення точних розрахунків кінематики ланок МСД необхідно розробити відповідне уточнене аналітичне описання, яке б забезпечувало взаємопов'язаний розрахунок кінематичних параметрів ланок усієї механічної системи за узагальненою координатою (кутом φ обертання кривошипу) або за часом. Одним із варіантів для отримання точних розрахункових залежностей є використання методу проєкцій замкнених векторних контурів на відповідні координатні осі [6].

Метою статті є представлення отриманих аналітичних описань кінематичних характеристик руху поршнів V-подібних тепловозних дизелів. Для цього авторами використано загальні положення методу проєкцій замкненого векторного контуру на координатні осі [6], які були модифіковані до МСД V-подібної схеми. У відповідності до цього методу ланки механізму циліндрового модуля замінюються відповідними векторами $\vec{l}_1, \vec{l}_2, \vec{l}_{24}, \vec{l}_4$, як показано на рис. 2.

Для отримання аналітичних залежностей, що описують рух основного поршня правого ряду циліндрів, використано наступну умову замкнення замінюючого векторного контуру ABCA:

$$\vec{l}_1 + \vec{l}_2 = \vec{y}_c.$$

Вихідними рівняннями для отримання аналітичних залежностей є представлені нижче рівняння його проєкції на осі x і y (відповідної правої системи координат yAx , рис. 2):

$$x: l_1 \cdot \cos \varphi_1 + l_2 \cdot \cos \varphi_2 = 0;$$

$$y: l_1 \cdot \sin \varphi_2 + l_2 \cdot \sin \varphi_2 = y_c.$$

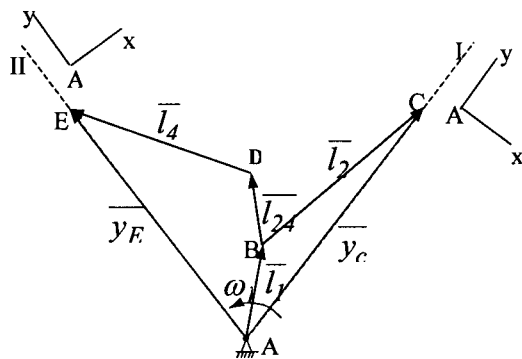


Рис. 2. Векторні контури циліндрового модуля V-подібного дизеля.

Після відповідних перетворень наведених вище рівнянь, отримано наведені нижче аналітичні описання кінематичних характеристик руху КШМ: переміщення поршня I

$$S_c = y_{cmax} - l_1 \cdot \cos \varphi - l_2 \cdot \cos \beta_2, \quad \beta_2 = \arcsin\left(\frac{l_1}{l_2} \cdot \sin \varphi\right);$$

кутова швидкість шатуна

$$\omega_2 = -\omega_1 \cdot \frac{l_1}{l_2} \cdot \frac{\cos \varphi}{\cos \beta_2};$$

лінійна швидкість поршня I

$$V_c = l_1 \cdot \omega_1 \cdot \sin \varphi - l_2 \cdot \omega_2 \cdot \sin \beta_2;$$

кутове прискорення шатуна

$$\varepsilon_2 = \frac{l_1 \cdot \omega_1^2 \cdot \sin \varphi - l_2 \cdot \omega_2^2 \cdot \sin \beta_2}{l_2 \cdot \cos \beta_2};$$

лінійне прискорення поршня I

$$a_c = l_1 \cdot \omega_1^2 \cdot \cos \varphi + l_2 \cdot \omega_2^2 \cdot \cos \beta_2 - l_2 \cdot \varepsilon_2 \cdot \sin \beta_2.$$

Швидкість і прискорення центра ваги шатуна визначається з розгляду відкритого векторного ланцюга $\overline{ABS_2}$ $\overline{l_1} + \overline{l_{s2}}$.

Аналогічним шляхом отримані такі розрахункові залежності для центру ваги шатуна КШМ:

швидкість центру ваги шатуна

$$V_{s2} = \sqrt{(-l_1 \cdot \omega_1 \cdot \cos \varphi - l_{s2} \cdot \omega_2 \cdot \cos \beta_2)^2 + (-l_1 \cdot \omega_1 \cdot \sin \varphi + l_{s2} \cdot \omega_2 \cdot \sin \beta_2)^2};$$

прискорення центру ваги шатуна

$$a_{s2} = \sqrt{\left(l_1 \cdot \omega_1^2 \cdot \sin \varphi - l_{s2} \cdot \omega_2^2 \cdot \sin \beta_2 - l_{s2} \cdot \varepsilon_2 \cdot \cos \beta_2\right)^2 + \left(-l_1 \cdot \omega_1^2 \cdot \cos \varphi - l_{s2} \cdot \omega_2^2 \cdot \cos \beta_2 + l_{s2} \cdot \varepsilon_2 \cdot \sin \beta_2\right)^2}.$$

Такий же підхід реалізовано щодо КШМП. Для цього розглядається векторний контур $ABDEA$ і відповідна умова його замкнення $\overline{l_1} + \overline{l_{24}} + \overline{l_4} = \overline{y_E}$.

Записане рівняння проектується на осі y' і x' (система $y'A x'$, рис.2), що дозволяє отримати наведені нижче аналітичні залежності:

переміщення поршня II

$$S_E = y_{Emax} - l_1 \cdot \cos(\varphi - \theta) - l_{24} \cdot \cos(\beta_2 + \alpha - \theta) - l_4 \cdot \cos \beta_4,$$

$$\beta_4 = \arcsin\left[\frac{-l_1 \cdot \sin(\varphi - \theta) - l_{24} \cdot \sin(\beta_2 + \alpha - \theta)}{l_4}\right];$$

кутова швидкість шатуна

$$\omega_4 = \frac{-l_1 \cdot \omega_1 \cdot \cos(\varphi - \theta) - l_{24} \cdot \omega_2 \cdot \cos(\beta_2 + \alpha - \theta)}{l_4 \cdot \cos \beta_4};$$

лінійна швидкість поршня II

$$V_E = l_1 \cdot \omega_1 \cdot \sin(\varphi - \theta) + l_{24} \cdot \omega_2 \cdot \sin(\beta_2 + \alpha - \theta) + l_4 \cdot \omega_4 \cdot \sin \beta_4;$$

кутове прискорення шатуна

$$\varepsilon_4 = \frac{l_1 \cdot \omega_1^2 \cdot \sin(\varphi - \theta) + l_{24} \cdot \omega_2^2 \cdot \sin(\beta_2 + \alpha - \theta)}{l_4 \cdot \cos \beta_4} + \frac{-l_{24} \cdot \varepsilon_2 \cdot \cos(\beta_2 + \alpha - \theta) + l_4 \cdot \omega_4^2 \cdot \sin \beta_4}{l_4 \cdot \cos \beta_4},$$

лінійне прискорення поршня II

$$a_E = l_1 \cdot \omega_1^2 \cdot \cos(\varphi - \theta) + l_{24} \cdot \omega_2^2 \cdot \cos(\beta_2 + \alpha - \theta) + l_{24} \cdot \varepsilon_2 \cdot \sin(\beta_2 + \alpha - \theta) + l_4 \cdot \omega_4^2 \cdot \cos \beta_4 + l_4 \cdot \varepsilon_4 \cdot \sin \beta_4.$$

Швидкість і прискорення центра ваги шатуна КШМІІ визначається з розгляду відкритого векторного ланцюга ABDS₄ $\overline{l_1} + \overline{l_{24}} + \overline{l_{s4}}$.

Отримані наступні розрахункові залежності:

лінійна швидкість центру ваги шатуна

$$V_{s4} = \sqrt{(-l_1 \cdot \omega_1 \cdot \cos(\varphi - \theta) - l_{24} \cdot \omega_2 \cdot \cos(\beta_2 + \alpha - \theta) - l_{s4} \cdot \omega_4 \cdot \cos \beta_4)^2 + (-l_1 \cdot \omega_1 \cdot \sin(\varphi - \theta) - l_{24} \cdot \omega_2 \cdot \sin(\beta_2 + \alpha - \theta) - l_{s4} \cdot \omega_4 \cdot \sin \beta_4)^2};$$

лінійне прискорення центру ваги шатуна

$$a_{s4} = \sqrt{(l_1 \cdot \omega_1^2 \cdot \sin(\varphi - \theta) + l_{24} \cdot \omega_2^2 \cdot \sin(\beta_2 + \alpha - \theta) - l_{24} \cdot \varepsilon_2 \cdot \cos(\beta_2 + \alpha - \theta) + l_{s4} \cdot \omega_4^2 \cdot \sin \beta_4 - l_{s4} \cdot \varepsilon_4 \cdot \cos \beta_4)^2 + (-l_1 \cdot \omega_1^2 \cdot \cos(\varphi - \theta) - l_{24} \cdot \omega_2^2 \cdot \cos(\beta_2 + \alpha - \theta) - l_{24} \cdot \varepsilon_2 \cdot \sin(\beta_2 + \alpha - \theta) - l_{s4} \cdot \omega_4^2 \cdot \cos \beta_4 - l_{s4} \cdot \varepsilon_4 \cdot \sin \beta_4)^2}.$$

Наведені в статті аналітичні описання кінематики МСД було використано для визначення кінематичних характеристик поршнів та інших ланок тепловозного дизеля Д49, при цьому були прийняті основні параметри: АВ = 130мм, ВС = 580мм, DE = 414мм, $\theta = 42^\circ$, BD = 170мм та $\alpha = 40^\circ$, кутова швидкість кривошипу $\omega_1 = 105 \text{ c}^{-1}$ [5].

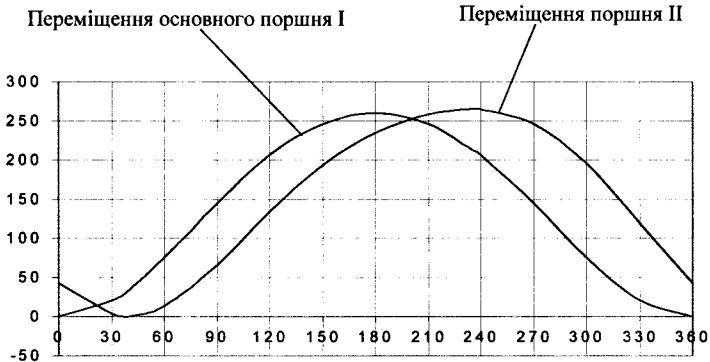


Рис. 3. Накладені графіки переміщень поршнів дизелю Д49 в залежності від узагальненої координати.

Аналіз отриманих результатів показав, що використання розроблених математичних описань забезпечує підвищення точності розрахунків кінематичних параметрів (на 5%) в порівнянні з наближеними методиками. До того ж, запро-

поноване аналітичне описання має цілісний характер, що дає можливість одержати окремі і накладені (наприклад, переміщення поршнів в обох циліндрах, рис. 3) характеристики руху ланок МСД. Це має суттєве значення для оцінювання міцності деталей та віброактивності, моделювання динаміки та проектування систем віброзахисту дизелів.

Висновки і перспективи використання. Розроблене аналітичне описання кінематики МСД локомотивних V-подібних дизелів забезпечує в єдиній математичній моделі уточнене розрахункове визначення кінематики усіх ланок конструкції. Наведені в статті уточнені математичні залежності доцільно також використовувати при розробці формалізованих описань динаміки розглянутих в статті та близьких їм по конструкції дизелів.

Список літератури

1. Концепция и Программа реструктуризации на железнодорожном транспорте Украины. – Киев: НАБЛА, 1998. – 145 с.
2. Галкин В.Г., Парамзин В.П., Четвергов В.А. Надежность тягового подвижного состава. – М.: Транспорт, 1981. – 184 с.
3. Экономическая эффективность модернизации тепловозного парка Укрзалізниці / Н.И. Сергиенко, П.С. Скалецкий // *Залізничний транспорт України*. – 1999. - № 3. – с. 16-17.
4. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания»/ Д.Н. Вырубов, С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко, и др.; Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова.– 4-е изд., перераб. И доп.– М.: Машиностроение, 1984. – 384с., ил.
5. Володин А.И. Локомотивные двигатели внутреннего сгорания. М., «Транспорт», 1978. – 239 с., ил. и табл.
6. Теория механизмов и машин: Учеб. для вузов/К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др.; Под ред. К.В. Фролова. – М.: Высш.шк., 1987. – 496 с.: ил.

Аннотация

Аналитическое описание кинематических характеристик движения поршней V-образных тепловозных дизелей

Представлено аналітичне описання кінематических характеристик движения поршней V-образных тепловозных дизелей, которое получено с использованием общих положений метода проекций замкнутого векторного контура на координатные оси.

Abstract

The analytical description kinematics of the characteristics of movement of pistons V-figurative diesel locomotive of the diesels

The analytical description kinematics of the characteristics of movement of pistons V-figurative locomotive of diesel engines is submitted which is received with use of the general provisions of a method of projections of the closed vector contour on coordinate axes.

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ПРОДУКТИВНОСТІ БАГАТОКАМЕРНОГО БІРОТОРНОГО КОМПРЕСОРУ

Мороз В.І., докт. техн. наук, Чубикало М.Б., асистент,
Логвіненко О.А., канд. техн. наук
(Українська державна академія залізничного транспорту)

Представлена методика і розрахункові формули для визначення продуктивності багатокамерного біроторного компресору при різних значеннях його конструктивних параметрів.

Постановка проблеми та аналіз останніх досліджень в напрямку її вирішення. Одною з основних вимог до сучасних транспортних засобів (ТЗ) є збільшення їх потужності, швидкохідності, надійності при зниженні матеріалоемності конструкції, обмеженні рівнів вібрації і шумності. Прагнення до найбільш повного задоволення цих вимог визначає необхідність удосконалення агрегатів, що входять до складу ТЗ. Стосовно до транспортних ТЗ до таких агрегатів можна віднести компресори, які встановлюються на усіх рухомих одиницях (локомотивах і вагонах вантажних і пасажирських поїздів, поїздів метрополітену, тролейбусах, трамваях і ін.). Це визначає актуальність робіт, що направлені на удосконалювання конструкції компресорів ТЗ.

Одним з перспективних напрямків у вирішенні цієї проблеми є заміна в ТЗ поршневих компресорів, що використовуються в наш час, компресорами роторного типу, до яких можна віднести і описаний в роботах [1,2] багатокамерний біроторий компресор (ББК).

При цьому для конструювання різних ББК необхідні розрахункові методику, що визначають зв'язок продуктивності компресору з його конструктивними параметрами.

В спеціальній літературі [3] достатньо повно описані розрахунки продуктивності найбільш близьких по принципу дії к ББК ротаційних пластинчастих компресорів. Однак, вони не можуть бути використані для розрахунку продуктивності ББК у зв'язку з сутніми відмінностями в конструкції.

Метою статті є описання розробленої авторами методики розрахунку продуктивності ББК.

На рис. 1 зображена розрахункова схема для визначення продуктивності ББК, докладний опис принципу дії і пристрою якого представлено в літературних джерелах [1,2].

Компресор має корпус 1 усередині і ексцентрично якому розташований ротор 2, що синхронно з ним обертається. Об'єм розташований між корпусом 1 і ротором 2 розділяється на герметичні камери шиберами 3. В процесі роботи корпус 1 і ротор 2 обертаються кожний відносно своїх осей обертання O і O' по відношенню один до одного розташованих зі зміщенням – з ексцентриситетом e . До основних конструктивних параметрам ББК також відносяться: D – внутрішній діаметр корпусу; d – зовнішній діаметр ротора, l – висота частин шибери

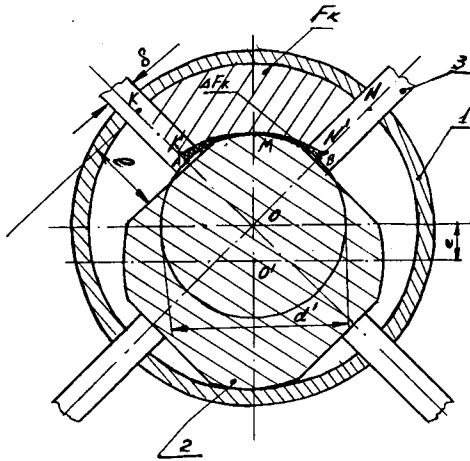


Рис. 1. Розрахункова схема для визначення продуктивності багатокамерного біроторного компресору.

люю

$$V_k = L \cdot F_k \quad (1)$$

де F_k - найбільша площа поперечного перерізу камери (заштрихована на розрахунковій схемі).

Для визначення F_k виконана додаткова побудова. З точки O проведена дуга AB радіусом OM , а з точки O' дуга $K'N'$ радіусом $O'M=d/2$. Тоді наближене значення площі F_k (буде відрізняться від дійсної на величину затемненої площі ΔF_k , яка не перевищує 3% від площі F_k) визначається різницею площин секторів OKN і $OK'N'$:

$$F_k = F_{OKN} - F_{OK'N'}$$

Площа сектора OKN визначається за формулою: $F_{OKN} = \frac{\pi D^2}{4z}$. Сектора $OK'N'$ визначається за формулою

$$F_{OK'N'} = \frac{\pi (d')^2}{4z} = \frac{\pi (D - 4e)^2}{4z},$$

де $d' = D - 4e$.

Тоді:

$$F_k = \frac{\pi}{4z} (8De - 16e^2). \quad (2)$$

Після підстановки значення F_k за формулою (2) до формули (1), отримана формула для розрахунку об'єму однієї камери:

$$V_k = \frac{2 \cdot L \cdot \pi}{z} (De - 2e^2). \quad (3)$$

Тоді для розрахунку об'єму «всмоктування» компресора за один оборот

ра, що виходять з пазів; δ - товщина шибера; L - довжина циліндра компресора; Z - кількість камер (співпадає з кількістю шиберів).

Співвідношення розмірів основних параметрів вибирають конструктивно у відповідності з вимогами працездатності, компактності і міцності елементів при заданій продуктивності ББК. При цьому за рахунок варіювання кількістю камер можна змінювати ступінь підвищення тиску в компресорі.

У відповідності з розробленою методикою повний об'єм однієї камери компресора визначається за форму-

може бути використана формула:

$$V = V_{\kappa} \cdot z = 2 \cdot L \cdot \pi \cdot (De - 2e^2). \quad (4)$$

При розрахунку необхідно враховувати об'єм, що займається шиберами $V_{ш}$

$$V_{\text{полн}} = V - V_{ш}; \quad (5)$$

$$V_{ш} = S_{ш} \cdot z \cdot L, \quad (6)$$

де $S_{ш}$ - площа поперечного перерізу шибера.

Наприклад, при товщині шибера рівній величині e

$$S_{ш} = 2e^2. \quad (7)$$

Продуктивність визначається за формулою:

$$Q = V_{\text{полн}} \cdot n. \quad (8)$$

З використанням розробленої методики виконаний розрахунок ББК з орієнтиром на забезпечення продуктивності $0,42 \text{ м}^3/\text{мин}$, що відповідний до поршневого компресору ЭК-4, обороти якого – 384 об/хв . Такі компресори приводяться до дії від електродвигуна з частотою обертання 1500 об/хв через редуктор з передаточним числом $3,9$.

С урахуванням того, що в ББК відносна швидкість елементів, що взаємно труться, нижче, ніж в поршневих компресорах, робоче число його обертів можна підвищувати. Наприклад, убравши редуктор. При цьому частота обертання ББК буде дорівнювати частоті обертання електродвигуна, т.е. $n = 1500 \text{ об/хв}$ і редуктор привода відсутній.

Для такого варіанта ББК отримані наступні значення конструктивних параметрів, $e = 1,25 \text{ мм}$, $D = 120 \text{ мм}$, $L = 82 \text{ мм}$, $S_{ш} = 312,5 \text{ мм}^2$.

Розрахунки по формулам 1...8 підтвердили одержання заданої продуктивності $Q = 0,42 \text{ м}^3/\text{мин}$, а габаритні розміри компресора дорівнюють $200 \times 200 \times 220$.

Отримані габаритні розміри ББК набагато менші у порівнянні з компресором ЭК-4 ($520 \times 580 \times 440$).

Висновки і рекомендації з подальшого використання. Описана в статті методика і розрахункові формули дозволяють визначити продуктивність ББК при різних значеннях конструктивних параметрів. Вони можуть бути рекомендовані для використання в проектно-конструкторських розробках нових багатокамernih біроторних компресорів для транспортних технічних засобів.

Список літератури

1. Мороз В.І., Чубикало М.Б., Братченко О.В. Нова конструкція компресорів для технічних засобів транспорту //Довговічність, надійність, працездатність деталей рухомого складу залізниць та спеціальної залізничної техніки // 36. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2004. – Вип. 61. – С. 8-12.
2. Пат. 43282 А Україна, МПК 7 F02B53/00, F01C1/00, F04C2/00, F04C18/00.Роторна машина Чубикала М.Б. (варіанти) / Чубикало М.Б. (Україна). - №2001064078; Заявл.14.06.2001; Опубл. 15.11.2001, Бюл. №10.

– 10 с.

3. Страхович К.И., Френкель М.И., Кондряков И.К., Фис В.Ф. “Компрессорные машины”. М.: Государственное издательство торговой литературы, 1961. – 455с.
4. Киселев В.В., Меренцев С.П., Шелест П.А. Компрессоры локомотивов. М.: Машиностроение, 1965. – 335 с.
5. Гидравлические машины. Респ.межвед.темат.науч.-техн.сборник. Вып.11. Харьков: «Вища школа», 1977. – 139 с.

Аннотация

Методика расчёта продуктивности многокамерного бироторного компрессора

Представлена методика и расчётные формулы для определения продуктивности многокамерного бироторного компрессора при разных значениях его конструктивных параметров.

Abstract

Technique of account of efficiency multichamber birotornogo of the compressor

The technique and settlement formulas for definition of efficiency multichamber birotornogo of the compressor is submitted at different values of his design data.

РАЗРАБОТКА СТЕНДОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ВОССТАНОВЛЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ТРАКТОРА Т-150К

Сайчук А.В., аспирант

*(Харьковский национальный технический университет
сельского хозяйства им П. Василенка)*

В работе был проведен анализ стендового оборудования для испытания деталей шлицевых соединений трактора Т-150 К. Предложены варианты испытаний шлицевого соединения первичный вал КПП – вал муфты сцепления.

Для экспериментальных исследований и испытаний восстановленных деталей шлицевых соединений трактора Т-150К изготовлен стенд, который воспроизводит работу этого узла наиболее приближенного к условиям эксплуатации.

Этот стенд использован для оценки износостойкости шлицевого соединения первичного вала КПП с валом муфты сцепления.

Устройство стенда следующее. Шлицевая втулка закреплена на планшайбе, вал которой свободно поворачивается в опорах и соединен зубчатой реечной передачей с узлом нагружения крутящим моментом. Шлицевой вал соединен с втулкой вторым концом с основанием через соединительную компенсирующую муфту.

Стенда для испытаний шлицев вала привода показан на рис.1. На реле S в опорах 12, 17 помещен испытуемый вал 16. Опора 17 не подвижная и жестко соединена с рамой стенда. В опоре закреплена втулка, внутри которой нарезаны шлицы, в зацепление с которыми входят шлицы испытуемого восстановленного вала.

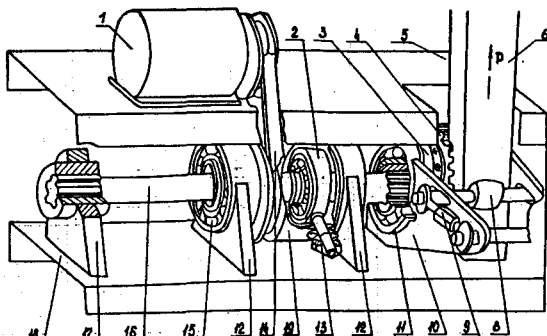


Рис. 1. Стенд для испытания шлицевых соединений (вала привода трактора Т-150 К): 1-электродвигатель; 2-подшипник эксцентрика; 3-шлицевой фланец; 4-зубчатая шестерня; 5, 18-рама стенда; 6-рейка; 7-ГРМ; 8-ролик; 9-сгонная муфта; 10-кронштейн; 11, 15-подшипник; 13-винт; 14-ремень; 16-испытуемый вал; 17-опора; 19-барабан.

шлицы, в зацепление с которыми входят шлицы испытуемого восстановленного вала.

Вторая опора – подвижная, представляет собой узел, состоящий из двух кронштейнов, в которых установлены подшипники 11. Во внутреннюю обойму подшипников запрессованы фланцы. По внутреннему их диаметру нарезаны шлицы. Оба фланца и, установленное между ними зубчатое колесо 4 соеди-

нены между собой четырьмя болтами. Испытуемый вал входит своими шлицами в зацепление со шлицами одного из фланцев. Зубчатое колесо 4 находится в зацеплении с рейкой 6. Зацепление регулируется компенсирующим устройством, находящимся на опоре 10. Посредством ролика 8, который перемещается сгонной муфтой 9, рейка 6 прижимается к зубчатому колесу 4 и тем самым обеспечивается безззорное зацепление. Второй конец рейки закреплен жажимами подвижной траверсы стандартной испытательной машины типа ГРМ-1. При передвижении траверсы, рейка поворачивает зубчатое колесо, усилие передается через четыре болта на фланцы, которые закручивает испытуемый вал.

Для имитации радиальной силы предусмотрены эксцентриковые устройства, которое представляет собой барабан 19, установленный в двух подшипниках 15 на двух опорах 12 и, приводимый во вращение электродвигателем 1.

Радиальная сила, действующая на вал, возникает при радиальном смещении подшипника 2. Подшипник установлен на шейке испытуемого вала 16.

Радиальное смещение подшипника регулируется посредством гайки, которая навинчена на винт 13, сжимает пружины, опирающиеся на барабан 19, и перемещает винт относительно барабана 19 в радиальном направлении, тем самым нагружает испытуемый вал поперечной нагрузкой.

Тарельчатые пружины установлены для обеспечения постоянства радиальной силы. Эта сила за счет вращения барабана обгоняет вал, таким образом, является циклически изменяющейся величиной.

является циклически изменяющейся величиной.

На рис.2 представлена кинематическая схема станда для испытания шлицевых соединений. Стенд имеет два основных узла: нагружения испытуемого шлицевого соединения крутящим моментом и обеспечивающий смещение осей испытуемых валов относительно друг друга.

Вал муфты сцепления 11 имеет две точки опоры. Шлицевым концом он помещен в диск, закрепленный на опоре 12, которая установлена на раму станда. Диск крепится на четырех

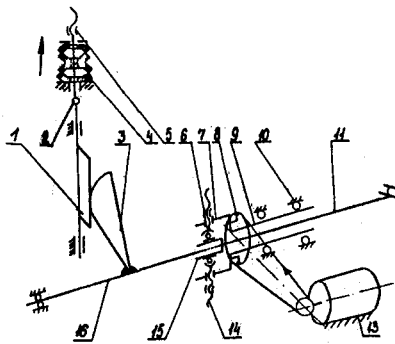


Рис. 2. Принципиальная схема станда для испытания шлицевых соединений.

стандах с резиновыми втулками, позволяющими совершать диску некоторое перемещение. Шлицы другого конца вала муфты сцепления находятся в зацеплении со шлицами первичного вала КПП 16.

На свободный конец первичного вала КПП 16 одет подшипник, находящийся в опоре рамы. Между подшипником 17 и ребром рамы станда помещено упругое кольцо. Между подшипником 17 и испытуемым шлицевым соединением 15 на валу 16 находится шестерня 3, перемещающаяся по шлицам первичного вала КПП 16. В зацеплении с шестерней находится рейка 1, шарнирно соединенная со стержнем 2, на котором находится пружина 4. Стержень 2 проходит через раму станда. Пружина 4, находящаяся на стержне, одним концом

упирается на раму стенда, а на другой конец ее воздействует гайка 5, закручиваемая на стержень. При закручивании гайки на стержне, последний движется относительно рамы вверх, ведя за собой рейку, которая посредством шестерни 3 закручивает вал КПП 15.

Таким образом, соединение получает нагрузку крутящим моментом.

Испытуемое шлицевое соединение помещено в трубу 7, находящуюся в опоре, прикрепленную к раме стенда. На той части трубы 7, которая выходит из барабана, помещен шкив 8. В банке нарезана резьба. При закручивании в банку болта 14, головкой опирающегося на трубу 7, ось обоймы подшипника смещается, увлекая за собой вал муфты сцепления с оси первичного вала КПП. При смещении обоймы смещается с оси вал муфты сцепления 11 крутящим моментом; связью 14 обеспечивается перекося осей валов, образующих испытуемое шлицевое соединение и включает электродвигатель 13.

Под действием нагрузок и перемещений, имеющих место в эксплуатации и воспроизведенных на стенде, шлицы испытуемого первичного вала КПП 16 перемещаются в шлицах вала муфты сцепления 11 в пределах радиального зазора и, таким образом, обеспечивается имитация работы шлицевого соединения.

Результаты стендовых испытаний первичного вала КПП трактора Т – 150 К.

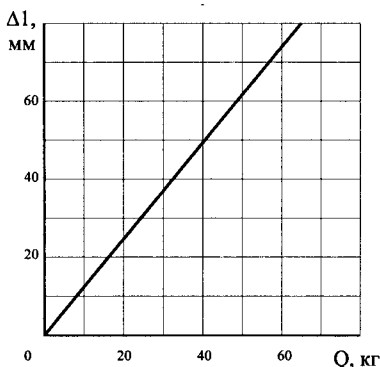


Рис. 3. Тарировочный график зависимости вала от приложенной нагрузки.

эффективный коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между парами шлицев $\psi=0,7...0,9$; $[\sigma_{см}]$ - среднее контактное давление в соединении при $\psi=0,75[\sigma_{см}]=11,02$ МПа.

$$M_{кр}=0,5 \cdot 8,1 \cdot 32 \cdot 0,5 \cdot 2,6 \cdot 0,75 \cdot 110,17=1420 \text{ Нм.}$$

Для создания крутящего момента 1420 Нм к рейке необходимо приложить силу $P_{ст}=157,8$ Н. Для обеспечения возможности непосредственного сравнения результатов различных стендовых и эксплуатационных испытаний целесообразно нагружать испытуемое соединение крутящим моментом $M_{кр}=562$ Нм, равным номинальному моменту трактора Т-150 К.

Для обеспечения ускоренных испытаний необходимо подобрать комплекс нарушающих усилий таким образом, чтобы время испытаний было минимальным, но в тоже время выбранные нагрузки ни привели бы к разрушению вала, не характерному для условий эксплуатации. Для этого определен крутящий момент, соответствующий пределу усталости на испытуемого вала. Его оценивали по зависимости:

$$M_{кр} = 0,5 D_{ср} z h l \psi [\sigma_{см}] \quad (1)$$

где $D_{ср}$ - средний диаметр соединения, $D_{ср} = 0,81$ м; z - число зубьев $z = 32$; h - рабочая глубина захода; l - длина зацепления, $l = 0,028$ м; ψ - условный коэффициент,

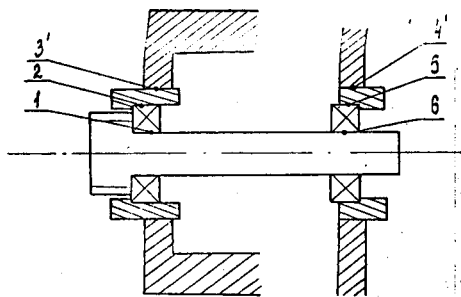


Рис. 4. Схема установки вала.

Для определения угла перекоса, который нужно установить на стенде, необходимо определить действительный максимальный угол, который имеет место в этом соединении. Поэтому производится следующий анализ по чертежам завода изготовителя – ХТЗ. Первичный вал КПП вращается в двух шариковых подшипниках. Шариковые подшипники смонтированы в стальных стаканах, установленных в расточках передней стенки и промежуточной перегородки картера коробки передач.

От осевых перемещений первичный вал фиксируется стопорением передних подшипников в стаканах, а также в расточках передней стенки картера и промежуточной перегородки.

Размер вала под передний подшипник 1. (рис. 4) – $\varnothing 65^{+0,023}_{+0,003}$ (чертеж 150.

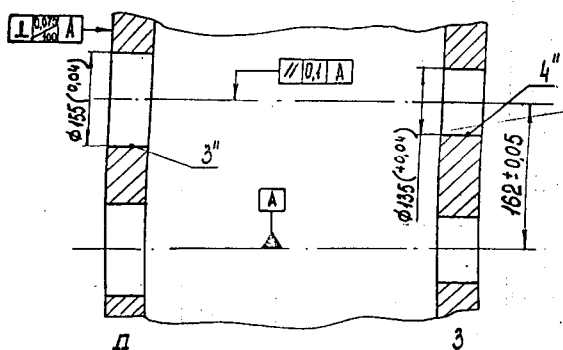


Рис. 5. Часть корпуса коробки передач.

37. 104. - 2А). Стакан под этот подшипник выполнен также с допуском 2 (рис. 4) – $\varnothing 140\text{П}^{+0,027}_{-0,014}$ (чертеж 150.37.113). Стакан выполнен по размеру $3^\circ \varnothing 155^{+0,027}_{-0,027}$ (рис. 4) – посадочное место в корпусе. Отверстие в корпусе под передний стакан 3" (рис. 5) выполнено с допусками $\varnothing 155^{+0,04}$.

Таким образом, суммируя данные допуски ($1+2+3^\circ+3''$ на рис. 4, 5) получим возможную несоосность, равную 0,137 мм.

Кроме того, первичный вал КПП располагается в корпусе относительно ΔA $162 \pm 0,05$ и $\text{/// } 0,1 \text{ } A$. Следовательно, возможное отклонение от оси 0,287 мм – в передней опоре вала. Просуммируем данные допуски, обозначая индексом место сопряжения

$$0,023^1 + 0,027^2 + 0,027^3 + 0,04^3 + 0,05^3 + 0,1 = 0,287 \text{ мм.}$$

Плоскость поверхности корпуса коробки передач, соприкасающегося с плоскостью проставочного корпуса, выполнена $\text{—|—} 0,075/100 \text{ } A$, что может увеличить перекос на величину 0,116 мм, то есть в сумме получим $0,287 + 0,116 = 0,403$ мм.

Размер под заданный подшипник 3 (рис. 4) первичного вала $6 - \varnothing 55^{(+0,023)}_{(+0,003)}$ (чертеж 150.37.115). Стакан 5 этого подшипника выполнен с допусками $-\varnothing 120^{(+0,023)}_{(-0,012)}$.

Посадочное место стакана в корпусе 4° выполнено по размеру $\varnothing 155_{-0,027}$.

Отверстие в корпусе 4" под задний стакан (чертеж 150.37.42) выполнено $\varnothing 135^{(+0,04)}$. Максимальная несоосность в этом месте 0,125 мм. Стакан (чертеж 151. 37. 102 – 1) выполнен $\begin{array}{|c|c|c|} \hline \diagdown & 0,05 & \text{AB} \\ \hline \end{array}$ - 0,125+0,05=0,175.

С первичным валом КПП шлицами соединен вал муфты сцепления (чертеж 151.21.214.-4) под проставочный корпус $\varnothing 160 \text{ C}_{(-0,027)}$. Отверстие под стакан в проставочном корпусе (чертеж 151.21.256-4) $-\varnothing 160\text{A}^{(+0,04)}$. Отверстие под стакан в корпусе муфты сцепления $\varnothing 160\text{A}^{(+0,04)}$. Таким образом, возможный перекос в этом месте составит $0,027+0,04=0,067$ мм. Корпус муфты сцепления (чертеж 151.21.201-3) расположен относительно оси $\begin{array}{|c|c|c|} \hline \perp & 0,04 & 28 \\ \hline \end{array}$, что дает возможное отклонение от оси вала на 0,018 мм ($0,067+0,018=0,085$ мм) и $\begin{array}{|c|c|c|} \hline \diagdown & 0,161 & \text{P} \\ \hline \end{array}$ еще на 0,16 ($0,085+0,16=0,245$ мм).

По чертежу 151.21.256-4 - $\begin{array}{|c|c|c|} \hline \diagdown & 0,16 & \text{M} \\ \hline \end{array}$, $\begin{array}{|c|c|c|} \hline \perp & 0,1 & \text{M} \\ \hline \end{array}$, $\begin{array}{|c|c|c|} \hline \text{┌} & 0,05 & \text{M} \\ \hline \end{array}$, что увеличивает отклонения от оси еще на 0,31 мм, а всего на ($0,395\text{мм} + 0,31\text{мм}$) 0,705 мм. Всего максимальное отклонение характеризуется величиной равной ($0,705+0,05+0,015=0,785$). Отверстие в проставочном корпусе под стакан передней опоры имеет отклонение 0,04 мм. Стакан имеет отклонение 0,027 мм.

Проставочный корпус (чертеж 151.21.256-4) устанавливается относительно КПП $\begin{array}{|c|c|c|} \hline \diagdown & 0,16 & \text{M} \\ \hline \end{array}$, $\begin{array}{|c|c|c|} \hline \perp & 0,1 & \text{H} \\ \hline \end{array}$, $\begin{array}{|c|c|c|} \hline \text{┌} & 0,05 & \text{H} \\ \hline \end{array}$. Стакан (чертеж 151. 31. 102-1) $\begin{array}{|c|c|c|} \hline \diagdown & 0,05 & \text{AB} \\ \hline \end{array}$ и $\begin{array}{|c|c|c|} \hline \diagdown & 0,05 & \text{A} \\ \hline \end{array}$ - всего на 0,1 мм допускается отклонение.

По чертежу 151.21.214-4 в шлицах М вала муфты сцепления допускается $\begin{array}{|c|c|c|} \hline \diagdown & 0,16 & \text{D} \\ \hline \end{array}$, - что определяет отклонения от оси на 0,16 мм.

Радиальный зазор в подшипниках составляет $\approx 0,04$ мм. На рис. 6 изображена схема положения соединяемых валов при наличии всех вместе перечисленных отклонений. На схеме цифрами обозначены значения величины отклонения.

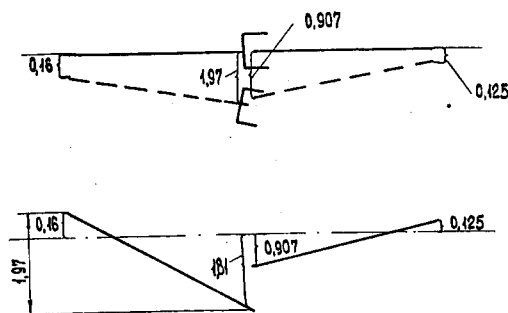


Рис. 6. Схема величин отклонений от оси элементов исследуемого соединения.

Таким образом, максимальная несоосность $0,125+0,16+ 0,907+0,04=1,24$ мм, что соответствует углу перекоса 0,0061 рад. Таким образом, выбираем следующий режим нагружения:

- крутящий момент $M=560$ Нм;
- угол перекоса осей испытываемых валов $\phi=0,0061$ рад.

В этом режиме плани-

руются следующие варианты испытаний шлицевого соединения первичный вал КПП – вал муфты сцепления трактора Т-150 К:

- серийное соединение без смазки;
- исследование влияния на износостойкость шлицев смазки дисульфид молибдена MoS_2 ;
- исследование влияния на износостойкость смазкоудерживающих канавок;
- исследование влияния на износостойкость поверхности шлицев после лазерного термоупрочнения.

В связи с тем, что введение смазки в шлицевое соединение не желательно, следует применять уплотнительные устройства.

Применение предложенного метода испытаний позволит оценить работоспособность выбранной технологии восстановления шлицевых валов.

Анотація

Розробка стендового устаткування для експериментального дослідження відновлених деталей шліцьових з'єднань трактора Т-150К

В роботі був проведений аналіз стендового устаткування для випробування деталей шліцьових з'єднань трактора Т-150 К. Запропоновані варіанти випробувань шліцьового з'єднання первинний вал КПП – вал муфти зчеплення.

Abstract

Development of stand equipment for experimental research of recovered details of shlitsevih halving of tractor T-150K

In work the analysis of the bench equipment for test of details shlitsevih connections of tractor T-150 K. Are offered variants of tests shlitsevogo connections a primary shaft of a check point – billow of muff of coupling.

РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С УЧЕТОМ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ СМАЗКИ

Клименко Н.П., инженер, Никитенко Ю.Д., инженер

(Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. П.Василенко, Лозовский кузнечно – механический завод)

Статья посвящена расчетам передач конических с круговым зубом. В существующих расчетах передач конических с круговым зубом не учитываются гидродинамические показатели масла. В расчетах с учетом нагрузки, температуры, шероховатости учитываются соответствующие гидравлические параметры применяемой смазки и определяются показатели прочности зубчатых передач, которые позволяют более точно выполнить расчеты передачи в реальных условиях.

В условиях усиливающейся конкуренции необходимы инструменты, обеспечивающие ускорение разработки и вывода на рынок новой продукции. Нарастающая скорость и качество работы, необходим переход от внедрения отдельных рабочих мест САПР к автоматизации подразделений и далее — к организации единого информационного пространства. Компания АСКОН (г. Москва) предоставляет своим заказчикам мощный комплекс корпоративного уровня. При этом решаются следующие задачи: разработка конструкторской документации; создание подлинников и дубликатов, согласно ГОСТ 2.501-88; интеграция с КД других заводов; создание 3D моделей деталей и узлов; инженерный анализ конструкции деталей и узлов.

Расчет геометрии зубчатых передач с круговыми зубьями выполняется в соответствии с ГОСТ 19326-73 [1]. В инженерном приложении Компас SHAFT 3D также как и в ГОСТ 19326-73 не учитывают распределение смазки по криволинейной поверхности зубьев. В этих расчетах отсутствует учет нагрузки, температуры, шероховатости и соответствующие гидравлические параметры применяемой смазки, которые определяют показатели прочности и долговечности зубчатых передач.

Расчеты геометрических параметров шестерен главных передач с круговыми зубьями на основе контактно-гидродинамического подхода позволяет не только учитывать полную картину распределения нагрузки на поверхности контактирующих зубьев, но и при заданных геометрических и нагрузочных параметрах, скоростных комплексов показателей и комплексов вязкости определить толщину смазочного слоя и оценить вид смазки [3,4].

Из расчета геометрии конических передач с круговыми зубьями [1, 2] получают следующие параметры α_n - число зубьев вала, β_n - число зубьев колеса, m_{tz} - внешний торцевой модуль зубьев, b - ширина зубчатого венца, α_n - угол профиля зубьев, β_n - средний угол наклона спирали зубьев, x_n - коэффициент высотной коррекции зубьев, x_τ - коэффициент широтной коррекции зубьев, d_o -

диаметр зуборезной головки, w - развод резцов зуборезной головки, h_{11} - высота ножки зуба вала в расчетном сечении, h_{12} - высота ножки зуба колеса в расчетном сечении, L_o - среднее конусное расстояние, ε_{Σ} - суммарный коэффициент перекрытия зубьев. При чистовой обработке поверхностей зубьев вала и колеса определяют: R_1 - шероховатость рабочих поверхностей зубьев вала, R_2 - шероховатость рабочих поверхностей зубьев колеса.

Определим производящие радиусы r_k r_u контактирующих поверхностей в зависимости от степени локализации зоны касания F_{np} по формулам:

$$r_{SH1} = r_{SB2} + \Delta r_S, \quad (1)$$

где Δr_S - радиусная поправка;

$$\Delta r_S = 0,5d_0 \left(\frac{1,5d_0 \cos \beta_n}{F_{np} \% b} \right). \quad (2)$$

Рассматривая зацепления в главной передаче, в зависимости от направления вращения, вогнутые стороны зубьев шестерни могут контактировать с выпуклыми сторонами зубьев колеса, или, наоборот, выпуклые стороны зубьев шестерни с вогнутыми сторонами зубьев колеса.

Главные кривизны k_{zn} и угол между касательной к координатной линии зуба и касательной к продольной линии зуба в полюсе зацепления θ_m определяем по формулам

$$k_{1zn.k} = \frac{\pm i \cdot \sin \alpha_o \cdot \cos \alpha_o \cdot L_o + (\cos^2 \beta_o + \sin^2 \alpha_o \cdot \sin^2 \beta_o) \cdot r_k}{2 \cdot L_o \cdot r_k \cdot i \cdot \sin \alpha_o} \pm \sqrt{\frac{\cos^2 \alpha_o}{4 \cdot r_k^2} + \frac{(\cos^2 \beta_o + \sin^2 \alpha_o \cdot \sin^2 \beta_o)^2}{4 \cdot \sin^2 \alpha_o \cdot L_o \cdot i^2} \pm \frac{\operatorname{ctg} \alpha_o (\cos^2 \beta_o + \sin^2 \alpha_o \cdot \sin^2 \beta_o)}{2 \cdot L_o \cdot r_k \cdot i}}. \quad (3)$$

где α_o - угол зацепления; β_o - угол спирали в полюсе P_o ; L_o - средняя точка образующей делительного конуса, мм; i - передаточное число; r_k - производящий радиус резцов для колеса; r_u - производящий радиус резцов для шестерни.

Первая главная кривизна - меньшая по модулю. Главные кривизны для поверхностей зубьев шестерни определяются по формуле

$$k_{1zn.u} = \frac{\pm \sin \alpha_o \cdot \cos \alpha_o \cdot L_o + (\cos^2 \beta_o + \sin^2 \alpha_o \cdot \sin^2 \beta_o) \cdot r_u \cdot i}{2 \cdot L_o \cdot r_u \cdot \sin \alpha_o} \pm \sqrt{\frac{\cos^2 \alpha_o}{4 \cdot r_u^2} + \frac{(\cos^2 \beta_o + \sin^2 \alpha_o \cdot \sin^2 \beta_o)^2}{4 \cdot \sin^2 \alpha_o \cdot L_o \cdot i^2} \pm \frac{\operatorname{ctg} \alpha_o (\cos^2 \beta_o + \sin^2 \alpha_o \cdot \sin^2 \beta_o)}{2 \cdot L_o \cdot r_u \cdot i}}. \quad (4)$$

Коэффициент перераспределения усилия между несколькими парами зубьев при многопарном контакте определим по формуле:

$$C_{Hn} = \frac{\varepsilon_z^3}{\varepsilon_z^3 + 2 \sqrt{(\varepsilon_z^2 - 4)^3}}. \quad (5)$$

При $\varepsilon_z \leq 2$ принимаем $C_{Hn}=1$. С помощью коэффициента n' определяем коэффициенты параметров Герцевского контакта:

$$n' = \frac{\sqrt{(k_{12лш} - k_{22лш})^2 \cdot (k_{12лк} - k_{22лк})^2 + 2 \cdot (k_{12лш} - k_{22лш}) \cdot (k_{12лк} - k_{22лк}) \cdot \cos 2\Theta_{1л}}}{\Sigma k_{2л}},$$

где $\Sigma k_{2л}$ - сумма главных кривизн $k_{12лк}$, $k_{22лк}$, $k_{12лш}$, $k_{22лш}$ боковых поверхностей зубьев колеса и шестерни в точке их контакта; Θ - угол между первыми главными направлениями поверхностей зубьев колеса и шестерни в точке их контакта.

Этот угол определяется по формуле

$$\Theta_{1л} = \pm (\Theta_{12лш} - \Theta_{12лк}), \quad (6)$$

$\Theta_{12лш}$ - угол между первым главным направлением поверхности зуба шестерни и направлением координатной линии; $\Theta_{12лк}$ - угол между первым главным направлением поверхности зуба колеса и направлением координатной линии; знак "+" - для случая контакта выпуклой стороны зуба шестерни с вогнутой стороной зуба колеса (вариант А); знак "-" - для случая контакта вогнутой стороны зуба шестерни с выпуклой стороной зуба колеса;

$$\text{где } \Theta_{12лш} = \arctg \frac{\sqrt{E_u G_u - F_u^2} \cdot (G_u \cdot k_{12лш} - N_u)}{(M_u G_u - N_u)}, \quad (7)$$

$$\Theta_{12лк} = \arctg \frac{\sqrt{E_k G_k - F_k^2} \cdot (G_k \cdot k_{12лк} - N_k)}{(M_k G_k - N_k)}. \quad (8)$$

Величины a_3 и b_3 находятся по формулам [98, 99, 156]

$$a_3 = n_a \sqrt{\frac{3 \cdot \mu_{уп} \cdot P_n}{2 \cdot \Sigma k_{2л}}}, \quad (9)$$

$$b_3 = n_b \sqrt{\frac{3 \cdot \mu_{уп} \cdot P_n}{2 \cdot \Sigma k_{2л}}}. \quad (10)$$

Величина мгновенного упругого сближения мы определим по формуле

$$\delta = \frac{n_\delta}{2} \sqrt{\frac{9}{4} \eta_{уп}^2 \cdot \Sigma k_{2л} \cdot P_n} \quad (11)$$

Коэффициенты для определения параметров Герцевского контакта – контактных напряжений (n_a , n_b) и сближений (n_δ) находятся из полиномов, полученными нами с помощью метода наименьших квадратов. При $0,9731 < n' < 0,9897$

$$n_a = -99373,587 + 456583,723 \cdot n - 618002,854 \cdot n^2 + 260783,779 \cdot n^3, \quad (12)$$

$$n_b = -115,439210 + 160,943839 \cdot n + 28,711409 \cdot n^2 + 73,214024 \cdot n^3 + 101,900309 \cdot n^4 - 201,476176 \cdot n^5 + 98,78306 \cdot n^6, \quad (13)$$

$$n_\delta = -22,428887 - 19,045967 \cdot n + 78,982396 \cdot n^2 + 1,8192999 \cdot n^3 - 39,044581 \cdot n^4. \quad (14)$$

При $0,9897 < n' < 0,9994$

$$n_a = -12267,552 + 6009,6004 \cdot n + 9163,45125 \cdot n^2 - 887,493909 \cdot n^3 + 14362,189 \cdot n^4 - 2604,1676 \cdot n^5 - 7098/63273 \cdot n^6 - 3224,0869 \cdot n^7 - 17600,473 \cdot n^8 + 1019,024119 \cdot n^9, \quad (15)$$

$$n_b = -215,57155 + 105,965031 \cdot n + 198,588041 \cdot n^2 + 167,954666 \cdot n^3 - 256,767357 \cdot n^4, \quad (16)$$

$$n_\delta = 864,406459 - 3900,585 \cdot n + 5242,72444 \cdot n^2 - 2206,36936 \cdot n^3 \quad (17)$$

Для вычисления максимальных контактных напряжений σ_{max} и величины a_3, b_3, δ для полюса зацепления P_o , используют формулу для вычисления главных кривизн поверхностей зубьев колеса [2].

При этом вычисления максимальных контактных нормальных напряжений проводили по обобщенной формуле Герца

$$\sigma_{max} = \frac{1}{\lambda n a n b} \sqrt{\frac{3}{2} \left(\frac{\sum k_z}{\eta_{ynp}} \right)^2 P n C_{Pn}}. \quad (18)$$

Задача контактно-гидродинамического расчета состоит в обеспечении надежной жидкостной смазки зубьев. Надежность такой смазки зависит от несущей способности масляного слоя. Выполнение контактно-гидродинамического расчета требует решения двух задач: а) гидродинамической (рассматриваются условия течения вязкой жидкости, условия создания повышенного давления в слое этой жидкости перед входом в зазор между двумя поверхностями); б) контактной (рассматривается упругая деформация этих поверхностей зубьев под влиянием внешней нагрузки). Обе задачи решаются в данной работе с использованием формулы

$$h_0 = \frac{2,97 \mu_0^{0,75} n^{0,6} v_{\Sigma \perp \Theta m}^{0,75}}{\sigma_{km}^{0,15} b_k^{0,15} k_{np \perp \Theta m}^{0,4}}, \quad (19)$$

где h_0 - толщина масляного слоя в центре эллипса мгновенного упругого контакта, м.

Таблица 1

Зависимость вида смазки от коэффициента h .

Смазка	Граничная	Близкая к жидкостной	Почти жидкостная	Полностью жидкостная
h	менее 1,5	1,5 - 3	3 - 4	4

Если подбирается сорт масла, для соответствующего режима работы, расчет ведется по модифицированной формуле

$$\mu^{0,75} n^{0,6} = \frac{0,3377 \cdot \lambda \cdot R' a \cdot \sigma_{max}^{0,15} \cdot b_3^{0,15} \cdot k_{np \perp V_0}^{0,4}}{V^{0,75} \Sigma \perp \Theta m}. \quad (20)$$

Учитывая выражение (11) для максимального напряжения получим окончательно выражение для максимальной нагрузки P_{max} :

$$P_{max} = \left(\frac{k_{зк} \cdot k_{вяз} \cdot k_{скор}}{\lambda \cdot R'_a} \right)^{10} \cdot \frac{3,5465 \cdot n_a^{0,5} \cdot \eta_{ynp}^{0,5}}{\Sigma k_{зл}^{0,5} \cdot k_{дин}^{1,5} \cdot C_{Pn}}. \quad (21)$$

Из формулы (16) следует: а) величина максимальной величины нагрузки в зубчатом контакте находится в прямой зависимости с вязкостью смазки. Чем больше вязкость масла - тем больше несущая способность масляного клина; б) по мере увеличения зоны взаимного контакта зубьев шестерен увеличиваются ширины площадки мгновенного упругого контакта и увеличиваются приведенные кривизны поверхностей зубьев в эффективном направлении, следовательно-

но, это есть основанием повышения предельного уровня нагрузки передачи.

Выводы: приведенная методика расчета зубчатых передач с круговыми зубьями позволяют получить значения напряженно-деформированного состояния контакта криволинейных поверхностей зубьев не только в полюсе зацепления [1, 2], а и по всей длине и высоте зубьев; кроме того, при учете величины нагрузки, температуры, шероховатости и соответствующих гидравлических параметров применяемой смазки дополнительно можно оценить: а) надежность жидкостной смазки возрастает с увеличением суммарной скорости движения контактирующих поверхностей зубьев, увеличением вязкости масла, увеличением ширины площадки мгновенного упругого контакта, увеличением приведенной кривизны поверхностей зубьев в эффективном направлении; б) для высокоскоростных зубчатых передач следует применять менее вязкое масло, для низкоскоростных - более вязкое; в) чем более тяжело нагруженной является передача, тем более вязкое масло следует применять.

Список литературы

1. ГОСТ 19326-73. Передачи конические с круговыми зубьями. Расчет геометрии.
2. Кобатов Н.Ф., Лопато Г.А. Конические колеса с круговыми зубьями. М.:Машиностроение, 1966. – 299 с.
3. Коднир Д.С. Контактная гидродинамика смазки деталей машин. – М.:Машиностроение, 1976. – 304 с.
4. Гринченко А.С., Никитенко Ю.Д. Повышение ресурса шестерен ведущих мостов трактора методами силовой обкатки.

Анотація

Розрахунок зубчатих передач з урахуванням гідродинамічних показників змащення

Стаття присвячена розрахункам передач конічних з коловим зубом. В існуючих розрахунках передач конічних з коловим зубом не враховуються гідродинамічні показники мастила. В розрахунках з урахуванням навантаження, швидкості, температури, чистоти поверхні зубчатих передач ураховуються відповідні гідралічні параметри застосованого мастила і визначаються показники міцності зубчатих передач, які дають змогу більш точніше виконати розрахунки передачі для роботи в реальних умовах.

Abstract

Calculation of tooth gearings in view of hydrodynamical parameters of greasing

Clause is devoted to calculations of transfers conic with a circular tooth. In calculations in view of loading, temperature, roughnesses are taken into account corresponding hydraulic parameters of used greasing and parameters of durability of tooth gearings which allow to execute more precisely calculations of transfer in real conditions are determined.

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ МУФТ НА ПРОЧНОСТНУЮ НАДЕЖНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ МАШИН

Гринченко А.С., канд. техн. наук, доц., Земницкий А.В., аспирант
(Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
имени Петра Василенко)

Приведены результаты теоретического исследования влияния предохранительных муфт на вероятность неразрушения элементов машин. Оценено влияние рассеивания момента срабатывания муфты на надежность при многократном действии перегрузок. Приведены графики, которые иллюстрируют влияние характеристик устройства на вероятность не разрушения защищаемых элементов после действия многократных перегрузок действующих на машину.

Основные методы обеспечения надежности элементов машин при действии кратковременных перегрузок сводятся к следующему:

- использование дешевых и легкоъемных деталей и элементов;
- проектирование с достаточным запасом прочности, учитывающим наличие случайного рассеивания прочностных характеристик и максимальных перегрузок, что может приводить к перерасходу материалов.

В связи с тем, что многие мобильные сельскохозяйственные машины работают в различных условиях и режимах нагружения, для многих из них характерно наличие экстремальной (перегрузочной) составляющей, действующей на рабочие органы машины.

Работа в нормальном режиме, который составляет большую часть срока службы, приводит к постепенному накоплению усталостных повреждений или износу. При возникновении перегрузки, которая обычно воздействует кратковременно, возможно мгновенное разрушение или недопустимая остаточная деформация. Количество таких отказов, обычно, невелико, однако они могут произойти в начальный период эксплуатации, что крайне негативно сказывается на конкурентоспособности машины.

Возникновение перегрузочных отказов в период эксплуатации обусловлено не только рассеиванием характеристик статической прочности материалов, дефектами при изготовлении деталей и монтаже узлов, но и использованием предохранительных устройств, имеющих неоптимальные параметры. Из этого следует, что повышение качественных характеристик предохранительных муфт становится в один ряд с наиболее важными задачами по повышению надежности и эффективности работы мобильных сельскохозяйственных машин, имеющих тяжелонагруженные рабочие органы.

Конструктивные особенности и методика выбора защитных устройств, а также определение их параметров изложено во многих работах [1,2,3]. Обычно [1] параметры предохранительной муфты выбирают по величине номинального момента $T_{ном}$, а также исходя из величины предельного крутящего момента $T_{пр}$.

Процесс работы машины в различных режимах нагружения может рассматриваться как случайная последовательность независимых перегрузок [4], воздействующих на элементы в случайный момент времени (рис. 1).

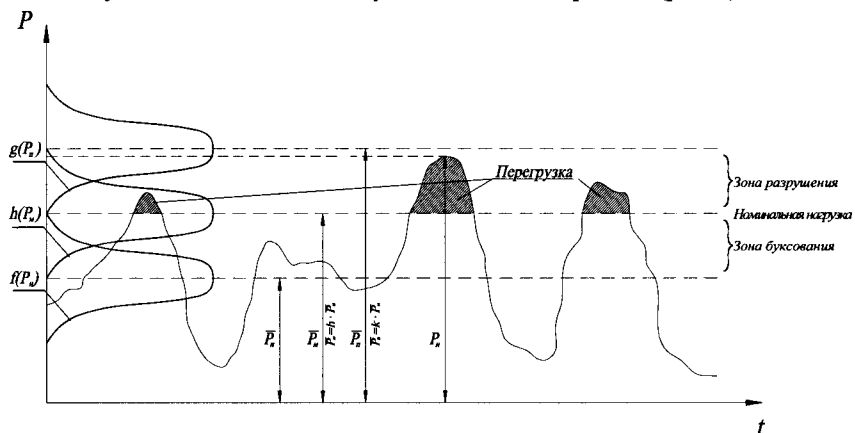


Рис. 1. Схема работы элемента с предохранительным устройством: k – коэффициент запаса прочности, h – коэффициент настройки муфты.

Будем считать известным статически неповреждающий постоянный уровень нагрузки $\bar{P}_n > 0$. Под перегрузкой будем понимать такой максимум нагрузки $P(t_i)$, при котором становится возможным статическое (однократное) разрушение или недопустимая деформация элементов $P(t_i) > \bar{P}_M$.

Обозначим $g(P_n)$ – плотность распределения прочности элемента машины, $h(P_n)$ – плотность распределения нагрузки срабатывания предохранительного устройства, т.е. предохранительной муфты, а $f(P_n)$ – плотность распределения нагрузки. Примем \bar{P}_n , \bar{P}_n и \bar{P}_n – средние величины значений распределения прочности, момента срабатывания муфты и величины нагрузки соответственно.

Согласно [5], рассматривая надежность элементов, защищаемых от перегрузок предохранительными муфтами, следует учитывать, что характеристики реальных предохранительных устройств также подвержены случайному рассеиванию. Тогда, вероятность неразрушения элементов после

воздействия m перегрузок определяется выражением $R_m = \int_0^{\infty} [F(P)]^m \cdot g(p) dP$,

которое удобно преобразовать [4] к виду

$$R_m = \int_0^1 [F_1(G)]^m dG, \quad (1)$$

где $G(P)$ – функция распределения прочности.

Если перегрузки и прочность распределены по закону Вейбулла:

$$F(P) = 1 - \exp \left[- \left(\frac{P}{a_n} \right)^{\epsilon_n} \right], \quad G(P) = 1 - \exp \left[- \left(\frac{P}{a_n} \right)^{\epsilon_n} \right]$$

то выражение функции $F_1(G)$ имеет вид $F_1(G) = 1 - (1 - G)^{\alpha [-\ln(1 - G)]^{\beta - 1}}$, где

$$\alpha = \left(\frac{a_n}{a_n} \right)^{\epsilon_n} \quad \text{и} \quad \beta = \frac{\epsilon_n}{\epsilon_n}.$$

В инженерной практике степень рассеивания нагрузки и прочности оценивается коэффициентами вариации ν_n и ν_m , соответственно. Параметры распределений нагрузки и прочности ϵ_n и ϵ_m однозначно определяются [6] величинами ν_n и ν_m :

$$\epsilon \cong \frac{1,126}{\nu} + \frac{0,011}{\nu^2} - 0,137.$$

Будем считать, что известна функция распределения $H(P)$ нагрузки срабатывания предохранительного устройства, т.е. перегрузки, при которой предохранительным устройством «отключается» элемент от источника нагружения. Тогда вероятность неразрушения элемента, защищенного предохранительным устройством, может быть определена из выражения [5]:

$$R_m = \int_0^1 [F(P) + H(P) - F(P) \cdot H(P)]^m \cdot g(P) dP$$

или, аналогично (1) по формуле

$$R_m = \int_0^1 [F_1(G) + H_1(G) - F_1(G) \cdot H_1(G)]^m dG. \quad (2)$$

Функцию распределения нагрузки срабатывания предохранительного устройства удобно задать:

$$H(P) = 1 - \exp \left[- \left(\frac{P}{a_m} \right)^{\epsilon_m} \right].$$

Тогда выражение для $H_1(G)$ имеет вид:

$$H_1(G) = 1 - (1 - G)^{\alpha_1 [-\ln(1 - G)]^{\beta_1 - 1}}$$

где $\alpha_1 = \left(\frac{a_n}{a_m} \right)^{\epsilon_m}$ и $\beta_1 = \frac{\epsilon_m}{\epsilon_n}$.

Коэффициент запаса прочности можно задать следующими выражениями

$$\alpha_1 = \left[\frac{\kappa \cdot \Gamma \left(1 - \frac{1}{\epsilon_n} \right)}{h \cdot \Gamma \left(1 + \frac{1}{\epsilon_n} \right)} \right]^{\epsilon_n}, \quad \alpha = \left[\frac{\kappa \cdot \Gamma \left(1 + \frac{1}{\epsilon_n} \right)}{\Gamma \left(1 + \frac{1}{\epsilon_n} \right)} \right]^{\epsilon_n}$$

где $\kappa = \frac{\overline{P_n}}{P_n}$ - определяет коэффициент запаса прочности, $h = \frac{\overline{P_m}}{P_n}$ - коэффициент

настройки муфты.

Для анализа параметров предохранительных муфт существующих конструкций воспользуемся коэффициентом точности ограничения нагрузки $\gamma_{т.ч.}$:

$$\gamma_{т.ч.} = \frac{T_{max}}{T_{min}},$$

где T_{max} и T_{min} – наибольший и наименьший крутящий момент, при которых возможно срабатывание муфты.

Исходя из справочных данных [1] чем ближе $\gamma_{т.ч.}$ к единице, тем выше надежность срабатывания муфты, тем выше её качество. Хотя в муфтах с разрушающимися элементами $\gamma_{т.ч.} > 1$, вследствие отклонений в размерах и механических свойствах материала разрушающегося элемента. Из-за непостоянства сил трения в сухих дисковых фрикционных муфтах в расчетах принимают $\gamma_{т.ч.} \approx 2,5$, в масляных - $\gamma_{т.ч.} \approx 1,5$. Учитывая непостоянство жесткости пружин и сил трения в пружинно кулачковых муфтах, в расчетах принимают $\gamma_{т.ч.} \approx 1,25 \div 1,5$.

Обычно рекомендуют принимать [1, 3] отношение момента срабатывания муфты к номинальному моменту (наибольший момент, необходимый для работы) равен $h=1,25$. Величина данного параметра зачастую необоснованна, при этом погрешность срабатывания муфты и запас дают недостаточные гарантии по защите элементов, что отрицательно сказывается на работе машины.

Для определения поведения муфт после некоторого числа перегрузок воспользовавшись методом расчета [5] и справочными данными [1] можно проанализировать параметры работы муфт.

Зная коэффициент точности можно определить коэффициент вариации момента срабатывания предохранительной муфты $\nu = \frac{\sigma}{T}$, а значит

$$\nu_m = \frac{\gamma_{т.ч.} - 1}{3 \cdot (\gamma_{т.ч.} + 1)}.$$

Сравним поведение вероятности разрушения R_m воспользовавшись следующими характеристиками предохранительных устройств приведенными в табл.1.

Таблица 1

Характеристики предохранительных муфт

№	Тип предохранительного устройства	$\gamma_{т.ч.}$	ν_m
1	Срезные штифты	1,22÷1,35	0,033÷0,05
2	Кулачковые предохранительные муфты	1,25	0,037
3	Шариковые предохранительные муфты	1,21	0,03
4	Конусные фрикционные предохранительные муфты с металлическими рабочими поверхностями	2,5÷3,9	0,14÷0,2
5	Конусные фрикционные предохранительные муфты с одним конусом из композиционного материала по стали или чугуну	1,15	0,023
6	Дисковые предохранительные муфты со стальными дисками	1,35	0,05
7	Дисковые предохранительные муфты с дисками из накладок из композиционного материала	1,22	0,033

Возьмем для наглядности три муфты с различными значениями коэффициента вариации ν_m : конусная фрикционная предохранительная муфта с металли-

ческими рабочими поверхностями $\nu_m=0,14$; дисковая предохранительная муфта со стальными дисками $\nu_m=0,05$; дисковая предохранительная муфта с дисками из накладок выполненных из композиционного материала $\nu_m=0,05$. Выбор муфт обусловлен тем, что все три типа муфт имеют значительно отличающиеся ν_m , позволяющие наиболее широко продемонстрировать поведение всех типов ПУ. Проанализируем влияние параметров предохранительных муфт на прочностную надежность предохраняемых элементов, с использованием муфт выполненных с одинаковым значением коэффициента настройки муфт, величина которого $h=1,25$, задается справочной литературой регламентирующей, что величина момента срабатывания муфты должна превышать величину номинального момента на 25% и без использования предохранительных муфт. А так же с различными коэффициентами запаса прочности κ , а именно при: $\kappa=1,8$; $\kappa=1,9$; $\kappa=2,0$. Используя вышеприведенные значения коэффициентов с помощью численного интегрирования (2) в *Mathcad* получим зависимости приведенные на рис. 2.

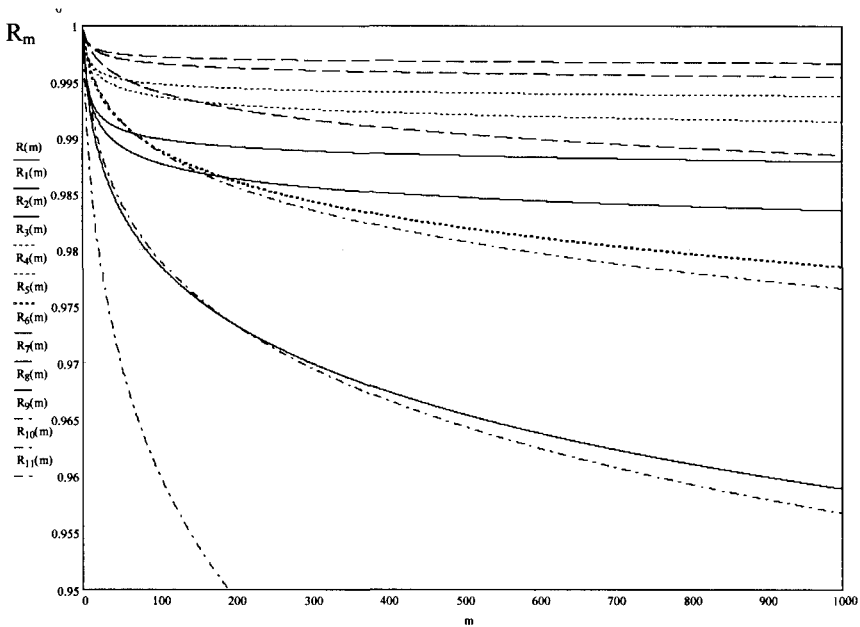


Рис. 2. Графики зависимостей вероятности неразрушения от числа перегрузок при $h=1,25$:

$R(m)$ – $\kappa=1,8$; $\nu_m=0,033$,	$R_1(m)$ – $\kappa=1,8$; $\nu_m=0,0$,	$R_2(m)$ – $\kappa=1,8$; $\nu_m=0,14$,
$R_3(m)$ – $\kappa=1,9$; $\nu_m=0,033$,	$R_4(m)$ – $\kappa=1,9$; $\nu_m=0,05$,	$R_5(m)$ – $\kappa=1,9$; $\nu_m=0,14$,
$R_6(m)$ – $\kappa=2,0$; $\nu_m=0,033$,	$R_7(m)$ – $\kappa=2,0$; $\nu_m=0,05$,	$R_8(m)$ – $\kappa=2,0$; $\nu_m=0,14$,
$R_9(m)$ – $\kappa=1,8$; без муфты,	$R_{10}(m)$ – $\kappa=1,9$; без муфты,	$R_{11}(m)$ – $\kappa=2,0$; без муфты.

На рис. 3 приведены графики зависимостей R_m от m при постоянном коэффициенте запаса прочности $\kappa=1,8$ и различных коэффициентах настройки муфт

$h=1,15; h=1,25; h=1,35$, а так же без использования муфт.

Проанализировав зависимости приведенные в рис. 2 и рис. 3 можно отметить, что задание превышения величины момента срабатывания муфты, над величиной номинального момента на 25% не всегда оптимально для нормального и стабильного выполнения защитных функций предохранительным устройством. Варьируя величиной коэффициента запаса κ и коэффициента настройки h , можно обеспечить прочностную надежность элемента, с учетом числа возможных перегрузок за заданный период эксплуатации.

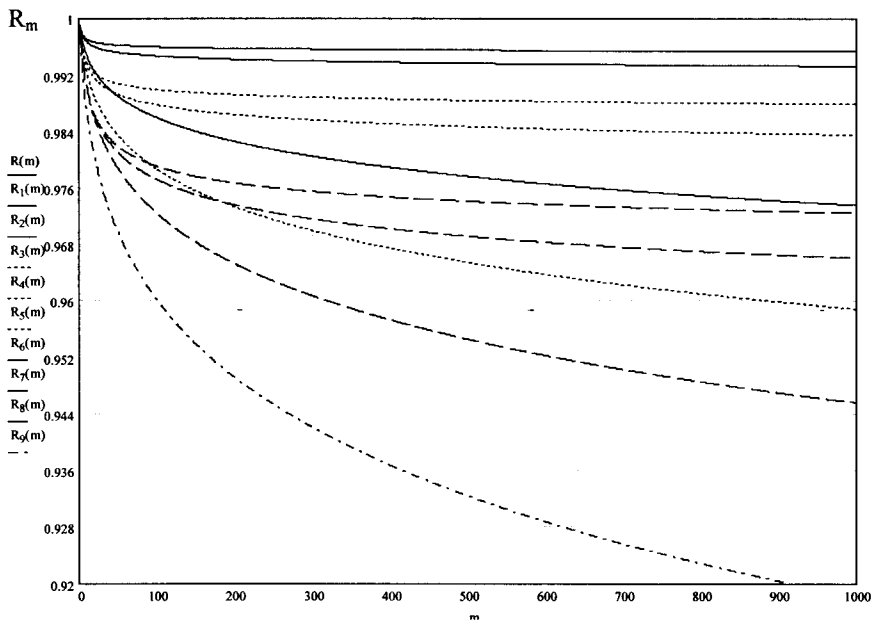


Рис. 3. Графики зависимостей вероятности неразрушения от числа перегрузок при $k=1,8$: $R(m) - h=1,15; \nu_m=0,033$, $R_1(m) - h=1,15; \nu_m=0,05$, $R_2(m) - h=1,15; \nu_m=0,14$, $R_3(m) - h=1,25; \nu_m=0,033$, $R_4(m) - h=1,25; \nu_m=0,05$, $R_5(m) - h=1,25; \nu_m=0,14$, $R_6(m) - h=1,25; \nu_m=0,033$, $R_7(m) - h=1,35; \nu_m=0,05$, $R_8(m) - h=1,35; \nu_m=0,14$, $R_9(m) - h=1,25$; без муфты.

Отметим также, что муфты с малым коэффициентом вариации момента срабатывания с увеличением числа перегрузок ведут себя более стабильно и позволяют длительно обеспечивать надежную защиту элементов машин.

Список литературы

1. О.И. Ряховский, С.С. Иванов. Справочник по муфтам. Ленинград. "Политехника". 1991.
2. Надежность машин: Учебное пособие для машиностроительных специальных вузов/ Д.Н. Решетов, А.С. Иванов, В.З. Фадеев – М.: Высшая школа, 1988.-238с.
3. Д.Н. Решетов Детали машин. М., 1989-540с.

4. А.С. Гринченко. Численное решение задач прогнозирования и обеспечения прочностной надежности при многократных перегрузках. Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. “Підвищення надійності відновлюємих деталей машин”. Випуск 8, т.1, Харків, 2001. с. 257-264.
5. А.С. Гринченко. Прогнозирование и обеспечение надежности элементов машин при перегрузочных отказах. Науковий вісник національного аграрного університету. Вып. 49. Київ. 2002. - с.83-89.
6. В.Я. Анилович, А.С. Гринченко, В.Л. Литвиненко. Надежность машин в задачах и примерах. Харьков: «ОКО», 2001.- 320с.

Анотація

Вплив параметрів запобіжних муфт на прочностную надійність елементів машин, що охороняються

Наведені результати теоретичного дослідження впливу запобіжних муфт на імовірність неруйнування елементів машин. Оцінено вплив розсіювання моменту спрацьовування муфти на надійність при багаторазовій дії перевантажень. Наведені графіки, які ілюструють вплив характеристик запобіжного пристрою на імовірність неруйнування захищених елементів після дії багаторазових перевантажень.

Abstract

Influencing of parameters of preventive muffs on prochnostnuyu reliability of the protected elements of machines

The results of theoretical research of influencing of preventive muffs on probability of no the destruction of elements of machines are resulted. Influence of dispersion of moment of work of muff on reliability at frequent action of overloads is appraised. The graphs which illustrate influence of descriptions of device on probability of no destruction of the protected elements after action of frequent overloads of operating on a machine are resulted.

ФОРМАЛІЗОВАНЕ ОПИСАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ І МІЦНОСНИХ ОБМЕЖЕНЬ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ МЕХАНІЗМІВ ГАЗОРОЗПОДІЛУ ТРАНСПОРТНИХ ДИЗЕЛІВ

Братченко О.В., канд.техн.наук

(Українська державна академія залізничного транспорту)

Приводиться описання підходу до проектування безударних кулачкових механізмів газорозподілу форсованих транспортних дизелів, що забезпечують граничну ефективність за часом-перерізом клапанів при заданих умовах і обмеженнях на проектування.

Постановка проблеми і аналіз останніх досліджень у напрямку її вирішення. В рішенні задачі розширення уніфікованих потужностних рядів транспортних двигунів внутрішнього згоряння за рахунок їх форсування за середнім ефективним тиском суттєва роль належить удосконаленню процесів наддуву, паливоподачі, сумішоутворення, згоряння та теплопередачі [1, 2]. При цьому перспективних напрямком робіт з поліпшення показників паливної економічності та екологічності чотиритактних дизелів можна вважати розробки з забезпечення якісного газообмінного процесу в циліндрах, що досягається за рахунок підвищення ефективності функціонування кулачкового механізму газорозподілу (КМГР), в формуванні якої одним з визначних факторів є «час-переріз» (ЧП) клапанів [3, 4].

Відомо, що незалежно від схеми механізму приводу при заданій геометрії каналів в кришці циліндрів остаточно величина ЧП клапанів визначається профілями газорозподільних кулачків, синтез яких повинний виконуватися при урахуванні численних конструктивних, міцносних, технологічних умов і обмежень щодо забезпечення задовільних динамічних характеристик [5].

Аналіз науково-технічної літератури і технічної документації виявив, що в конструкції КМГР тепловозних чотиритактних дизелів (типу Д49, Д50, Д70, Д80) застосовуються тангенціальні кулачки, профілі яких окреслені прямими і дугами кіл [6]. Такі кулачки є відносно ефективними за величиною ЧП клапанів (у порівнянні з відомими безударними профілями [5]) і визначають наявність "м'яких" ударів у механізмі - кінцевих миттєвих змін прискорень штовхача за величиною і напрямком (крива прискорень 1 на рисунку 1), що при значних масах деталей КМГР може привести до появи розривів у кінематичних парах ланцюга приводу. Застосування більш ефективних за ЧП клапанів "увігнутих" кулачків (профілі окреслені сполученими дугами окружностей відповідних радіусів [6]) ускладнюється наявністю "м'яких" ударів у механізмі (крива прискорень 2 на рисунку 1) і необхідністю урахування технологічних обмежень за мінімальним радіусом кривизни увігнутої ділянки профілю. При цьому початкове завдання геометрії профілю кулачка (кривої переміщень штовхача) ускладнює виконання більшості найважливіших умов на проектування. Тому вирішення наведених вище проблем з забезпечення в першу чергу прийнятної динаміки

КМГР пов'язано з застосуванням безударних профілів.

В той же час відомі методики проектування кулачкових механізмів газорозподілу, що передбачають початкове завдання "безударних" кривих прискорень штовхача з функціонально-постійним формалізованим описанням на відповідних ділянках (наприклад, методики Курца, "Полідайн" [5], Драбкіна І.І. [7]), для КМГР тепловозних дизелів не забезпечують потрібну ефективність отримуваних профілів за величиною ЧП клапанів.

Для отримання безударних профілів газорозподільних кулачків тепловозних дизелів, що забезпечують при урахуванні відповідних вимог і обмежень граничну ефективність за ЧП клапанів, на кафедрі "Механіка і проектування машин" Української державної академії залізничного транспорту були розроблені нові патентозахищені методики проектування КМГР [8]. Вони базуються на початковому синтезі узагальненої кривої прискорень штовхача (крива прискорень 3 на рисунку 1), яка на окремих відрізках описується ступеневими функціями. Кутова довжина відрізків (кути $\Phi_1 \dots \Phi_6$) і ординати характерних точок загальної кривої (точки А, В ... L) задаються з урахуванням конструктивних, технологічних обмежень, а також виконання умов міцності та задовільної динаміки приводу клапанів.

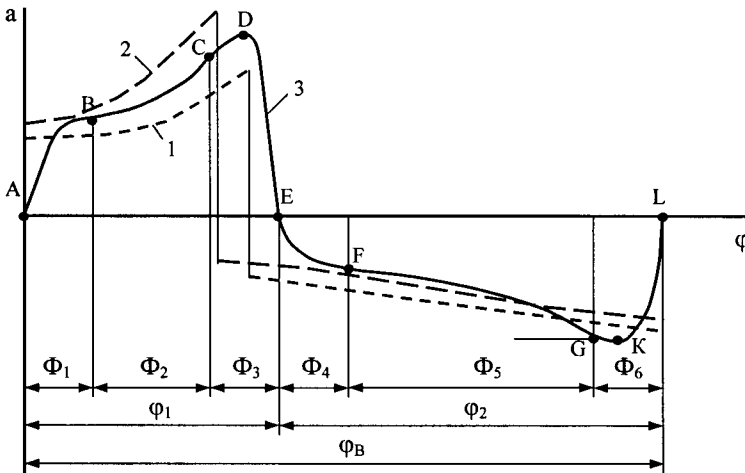


Рис. 1. До аналізу ефективності методик проектування КМГР тепловозних дизелів.

Проте виконані розрахункові дослідження показали, що такий підхід до формування узагальненої кривої прискорень забезпечує суворе виконання вимог на проектування саме в деяких характерних точках при перерозміреності величин контрольованих показників впродовж всього відрізка, що розглядається. Наприклад, рівень прискорення в точці В (a_B) забезпечує мінімальний радіус кривизни увігнутої ділянки профілю (відрізок ВС на рисунку 1) $R_{min}=170$ мм [9] і значно більші радіуси на всій ділянці. Кут тиску β в кулачковому механізмі в точці Е при фіксованій кутковій довжині Φ_3 менший, ніж максимальне граничне

значення β_{max} [5, 6]. Все це визначає наявність певних резервів до обґрунтованого збільшення на відповідних відрізках узагальненої кривої рівнів додатних прискорень, тобто збільшення ефективних прохідних перерізів на найбільш важливій (за умовами якісного протікання процесу газообміну) початковій фазі руху клапанів [4, 6].

Мета статті і викладення основного матеріалу. В статті приводиться розроблене формалізоване описання технологічних і міцносних обмежень, що складають основу “деформованої” кривої прискорень на ділянці їх додатних значень. Така крива забезпечує впродовж всієї ділянки максимально можливі поточні переміщення клапанів за умов виконань граничних обмежень.

Однією з головних технологічних умов, що ураховується при проектуванні КМГР з роликівим штовхачем, що рухається поступально, є обмеження мінімального радіусу кривизни увігнутої ділянки профілю кулачка [8, 9]. Узагальнене формалізоване описання цього обмеження має вид

$$R_{kpi} \geq R_{min}. \quad (1)$$

При цьому загальноприйнятим значенням граничного мінімального радіусу кривизни є $R_{min} = 170\text{мм}$. Для розрахунків поточних значень радіусу кривизни увігнутої ділянки профілю кулачка при заданому радіусі початкового кола кулачка R_0 і радіусі штовхача ρ використовується формула

$$R_{kpi} = \frac{(R_i^2 + V_{qi}^2)^{3/2}}{R_i^2 + 2 \cdot V_{qi}^2 - R_i \cdot a_{qi}} - \rho, \quad (2)$$

де a_{qi} – поточне значення аналогу прискорень /5/ штовхача, задається на кожному крокові розрахунків; R_i – поточне значення радіус-вектора теоретичного профілю кулачка;

$$R_i = R_0 + \rho + S_i,$$

S_i, V_{qi} – поточні значення переміщень і аналогів швидкостей штовхача, які визначаються на кожному крокові розрахунків за аналогом прискорення і видом кривої прискорень на відповідному відрізьку.

Комплексне обмеження, що визначає вимоги працездатності і міцності, є обмеження максимального кута тиску кулачка на штовхач. Узагальнене формалізоване описання цього обмеження має вид

$$\beta_{max} \leq [\beta]. \quad (3)$$

Загальноприйнятим граничним значенням кута тиску для механізму з роликівим штовхачем, що рухається поступально, є $[\beta] = 30^\circ$. Для визначення кутів тиску за теоретичним профілем кулачка використовується формула

$$\beta = \arctg \left[\frac{(V_{qi} \pm e)}{R_i} \right], \quad (4)$$

де e – ексцентриситет, для центральних кулачкових механізмів $e=0$.

З наведених вище аналітичних залежностей видно, що виконання контрольованих обмежень забезпечується задаванням відповідних значень аналогів прискорень штовхача.

Результати проведених досліджень показали, що для розвитку і практично-

го використання формалізованих описань (1) і (2) доцільно криву додатних прискорень розглядати (синтезувати) у вигляді трьох відрізків – АВ, ВС і CD (рис. 2).

При розгляданні відрізка АВ початково задається аналог прискорення $a_{qA}=0$, кутова довжина відрізка $\Phi_1=3^0 \dots 5^0$ за кутом обертання кулачка (умова безударної роботи механізму [6]), крок розрахунку $\Delta\varphi=1^0$, крок збільшення аналогів прискорень Δa_q .

Значення аналогу прискорень в точці В a_{qB} повинно задовільняти граничній умові за формулою (1) - $R_{крB} = R_{крmin} = 170\text{мм}$. Причому поточні значення кінематичних параметрів штовхача на ділянці визначаються за аналітичними залежностями (при $0 \leq \varphi_i \leq \Phi_1$)

$$a_{qi} = A_{AB} \cdot \varphi_i^3 + B_{AB} \cdot \varphi_i^2 + C_{AB} \cdot \varphi_i, \quad (5)$$

$$v_{qi} = \frac{A_{AB}}{4} \varphi_i^4 + \frac{B_{AB}}{3} \varphi_i^3 + \frac{C_{AB}}{2} \varphi_i^2, \quad (6)$$

$$s_i = \frac{A_{AB}}{20} \varphi_i^5 + \frac{B_{AB}}{12} \varphi_i^4 + \frac{C_{AB}}{6} \varphi_i^3, \quad (7)$$

де коефіцієнти

$$A_{AB} = \frac{a_{qB}}{\Phi_1^3}; \quad B_{AB} = -3 \frac{a_{qB}}{\Phi_1^2}; \quad C_{AB} = 3 \frac{a_{qB}}{\Phi_1}.$$

При розгляданні відрізка ВС початково відомі для точки В аналог прискорення a_{qB} , а також переміщення S_B і аналог швидкості V_{qB} , кутова довжина відрізка $\Phi_2=13^0 \dots 15^0$ за кутом обертання кулачка, крок розрахунку $\Delta\varphi=0,5^0 \dots 1^0$, крок зміни аналогів прискорень $\pm \Delta a_q$.

Значення аналогу прискорень в кожній точці кривої впродовж відрізка ВС a_{qi} повинно задовільняти граничній умові за формулою (1) - $R_{кри} = R_{крmin} = 170\text{мм}$. Причому поточні значення кінематичних параметрів

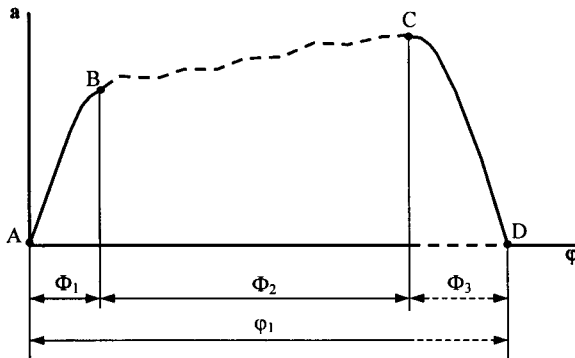


Рис.2. Синтез “ деформованої” кривої прискорень штовхача на ділянці додатних значень.

штовхача на ділянці визначаються за аналітичними залежностями (при $0 \leq \varphi_i \leq \Phi_2$)

$$a_{qi} = a_{q(i-1)} + \Delta a_{qi}; \quad (8)$$

$$v_{qi} = a_{q(i-1)} \cdot \Delta\varphi + \Delta a_{qi} \cdot \Delta\varphi + v_{q(i-1)}; \quad (9)$$

$$s_{qi} = a_{q(i-1)} \cdot \Delta\varphi^2 / 2 + \Delta a_{qi} \cdot \Delta\varphi^2 / 2 + v_{q(i-1)} \cdot \Delta\varphi + s_{(i-1)}, \quad (10)$$

де $a_{q(i-1)}, v_{q(i-1)}, s_{(i-1)}$ - для кожного наступного кроку розрахунку попередні значення кінематичних параметрів.

При розгляданні відрізка CD початково відомі для точки С аналог прискорення a_{qC} , а також переміщення S_C і аналог швидкості V_{qC} , для точки D аналог прискорення $a_{qD}=0$, попередньо задається кутова довжина відрізка $\Phi_3=3^0...5^0$ за кутом обертання кулачка. Пошук довжини ділянки Φ_3 з кроком зміни $\pm\Delta\Phi$ виконується при контролі виконання граничної умови за формулою (2) - $\beta = \arctg(V_{qi} / R_i) \leq \beta_{max} = 30^0$. Причому поточні значення кінематичних параметрів штовхача на ділянці визначаються за аналітичними залежностями (при $0 \leq \varphi_i \leq \Phi_3$)

$$a_{qi} = A_{CD} \cdot \varphi_i^2 + B_{CD} \cdot \varphi_i + a_{qC}; \quad (11)$$

$$v_{qi} = \frac{A_{CD}}{3} \varphi_i^3 + \frac{B_{CD}}{2} \varphi_i^2 + a_{qC} \cdot \varphi_i + v_{qC}; \quad (12)$$

$$s_i = \frac{A_{CD}}{12} \varphi_i^4 + \frac{B_{CD}}{6} \varphi_i^3 + \frac{a_{qC}}{2} \varphi_i^2 + v_{qC} \cdot \varphi_i + s_C, \quad (13)$$

де коефіцієнти

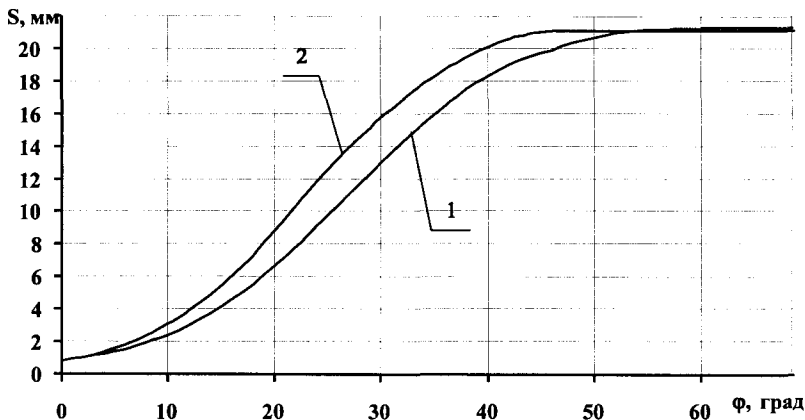


Рис.3. Графіки переміщень штовхачів КМГР дизелів типу Д80 із серійними (1) і дослідними кулачками приводу клапанів.

$$A_{CD} = -\frac{B_{CD}^2 \cdot 10^5}{4 \cdot a_{qC}}; B_{CD} = \frac{634,46 \cdot a_{qC}}{\Phi_3}.$$

Подальше формування кривої на ділянці від'ємних значень прискорень штовхача виконувалось за умов плавного сполучення кінематичних параметрів штовхача в точці D, а також досягнення в кінці фази віддалення φ_B (точка L на рис. 1) заданого максимального переміщення штовхача $S_i = S_{max}$, аналогу швидкості $V_{qi} = 0$ і аналогу прискорень $a_{qi} = 0$.

З використанням представленого формалізованого описання технологічних обмежень і умов міцності для проектування КМГР було розроблене програмне забезпечення і виконано проектування кулачків приводу впускних і випускних клапанів вітчизняних тепловозних дизелів типу Д80. На рисунку 3 представлені графіки переміщень штовхача при серійних (крива 1) і дослідних кулачках (крива 2). Їх аналіз дав можливість зробити висновок, що застосування розподільних валів із запропонованими кулачками дасть можливість збільшити ЧП клапанів у порівнянні з серійними на 15-16%.

Висновки і перспективи використання. Розглянуті в статті матеріали, отримане формалізоване описання технологічних обмежень і умов міцності доцільно використовуватися для проектування безударних кулачкових механізмів газорозподілу форсованих транспортних дизелів, що забезпечують граничну ефективність за ЧП клапанів при заданих умовах і обмеженнях на проектування.

Список літератури

1. Семенов Б.Н., Иванченко Н.Н. Задачи повышения топливной экономичности дизелей и пути их решения. – Двигателестроение, №11,1990. – с.3-7.
2. Єрощенко С.А., Крушедольський О.Г., Сергієнко М.І. Оцінка ступеня досконалості тепловозних дизелів сімейства Д80// Міжвуз.зб.наук.праць / ХарДАЗТ, 1998. – Вип.32.- С.3-9
3. Мороз В.І., Братченко О.В., Логвіненко О.А. Оцінка резервів поліпшення експлуатаційних показників тепловозних дизелів типу Д80 за рахунок модернізації механізму привода клапанів // Міжвуз.зб.праць ХарДАЗТ, 2000.- Вип.41. – с.10-13
4. Поварков И.Л., Антохин Г.Г. Совершенствование систем воздухообеспечения тепловозных дизелей. – М.: Интекст, 1999. – 190 с.
5. Корчемный Л.В. Механизм газораспределения двигателя: Кинематика, динамика, расчет на прочность. – М.: Машиностроение, 1964. – 211 с.
6. Двигатели внутреннего сгорания: Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей / Под ред.А.С.Орлина.-М.:Машиностроение, 1971.- 400 с.
7. Эфендиев А.М., Драбкин И.И. О профилировании кулачка клапанного привода для тепловозного двигателя с высоким наддувом/ В сб. ДВС. – Харьков: изд. ХГУ, 1969. – Вып.9. – с. 145-154.

8. Пат. 54164 А Україна, МПК 7F01L1/08. Кулачок механізму газорозподілу / Мороз В.І., Братченко О.В., Логвіненко О.А. (Україна); Укр. держ. акад. залізн. трансп. - №2002054354; Заявл.28.05.2002; Опубл.17.02.2003, Бюл. №2. – 5 с.
9. Мороз В.И., Суранов А.В. Учет технологических ограничений при проектировании кулачкового механизма привода клапанов тепловозного дизеля // Сб.научн.тр. ХИИТа. – Харьков: изд.ХИИТа, 1988. – Вып.6. – С.58-62.

Аннотация

Формализованное описание технологических и прочностных ограничений при проектировании механизмов газораспределения транспортных дизелей

Приводится описание нового подхода к проектированию безударных кулачковых механизмов газораспределения форсированных транспортных дизелей, обеспечивающих предельную эффективность по времени-сечению клапанов при заданных условиях и ограничениях на проектирование.

Abstract

The formalised description technological and toughness restrictions at designing the timing gear of transport diesel engines

The description of the new approach at designing unaccented the tappet timing gear augmented of transport diesel engines provide the most possible importance time-sections valve when the governed conditions and restrictions on designing.

ТЕМПЕРАТУРНОЕ ПОЛЕ ПРИ МНОГОКРАТНОМ ВОЗДЕЙСТВИИ ТЕПЛОВОГО ИСТОЧНИКА

Усов А.В., докт. техн. наук, Якимов А.В., докт. техн. наук, Якимова О.А.
(Одесский национальный политехнический университет)

В статье рассмотрены методики расчета температурных полей при многократном воздействии температурных импульсов при шлифовании на станке МААГ (5851).

В статье рассмотрена методика расчета температуры при многопроходном шлифовании зубчатых колес. До сих пор в теории и поставленных экспериментах рассматривались температурные поля, создаваемые движущимся источником тепла в системе координат связанной с источником.

В рассматриваемых задачах тепловой источник движется по образцу, имеющему по всему объему постоянную температуру, равную температуре окружающей среды. В

реальных условиях, например при плоском шлифовании или зубошлифовании на станках 5851 абразивный круг неоднократно проходит над любой точкой боковой поверхности зуба.

При этих условиях шлифования тепловой источник встречается при своем движении при обкатке (рис. 1) с теплопроводящим

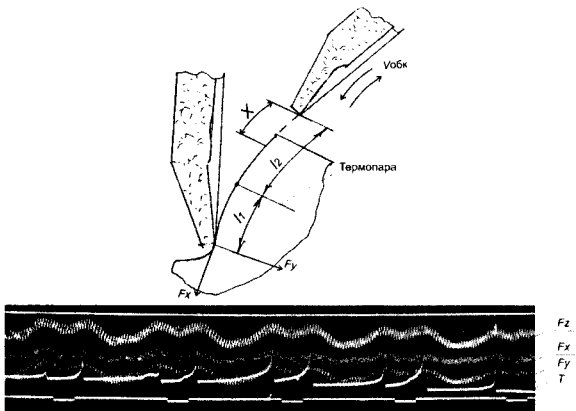


Рис.1. Схема обкатки и осциллограмма изменения температуры.

пространством предварительно нагретом предыдущими проходами.

Результирующее температурное поле будет представлять собой суперпозицию температурных полей от многократно действующих тепловых источников последовательно проходящих над данной точкой теплопроводного пространства. Количество тепловых источников зависит от длины зоны контакта

L и продольной подачи стола $n = \frac{L}{S}$ (L – длина зоны контакта, мм; S – продольная подача на одно обкаточное движение (мм/кач)).

При зубошлифовании на станках МААГ (5851) нагрев боковой поверхности зуба, например, точки A (рис. 1) происходит как при обкаточном движении

от головки к ножке зуба, так и обратном движении от ножки к головке. Температурное поле при многопроходном шлифовании будет равно сумме встречных тепловых источников. Следовательно, результирующее температурное поле будет зависеть от выбора точки на боковой поверхности зуба.

Например, на точку расположенную, на середине пути пройденному кругом за период одного обкаточного движения будут воздействовать тепловые источники через равные промежутки времени $\tau = \frac{2l}{V_{обк}}$ (где $2l$ – путь, пройденный от исследуемой точки до одного из крайних положений шлифовального круга при обкаточном движении и обратно).

Эти временные промежутки между источниками в решении (1) интерпретируются как линейные расстояния между последовательно движущимися источниками [1].

$$T(X, H) = \frac{2qa}{\pi\lambda V_u} \cdot [J(Z+H) - J(Z-H)], \quad (1)$$

где $Z = \frac{V_z}{2a}$; $H = \frac{V_h}{2a}$; q – интенсивность теплового потока; a – коэффициент температуропроводности; $a = \frac{\lambda}{C\gamma}$ (λ, C, γ – коэффициенты теплопроводности, теплоемкости, плотности); V_u – скорость теплового источника.

Результирующее температурное поле от периодически действующих тепловых источников при обкатке круга по боковой поверхности зуба можно представить как сумму температурных полей от тепловых источников, следующих друг за другом на расстоянии $2l$ равном удвоенному возвратно поступательному движению круга.

На осциллограмме (рис. 1) представлен характер изменения сил резания F_z, F_y, F_x и температурные импульсы. Термопара была смонтирована в зоне делительной окружности зубчатого колеса. Из осциллограммы видно, что по мере наложения температурных импульсов происходит накопление тепла в поверхностном слое зуба и суммарная температура возрастает. Но возрастание температуры происходит до того момента, пока не произойдет тепловое насыщение.

Температурные поля тепловых источников можно описать следующими уравнениями

$$T_1 = \sum_{i=0}^k \frac{2qa}{\pi\lambda V_u} \int_{Z-iL-H}^{Z-iL+H} \exp(-\xi) k_0 \left(\sqrt{X^2 + \xi^2} \right) d\xi, \quad (2)$$

$$T_2 = \sum_{i=0}^k \frac{2qa}{\pi\lambda V_u} \int_{Z-(i+p)L-H}^{Z-(i+p)L+H} \exp(\xi) k_0 \left(\sqrt{X^2 + \xi^2} \right) d\xi, \quad (3)$$

где $L = \frac{Vl}{a}$, $p = \frac{X}{Y}$ – дробь, характеризующая положение термопары по высоте

боковой поверхности зуба; X – расстояние от данной точки до крайнего положения обкаточного движения круга, а Y – размах перемещения круга за период обкатки $Y = l_1 + l_2$.

При периодическом повторении числа обкаточных движений температура в рассматриваемой точке постепенно увеличивается. Предельное значение температуры может быть найдено из выражения

$$T = \lim_{k \rightarrow \infty} \sum_{i=0}^k (T_1 + T_2). \quad (4)$$

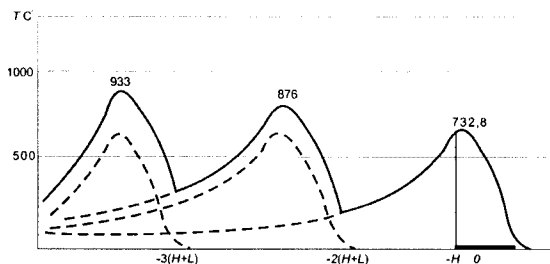


Рис.2. Температурное поле.

Числовые значения предельной температуры зависят от величины L . При больших L ряд быстро сходится. Температурное поле при многократном наложении тепловых импульсов представлено на рис. 2.

Обозначив

$$J(u) = \int_0^u \exp(-\xi) k_0 \left(\sqrt{X^2 + \xi^2} \right) d\xi. \quad (5)$$

Решение уравнения для расчета температурного поля при многократном наложении тепловых импульсов можно представить в виде

$$T(X, Z) = \frac{2qa}{\pi \lambda V_u} \sum_{i=1}^n \left\{ J(i[Z + (i-1)L] + H) - J(i[Z + (i-1)L - H]) - J(i[Z + (i-1)(i+p)L] + H) - J(i[Z + (i-1)(i+p)L - H]) \right\}. \quad (6)$$

По формуле (6) были произведены расчеты температур с количеством тепловых импульсов необходимых для полного теплового насыщения.

Исходные данные для расчета: сталь 12Х2Н4А; $a = 8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\lambda = 0,5 \cdot 10^2 \text{ Дж/м}^2$; $V_u = 0,05 \text{ м/с}$. Расчет производился для двух режимов шлифования с интенсивностью теплового потока $q = 28 \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^2$ и $q = 100 \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^2$, для отрицательных значений координат Z ($Z = -H$; $Z = -2H$; $Z = -3H$; $Z = -4H$; $Z = -5H$; $Z = -6H$; $Z = -7H$; $Z = -8H$).

Результаты расчетов приведены в таблице.

Из данных приведенных в таблице следует, что по мере увеличения числа обкаточных движений относительная температура Q , уменьшаясь, стремится к нулю. При нулевом значении относительной температуры наступает тепловое насыщение. С этого момента увеличения числа обкаточных движений не будет возрастать увеличение суммарной температуры на боковой поверхности зуба.

Таблица

№ обкатки	Z	Q	$q = 28 \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^2$		$q = 100 \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^2$	
			$T^\circ\text{C}$	ΣT	$T^\circ\text{C}$	ΣT
1	–Н	36	205,5	205,5	732	732,8
2	–2Н	0,7	40	245,5	142,5	875,3
3	–3Н	0,28	16	261,5	57	932,3
4	–4Н	0,18	10	271,5	36,5	968,8
5	–5Н	0,115	6,55	278,05	22,4	991,2
6	–6Н	0,0737	4,3	282,35	15,4	1006,6
7	–7Н	0,047	2,7	285,05	9,6	1016,2
8	–8Н	0,0003	0,02	285,07	0,06	1016,26

На осциллограмме рис. 3, показаны девять пар температурных всплесков, что соответствует девяти обкаточным движениям круга.



Рис.3. Осциллограмма температурных всплесков.

Первый всплеск на осциллограмме возникает при движении круга от головки к ножке, второй – при движении круга в обратном направлении, от ножки к головке.

Первые пять пар температурных всплесков вызывает более интенсивный рост суммарной температуры на боковой поверхности зуба.

При дальнейшем увеличении числа обкаточных движений. Возрастание температуры замедляется и на восьмом, девятом обкаточных движениях наступает тепловое насыщение. Тепловому насыщению соответствует момент времени, когда температура от первого обкаточного движения понизится до нулевой отметки.

Например, в таблице представлен вариант обработки зубчатого колеса за восемь обкаточных движений. За это время температура от первого теплового импульса равная $732,8^\circ\text{C}$ понизилась до $0,06^\circ\text{C}$. За этот период координата $Z = 8H$ соответственно равна суммарному перемещению круга в направлении обкатки на $437,5 \text{ мм}$, что соответствует временному интервалу $8,75 \text{ с}$. По мере последовательного воздействия тепловых импульсов температура поверхности возрастает.

Например, при шлифовании на режиме с $q = 28 \cdot 10^6$ за восемь обкаточных движений температура возрасла от $205,5^\circ\text{C}$ до $285,07^\circ\text{C}$, а при шлифовании на режиме с $q = 100 \cdot 10^6$ температура возрасла от $732,8^\circ\text{C}$ до $1016,3^\circ\text{C}$.

Дальнейшее увеличение числа обкаточных движений не будет вызывать

дальнейшее возрастание температуры, так как при данных условиях шлифования после восьми тепловых импульсов наступило тепловое насыщение.

Список литературы

1. Сипайлов В.А. Тепловые процессы при шлифовании и управление качеством поверхности. – М.: Машиностроение, 1978. –167с.
2. А.В. Усов, О.В. Якимов, О.О. Якимова. В статті розглянуті методики розрахунку температурних полів при багаторазових діях температурних імпульсів при шліфуванні на верстатах МААГ (5851).
3. A.V. Usov, A.V. Yakimov O.A. Yakimova. The article represents a methods of estimation of temperature fields with repeatedly action of temperature impulses with grinding on a machine MAAG (5851).

Анотація

Температурне поле при багаторазовому впливі теплового джерела

У статті розглянуті методики розрахунку температурних полів при багаторазовому впливі температурних імпульсів при шліфуванні на верстаті МААГ (5851).

Abstract

Temperature field at repeated influence of the thermal source

In clause design procedures of temperature fields are considered at repeated influence of temperature pulses at grinding on machine tool MAAG (5851).

РАСЧЕТ ТЕПЛООВОГО БАЛАНСА И ТЕМПЕРАТУРЫ РЕЗАНИЯ ПРИ ШЛИФОВАНИИ

Новиков Ф.В., докт. техн. наук, Яценко С.М.
(Харьковский Национальный экономический университет)

В работе на основе составленного теплового баланса при шлифовании произведен расчет и анализ температуры резания, обоснованы основные пути ее уменьшения.

В большинстве случаев на практике процесс шлифования используется на операциях полустачевой обработки для формирования параметров качества и точности к последующим операциям чистовой обработки [1]. К нему предъявляются высокие требования по обеспечению точности размера и шероховатости обработки, исключению температурных и механических дефектов поверхностного слоя обрабатываемой заготовки. Наиболее распространенным недостатком шлифования является появление прижогов на обрабатываемой поверхности, особенно при обработке материалов с повышенными физико-механическими свойствами.

Существует множество способов их устранения [2, 3]. Вместе с тем, не изучив обстоятельно физику тепловых процессов при шлифовании, трудно кардинально решить проблему исключения температурных дефектов обработки. Поэтому целью настоящей работы является теоретический анализ теплового баланса и температуры резания при шлифовании.

При расчете теплового баланса при плоском шлифовании первоначально предположим, что вся работа резания $N \cdot \tau$ затрачивается на нагревание образующихся стружек $c \cdot m \cdot \theta$, т.е.

$$N \cdot \tau = c \cdot m \cdot \theta, \quad (1)$$

где $N = P_z \cdot V_{кр}$ – мощность теплового источника (мощность шлифования), Вт; P_z – тангенциальная составляющая силы резания, Н; $V_{кр}$ – скорость круга, м/с; τ – время шлифования, с; c – удельная теплоемкость обрабатываемого материала, Дж/(кг·К); m – масса образующихся стружек, кг; θ – температура резания при шлифовании, К.

Тангенциальную составляющую силы резания P_z представим в виде [4]:

$$P_z = \sigma \cdot S_{сум} = \sigma \cdot \frac{Q}{V_{кр}} = \sigma \cdot \frac{B \cdot t \cdot V_{дет}}{V_{кр}}, \quad (2)$$

где σ – условное напряжение резания, Н/м²; $S_{сум}$ – суммарная мгновенная площадь поперечного сечения среза всеми одновременно работающими зернами круга, м²; Q – производительность обработки, м³/с; B – ширина шлифования (ширина круга), м; t – глубина шлифования, м; $V_{дет}$ – скорость детали, м/с.

Массу образующихся стружек m выразим:

$$m = \rho_m \cdot V = \rho_m \cdot B \cdot t \cdot V_{дет} \cdot \tau, \quad (3)$$

где ρ_m – плотность обрабатываемого материала, кг/м³; V – объем образующихся стружек (объем снятого материала), м³.

Тогда из уравнения теплового баланса (1) следует:

$$\theta = \frac{\sigma}{c \cdot \rho_m}. \quad (4)$$

Из зависимости (4) вытекает, что температура резания θ однозначно зависит от условного напряжения резания σ , которое является обобщенным параметром процесса и определяется режимом шлифования, режущей способностью шлифовального круга, характеристиками обрабатываемого материала, трением круга с обрабатываемым материалом и т.д. Все факторы, способствующие снижению σ , также способствуют снижению температуры резания θ .

Проведем численный расчет температуры резания θ применительно к плоскому алмазному шлифованию твердого сплава ВК8. Исходные данные: $c=175,9$ Дж/(кг·К); $\rho_m=15 \cdot 10^3$ кг/м³. Предел прочности на сжатие твердого сплава ВК8 равен $\sigma_{сж} = 4 \cdot 10^9$ Н/м².

Условное напряжение резания σ получим из известного соотношения [4]:

$$\sigma = \frac{2 \cdot \sigma_{сж}}{K_{ш}}, \quad (5)$$

где $K_{ш} = P_z / P_y$ – коэффициент шлифования; P_y – радиальная составляющая силы резания, Н; $\sigma_{сж}$ – предел прочности обрабатываемого материала на сжатие, Н/м².

При шлифовании коэффициент шлифования $K_{ш}$ изменяется в пределах: от коэффициента трения круга с обрабатываемым материалом f до 1. Тогда, исходя из зависимости (5), условное напряжение резания σ будет принимать значения, превышающие $2 \cdot \sigma_{сж}$. Например, по экспериментальным данным, приведенным в работе [4, 5], условное напряжение резания σ может быть больше предела прочности обрабатываемого материала на сжатие $\sigma_{сж}$ в 20 и более раз.

Принимая в первом приближении $K_{ш} = 0,5$, и используя зависимость (5), получено: $\theta = 6064$ К. Как видим, полученное значение температуры резания при шлифовании θ существенно превышает значения температуры шлифования, достигаемые на практике (в пределах 1000°C). Такое высокое значение температуры θ может быть связано с тем, что при расчете не учитывалось количество тепла, затрачиваемое на нагревание поверхностных слоев обрабатываемого материала заготовки и на нагревание шлифовального круга, в данном случае алмазного круга на металлической связке. Поэтому при составлении уравнения теплового баланса учтем тепло, затрачиваемое на нагревание образующихся стружек массой m и на нагревание поверхностного слоя обрабатываемого материала толщиной l_2 вследствие его теплопроводности.

Как показано в работе [6], толщина l_2 определяется зависимостью:

$$l_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta t \cdot \lambda}{c \cdot \rho_m}}, \quad (6)$$

где λ – коэффициент теплопроводности, Вт/м·К; $\Delta\tau$ – время, за которое обрабатываемая деталь, движущаяся со скоростью $V_{\text{дем}}$, переместится на величину, равную длине контакта круга с обрабатываемым материалом $h = \sqrt{D_{\text{кр}} \cdot t}$, тогда $\Delta\tau = \sqrt{D_{\text{кр}} \cdot t} / V_{\text{дем}}$, где $D_{\text{кр}}$ – диаметр круга, м.

Уравнение теплового баланса с учетом нагревания образующихся стружек и поверхностного слоя обрабатываемого материала толщиной l_2 примет вид:

$$N \cdot \tau = c \cdot \rho_m \cdot B \cdot t \cdot V_{\text{дем}} \cdot \tau \cdot \theta + 0,5 \cdot c \cdot \rho_m \cdot B \cdot l_2 \cdot V_{\text{дем}} \cdot \tau \cdot \theta. \quad (7)$$

Коэффициент 0,5 во втором слагаемом правой части уравнения введен для того, чтобы учесть неравномерность нагрева поверхностного слоя обрабатываемого материала по толщине l_2 , т.к. температура изменяется от значения θ до нуля. Тогда среднее значение температуры будет равно $0,5 \cdot \theta$.

С учетом выражения $N = P_z \cdot V_{\text{кр}}$, зависимости (2) и уравнения (7), температура резания при шлифовании θ определится:

$$\theta = \frac{\sigma}{c \cdot \rho_m} \cdot \frac{t}{(t + 0,5 \cdot l_2)} = \frac{\sigma}{c \cdot \rho_m} \cdot \frac{1}{\left(1 + \frac{l_2}{2t}\right)}. \quad (8)$$

По данным численных расчетов, приведенных в работе [6], $l_2 > t$. Например, для $t = 0,01$ мм параметр $l_2 = 0,255$ мм; для $t = 1$ мм параметр $l_2 = 8,1$ мм (при фиксированной удельной производительности обработки $Q_{\text{уд}} = t \cdot V_{\text{дем}} = 10^{-5}$ м²/с), т.е. параметр l_2 больше глубины шлифования t в 8,1...25,5 раз. Поэтому в первом приближении можно принять $(t + l_2) \approx l_2$. Тогда зависимость (8) выразится:

$$\theta = \frac{\sigma}{c \cdot \rho_m} \cdot \frac{2 \cdot t}{l_2}. \quad (9)$$

Наличие в зависимости (9) множителя $t/l_2 \ll 1$ позволяет существенно уменьшить сравнительно большое значение $\theta = 10107$ К, рассчитанное выше, и приблизить теорию к практике шлифования. Так, уменьшая установленное по зависимости (4) значение $\theta = 6064$ К в 8,1...25,5 раз, имеем $\theta = (475,6...1497)$ К, что хорошо согласуется с практикой шлифования.

Выразим в зависимости (9) параметр l_2 зависимостью (6):

$$\theta = \frac{\sigma}{c \cdot \rho_m} \cdot t \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot c \cdot \rho_m \cdot V_{\text{дем}}}{\lambda \cdot \sqrt{D_{\text{кр}} \cdot t}}} = \sigma \cdot t^{0,75} \cdot \left(\frac{2 \cdot V_{\text{дем}}}{\lambda \cdot c \cdot \rho_m \cdot \sqrt{D_{\text{кр}}}} \right)^{0,5}. \quad (10)$$

Как следует из полученной зависимости (10), наибольшее влияние на температуру резания оказывает условное напряжение резания σ . Затем, в порядке убывания, глубина шлифования t и скорость детали $V_{\text{дем}}$.

С увеличением глубины шлифования t температура резания θ увеличивается по закону $t^{0,75}$. Однако такой характер изменения θ будет справедлив при изменении глубины шлифования t до определенного значения, близкого к

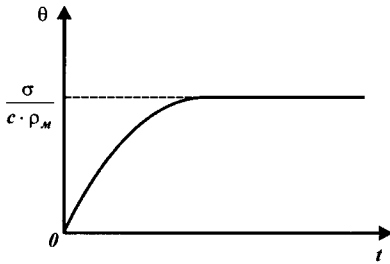


Рис. 1. Примерная зависимость температуры резания при шлифовании θ от глубины шлифования t .

го круга на металлической связке, можно следующим образом. Представим рабочую поверхность круга в виде множества адиабатических прямолинейных стержней, расположенных по нормали к рабочей поверхности круга. Тогда толщина (или длина) части стержня l_2 , в которой будет концентрироваться тепло, можно определить по зависимости (6), рассматривая в ней $\Delta\tau = h/V_{кр} = \sqrt{D_{кр} \cdot t / V_{кр}}$, рис. 2. Учитывая то, что $V_{кр} \gg V_{дет}$, значение $\Delta\tau$, рассчитанное по данной зависимости для круга, будет значительно меньше аналогичного значения $\Delta\tau = \sqrt{D_{кр} \cdot t / V_{дет}}$ для детали. Следовательно, толщина прогретого слоя детали l_2 будет значительно больше толщины прогретого слоя

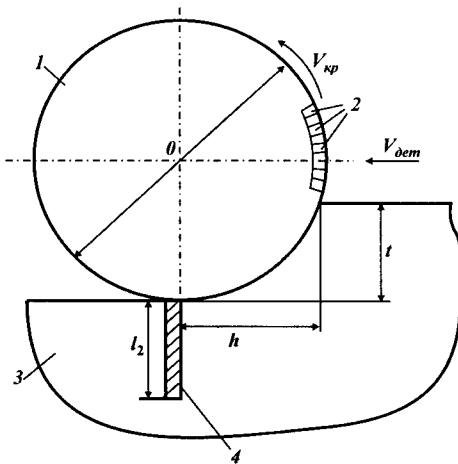


Рис. 2. Расчетная схема плоского шлифования: 1 – круг; 2 – адиабатические стержни поверхностного слоя круга; 3 – обрабатываемая деталь; 4 – адиабатический стержень поверхностного слоя детали.

значению $t=0,5 \cdot l_2$. При значениях t , соизмеримых со значением $0,5 \cdot l_2$ и превышающих его, справедлива зависимость (8) и температура резания θ будет не существенно увеличиваться с увеличением глубины шлифования t , приближаясь к значению $\sigma / (c \cdot \rho_m)$, рис. 1. Приблизительно по такому же закону будет изменяться температура резания θ с увеличением скорости детали $V_{дет}$.

Определить количество тепла, которое уходит на нагревание алмазно-

го круга. Соответственно количество тепла, затрачиваемого на нагревание поверхностного слоя детали, будет больше количества тепла, затрачиваемого на нагревание поверхностного слоя алмазного круга и которое в первом приближении можно не учитывать при расчете температуры резания при шлифовании. Исходя из этого, в качестве расчетной зависимости для определения температуры резания при шлифовании θ можно использовать зависимость (10).

Таким образом, в работе произведен расчет и

анализ температуры резания при шлифовании на основе решения уравнения теплового баланса, составленного с учетом нагревания массы образующихся стружек (снятого материала) и поверхностного слоя обрабатываемого материала заготовки. Обоснованы основные пути уменьшения температуры резания при шлифовании.

Список литературы

1. Маслов Е.Н. Теория шлифования металлов. – М.: Машиностроение, 1974. – 320 с.
2. Якимов А.В. Оптимизация процесса шлифования. – М.: Машиностроение, 1975. – 176 с.
3. Якимов А.В. Абразивно-алмазная обработка фасонных поверхностей. – М.: Машиностроение, 1984. – 312 с.
4. Теоретические основы резания и шлифования материалов: Учеб. пособие / А.В. Якимов, Ф.В. Новиков, Г.В. Новиков, Б.С. Серов, А.А. Якимов. – Одесса: ОГПУ, 1999. – 450 с.
5. Физико-математическая теория процессов обработки материалов и технологии машиностроения / Под общ. ред. Ф.В. Новикова и А.В. Якимова. В десяти томах. – Т.4. “Теория абразивной и алмазно-абразивной обработки материалов”. – Одесса: ОНПУ, 2002. – 802 с.
6. Новиков Ф.В., Яценко С.М. Новый упрощенный подход к расчету температуры поверхностного слоя детали при ее механической обработке. – Труды 11-й Международной научно-технической конференции „Физические и компьютерные технологии”, 2-3 июня 2005 г. – Харьков: ХНПК „ФЭД”, 2005. – С. 137-146

Анотація

Розрахунок теплового балансу і температури різання при шліфуванні

В роботі на основі складеного теплового балансу при шліфуванні виконано розрахунок і аналіз температури різання, обґрунтовані головні шляхи її зменшення.

Abstract

Calculation of thermal balance and temperatures of cutting at grinding

In work on the basis of the made thermal balance at grinding calculation and the analysis of temperature of cutting is made, the basic ways of its reduction are proved.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА ИМПУЛЬСНОЙ КЛЕПКИ

Чистяк В.Г., канд. тех. наук

(Харьковский Национальный экономический университет)

Представлены допущения, обоснован метод и расчетная схема исследования процесса соударения обжимки и поддержки через деформируемую ими заклепку при импульсном способе образования соединения. Получены теоретические зависимости процесса.

Одним из наиболее эффективных технологических средств повышения ресурса и герметичности планеров воздушного транспорта, как известно, является радиальный натяг в заклепочных соединениях. Исследованиями [1] установлено, что перспективными с точки зрения возможностей управления качеством соединений и условий труда являются применение заклепок с компенсаторами и импульсного способа клепки. Определяющее влияние на величину и характер распределения радиального натяга оказывают специфические особенности процесса импульсной клепки, т.е. механизм образования соединения [2]. В этой связи представляет интерес установление общих зависимостей, отражающих перемещения элементов ударной системы, протекающие во времени.

Процесс импульсной клепки в общем случае представляет соударение трех тел: бойка, обжимки и поддержки [2]. Будем считать соударяющиеся тела жесткими стержнями, а деформируемую заклепку – податливым элементом, лишенным массы. Так как площадь поперечного сечения стержня заклепки значительно меньше площади поперечных сечений деформирующих ее тел, а прочностные свойства материала последних существенно выше, то предположение об абсолютной жесткости соударяющихся тел можно считать справедливым. Пренебрежение массой заклепки также можно считать вполне допустимым, так как она неизмеримо меньше масс обжимки и поддержки.

Предположим, что к моменту достижения плотного контакта заклепки с обжимкой и поддержкой произойдет полная передача энергии бойка обжимке, которые из соображений максимума КПД передачи энергии выполняются из условия равенства их масс. Приведенное предположение позволяет считать, что процесс клепки осуществляется обжимкой самостоятельно без влияния бойка.

Пренебрегаем влиянием в процессе удара внешних сил воздействия давления и веса энергоносителя, сил трения и других сил. На первом этапе не учитываем также влияние на процесс клепки жесткости пакета соединяемых деталей.

Предположим, что при клепке имеет место центральный удар обжимки и поддержки, то есть линия действия векторов их сил совпадает с осью стержня заклепки, и проходит через центры масс указанных тел.

Обычно полагают, что для практических задач волновыми явлениями, сопровождающими ударные процессы и существенно усложняющими их математическое описание, можно пренебречь, если соблюдается критерий применимо-

сти методов классической теории удара [3 – 5].

$$\frac{t_d}{T} > 3. \quad (1)$$

Ориентировочно оценивая длительность клёпки $t_d \approx 20 \cdot 10^{-5}$ с (по средним значениям величин осадки и скорости деформирования), определив наибольший период собственных колебаний T соударяющихся тел, исходя из отношения фактической длины поддержки l_n и скорости распространения волн α (для

инструментальных сталей $\alpha = 5,1 \cdot 10^3$ м/с)

$$T = 2l_n / \alpha \approx 3,9 \cdot 10^{-5} \text{ с}, \quad (2)$$

находим

$$\frac{t_d}{T} = \frac{20 \cdot 10^{-5} \text{ с}}{3,9 \cdot 10^{-5} \text{ с}} > 3. \quad (3)$$

Это дает возможность при исследованиях представить процесс импульсной клепки упрощенной расчетной схемой классической механики соударения двух жестких тел (рис.1)

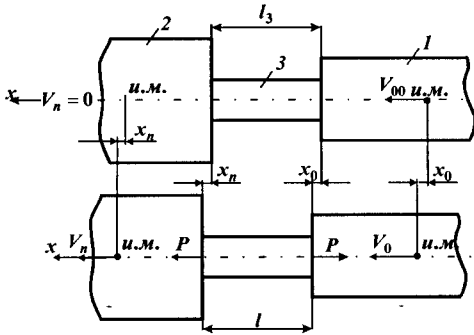


Рис. 1. Расчетная схема импульсной клепки.

с учетом силовых зависимостей деформируемого ими промежуточного элемента (заклепки).

На рис. 1,а показан момент, соответствующий приобретению обжимкой требуемой начальной скорости V_{00} после соударения ее с бойком и наличия плотного контакта обжимки 1 и поддержки 2 с заклепкой 3. Считаем, что к этому моменту поддержка сохраняет состояние покоя, а заклепка – исходную длину l_3 . Соударяющиеся обжимка и поддержка имеют массы m_o и m_n , соответственно. Допущение о несжимаемости обжимки и поддержки дает основание считать перемещение их рабочих поверхностей X_o и X_n равными перемещениям центров масс.

Обозначив текущую длину заклепки во время ее деформирования l , согласно рис. 1,б запишем

$$l_3 = X_o + l - X_n, \quad (4)$$

откуда деформация заклепки

$$\alpha = l_3 - l = X_o - X_n. \quad (5)$$

Вследствие инерционного сопротивления поддержки массой m_n на поверхностях контакта заклепки 3 с обжимкой 1 и поддержкой 2 возникает сила ударного взаимодействия P , деформирующая заклепку и зависящая от величины ее деформации

$$P = f(\alpha). \quad (6)$$

Приняв за положительное направление скорости обжимки V_{00} , запишем дифференциальные уравнения движения соударяющихся тел

$$m_0 \frac{d^2 x_0}{dt^2} = -P = -f(\alpha), \quad m_n \frac{d^2 x_n}{dt^2} = P = f(\alpha). \quad (7)$$

Интегрируя выражения (7) при принятых начальных условиях $t=0, V_0=0, V_n=0$, получим

$$m_0 \int_{V_{00}}^{V_0} dV_0 = - \int_0^t P dt, m_0(V_0 - V_{00}) = - \int_0^t P dt, \quad m_n \int_0^{V_n} dV_n = \int_0^t P dt, m_n V_n = \int_0^t P dt, \quad (8)$$

где V_0 и V_n – текущие скорости обжимки и поддержки.

Приравнявая левые части (8), запишем аналитическое выражение закона сохранения количества движения для ударной системы

$$m_0 V_0 = m_0 V_0 + m_n V_n. \quad (9)$$

Из этого выражения

$$V_0 = \frac{dX_0}{dt} = V_{00} - \frac{m_n}{m_0} \cdot \frac{dX_n}{dt}. \quad (10)$$

Дифференцируем выражение (5) по времени

$$\frac{d\alpha}{dt} = \frac{dX_0}{dt} - \frac{dX_n}{dt}, \quad (11)$$

откуда

$$\frac{dX_n}{dt} = \frac{dX_0}{dt} - \frac{d\alpha}{dt}, \quad (12)$$

а с учетом значения dX_0/dt по (10)

$$\frac{dX_n}{dt} = V_{00} - \frac{m_n}{m_0} \cdot \frac{dX_n}{dt} - \frac{d\alpha}{dt} = \frac{m_0}{m_0 + m_n} \left(V_{00} - \frac{d\alpha}{dt} \right). \quad (13)$$

Дифференцируем выражение (13) по времени

$$\frac{d^2 X_n}{dt^2} = - \frac{m_0}{m_0 + m_n} \frac{d^2 \alpha}{dt^2}, \quad (14)$$

подставляем его в (7)

$$m_n \frac{d^2 X_n}{dt^2} = - \frac{m_0}{m_0 + m_n} \frac{d^2 \alpha}{dt^2} = f(\alpha). \quad (15)$$

Запишем (15) в виде обычного дифференциального уравнения

$$\frac{d^2 \alpha}{dt^2} + \frac{m_0 + m_n}{m_0 \cdot m_n} f(\alpha) = 0, \quad (16)$$

или

$$\alpha'' + \frac{m_0 + m_n}{m_0 \cdot m_n} f(\alpha) = 0. \quad (17)$$

После преобразования получим

$$d[(\alpha')^2] = -2 \frac{m_0 + m_n}{m_0 \cdot m_n} f(\alpha) d\alpha. \quad (18)$$

При $t=0$ $\frac{dX_0}{dt} = V_{00}$, $\frac{dX_n}{dt} = 0$, $\alpha' = \frac{d\alpha}{dt} = V_{00} - 0$, тогда $(\alpha')^2 = V_{00}^2$.

Интегрируя (18), находим

$$\int_{V_{00}}^{(\alpha')^2} d[(\alpha')^2] = -2 \frac{m_0 + m_n}{m_0 \cdot m_n} \int_0^\alpha f(\alpha) d\alpha, \quad (\alpha')^2 - V_{00}^2 = -2 \frac{m_0 + m_n}{m_0 \cdot m_n} \int_0^\alpha f(\alpha) d\alpha,$$

$$\alpha' = \frac{d\alpha}{dt} = \sqrt{V_{00}^2 - 2 \frac{m_0 + m_n}{m_0 \cdot m_n} \int_0^\alpha f(\alpha) d\alpha}. \quad (19)$$

Разделяя переменные и интегрируя, получим

$$t = \int_0^\alpha \left(V_{00}^2 - 2 \frac{m_0 + m_n}{m_0 \cdot m_n} \int_0^\alpha f(\alpha) d\alpha \right)^{-\frac{1}{2}} d\alpha. \quad (20)$$

Заметим, что полной осадке соответствует условие экстремума $d\alpha/dt=0$, то есть

$$\frac{d\alpha}{dt} = \left(V_{00}^2 - 2 \frac{m_0 + m_n}{m_0 \cdot m_n} \int_0^{\alpha_m} f(\alpha) d\alpha \right)^{\frac{1}{2}} = 0, \quad (21)$$

откуда

$$\int_0^{\alpha_m} f(\alpha) d\alpha = \frac{m_n}{m_0 + m_n} \cdot \frac{m_0 \cdot V_{00}^2}{2} = A_\partial, \quad (22)$$

где A_∂ – энергия деформирования заклепки.

Исходя из этого, запишем выражение (20) зависимости осадки α по времени t в общем виде

$$t = \frac{1}{V_{00}} \int_0^\alpha \left(1 - \frac{1}{A_\partial} \int_0^\alpha f(\alpha) d\alpha \right)^{-\frac{1}{2}} d\alpha. \quad (23)$$

Введя безразмерный параметр – относительную посадку – $z = \alpha/\alpha_m$, и подставив в качестве верхнего предела интегрирования $z=1$, получим выражение для определения полного времени процесса клепки

$$t_\partial = \frac{\alpha_m}{V_{00}} \cdot \int_0^1 \left(1 - \frac{1}{A_\partial} \int_0^\alpha f(\alpha) d\alpha \right)^{-\frac{1}{2}} dz. \quad (24)$$

Таким образом, полученная зависимость (23) дает возможность, используя выражения (12) и (13) и учитывая конкретный характер усилия деформирования заклепки $P = f(\alpha)$ (6) найти перемещения деформирующих элементов ударной системы поддержки и обжимки в любой момент процесса клепки и управлять процессом образования соединения и характером распределения радиальных натягов.

Список литературы

1. Чистяк В.Г., Савченко Н.Ф. Клепанные соединения и перспективы импульсных технологий их выполнения. – Вісник інженерної академії України, 2000.–С.240–243.
2. Чистяк В.Г. Процесс образования соединений заклепками с компенсаторами при импульсной клепке.– Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства, вип. 10. “Підвищення надійності відновлюємих деталей машин. Фізичні та комп’ютерні технології”. Харків, 2002. С. 150–153.
3. Вернер Гольдсмит. Удар. Теория и физические свойства соударяемых тел. М., Стройиздат, 1965. - 448 с.
4. Пановко Я.Г. Введение в теорию механического удара. М., Наука, 1977. - 224 с.
5. Кильчевский Н.А. Теория соударений твердых тел. Киев, Наукова думка, 1969. - 246 с.

Анотація

Теоретичні дослідження процесу імпульсного клепаання

Наведені припущення, обґрунтовані метод та розрахункова схема дослідження процесу співудару обжимки і піддержки через заклепку, що ними деформується при імпульсному способі утворення з’єднання. Одержані теоретичні залежності процесу.

Abstract

Theoretical researches of process pulse riveting

Assumptions are submitted, the method and the settlement circuit of research of process of impact squeezing and supports through a rivet deformable by them is proved at a pulse way of formation of connection. Theoretical dependences of process are received.

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЭНЕРГОЕМКИХ ВЫСОКОБЕЗОПАСНЫХ ИМПУЛЬСНЫХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ ТЕХНОЛОГИЙ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Савченко Н.Ф., канд. техн. наук, Кривошапка Ю.Н., канд. экон. наук
(Харьковский Национальный экономический университет, ГП ХМЗ «ФЭД»)

Рассматриваются некоторые особенности проектирования импульсных устройств с использованием газовых энергоносителей.

Важнейшими задачами, стоящими перед технологией машиностроения, являются, с одной стороны, повышение эффективности использования ресурсов, а, другой, уменьшение издержек из-за необходимости их возобновлять и усложнения процессов создания все более точных и качественных изделий (или оказания услуг). С этой целью в промышленности широко используют как комплексные подходы к разработке технологических процессов: формообразование (предварительное – окончательное) с последующими дополнительными операциями на других рабочих местах, так и специальные методы совершенствования потребительских свойств изделия (структуры, качества поверхностного слоя), обеспечивающие возможность осуществлять комплекс работ непосредственно на одном рабочем месте и при минимальном расходе ресурсов [1-5]. Во многих случаях с позиций максимизации эффективности использования ресурсов экономически оправданными будут методы с использованием импульсных энергоносителей, а также динамические (ударные) способы механической и электрофизической обработки заготовок и поверхностного слоя изделия или их локальных зон. Среди многих универсальных и технологически эффективных, с точки зрения экономии ресурсов, методов можно выделить струйную, гидроструйную обработку, обработку дробью, центробежную обработку, беспрессовые методы (гидровзрывную, электрогидравлическую, магнито-импульсную, с использованием эластичных и газовых сред) и т. п., оказывающие существенное влияние на качество, производительность и состояние поверхностей деталей и изделий.

Постановка задачи. Исходя из того, что любая технологическая система – это совокупность функционально взаимосвязанных предметов производства, средств технологического оснащения и исполнителей, можно сделать вывод о целесообразности включения в ее состав как дополнительного оснащения специально предусмотренных элементов минимизации расходования ресурсов и обеспечения безопасности технологического комплекса.

Цель исследования. Эволюционное изменение параметров любой технологической системы, например по принципу «жизненного цикла» (рис.1) свидетельствует о необходимости учитывать тенденцию совершенствования параметров технологических систем (ТС). Важнейшими из них могут быть:

- интенсивность воздействий на обрабатываемый материал;
- длительность воздействия;

- возможность групповой обработки;
- возможность изменения параметров ТС в самых широких пределах;
- возможность взаимосогласования в широких пределах параметров изделия и устройства для выполнения различных операций;
- возможность минимизации нерационального использования энергоносителей, используемого для выполнения технологических операций (основных и дополнительных).

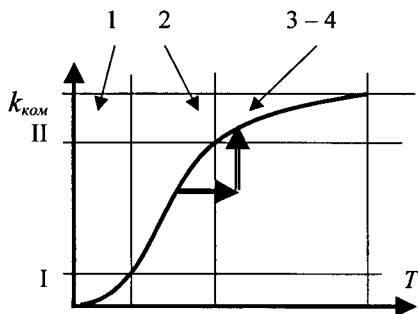


Рис.1. Эволюционное изменение параметров технологической системы (ТС): 1, 2, 3, 4 – этапы изменения в течение периода времени T эффективности ТС.

Исходя из этого, целесообразно считать перспективным дальнейшее совершенствование импульсных технологий.

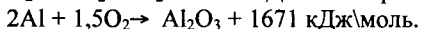
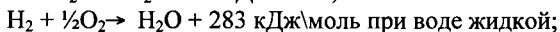
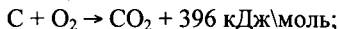
Методика исследований.

Как основное положение о необходимости разработки и усовершенствования методов проектирования именно импульсных устройств, кроме их известных преимуществ – минимальных капиталовложений (и недостатков – повышенных требований к технике безопасности), – используется положение о высоких энергетических возможностях и возможность осуществления

экологически безопасных технологий.

Рассмотрим с целью выявления перспективных импульсных устройств особенности взрывчатых превращений для химических взрывчатых веществ (ВВ) с позиций полного окисления реагентов. Под полным окислением понимается окисление водорода в воду, а углерода в углекислый газ. При этом выделяется также молекулярный азот и кислород. Если в составе ВВ находится металл, то образуется его высший окисел.

Реакция полного окисления:



Следовательно, многокомпонентная смесь, представляемая аналогично универсальной формулы ВВ как $C_aH_bN_cO_d$ имеет кислородный баланс (%):

$$K_o = \frac{\left[d - \left(2a + \frac{b}{2} \right) \right] \cdot 16}{M_{ВВ}} \cdot 100,$$

где 16 – относительная масса кислорода; $M_{ВВ}$ – молекулярная масса ВВ.

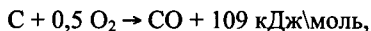
При $d > 2a + \frac{b}{2}$ имеем положительный кислородный баланс;

при $d = 2a + \frac{b}{2}$ - нулевой кислородный баланс;

при $d < 2a + \frac{b}{2}$ - отрицательный кислородный баланс.

ВВ с нулевым кислородным балансом выделяют максимальное количество энергии и минимальное количество ядовитых газов.

При взрыве ВВ с отрицательным кислородным балансом в зависимости от относительного количества кислорода образуется либо ядовитая окись углерода (угарный газ) с меньшим выделением тепла, чем при образовании углекислоты, то есть



либо чистый углерод в виде сажи, резко снижающий образование газов.

При положительном кислородном балансе уменьшается выделение энергии, так как образуется ядовитая окись азота с поглощением тепла по реакции $0,5 \text{N}_2 + 0,5\text{O}_2 \rightarrow \text{NO} - 90,5 \text{ кДж/моль}$.

Многообразие вариантов взрывчатого превращения (продукты реакции вода, углекислый газ, сажа, ядовитый газ) свидетельствует о необходимости рассмотрения импульсных устройств как специальных и гибких технологических систем. При этом такого типа импульсные устройства, являющиеся мобильными и многофункциональными, можно классифицировать как многофункциональные системы или могущие преобразовываться в них с интеллектуально программируемым комплексом технологических операций. При классификации и проектировании ГТС с использованием импульсных устройств следует исходить из того, что эти комплексы могут быть не только пассивными системами определенного технологического назначения, но и активными многофункциональными системами, специально оснащенными для адаптации к изменению ситуации в технологической зоне энергоаккумулирующими устройствами, например по принципу использования отходов производства. Общим с позиции построения различных типов ГТС можно считать наличие универсальных рабочего органа (или нескольких), привода и специального типа устройств управления работой рабочего органа для выполнения при необходимости нескольких различных технологических операций. Эффективность использования ГТС существенно может быть увеличена благодаря их адаптации к меняющимся условиям технологической среды, что обеспечивается управляющими системами с использованием специальных датчиков. Существенно и то, что важным преимуществом ГТС может также считаться и возможность встраивания в существующие технологические комплексы без ухудшения их функционирования. Именно эти признаки и позволяют классифицировать предлагаемые устройства как гибкие технологические системы.

Для разработки направлений проектирования и классификации ГТС необходимо также учесть назначение изделия, энергозатраты на его изготовление, особенности пространственного размещения в технологической зоне, совместимость имеющегося (традиционного для предприятия) оборудования

и ГТС. Как основные признаки классификации могут быть выбраны конструктивные, особенности ГТС, а также применяемые средства их технологического оснащения. При этом все элементы такой системы могут быть двух основных видов исполнения по отношению к производственному технологическому комплексу: внешнего (вне цеха) или внутреннего.

Дальнейший выбор решений при необходимости может проводиться как:

- 1) общий структурный синтез всей ГТС, если определяется ее компоновка и принцип применения;
- 2) элементный синтез, если предполагается формирование каких-то узлов, частей ГТС.

Таким образом, на первом этапе следует разработать матрицы элементов, столбцы которых составные части ГТС, а строки – альтернативные варианты локальных решений. Примерами такого подхода можно считать варианты ГТС, в составе которых имеется:

- привод – электрический, гидравлический, пневматический, термический, химические взрывчатые вещества;
- передача – волновая, упруго механическая, импульсно-циклическая, комбинированная;
- рабочий орган – высокоскоростной поток газовой, жидкой и комбинированной среды, твердое тело (снаряд, технологический блок), изменяющие в техногенной зоне агрегатное состояние среды или нет;
- системы и устройства аккумуляции и обеспечения функционирования ГТС – термические, пневмо - вакуумные, электрические или отсутствовать;
- управляющие устройства – механические, пневматические, электромагнитные, тепловые и возможные их комбинации.

Дополнительные функции ГТС, обеспечиваемые ее элементами – дробление и утилизация отходов производства в технологической или интегрированной к ней зоне, возможность их вторичного использования.

Общее количество вариантов решений может определяться как произведение количества элементов в каждой строке создаваемой морфологической таблицы как приложение к паспорту предприятия или техногенного объекта:

$$N = Z_{otj} \cdot Z_{6e} \cdot \dots \cdot Z_{m_w},$$

где a, q, \dots, m - элемент в соответствующей строке с характерными признаками, $j, e, w = 1, 2, \dots, k, \dots, n$ - их количество.

Примерами ГТС могут быть экологические комплексы, оснащенные специальными рабочими органами по типу вакуумные малогабаритные камеры (капсулы), контейнеры с энергоносителями (горючие газы, взрывчатые вещества и другие: электромагнитные, магнитно-импульсные, пневматические, тепловые и т.д.), а также их соответствующие комбинации. При этом использование мощных и компактных импульсных энергоносителей (горючих газов, взрывчатых веществ) представляется одним из эффективных направлений разработки ГТС.

Основные положения, на которых базируется создание ГТС:

- перевооружение производства и пересмотр существующих технологий (их паспортизация) с позиций экологической безопасности, максимального ресурса - и энергосбережения;
- создание новых технологий на основе последних научных достижений;
- экономическая эффективность;
- пересмотр организационно-экономических принципов;
- внедрение готовых технологических систем, способных к автономному функционированию;
- высокий уровень надежности систем и их гибкость, под которой понимается способность технологической системы к дальнейшему ее функционированию, безопасному для окружающей среды даже в случае выхода из строя отдельных элементов системы;
- минимальные затраты на технологическое переоснащение производства;
- возможность взаимодействия с автоматизированными системами управления производством.

Основные результаты. Разработаны подходы к совершенствованию импульсного типа устройств на основе использования легко адаптируемых к условиям производства энергоносителей. При этом в качестве таких энергоносителей могут быть не только вещества, традиционно относящиеся к энергоносителям типа горючих газов, но и вещества, относящиеся к отходам производства, которые после определенных воздействий могут использоваться в технологических целях.

На рис. 2 приведена схема модульно-блочного устройства для импульсной обработки материалов (штамповка, очистка каналов, микролегирование, получение сажи).

Внешняя нагрузка интенсивностью p (до 100 Мпа и более) создается с использованием специального типа импульсных камер с энергогенерирующими устройствами типа газогенераторов (патент Украины № 72357).

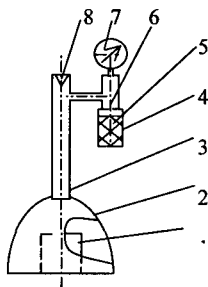


Рис. 2. Импульсное устройство модульного типа: 1 – объект воздействия (заготовка); 2 – энергоблок; 3, 8 – элементы модуля иницирования импульсного воздействия (детонационная трубка и блок поджига смеси); 4, 5, 6 – модуль энергоносителей (корпус газогенератора, реагенты, активатор); 7 – модуль контроля и управления.

С позиций системного подхода процессы, происходящие в системе, могут быть описаны как совокупность энергетических потоков различной природы (электрическая, тепловая, механическая и др.).

Идентифицировать ГТС и ее компоненты как гибкие технологические комплексы и объекты исследования, разработки, внедрения и эксплуатации позволяют следующие принципы [1, 2]:

1. Принцип совмещения высокой производительности и универсальности. В традиционном производстве наибольшая производительность достигается на автоматических линиях и специализированном оборудовании, а наибольшая универсальность – на технологическом оборудовании с ручным управлением и ограниченными возможностями интенсификации использования энергоресурсов. При этом производительность такого оборудования недопустимо мала.

Применение ГТС, использующих легко перестраиваемое импульсное оборудование, позволяет совместить высокую производительность с универсальностью на оптимальном уровне, возможном при современном развитии техники.

2. Принцип технологической гибкости. Способность ГТС в короткие сроки и с минимальными затратами переходить к изготовлению новых объектов производства (деталей, узлов, изделий) характеризует гибкость системы.

Различаются следующие виды гибкости ГТС [2]:

- операционная (технологическая), обеспечиваемая возможностью быстрой смены комплектов приспособлений, инструментов и управляющих программ;
- маршрутная, проявляющаяся в возможности изменения маршрута детали по станкам внутри системы в соответствии с программой ее обработки;
- морфологическая (функциональная), направленная на обеспечение оптимального распределения материальных потоков (деталей, инструментов и т. д.) внутри системы путем соответствующей ее перенастройки или перестройки.

3. Принцип модульности. ГТС строится на базе модулей.

Модуль, являясь компонентом ГТС, также может состоять из компонентов. Не только модуль, но и его компонент может быть самостоятельно разработан, изготовлен и внедрен, однако присущие ему функции он может выполнять только в составе модуля. Важнейшие модули могут быть классифицированы по технологическому принципу (или оснащению); по виду энергоносителя; наличию или отсутствию аккумулирующих устройств; оснащению устройствами управления; сигнализации; обеспечения безопасности; возобновления ресурсов и др.

4. Принцип иерархичности. ГТС в самом общем виде представляет собой многоуровневую структуру: на самом нижнем уровне находятся заготовительные операции, на самом высоком – формирование поверхностного слоя или сборка конструкции.

5. Принцип обеспечения максимальной предметной замкнутости на возможно более низком уровне. Соблюдение этого принципа позволяет свести к минимуму затраты на межоперационное перемещение деталей, сократить число деталеопераций. Наиболее эффективно достижение предметной замкнутости на уровне модуля. Однако при современном развитии техники это не всегда достижимо, а в некоторых случаях экономически нецелесообразно.

6. Принцип функционирования при ограниченном количестве производственного персонала (принцип безлюдности). В соответствии с этим принципом решается задача максимального сокращения численности обслуживающего персонала за счет повышения уровня автоматизации выполняемых системой функций и автоматического контроля за ходом технологического процесса. Другим аспектом этой задачи является возможное продление срока функционирования системы без вмешательства человека.
7. Принцип специализации и интеграции. Этот принцип определяет возможность создания совместимых технологических систем.
8. Принципы системной организации ГТС. Под этими методологическими для поискового проектирования ГТС [1] принципами подразумеваются принцип технологической универсальности и принцип самоорганизации, в свою очередь базирующийся на принципах приспособительной деятельности, живучести, самовосстановления, саморазвития, эволюционно-адаптированного проектирования и внедрения системы.

Принцип универсальности выражает тенденцию к расширению технологических возможностей системы и соответственно номенклатуры обрабатываемых деталей, уменьшению числа установов, сокращению технологических маршрутов, протяженности транспортных путей, увеличению производительности системы, степени завершенности обработки детали.

Принцип приспособительной деятельности проявляется в адаптации системы к условиям внешней (технологической) среды. В результате реакции системы ее технологические возможности приводятся в соответствие с технологическими потребностями запускаемых в производство изделий путем соответствующих переналадок элементов и связей внутри системы.

Принцип живучести характеризует свойство ГПС активно противостоять вредным воздействиям внешней среды и, в случае помех, выполнять свои функции путем перестройки структуры или перераспределения функций между нормально работающими элементами.

Принцип самовосстановления направлен на поддержание и сохранение технологического потенциала системы на заданном (проектном) уровне, что достигается обеспечением системы средствами самодиагностики и самовосстановления отказавших элементов или их автоматической замены.

В основу принципа саморазвития положено свойство системы развиваться и эволюционизировать как путем замены элементов более эффективными и прогрессивными, так и путем трансформации морфологической структуры с целью расширения технологического потенциала.

Принцип эволюционного проектирования и внедрения ГТС выражается в продолжении проектирования после того, как она создана, корректировке проектных решений в процессе отладки и ступенчатом (поэтапном) наращивании мощности технологического потенциала и степени автоматизации ГТС в процессе внедрения.

Таким образом, возможные конструктивные решения обнаруживаются последовательно, после полного перебора вариантов, с учетом принципов системного проектирования, при этом каждый вариант проверяется на соот-

ветствие всем условиям ограничения совместного применения. При большом количестве возможных вариантов такой подход довольно трудоемкий, но является вполне оправданным при прогнозировании эффективности имеющихся средств обеспечения предприятия возобновляемыми и, в особенности, невозобновляемыми ресурсами.

Список литературы

1. Модульное оборудование для гибких производственных систем механической обработки: Справочник/Р. Э. Сафраган, Г. А. Кривов, В. Н. Татаренко и др. – К.: Тэхника, 1989.– 175 с.
2. Технологичность конструкции изделия / Ю.Д. Амиров, Т.К. Алферова, П.Н. Волков и др. – М.: Машиностроение, 1990.– 768 с.
3. Согришин Ю.П. и др. Штамповка на высокоскоростных молотах. М.: Машиностроение, 1978.– 167 с.
4. Шамарин Ю.Е. и др. Высокопроизводительные методы обработки металлов давлением. К. Тэхника. 1991. – 102 с.
5. Гибкая автоматизация единичного и мелкосерийного производства в машиностроении.— Л.: О-во «Знание» РСФСР, Л О, ЛДНТП, 1990.-32 с. Состояние и развитие гибких производственных систем/Труды международного совещания (г. Магдебург, 1985).—М.: МЦНТИ, 1986.

Анотація

Розробка методики проектування енергоємних високо безпечних імпульсних пристроїв для технологій машинобудування

Розглянуті деякі особливості проектування імпульсних пристроїв з використанням газових енергоносіїв.

Abstract

Development of a technique of designing power-intensive it is high safe pulse devices for technologies of mechanical engineering

Some features of designing of pulse devices with usage of gas power supplies are esteemed.

РАСЧЕТ ПОГРЕШНОСТИ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ПРИ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКЕ

Иванов И. Е.

(Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства)

В работе приведен расчет и анализ погрешности формообразования при механической обработке.

Вопросы точности механической обработки по-прежнему являются актуальными для машиностроения. Их исследованию уделяется большое внимание [1, 2, 3]. Весьма важно располагать теоретическими решениями о погрешностях формообразования при механической обработке. Поэтому целью настоящей работы является теоретическое исследование погрешностей формообразования для выявления технологических возможностей существующих методов механической обработки, их оптимизации и создания новых методов механической обработки.

Приведенные в работе [4] зависимости для определения коэффициента погрешности формообразования K_ϕ имеют конкретное применение, обусловленное выбранным методом обработки. Однако в общем случае можно было бы учитывать особенности, присущие построению любой операции обработки поверхностей детали как совокупности отдельных аппроксимированных линейных элементов. Рассмотрим особенности возникновения погрешности механообработки с учетом механизмов образования систематических и случайных погрешностей производящих линий реальных поверхностей.

Пусть функция погрешности обработки зависит от длины образующей и направляющей; взаимного расположения этих линий; площади обработки.

Погрешность формирования образующей и направляющей линий включает случайную и систематическую составляющие:

$$\bar{\Delta}_{об} = \bar{\Delta}_{об}^{сл} + \bar{\Delta}_{об}^{сист}, \quad \bar{\Delta}_n = \bar{\Delta}_n^{сл} + \bar{\Delta}_n^{сист}.$$

Предположим, что суммарная погрешность обработки является не просто векторной суммой случайной и систематической погрешностей, но также зависит от предшествующего положения производящих линий. Это предположение фактически является простейшей интерпретацией механизма марковских процессов. Рассмотрим их теоретическое приложение к описанию «блуждания» фиксированной точки поверхности обрабатываемого инструмента.

Построим вероятностную модель погрешности формообразования.

Обозначим положение режущего инструмента в момент времени t как $\xi(t)$. Пусть в начальный момент времени $t=0$ формообразующая точка режущего инструмента находится в точке $x=0$. За время t она совершает $n = \frac{t}{\Delta t}$ шагов, из которых какое-то случайное число шагов совершается в положительном направлении. Если обозначить S_n число шагов в положительном направлении, то общее смещение формообразующей точки режущего инструмента в

положительном направлении составит $S_n \Delta x$, а в отрицательном направлении $(1 - S_n) \Delta x$. Отсюда можно определить общее смещение $\xi(t)$ за время $t = n \cdot \Delta t$:

$$\xi(t) = [S_n \cdot \Delta x - (n - S_n) \cdot \Delta x] = (2 \cdot S_n - n) \cdot \Delta x.$$

Поскольку ранее было оговорено, что $\xi(0) = 0$, то

$$\xi(s + t) = [\xi(s) - \xi(0)] + [\xi(t + s) - \xi(s)]$$

для любых $s, t \geq 0$. В описанной модели величины $[\xi(s) - \xi(0)]$ и $[\xi(t + s) - \xi(s)]$ являются независимыми, причем распределение вероятностей приращения $[\xi(t + s) - \xi(s)]$ точно такое же, как и приращения $[\xi(t) - \xi(0)]$. Поэтому для любых $s, t \geq 0$ для дисперсии $D\xi(t + s)$ имеет место равенство:

$$D\xi(t + s) = D[\xi(s) - \xi(0)] + D[\xi(t + s) - \xi(s)] = D\xi(s) + D\xi(t).$$

Очевидно, что дисперсия $D\xi(t)$, как функция от t с ростом t меняется линейно таким образом, что $D\xi(t) = \sigma^2 \cdot t$, $0 \leq t \leq \infty$, где σ^2 - некоторая постоянная, которую можно было бы назвать коэффициентом точности формообразования. Дисперсия смещения за время t будет определяться следующим выражением: $D\xi(t) = (\Delta x)^2 \cdot \frac{t}{\Delta t}$.

Поэтому коэффициент точности формообразования может быть выражен через величины Δx и Δt : $\frac{(\Delta x)^2}{\Delta t} = \sigma^2$.

В первом приближении можно принять, что положение формообразующей точки режущего инструмента в момент времени t будет представлено следующим образом:

$$\xi(t) = (2 \cdot S_n - n) \cdot \Delta x = S_n^* \cdot \sigma \cdot \sqrt{t},$$

где $S_n^* = \frac{1}{\sqrt{n}}(2 \cdot S_n - n)$ - нормированная величина.

На основе применения теоремы Муавра-Лапласа окончательное выражение распределения вероятности случайной величины $\xi(t)$ может быть представлено выражением:

$$P\left\{x' \leq \frac{\xi(t)}{\sigma \sqrt{t}} \leq x''\right\} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} P\left\{x' \leq S_n^* \leq x''\right\} = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{x'}^{x''} e^{-\frac{x^2}{2}} dx.$$

Это выражение дает распределение вероятностей не только величины $\xi(t)$, но и любого смещения формообразующей точки режущего инструмента за время t , поскольку в силу однородности рассматриваемого процесса приращение $\xi(t + s) - \xi(s)$ при любом значении $\xi(t)$ имеет то же распределение вероятностей, что и приращение $\xi(t) - \xi(0) = \xi(t)$, а именно:

$$P\left\{x' \leq \frac{\xi(t + s) - \xi(s)}{\sigma \sqrt{t}} \leq x''\right\} = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{x'}^{x''} e^{-\frac{x^2}{2}} dx.$$

Рассмотрим особенности положения точки формообразования режущего инструмента. Предположим, что вероятность того, что эта точка находится правее исходной точки a такова же, как и вероятность оказаться левее ее и равна 0,5. Таким образом, $P\{\xi(t) \geq a \mid \tau_a \leq t\} = \frac{1}{2}$.

Тогда, принимая $\sigma^2=1$, получим следующее выражение для функции распределения τ_a :

$$F\tau_a(t) = P\{\tau_a \leq t\} = 2 \cdot P\{\xi(t) \geq a\} = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \cdot \int_{at^{1/2}}^{\infty} e^{-x^2/2} dx.$$

Дифференцируя функцию распределения по t может быть получено выражение плотности вероятности $P\tau_a(t) = \frac{a}{\sqrt{2 \cdot \pi}} \cdot t^{-3/2} \cdot e^{-a^2/2t}$, $0 \leq t \leq \infty$
 $P\tau_a(t) = 0$ при $t < 0$.

Отсюда можно определить распределение вероятностей величины максимального смещения $\xi = \max_{0 \leq s \leq t} \xi(s)$ формообразующей точки режущего инструмента:

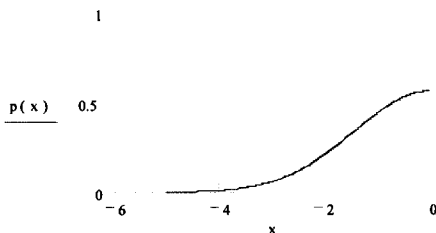
$P\{\max_{0 \leq s \leq t} \xi(s) \geq x\} = P\{\tau_x \leq t\} = \sqrt{\frac{2}{\pi \cdot t}} \cdot \int_x^{\infty} e^{-u^2/2t} du$, отсюда плотность вероятности: $p_{\xi}(x) = \sqrt{\frac{2}{\pi \cdot t}} \cdot e^{-x^2/2t}$, при $0 \leq t \leq \infty$.

Следующий фрагмент демонстрирует результат моделирования полученного выражения.

$$t := 2$$

$$x := 0, -0.01 \dots -5$$

$$p(x) := \sqrt{\frac{2}{\pi \cdot t}} \cdot e^{-\frac{x^2}{2t}}$$



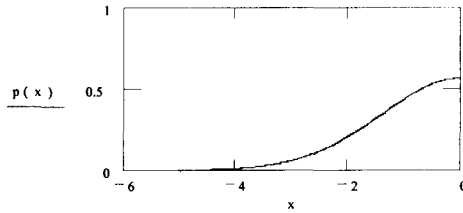
Распределение вероятностей величины минимального смещения $\xi = \min_{0 \leq s \leq t} \xi(s)$ формообразующей точки режущего инструмента:

$$p(x) = \sqrt{\frac{2}{\pi \cdot t}} \cdot e^{-x^2/2t}, \text{ при } -\infty \leq t \leq 0.$$

$$t := 2$$

$$x := 0, -0.01 \dots -5$$

$$p(x) := \sqrt{\frac{2}{\pi \cdot t}} \cdot e^{-\frac{x^2}{2 \cdot t}}$$



$$\int_{-\infty}^{\infty} p(x) dx = 1$$

Предполагаемая непрерывной, траектория движения формообразующей точки режущего инструмента достигает своего максимума в некоторой точке $\tau, 0 \leq \tau \leq t$. Рассмотрим распределение случайной величины τ . Пусть имеется плотность совместного распределения вероятностей случайных величин τ и $\xi = \xi(\tau)$ где $\xi = \max_{0 \leq u \leq t} \xi(u)$. Тогда эта плотность имеет следующий вид:

$$p_{\tau, \xi}(s, x) = \frac{1}{\pi \cdot \sqrt{s \cdot (1-s)}} \cdot \frac{x}{s} \cdot e^{-x^2/2s}$$

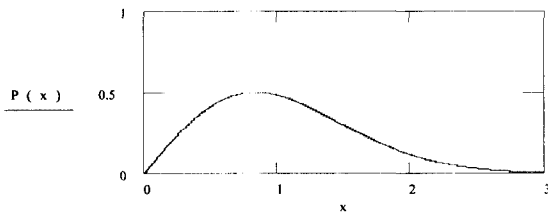
Моделирование этой зависимости иллюстрируется следующим файлом пакета MathCAD.

$$x := 0, 0.01 \dots 3$$

$$t := 1$$

$$s := 0.7 \cdot t$$

$$P(x) := \left[\frac{1}{\pi \cdot \sqrt{s \cdot (1-s)}} \right] \cdot \left(\frac{x}{s} \right) \cdot e^{-\left(\frac{x^2}{2 \cdot s} \right)}$$



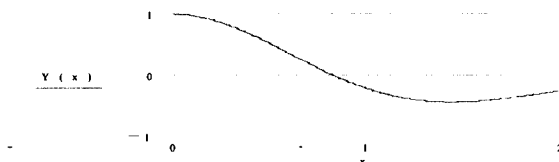
Частный пример решения представленного уравнения, приведенный выше, показывает, что имеет место максимум плотности вероятности при некотором значении x_{opt} . Взяв производную и приравняв ее нулю можно найти это значение. Графически точка пересечения графика с осью абсцисс дает эту возможность.

$$t := 1 \quad x := 0.01, 0.02 \dots 2$$

$$s := 0.7 - t$$

$$P(x) := \left[\frac{1}{\pi \cdot \sqrt{(s \cdot (t - s))}} \right] \cdot \left(\frac{x}{s} \right) \cdot e^{-\left(\frac{x^2}{2 \cdot s} \right)}$$

$$Y(x) := \frac{d}{dx} P(x)$$



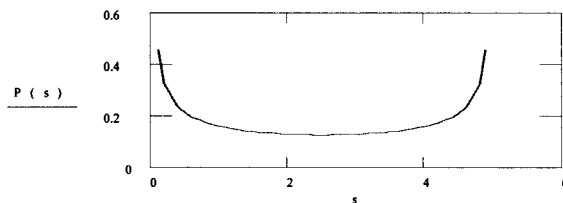
Плотность отдельно взятой величины τ - точки максимума траектории $\xi(s)$ на отрезке времени $0 \leq s \leq t$ будет: $p_\tau(s) = \frac{1}{\pi \cdot \sqrt{s \cdot (1-s)}}$.

Графическая иллюстрация представлена следующим файлом:

$$t := 5$$

$$s := 0.1, 0.2 \dots t - 0.1$$

$$P(s) := \frac{1}{\pi \cdot \sqrt{s \cdot (t - s)}}$$



Сделанные математические выкладки служат теоретическим описанием вероятностного характера погрешности формообразования поверхности и позволяют предположить, что максимум погрешности формируется в определенных точках (областях) обрабатываемой поверхности. Исходя из представлений о модели формирования погрешности, построенной нами на анализе временных характеристик, можно сделать вывод, что определенное влияние на погрешность обработки оказывает время обработки. А оно, в свою очередь, является

характеристикой режима обработки и размеров обрабатываемой поверхности.

Список литературы

1. Теоретические основы технологии машиностроения: Учебник / А.В. Якимов, Ф.В. Новиков, А.А. Якимов, Г.В. Новиков, Н.И. Решетнев. – Одесса: ОНПУ, 2002. – 491 с.
2. Теоретические основы резания и шлифования материалов: Учеб. пособие / А.В. Якимов, Ф.В. Новиков, Г.В. Новиков, Б.С. Серов, А.А. Якимов. – Одесса: ОГПУ, 1999. – 450 с.
3. Маталин А.А. Технология машиностроения: Учебник. – Л.: Машиностроение, 1985. – 496 с.
4. Иванов И.Е., Новиков Ф.В. Влияние методов формообразования на точность механообработки // Физические и компьютерные технологии. Труды 11 Межд. научн.-техн. конф., 2-3 июня 2005г. – Харьков: ХНПК „ФЭД”, 2005. – С.108-113

Анотація

Розрахунок похибки формоутворення при механічній обробці

В роботі наведено розрахунок і аналіз похибки формоутворення при механічній обробці.

Abstract

Calculation of the error of formation of forms at machining

In work calculation and the analysis of an error of formation of forms is resulted at machining.

КРИТЕРИИ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ АДГЕЗИОННОЙ АКТИВНОСТИ ИЗНОСОСТОЙКИХ ПОКРЫТИЙ РАЗЛИЧНОГО ХИМИЧЕСКОГО СОСТАВА НА РЕЖУЩИХ ИНСТРУМЕНТАХ

Вакуленко К. В., Мацевитый В. М., докт. техн. наук,
Казак И. Б., канд. техн. наук
(ИПМаш НАН Украины, г. Харьков)

Предложены критерии прогнозирования адгезионной активности тугоплавких соединений различного химического состава в условиях резания. Предложенные критерии могут быть использованы при создании новых эффективных покрытий для режущих инструментов и инструментальных материалов.

Тонкие износостойкие покрытия на основе тугоплавких соединений широко используются для повышения работоспособности режущих инструментов. Исследования показывают, что благодаря таким покрытиям, нанесенным на рабочую поверхность режущих инструментов, значительно снижаются силы резания, изменяется теплонапряженность процесса, снижается интенсивность изнашивания за счет уменьшения схватывания инструмента с обрабатываемым материалом и предотвращения диффузии атомов из инструментального материала в обрабатываемый и в противоположном направлении, что в результате повышает стойкость инструмента и позволяет интенсифицировать процесс резания [1].

Эффективность использования покрытий определяется многими факторами: твердостью покрытия, его адгезией к инструментальной подложке, хрупкостью материала покрытия, коэффициентом термического расширения, теплопроводностью, схватываемостью покрытия с обрабатываемым материалом (или адгезионной активностью материала покрытия по отношению к обрабатываемому материалу) и другими факторами. В исследованиях [1, 2] установлено, что адгезионная активность покрытия на режущих инструментах является его основным функциональным свойством, причем, чем ниже она, тем эффективнее покрытие.

К сожалению, в технологических разработках, посвященных созданию новых более эффективных покрытий, адгезионная активность покрытия чаще всего не учитывается, что затрудняет получение положительных результатов. Кроме того, в практике использования покрытий на режущих инструментах вопрос о том, какое покрытие целесообразно использовать в конкретном случае обработки, решается, как правило, без серьезного научного обоснования.

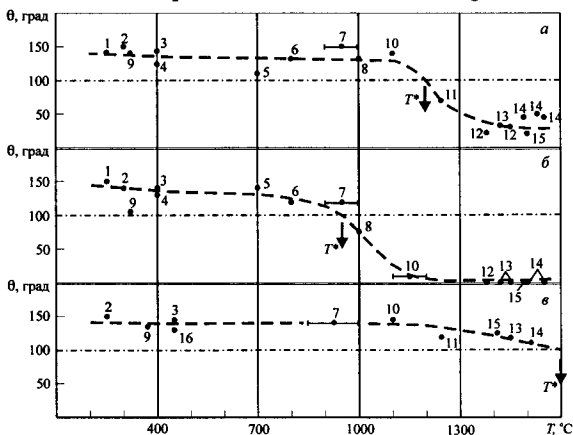
Замечено, что адгезионная активность покрытия существенно зависит от его химического и фазового состава. Это обстоятельство открывает широкие возможности для поиска оптимальных составов, что на практике сводится чаще всего к громоздким технологическим экспериментам.

Цель настоящей работы состоит в том, чтобы обратить внимание специалистов на возможность оперативного прогнозирования эффективности покрытий с помощью имеющейся справочной информации о смачиваемости тугоплавких соединений расплавленными металлами при разных температурах. Эта возможность

базируется на том, что краевой угол смачивания θ является показателем адгезионного взаимодействия соединения с расплавленным металлом, поскольку работа адгезии ($A_{адз}$) $A_{адз} = \sigma(1 + \cos\theta)$, где σ – поверхностное натяжение жидкости.

Нами на основе большого справочного материала [3,4] проведен анализ смачиваемости наиболее важных в практическом отношении тугоплавких соединений, который позволяет предложить простые критерии оценки потенциальной эффективности покрытия по параметру его адгезионной активности по отношению к обрабатываемому материалу.

На рис. 1 представлены значения краевого угла смачивания нескольких соединений разными металлами при существенно отличающихся температурах в координатах «угол смачивания – температура испытаний». Из рисунка видно, что для всех рассматриваемых соединений в широкой области температур (начиная с 200 °С) характерно слабое отклонение углов смачивания от постоянного довольно высокого значения θ , что свидетельствует о низкой смачиваемости соединений в этой температурной области. Существенное изменение угла смачивания наступает лишь тогда, когда температура испытаний превышает определенный предел. Учитывая, что подобные зависимости характерны для широкого перечня тугоплавких соединений, напрашивается вывод о том, что сильное адгезионное взаимодействие соединений с металлами начинается лишь при достижении конкретной, характерной для каждого соединения температуры. Физический смысл явления состоит в том, что для реализации сильного адгезионного взаимодействия контактирующих тел нужна определенная термическая активация, благодаря которой разрушаются устойчивые электронные конфигурации соединения. В результате резко возрастает концентрация плохо связанных с кристаллической решеткой соединения электронов, способных взаимодействовать с



1-In; 2 - Sn; 3 - Pb; 4 - Ti; 5 - Sb; 6 - Ga; 7 - Al; 8 - Ge; 9 - Bi;
10 - Cu; 11 - Mn; 12 - Ni; 13 - Co; 14 - Fe; 15 - Si; 16 - Cd

Рис. 1. Краевой угол смачивания ZrC (а), Mo₂C (б) и BN (е) жидкими металлами и неметаллами в зависимости от температуры испытаний T.

электронной структурой расплавленного металла с образованием адгезионных связей.

Температура, при которой начинается этот процесс, может служить характеристикой адгезионной (или химической) устойчивости соединения. Предлагается в качестве такой температуры взять температуру T^* , отвечающую уровню угла смачивания $\theta=100$ град. В табл.1 температура T^* приведена для ряда соединений вместе с уровнем угла смачи-

ваемости в различных температурных интервалах его измерения (температурный интервал в градусах Цельсия указан рядом с буквой θ). Видно, что T^* для разных соединений существенно отличается и находится в пределах от 950 до 1650 °С.

Таблица 1

Значения краевого угла смачивания и температуры T^* тугоплавких соединений

Соединения	Значения θ , характерные для различных температурных интервалов, град					T^* , °С
	$\theta(200 - 300)$	$\theta(600 - 700)$	$\theta(700 - 800)$	$\theta(800 - 900)$	$\theta(900 - 1000)$	
TiC	145	145	145	135	130	~1150
ZrC	150	140	135	145	150	1200
HfC	150	135	145	145	150	1300
VC	125	110	120	125	130	1100
NbC	145	110	110	130	135	1050
TaC	155	125	120	120	120	1050
Cr ₃ C ₂	135	125	120	120	120	1050
WC	145	100	110	135	138	950
TiN	140	145	145	150	150	1450
ZrN	125	135	140	145	150	1500
Al ₂ O ₃	145	145	150	150	150	1650
BN	150	145	145	145	145	~1600
AlN	100	120	125	135	140	~1600

Наиболее химически устойчивыми являются Al₂O₃, нитрид бора, нитрид алюминия, нитриды циркония и титана, т.е., главным образом, те соединения, которые имеют наибольшую эффективность либо в составе покрытий, либо в качестве основной фазы инструментального материала (минералокерамика – Al₂O₃, боразон – BN, покрытия на основе TiN, ZrN, Al₂O₃).

По величине угла смачивания соединений в разных температурных интервалах можно судить о целесообразности использования тех, или иных покрытий. Например, при обработке инструментами из быстрорежущих сталей возможные контактные температуры ограничены теплостойкостью инструментального материала (~600 °С), в связи с чем для такого инструмента важны значения θ в интервале 600 – 800 °С. Из таблицы видно, что все соединения имеют в этом интервале высокое значение θ и поэтому могут быть основой покрытия. Вместе с тем, предпочтение следует отдать тем соединениям, для которых значения θ наиболее высокие, и среди них – TiC, TiN и Al₂O₃.

По параметру адгезионной активности для инструментов из быстрорежущих сталей покрытия на основе указанных соединений представляются одинаково эффективными. Имеющиеся в литературе сообщения о низкой эффективности покрытий чаще всего связаны с отступлением от оптимальных режимов их получения. Например, при получении покрытий на основе TiN, в покрытии, кроме нитрида титана, может находиться значительное количество α -Ti, а фаза TiN по своему химическому составу может быть далека от стехиометрии,

и содержать избыток титана, что приводит к существенному усилению адгезионного взаимодействия покрытия с обрабатываемым материалом. На контактных поверхностях инструментов из твердых сплавов, теплоустойкость которых находится на уровне 850 – 900 °С, возможны контактные температуры ~1000 °С и выше. В связи с этим критерием эффективности соединений как в составе покрытия, так и в составе инструментального материала, могут быть значения θ (1000 – 1100 °С), а также T^* . Из таблицы видно, что по параметру адгезионной активности предпочтительны соединения TiN, ZrN, Al₂O₃, BN, и AlN. Представляется, что наибольшую эффективность эти соединения могут иметь при обработке труднообрабатываемых материалов, для которых характерны высокие температуры резания.

Таким образом, на основе анализа справочных данных о смачиваемости тугоплавких соединений предлагаются критерии оценки их эффективности, как в составе покрытий, так и в составе инструментальных материалов. Предлагаемые критерии могут быть использованы при создании новых покрытий и инструментальных материалов, а также при решении вопросов рационального выбора известных покрытий для повышения работоспособности инструментов в конкретных условиях резания.

Список литературы

1. Мацевитый В.М. Покрытия для режущих инструментов. – Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьковском ун-те, 1987. – 128 с.
2. Мацевитый В.М., Казак И.Б., Романова Л.М. Влияние износостойкого покрытия на условия фрикционного контакта стружки с передней поверхностью инструмента. // Трение и износ. – 1985. – т. 6, № 2. – С. 332 – 338.
3. Самсонов Г.В., Веницкий И.М. Тугоплавкие соединения. – М: Металлургия, 1976. – 558 с. 4. Физико-химические свойства окислов: Справочник / Под. ред. Г.В. Самсонова. – М.: Металлургия, 1969. – 455 с.

Анотація

Критерії прогнозування адгезійної активності зносостійких покриттів різного хімічного складу на різучих інструментах.

Запропоновано критерії прогнозування адгезійної активності тугоплавких сполук різного хімічного складу в умовах різання. Запропоновані критерії може бути використано при створенні нових ефективних покриттів для різальних інструментів та інструментальних матеріалів.

Abstract

Criteria of forecasting of adhesive activity of wearresistance coatings of the various chemical compound on cutting tools

Criteria of forecasting of adhesive activity of refractory connections of a various chemical compound in conditions of cutting are offered. The offered criteria can be used at creation of new effective coatings for cutting tools and tool materials.

КРИТЕРИИ ПРИМЕНЕНИЯ УСТРОЙСТВ ПОТОЧНОГО ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ ИЗОЛЯЦИОННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КАБЕЛЬНЫХ ИЗДЕЛИЙ НА СОВРЕМЕННЫХ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ ЭКСТРУЗИОННЫХ ЛИНИЯХ

**Золотарев В.М., канд. техн. наук, Карпушенко В.П., канд. экон. наук,
Науменко А.А., канд. техн. наук, Бузько С.В., Золотарев В.В.**
(ЗАО Завод «Южкабель», г. Харьков)

Предложена методика определения критериев применения средств поточного электрического контроля изоляции и оболочек во время их изготовления на автоматизированных экструзионных линиях.

Современные способы производства изоляционных элементов кабелей и проводов основываются на применении автоматизированных экструзионных линий переработки и наложения пластмасс. Каждая экструзионная линия характеризуется определенным функциональным соотношением между толщиной изоляционного элемента (изоляция, оболочка, шлангового покрова) и скоростью его движения в процессе наложения. С другой стороны, толщина изоляционного элемента определяет величину емкостной электрической нагрузки применяемого средства его испытаний напряжением на проход в конкретной экструзионной линии. Следовательно, функциональные характеристики технологических линий наложения изоляции и средств ее электрических испытаний оказываются связанными, а выбор конкретного испытательного средства для той или иной экструзионной линии представляет значительный практический интерес.

В [1] было показано, что функциональная зависимость, характеризующая работу экструзионных технологических линий для изготовления изоляционных элементов кабельных изделий имеет вид

$$P\delta = \frac{K}{V}, \quad (1)$$

где P - периметр поперечного сечения изоляционного элемента; δ - его толщина в радиальном направлении; K - коэффициент пропорциональности; V - скорость движения изделия в линии.

Современные средства испытаний изоляционных элементов кабельных изделий напряжением на проход реализуют в настоящее время требования следующих основных стандартов.

- ГОСТ 2990-78. Основные его требования сводятся к тому, что время действия электрического напряжения на изоляционный элемент не должно быть меньшим $t=0,06$ с, а значит, при заданной длине L испытательного электрода, скорость движения V изделия в экструзионной линии должна быть не больше, чем

$$V = L/t. \quad (2)$$

2. Стандарт UL –1581(США) устанавливает, что на любую точку изоляционного элемента должны воздействовать n периодов испытательного напряжения. Таким образом, связь между скоростью изделия, числом периодов испытательного напряжения, длиной испытательного электрода и частотой испытательного напряжения f имеет вид

$$V = Lf / n. \quad (3)$$

3. Британский стандарт BS 5099:1971 устанавливает время воздействия испытательного напряжения на изоляционный элемент равное 0,05 с, а значит и в этом случае скорость движения изоляционного элемента также может быть определена по (2).

Реактивная мощность N нагрузки испытательного средства, нагруженно-го на коаксиальный конденсатор с погонной емкостью C , изоляцией которого служит изоляционный элемент на длине испытательного электрода, равна

$$N = 2\pi \cdot f \cdot U^2 C \cdot L, \quad (4)$$

где U - амплитуда испытательного напряжения.

Эту реактивная мощность ограничивают значением 200 Вт из соображений безопасности работы обслуживающего персонала.

Используя теперь (2), (3), (4) можно записать функциональные зависимости, характеризующие работу испытательных средств, реализующих соответственно требования:

стандартов ГОСТ и BS:

$$U^2 C = N / 2\pi \cdot f \cdot t \cdot V, \quad (5)$$

стандарта UL:

$$U^2 C = N / 2\pi \cdot n \cdot V. \quad (6)$$

Установим теперь связь между (1) и (5), (6). Погонная емкость коаксиального конденсатора заполненного диэлектриком с относительной диэлектрической проницаемостью ϵ , находящегося между цилиндрами радиусов R и r равна:

$$C = \frac{2\pi\epsilon\epsilon_0}{\ln(R/r)}, \quad (7)$$

где ϵ_0 - абсолютная диэлектрическая проницаемость вакуума; $R = r + \delta$. Здесь R и r есть внешний и внутренний радиусы накладываемого экструзионной линией изоляционного элемента, соответственно.

Тогда

$$\ln(R/r) = \ln\left(1 + \frac{\delta}{r}\right). \quad (8)$$

Учитывая, что обычно $r \approx R$ и $r, R \gg \delta$, разложим (8) в ряд Маклорена по малой величине δ/r и, ограничиваясь первым членом ряда, имеем

$$\ln(R/r) \approx \frac{\delta}{r}. \quad (9)$$

Подставив (9) в (7), получаем с учетом того, что

$$C \approx 2\pi\epsilon\epsilon_0 r / \delta \approx \epsilon\epsilon_0 \Pi / \delta. \quad (10)$$

Испытательное напряжение U и толщина изоляции δ , в первом приближении, являются математическими величинами одного порядка, поэтому

$$U^2 C \sim \delta^2 \frac{\Pi}{\delta} \sim \Pi \delta. \quad (11)$$

Используя далее (11) и (1) получаем функциональную зависимость, характеризующую работу экструзионной линии, выраженную через аргумент $U^2 C$:

$$U^2 C \approx \frac{K}{V}. \quad (12)$$

Коэффициент K определяется из паспорта конкретной экструзионной линии. Сравнив теперь (5), (6) и (12) можно видеть, что функциональная зависимость, характеризующая работу экструзионной линии и функциональная зависимость, характеризующая работу средств испытаний выражена в одних и тех же координатах $U^2 C$ и V . Зависимость параметра $U^2 C$ от скорости движения V изделия в экструзионной линии для разных стандартов испытаний напряжением на проход (т.е. поточного электрического контроля накладываемых изоляционных элементов кабельных изделий) приведена в табл. 1.

Таблица 1

V , м/с		1	2	4	8	10	12	15
$U^2 C$, В ² Ф/м	UL – 1581	1,768	0,884	0,442	0,221	0,177	0,147	0,118
	BS 5099 : 1974	6,366	3,183	1,59	0,795	0,637	0,530	0,424
	ГОСТ 2990-74	5,305	2,65	1,33	0,663	0,53	0,442	0,353

Таблица 1 задаёт функциональную зависимость, характеризующую средства испытаний напряжением на проход. В соответствии с (12), работа экструзионной линии в каком-либо режиме в координатах $U^2 C$ и V характеризуется одной точкой M . Работа конкретного средства поточного электрического контроля, воспроизводящего требования того или иного стандарта, характеризуется, как видно из таблицы 1, определённой кривой $U^2 C = f(V)$. Отсюда следует критерий применимости средства поточного контроля для работы конкретной экструзионной линии, а именно: если точка M лежит выше кривой $f(V)$, то данное средство будет успешно работать в этой экструзионной линии.

Данная методика позволила рассчитать возможность применения испытательных средств, реализующих требования различных технологических линий применяемых в кабельной технике (см.табл.2).

Таблица 2

Перерабатываемый материал, стандарт испытаний		Диаметр червяка экструдера экструзионной линии, мм				
		45	60	90	125	160
Полиэтилен	UL - 1581	+	+	+	–	–
	BS 5099 : 1974	–	–	+	+	+
Поливинилхлорид	ГОСТ 2990-74	–	–	–	+	+

Выводы. Применение средств поточного электрического контроля (искровых тестеров), работающих на высокой частоте более предпочтительно в высокоскоростных экструзионных линиях. В тихоходных линиях наиболее предпочтительно применение приборов, реализующих требования ГОСТ и BS.

Список литературы

1. Золотарёв В.М. Электрический метод и прибор для поточного контроля параметров изоляции кабельных изделий. Дисс. на соискание уч. степ. канд. техн. наук. Харьков, НТУ «ХПИ», 2002 г, 194 с.

Анотація

Критерії застосування пристроїв потокового електричного контролю ізоляційних елементів кабельних виробів на сучасних автоматизованих екструзійних лініях

Запропонована методика визначення критеріїв застосування засобів поточного електричного контролю ізоляції та оболонки під час їх виготовлення на автоматизованих екструзійних лініях.

Abstract

Criteria of application of devices of the line electric control isolation elements of cable products on modern automated extrusion lines

The method of criteria defining of using the spark testers for the check of the insulations and jackets during manufacturing at modern automated extrusion lines.

СТАТИСТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КОМБИНИРОВАННОГО
ИНСТРУМЕНТА

Карпуть В. Е., докт. техн. наук, Граница В. А.
(НТУ «ХПИ», ГП ХМЗ «ФЭД»)

Приведен анализ эффективного применения комбинированного стержневого инструмента при обработке корпусных деталей на многоцелевых станках.

Конструкция комбинированного инструмента зависит от формы и размеров отверстия, требуемой точности и параметров шероховатости обрабатываемой поверхности и величины припуска на обработку.

Комбинированный инструмент значительно дороже, чем стандартный, поэтому его применение предпочтительно в условиях крупносерийного и серийного производства для обработки деталей из цветных металлов и сплавов. Производственный опыт, накопленный на Харьковском машиностроительном заводе «ФЭД», подтверждает эффективность применения комбинированного инструмента и в мелкосерийном производстве агрегатов, в первую очередь, корпусных деталей из цветных сплавов.

Наибольшую долю в общем количестве комбинированных инструментов составляют зенкеры: перовые (64%) и многолезвийные (26%). Ступенчатые сверла составляют 4%, развертки – 4,7%, сверла-развертки – 2,3%.

В геометрические параметры режущей части комбинированного инструмента внесены некоторые изменения, учитывающие особенности обработки.

Наиболее распространенным на предприятии методом обработки отверстий в сплошном металле является сверление быстрорежущими сверлами, режущая часть которых затачивается под двойным углом при вершине: проводится подточка пера на передней поверхности и сердцевине сверла у поперечной кромки. Уменьшение угла конуса до 90° улучшает процесс сверления сквозных отверстий, но при этом значительно уменьшает прочность вершины. Для увеличения прочности вершины сверла ее заточка выполняется под углом 140° на длине 2,0-2,5 мм по главной режущей кромке, а остальная часть конуса сверла имеет угол 90° . Такое сочетание углов при вершине и их линейное соотношение по длине главной режущей кромки улучшает процесс сверления. Угол конуса 140° увеличивает прочность вершины сверла, а угол 90° облегчает работу сверла и не образует заусенцев при сверлении сквозных отверстий. Передний угол $\gamma = 10^\circ$, задний угол $\alpha = 10...11^\circ$, угол наклона винтовой канавки $\omega = 20...38^\circ$.

Геометрические параметры режущей части комбинированных зенкеров: угол наклона винтовой канавки $\omega = 20...38^\circ$, угол заборного конуса $\phi = 60...120^\circ$, передний угол $\gamma = 5...8^\circ$, задний угол $\alpha = 8...20^\circ$; разверток: главный угол в плане $\phi = 90^\circ$, передний угол $\gamma = 10^\circ$, задний угол $\alpha = 5...12^\circ$, угол наклона винтовой канавки $\omega = 0^\circ$.

Нами выполнен статистический анализ конструктивных характеристик

комбинированных инструментов: минимального диаметра обработки, количества ступеней инструмента, соотношения длин ступеней, соотношения диаметров ступеней, а также материала режущей части. Результаты анализа представлены в виде диаграмм на рис. 1...5.

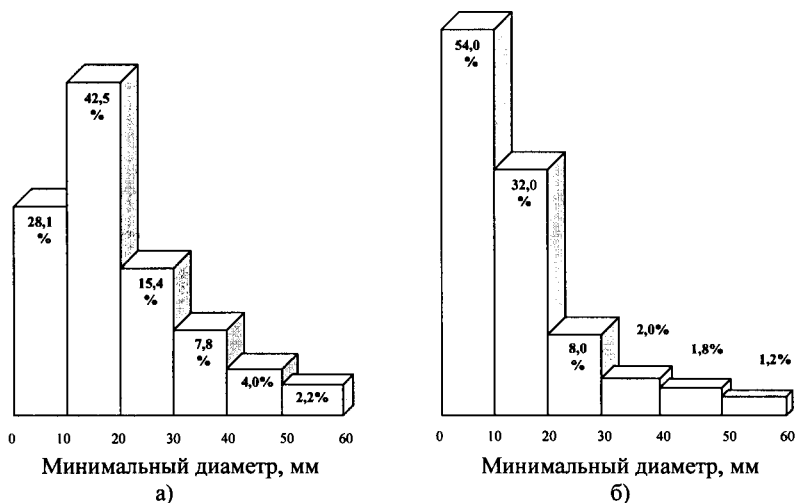


Рис. 1. Диаграммы распределения минимальных диаметров обработки перовых (а) и многолезвийных (б) зенкеров.

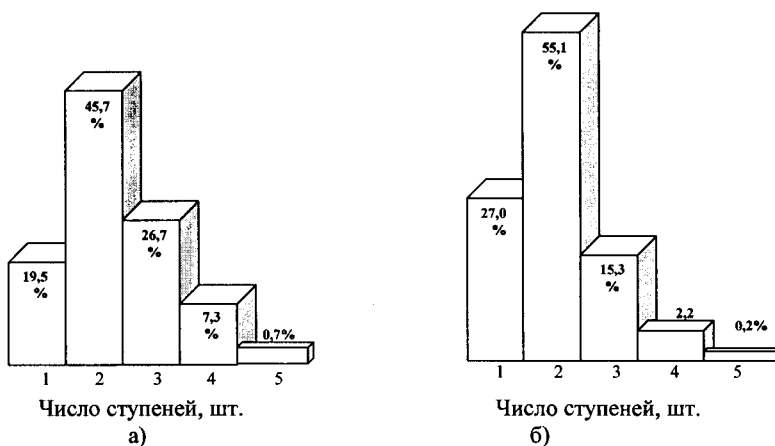


Рис.2. Диаграммы распределения по числу ступеней перовых (а) и многолезвийных (б) зенкеров.

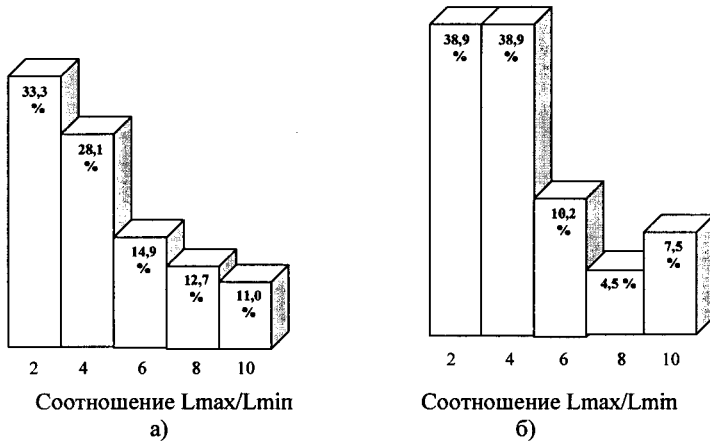


Рис. 3. Диаграммы распределения по соотношению максимальных L_{max} и минимальных L_{min} длин ступеней перовых (а) и многолезвийных (б) зенкеров.

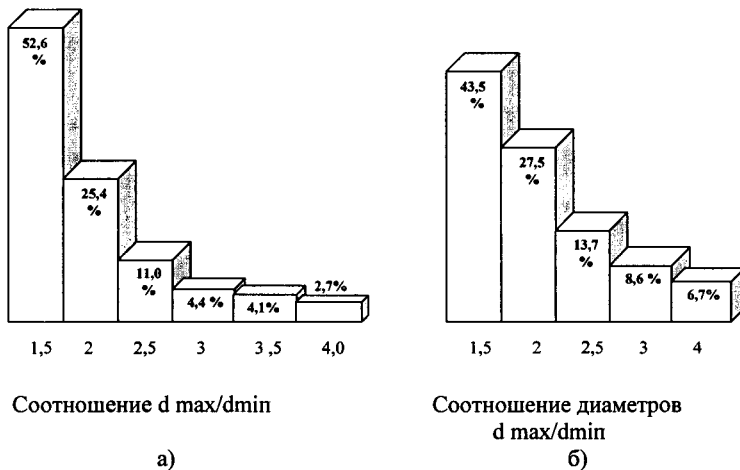
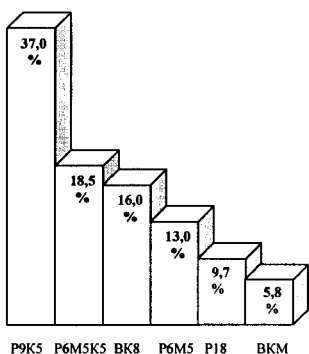
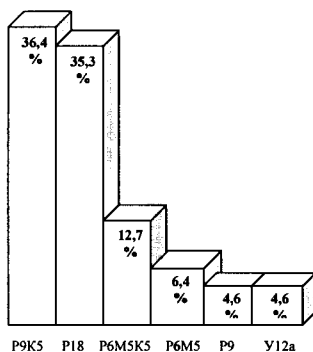


Рис. 4. Диаграммы распределения по соотношению максимального d_{max} и минимального d_{min} диаметров перовых (а) и многолезвийных (б) зенкеров.



Материал инструмента
а)



Материал инструмента
б)

Рис. 5. Диаграммы распределения по материалу режущей части перовых (а) и многолезвийных (б) зенкоров.

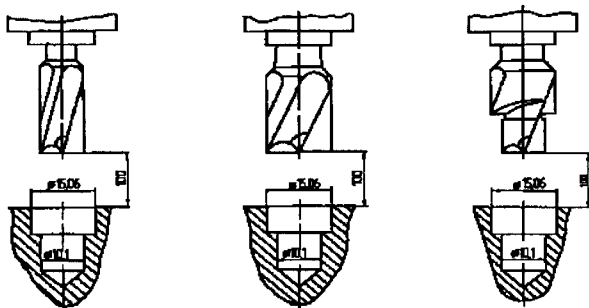


Рис. 6. Технологические схемы обработки ступенчатого отверстия стандартными инструментами (а) и ступенчатым зенкером (б).

Полученные результаты позволяют оценить тенденции развития комбинированного инструмента, сформулировать исходные данные для решения задачи оптимизации условий его применения.

Нами выполнены также экспериментальные исследования точности

обработки комбинированным зенкером ступенчатого отверстия (рис.6).

Результаты контрольных измерений, приведенные в табл. 1, подтверждают высокие точностные возможности обработки комбинированными зенкерами как стальных, так и алюминиевых деталей.

Нами исследована интенсивность формообразования корпусных деталей «Корпус центральный» (магнийсый сплав) и «Корпус насоса» (алюминиевый сплав), обрабатываемых на многоцелевых станках. Проанализированы режимы резания комбинированными зенкерами, приведенные в технологической документации, а также определенные по нормативам [1...3]. Графики, характеризующие уровни режимов резания, показаны на рис.7, 8. Как видим, имеются значительные резервы повышения режимов резания, особенно при обработке алюминиевых сплавов.

Таблица 1

Показатели точности зенкерования ступенчатого отверстия $\varnothing 10,1/15,6$ мм

Контролируемый параметр	Диаметр ступени, мм	Материал заготовки			
		Сталь		Алюминий	
		Тип инструмента			
		Комбинированный	Стандартный	Комбинированный	Стандартный
Средний диаметр, мм	10,1	10,144	10,212	10,128	10,384
	15,6	15,092	15,325	15,081	15,305
Отклонение от окружности, мм	10,1	0,003	0,003	0,001	0,007
	15,6	0,002	0,006	0,003	0,001
Погрешность позиционирования		0,007	0,021	0,004	0,019

Сопоставлять интенсивность формообразования на различных иерархических уровнях технологических систем целесообразно по показателю удельной интенсивности формообразования, отнесенной к одному технологическому переходу. Расчетные формулы имеют следующий вид:

$$\bar{W}_T = \frac{\sum_{i=1}^{N_{nep}} n_i \cdot S_{oi}}{N_{nep}}; \quad \bar{W}_Ц = \frac{\sum_{i=1}^{N_{nep}} W_{Ti} \cdot \frac{t_{oi}}{t_{ца}}}{N_{nep}}; \quad \bar{W}_H = \frac{\sum_{i=1}^{N_{nep}} W_{Ti} \cdot \frac{t_{oi}}{t_{ум}}}{N_{nep}},$$

где \bar{W}_T , $\bar{W}_Ц$, \bar{W}_H - удельные показатели технологической, цикловой и нормативной интенсивности формообразования соответственно, мм/мин; n_i, S_{oi} - параметры режима резания при выполнении i -го перехода; t_{oi} - основное время при выполнении i -го перехода, мин; $t_{ца}$ - время автоматической работы станка по управляющей программе, мин; $t_{ум}$ - штучное время, мин; N_{nep} - число рассматриваемых переходов, шт.

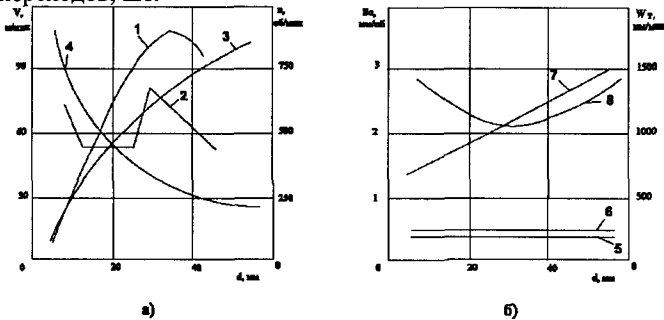


Рис. 7. Уровни параметров режима резания при обработке магниевого сплава: 1, 2 – скорость резания и частота вращения инструмента соответственно по производственным данным; 3, 4 – скорость резания и частота вращения инструмента соответственно, определенные по нормативам [3]; 5, 6 – подача и технологическая интенсивность формообразования соответственно по производственным данным; 7, 8 – подача и технологическая интенсивность формообразования, определенные по нормативам [3].

Графики, характеризующие технологическую интенсивность формообразования, показаны на рис.7, 8.

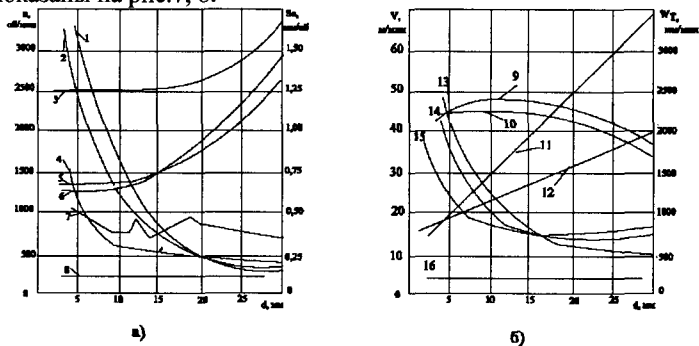


Рис. 8. Уровни параметров режима резания при обработке алюминиевого сплава: 7, 8 – частота вращения и подача инструмента соответственно по производственным данным; 2, 1, 4 – частота вращения инструмента, определенная по нормативам [1], [2], [3] соответственно; 5, 6, 3 – подача, определенная по нормативам [1], [2], [3] соответственно; 11,16 – скорость резания и технологическая интенсивность формообразования по производственным данным; 10, 9, 12 – скорость резания, определенная по нормативам [1], [2], [3] соответственно; 13, 15, 14 – технологическая интенсивность формообразования, определенная по нормативам [1], [2], [3].

Таким образом, анализ производственного опыта применения комбинированного инструмента подтверждает его эффективность.

Список литературы

1. Общемашиностроительные нормативы времени и режимов резания для нормирования работ, выполняемых на универсальных и многоцелевых станках с числовым программным управлением. Часть II. Нормативы режимов резания. – М.: Экономика, 1990.-473 с.
2. Режимы резания металлов: Справочник / Под ред. Ю.В. Барановского. – М.: Машиностроение, 1972. – 407 с.
3. Прогрессивные режущие инструменты и режимы резания металлов: Справочник / В.И. Баранчиков, А.В. Жаринов, Н.Д. Юдина и др. Под общ. ред. В.И. Баранчикова. – М.: Машиностроение, 1990. – 400с.

Анотація

Статистичний аналіз комбінованого інструмента

Наведений аналіз ефективного застосування комбінованого стрижневого інструмента при обробці корпусних деталей на багатопільових верстатах.

Abstract

The statistical analysis of the combined tool

The analysis of effective application of the combined tools while forming prismatic details on multiuniversal NC-machines is given.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МОДЕЛЕЙ ВИБРАЦИОННЫХ ГРОХОТОВ

Кадильникова Т.М., канд. техн. наук, доц.,
Проволоцкий А.Е., докт. техн. наук, проф.

(Национальная металлургическая академия Украины, г. Днепрпетровск)

Предложена методика проектирования вибрационных грохотов, позволяющая оценивать техническое состояние промышленных образцов при различных режимах эксплуатации.

Модели вибрационных грохотов могут быть использованы на стадии проектирования и эксплуатации существующих промышленных образцов [1]. С их помощью возможно, в первом приближении, определить критические параметры и диапазоны изменения параметров режимов работы, а также тип, количество и места установки чувствительных элементов (датчиков) на узлах и механизмах, отдельных контрольных точках.

Путем анализа предварительных результатов моделирования выбираются наиболее информативные индикационные показатели, совокупность которых репрезентативно фиксирует состояние исследуемого объекта [2-4]. Для наблюдений выбираются также индикационные (контрольные) участки, то есть области наиболее динамичного (или наоборот стабильного) изменений технического состояния. В процессе мониторинга фиксируются фактические значения индикационных показателей.

Аналитическое определение напряжений от инерционных нагрузок в рабочих органах вибрационных грохотов является весьма сложной задачей из-за сложности самой конструкции машины и наличия местных концентраторов напряжений. В связи с этим расчетные напряжения могут значительно отличаться от фактических. Наиболее достоверные данные могут быть получены прямыми тензометрическими измерениями на грохотах. Однако такие испытания не дают возможности использовать их результаты при рабочем проектировании, так как проводятся на базе спроектированных и изготовленных машин. Между тем, такие испытания могут быть заменены соответствующими экспериментами на моделях грохотов [5].

Аналогичная ситуация имеет место и с определением частот собственных колебаний элементов вибрационных грохотов. Несовершенство методов расчета в ряде случаев приводит к совпадению частот вынужденных колебаний с собственными частотами отдельных элементов машины, которое обнаруживается только при испытаниях промышленного образца.

Такие нежелательные явления можно выявить гораздо раньше – на испытаниях моделей в лабораторных условиях и заблаговременно принять меры для их устранения.

Применение виброгрохотов на металлургических предприятиях ставит перед проектировщиками и эксплуатационщиками задачи разнопланового характера: с одной стороны – интенсификация технологических процессов при обес-

печении прочности и долговечности самих конструкций; с другой стороны – уменьшение вредного воздействия вибраций на персонал, обслуживающий технологические процессы и на работу установленного непосредственно рядом с виброгрохотами технологического оборудования.

Динамические нагрузки на элементы виброгрохотов различных типов определяются для трех режимов: в рабочем режиме при установившихся колебаниях; при колебаниях на холостом ходу; при прохождении грохотов через резонанс при пуске и выбеге. Статические нагрузки для грохотов различных типов определяются для режима нормальной работы – “присоединенная” масса при этом принимается равной 25% от номинальной [6, 7]. В этой связи приобретает большое значение оптимальный выбор электродвигателя привода, а также типа зубчатых передач и упругих элементов (пружин). Основные параметры и производительность грохота вычисляются согласно [7].

Мощность электродвигателя привода вибрационных грохотов определяется по расходу энергии на преодоление сил трения в опорах вала привода и на перемещение короба грохота [7].

Мощность на преодоление трения:

$$N_{Тр.} = \frac{m(r + A) \cdot \omega_p^2 \cdot f_{np} \cdot \frac{d}{2}}{100}, \quad (1)$$

где f_{np} – приведенный коэффициент трения в подшипниках; d – диаметр вала (м).

Мощность на грохочение:

$$N_{ГР.} = 2,3 \cdot \frac{\Pi \cdot L \cdot \gamma (100 - 0,5 \psi)}{V_D \cdot \Theta \cdot 1000}, \quad (2)$$

где V_D – скорость движения материала по сити грохота (м/с); ψ – содержание мелочи в исходном материале (%).

Скорость движения материала по сити грохота вычисляется по формуле:

$$V_D = \omega \cdot A (\sin \lambda + \alpha), \quad (3)$$

где λ – угол бросания (град).

Мощность электродвигателя:

$$N_{ДВ} = \frac{N_{Тр.} + N_{ГР.}}{\lambda} \cdot K_H, \quad (4)$$

где λ – к.п.д. приводного механизма; $K_H = 1,5$ – коэффициент неучтенных сопротивлений.

Выбранный двигатель должен обеспечить надежный пуск грохота. С этой целью производится упрощенный расчет пускового момента электродвигателя, необходимого для подъема дебалансов из нижнего положения в верхнее. Пусковой момент электродвигателя, приведенного к валу вибровозбудителя, определяется по формуле [7]:

$$M_{пл} > 0,724 \cdot m \cdot g \cdot r. \quad (5)$$

Исходя из полученных в (4) данных выбирается двигатель [8].

При расчете упругих связей частоту собственных колебаний грохота на

опорах в вертикальном направлении выбирают 2-3,5 Гц [6]. Основные характеристики опорных пружин рассчитываются согласно [7]. Общая жесткость стальных пружин грохота в вертикальном направлении:

$$K_{\text{общ.}} = \frac{C_{T\Sigma} (2 \cdot \pi \rho_y)}{g}, \quad (6)$$

где $C_{T\Sigma}$ – суммарная нагрузка от веса колеблющихся частей и материала, находящегося на грохоте; ρ_y – частота собственных колебаний грохота.

Суммарная нагрузка $G_{\Sigma} = M + m_m$, где m_m – масса материала.

Масса материала:

$$m_m = B_0 \cdot L \cdot \gamma \cdot \frac{K_{\Pi} \cdot \Pi}{3600 \cdot B_0 \cdot \gamma \cdot V_D}, \quad (7)$$

где K_{Π} – коэффициент разрыхления материала.

Необходимая жесткость одной пружины:

$$K_{\text{пр}} = \frac{K_{\text{общ.}}}{n}, \quad (8)$$

где n – количество пружин.

Исходя из расчетов (8), выбирается стандартная пружина со следующими характеристиками: диаметром проволоки d ; наружным диаметром пружины D ; числом рабочих витков i_p ; полным числом витков i ; маркой стали.

Выбранная пружина проверяется на необходимую жесткость расчетом фактической жесткости:

$$K_{\phi} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n}, \quad (9)$$

где G – модуль сдвига материала пружины, и проверкой справедливости неравенства:

$$K_{\phi} > K_{\text{пр}}. \quad (10)$$

Проверка пружины на соударение витков состоит в следующем:

$$H_0 - H_{\text{сж}} > A_p + \lambda_{\Pi}, \quad (11)$$

где H_0 – высота пружины в свободном состоянии(м); $H_{\text{сж}}$ – высота пружины сжатой до соприкосновения витков (м); A_p – резонансная амплитуда колебаний (м); λ_n – осадка пружины под статической нагрузкой (м).

Высота пружины, сжатой до соприкосновения витков, вычисляется по формуле:

$$H_{\text{сж}} = (i + 1 - i_2) \cdot d, \quad (12)$$

где i_2 – число зашлифованных витков.

Высота пружины в свободном состоянии:

$$H_0 = H + i_p \cdot (h - d), \quad (13)$$

где h – шаг пружины.

Осадка пружины под статической нагрузкой:

$$\lambda_n = \frac{G_\Sigma}{K_\phi \cdot n}. \quad (14)$$

Шаг пружины вычисляется по формуле:

$$h = d + \frac{1,3 \cdot (A_p + \lambda_n)}{i_p}. \quad (15)$$

Выбор подшипников осуществляется из расчета на заданную долговечность, согласно [7].

Приведенная нагрузка подшипника вычисляется по формуле:

$$P = (F_r \cdot X + F_a \cdot Y) \cdot K_\sigma, \quad (16)$$

где F_r – радиальная нагрузка подшипника(н); F_a – осевая нагрузка подшипника(н); K_σ – коэффициент динамичности; x, y – коэффициенты, принимающие значения 0 или 1, в зависимости от нагруженности подшипников соответствующими нагрузками.

Решающее условие обеспечения прочностной надежности вибрационного грохота в эксплуатации – достаточно высокая точность определения собственных форм, частот колебаний короба и напряжений в его элементах от статических и динамических нагрузок. Короб грохота представляет собой статически неопределимую пространственную металлоконструкцию, состоящую из стержневых элементов и пластин произвольной формы. Этим объясняется тот факт, что достоверные данные о напряжениях в рабочих органах грохотов получают только прямыми тензометрическими измерениями на промышленных образцах машин. Такие испытания не дают возможности использовать их результаты при рабочем проектировании, так как проводятся тогда, когда грохот был спроектирован и изготовлен.

Для нахождения собственных частот и форм колебаний рассматривается задача о минимизации функционала потенциальной энергии. Согласно [7], эту задачу можно свести к решению системы линейных алгебраических уравнений в матричной форме:

$$K \cdot X = R - F_p - F_{e_0}, \quad (17)$$

где K – матрица жесткости элементов; X – матрица перемещений узловых точек, по которой в дальнейшем определяются усилия и напряжения; R – матрица внешних сил, приложенных в узловых точках; F_p – матрица узловых сил, соответствующих распределенной нагрузке; F_{e_0} – матрица узловых сил, соответствующих начальным перемещениям, которые могут быть вызваны неточностями изготовления, изменением температуры, предварительными напряжениями в конструкции и т.п.

В результате получена нелинейная система уравнений, которая не поддается аналитическому решению. Поэтому для ее численного анализа воспользуемся абсолютно устойчивой конечно-разностной схемой Кранка-Никольсона (рис.1).

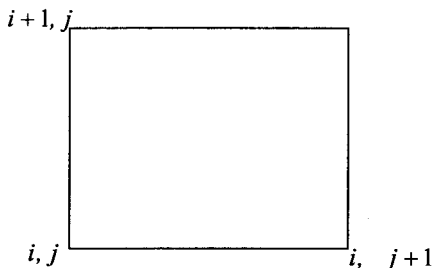


Рис. 1. Шаблон конечно-разностной схемы Кранка-Никольсона второго порядка точности.

Для численного решения (17) была разработана программа на языке VISUAL BASIC-4. Численные расчеты были проведены на ПЭВМ PENTIUM-3.

Шаг расчетной сетки изменялся в диапазоне $[0,1-0,4]$ м. Для проверки достоверности данных, получаемых в результате работы программы, и устойчивости счета, проводилось тестирование программы путем расчетов на более мелкой конечно-разностной сетке. При этом сгущение

проводилось в 4-8 раз. Полученные при этом относительные погрешности в одинаковых точках на соответствующих участках не превосходили 1-3%.

Анализ расчетов для различных приведенных масс коробов показал полную идентичность форм колебаний бортового листа. При этом частоты колебаний, соответствующие этим формам, отличались между собой и зависели от параметра жесткости K_c . На рис. 2 приведен график зависимости частоты свободных колебаний бортового листа от параметра жесткости K_c .

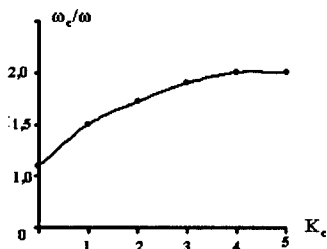


Рис. 2. Зависимость частоты свободных колебаний бортового листа от параметра жесткости K_c .

свободных колебаний бортового листа от параметра жесткости K_c .

На участке $K_c > 4,2$ наблюдается тенденция постоянства ω_c/ω_0 , что указывает на наличие конечного значения ω_c при сколь угодно больших значениях K_c . На участке $1,0 < K_c < 2,5$ частота ω_c уменьшается, по сравнению с $K_c > 5$, в среднем на 12%, что вполне допустимо для реальных конструкций такого класса. При $K_c \rightarrow 0$ наблюдается равенство: $\omega_c = \omega_0$. Экстремальные точки колебаний располагаются по длине листа произвольно и не совпадают с

узловыми точками соединений.

Выводы. 1. Предложена методика проектирования вибрационных грохотов. 2. Проведено численное исследование собственных форм и частот колебаний коробов вибрационных грохотов. Решена соответствующая задача о минимизации функционала потенциальной энергии. 3. Установлено, что кроме решения традиционных задач по усовершенствованию конструкций грохотов на стадии проектирования, могут быть решены новые задачи выбора критических точек конструкции с целью установки чувствительных элементов для оценки технического состояния машины. 4. Проведено численное исследование собственных форм и частот колебаний коробов вибрационных грохотов. Решена соответствующая задача о минимизации функционала потенциальной энергии.

Список литературы

1. Подъемщиков Ю.К. Уточненный способ исследования и расчета коробов вибрационных грохотов. Труды ИГД АН СССР, т.4, 1957, С.97-105.
2. Гончаревич И.Ф., Земсков В.Д., Корешков В.И. Вибрационные грохоты и конвейеры. Госгортехиздат, 1960, 148 с.
3. Потураев В.Н., Шуляк И.А. Основы расчета на динамическую прочность коробов резонансных грохотов. Известия ДГИ им.Артема, т.47, "Недра", 1965, С.101-109.
4. Авдеев А.М. Исследование напряженного состояния элементов резонансного грохота. В сб. "Разработка месторождений полезных ископаемых и технологический комплекс поверхности шахты". Изд-во МВССО УССР, 1969, С.87-95.
5. Букаты Г.Б., Вайсберг Л.А., Макаров А.И. и др. Исследование динамической прочности вибрационных грохотов на моделях. Обогащение руд. №2, 1971, С.29-34.
6. Гребеник В.М., Иванченко Ф.К., Ширяев В.И. Расчет металлургических машин и механизмов.- К.: 1988.- 448с.
7. Вайсберг Л.А. Проектирование и расчет вибрационных грохотов.- М.: Недра, 1986.-144 с.

Анотація

Проектування моделей вібраційних грохотів

Запропоновано методику проектування вібраційних грохотів, що дозволяє оцінювати технічний стан промислових зразків при різних режимах експлуатації.

Abstract

The procedure of vibrating screen designing which permits to estimate availability index of product of industrial pieces while different modes of operation is offered.

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БЕЗДЕФЕКТНОГО ШЛІФУВАННЯ В СИСТЕМІ КЕРУВАННЯ ЯКІСТЮ ПРОДУКЦІЇ

Ларшин В.П., докт. техн. наук, Ларшина А.В.
(Одеський національний політехнічний університет)

Описано концепцію забезпечення бездефектного шліфування на основі комп'ютерної діагностики технологічної системи за температурним критерієм.

Математизація і комп'ютеризація технологічних досліджень і розробок є невід'ємною ознакою сучасної технології машинобудування, заснованої на широкому застосуванні комп'ютерної техніки на всіх етапах життєвого циклу виробів машинобудівного виробництва. Застосування комп'ютерних систем діагностики і керування, убудованих у технологічну систему шліфування, є логічним етапом розвитку навічання про якість поверхневого шару, але одночасно сполучено з поруч специфічних особливостей і труднощів як теоретичного так і практичного характеру.

З погляду теорії маються визначені труднощі з розробкою математичної моделі об'єкта (процесу шліфування). Мова йде про моделі, рівняння якої дозволяло б вірно прогнозувати параметри якості поверхневого шару на основі фактичної інформації про процес. З погляду практики необхідно мати убудовані в технологічну систему первинні перетворювачі інформації, вихідні сигнали яких без запізнення доставляли би достовірну інформацію про процес у комп'ютерний блок системи діагностики. От чому питання метрологічного забезпечення комп'ютерної системи технологічної діагностики здобувають найважливіше значення з погляду забезпечення вірогідності оцінки фактичного стану технологічної системи.

Дослідження в технології машинобудування на сучасному її етапі здійснюються в двох основних напрямках: розробка якісно нових методів обробки заготовель і зборки машин і приладів і удосконалювання вже наявних технологічних процесів у напрямку підвищення їхньої надійності (стабільність і передбачуваність одержання результатів), що забезпечують комерційну вигоду). Маються також додаткові напрямки, засновані на перших двох: синтез раціональних і оптимальних послідовностей технологічних операцій (САПР) стосовно до деталей визначеної геометричної форми, комбінації відомих методів обробки при їхньому здійсненні і т.п.

Аналіз технічної літератури показує, що домінуючий вплив має напрямок, зв'язаний з підвищенням надійності існуючих технологічних процесів. Багато-векторний характер цього напрямку не дозволяє коротко перелічити проведені в цьому напрямку роботи. Однак розробка комп'ютерних систем діагностики технологічних процесів і керування ними безсумнівно належить до цього напрямку робіт і є актуальною в технології машинобудування на сучасному етапі її розвитку (коли засобу обчислювальної техніки на основі ІВМ сумісних пер-

сональних комп'ютерів з відкритою архітектурою стали доступні широкому користувачеві і мають необхідні для цього апаратні і програмні можливості).

Загально визнано, що властивості поверхневого шару деталей машин і приладів впливають на їхні експлуатаційні властивості. Саме поверхневий шару деталі піддається найбільш сильному механічному, тепловому, електромагнітному й іншому видам впливу. Параметри стану поверхневого шару дотепер не стандартизовані (за винятком параметрів шорсткості поверхні). Дотепер немає загально визнаної класифікації цих параметрів. У технології машинобудування поверхневий шар деталей з конструкційних сталей і сплавів після механічних і фізико-хімічних методів обробки найчастіше характеризують такими параметрами як шорсткість поверхні, глибина і ступінь зміцнення, і залишкові макро-напруги [1].

Зміцнення поверхневого шару при лезвийної обробці – наклеп – викликається дією силового фактора. У той же час при шліфуванні можливе зміцнення поверхневого шару в результаті одночасної дії силового і температурного факторів при домінуючому впливі температурного фактора. Таким чином, зміцнений поверхневий шар – «білий шар» (шар вторинного загартування) – має не тільки підвищену твердість, але і має також визначену пластичність. Така особливість «білого шару», що утвориться при шліфуванні, є виключенням з відомого правила, відповідно до якого збільшення твердості приводить до охрупчіванню матеріалу. Однак зміцнений «білий шар», що утвориться при шліфуванні, найчастіше вважають дефектним шаром – прижогом вторинного загартування, оскільки, з одного боку, властивості цього шару не можна гарантувати технологічним регламентом, з іншого боку – під цим шаром (нижче) розташовується відпущена структура (прижог відпустки), твердість якого нижче, ніж твердість вихідної структури матеріалу. Сформований таким чином поверхневий шар містить шар підвищеної твердості, що лежить на «м'якій подушці».

Численні дослідження процесу шліфування (див., наприклад, роботу [2]) показують, що в загальному випадку поверхневий шар матеріалу може являти собою багатошарову композицію, що має складний закон розподілу мікротвердості по глибині цього шару. Однак причиною формування закону розподілу мікротвердості по глибині поверхневого шару, як впливає з аналізу технічної літератури по шліфуванню, є відповідний закон *розподілу температури по глибині поверхневого шару*. Отже, розподіл температурного поля по глибині може бути використаним для прогнозування параметрів якості, що формується при шліфуванні поверхневого шару. У свою чергу для опису температурного поля нами обраний феноменологічний підхід, що базується на застосуванні фундаментальних рівнянь теплопровідності в диференціальній формі, які (після їхнього інтегрування) дозволяють прогнозувати розподіл температурного поля у твердому тілі з обліком попередньо заданих початкових (за часом) і граничних (температура або щільність теплового потоку на границі твердого тіла) умов.

Навчання про якість поверхневого шару деталей машин і приладів є перспективною областю дослідження в технології машино- і приладобудування, яка швидко розвивається, і зв'язано з залученням суміжних наукових дисциплін (фізика, хімія, матеріалознавство і т.п.), оскільки успіхи в цій області зв'язані зі

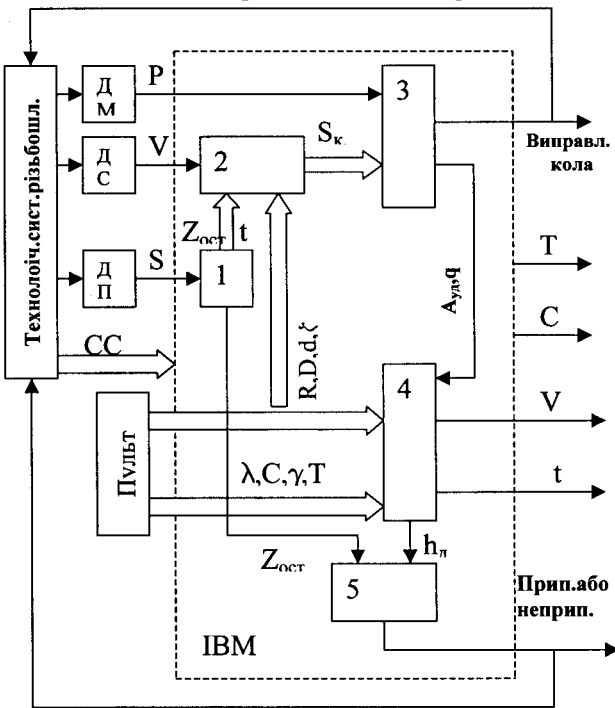
збільшенням ресурсу роботи механізмів, машин і приладів (ресурсосберегаючі технології). Якість поверхневого шару, яка оцінюється через сукупність параметрів стану, формується на фінішних операціях виготовлення деталей, однак потім змінюється в процесі експлуатації і ремонту виробів. Керування якістю поверхневого шару деталей у процесі експлуатації машин і приладів сформувалося в самостійний науковий напрямок, що у закордонній літературі одержало назву Smart-Self Technology. Тому керування якістю поверхневого шару є системною задачею, що охоплює не тільки етапи виробництва і його підготовки, але також етап експлуатації виробів. Загально визнано, що вихідні параметри якості (сформовані на етапі фінішної обробки) впливають на довговічність виробів і визначають експлуатаційні витрати. Отже, підвищення надійності забезпечення параметрів якості поверхневого шару деталей машин на етапі їхнього виготовлення є актуальною науково-технічною проблемою. Тут важлива роль належить фінішним методам обробки, до числа яких відноситься шліфування, що дозволяє одержати необхідну точність обробки і сформувати вихідні параметри стану поверхневого шару деталей перед експлуатацією: шорсткість поверхні, фазовий і хімічний склад, розподіл мікротвердості і залишкових напруг по глибині й інші. Зазначені параметри стану формуються в результаті складного фізико-хімічного процесу, що протікає в зоні контакту шліфувального кола й оброблюваної заготовки. Особливістю цього процесу є висока теплонапружність. Рівень температур, що розвиваються при шліфуванні, визначає склад і напрямок розвитку термомеханічних, теплофізичних і термохімічних явищ у поверхневому шарі. Тому підвищення вірогідності визначення температури при шліфуванні (при діагностиці процесу за температурним критерієм) є важливою задачею в технології машинобудування.

Великий внесок у вивчення теплофізики процесів зварювання, різання і шліфування внесли наукові школи Рикалина Н.Н., Резникова А.Н., Сіліна С.С., Євсєєва Д.Г., Якімова О.В. (Сіпайлов В.А., Паршаков О.Н., Яргонов Н.А., Напарьін Ю.А.) і багато хто інші. У результаті всебічного теоретичного й експериментального дослідження теплових явищ при шліфуванні були розроблені фізичні і математичні моделі температурного поля для різних умов обробки. Однак велика кількість таких моделей утрудняє їхній доцільний вибір в інженерній практиці. Тому під керівництвом професора Якімова О.В. була проведена робота, що систематизує, по встановленню єдиної математичної залежності, що дозволяє прогнозувати температуру шліфування з урахуванням впливу на неї форми поверхні оброблюваної деталі (плоска, опукла, увігнута, клиноподібна) [3].

Наукові дослідження з технології шліфування (починаючи з 60-х років минулого століття) починалися з пізнання сутності процесу шліфування. Був установлений переважаючий вплив теплового фактора (у порівнянні із силовим) на формування шліфувальних дефектів (прижогов і мікротріщин). Професорами Якімовим О.В. і Сіпайловим В.А. уперше були розроблені і застосовані моделі температурного поля при шліфуванні, засновані на *методах нерухомого і рухомого теплових джерел* [4, 5]. У наслідку під керівництвом професора Якімова О.В. було захищено 50 кандидатських і 6 докторських дисертацій, у

яких у тім або іншому ступені розглядалися питання дослідження температурного поля при шліфуванні. З погляду керування процесом усі ці роботи можна умовно розділити на дві групи: керування в режимі «off-line» (режим поділу часу) і в режимі «on-line» (режим реального часу).

Під діагностикою об'єкта (процесу) звичайно розуміють виявлення стану цього об'єкта для наступного ухвалення рішення по керуванню цим об'єктом. Таким чином, вірогідність діагностики визначає *якість керування процесом* з погляду одержуваних при цьому результатів, у тому числі результатів комерційного характеру. Очевидно, що діагностика процесу шліфування в режимі реального часу зводиться до вимірів параметрів цього процесу й обробці результатів цих вимірів (комп'ютерна обробка даних). У цьому зв'язку побудова алгоритмів діагностики повинна бути заснована на алгоритмах виміру, які розробляються на основі теоретичних основ метрології - науки про виміри.



Малюнок. Структурна схема системи комп'ютерної діагностики процесу різбошліфування і керування цим процесом: 1, 2, 3, 4 - обчислювальні блоки IBM PC.

Шліфувальні операції, на відміну від операцій лезв'їної механічної обробки, є непередбаченими за своїми наслідками з погляду впливу режимних параметрів і умов шліфування на точність обробки і якість поверхневого шару оброблюваних деталей. Так, наприклад, технічні вимоги до якості поверхневого шару можуть бути порушені при непередбаченому збільшенні температури в зоні контакту, що приводить до утворення шліфувальних прижогов і мікротріщин. Ці шліфувальні дефекти різко знижують експлуатаційні властивості

деталей, а в ряді випадків приводять до їхньої поломки і, як наслідок, до створення аварійної ситуації при роботі машини. Сказане повною мірою відноситься і до таких відповідальних деталей, як *кулькові ходові гвинти* передач «гвинт – гайка качення». У цьому зв'язку в роботі сформульована мета дослід-

джен: забезпечення бездефектного високопродуктивного різьбошліфування за рахунок убудованої комп'ютерної діагностики технологічної системи і керування процесом різьбошліфування.

Розглянемо структурну схему системи комп'ютерної діагностики і керування (СКДК) (малюнок).

На малюнку введені наступні позначення: IBM PC – персональний комп'ютер; ДМ – датчик потужності шліфування; ДС – датчик швидкості деталі (датчик кутової швидкості заготівлі); ДП – датчик поперечної подачі; P – потужність різьбошліфування; V – швидкість деталі; S_{II} – поперечна подача (шліфувального кола на глибину різання); СС – синхронізуючі сигнали; t – глибина шліфування; $Z_{ост}$ – припуск, що залишився на шліфування; h_d – глибина дефектного шару; $A_{ш}$ – питома робота шліфування; q – щільність теплового потоку; t_i, V_i – глибина шліфування і швидкість деталі, що рекомендуються на наступний (i-й) технологічний перехід; R, D, d, ξ – геометричні параметри процесу (радіус профілю різьби, діаметри шліфувального кола і заготівлі, коефіцієнт запасу по прижогу); $\lambda, C, \gamma, T_{кр}$ – теплофізичні параметри процесу (теплопровідність, теплоємність, щільність оброблюваного матеріалу і критична температура в зоні контакту); T, C – трудомісткість і собівартість операції різьбошліфування.

Система (СКДК) діагностує поточний стан технологічної системи різьбошліфування (“Технологіч.сист.різьбошл.”) за температурним критерієм: виробляє сигнал припустимого або неприпустимого соотояння (“Прип. або неприп.”), а також сигнал на виправлення шліфувального кола (“Виправл. кола”). Крім того, система формує керуючі сигнали в систему ЧПК верстата (на малюнку не показана) для установки режимів шліфування, що рекомендуються і забезпечують найвищу продуктивність бездефектної обробки різьби ходових гвинтів (V_i, t_i).

СКДК працює за принципом «оцінка – рекомендація» з одночасним протоколюванням параметрів стану (режими різьбошліфування та їхньої оцінки за температурним критерієм). Протоколювання необхідне для наступного аналізу даних у загальнозаводській системі забезпечення якості продукції (відповідно до міжнародних стандартів ISO 9000, ISO 9001 та ін.).

Робота СКДК передбачає етап її навчання, на якому коректуються коефіцієнти рівняння математичної моделі температурного поля. Цей етап дозволяє адаптувати математичне забезпечення СКДК до конкретних (індивідуальних) умов різьбошліфування (ці умови не можуть бути передбачені заздалегідь). Такий системний підхід до побудови СКДК є адекватною відповіддю на специфічні особливості непередбаченого за своїми наслідками процесу різьбошліфування.

СКДК виконана на основі використання *принципу відкритої архітектури* і передбачає подальше її розширення для збільшення технологічних можливостей бездефектної високопродуктивної обробки різьби.

Список літератури

1. Поверхностный слой и эксплуатационные свойства деталей машин / А.М. Сулима, В.А.Шулов, Ю.Д. Ягодкин.— М.: Машиностроение, 1988.— 240 с.

2. Кулаков Ю.М. и др. Предотвращение дефектов при шлифовании.— М.: Машиностроение, 1975.—144 с.
3. Ларшин В.П. Интегрированная технологическая система шлифования сложнопрофильных деталей (на примере резьбошлифования): Автореф. дис. ...докт. техн. наук.— Одесса, 1995.— 33 с.
4. Якимов А.В. Оптимизация процесса шлифования.— М.: Машиностроение, 1975.— 176 с.
5. Сипайлов В.А. Тепловые процессы при шлифовании и управление качеством поверхности.— М.: Машиностроение, 1978. — 167 с.

Аннотация

Обеспечения бездефектного шлифования в системе управления качеством продукции

Описана концепция обеспечения бездефектного шлифования на основе компьютерной диагностики технологической системы по температурному критерию.

Abstract

Defectless grinding insuring in the production quality control system

Defectless grinding insuring on the basis of technological system computer-aided diagnosing according to the temperature criteria conception is decrypted.

РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ СБОРКИ

Макурин Н.С., канд. техн. наук, Королева Я.Ю., Шаполов А.Е.

(Харьковский Национальный технический университет радиоэлектроники)

В работе приведены решения задач по регулированию технологических процессов сборки.

Современное производство характеризуется с одной стороны, высоким уровнем технологического оснащения - широким применением оборудования с ЧПУ, промышленных роботов, ГПМ, РТК и автоматических линий на их основе, с другой стороны значительными капитальными вложениями. В этой связи содержание работ по подготовке производства и требования к ним существенно изменились. Анализ работ по подготовке автоматизированного производства показывает, что следует больше внимания уделять сфере управления производством на основе алгоритмов управления и регулирования производственными процессами (ПП), вследствие значительных потерь от ошибочных и необоснованных решений.

Задача регулирования производственного процесса заключается в обеспечении устойчивого функционирования производства с учетом возмущающих факторов.

Влияние возмущений на ПП проявляются через отклонения от плана Δ и причины возмущений V . Для обеспечения нормального, планового хода ПП необходимо восстановить его работоспособность, т. е. устранить V и обеспечить выпуск недостающего количества изделий или, другими словами, устранить отклонения Δ . Принятие решений по выполнению этих работ и составляет основное содержание процесса регулирования ПП. Возможность принятия решений должна быть обеспечена соответствующими алгоритмами регулирования: для отклонений — A^{Δ} , для возмущений — A^V .

В реальных условиях производства, как правило, устранение отклонений и возмущений осуществляется независимо друг от друга: устранение Δ реализуется подсистемой диспетчирования, а устранение V — подсистемой обслуживания, что приводит к независимой разработке алгоритмов регулирования A^{Δ} и A^V .

Имеющиеся возмущения снижают как надежность функционирования ПП, так и его эффективность. Это происходит из-за появления дополнительных затрат S . Величина S в значительной степени зависит от алгоритмов регулирования, в связи с чем возникает необходимость в разработке оптимальных алгоритмов A_{opt}^{Δ} и A_{opt}^V , которые бы эти затраты минимизировали, т. е.

$$S(A'_{opt}) = \min_A S(A'), \quad (2)$$

где A' - может быть A^{Δ} или A^V .

Как правило при разработке A^{Δ} и A^V не учитывают наличие взаимовлияния между этими алгоритмами, каждый из которых строится независимо друг от

$$\gamma_{i(i+1)}^A = \frac{\Delta_{i(i+1)} - U_i / A^d}{\Delta_i}, \quad (4)$$

где $\gamma_{i(i+1)}^A$ - коэффициент перехода V_i на $(i+1)$ -ю операцию при использовании алгоритма A^d ; U_i / A^d - часть отклонения Δ_i , устраненная алгоритмом A^d . При максимальной эффективности $U_i = \Delta_{i(i+1)}$, $\gamma_{i(i+1)}^A = 0$; в противном случае — при $U_i = 0$, $0 < \gamma_{i(i+1)}^A \leq 1$. Реально значения $\gamma_{i(i+1)}^A$ можно определить на имитационной модели как математическое ожидание величины (4).

Одним из вопросов, который необходимо решить до разработки алгоритмов регулирования A^d , A^v , является определение затрат, возникающих при использовании резервных ресурсов для обеспечения плана выпуска изделий. Из реальных условий производства следует, что использование ресурсов в регулировании ПП образует в общем случае затраты S^ξ , которые слагаются из четырех компонентов

$$S^\xi = S_{пл}^\xi + S_{изг}^\xi + S_{xp}^\xi + S_{исн}^\xi, \quad (5)$$

где $S_{пл}^\xi, S_{изг}^\xi, S_{xp}^\xi, S_{исн}^\xi$ - затраты на планирование, изготовление, хранение и использование ξ 1-го ресурса, соответственно.

При известной цене ресурса величина (5) в основном зависит от его вида и правила использования. Таким образом, функцию затрат $R_u^{\xi\varphi}$ можно записать как

$$S^\xi = (r_\xi, R_u^{\xi\varphi}). \quad (6)$$

Функция (6) в общем виде является нелинейной и может быть определена методами имитационного моделирования и математического планирования эксперимента. Наличие для ξ -го ресурса ($\xi \in \overline{1, Z}$) характеристик $\gamma_{i(i+1)}^\xi$ и S^ξ позволяет перейти непосредственно к разработке оптимального алгоритма комплексного регулирования технологического процесса A_{opt} .

При построении алгоритма A для каждой операции ПП необходимо определить вид, количество и правило использования ресурсов из числа, $\xi \in \overline{1, Z}$, а также очередность обслуживания операций Ω при появлении на них возмущений. В этом случае критерий оптимизации построения A_{opt} можно записать следующим образом

$$S(A_{opt}) = \min_{r, R_{II}\Omega} S(r_\xi, R_u^{\xi\varphi}, \Omega). \quad (7)$$

Решение данной задачи связано с определенными трудностями, поэтому рассмотрим возможности поиска приемлемых путей ее решения. В частности, можно использовать следующий прием упрощения задачи: каждый ресурс r_ξ при различных правилах $R_u^{\xi\varphi}$ будем рассматривать как самостоятельный вид нового ресурса, который: характеризуется своими γ и S , тогда задача (7) станет двумерной в том смысле, что переменную правила можно опустить, т. е. вместо

(7) можно записать

$$S(A_{opt}) = \min_{r, \Omega} S(r_{\xi}, \Omega). \quad (8)$$

Однако и в таком виде решение задачи вызывает затруднения.

Рациональным является метод декомпозиции, суть которого заключается в разделении сложной задачи на более простые подзадачи таким образом, чтобы их оптимальное решение давало оптимальное решение первоначальной постановке. Используя эту идею с учетом взаимосвязи алгоритмов A^d и A^v , представим (8) таким образом

$$S(r_{\xi}, \Omega) = S(r_{\xi}) + S(\Omega). \quad (9)$$

При линейной зависимости затрат от ресурсов и очередности Ω решение (9), а значит и (8) достигается за одну итерацию по схеме:

- 1) разработка предварительного варианта распределения r_{ξ} по операциям;
- 2) формирование Ω_{opt} при варианте 1);
- 3) получение окончательного варианта распределения ресурсов r_{ξ} и тем самым - алгоритма A_{opt}^d . Выполнение пункта 2) дает окончательный вариант

алгоритма A_{opt}^d . В случае нелинейных функций затрат процесс решения является многоитерационным. Такая последовательность решения объясняется тем, что определяющая роль при разработке A_{opt} принадлежит алгоритму A^d , поскольку затраты при регулировании в настоящей постановке определяются прежде всего стоимостью ресурсов. В зависимости от конкретных условий функционирования ПП и ограничений, налагаемых на резервные ресурсы, возможны варианты постановки задачи построения A_{opt}^d .

Общим для всех подобных задач является то, что они относятся к классу задач оптимального распределения ресурсов.

При таком подходе представляет практический интерес решение задачи для однопредметного многооперационного ТП с последовательной структурой.

Пусть система регулирования располагает ресурсами r_{ξ} , $\xi \in \overline{1, Z}$, каждый из которых характеризуется коэффициентом $\gamma_{i(i+1)}^{\xi}$ и функцией затрат $S_i^{\xi} = \omega(U_i^{\xi})$. На ресурсы наложены ограничения вида

$$0 \leq \sum_{i=1}^I U_i^{\xi} \leq R_{\xi}, \quad \xi \in \overline{1, \xi_0}; \quad 0 \leq \sum_{i=1}^I U_i^{\xi} \leq +\infty, \quad \xi \in \overline{(\xi_0 + 1), Z}, \quad (10)$$

где R_{ξ} - запас ξ -го ресурса в системе за T_{n1} ; U_i^{ξ} - среднее значение расхода ξ -го ресурса на i -й операции за T_{n1} .

Ставится условие выполнения плановых заданий на всех операциях за T_{n1} , которое формально записывается как

$$\sum_{\xi} U_i^{\xi} = \Delta_i, \quad i \in \overline{1, I}. \quad (11)$$

Действие длительности возмущений на операциях задано собственными отклонениями T_{n1} , которые определяются как средние значения

$$\Delta_{ii}(T_{nl}) = \lambda_i \cdot T_i^V \cdot T_{nl}. \quad (12)$$

где λ_i - интенсивность возникновения возмущений на i -й операции.

Критерий оптимизации имеет вид

$$S = \sum_i \sum_{\xi} S_i^{\xi} \Rightarrow \min. \quad (13)$$

Соотношения (10) — (13) определяют постановку задачи, что позволяет перейти к ее решению.

В зависимости от постановки задачи и критерия оптимальности данная задача может решаться с использованием различных математических методов, в частности, методами теории массового обслуживания; методами динамического программирования, основанными на пошаговом построении оптимального решения; методами декомпозиции и др.

Список литературы

1. Управление дискретными процессами в ГПС /Л.С. Ямпольский, З. Банашак, К. Хасегава и др.- К.: Техніка, 1992. — 251 с.
2. Ашманов С.А. и др. Теория оптимизации в задачах и упражнениях. - М.: Наука, 1991.- 446 с.
3. Лищинский Л.Ю. и др. Структурный и параметрический анализ гибких производственных систем. - М.: Машиностроение, 1990. — 312 с.
4. Технологические основы ГПС /В.А. Медведев и др. Под ред. Ю.М. Соломенцева. - М.: Машиностроение. 1991.- 240 с.
5. Многоканальные системы оптимального управления /Е.Е. Александров, Б.И. Кузнецов и др. - К.: Техніка, 1995.— 288 с.

Анотація

Регулювання технологічних процесів зборки

У роботі приведені рішення задач по регулюванню технологічних процесів зборки.

Abstract

Regulation of technological processes of assembly

In work decisions of problems on regulation of technological processes of assembly are resulted.

ОБОСНОВАНИЕ И ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОГО ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО РЕЖИМА ЭЛЕКТРОЭРОЗИОННОЙ ПРАВКИ АЛМАЗНЫХ КРУГОВ НА МЕТАЛЛИЧЕСКИХ СВЯЗКАХ

Новиков Г.В., канд. техн. наук
(Научный центр НТК "Эльбор", г. Харьков)

В работе проведен анализ результатов теоретических и экспериментальных исследований параметров процесса электроэрозионной правки алмазных кругов на металлических связках.

Алмазные круги на металлических связках, как правило, при шлифовании не работают в режиме самозатачивания. Они затупляются, засаливаются и их необходимо постоянно или периодически править [1].

Существующие методы механической правки не обеспечивают качественное вскрытие алмазного круга на прочной металлической связке, в особенности типа М2-01. После правки режущие зёрна выступают над уровнем связки на небольшую высоту, недостаточную для осуществления высокопроизводительного шлифования. Гораздо большими технологическими возможностями располагает метод электроэрозионной правки, основанный на термическом разрушении металлической связки от действия электрических разрядов. Температура нагрева поверхностных слоев связки в момент действия электрического импульса равна

$$t^{\circ} = \frac{k \cdot A}{\rho \cdot c \cdot S \cdot l}, \quad (1)$$

где k - тепловой эквивалент работы; $A = I \cdot U \cdot \tau$ - работа электрического тока, Дж; I - сила тока, А; U - напряжение, В; τ - время действия электрического импульса, с; ρ, c - соответственно плотность и теплоёмкость металлической связки; S - фактическая площадь контакта связки круга с правящим электродом, м²; l - толщина межэлектродного зазора, м.

Температура t° тем больше, чем больше A и меньше S и l . В начальный момент правки затупленного круга, когда величина l небольшая ($l \rightarrow 0$), температура t° принимает большие значения, достаточные для термического разрушения. По мере увеличения выступания зёрен над связкой, величина l возрастает, а температура t° уменьшается, что при определенных условиях может привести к прекращению процесса электроэрозии. В этом случае необходимо увеличить работу электрического импульса A .

С увеличением прочности (твёрдости) связки температура t° и работа A возрастают. Правка крупнозернистых алмазных кругов в связи с увеличением l требует увеличения работы A .

Зависимость (2.70) преобразуем к виду

$$t^{\circ} = \frac{k \cdot N}{\rho \cdot c \cdot Q_{np}}, \quad (2)$$

где $N = I \cdot U$ - мощность электрического тока, Вт; $Q_{пр} = \frac{S \cdot l}{\tau}$ - производительность процесса правки, $\text{м}^3/\text{с}$.

При достижении предельного значения t° производительность правки $Q_{пр}$ зависит лишь от мощности электрического тока N . Чем больше N , тем больше $Q_{пр}$.

При этом напряжение U определяет толщину межэлектродного зазора l

$$t^\circ = \frac{k \cdot U^2 \cdot \tau}{\rho \cdot c \cdot \rho_{ом} \cdot l^2}, \quad (3)$$

где $\rho_{ом}$ - удельное сопротивление связки, $\frac{\text{Ом} \cdot \text{мм}}{\text{м}^2}$.

Сила тока I определяет фактическую площадь контакта металлической связки с электродом $S_{пл}$

$$t^\circ = \frac{k \cdot I^2 \cdot \tau \cdot \rho_{ом}}{\rho \cdot c \cdot S_{пл}^2}. \quad (4)$$

В начальный момент правки, когда $l \approx 0$, напряжение небольшое (при достижении предельной температуры). С течением времени толщина зазора l увеличивается, что сопровождается увеличением напряжения U . Следовательно, для обеспечения большего зазора l необходимо использовать высокие напряжения U . Это относится к электроэрозионной правке крупнозернистых алмазных кругов, высокопроизводительному черновому шлифованию и т.д.

Сила тока I в начальный момент правки (в связи с небольшой площадью контакта связки с электродом) принимает большое значение (возможно короткое замыкание). По мере съёма микронеровностей связки площадь $S_{пл}$ уменьшается, что ведёт к снижению силы тока. Следовательно, при первоначальном вскрытии алмазного круга (при большой площади контакта связки с электродом) необходимо использовать источники тока, обеспечивающие высокие значения силы тока.

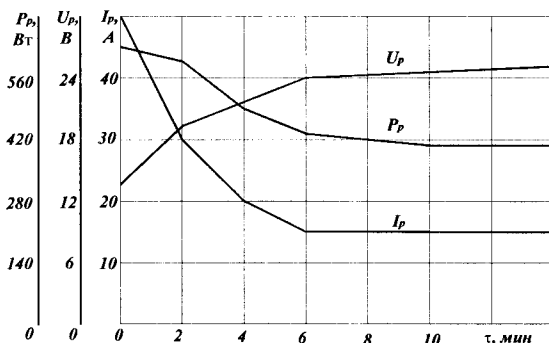


Рис.1. Изменение электрических параметров процесса правки круга во времени.

С увеличением τ , как следует из зависимостей (3) и (4), для достижения предельной температуры t° требуются меньшие значения U и I . Следовательно, недостаток мощности источника тока можно компенсировать увеличением длительности электрического импульса (при использовании электроимпульсных ге-

нераторов) или увеличением длины рабочей части электрода (при постоянном электрическом токе).

Теоретические результаты согласуются с экспериментальными [2], рис.1.

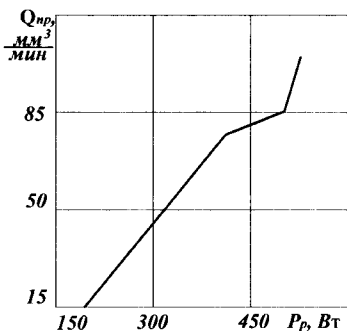


Рис.2. Зависимость производительности правки Q_{np} от мощности тока P_p .

С увеличением времени правки круга сила тока I_p и мощность тока P_p уменьшаются, а напряжение U_p возрастает. Это связано с уменьшением площади контакта S_{nl} , производительности правки Q_{np} и увеличением l в соответствии с приведенными зависимостями.

С увеличением мощности тока P_p производительность правки возрастает [2], рис.2., что также вытекает из зависимости (4).

Как видим, реализация качественной правки требует установления напряжения U до 30 В и больше, силы тока I - более 40 А, мощности тока N - более 1 кВт.

Теоретические результаты согласуются с экспериментальными данными Н. П. Иванова и Л. Е. Кобзаря [3], рис.3 и рис.4. С увеличением напряжения U при электроэрозионной правке (источник тока – специальный двухполупериодный выпрямитель с максимальным током во вторичной обмотке силового трансформатора 200 А) сила тока i и производительность правки Q_{np} , приходящиеся на единицу ширины круга, возрастают. Для алмазного круга 1А1 250x16x75x5 АС6 200/160 4 М2 – 01 (позиция 2 на приведенных графиках) произведение $i \cdot U$ и Q_{np} с ростом U увеличиваются в одинаковое количество раз. Согласно зависимости (2) это указывает на посто-

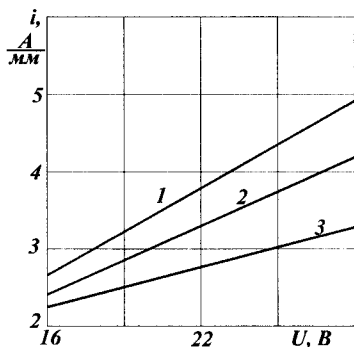


Рис.3. Зависимость i от U : 1 – АС6 50/40; 2 – АС6 125/100; 3 – АС6 200/160.

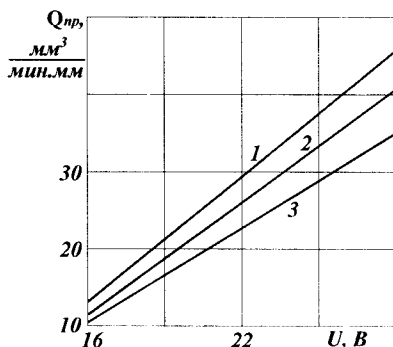


Рис.4. Зависимость Q_{np} от U : 1 – 1А1 200x10x75; 2 – 1А1 250x16x75; 3 – 1А1 300x25x127.

яство температуры t° в процессе электроэрозионного (термического) разрушения металлической связки круга. Следовательно, с увеличением U толщина межэлектродного зазора l при $t^\circ = const$ в соответствии с зависимостью (3) возрастает. Об этом свидетельствуют также экспериментальные данные по высотам выступления зерен над уровнем связки [4], рис.5. С увеличением напряжения U модельная и максимальная высота выступления зёрен возрастает.

Установлено, что параметры i и Q_{np} с увеличением зернистости при $U = const$ уменьшаются. Исходя из зависимости (4), это связано с увеличением площади контакта S_{nn} при $t^\circ = const$. Из приведенных данных следует, что процесс электроэрозионной правки обеспечивает производительность до 1000 мм³/мин при силе тока до 100А ($U = 28$ В).

По экспериментальным данным П.Г. Матюхи [5], рис.6., с увеличением длины правящего электрода h производительность процесса электроэрозионной правки Q и средняя мощность электрического тока P_{cp} увеличиваются в одинаковое число раз (например, в диапазоне $h = 10..40$ мм - приблизительно в 4 раза). Это указывает на постоянство температуры t° в (1) независимо от изменения электрических параметров.

Применим теоретические результаты для анализа процесса электроэрозионного шлифования, когда роль правящего электрода выполняет обрабатываемая деталь в процессе шлифования.

Зависимости (2), (3) и (4) принимают вид [6]

$$t^\circ = \frac{k \cdot I \cdot U}{\rho_m \cdot c_m \cdot Q}, \quad (5)$$

$$t^\circ = \frac{k \cdot U^2}{\rho_m \cdot c_m \cdot \rho_{ом} \cdot l \cdot V_{кр}}, \quad (6)$$

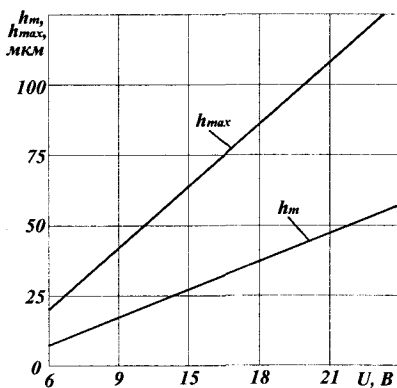


Рис.5. Зависимости модельной h_m и максимальной h_{max} высот выступания зерен от напряжения U .

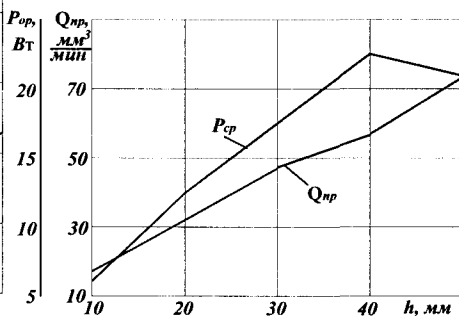


Рис.6. Зависимости Q_{np} и P_{cp} от h .

$$t^\circ = \frac{k \cdot I^2 \cdot l \cdot \rho_{ом} \cdot V_{кр}}{\rho_m \cdot c_m \cdot Q}, \quad (7)$$

где ρ_m, c_m - соответственно плотность и удельная теплоёмкость обрабатываемого материала; Q - производительность процесса шлифования.

При электроэрозионном шлифовании важно своевременно устранить с рабочей поверхности круга продукты обработки, не допуская засаливания круга. Это обеспечивается, прежде всего, термическим разрушением образующихся стружек при достижении предельной температуры t° .

Для увеличения Q мощность тока $N = I \cdot U$ и силу тока I необходимо увеличить ($t^\circ = const$). Для увеличения толщины межэлектродного зазора l напряжение U также необходимо увеличить.

При заданных значениях Q и l с увеличением $V_{кр}$ напряжение U возрастает, сила тока I уменьшается, а мощность N остается постоянной.

Из приведенного анализа можно сделать выводы: уровень производительности обработки Q вполне однозначно определяется мощностью тока $N = I \cdot U$; для реализации высоких значений Q необходимо увеличить толщину межэлектродного зазора l путем повышения напряжения U ; чем больше l при заданном значении Q , тем меньше требуется сила тока I ; чем больше $V_{кр}$ при заданных значениях l и Q , тем меньше требуется сила тока I и больше напряжение U .

Из приведенных зависимостей следует, что при высокопроизводительном электроэрозионном шлифовании основным электрическим параметром является напряжение U , которое необходимо увеличивать. Учитывая ограничения на величину напряжения U по технике безопасности труда, исходя из зависимости (6) необходимо уменьшать $V_{кр}$.

Однако это ведет к снижению производительности обработки. Теоретические результаты согласуются с экспериментальными [2],

рис.7. Мощность тока P_p с течением времени остается почти постоянной. Следовательно, за счёт правки круга поддерживается постоянной во времени производительность обработки.

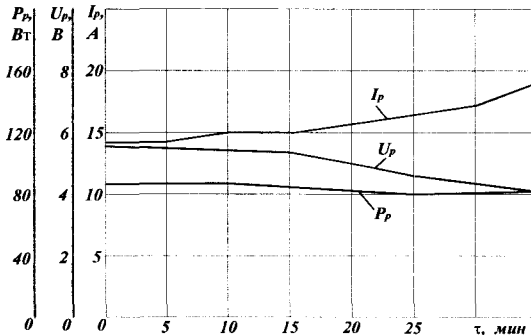


Рис.7. Изменение электрических параметров правки круга в процессе шлифования.

Напряжение U_p со временем несколько убывает. Следовательно, уменьшается толщина межэлектродного зазора l в соответствии с зависимостью (6).

Уменьшение l при $Q = const$ и $t^\circ = const$ приводит к росту силы тока по зависимости (7), что также согласуется с экспериментальными

данными.

Для эффективной электроэрозионной правки алмазных кругов на прочных металлических связках типа М2 – 01 мощность тока необходимо существенно увеличить. При её ограничении – уменьшить скорость линейного износа зёрен путем увеличения их прочности и износостойкости, увеличения площади рабочей поверхности круга (диаметра и высоты) и количества расположенных на ней зёрен. Этим предопределяется эффективность применения крупногабаритных алмазных кругов на металлических связках.

Список литературы

1. Физико-математическая теория процессов обработки материалов и технологии машиностроения / Под общ. ред. Ф.В. Новикова и А.В. Якимова. В десяти томах. – Т.4. “Теория абразивной и алмазно-абразивной обработки материалов”. – Одесса: ОНПУ, 2002. – 802 с.
2. Пахалин Ю.А. Алмазное контактно-эрозионное шлифование. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1985. – 178 с.
3. Иванов Н.П., Кобзарь Л.Е. Интенсивность электроэрозии алмазных кругов при использовании источника постоянного тока. – Резание и инструмент, вып. 31, 1984. – С. 26-31.
4. Иванов Н.П. Электроэрозионное формирование высоты рельефа рабочей поверхности алмазных кругов при использовании источника постоянного тока. – Резание и инструмент, вып. 32, 1984. – С. 21-27.
5. Матюха П.Г., Мартынов В.И., Цокур В.П. Выбор длины электрода– инструмента при электроэрозионной правке шлифовальных кругов. – Резание и инструмент, вып. 40, 1988. – С. 36-42.
6. Качество и производительность абразивно-алмазной обработки: Учеб. пособие / А.В. Якимов, Ф.В. Новиков, Г.В. Новиков, А.А. Якимов. - Одесса: ОГПУ, 1999. – 212 с.

Анотація

Обгрунтування і вибір оптимального електричного режиму електроерозійного виправлення алмазних кіл на металевих зв'язуваннях

У роботі проведений аналіз результатів теоретичних і експериментальних досліджень параметрів процесу електроерозійного виправлення алмазних кіл на металевих зв'язуваннях

Abstract

Substantiation and choice of the optimum electric mode of electro erosive editing of diamond circles on metal sheaf

In work the analysis of results theoretical and experimental researches of parameters of process of electro erosive editing of diamond circles on metal sheaf is lead.

ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ КАЧЕСТВА ОБРАБОТКИ И ИЗНОСОСТОЙКОСТИ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ РЕЛИТОВЫХ ТОРЦОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ

Ткаченко В.П., канд. техн. наук, Новиков Ф.В., докт. техн. наук,
Ткаченко С.В.

(ОАО завод "Потенциал", г. Харьков, Харьковский Национальный
экономический университет)

*Приведены результаты исследований и разработки износостойкой пары
трения релитовых торцовых уплотнений.*

Гидрозащиты погружных электродвигателей (ПЭД) в большинстве случаев комплектуются релитовыми торцовыми уплотнениями производства ОАО завод "Потенциал" (г. Харьков) [1, 2, 3]. Стальная основа уплотнений 1Р25В5 и 1Р35В5 изготавливаются из нержавеющей стали 08Х18Н10Т. За время эксплуатации было установлено, что релитовые торцовые уплотнения удовлетворяют предъявляемым требованиям и обеспечивают длительную надежную работу ПЭД в скважинах. Отказы ПЭД в скважинах по вине торцовых уплотнений случаются крайне редко. В подавляющем большинстве случаев негерметичность торцового уплотнения обнаруживается при входном контроле.

В результате проведенного исследования случаев негерметичности релитовых торцовых уплотнений было установлено, что основные причины негерметичности уплотнений связаны с появлением забоин на острых кромках уплотняющих поверхностей, а также с отклонениями в линейных размерах протектора в сборе. При механической обработке деталей в местах выхода инструмента образуются, как правило, острые кромки и заусенцы. Это явление особенно характерно при обработке вязких материалов. В торцовых уплотнениях ПЭД, так же как и в торцовых уплотнениях электробуров, после притирки релитовых поверхностей оставались острые кромки. Для торцовых уплотнений электробуров, изготавливаемых из стали 40Х, это необходимо во избежание гидроабразивного износа стальной основы вокруг релитового слоя, а также, что бы не было раскрытия стыка при действии высоких перепадов давления. А в торцовых уплотнениях ПЭД из-за повышенной вязкости нержавеющей стали 08Х18Н10Т, вследствие содержания в ней приблизительно 10% никеля, при ударе кольца по кольцу в процессе мойки, транспортировки и т.д. на острых кромках образуются забоины. Во время испытания на герметичность при входном контроле без вращения, в таких уплотнениях возникает утечка.

Иногда негерметичность может быть вызвана завалом уплотняющей поверхности по наружному диаметру, который образуется при притирке колец вследствие неравномерного изнашивания поверхности плиты. На рис. 1 приведены профилограммы уплотняющей поверхности колец, притертых на плите с выработкой приблизительно 0,03 мм. Как видно из профилограммы, уплотнение осуществляется только по линии внутреннего диаметра, из-за чего наруша-

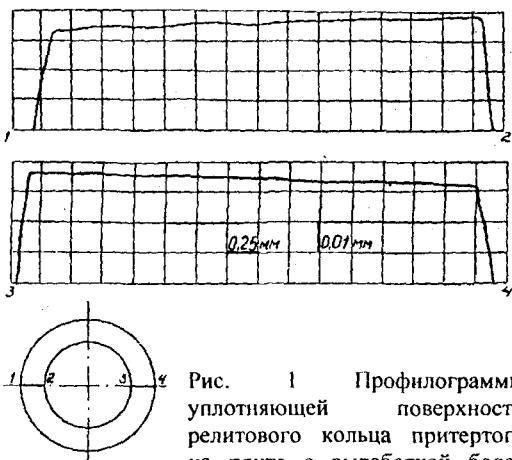


Рис. 1 Профилограммы уплотняющей поверхности релитового кольца притертого на плите с выработкой более

очередь жесткость сальфона определяется эластичностью гофры, которая и является основным упругим элементом сальфона. В применявшемся ранее сальфоне толщина гофры составляла 2 мм, в результате чего при сжатии сальфон не обеспечивал осевого перемещения вала более 2,5 мм. Кроме того, в сжатом состоянии такой сальфон обладал значительной силой упругости, которая передавалась на пару трения.

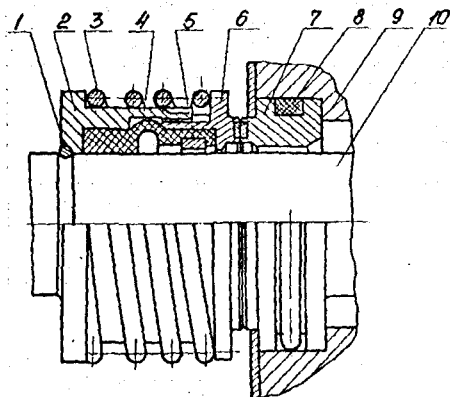


Рис. 2. Релитовое торцовое уплотнение серии 1Р: 1 – запорное кольцо; 2 – упор; 3 – пружина; 4 – сальфон; 5 – распорное кольцо; 6 – вращающееся кольцо; 7 – невращающееся кольцо; 8 – кольцо уплотнительное; 9 – корпус протектора; 10 – вал протектора.

ется герметичность. А при наличии стального ободка вокруг релитового слоя происходит трение стали по стали, в результате чего образуются задиры, которые так же влияют на герметичность торцового уплотнения. В связи с этим ужесточен контроль за плоскостностью притирочных плит.

В ряде случаев сказывается влияние резинового сальфона повышенной жесткости, от жесткости которого в значительной степени зависит работоспособность уплотнения. В свою

Для повышения эластичности сальфона, как показывает опыт, необходимо выполнить сальфон с более тонкой гофрой. Это обеспечит хорошую компенсацию погрешностей осевых размеров вала и уменьшения потерь на трение в уплотнении, что соответственно снижает так же величину утечки уплотняемой жидкости.

Релитовое торцовое уплотнение (рис. 2), применяющееся в серийно выпускаемых гидрозащитах погружных электродвигателей, состоит из колец невращающегося 7 и вращающегося 6, резинового сальфона 4, упора 2, пружины 3, распорного кольца 5 и резинового уплотнительного кольца круглого сечения 8. Пла-

стоящая жидкость может проникать через уплотнение в двух направлениях: через зазор между кольцами вращающимся 6 и невращающимся 7, а так же между валом 10 и вращающимся кольцом 10. Проникновению пластовой жидкости через зазор между уплотняющими релитовыми колец препятствует уплотнение контактов за счет нагрузки от пружины 3. Уплотнение по валу осуществляется резиновым сифоном 4 при обжатии его упором 2. Во вращающемся кольце 6 сифон 4 закрепляется распорным кольцом 5. Кроме уплотняющей функции, сифон 4 обеспечивает осевые перемещения вращающегося кольца 6, т.е. компенсирует осевые биения вала.

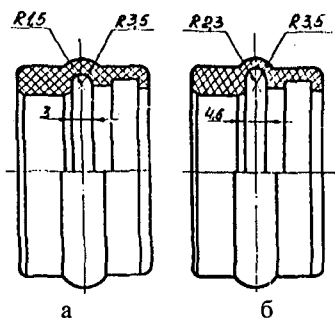


Рис. 3. Сифон релитового торцового уплотнения 1Р25В5: а – серийный; б – модернизированный.

Для избежание этого был разработан сифон (рис. 3,б) с толщиной гофры, равной 1,20 мм. Для изготовления сиффона разработана пресс-форма с поперечным разъемом по гофре, формообразование сиффона в которой производится литьем резиновой смеси под давлением. Литье под давлением более производительнее и обеспечивает более высокое и равномерное качество сиффонов, чем прессование. Для серийного производства была разработана многоместная литьевая пресс-форма с продольным разъемом.

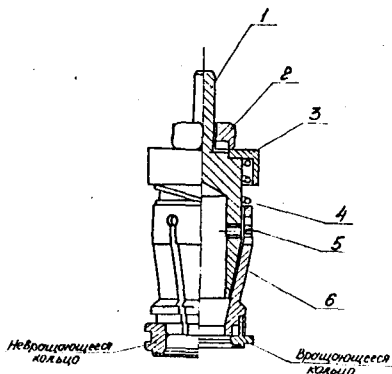


Рис. 4. Приспособление для снятия фасок: 1 – сердечник; 2 – гайка; 3 – упор; 4 – пружина; 5 – стопорный винт; 6 – цапга.

Лабораторно-стендовые испытания торцовых уплотнений с сиффоном с тонкой гофрой показали достаточную надежность сиффонов в работе. Было установлено, что за счет уменьшения толщины гофры, перемещение вращающегося кольца по валу увеличилось с 2 до 4-5 мм. Для устранения негерметичности релитового торцового уплотнения из-за появления забоин и заусенцев на острых кромках уплотняющей поверхности, перед притиркой необходима такая технологическая операция, которая в дальнейшем практически исключает воз-

возможность образования забоин на кромках [4]. Традиционный способ снятия фасок с помощью резца нельзя применить из-за возможности соприкосновения его с высокотвердым релитом. Поэтому было спроектировано и изготовлено специальное приспособление для снятия фасок (рис. 4), состоящее из цанги 6, которая легко входит во внутренний диаметр колец торцового уплотнения и разжимается сердечником 1 при осевой нагрузке на него. Приспособление закрепляется в патроне настольно-сверлильного станка, рис. 5. На станине станка

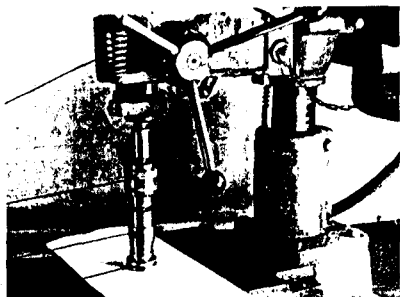
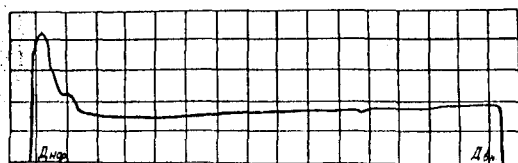


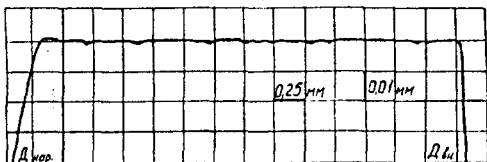
Рис. 5. Приспособление для снятия фасок на кромках торцовых поверхностей релитовых колец, установленная на настольно-сверлильном станке: 1 – настольно-сверлильный станок; 2 – патрон; 3 – приспособление; 4 – невращающееся кольцо.

устанавливается подставка, на которой сверху закрепляется микропористая резина с абразивным полотном. При приложении осевой нагрузки на вращающееся кольцо цанга разжимается и приводит во вращение релитовое кольцо, которое прогибает абразивное полотно за счет податливости резины. При этом обе острые кромки релитового кольца взаимодействуют с абразивным полотном. Происходит процесс обработки наружной и внутренней кромок релитового кольца абразивным полотном, в результате чего стальные кромки притупляются, а релитовая поверхность остается нетронутой.

Использование эффекта податливости резины обеспечивает снятие фасок одновременно на наружной и внутренней острых кромках, выполненных из нержавеющей стали. С целью экономного расходования абразивного полотна постоянно осуществляется его передвижение на 2–3 мм для каждого следующего обрабатываемого кольца.



а



б

Рис. 6. Профилограмма уплотняющей релитовой поверхности кольца: а – до снятия фасок (забойна на наружном диаметре); б – после снятия фасок.

Этот способ снятия фасок обеспечивает технологичность данной операции, которая выполняется после алмазного шлифования торцовой релитовой поверхности кольца. Затем производится операция притирки обрабатываемой поверхности стили алмазным порошком.

На рис. 6 представлены фотографии торцовой релитовой поверхности кольца до и после снятия фасок. Как видно из рис.

б,а, на наружном диаметре обработанной поверхности имеется забоина, которая может привести к негерметичности торцового уплотнения. Забоина образовалась на пояске из нержавеющей стали. На рис. 6,б показана обработанная поверхность со снятыми фасками.

Таким образом, на основе проведенных исследований обоснованы и реализованы условия повышения износостойкости пары трения релитового торцового уплотнения на основе совершенствования его конструкции, а также за счет разработки эффективной технологии обработки торцовых (рабочих) поверхностей колец уплотнений.

Список литературы

1. Ткаченко В.П. Повышение эффективности технологии прецизионной обработки уплотнительных колец из композиционного материала на основе релита. – Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Харьков, 2004. – 21 с.
2. Ткаченко В.П. Разработка промышленной технологии изготовления торцовых уплотнений для электробуровой техники // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2002. – Вип.9, т. 11. – С. 91-96.
3. Ткаченко В.П., Плужник Ю.Ф., Новиков Ф.В. Исследование и разработка эффективной технологии изготовления износостойких релитовых торцовых уплотнений // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2004. – № 44 – С. 123-130.
4. Новиков Ф.В., Ткаченко В.П. Механизм образования заусенцев при шлифовании и технология их устранения // Труды 5-й Международной научно-технической конференции. Физические и компьютерные технологии в народном хозяйстве. – Харьков: ХНПК “ФЭД”, 2002. – С. 271-275.

Анотація

Технологічне забезпечення якості обробки і зносостійкості робочих поверхонь релитових торцевих ущільнень

Приведено результати досліджень і розробки зносостійкої пари тертя релитових торцевих ущільнень

Abstract

Technological maintenance of quality of processing and wear resistance of working surfaces relit of face condensation

Results of researches and development of wearproof pair friction of face condensation from relit are resulted.

ПРИМЕНЕНИЕ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ПЛАЗМЫ В ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Денисов С.В., канд. техн. наук, Новосёлов С.П., канд. техн. наук,
Резниченко А.Г.

(Харьковский Национальный технический университет радиоэлектроники)

В работе показаны эффективные направления применения низкотемпературной плазмы в технологии машиностроения.

Плазма (от греч. *plasma* - вылепленное, оформленное), частично или полностью ионизованный газ, в котором плотности положительных и отрицательных зарядов практически одинаковы. При достаточно сильном нагревании любое вещество испаряется, превращаясь в газ. Если увеличивать температуру и дальше, резко усилится процесс термической ионизации, т. е. молекулы газа начнут распадаться на составляющие их атомы, которые затем превращаются в ионы. Ионизация газа, кроме того, может быть вызвана его взаимодействием с электромагнитным излучением (фотоионизация) или бомбардировкой газа заряженными частицами. В лабораторных условиях и промышленных применениях плазма образуется в электрическом разряде в газах (дуговом разряде, искровом разряде, тлеющем разряде и пр.), в процессах горения и взрыва, используется в плазменных ускорителях, магнитогидродинамических генераторах и во многих других устройствах.

Физика плазмы - очень молодая наука. Изучение ее было начато в 20-е годы работами Ленгмюра и Тонкса. Обнаружив в эксперименте новое состояние вещества, которое растекалось по сосуду и пульсировало подобно биологической плазме, они дали новому состоянию вещества название "плазма", прочно вошедшее в настоящее время в обиход многих отраслей науки и техники.

Первоначально интерес к изучению плазменных явлений был чисто научный. Однако, идея получения управляемого термоядерного синтеза дала новое содержание исследованиям, придав им прикладной характер. На этом пути были проведены широкие исследования физических свойств плазмы и сделаны многие научные открытия.

Однако, помимо управляемого синтеза, имеются другие обширные области науки и техники, где применение плазмы позволяет решать ряд новых очень важных задач.

Достоинства плазмы настолько очевидны, а перспективы использования так широки, что за сравнительно короткий срок сформировался ряд направлений ее практического применения.

Прежде всего, с помощью плазмы решается задача создания принципиально новых типов электрических генераторов, в которых роль вращающегося ротора выполняет плазма, текущая по каналам неподвижного корпуса. В таком генераторе нет ни одной движущейся части и вместе с тем он гораздо эффективнее существующих машин этого рода - возможен к.п.д. 60-70% вместо 30-

40% у обычных турбогенераторов.

Низкотемпературная плазма ($T \sim 103 \text{ K}$) находит применение в газоразрядных источниках света и в газовых лазерах, в термоэлектронных преобразователях тепловой энергии в электрическую и в магнитогидродинамических (МГД) генераторах, где струя плазмы тормозится в канале с поперечным магнитным полем B , что приводит к появлению между верхним и нижним электродами электрического поля напряжённостью E порядка Vu/c (u - скорость потока плазмы); напряжение с электродов подаётся во внешнюю цепь. Если "обратить" МГД-генератор, пропуская через плазму в магнитном поле ток из внешнего источника, образуется плазменный двигатель, весьма перспективный для длительных космических полётов. До настоящего времени все полеты в космос осуществлялись с помощью химических ракет, которые достигли высокой степени совершенства. Но возможности двигателей на химическом топливе ограничены, так как существует практический предел энергии, выделяющейся при химической реакции, и они уже не могут обеспечить запросов космонавтики. Плазменные ракетные двигатели позволяют значительно увеличить мощность и повысить к.п.д. космических ускорителей. Плазматроны, создающие струи плотной низкотемпературной плазмы, широко применяются в различных областях техники. В частности, с их помощью режут и сваривают металлы, наносят покрытия. В плазмохимии низкотемпературную плазму используют для получения некоторых химических соединений, например галогенидов инертных газов типа KgF , которые не удаётся получить другим путём. Ионы в газах обладают высокой химической активностью, легко вступая во взаимодействие с другими частицами и вызывая те или иные химические реакции. Кроме того, высокие температуры плазмы приводят к высокой скорости протекания химических реакций - как прямых реакций синтеза, так и обратных реакций разложения. Если производить синтез "на пролёте" плазменной струи, расширяя и тем самым быстро охлаждая её на следующем участке (такая операция называется "закалкой"), то можно затруднить обратные реакции разложения и существенно повысить выход требуемого продукта.

Еще одна возможность использования плазменных технологий - нанесение отражающих покрытий на архитектурное стекло. Из этого стекла делают стеклопакеты, имеющие увеличенный коэффициент отражения в ИК-области, что позволяет сберечь тепло, которое уходит из помещения. Оценки, которые существуют, показывают, что примерно до 40 % тепла из застекленных помещений уходит через поверхность стекла, а такое стекло позволяет значительно уменьшить эти потери и обеспечить теплосбережение.

Высокая температура плазменной струи позволяет использовать её для материалов имеющих температуру плавления более $2000 \text{ }^\circ\text{C}$ (гранит, мрамор, силикатный кирпич). При длительном воздействии материал плавится и образуется литая фактура.

Перспективной областью применения является плазменная металлургия. Здесь плазма применяется для обработки рудного сырья, извлечения металлов из руд, плавки металлов и сплавов, распыления металлических материалов и получения порошков.

Широкое распространение получила плазменно-дуговая резка металлов и сплавов. Внедрение в практику этих процессов, отличающихся высокой производительностью, дает большой технико-экономический эффект.

Плазменная резка - эффективный процесс, используемый в различных отраслях промышленности для резки чёрных и цветных металлов и сплавов с высокими производительностью, точностью и качеством реза.

Сущность процесса плазменной резки заключается в локальном интенсивном расплавлении разрезаемого металла в объеме полости реза теплотой, генерируемой сжатой дугой, и удалении жидкого металла из полости высокоскоростным плазменным потоком, вытекающим из канала сопла плазматрона.

Отличительной особенностью плазменной резки по сравнению с аналогами - газовой, лазерной, вибрационной резкой, электродуговой строжкой, резкой на ножовочных, круглопильных, токарно-отрезных станках и ножницах является:

- универсальность процесса, т.е. возможность резки на одном и том же оборудовании различных электропроводных материалов;
- большая скорость резки металлов малых и средних толщин по сравнению с другими термическими способами резки;
- отличное качество реза. Вертикальный рез практически без грата, дополнительная механическая обработка не требуется.
- возможна беспроблемная резка загрязненного, окрашенного, гальванизованного и оцинкованного материалов.
- применение недорогого и недефицитного газа (обычно - сжатого воздуха);
- значительное уменьшение термических деформаций разрезаемого изделия;
- мобильность при использовании малогабаритных установок с воздушным охлаждением для ручной плазменной резки;
- простота в эксплуатации.

Интенсивно развивается молодая отрасль химии - плазмохимия. В плазме и плазменных потоках осуществляются процессы, которые в обычных условиях не протекают, течение этих процессов ускоряется в сотни и тысячи раз, упрощается ряд сложных и многостадийных химических процессов и заменяется одностадийным.

Специфические особенности плазмохимических реакций обусловлены тем, что в отличие от традиционных химических процессов они проводятся в системах открытых в термодинамическом смысле: для получения плазмы необходимы внешние источники энергии и часть ее расходуется на осуществление (иницирование) химических процессов. Это же объясняет и существенную неравновесность, наблюдаемую и используемую во многих плазмохимических процессах. Наиболее часто применяется газоразрядная плазма и для ее создания необходимо присутствие внешнего источника электрической энергии. Можно выделить три основных этапа в инициировании и проведении плазмохимических реакций.

Во-первых, энергия от внешнего источника передается в газ через электронную компоненту плазмы.

Во-вторых, электронный газ передает полученную энергию тяжелым частицам в процессах нагрева, возбуждения внутренних степеней свободы атомов

и молекул, ионизации, диссоциации. Таким образом происходит перераспределение энергии внешнего источника между тяжелыми частицами и создаются химически активные частицы. Обычно доля, идущая на нагрев газа (особенно в неравновесных условиях) мала и в основном энергия электронов расходуется на возбуждение внутренних степеней свободы атомов и молекул.

В третьих, происходят химические превращения в полученной химически активной среде.

Таким образом, процессы в химически активной плазме связаны с присутствием трех групп частиц: заряженных, возбужденных и нейтральных невозбужденных (исходные вещества, атомы, радикалы, продукты промежуточных реакций) и роль электронной компоненты плазмы в иницировании реакций является определяющей.

Кроме того, плазмохимические системы характеризуются большой плотностью энергии, а присутствие большого числа реакционно-способных частиц ведет к многоканальности плазмохимических процессов. Это означает, что один и тот же суммарный процесс в зависимости от параметров плазмы (давление, степень ионизации, удельный энергозатрат и т.д.) может происходить принципиально различными путями. Применительно к задачам прикладной плазмохимии это проявляется в необходимости поиска механизмов, идущих с большей эффективностью, а также условий (тип разряда, давление, энергозатрат), в которых эти механизмы реализуются.

Одним из наиболее перспективных и современных методов модификации поверхности полимеров является воздействие низкотемпературной плазмы, которое позволяет изменить свойства поверхностей этих материалов в широких пределах и значительно расширить области их использования.

Как правило, полимерные материалы характеризуются низкими значениями поверхностной энергии, плохо смачиваются растворителями, плохо склеиваются, имеют низкую адгезию к напыленным слоям металлов и т.п.

Экологически чистые современные плазмохимические методы значительно выигрывают по сравнению с химической модификацией, при которой используются такие агрессивные реагенты, как кислоты, гидроксиды, щелочноземельные металлы и их соединения и т. п. Следует также отметить, что уже с середины 80-х годов во многих промышленно развитых странах широко производится необходимое вакуумное оборудование, созданное специально для реализации плазмохимических процессов.

Наиболее важной особенностью процесса плазмохимической модификации полимерных материалов, определяющей особый интерес к этому методу, является то, что изменениям подвергается только обрабатываемая поверхность материала и очень тонкий приповерхностный слой, толщина которого, по разным оценкам, составляет от 100Å до нескольких микрон. Основная же масса полимера не изменяется, сохраняя механические, физико-химические и электрофизические свойства модифицируемого материала.

Воздействие плазмы на поверхность полимера позволяет изменять, в основном, его контактные свойства (смачивание, адгезию к тонким слоям металла, наносимого как с помощью вакуумного распыления, так и другими метода-

ми, способность к склеиванию, адгезию используемых при печати красителей и т.п.) Как правило, улучшение адгезионных свойств полимеров под воздействием плазмы связано не только с очисткой поверхности от различного рода загрязнений, но и с образованием гидрофильных групп различной химической природы, обеспечивающих высокие адгезионные свойства модифицированных поверхностей. Состав, структура и свойства таких полярных групп зависят как от природы полимера, так и от свойств плазмы и природы плазмообразующего газа. Если в качестве рабочего газа плазмы используется кислород или воздух, то на поверхности полимера образуются кислородсодержащие полярные группы (карбонильные, спиртовые, перекисные, простые и сложные эфирные, лактонные и т.п.). В случае применения аммиака или его смесей с водородом на поверхности возникают азотсодержащие группы (амино-, амидо-, имидо-, имино- и т.п.). Воздействие разряда в атмосфере инертных газов приводит к образованию активных свободных радикалов, которые на воздухе превращаются в гидроперекисные и перекисные, а затем – в стабильные кислородсодержащие полярные группы.

Используя метод полимеризации в плазме для органических и элементоорганических соединений, можно осаждать на поверхности полимерных материалов тонкие пленки различной химической природы и состава: гидрофильные, гидрофобные или содержащие атомы металлов. Это позволяет в очень широких пределах изменять поверхностные свойства исходного полимера.

Процессы плазмохимической модификации полимеров осуществляют с использованием низкотемпературной плазмы, т.е. температура рабочего газа составляет примерно 300К. Используют низкочастотные разряды (частота от 50Гц), высокочастотные разряды (в основном, 13,56МГц) и СВЧ-разряды (обычно 2,45ГГц), а также разряд постоянного тока.

Активными в процессе модификации компонентами плазмы могут быть электроны, ионы, возбужденные атомы и молекулы, а также вакуумное ультрафиолетовое (ВУФ) излучение.

Проведены экспериментальные исследования влияния низкотемпературной неравновесной плазмы на адгезионную прочность клеевого соединения при изготовлении обуви. Плазменную обработку проводили на ВЧ-плазменной установке, состоящей из ВЧ-генератора, ВЧ-плазмотрона, системы газоснабжения, вакуумной камеры и измерительной аппаратуры.

Использование низкотемпературной неравновесной плазмы приводит к увеличению прочности соединения верха обуви с подошвой. При обработке плазмой верха обуви после взъерошивания при двухразовой намазке адгезионная прочность увеличивается на 70-90%, при однократной – на 60-85%, при этом намазка выполняется в один прием и уменьшает трудоемкость изготовления.

Применение низкотемпературной неравновесной плазмы в технологии обуви позволяет увеличить адгезионную прочность при сокращении двухразовой намазки клеем затяжной кромок на однократную.

Разработан новый технологический процесс обработки взъерошенной кромок потоком плазмы низкого давления.

Одной из наиболее перспективных и актуальных областей применения хо-

лодной плазмы является очистка и дезинсекция зерновых культур, воды, воздуха и т.д.

Заражение зерновых культур токсинами и насекомыми-вредителями приводит к потерям при хранении зерна до 50% от собранного урожая. Для дезинфекции зерна до настоящего времени применялись химические методы с использованием вредных ингредиентов, которые отрицательно влияли на качество зерновых. Разработанный метод позволяет убрать негативное влияние на качество зерна процессов дезинсекции и дезинфекции. Комплексная обработка зерновых культур производится на специальной установке методом пропускания свободно падающего потока зерна через объемную низкотемпературную плазму, возбуждаемую в металлической рабочей камере микроволнами (СВЧ электромагнитное излучение). Метод не требует строительства специальных помещений. Установка может быть размещена на обычном автотранспорте, смонтирована и введена в эксплуатацию в течение одних суток после его поставки. Использование предлагаемой технологии, в зависимости от режимов обработки зерна, позволяет:

- сохранить биохимические свойства и экологическую чистоту обрабатываемого материала;
- получить полную дезинсекцию всей массы зерна;
- стерилизовать поверхность каждого из зерен;

Способ дезинсекции зерна пшеницы в холодной плазме одобрен многими организациями, экологически чист и обходится потребителям дешевле, чем химические методы обеззараживания зерна.

Плазменная или озono-ионная очистка является одной из наиболее эффективных и дешевых технологий очистки воды.

Повышенная окислительная способность озона в воде эффективно используется для разложения большого количества органических веществ, растворенных в производственных сточных водах предприятий текстильной, коксохимической, целлюлозно-бумажной, нефтехимической промышленности и ряда других.

Предлагаемый озono-ионный очиститель промышленных водных сбросов основан на газоразрядном озоновом реакторе и управляется автономным высоковольтным источником питания. Образующиеся в результате газоразрядных процессов в воздушной среде озон, кислород, ионные комплексы и другие продукты низкотемпературной плазмы попадают в водную среду, где вступают в реакции окисления, восстановления, замещения с содержащимися в среде примесями. Эффект кавитации, который достигается при помощи миксера, приводит к высокоэффективному разрушению вредных веществ с использованием 90-98% озона и кислорода

Озон оказывает как химическое так и бактерицидное воздействие на воду, ниже приведены вещества, окисляемые установкой: аммиак, бензол, гуминовые, фульвиновые, таниновые кислоты, диметилбензол, диэтилбензол, изобутиловый спирт, изотиоцианаты, карбонаты, карбофос, метафос, нефтепродукты, нитриты, нитрозамины, органические соединения ртути, кадмия, свинца, цинка, ПАВ, перекись водорода, сероводород, сульфанол, триметиламин, трихлорметафос, трихлорэтилен, фенол, фосфаты, цианиды, циклогексанол, этанол и другие.

Наряду с существующими методами очистки воздуха (газов) от загрязняющих веществ - электростатическими, биологическими, сорбционными, ка-

талитическими, химическими, в последние годы распространение получили плазмокаталитические технологии (ПКТ) очистки воздуха (газов). Свое название плазмокаталитическая технология берет от разработок технологии очистки воздуха на космических кораблях.

В основе ПКТ лежат два способа разложения газообразных загрязняющих веществ до элементарных соединений (CO_2 , H_2O) : плазмохимический и каталитический.

Плазмохимический способ очистки основан на конверсии вредных веществ по следующему механизму: загрязненный воздух проходит через газоразрядный реактор, в котором происходит разрушение вредных веществ под действием низкотемпературной плазмы и других физико-химических факторов воздействия. А также, в результате этих воздействий происходит возбуждение молекул, атомов и радикалов, что качественно влияет на работу каталитической ступени очистки.

Каталитический способ очистки воздуха представляет собой глубокое окисление продуктов конверсии, образовавшихся в результате прохождения воздуха через плазмохимический реактор. В данном способе применяется низкотемпературный катализатор, который, благодаря плазмохимической ступени, начинает эффективно работать в диапазоне температур от 20 до 50 °С .

Плазмокаталитическая технология очистки воздуха от газообразных вредных веществ уникальна, потому что позволяет производить глубокую очистку всего комплекса токсичных соединений до CO_2 и H_2O начиная с низких температур. Кроме того, технология уникальна тем, что одновременно с газоочисткой происходит подавление болезнетворной микрофлоры воздуха.

Метод очистки прошёл испытания на предмет подавления следующих веществ: фенола, формальдегида, гексана, стирола, толуола, ксилола, сероводорода, оксида углерода, акролеина, ,бутанола, бенз(а)пирена и других соединений. Средняя степень подавления (конверсии) веществ составила от 90 до 98%. Концентрации веществ при этом составляли от 0,5 бензапирен до 500 (толуол) мг/м³. Объемы очищаемого воздуха также были различными: от 5 до 12 000 м³/час. и более.

В настоящее время в медицинской практике используются плазменные хирургические установки, позволяющие осуществлять хирургическое вмешательство путем воздействия на биологическую ткань потоком плазмы, генерируемой миниатюрными плазмотронами. Диаметр струи около миллиметра, длина ее 3-20 миллиметров. Плазма легко рассекает мягкие ткани, одновременно заваривает стенки сосудов, идеально дезинфицирует операционное поле. Температура плазмы 5000-7000°С. Такие плазменные генераторы позволяют осуществлять только " жесткое " воздействие, разрушающее биологические ткани. Это делает невозможным их применение в терапии, для стимуляции биологических процессов в тканях, плазменной рефлексотерапии и т.д. Прогресс в развитии и использовании в медицине методов, основанных на концентрированном подводе энергии к биологическим тканям плазменных потоков будет во многом определяться решением задачи создания потоков холодной, низкотемпературной плазмы, позволяющей осуществлять неразрушающее воздействие на био-

логические ткани. Тепловые эффекты в биотканях соответствуют следующим диапазонам температур:

- Отсутствие необратимых изменений 37 - 43 °С.
- Разделение ткани (отёк) 45 - 48 °С
- Сваривание ткани, денатурация белков 45 - 60 °С.
- Коагуляция, некроз, обезвоживание 60 - 100 °С
- Испарение тканевой воды 100 °С
- Пиролиз, выгорание 100 - 300 °С
- Карбонизация твёрдых компонентов ткани > 200 °С
- Испарение твёрдых компонентов ткани > 300 °С

В Харьковском государственном университете радиозлектроники разработан ряд плазменных устройств, способных генерировать низкотемпературную плазму. Питание плазмотрона осуществляется от сети 220 В. Потребляемая мощность 20 Вт. При диаметре генерируемого плазменного потока 3-5 мм, длине 5-8 мм плотность мощности потока составляет 0,4-0,8 Вт/см². Плазменный поток содержит электроны, ионы, возбужденные атомы и молекулы водорода, кислорода и др. Плазма является интенсивным источником электромагнитного излучения в ультрафиолетовом, видимом, инфракрасном, субмиллиметровом и миллиметровом диапазонах, что даёт возможность эффективно использовать её вместо традиционно применяемых в медицине источников электромагнитного излучения. Особый интерес представляет активный молекулярный синглетный кислород, присутствующий в плазме в значительной концентрации.

Разработанный плазмотрон используется для проведения экспериментальных исследований в таких областях как: плазмохимия, очистка и дезинфекция воды, воздуха, обработка поврежденных или зараженных биологических тканей.

Исследование воздействия холодной плазмы на биологические ткани является одной из основных задач нашей лаборатории. В лаборатории был проведен ряд экспериментов по коагуляции биотканей, рассечению мягких тканей, с одновременным завариванием стенок сосудов и дезинфекции операционного поля.

Перспективы использования низкотемпературной плазмы связаны с решением следующих задач:

- исследование влияния излучения плазмы и корпускулярного потока на различные клетки и их отдельные компоненты;
- изучение биохимических реакций в клетках и тканях под воздействием плазмы;
- выяснение возможностей использования плазмы для лечения различных патологических процессов;
- изучение влияния плазмы (электромагнитного излучения и корпускулярного потока) на интактные органы, ткани, системы организма животных и человека с целью выяснения возможных нежелательных последствий этих мероприятий;
- раскрытие механизмов действия плазмы, ее физических свойств;
- оптимизация режимов плазменного воздействия и выявление области параметров плазмы, в которых наблюдается высокий медикобиологический эффект;

- исследования процессов в генераторах низкотемпературной плазмы, их основных характеристик и отработка методов управления плазменным потоком;
- создание простых, удобных в эксплуатации, стабильно и длительно работающих генераторов плазменных потоков.

Возможными областями использования низкотемпературной плазмы могут быть: - стерилизация медицинского инструмента и перевязочных средств, бактерицидная обработка жидкостей, обработка ран, профилактика и лечение раневой инфекции, стимуляция биологических процессов, плазменная рефлексотерапия.

Из проведенного далеко не полного перечня возможностей практического применения плазмы видно, что в настоящее время происходит широкое внедрение плазменных методов и технологий во многие отрасли науки и техники.

Анотація

Застосування низькотемпературної плазми в технології машинобудування

У роботі показані ефективні напрямки застосування низькотемпературної плазми в технології машинобудування.

Abstract

Application low-temperature of plasma in technology of mechanical engineering

In work effective directions application low-temperature plasmas in technology of mechanical engineering are shown.

МОДУЛЬНІ СИСТЕМИ ТЕХНОЛОГІЙ, ЯК ОСНОВА ПОБУДОВИ ГНУЧКИХ ВИРОБНИЦТВ, ЩО РОЗВИВАЮТЬСЯ

Копійченко Ю. В., канд. техн. наук, Тернюк М. Е., докт. техн. наук
(ДП Інститут машин и систем, м. Харків)

Дається визначення поняття система технологій, розглядаються її можливі структури. Показується, що модульна побудова системи технологій забезпечує можливість гнучкості й ефективного розвитку виробництва.

Вступ. В ході посилення глобалізаційних процесів відбувається нова структуризація країн за технологічними ознаками. Технологічні лідери і технологічно розвинені країни вже формують так зване постіндустріальне суспільство, для якого характерним є суттєве підвищення значення науки як продуктивної сили.

Реалізація науки як продуктивної сили відбувається за рахунок технологій. Технології виступають своєрідною ланкою між наукою та виробництвом і забезпечують задоволення суспільних потреб за рахунок використання наукових знань [1, 2]. Постійне підвищення складності продукції приводить до того, що виробити її за допомогою окремих операційних технологій стає неможливим. Необхідно застосовувати сукупність технологій, поєднаних у систему. Особливо важливим при цьому є досягнення гнучкості та можливості швидкого саморозвитку. Виробництва, які будуються на системах технологій з різними структурами, мають різні властивості. Тому визначення структур систем технологій, які дозволяють оптимізувати гнучкість та ефективність розвитку виробництва, є актуальною.

Основний текст статті. На мові теорії множин формально система визначається як відношення [3]. Якщо задано сімейство множин $\bar{V} = \{V_i; i \in I\}$, де I – множина індексів, то система визначається як власна підмножина декартового добутку $\times \bar{V}$:

$$S \subset \times \{V_i; i \in I\}.$$

Всі компоненти $\times \bar{V}$ називаються об'єктами системи S . Таким чином і система технологій визначається як множина різноманітних операційних технологій, що знаходяться в певних відношеннях.

Наведене визначення дозволяє відносити до систем технологій різні їх сукупності. Зокрема, поширене розуміння терміна система технологій як сукупності з галузевих і функціональних підсистем технологій (наприклад, металургійних, хімічних, механообробних, складальних та інших). Кожна з них в подальшому деталізується (наприклад, металургійні технології складаються з технологій виплавки, розливу, прокату та інших). Таке представлення скоріше є класифікацією технологій, ніж їх системою.

Система не є простою сукупністю її елементів (підсистем). Будова складних систем базується на принципах організмічності. При цьому [4]:

– поведінка кожної підсистеми впливає на поведінку цілого;

- поведінка підсистем і їх вплив на ціле взаємно залежні; ні одна з підсистем не впливає на систему як ціле незалежно від інших підсистем;
- якщо існують групи підсистем, то кожна з них впливає на поведінку цілого і ні одна з них не впливає незалежно від інших; іншими словами, підсистеми зв'язані між собою таким чином, що незалежні їх групи не можуть виникнути.

Отже, система – це таке ціле, яке неможливо розділити на незалежні частини. Звідси витікають дві важливі властивості систем:

- кожна частина системи має такі властивості, які зникають, якщо її відокремити від системи;
- кожна система має такі властивості, які відсутні у її частин (емерджентність). Взаємодія між підсистемами описується відповідними механізмами.

З врахуванням вказаного, зрозуміло, що кожна система відіграє свою роль (функцію) і має своє місце в надсистемі. Перелік типових функцій систем наведено в Таблиця 1.

Таблиця 1

Перелік типових функцій систем в надсистемах

№ з/п	Функція		Сутність
	Вид	Різновидність	
1.	Цільового призначення	Основна	Обумовлює роль і місце в надсистемі
		Додаткова	
2.	Допоміжна	Посилююча	Підсилює дію функцій призначення
		Компенсаційна	Компенсує негативну (побічну) дію функцій призначення
3.	Забезпечуюча		Забезпечує виконання функцій призначення
4.	Управління		Управляє всіма процесами в системі
5.	Адаптивна		Змінює поведінку при зміні зовнішнього середовища
6.	Відтворення	Відновлююча	Відновлює елементи і механізми дії системи
		Безпеки (само-збереження)	Протидіє зовнішнім діям, спрямованим на порушення системи
7.	Розвитку (ре-організаційна)		Змінює структуру системи, функції підсистем

Деякі з функцій системи можуть виконуватися зовнішніми по відношенню до неї системами (свого роду аутсорсінг). Системи технологій утворюють ієрархію. З кожним рівнем масштаб систем зростає.

На нижчому рівні знаходяться операційні технології. Наприклад, в механообробці це фрезерні, токарні та інші операції. Вже на цьому рівні спостерігається виконання окремих операційних технологій системою більш дрібних технологій. Так, технологія "фрезерування" реалізується на сучасному обладнанні як система окремих більш дрібних технологій: різання, транспортування деталі, охолодження, управління, вимірювання, налагодження. Ці окремі технології

виконують різні функції (ролі) в системі технологій "фрезерування" (у відповідності з Таблиця 1). Їх можна віднести до елементарних. Окремі елементарні технології (а також їх комбінація), які складають операційну технологію, самостійно (відокремлено, не в системі) не здатні виконати операцію.

На наступному рівні розташовані предметні технології, які реалізуються системою операційних технологій. Предметні технології спрямовані на виробництво окремих предметів (елементів продукції). Так, в машинобудуванні це деталі та вузли, конкретна технологія виробництва яких також є системою технологій (визначається відповідними технологічними процесами).

Система операційних технологій є основою і для наступного рівня - продуктового. Тут окремі технології поєднуються в стратифіковані системи. Наприклад, для машинобудування це: заготівельна технологія, механообробна, складальна, випробувальна, постачальна, збутова, енергозабезпечуюча, ремонтна та інші. Стратифіковані системи технологій поєднуються в загальну систему технологій підприємства, яка і забезпечує виробництво продукції. Опис технології продуктового рівня виконується в термінах стратифікованих систем технологій.

Більш високий рівень по відношенню до систем технологій продуктового рівня складають, так звані макротехнології, під якими розуміється система технологій достатня для виробництва групи однорідної продукції. Виробництво в цьому випадку може зосереджуватись на декількох підприємствах.

Далі йде рівень галузеутворюючих технологій. Вони створюються системи технологій, які у сукупності здатні забезпечити виробництво продукції галузі в цілому.

Система макротехнологій та галузеутворюючих технологій складає технологічний уклад [5], характерний для комплексу галузей.

Система всіх технологій разом називається ноотехнологією [1].

Виконання функцій окремою технологією (системою технологій) на кожному рівні описується відповідними процесами (системою процесів). Важливим є те, яку функцію в системі реалізує процес, а також його вхід та вихід. В системі технологій окремі процеси повинні бути узгоджені між собою по входу і виходу [6, 7]. Наприклад, якщо при виконанні основної функції (операції) "різання металу" необхідно відводити із зони різання надлишки тепла, то допоміжна технологія "охолодження" повинна мати продуктивність достатню для своєчасного відводу теплової енергії на різних режимах (можливо з автоматичним налаштуванням). При цьому запас продуктивності допоміжної технології повинен бути мінімальним.

Системи технологій на всіх рівнях реалізують функціональне моделювання природних технологій [8]. Окремі функції (процеси) в системі технологій можуть виконуватися різними способами і базуватися на різних принципах дії (фізичних, хімічних, біологічних).

Система технологій, яка буде використовуватися на кожному рівні, реалізується технічними засобами і обумовлює будову та ефективність відповідних виробництв (ліній, ділянок, цехів, підприємств, галузей та їх комплексів).

Вимоги до сучасних виробництв полягають в забезпеченні необхідної гнуч-

кості для швидкого переходу на виготовлення різноманітної продукції та постійному переоснащенню новою більш ефективною технікою.

Це можливо забезпечити за умови модульної будови системи технологій. Модульна будова передбачає формування окремих елементів системи технологій у вигляді модулів, які повинні відповідати вимогам функціональної замкненості і узгодженості (навіть стандартизації) окремих частин між собою по входу-виходу. При цьому на спосіб реалізації таких модулів обмеження не накладаються. Виконання таких технологічних модулів повинне забезпечуватися технікою, побудованою також по модульному принципу. В цьому випадку окремі технології в системі можна замінити без зміни механізмів взаємодії складових системи. З'являється можливість також без зайвих витрат на узгодження міняти і технологічне обладнання у виробництві (підприємстві).

Враховуючи, що система технологій є основою для будови як виробництва, так і самої продукції, то така структура дозволяє швидко впроваджувати і нові моделі продукції.

Якщо систему технологій будувати як відкриту [9], то вона буде спроможна до постійного розвитку за рахунок розширення її складових та загальних механізмів дії, а відтак буде забезпечена і можливість швидкого перманентного розвитку виробничої системи з найменшими витратами на це.

Аналіз існуючих систем технологій свідчить, що найбільш функціонально повними (у відповідності до переліку наведеному в Таблиця 1) є системи до продуктового рівня включно. Для них характерним є недостатня розвиненість функції розвитку, яка виконується в системах більш високого рівня. Системи технологій макротехнологічного і більш високого рівнів мають недостатньо розвинені функції: допоміжні, управлінські, розвитку. В той же час ці системи мають дуже потужну відтворювальну функцію, що ускладнює і уповільнює перехід на нові, більш ефективні системи технологій. Так технологічні уклади забезпечують підтримку своєї сутності 50-100 і більш років. Це визначає напрями вдосконалення систем технологій.

Для більшості з вказаних рівнів практично не реалізуються технології захисту навколишнього середовища (компенсуючі функції) відповідного масштабу. Практично це питання вирішується тільки на рівні підприємств, що зменшує ефективність цих систем і не відповідає потребам часу.

Функція управління технологіями в цих системах також безпосередньо майже не виконується. В незначній мірі її реалізація здійснюється за рахунок управління виробничими процесами.

Цілеспрямоване виконання функції розвитку в системах технологій макротехнологічного і більш високого рівнів ведеться не достатньо. Переважно розвиток спрямований на системи нижчих рівнів. Частково це відбувається за рахунок значної розвиненості функції відтворювання (безпеки).

Висновки. Система технологій є основою формування виробництв різних рівнів. Модульна побудова системи технологій на всіх рівнях може забезпечувати гнучкість та здатність до постійного розвитку. Такий підхід дозволяє на регулярній основі створювати системи проектування макрогалузових комплексів, галузеутворюючих технологій, технологічних укладів. Аналіз структур сис-

тем технологій дозволяє виявити резерви підвищення їх ефективності.

Список літератури

1. Бондаренко А.Д. Современная технология: теория и практика.– Киев; Донецк: Вища шк. Головное изд-во, 1985. – 171 с.
2. Волков Г.Н. Истоки и горизонты прогресса. Социологические проблемы развития науки и техники. - М., Политиздат, 1976 - 335 с.
3. . Месарович М., Такахара И. Общая теория систем: Математические основы. - М., "Мир", 1978, 311с.
4. Акофф Р. Планирование в больших экономических системах. – М.: Советское радио, 1972.
5. Глазьев С.Ю. Экономическая теория технического развития. - М.: Наука, 1990.
6. Бусленко Н.П. Моделирование сложных систем. – М.: изд-во "Наука", 1978 – 399 с.
7. Месарович М., Мако Д., Такахара И. Теория иерархических систем, - М., "Мир", 1973 – 344 с.
8. Князев В.Н. Человек и технология (социально-философский аспект). – К.: Изд-во "Льбидь" при Киев. ун-те, 1990 – 175 с.
9. Берталанфи Л. фон. Общая теория систем – критический обзор. – В кн.: "Исследования по общей теории систем". Пер. с англ. М., "Прогресс", 1969.

Аннотация

Модульные системы технологий, как основа построения гибких производств, которые развиваются

Дается определение понятия система технологий, рассматриваются ее возможные структуры. Показывается, что модульное построение системы технологий обеспечивает возможность гибкости и эффективного развития производства.

Abstract

Modular systems of technologies, as a basis of construction of flexible manufactures which develop

The concept of system of technologies is defined, their possible structures are considered. Is shown, that the modular construction of system of technologies provides an opportunity of flexibility and efficiency of development of manufacture.

ОПТИМІЗАЦІЯ МНОЖИНИ СПОСОБІВ ПІДВИЩЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНИХ МАШИНОБУДІВНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ

Біловол Г.В., аспірантка

(ДП Інститут машин і систем, м. Харків)

Запропоновано алгоритм формування оптимальної по організаційних і економічних критеріях безлічей способів підвищення продуктивності багатофункціональних технологічних систем. Ця безліч формується на критичному шляху графа з повної безлічі можливих варіантів рішень.

Вступ. Продуктивність машинобудівних технологічних систем визначає ефективність виробництва і промисловості в цілому. В зв'язку з цим пошук шляхів підвищення продуктивності таких систем є актуальним завданням.

Особливістю сучасного етапу вирішення цього завдання є потреба пошуку повної множини способів підвищення продуктивності машинобудівних технологічних систем для застосування методів глобальної оптимізації при вирішенні задач аналізу і синтезу виробництв нового покоління.

До останнього часу пошук і оптимізація множини способів підвищення продуктивності машинобудівних технологічних систем базувалися на евристичних прийомах [1, 2]. На початку 80-х років з'явилися роботи, які поставили вирішення цієї задачі на регулярну формалізовану основу. Була визначена повна множина способів підвищення продуктивності монофункціональних технологічних систем [3], сформований перелік заходів, які найбільш часто застосовують при їх реалізації [4], а також вирішена задача синтезу структури способів управління продуктивністю багатофункціональних машин та лінійних машинних систем [5]. Вирішені основні питання методології направленного оптимізаційного синтезу [6].

Разом з тим, цей підхід не був розповсюджений на багатофункціональні машинобудівні технологічні системи, які реалізуються складними сітовими структурами (на рівні дільниць і вище в ієрархії машинобудівної галузі). А саме такі системи складають основу гнучких автоматизованих виробництв.

Метою статті є визначення алгоритму формування повної (в межах прийнятої структуризації і класифікації) множини способів підвищення продуктивності багатофункціональних машинобудівних технологічних систем сітвого типу та вибору оптимального рішення.

Для досягнення мети застосовується базовий підхід [3,6], який полягає в визначенні критичного шляху графа продуктивності; формуванні повної множини способів підвищення продуктивності для кожного відрізка критичного шляху графа; оцінку співвідношення ефективність/ витрати та вибір оптимального рішення з врахуванням організаційно-технічних обмежень.

Основний текст статті. Сітові машинобудівні технологічні системи передбачають паралельну, послідовну чи послідовно-паралельну роботу окремих

підсистем (технологічних машин).

Якщо в системі одночасно (паралельно) працюють n підсистем, кожна з яких має свою продуктивність Q_i , $i \in \{1, n\}$, то їх загальний результат (Q_c) буде дорівнювати сумі результатів, отриманих кожною підсистемою:

$$Q_c = \sum_{i=1}^n Q_i, \quad (1)$$

де індекс i означає належність показана до i -ї підсистеми.

При виконанні системою комплексної функції, коли кожна з підсистем виконує частину цієї функції (підсистеми діють послідовно), тобто коли робота кожної наступної підсистеми продовжує роботу попередньої, продуктивність всієї системи буде обмежуватись найнижчою з продуктивностей підсистем, що входить до складу системи. В цьому випадку

$$Q_c = \min Q_i, \quad i \in \{1, n\}. \quad (2)$$

Для системи загального виду, у якій є K послідовно працюючих груп підсистем, у кожній з яких є по N_k , $k \in \{1, N_k\}$ підсистем, що працюють паралельно, залежність для розрахунку продуктивності буде:

$$Q_c = \min \left(\sum_{i=1}^{N_k} Q_i \right), \quad k \in \{1, N_k\}. \quad (3)$$

Залежність (1) для розрахунку продуктивності Q_c можна конкретизувати у вигляді:

$$Q_c = m \times \sum_{i=1}^n \frac{\eta_{\Sigma i}}{T_i}. \quad (4)$$

де m – характеристика обсягу перетворень, що виконується технологічною системою протягом робочого циклу; η_{Σ} – загальний коефіцієнт використання технологічної системи; T_i – тривалість робочого циклу i -ї підсистеми, $i \in \{1, P\}$, що реалізують критичний шлях графа продуктивності; P – кількість підсистем на критичному шляху графа.

$$m = \begin{cases} k, \text{ шт.} & \text{- для розрахунку в натуральних одиницях (штуках), } k - \\ & \text{кількість одиниць продукції, що перетворюється (ви-} \\ & \text{робляється) за один цикл;} \\ q, \text{ кг} & \text{- для розрахунку в одиницях маси, } q - \text{ маса продукції,} \\ & \text{що виготовляється протягом одного циклу.} \end{cases}$$

Значення $\eta_{\Sigma i}$ враховує несуміщені втрати часу Δt_i на підготовчі та забезпечуючі функції, що приходяться на один робочий цикл, тобто:

$$\eta_{\Sigma i} = \frac{T_i}{T_i + \Delta t_i} = \left(1 + \frac{\Delta t_i}{T_i} \right)^{-1}. \quad (5)$$

Для послідовно працюючих підсистем у відповідності з (2) можна записати:

$$Q_c = \min \frac{m \cdot \eta_{\Sigma i}}{T_i}. \quad (6)$$

При використанні систем машин загального виду залежність для розрахунку Q_c буде:

$$Q_c = m \left[\min \left(\sum_{i=1}^{N_k} \frac{\eta_{\Sigma i}}{T_i} \right) \right], \quad (7)$$

Значення T_i при відомих тривалостях часу реалізації основних, допоміжних функцій і простоїв можна визначити:

$$T_i = \max \sum_{\xi=1}^P \left[t_{oi}^* + t_{di}^* + t_{ni}^* \right], \quad (8)$$

Символ * відображає неперекриті частини відповідних тривалостей функцій; індекси o , d і n означають належність параметру t_j , $j \in \{o, d, n\}$ до основних (o), допоміжних (d) функцій і простоїв (n) відповідно.

В залежності (8) послідовне виконання функцій відображене сумою часових інтервалів, а паралельне - знаходженням найдовшого інтервалу шляхом застосування оператора визначення максимуму до всіх паралельних підсистем.

Управління продуктивністю багатофункціональних машинобудівних технологічних систем сітьового типу можна вести за допомогою способів, які використовуються для монофункціональних машин [3, 4] з врахуванням того, що загальна продуктивність визначається тривалістю критичного шляху графа продуктивності. При цьому повинна враховуватись тріадність будови функцій будь-якої виробничої системи: наявність цільових, додаткових і управлінських циклів [5]. Останні мають тривалість, яка визначається застосованими для них способами управління продуктивністю монофункційних машин.

Циклограма роботи груп підсистем, що презентують відрізки критичного шляху графа, буде мати найкоротший вигляд тоді, коли всі функції будуть реалізовуватись одночасно. На циклограмі вони зображуються паралельними лініями, що виходять від одного початку.

При такій реалізації функцій протяжність циклу згідно з залежністю (8) буде

$$T_i = \max(t_{oi}, t_{di}), \quad (9)$$

Очевидно, що найменше значення T_i буде тоді, коли

$$T_i = \max t_{oi} \rightarrow \min; T_i \geq \max t_{di}. \quad (10)$$

Залежність (10) є умовою граничної продуктивності (швидкодії) технологічної системи. Ця залежність, з врахуванням того, що інтервали часу є додатними числами, показує, що продуктивність системи може асимптотично наближуватись до нескінченності ($T_i \rightarrow 0$). Останнє означає відсутність функціонально-системних обмежень на продуктивність системи.

Реальні системи в процесі розвитку, реалізуючи ізохронні цикли, можуть мати будь-яке значення продуктивності (швидкодії).

Для паралельних відрізків, якими на циклограмі моделюються інтервали часу, повною множиною прийомів M_{np} , що дозволяють зменшити довжину замкаючого відрізка T_i , є множина, яка має в своєму складі прийоми виключення B_c , скорочення V_m та суміщення C_m , тобто

$$M_{np} = \{ B_c, Y_m, C_m \}. \quad (11)$$

Застосовуючи цю множину прийомів до множини об'єктів $M_{ob} = \{ O, D, P \}$, що впливають на тривалість T_i , можна отримати повну множину способів підвищення продуктивності (швидкодії) підсистем, використавши топологічні добутки елементів цих множин:

$$M_{cn} = M_{np} \times M_{ob} = \{ B_c \times O_d, Y_m \times O_d, C_m \times O_d, B_c \times D_d, Y_m \times D_d, C_m \times D_d, B_c \times P_p, Y_m \times P_p, C_m \times P_p \}. \quad (12)$$

Елемент $B_c \times O_d$ протирічить меті створення системи, оскільки без виконання основних (цільових) функцій система не може мати цільового використання. Через це, загальне число K_{cn} , так званих, простих способів підвищення продуктивності (швидкодії) системи визначається потужностями $|M_{ob}|$ і $|M_{np}|$ вказаних множин за виключенням елементу $B_c \times O_d$, тобто

$$K_{cn} = |M_{ob}| \times |M_{np}| - 1 = 3 \times 3 - 1 = 8. \quad (13)$$

Тривалість будь-якої дії можна визначити так:

$$t = \int_{s_i}^{s_k} \frac{dS}{V}, \quad (14)$$

де V - швидкість дії (реалізації функції); S_n - початковий, S_k - кінцевий обсяги дії (реалізації функції); dS - приріст цього обсягу.

Згідно з (14) у способах, пов'язаних зі зменшенням тривалості основних і допоміжних дій, доцільно виділяти два напрямки: один – за рахунок збільшення V (підвищення швидкодії), а другий – за рахунок зменшення початкового обсягу S_n дій.

Враховуючи отримані залежності (7)÷(14), а також те, що значення Δt_i може розраховуватись по залежності типу (8) і для управління значенням Δt_i можуть застосовуватись способи з множини (12), загальний алгоритм визначення оптимальної множини способів підвищення продуктивності багатофункціональних сітьових технологічних систем може бути таким.

На першому етапі визначається множина дефіцитів продуктивності сітьової структури системи на критичному графі продуктивності.

На другому – для кожного відрізка цього графа визначається підмножина способів з M_{cn} , здатних покрити дефіцити продуктивності.

На третьому – визначаються організаційно-технічні обмеження на застосування способів [3].

Після цього, на четвертому етапі, для кожного з способів, що задовольняє організаційно-технічним обмеженням, визначається відношення ефективність витрати. За результатом порівняльного аналізу отриманих відношень на п'ятому етапі визначається оптимальна множина способів з врахуванням інших наявних критеріїв.

Висновки: Багатофункціональні сітьові машинобудівні технологічні системи не мають системно-структурних обмежень на продуктивність. Вона може бути як завгодно великою.

Множина способів підвищення продуктивності багатофункціональних машинобудівних технологічних систем може синтезуватись на основі застосуван-

ня способів управління продуктивністю монофункціональних систем на критичному шляху циклового графа продуктивності.

Вибір оптимальної множини може проводитись на основі співставлення допустимих варіантів по критерію, що визначається відношенням ефективність/витрати з врахуванням інших наявних критеріїв.

Список літератури

1. Шаумян Г.А. Комплексная автоматизация производственных процессов, М.: Машиностроение, 1973 - 639 с.
2. Арболевский И.И. Теория механизмов и машин. - М.: Наука, 1975 - 640 с.
3. Тернюк Н.Э. Основы комплексной оптимизации технологических систем для производства зубчатых колес. Диссертация на соискание ученой степени д.т.н. – Харьков, 1883 – 433 с.
4. Тернюк Н.Э. Технологические процессы механической обработки зубчатых колес – Энциклопедический справочник в 40 томах. Том III-3. - М.: Машиностроение, 2000, с. 809 – 816
5. Беловол А.В., Кордюк В.А., Тернюк Н.Э. и др. Общие модели структур циклов, функций и процессов технологических систем – «Автомобильный транспорт» - сборник научных трудов ХНАДУ № 16, Харьков, 2005, с. 112 – 116.
6. Беловол А.В., Тернюк Н.Э. Новый подход к проектированию гибких технологических систем высокой и сверхвысокой производительности для машиностроения «Авіаційно-космічна техніка і технологія», № 39/4, Харків “ХАІ”, 2003, с. 117-121.

Аннотация

Оптимизация множества способов повышение производительности многофункциональных машиностроительных технологических систем

Предложен алгоритм формирования оптимальной по организационным и экономическим критериям множеств способов повышения производительности многофункциональных технологических систем. Это множество формируется на критическом пути графа из полного множества возможных вариантов решений.

Abstract

Optimization of set of ways increase of productivity of multipurpose machine-building technological systems

The algorithm of formation optimum by organizational and economic criteria of sets ways increase productivity multifunctional technological systems is offered. This set is formed on a critical way the column of complete set of possible variants of decisions.

НОВЫЙ ПОДХОД К ОПРЕДЕЛЕНИЮ АТРИБУТОВ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Тернюк Н.Э., докт. техн. наук, Котляров Б.С., канд. техн. наук
(ГП Институт машин и систем, г. Харьков)

Предложен новый подход к определению атрибутов деталей машин. На основе системного представления определена достаточно полная совокупность множеств атрибутов этих объектов. Учитываются особенности проявления искусственных образований в трех взаимосвязанных пространствах: мыслительном, семиотическом и реальном (физическом) на всех этапах жизненного цикла.

Введение. Атрибуты деталей машин проявляются в виде их свойств в различных отношениях и взаимосвязях. Разнообразии этих объектов с течением времени увеличивается, но множество их классов (видов) является достаточно устойчивым. Это создает возможность выделения соответствующих атрибутивных инвариантов.

Переход к знаниям технологиям и промышленным системам с искусственным интеллектом требует такого выделения классов атрибутов деталей машин, при котором возможно решение основных, вспомогательных и управленческих задач инновационно-инвестиционного цикла.

Вместе с тем существующие методологии, практика создания и применения деталей машин [1, 2, 3] до настоящего времени не используют моделей, удовлетворяющих этому условию. Доминирующим является редуцированный подход, согласно которому атрибуты объектов рассматриваются в каждом конкретном случае на базе индивидуальных моделей.

Согласно существующим воззрениям [1, 4] деталь есть часть механизма или машины, представляющая из себя целостное образование, характеризующееся единством материала, формой, размерами и поверхностными свойствами. Из этого определения можно выделить несколько классов (видов) атрибутов, определяющих существенные свойства детали; целостность, принадлежность к объекту более высокого уровня, геометрическая форма и размеры, поверхностные свойства.

Однако степень полноты множества этих видов атрибутов является неопределенной. Такое положение не позволяет выявлять достаточно полные области возможных решений при проектировании новых видов и модернизации существующих образцов техники, сдерживая тем самым научно-техническое развитие промышленности.

Целью данной статьи является создание основ нового подхода к определению атрибутов деталей машин, позволяющего выделять достаточно полное множество видов атрибутов и решать задачи определения атрибутов конкретных деталей машин путем выбора частного случая из общего на различных этапах инновационно-инвестиционного цикла.

Основной текст статьи. Для решения задачи можно воспользоваться принципами системного подхода к структуризации развивающихся объектов и учесть особенности проявления атрибутов на основе принципа причинно-следственных отношений.

При этом выделяются пространства, в которых существуют и используется согласно жизненному циклу информационно-энерго-вещественные образования: мыслительное (М), семиотическое (С) и реальное (Р) или физическое [5, 6].

Кроме того, необходимо учитывать, что любому искусственному (целевому) базовому процессу всегда сопутствуют информационно-управленческий и обеспечивающий процессы [5], а также то, что любое проявление свойств имеет причину.

Детали осуществляют определенную функциональную предназначенность, заложенную в образах мыслительного и отраженную в знаках семиотического пространств. Она доступна для реализации в физическом пространстве с проявлением разнообразных свойств, которые являются конкретизацией атрибутов.

Создание техники, частью которой является деталь, начинается в мыслительном пространстве с формирования ее образов исходя из задач по осуществлению требуемых функций. Проявление образов мыслительного пространства в реальном пространстве современного производства осуществляется с использованием семиотического пространства, где образ вместе с предусматриваемыми свойствами детали получает свою информационную модель на каком-либо носителе; в виде эскизов, чертежей, текстовых описаний, электронных, голографических изображений или иных форм, достаточных для его материального воплощения.

Последовательность перехода из пространства М в пространство Р через пространство С диктует связанную с этими пространствами структуру жизненных циклов технических средств [5].

Этапы исследования и конструирования обеспечивают переход от пространства М к пространству С, этап производства – от пространства С к пространству Р, где осуществляется эксплуатация, трансформация и ликвидация детали. Этапы жизненного цикла: исследование, конструирование, производство, испытание, сертификация, эксплуатация, трансформация и ликвидация деталей определяют первое множество атрибутов - базовых инвариантов искусственных объектов. Второе множество атрибутов вытекает из условий полноты и замкнутости цикла информационно-энерго-вещественных преобразований. Эти условия предусматривают одновременное осуществление основного цикла, а также циклов управления и обеспечения [5]. Третье множество атрибутов формируется путем отражения иерархии системы. Четвертое множество учитывает пространственно-временные аспекты, проявления первых трех множеств атрибутов. Пятое множество характеризует причинно-следственное отношение.

Первое множество включает следующие атрибуты: a_1 – о прошлом детали; a_2 – о существующем состоянии детали (онтологический аспект); a_3 – об использовании детали в будущем.

Второе множество содержит виды атрибутов: a_4 – об основном цикле детали (онто- и филогенез); a_5 – об управлении состоянием детали; a_6 – об обеспе-

чивающем цикле детали.

Третье множество, отражающее иерархическое строение объектов, содержащих детали, включает виды атрибутов: a_7 – о надсистеме (механизме или машине в которую входит деталь); a_8 – о детали как системе (феноменологический аспект); a_9 – о подсистемах детали.

Четвертое множество, отражающее изменение атрибутов первых трех видов во времени и пространстве, содержит атрибуты вида: a_{10} – о координатах, в которых находится деталь; a_{11} – о внешней среде; a_{12} – о скоростях и ускорениях изменений атрибутов.

Пятое множество содержит такие виды атрибутов: a_{13} – о причинах цикла развития; a_{14} – о причинах замкнутости цикла информационно-энергетических преобразований; a_{15} – о причинах иерархии.

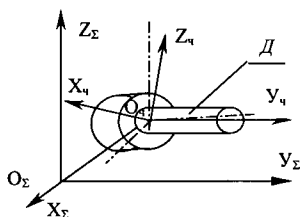


Рис. 1. Деталь в общей и частной системах координат.

Каждый из указанных видов атрибутов может конкретизироваться. Например, исходя из принципа разворачивания событий в пространстве деталь D может представляться в общей ($S_Σ \{X_Σ, Y_Σ, Z_Σ\}$) и частной ($S_χ \{X_χ, Y_χ, Z_χ\}$) системах координат (рис. 1).

Из этого вытекает возможность конкретизации атрибута a_{10} через определение координат деталей в общей и частной системах: $a_{10.1}, a_{10.2}$.

Конкретизация атрибута a_8 – проходит через атрибуты геометрии ($a_{8.1}$) и размеров ($a_{8.2}$), поверхностных ($a_{8.3}$) и полевых ($a_{8.4}$) свойств детали.

Дальнейшее развитие конкретизации – учет объемных параметров ($a_{8.1.1}$), точностных показателей ($a_{8.2.1}$) и так далее.

Очевидно, что каждое из указанных множеств атрибутов может быть развернуто до необходимой глубины на основе принципа причинно-следственных отношений. На основании указанных общих множеств атрибутов абстрактной детали машин можно определить интересующие атрибуты для конкретных деталей машин используя процедуры конкретизации.

Наличие множества атрибутов абстрактной детали указывает на наличие достаточно общего инварианта: изоморфной структуры атрибутов для деталей машин как искусственных образований.

Полнота множества элементов этой структуры вытекает из того, что она определена на основе презентативной триады триад [5] с учетом динамики их изменения и принципа причинно-следственных отношений.

Сравнение полученной структуры множества атрибутов с традиционной, которая учитывала геометрические, поверхностные и полевые свойства детали машин, показывает ее существенные отличия как в количественном, так и в качественном планах. Полнота множеств атрибутов позволяет подойти к постановке и решению в унифицированном виде задач анализа и синтеза деталей машин на системной основе.

Выводы. Новый подход к определению атрибутов деталей машин, осно-

ванный на учете системных свойств объектов и триады триад структур циклов, позволяет определить достаточно полное множество общих атрибутов деталей машин. Из этого множества можно получить частные атрибуты путем конкретизации, применяемой при решении задач анализа и синтеза на всех этапах жизненного цикла техники. Множество множеств атрибутов само по себе является инвариантом более высокого порядка по сравнению с рассмотренными инвариантами -множествами атрибутов.

Список литературы

1. Артоболевский И.И. Тория механизмов и машин – М.: Наука, 1975 – 640 с.
2. Норенков И.П. Основы автоматизированного проектирования. – М.: Издательство МГТУ, 2002 – 334 с.
3. Хог Э. Арора Я. Прикладное оптимизированное проектирование: механические системы и конструкции. – М.: Мир, 1983 – 478 с.
4. Политехнический словарь. Ред. И.И. Артоболевский. М.: Советская энциклопедия. 1975.
5. Беловол А.В., Кордюк В.А., Тернюк Н.Э., Хунг Ф.В. Общие модели структур циклов, функций и процессов технологических систем. – «Автомобильный транспорт» сб. науч. трудов ХНАДУ, Харьков, 2005, с. 112-116.
6. Бахтияров О.Г. Постинформационные технологии. Введение в психонетику – Киев: «Экспир», 1997 – 160 с.

Анотація

Новий підхід до визначення атрибутів деталей машин

Запропоновано новий підхід до визначення атрибутів деталей машин. На основі системного представлення визначена досить повна сукупність безлічей атрибутів цих об'єктів. Враховуються особливості прояву штучних утворень у трьох взаємозалежних просторах: розумовому, семіотичному і реальному (фізичному) на всіх етапах життєвого циклу.

Abstract

The new approach to definition of attributes of details of machines

The new approach to definition of attributes details of machines is offered. On the basis of their system representation the closed set of sets attributes these objects is determined. It takes into account features of display artificial education's in three interconnected spaces: of sinks and symbols, and real at all stages of life cycle.

ЗАГАЛЬНА ПОСТАНОВКА І АЛГОРИТМ ВИРІШЕННЯ ЗАДАЧІ СИНТЕЗУ ОПТИМАЛЬНИХ СХЕМ МОДЕРНІЗАЦІЇ ТЕХНІКИ

Тернюк М.Е., докт. техн. наук, проф., ХунгФ.В., аспірант
(ДІІ Інститут машин і систем, м. Харків)

Приведено загальну постановку і запропонований алгоритм рішення задачі синтезу оптимальної схеми модернізації техніки. Алгоритм базується на методі безаналогового синтезу змін і доповнень до структури існуючої техніки, наступній параметризації і конкретизації параметрів.

Вступ. Модернізація техніки є важливим напрямком прогресу. Вона дозволяє оперативно і з відносно малими витратами вирішувати проблеми, пов'язані з підвищенням функціональних можливостей, зростання технічного рівня і якості машин та систем.

Можливості постановки задачі модернізації істотно впливають на результат синтезу схеми модернізації. І навпаки, методи синтезу схем модернізації техніки та процедури вибору оптимальних рішень забезпечують передумови для тієї чи іншої постановки задачі.

У зв'язку з цим актуальним є загальна постановка задачі синтезу оптимальних схем модернізації та розробка універсального алгоритму її вирішення.

Основний текст статті. Техніка відноситься до структурованих об'єктів. Через це її модернізація означає зміну структури. У залежності від ієрархічного рівня розташування змінених елементів визначається глибина, а від їхньої кількості масштабність модернізації.

При цьому можуть ставитись різні цілі і досягатись різні значення багатьох видів критеріїв якості та ефективності модернізації.

У зв'язку з цим та врахуванням залежності між функціями системи і їх структурою [1] в найбільш загальній постановці задача синтезу оптимальних схем модернізації може розглядатись як задача багаторівневої структурно-параметричної полікритеріальної оптимізації.

Класифікаційною ознакою задачі модернізації є те, що базова частина наявної структури залишається незмінною. Вона завжди не дорівнює нулю.

Через це вирішення задачі синтезу оптимальних схем модернізації зводиться до вирішення задачі синтезу змін та доповнень до існуючої (незмінної, базової) частини загальної структури з послідуочим їх об'єднанням в єдину структуру об'єкту модернізації та виконанням процедур параметризації і конкретизації.

Як відомо [2], найбільш поширеними методами синтезу структур техніки до теперішнього часу є еволюційні. Вони передбачають використання структур-аналогів. При застосуванні таких методів за основу береться структура-аналог існуючого зразка техніки з функціями рівними чи наближеними до тих, які буде реалізовувати нова техніка. Вона коригується в залежності від потреб і конкретизується з використанням нової елементної бази.

Еволюційні методи ефективні при синтезі структур техніки, що має близькі до постійних базові функції. Прикладами такої техніки є транспортна техніка, енергетичні машини, деякі види сільськогосподарських машин та інші.

В той же час ці методи не дозволяють синтезувати нову техніку та її елементи з суттєвими відмінностями від аналогів по функціональним можливостям, принципах дії, рівню автоматизації та інших характеристиках, що визначають сферу їх застосування та показники ефективності.

Близькими до еволюційних є комбінаторні методи. Їх суть полягає у створенні структури як комбінації певних елементів, що входять до заданої множини. Ці методи мають широке застосування для синтезу структур техніки, зокрема, систем машин. Вони дозволяють ефективно вирішувати завдання розвитку цих систем за рахунок оновлення їх складових. В той же час можливості цього методу обмежені складом елементів множини, що, як і в попередньому випадку, не дозволяє синтезувати техніку нових видів та типів.

Альтернативою еволюційним та комбінаторним методам є евристичні методи та методи безаналогового синтезу структур. Евристичні методи передбачають використання можливостей людей-розробників для пошуку нових структур техніки та конструкції в цілому. Вказані методи дозволяють отримувати нові рішення. Прикладами цього є результати винахідницької діяльності. Але, як методи випадкового пошуку вони не гарантують отримання потрібного результату. Останнє може досягатись при застосуванні методів безаналогового синтезу структур машин [1, 2].

Методи безаналогового синтезу структур машин (систем машин) базуються на положеннях, що витікають із загального закону про причинно-наслідкові відносини, та на залежностях між структурами елементарних підсистем і рівнем їх технізації.

Схема цих методів є наступною: визначення структури функцій системи - вибір структури реалізуючих ефектів - призначення структури процесів - постановка у відповідність кожній функції (операції) технічної структури елементарної повнофункційної підсистеми з потрібним рівнем технізації - об'єднання цих структур у загальну структуру - конкретизація структури - конкретизація параметрів - перевірка можливості та доцільності застосування структури.

Ця схема реалізується ітеративно, спочатку для основних, потім для управлінських та забезпечуючих функцій [3]. При цьому враховується діючі обмеження та принципи. Для визначення загальної структури системи формалізується і диференціюється на елементарні складові загальна функція техніки (машини, системи машин). Ця функція має п'ять головних складових функцій: цільова (технологічна), транспортна, енергетична, захисна і управлінська.

Кожна з цих функцій є множиною підфункцій.

З використанням таблиць фізичних (хімічних, біологічних) ефектів виконується підбір потрібних з них. Далі з застосуванням типових рішень формуються базові процеси, які реалізуються при експлуатації об'єкту, структура (або зміни чи доповнення) якого синтезується. Процеси диференціюються на складові – елементарні функції. Після цього кожній складовій елементарній функції ставиться у відповідність структура елементарної повнофункціональної підси-

стеми з потрібним рівнем технізації. Враховується базова частина структури.

Отримані структури об'єднуються між собою одним із шести можливих способів. Внаслідок цього отримується перший варіант загальної неконкретизованої структури. Синтезується структура поєднаних елементів

Цей варіант враховує базові процеси, на яких реалізуються цільові перетворення (без управлінських та забезпечуючих функцій). Він конкретизується. Конкретизація доводиться до міри достатньої, щоб визначити суттєво значимі показники-характеристики їх взаємозв'язків і взаємодій, в тому числі з навколишнім середовищем. Цьому передують виділення суттєвих ознак та їх параметризація. Під параметризацією розуміється постановка у відповідність кожній суттєвій ознаці об'єкту окремої характеристики, яка може приймати числове значення із заданого діапазону можливих значень.

Конкретизація параметрів - це надання їм числових значень.

Числові значення параметрів на етапі структурного синтезу можуть отримуватись шляхом їх розрахунку з використанням відповідних моделей.

Моделі повинні описувати взаємозв'язки і взаємодії об'єктів структури при реалізації всіх етапів життєвого циклу техніки.

Далі встановлюються значення параметрів-характеристик вимушених перетворень при реалізації цільових функцій, які є наслідком взаємодій підсистем між собою та з навколишнім середовищем. По значенням параметрів-характеристик ці перетворення розподіляються на ті, що допустимі і недопустимі. По взаємозв'язках і взаємодіях з недопустимими характеристиками приймаються рішення про реалізацію компенсаційних функцій. Це дозволяє змінити характеристики в бажану сторону шляхом застосування зворотних за дією функцій, які їх послаблюють, переорієнтовують і т.п. При цьому використовують типові функції з множин можливих елементарних функцій та їх об'єднань.

Постановкою у відповідність кожній із введених компенсаційних функцій своєї елементарної підсистеми із структурою, яка відповідає бажаному рівневі технізації, отримується доповнення до першого варіанту структури. Вона підлягає конкретизації та формується об'єднана структура, як і перший її варіант. Після цього розраховуються показники системи і приймається рішення про допустимість її використання. При потребі знову вводять додаткові компенсаційні функції.

Застосування компенсаційних функцій проводиться до тих пір, поки параметри всіх взаємозв'язків і взаємодій не приймуть допустимі значення. Прийняття рішення про допустимість використання отриманого варіанту структури передують перевірка виконання обмежень та принципів створення техніки.

Для допустимого варіанту структури, реалізуючої цільові перетворення, аналогічно синтезуються структури для реалізації управлінських та забезпечуючих функцій.

Процедура синтезу структури розглядається багатоваріантно в зв'язку з багатоваріантністю процедури функціональної диференціації, можливістю отримання одних і тих же перетворень функцій при застосуванні різних фізичних (хімічних, біологічних) ефектів та в зв'язку з можливістю використання підсистем з різним рівнем технізації при різних схемах їх об'єднання.

Потрібний варіант структури обирається на основі вирішення явно чи неявно поставленої задачі багатокритеріальної оптимізації.

При цьому враховуються також можливі стратегії виконання управлінської дій при використанні техніки.

Висновки. Загальна постановка задачі синтезу схем модернізації техніки може розглядатись як постановка задачі синтезу змін та доповнень до існуючої структури об'єкту, що модернізується, з виконанням процедури багаторівневої структурно-параметричної полікритеріальної оптимізації.

Алгоритм вирішення такої задачі може базуватись на методі безаналогового структурного синтезу техніки.

Список літератури

1. Тернюк Н.Э. Основы комплексной оптимизации технологических систем для производства зубчатых колес. Диссертация на соискание ученой степени д.т.н.. – Харьков, 1988. – 433 с.
2. Беловол А.В., Тернюк Н.Э. Новый подход к проектированию гибких технологических систем высокой и сверхвысокой производительности для машиностроения «Авіаційно-космічна техніка і технологія» № 39/4, Харків, “ХАІ”, 2003, с. 117-121.
3. Беловол А.В., Кордюк В.А., Тернюк Н.Э. и др. Общие модели структур циклов, функций и процессов технологических систем – «Автомобильный транспорт» - сборник научных трудов ХНАДУ № 16, Харьков, 2005, с. 112 – 116.

Аннотация

Общая постановка и алгоритм решения задачи синтеза оптимальных схем модернизации техники

Приведена общая постановка и предложен алгоритм решения задачи синтеза оптимальной схемы модернизации техники.

Алгоритм базируется на методе безаналогового синтеза изменений и дополнений к структуре существующей техники, последующей параметризации и конкретизации параметров.

Abstract

General statement and algorithm of the decision of a problem of synthesis of optimum circuits of modernization of technics

The common statement is given and algorithm the decision task of synthesis the optimum circuit of modernization of engineering is offered.

The algorithm is based on a method not having of analogues synthesis changes and additions to structure of existing engineering, subsequent parameters and concrete definition of parameters.

МИНИМИЗАЦИЯ ЭНЕРГИИ ГЕНЕРАТОРОВ ИМПУЛЬСОВ ТОКА ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ ОБЪЕКТОВ С ШИРОКИМ ИНТЕРВАЛОМ ИЗМЕНЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ

Недзельский О.С., Петков А.А., канд. техн. наук
(НТУ «ХПИ»)

Приведен анализ влияния разброса параметров нагрузки на амплитудно-временные параметры импульса тока. Сформулирована задача оптимизации генератора импульсов тока при обеспечении заданных параметров формируемого импульса тока за счет введения в разрядную цепь формирующего резистора.

Генераторы импульсов тока (ГИТ) и напряжения (ГИН) используются в современной технике как испытательное оборудование, осуществляющее импульсное однократное или многократное воздействие на объект испытаний с целью установления или подтверждения определенных его качеств. При этом амплитудно-временные параметры воздействия, как правило, регламентированы нормативными документами. Допустимый разброс этих параметров – несколько процентов.

Схемное решение разрядных цепей (РЦ) большого класса генераторов представляет собой цепи, содержащие линейные элементы (конденсаторы - С, индуктивности - L и резисторы - R) и нелинейные элементы (коммутаторы и разрядники). Испытываемый объект включается в разрядную цепь генератора и может быть в большинстве случаев представлен как активно-индуктивный элемент.

При необходимости проведения испытаний значительного количества однотипных объектов неизбежен разброс амплитудно-временных параметров импульса тока (ИТ), вызванный технологическим разбросом эквивалентных величин R и L испытываемых объектов. Этот разброс может привести к недопустимому отклонению амплитудно-временных параметров импульса от нормируемых.

Пусть имеется ГИТ, эквивалентная схема которого представляет собой последовательный RLC – контур. Пусть также имеется нагрузка, проявляющая свойства активного сопротивления. Тогда длительность фронта, длительность импульса тока и его максимальное значение определяются из соотношений [1]:

$$T_{\phi} = K_1 \cdot L / R; \quad T_H = K_2 \cdot R \cdot C; \quad I_m = K_3 \cdot U / R, \quad (1)$$

где K_1 , K_2 и K_3 коэффициенты, зависящие от отношения $R/\sqrt{L/C}$; R , L , C , U – эквивалентные параметры и зарядное напряжение ГИТ.

Учитывая статистический характер величин элементов РЦ ГИТ, значения выходных параметров не равны в точности вычисленным по (1), а имеют разброс в некотором интервале. Границы интервалов изменения параметров импульса тока определяются из соотношений:

$$T_{\phi} = M[T_{\phi}] \pm 3\sqrt{D[T_{\phi}]}, \quad T_H = M[T_H] \pm 3\sqrt{D[T_H]}, \quad I_m = M[I_m] \pm 3\sqrt{D[I_m]}, \quad (2)$$

где знак "+" соответствует верхней границе интервала, "-" – нижней; $M[\cdot]$, $D[\cdot]$ – математическое ожидание и дисперсия выходных параметров ИТ, вычисление которых может быть выполнено по соотношениям, приведенным в [2]:

$$M[T_\phi] = K_1 \cdot M[L] \{1 + V[R]^2\} / M[R] \quad (3)$$

$$M[T_H] = K_2 \cdot M[R] \cdot M[C], \quad (4)$$

$$M[I_m] = K_3 \cdot M[U] \{1 + V[R]^2\} / M[R], \quad (5)$$

$$D[T_\phi] = K_1^2 \cdot M[L]^2 \{V[R]^2 + V[L]^2 + 2V[R]^3 + V[R]^2 \cdot V[L]^2\} / M[R]^2, \quad (6)$$

$$D[T_H] = K_2^2 \cdot M[R]^2 \cdot M[C]^2 \{V[R]^2 + V[C]^2 + V[R]^2 \cdot V[C]^2\}, \quad (7)$$

$$D[I_m] = K_3^2 \cdot M[U]^2 \{V[R]^2 + V[U]^2 + 2V[R]^4 + V[R]^2 \cdot V[U]^2\} / M[R]^2, \quad (8)$$

где $V[\cdot] = \sqrt{D[\cdot]} / M[\cdot]$ - коэффициент вариации соответствующих параметров.

Как видно из (2), границы интервалов выходных параметров ИТ, при прочих равных условиях, определяются величиной их дисперсий, которые в свою очередь пропорциональны $V[R]^2$ и $V[R]^4$ (6 - 8).

Если границы интервалов выходят за допустимые значения, то в разрядную цепь вводят формирующий резистор R_ϕ , обеспечивающий уменьшение коэффициента вариации сопротивления РЦ в целом, что, в конечном итоге, позволяет уменьшить дисперсию выходных параметров ИТ. В этом случае, для сохранения выходных параметров ИТ, в РЦ должны, в соответствии с (1), быть изменены параметры: L и U - увеличены, а C - уменьшена, что, в конечном итоге, приводит к увеличению запасаемой энергии ГИТ. Таким образом, введение R_ϕ с одной стороны позволяет уменьшить диапазон разброса выходных параметров ИТ, а с другой - приводит к увеличению запасаемой энергии ГИТ, которая принимает свое минимальное значение при R_ϕ , обеспечивающем требуемый интервал изменения выходных параметров.

Пусть $\delta_M = M[R_\phi] / M[R_H]$ и $\delta_D = D[R_\phi] / D[R_H]$, тогда

$$V[R]^2 = V[R_H]^2 \cdot (1 + \delta_D) / (1 + \delta_M)^2. \quad (9)$$

Как видно из (9) коэффициент вариации сопротивления является функцией двух независимых переменных, одна из которых δ_M определяет запасаемую энергию ГИТ, необходимую для формирования требуемого ИТ в нагрузке.

Исходя из этого, может быть поставлена следующая задача: требуется минимизировать энергию ГИТ, $\min(CU^2 / 2)$, формирующего в заданной нагрузке $M[R_H]$, $D[R_H]$ требуемый импульс тока при следующих ограничениях:

- на форму импульса: $T_\phi \in (T_\phi', T_\phi'')$, $T_H \in (T_H', T_H'')$, $I_m \in (I_m', I_m'')$;

- на структуру РЦ: $R = R_H + R_\phi$,

где T_ϕ' , T_ϕ'' - соответственно нижняя и верхняя границы допустимого интервала изменения длительности фронта ИТ; T_H' , T_H'' - соответственно нижняя и верхняя границы допустимого интервала изменения длительности ИТ; I_m' , I_m'' соответственно нижняя и верхняя границы допустимого интервала изменения максимального значения ИТ.

Решение поставленной задачи может быть проведено известными методами [3]. Особенно актуальна проблема повторяемости импульсов воздействия при испытании объектов с нелинейными вольтамперными и вольт-секундными характеристиками, например, варисторов [4] при серийном испытании элемен-

тов ограничителей напряжения.

Для компенсации нелинейности и разброса вольтамперных характеристик, который даже у ведущих производителей, например, EPCOS, составляет 20-30%, целесообразно увеличение активного сопротивления контура разряда путем включения линейного резистора R_ϕ последовательно с сопротивлением нагрузки R_H испытываемого объекта. В этом случае при расчете дисперсии величины активного сопротивления нагрузки должен учитываться как его технологический разброс, так и эффект нелинейного его изменения в процессе формирования импульса тока. Исследования в этом направлении до настоящего времени не проводились, хотя актуальность их очевидна.

Выводы. 1. В работе проанализировано влияние технологического разброса активного сопротивления нагрузки на параметры импульса тока. 2. Сформулирована задача оптимизации разрядной цепи генератора импульсов тока, решение которой обеспечивает выполнение требований к испытательному импульсу тока. 3. Указано направление исследований для совершенствования установок для испытаний варисторов.

Список литературы

1. Петков А.А. Расчет параметрической надежности генератора импульсов тока // Электротехника. - 1993. - №5. - С. 69 - 71.
2. Петков А.А. Усовершенствование разрядных цепей генераторов больших импульсных токов с учетом критериев их надежности: Дис. ... канд. техн. наук: 05.09.13. - Харьков, 2004. - 205 с.
3. Банди Б. Методы оптимизации. - М.: Радио и связь, 1988. - 128 с.
4. ГОСТ 16357-83. Разрядники вентильные переменного тока на номинальные напряжения от 3,8 до 600 кВ. Общие технические условия. - М.: Издво стандартов, 1983. - 40 с.

Анотація

Мінімізація енергії генераторів імпульсів струму для іспитів об'єктів із широким інтервалом зміни параметрів

Наведено аналіз впливу розкиду параметрів навантаження на амплітудно-часові параметри імпульсу струму. Сформульовано задачу оптимізації генератора імпульсів струму при забезпеченні заданих параметрів формованого імпульсу струму за рахунок введення в розрядне коло формуючого резистора.

Abstract

Minimization of energy of generators of pulses of a current for tests of objects with a wide interval of change of parameters

The analysis of influence of loading parameters disorder on time-amplitude parameters of a current pulse is resulted. The problem of optimization of the current pulses generator is formulated at maintenance of the formed current pulse set parameters of a due to introduction in a digit circuit forming resistor.

СТРУКТУРНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА И ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

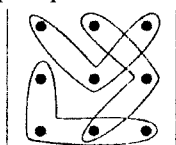
Гусарев В.С., канд. техн. наук

(Одесский национальный политехнический университет)

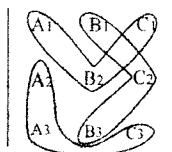
В работе приведены решения задач структурного синтеза и оптимизации структуры.

При проектировании технологических процессов и технологических систем существует по крайней мере две задачи структурного синтеза и оптимизации структуры. Первая задача встречается в практике, когда необходимо выполнить проектирование "нового" технологического процесса (маршрута) и "нового" оборудования. Вторая задача встречается в условиях существующего производства, когда технологический процесс разрабатывают на имеющийся парк оборудования. Решение второй задачи – проектирование технологического маршрута, процесса на существующее оборудование. Формально этот случай задается графом Ферри, размеченным на области, которые соответствуют размещению операций в элементах технологической системы, т.е. в станках.

Пример



Граф Ферри



Матрица операций

$$S_1 = \langle A_1 B_2 C_1 \rangle$$

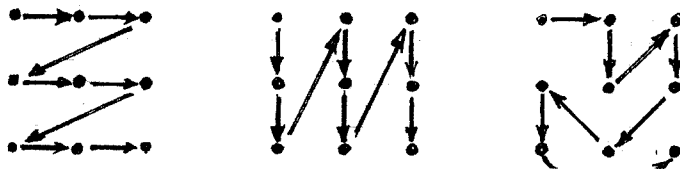
$$S_2 = \langle B_1 C_2 B_3 \rangle$$

$$S_3 = \langle A_2 A_3 C_3 \rangle$$

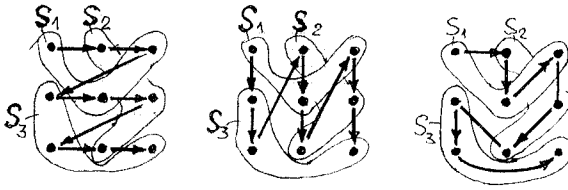
Состав ТС

Решение задачи заключается в нахождении технологического маршрута, наиболее соответствующего заданному размещению операций.

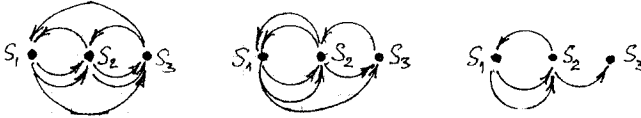
Критерий оптимальности ($H \rightarrow \min$) - число перемещений детали между станками должно удовлетворять ранее сформулированному требованию (условию функции цели). Решение в определенной степени реализует метод проб и ошибок. Предлагаемый маршрут (орграф Гамильтона) налагают на матрицу технологических операций (граф Ферри), далее преобразуют в орграф Эйлера и проверяют на условие оптимальности.



Типовые маршруты



Совмещенный орграф



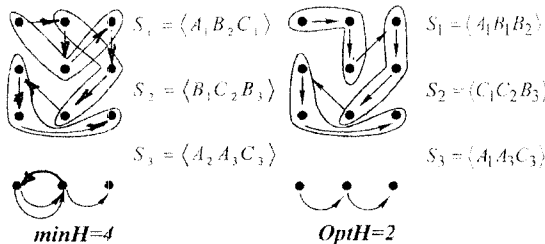
орграф Эйлера

N	1	2	3	
H	8	7	4	$=\min H \neq \text{opt} H$

Как видно из рассмотрения условия задачи - оптимальное решение отсутствует, но имеет место решение близкое к оптимальному, которое является наименьшим среди возможных. Для того, чтобы при такой постановке задачи получить решение не прибегая к полному перебору вариантов маршрута ($M = 210$), следует действовать по правилу: если задано закрепление (размещение) операции в оборудовании, то следует рассматривать технологические маршруты, которые максимальным образом хотя бы частями содержались в принятых границах.

В данном примере в каждой области графа должно последовательно выполняться по три операции. Этому условию отвечает только станок S_3 для схемы 3. В остальных случаях, последовательность операций достигается большим числом перемещений изделия в станках. Поэтому никакой маршрут при данном размещении операции не может быть оптимальным.

Для приведения структуры к оптимальной необходимо произвести перестановку операции между первым и вторым станком. Это можно выполнить только тремя способами (изобразим один из возможных орграфом).



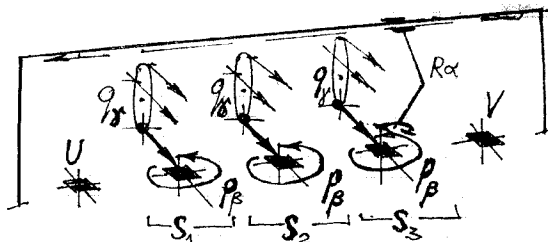
Как видно, при перестановке всего одной операции станка S_1 и одной опе-

рации станка S_2 получается оптимальная технологическая система. В практике такая перестановка называется модернизацией технологического процесса.

Структура технологической системы, соответствующая схеме орграфа, 4 в операторном представлении будет:

$$S_1=(A_1B_1B_2); \quad S_2=(C_1C_2B_3); \quad S_3=(A_2A_3C_3).$$

Синтезируемая структурная схема, удовлетворяющая поставленной задаче представляет собой РТК, состоящего из трех станков ($S = 3$), транспортного робота (R_α) и магазинов заготовок (U) и обработанных деталей (V).

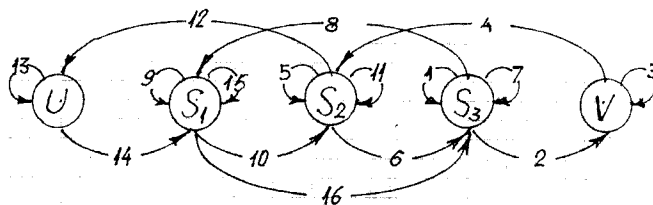


Алгоритм работы станков

$$S_1 = A_1q_pB_1qB_2q_p; \quad S_2 = C_1qC_2q_pB_3q_p; \quad S_3 = A_2qA_3q_pC_3q_p.$$

В этом РТК используется подвесной линейный транспортер робот, который производит перемещение детали по станкам, согласно технологическому процессу, возвращаясь на первый и второй станки, как это требуется по орграфу схемы 4.

Алгоритм работы однорукотного промышленного робота R_α следующий;



Цикл работы робота начинается с разгрузки станка S_3 и переноса изделия в магазин V обработанных деталей, затем робот перемещается к S_2 разгружает его и переносит изделие на станок S_3 и т.д. Время цикла работы РТК определяется циклом работы робота

$$\tau_c = \tau R.$$

Характеристика РТК (при $1H = 1EB$), $Пс = 3,8$, $\tau_c = 16EB$, $F=1$, $E = 5(3 + 2)$, $G=15$, $H = 40(16 + 24)$.

При этом допустимое время работы станка при условии непрерывной работы будет $[\tau S] = 16 - 7 = 9EB$.

Время работы каждого станка определяется

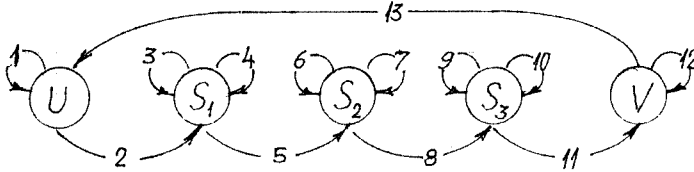
$$\tau s_1 = \tau(A_1q_pB_1qB_2q_p) = 8EB;$$

$$\tau s_2 = \tau(C_1qC_2q_pB_3q_p) = 8EB; \quad \tau s_3 = \tau(A_2qA_3q_pC_3q_p) = 8EB.$$

При условии, что технологическое время каждого станка равно $\tau S = 8$ ЕВ, следует: каждый станок: имеет запас времени

$$[\tau S] - \tau S = 9 - 8 = 1 \text{ ЕВ.}$$

Если использовать двурукий робот, цикл его работы сократится $\tau_c = \tau R = 13$ ЕВ. Алгоритм работы двурукого робота в РТК следующий:



Характеристика РТК: $Pc = 5$, $\tau_c = 13$ ЕВ, $F = 1$, $E = 5$ (3+2), $G = 15$, $H = 37$ (13+24).

Время нахождения станка под загрузкой в этой схеме $\tau_0 S = 2$ ЕВ. Отсюда допустимое время работы станка

$$[\tau S] = \tau R - \tau_0 S = 13 - 2 = 11 \text{ ЕВ.}$$

Если сохранится технологическое время обработки $\tau S = 8$ ЕВ, то каждый станок будет иметь запас времени

$$[\tau S] - \tau S = 11 - 8 = 3 \text{ ЕВ.}$$

Вывод. Первая задача оптимизации структуры процесса и синтеза технологической системы определяется главным образом сложностью технологического объекта (изделия) его точностью и задаваемой производительностью системы. Вторая задача оптимизации имеет ограничения на выбор маршрута, которые связаны с наличием производственного оборудования. Достижение оптимальной структуры в ряде случаев требует модернизации либо технологического процесса, либо станочного (производственного) оборудования.

Список литературы

1. Якимов О.В., Гусарев В.С. и др. –Технология автоматизованного машинобудування .- Одесса, ОДПУ, 1999,- 402 с.
2. Якимов А.В., Гусарев В.С., Линчевский П.А. – Технология автоматизированного машиностроения.- Киев.,УСДО, 1993.-440с.рус.

Анотація

Структурна оптимізація технологічного процесу і технологічної системи

У роботі приведені рішення задач структурного синтезу й оптимізації структури.

Abstract

Structural optimization of technological process and technological system

In work decisions of problems of structural synthesis and optimization of structure are resulted.

ОПТИМИЗАЦИЯ КРУГЛОГО НАРУЖНОГО ПРОДОЛЬНОГО ШЛИФОВАНИЯ

Дитиненко С.А.

(Харьковский национальный экономический университет)

В работе выполнена оптимизация и проведен теоретический анализ структуры и параметров операции круглого наружного продольного глубинно-го шлифования

Вопросам оптимизации автоматизированных циклов шлифования в научно-технической литературе уделено большое внимание [1, 2]. Однако, полученные решения основаны на экспериментальных данных, что не позволяет в полной мере выявить потенциальные возможности создаваемых циклов шлифования с точки зрения обеспечения производительности и точности обработки. Поэтому целью работы является оптимизация структуры и параметров операции круглого наружного продольного глубинного шлифования.

Проведем анализ путей повышения производительности обработки на операции круглого наружного продольного шлифования цилиндрической детали диаметром $D_{дет}$ и длиной $l_{дет}$ с учетом ограничения по точности обработки (точности размера), обусловленной упругими деформациями элементов технологической системы. В общем виде фактическая производительность обработки $Q_{ф}$ определяется зависимостью:

$$Q_{ф} = \frac{v}{\tau}, \quad (1)$$

где $v = \pi \cdot D_{дет} \cdot l_{дет} \cdot (P - \delta)$ - объем материала, который снимается за время τ с цилиндрической детали при шлифовании, m^3 ; P - величина снимаемого припуска, m ; δ - величина упругого перемещения, определяющая точность размера обрабатываемой детали, m ; $\tau = n \cdot \tau_0$ - время шлифования, s ; $n = P / t$ - количество продольных ходов круга; t - глубина шлифования, m ; $\tau_0 = l_{дет} / S_{прод}$ - время одного продольного хода круга, s ; $S_{прод}$ - скорость продольной подачи, m/s .

После несложных преобразований зависимость (1) опишется

$$Q_{а} = Q_{ном} \cdot \left(1 - \frac{\delta}{P}\right), \quad (2)$$

где $Q_{ном} = \pi \cdot D_{дет} \cdot t \cdot S_{прод}$ - номинальная производительность обработки, m^3/s .

Из зависимости (2) следует, что фактическая производительность обработки $Q_{ф}$ всегда меньше номинальной производительности обработки $Q_{ном}$ в связи с возникновением в технологической системе упругого перемещения δ . Величина δ в общем случае зависит от жесткости системы, режущей способности шлифовального круга, режимов шлифования и других условий обработки и может изменяться в пределах $(0 \dots 1) \cdot P$. Соответственно фактическая произ-

водительность обработки Q_ϕ может изменяться в пределах $(0...1) \cdot Q_{ном}$.

Таким образом показано, что основным путем увеличения Q_ϕ необходимо рассматривать уменьшение величины упругого перемещения за счет изменения условий обработки. Величина определяет точность размера обработки. Она задается на чертеже обрабатываемой детали и по величине значительно меньше снимаемого припуска Π . С учетом этого в зависимости (2) вторым слагаемым можно пренебречь, в результате чего приходим к зависимости $Q_\phi \approx Q_{ном}$. В данном случае номинальная производительность обработки связана определенным образом с величиной δ . Для установления этой связи воспользуемся известным теоретическим решением, приведенным в работах Новикова Ф.В. [3, 4]:

$$\delta = \frac{P_y}{c} = \frac{P_z}{c \cdot K_{ш}} = \frac{\sigma \cdot S_{мгн}}{c \cdot K_{ш}} = \frac{\sigma \cdot Q_\phi}{c \cdot K_{ш} \cdot V_{кр}} \approx \frac{\sigma \cdot Q_{ном}}{c \cdot K_{ш} \cdot V_{кр}}, \quad (3)$$

где P_y, P_z - соответственно радиальная и тангенциальная составляющие силы резания при шлифовании, Н; c - приведенная жесткость технологической системы в радиальном направлении, Н/м; $K_{ш} = P_z / P_y$ - коэффициент шлифования; σ - условное напряжение резания при шлифовании, Н/м²; $V_{кр}$ - скорость круга, м/с.

Из зависимости (3) следует, что величина σ и номинальная производительность обработки $Q_{ном}$ связаны линейной зависимостью. Следовательно, уменьшение величины σ требует пропорционального уменьшения $Q_{ном}$ и соответственно Q_ϕ , что не эффективно, в особенности при съеме больших припусков.

Что же надо сделать, чтобы повысить производительность обработки, обеспечивая при этом требуемую точность обработки? Вполне очевидным является решение, связанное с выполнением операции круглого наружного продольного шлифования в два перехода. На первом переходе производится черновое шлифование с максимально возможной производительностью обработки $Q_{ном}$. На втором переходе – чистовое шлифование с меньшей производительностью обработки $Q_{ном}$, определяемой в соответствии с зависимостью (3) и обеспечивающей заданную точность обработки σ . Величина снимаемого припуска на втором переходе равна величине упругого перемещения, возникающего на первом переходе шлифования.

Существуют операции шлифования, включающие несколько переходов. На практике широкое применение получили операции шлифования, включающие переход чернового шлифования и переход выхаживания, т.е. шлифование с отключенной поперечной подачей станка. На данном переходе процесс съема припуска происходит за счет упругих перемещений в технологической системе, которые возникли на переходе чернового шлифования.

Средняя фактическая производительность рассмотренной операции круглого наружного продольного шлифования определяется зависимостью

$$Q_{ср} = \frac{\pi \cdot D_{дем} \cdot l_{дем} \cdot \Pi}{(\tau_1 + \tau_2)}, \quad (4)$$

где τ_1, τ_2 - соответственно продолжительность первого и второго переходов операции шлифования, с; Π - величина снимаемого припуска, м.

Преобразуем зависимость (4):

$$\frac{\Pi}{(\tau_1 + \tau_2)} = \frac{\Pi}{\tau_1 \cdot \left(1 + \frac{\tau_2}{\tau_1}\right)} = \frac{S_{ном}}{(1 + \alpha)}, \quad (5)$$

где $S_{ном}$ - номинальная поперечная подача на переходе чернового шлифования, м/с; $\alpha = \tau_2 / \tau_1$.

Тогда

$$Q_{ср} = \frac{Q_{ном}}{(1 + \alpha)}, \quad (6)$$

где $Q_{ном}$ - номинальная производительность обработки на переходе чернового шлифования, м³/с.

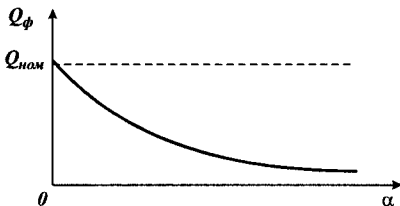


Рис.1. Зависимость $Q_{ф}$ от α .

Из зависимости (6) следует, что средняя фактическая производительность операции шлифования $Q_{ср}$ всегда меньше номинальной производительности обработки на переходе чернового шлифования $Q_{ном}$. Чем больше коэффициент α , тем меньше $Q_{ср}$, рис. 1. Зависимость (6) можно представить в виде:

$$\frac{Q_{ср}}{Q_{ном}} = \frac{1}{(1 + \alpha)}. \quad (7)$$

Таблица 1

Расчетные значения отношения $Q_{ср} / Q_{ном}$

α	0,5	1,0	2,0	5,0	10,0
$Q_{ср} / Q_{ном}$	0,67	0,50	0,33	0,17	0,09

При увеличении коэффициента α в 20 раз (с 0,5 до 10,0) отношение $Q_{ср} / Q_{ном}$ уменьшилось в 7,45 раз (с 0,67 до 0,09), табл. 1. Определим минимальное значение α , начиная с которого отношение $Q_{ср} / Q_{ном}$ с достаточной для практики точностью можно выразить зависимостью

$$\frac{Q_{ср}}{Q_{ном}} = \frac{1}{\alpha}. \quad (8)$$

Для этого определим значения отношения $\alpha / (1 + \alpha)$.

Таблица 2

Расчетные значения отношения $\alpha / (1 + \alpha)$

α	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	10,0
$\alpha / (1 + \alpha)$	0,33	0,5	0,67	0,75	0,8	0,83	0,1

Исходя из табл. 2, начиная с $\alpha=4,0$, отличие значений α и $(1 + \alpha)$ не превышает 20%, что позволяет в первом приближении для расчетов использовать

зависимость (8), которая принимает вид

$$\frac{Q_{cp}}{Q_{ном}} = \frac{\tau_1}{\tau_2}. \quad (9)$$

Согласно зависимости (9) отношение $Q_{cp}/Q_{ном}$ пропорционально отношению τ_1/τ_2 . Проведем оптимизацию и теоретический анализ операции круглого наружного продольного глубинного (однопроходного) шлифования. Продолжительность τ_1 перехода черного шлифования в этом случае определится:

$$\tau_1 = \frac{l_{дет}}{S_{прод}}. \quad (10)$$

Выразим скорость продольной подачи $S_{прод}$ через величину упругого перемещения $y = \Pi_2$, возникающего на переходе глубинного шлифования. Здесь Π_2 – припуск, удаляемый на переходе выхаживания. Для этого воспользуемся зависимостью (3), выразив в ней производительность обработки в виде $Q = \pi \cdot D_{дет} \cdot S_{прод} \cdot t$. Фактическая глубина шлифования при однопроходном глубинном шлифовании равна $t = \Pi - \Pi_2$, где Π – припуск, снимаемый на операции шлифования, включающей переходы глубинного шлифования и выхаживания. Тогда, исходя из зависимости (3), скорость продольной подачи $S_{прод}$ может быть выражена через величину упругого перемещения $y = \Pi_2$:

$$S_{прод} = \frac{c \cdot K_{ш} \cdot V_{кр} \cdot \Pi_2}{\pi \cdot D_{дет} \cdot \sigma \cdot (\Pi - \Pi_2)}. \quad (11)$$

Соответственно время τ_1 определится подстановкой зависимости (11) в зависимость (10) с учетом площади обрабатываемой поверхности $F = \pi \cdot D_{дет} \cdot l_{дет}$:

$$\tau_1 = \frac{F \cdot \sigma \cdot (\Pi - \Pi_2)}{c \cdot K_{ш} \cdot V_{кр} \cdot \Pi_2}. \quad (12)$$

Продолжительность τ_2 перехода выхаживания определяется зависимостью [5]:

$$\tau_2 = \frac{\sigma \cdot F}{c \cdot K_{ш} \cdot V_{кр}} \cdot (\ln \Pi_2 - \ln \delta_0), \quad (13)$$

где δ_0 – величина упругого перемещения, определяющая точность размера обрабатываемой детали (после перехода выхаживания), м;

Суммируя параметры τ_1 и τ_2 , имеем

$$(\tau_1 + \tau_2) = \frac{F \cdot \sigma}{c \cdot K_{ш} \cdot V_{кр}} \cdot \left[\frac{\Pi - \Pi_2}{\Pi_2} + (\ln \Pi_2 - \ln \delta_0) \right]. \quad (14)$$

Как видим, функция $(\tau_1 + \tau_2)$ имеет экстремум от параметра Π_2 . Проведем исследование функции $(\tau_1 + \tau_2)$ на экстремум. Для этого возьмем первую производную от функции $(\tau_1 + \tau_2)$ по параметру Π_2 :

$$(\tau_1 + \tau_2)_{\Pi_2}' = \frac{F \cdot \sigma}{c \cdot K_{ш} \cdot V_{кр}} \cdot \left(-\frac{\Pi}{\Pi_2^2} + \frac{1}{\Pi_2} \right). \quad (15)$$

Приравняем полученное выражение нулю и определим экстремальное значение параметра Π_2 , которое, как установлено, равно $\Pi_2 = \Pi$. Следовательно, экстремальное значение параметра Π_2 равно величине снимаемого припуска Π .

Вторая производная функции $(\tau_1 + \tau_2)$ по параметру Π_2 равна:

$$(\tau_1 + \tau_2)_{\Pi_2}'' = \frac{F \cdot \sigma}{c \cdot K_{ш} \cdot V_{кр}} \cdot \left(\frac{2 \cdot \Pi}{\Pi_2^3} - \frac{1}{\Pi_2^2} \right).$$

Значение второй производной $(\tau_1 + \tau_2)_{\Pi_2}''$ в точке экстремума $\Pi_2 = \Pi$:

$$(\tau_1 + \tau_2)_{\Pi_2}'' = \frac{F \cdot \sigma}{c \cdot K_{ш} \cdot V_{кр}} \cdot \left(\frac{2}{\Pi^2} - \frac{1}{\Pi^2} \right) = \frac{F \cdot \sigma}{c \cdot K_{ш} \cdot V_{кр}} \cdot \frac{1}{\Pi}.$$

Как видим, вторая производная функции $(\tau_1 + \tau_2)$ в точке экстремума положительна, следовательно, имеет место минимум функции $(\tau_1 + \tau_2)$. Поэтому, с точки зрения уменьшения общего времени рассматриваемой операции шлифования (или увеличения производительности обработки) целесообразно исключить из операции переход черного шлифования, т.е. сьем всего припуска производить лишь на переходе выхаживания, создавая в технологической системе начальный натяг, равный величине снимаемого припуска Π . Таким образом, оптимальной по структуре операций круглого наружного продольного глубинного шлифования, обеспечивающей максимально возможную производительность обработки с учетом ограничения по точности обработки, является операция шлифования, включающая лишь переход выхаживания. Полученное решение аналогично решению для круглого наружного продольного многопроходного шлифования, приведенного в работе [6].

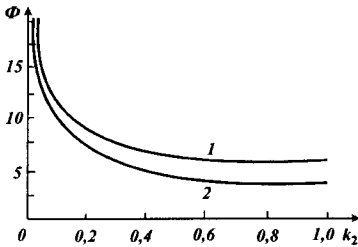


Рис. 2. Изменение безразмерной функции Φ от безразмерного коэффициента k_2 для многопроходного (1) и глубинного (2) шлифования.

Для анализа зависимость (14) преобразуем с учетом $\Pi_2 = k_2 \cdot \Pi$ и $\delta_o = k_0 \cdot \Pi$:

$$(\tau_1 + \tau_2) = \frac{F \cdot \sigma}{c \cdot K_{ш} \cdot V_{кр}} \cdot \left[\frac{1}{k_2} - 1 + \ln \left(\frac{k_2}{k_0} \right) \right]. \quad (16)$$

Зависимость (16), полученная для операции глубинного шлифования, и аналогичная зависимость, полученная для операции многопроходного шлифования и приведенная в работе [6], с учетом $F = \pi \cdot D_{дет} \cdot l_{дет}$, отличаются лишь тем, что зависимость (16) в квадратных скобках содержит дополнительное слагаемое (-1). Это свидетельствует о том, что продолжительность операции глу-

бинного шлифования меньше (рис. 2), где $\Phi = \left[\frac{1}{k_2} + \ln \left(\frac{k_2}{k_0} \right) \right]$ – безразмерная функция, входящая в зависимость (16).

Таким образом, в работе выполнена оптимизация и проведен теоретический анализ структуры и параметров операции круглого наружного продольного глубинного шлифования. Оптимальной по структуре операцией, обеспечивающей максимально возможную производительность обработки с учетом ограничения по точности обработки, является операция шлифования, включающая лишь переход выхаживания.

Список литературы

1. Лурье Г.Б. Шлифование металлов. – М.: Машиностроение, 1969.- 197 с.
2. Лурье Г.Б. Прогрессивные методы круглого наружного шлифования. – Л.: Машиностроение, Ленинград. отд-ние, 1984. – 103 с.
3. Теоретические основы резания и шлифования материалов: Учеб. пособие / А.В. Якимов, Ф. В. Новиков, Г.В. Новиков, Б.С. Серов, А.А. Якимов – Одесса: ОГПУ, 1999. – 450 с.
4. Физико-математическая теория процессов обработки материалов и технологии машиностроения / Под общ. ред. Ф.В. Новикова и А.В. Якимова. В десяти томах. – Т. 4. "Теория абразивной и алмазно-абразивной обработки материалов" – Одесса: ОНПУ, 2002. – 802 с.
5. Дитиненко С.А. Параметрическая оптимизация цикла круглого наружного продольного алмазного шлифования специальных твердосплавных инструментов // Вісник Харківського державного технічного університету сільськогосподарства. – Харків: ХДТУСГ, 2004. – Вип. 26. С. 61-70.
6. Новиков Ф.В., Дитиненко С.А. Оптимизация структуры и параметров операции круглого наружного алмазного шлифования твердосплавных поверхностей // Високі технології в машинобудуванні. – Харків: НТУ "ХПІ", 2004. – Вип. 2(9). С. 155-160.

Анотація

Оптимізація круглого зовнішнього подовжнього шліфування

У роботі виконані оптимізація і проведена теоретичний аналіз структури і параметрів операції круглого зовнішнього подовжнього глибинного шліфування.

Abstract

Optimization of structure and parameters of operation of round external longitudinal deep grinding

In work optimization is executed and the theoretical analysis of structure and parameters of operation of round external longitudinal deep grinding is lead.

НОВІ БЕЗУДАРНІ ПРОФІЛІ ГАЗОРОЗПОДІЛЬНИХ КУЛАЧКІВ ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ ТИПУ Д80

**Мороз В.І., доктор техн. наук, Братченко О.В., канд. техн. наук,
Логвіненко О.А., канд. техн. наук**

(Українська державна академія залізничного транспорту)

Розглянуто варіант модернізації газорозподільного валу тепловозного дизеля типу Д80 за рахунок використання кулачків з новими безударними профілями, що забезпечують отримання граничних величин “час-перерізу” клапанів при виконанні конструктивних, технологічних і міцностних обмежень, які ураховуються в проектувальних розрахунках.

Постановка проблеми і аналіз останніх досліджень у напрямку її вирішення. Реформування економіки України, інтеграція її в систему світових економічних відношень поставили перед залізничним транспортом складні задачі, адаптації до роботи в ринкових умовах, з забезпеченням виконання зростаючих вимог до якості транспортних послуг та з підвищенням економічної ефективності діяльності підприємств. В сучасних економічних умовах особливого значення набуває подальший розвиток залізничного транспорту в загальному транспортному комплексі України. Це обумовлено зростаючим попитом на залізничні перевезення, якісне задоволення яких визначає необхідність вирішення ряду науково-технічних проблем, до яких відноситься забезпечення працездатного стану тягового рухомого складу (ТРС). У зв'язку з цим особливу актуальність набувають роботи спрямовані на поліпшення техніко-економічних показників (ТЕП) магістральних та маневрових тепловозів парк яких складає понад 30 % загального парку ТРС. При цьому незадовільний технічний стан більшості локомотивних енергетичних установок (ЛЕУ) – типу Д49, Д50 – закордонного виробництва, які відпрацювали свій ресурс, обумовив необхідність переобладнання ТРС перспективними вітчизняними чотиритактними локомотивними енергетичними установками типу Д80 (ЛЕУ Д80) [1].

Результати експлуатаційних випробувань модернізованих магістральних і маневрових тепловозів з ЛЕУ Д80 визначили доцільність проведення науково-дослідних робіт спрямованих на поліпшення ТЕП локомотивних енергетичних установок з різними рівнями форсування дизелів Д80 за середнім ефективним тиском. Одним з перспективних напрямків таких робіт є удосконалення конструкції кулачкових механізмів газорозподілу (КМГР). Зокрема за рахунок використання розподільних валів з високоефективними профілями кулачків привода впускних і випускних клапанів.

Разом з тим до останнього часу в конструкції КМГР тепловозних дизелів використовуються кулачки з відомими тангенційними і дуговими профілями.

Такі кулачки не забезпечують максимально можливі значення коефіцієнту повноти діаграми підйомів штовхача η_n (“час-переріз” клапанів) і обумовлюють динамічні процеси з так званими “м’якими” ударами, що оказують негативний вплив на працездатність і надійність приводу клапанів [2].

Використання безударних профілів кулачків за відомими методиками (“Курца”, “Полідайн”) забезпечують отримання коефіцієнтів $\eta_n \leq 0,54 \dots 0,55$, що набагато нижчі у порівнянні з тангенційними і дуговими профілями ($\eta_n \leq 0,58 \dots 0,59$). Це обґрунтовує доцільність розробки і використання в КМГР розподільних валів з новими більш ефективними за величиною η_n безударними профілями кулачків.

Мета статті і викладення основного матеріалу. В статті запропоновано варіант модернізації газорозподільного валу дизеля Д80 за рахунок використання кулачків з новими безударними профілями, які забезпечують отримання значень коефіцієнтів $\eta_n > 0,59$ при виконанні відомих обмежень конструктивного, технологічного і міцностного характеру [3, 4].

Основу таких рішень авторами закладено використання аналітично синтезованої “деформуємої” кривої зміни прискорень штовхача, яка показана на рис. 1.

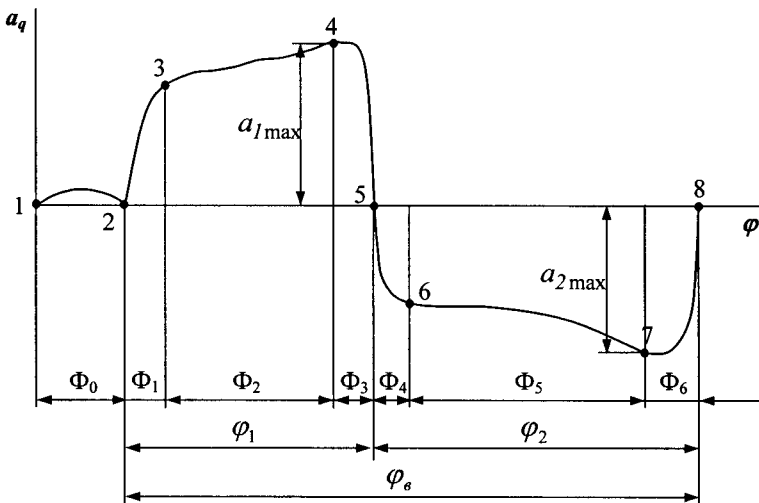


Рис. 1.

На першому етапі робіт з проектування та дослідження високоефективних механізмів газорозподілу ЛЕУ виконується формування масиву основних обмежувальних умов і конструктивних параметрів, а також пошук оптимальних значень основних параметрів так званої “деформуємої” кривої зміни прискорень штовхача, задовольняючих поставленим обмеженням та умовам.

До основних груп вимог на профілювання кулачків форсованих транспортних енергетичних установок слід віднести:

Вимоги ефективності – повинно забезпечуватися максимально можливе значення коефіцієнту η_n .

Конструкційні вимоги:

1. Кут дії кулачка φ_0 повинен відповідати заданим фазам газорозподілу.
2. Найбільший підйом штовхача S_{max} повинен відповідати найбільшому ходу клапану h_{max} . При цьому слід прагнути, щоб найбільший хід клапану h_{max} забезпечував рівність площ максимального прохідного перерізу клапанів і горловини сідла клапану в кришці циліндру [5].
3. Радіус початкового кола кулачку r_0 вибирається конструктивно (по аналогії з опорним варіантом) або по емпіричним залежностям [6]. Наприклад, для форсованих транспортних енергетичних установок $r_0 = (2...3)S_{max}$. При цьому мінімальна величина радіуса початкового кола кулачка повинна забезпечувати виконання вимоги $\beta_{max} \leq [\beta]$, де $[\beta]$ - припустимий кут тиску, який для механізму з роликівим штовхачем, що рухається поступально, дорівнює 30° .
4. У випадках необхідності, компенсація теплового зазору з боку кулачка S_0 для забезпечення нормальної роботи КМГР (саме профілем кулачка).

Умови працездатності механізму:

1. Забезпечення прийнятного рівня максимальних контактних напружень по профілю кулачка $\sigma_{Hmax} \leq [\sigma_H] = 1500 \text{ МПа}$, де $[\sigma_H]$ – припустимі контактні напруження [6].
2. Забезпечення прийнятних значень мінімального коефіцієнту запасу стійкості штанги $k_{cmmin} \geq 3$ [6].

Слід відзначити, що величини зазначених показників в значній мірі залежать від максимального рівня додатних прискорень штовхача a_{1max} .

3. Мінімальні величина коефіцієнту запасу клапанних пружин за силами інерції $k_{znmin} > 1,5$ [6].

На величину даного коефіцієнту впливає як рівень найбільших від'ємних прискорень a_{2max} , так і вид кривої, за яким вони змінюються.

Технологічні умови – мінімальний радіус кривизни увігнутої частини профілю кулачку не повинен бути менше припустимого значення, величина якого визначається технологічними можливостями металорізального обладнання $R_{крmin} \geq [R_{крmin}]$ [3].

При цьому слід зазначити, що найбільший рівень додатних прискорень a_{1max} найчастіше обмежується саме технологічними умовами.

Умова прийнятної динаміки КМГР – задовільнення вимогам динаміки і міцності деталей, забезпечення безрозривної роботи кінематичного ланцюга приводу.

При розгляданні цієї умови необхідно виділити складну роль таких

параметрів, як найбільші рівні додатних і від'ємних прискорень a_{1max} і a_{2max} , довжину ділянки додатних прискорень ϕ_1 . Особливу увагу має вид кривої, за

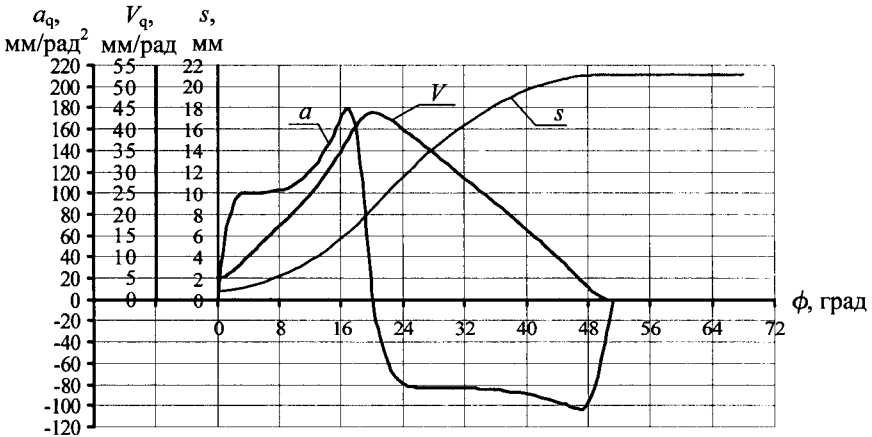


Рис. 2.

яким саме змінюються прискорення штовхача.

З урахуванням цього нижче наведені значення основних і обмежувальних умов, конструктивних та основних параметрів “деформуємої” кривої, які ураховуються при профілюванні кулачків приводу впускних та випускних клапанів КМГР дизеля Д80: кут дії кулачка $\phi_d = 137,5^\circ$; хід клапану $h_{max} = 20,3$ мм; припустимий кут тиску $[\beta] = 30^\circ$; мінімальний радіус кривизни ввігнутої частини профілю кулачку $[R_{кр min}] = -170$ мм; мінімальна величина коефіцієнту запасу клапанних пружин за силами інерції $[k_{зн min}] = 1,5$; фазовий кут віддалення $\phi_g = 48,208^\circ$; фазовий кут верхнього вистоку $\phi_{вв} = 41,084^\circ$; фазовий кут наближення $\phi_n = 16^\circ$; радіус початкового кола кулачка $r_0 = 39,5$ мм; радіус ролика штовхача $\rho = 28$ мм; довжина ділянки компенсації теплового зазору $\Phi_0 = 16^\circ$; довжина ділянки додатних прискорень штовхача $\phi_1 = 21^\circ$; довжина ділянки від'ємних прискорень штовхача $\phi_2 = 27,708^\circ$.

Авторами були отримані відповідні аналітичні описання для розрахунку переміщень, швидкостей та прискорень [7]. Результати розрахунку представлені на рис. 2. Аналіз представлених результатів підтвердив виконання усіх наведених вище умов і обмежень на профілювання. При цьому величина коефіцієнту η_n складає 0,63.

Висновки і перспективи використання отриманих результатів. Наведені в статті матеріали свідчать, що розроблений запропонований авторами підхід до профілювання кулачків дозволяє отримати нові безударні профілі, що

забезпечують значно більші значення коефіцієнтів η_n в порівнянні з профілями, що використовуються в конструкціях тепловозних дизелів в нинішній час. Наприклад, за умовами на проектування виконання обмежень конструктивного, технологічного і міцностного характерів для КМГР дизелів типу Д80 використання нових безударних профілів характеризується значеннями коефіцієнтів $\eta_n = 0,63$, що еквівалентно збільшенню величини ЧП на 15%. Описаний в статті підхід до проектування нових безударних профілів газорозподільних кулачків, які забезпечують найбільші значення ЧП клапанів при виконанні всіх вимог і обмежень на проектування КМГР може бути рекомендований для використання при вирішенні задач модернізації конструкції сучасних локомотивних енергетичних установок на ремонтних підприємствах залізниць України.

Список літератури

1. Сергиенко Н.И., Скалецкий П.С. Экономическая эффективность модернизации тепловозного парка Укрзалізницы. // Залізничний транспорт України. – 1999. - № 3. – С. 16-17.
2. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности “Двигатели внутреннего сгорания” / Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.
3. Мороз В.И. Методика профилирования кулачка с ограничением радиуса кривизны вогнутого участка для механизма газораспределения двигателя // В кн.: Двигатели внутреннего сгорания. - Харьков: Вища школа, 1986. - Вып. 44. - С. 109-112.
4. Нейман И.М. Динамика авиационных двигателей. – М.-Л.: Оборонгиз, 1940. – 475 с.
5. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. - М.: Машиностроение, 1984.- 384 с.
6. Авиационные и поршневые двигатели: кинематика, динамика и расчёт на прочность / под ред. Т.М. Мелькумова. – М.: Оборонгиз, 1950. – 870 с.
7. Мороз В.І., Братченко О.В., Логвіненко О.А. Новий методичний підхід до проектування кулачків механізмів газорозподілу тепловозних дизелів // Рухомий склад та спеціальна техніка залізничного транспорту // Міжвуз. зб. наук. праць / ХарДАЗТ, 2005. – Вип. 64. – С. 25-31.

Аннотация

Новые безударные профили газораспределительных кулачков тепловозного дизеля типа Д80

Рассмотрено вариант модернизации газораспределительного вала

тепловозного дизеля типа Д80 за счёт использования кулачков с новыми безударными профилями, которые обеспечивают получение граничных величин «время-сечения» клапанов при выполнении конструктивных, технологических и прочностных ограничений, которые учитываются в проектировочных расчётах.

Abstract

New unaccented profiles timing gear tappets type a Д80

The variant of modernisation timing gear camshaft of the diesel type D80 is considered at the expense of use tappets with new unaccented by structures, which provide reception of boundary sizes of "time - section" of valves at performance constructive, technological and toughness of restrictions, which are taken into account in designing accounts.

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ПОЛЕВЫХ ИСПЫТАНИЙ МАШИНЫ МВВ-4 ДЛЯ ВНУТРИПОЧВЕННОГО ВНЕСЕНИЯ МИНЕРАЛЬНЫХ УДОБРЕНИЙ

Романюк Г.С., канд. техн. наук

(Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
имени Петра Василенко)

Приведено описание новой машины для внутрипочвенного внесения основной дозы сыпучих минеральных удобрений совместно с предпосевной обработкой почвы; изложена методика полевых испытаний и дан анализ неравномерности высева удобрений.

Одним из путей повышения урожайности и плодородия почвы в сельскохозяйственном производстве является использование удобрений. На основании теоретических и экспериментальных исследований на кафедре «Техническая эксплуатация машин и оборудования» разработан и изготовлен опытный образец машины МВВ-4. Данная машина предназначена для совместного выполнения двух технологических операций – локального внесения в почву основной дозы сыпучих минеральных удобрений и предпосевной обработки почвы.



а)



б)

Рис.1. Общий вид агрегата с машиной МВВ-4 для внутрипочвенного внесения удобрений: а) общий вид машины; б) машина в работе.

Техническая характеристика МВВ-4:

Габаритные размеры, мм

длина	- 1670;
ширина	- 4420;
высота	- 1650;
Общая масса, кг	- 800;
Вместительность бункера, кг	- 600;
Ширина захвата, мм	- 4000;
Неравномерность высева удобрений, %	- до 15;
Высев туков в пределах, кг/га	- 100...1000;
Рабочая скорость агрегата, км/ч	- до 9.

Транспортная скорость, км/ч

- до 15

Производительность, га/ч

- 3

Опытно-экспериментальный образец [1] состоит из культиватора КРН-4,2 (рис.1), на раме которого закреплены бункер и распределительно-высевающая система (РВС), выполненная в виде секционного кожуха, секции которого установлены одна относительно другой с зазором. Внутри кожуха расположен шнек, который жестко соединен с ним. В зазоре между секциями кожуха введены обоймы, выполненные из двух частей. Верхняя часть каждой из обойм соединена посредством общей оси регулировочного механизма. Кромки смежных секций кожуха совместно с торцами верхних и нижних частей обойм образуют высевные окна. Привод кожуха со шнеком осуществляется от опорных колес культиватора посредством цепной передачи. Удобрения из бункера самотеком направляются в шнековую распределительно-высевающую систему и равномерно распределяются вдоль оси шнека по ширине захвата машины.

После выхода из высевных окон удобрения поступают в тукоприемники, а затем в тукопроводы и далее в заделывающие их в почву рабочие органы машины. Высев туков устанавливается в пределах 0,1...1,0 т/га путем изменения высоты открытия высевных окон. Вместимость бункера 0,6 т. Загрузку централизованной емкости можно осуществлять механизированным путем. Шнеки

РВС получают вращение от опорных колес культиватора через промежуточные валы посредством цепных передач. На промежуточных валах установлены храповые муфты для предотвращения поломки в случае заклинивания высевающих секций. Для предотвращения попадания в распределитель инородных предметов сверху бункера жестко закреплена сетка с размерами ячеек 5 x 5 мм. Для предпосевной обработки почвы на машине установлены стрелчатые универсальные лапы.

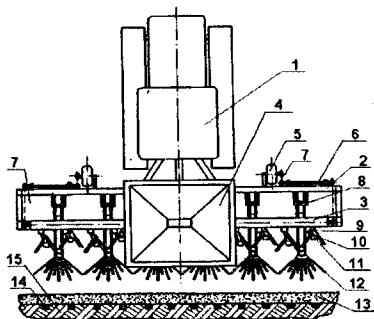


Рис.2. Агрегат с машиной МВВ-4 для локального внесения удобрений совместно с предпосевной обработкой почвы. Конструктивная схема: 1 - трактор; 2 - культиватор КРН - 4, 2; 3 - распределительно-высевающая система; 4 - бункер; 5 - опорное колесо культиватора; 6 - привод РВС; 7 - цепные передачи; 8 - секция культиватора; 9 - приемная камера удобрений; 10 - тукопровод; 11 - подкормочный нож; 12 - борона культиватора; 13 - взрыхленная выровненная почва; 14 - лента минеральных удобрений; 15 - почва после вспашки.

Подготовка машины к работе осуществляется следующим образом. В начале смены производится загрузка удобрений в бункер. Затем устанавливается норма высева удобрений путем изменения высоты открытия высевных окон общими рычагами управления правого и левого шнековых распределителей. После этого регулируется длина вылета маркера и выбирается направление движения агрегата. Во время работы агрегата рычаг гидрораспределителя управления гидронавесной системой устанавливают в

плавающее положение.

В конце рабочей смены распределительно-высевающая система легко и удобно освобождается от остатка удобрений из бункера через люк, который расположен внизу горловины системы. А из шнековых распределителей – через специальные отверстия, расположенные в противоположных торцах шнекового распределителя.

При изготовлении машины со шнековой РВС в ее конструкцию были заложены следующие параметры, полученные в результате теоретических и экспериментальных исследований:

диаметр шнека, мм	- 164;
частота вращения шнека, об/мин	- 20...55;
шаг шнека, мм	- 130;
размеры высевных окон, мм:	
ширина	- 15;
высота	- 7...35;
норма внесения, т/га	- 0,1...1,0.

Внесение удобрений проводили перпендикулярно и под углом относительно предполагаемого движения посевного агрегата.

Неравномерность внесения удобрений машиной МВВ-4 в полевых условиях определяли согласно общеизвестной методике при различных значениях высоты окон, частоты вращения распределителя и при постоянном угле наклона $\gamma = 0^\circ$ относительно горизонта при внесении гранулированного суперфосфата. График (рис. 3) показывает, что с увеличением частоты вращения и высоты открытия окон неравномерность изменяется. Следует отметить, что наибольшее значение неравномерности – 7...14 % наблюдается при высоте открытия высевного окна $h = 7$ мм. С увеличением высоты открытия окна неравномерность высева удобрений снижается и при открытии высевного окна $h = 35$ мм составляет 2...7%.

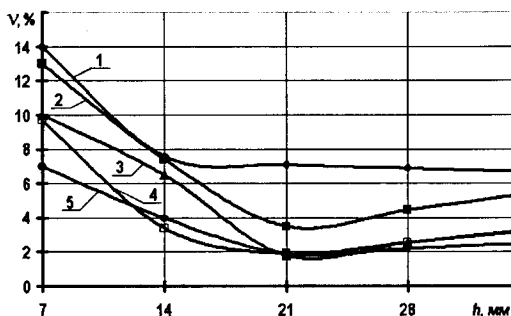


Рис. 3. Зависимость неравномерности высева гранулированного суперфосфата машиной МВВ-4 при различных значениях высоты окон (h); частоты вращения (n) распределителя, при постоянном угле наклона ($\gamma = 0^\circ$) относительно горизонта; при 1) $n = 12$ об/мин; 2) $n = 20$ об/мин; 3) $n = 28$ об/мин; 4) $n = 36$ об/мин; 5) $n = 44$ об/мин; $D = 164$ мм; $S = 130$ мм.

Анализ результатов неравномерности высева при полевых испытаниях показывает, что рационально использовать высоту открытия окна 14...35 мм, при которых неравномерность высева удобрений составляет 2...7 %.

Анализ зависимости неравномерности высева удобрений высевными окнами от изменения высоты открытия и частоты вращения (рис. 4) подтверждает результаты лабораторных исследований в том, что

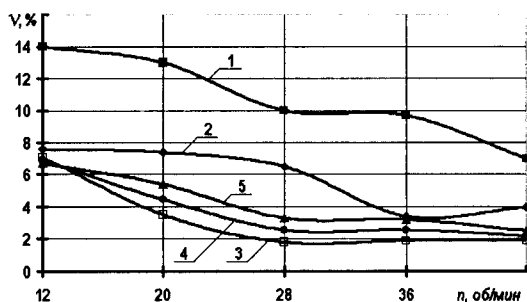


Рис. 4. Зависимость неравномерности высева гранулированного суперфосфата машиной МВВ-4 при различных частоте вращения (n) распределителя, высоте открытия высевных окон: 1 - $h = 7$; 2 - $h = 14$; 3 - $h = 21$; 4 - $h = 28$; 5 - $h = 35$ мм и при постоянном угле наклона ($\gamma = 0^\circ$) относительно горизонта; $D = 164$ мм; $S = 130$ мм.

высоты окна неравномерность стабилизируется при различных частотах вращения распределителя. Рациональными значениями высоты открытия окна будут $14 \dots 35$ мм. При этом обеспечивается низкая неравномерность высева $2 \dots 7$ % при всех частотах вращения распределителя.

Неравномерность высева удобрений РВС по ходу движения агрегата в полевых условиях определяли согласно общепринятой методике при различных значениях открытия высевного окна и установленной частоте вращения распределителя в его горизонтальном положении ($\gamma = 0^\circ$).

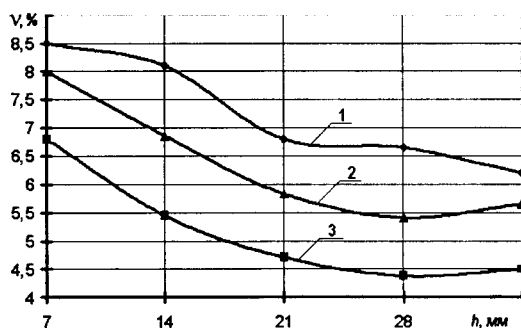


Рис. 5. Зависимость продольной неравномерности высева гранулированного суперфосфата машиной МВВ-4 (устойчивость дозы высева) при различных значениях высоты окон (h), частоты вращения распределителя и постоянном угле его наклона к горизонту ($\gamma = 0^\circ$): 1 - $n = 28$ об/мин; 2 - $n = 36$ об/мин; 3 - $n = 44$ об/мин; $D = 164$ мм; $S = 130$ мм.

при изменении высоты открытия окна и частоты вращения распределителя неравномерность изменяется в пределах $2 \dots 14$ %. Как видно по графику, наибольшая неравномерность $7 \dots 14$ % высева удобрений наблюдается при высоте открытия высевных окон 7 мм при всех частотах вращения распределителя. С увеличением высоты открытия окон $14 \dots 21$ мм неравномерность уменьшается и составляет $2 \dots 3,8$ %. При дальнейшем открытии вы-

сева окна неравномерность стабилизируется при различных частотах вращения распределителя. Рациональными значениями высоты открытия окна будут $14 \dots 35$ мм. При этом обеспечивается низкая неравномерность высева $2 \dots 7$ % при всех частотах вращения распределителя.

Доску с боковинами, в которых находится 50 взаимно параллельных углублений для установки ограничительной перегородки по выделению отдельных одинаковых участков с удобрениями площадью $0,5 \times 0,05$ м, устанавливали поочередно под 1, 3 и 6 высевные окна. Агрегат двигался вдоль лотков со скоростью движения $v = 9$ км/ч. При этом удобрения из высевного окна попадали на середину доски.

Результаты проведенных исследований

представлены на рис.5. Рисунок показывает, что с увеличением высоты высевного окна продольная неравномерность высева удобрений снижается и составляет при частоте вращения 28 об/мин – 8,5...6,2 %, при 36 об/мин – 8,0...5,65 %, при 44 об/мин – 6,8...4,5%.

При высоте открытия высевного окна $h = 7$ мм неравномерность высева удобрений по ходу движения агрегата при всех частотах вращения распределителя имеет наибольшее значение. Следовательно, при эксплуатации РВС рекомендуется использовать параметры высоты открытия высевного окна $h = 14...35$ мм. В этих пределах высоты открытия окна данные неравномерности высева удобрений по ходу агрегата при различной частоте вращения вполне согласуются с агротребованиями.

Следует отметить, что лучший результат – самая низкая продольная неравномерность высева (6,8...4,4%) – получен при частоте вращения РВС 44 об/мин.

Анализируя результаты полевых испытаний машины МВВ-4, которые вполне согласуются с агротребованиями, следует отметить устойчивую работоспособность выполнения технологических операций, а простота конструкции, простота в обслуживании дает основание рекомендовать ее к широкому использованию в сельском хозяйстве.

Список литературы

1. Машина для внесения твердых минеральных удобрений: А.с. 1091871 СССР, МКИ А 01С 15/00 /Романюк Г.С., Слободюк В.Я., Фесенко Г.В. и др.(СССР).- № 3472043/30; Заявлено 19.07.82.; Опубл. 15.05.84, Бюл. № 18. – 2 с.
2. Доспехов Б.А. Методика полевого опыта (с основами статистической обработки результатов исследований). – М.: Колос, 1968. – 335 с.
3. Удобрения, их свойства и способы использования /Под ред. Д.А. Коренькова/ – М.: Колос, 1982. – 415 с.

Анотація

Аналіз результатів польових випробувань машини МВВ-4 для внутрішньогрунтового внесення мінеральних добрив

Приведено опис нової машини МВВ-4 для внутрішньогрунтового внесення основної дози сипучих мінеральних добрив одночасно з передпосівною обробкою ґрунту; викладена методика польових випробувань та подано аналіз нерівномірності висіву добрив.

Abstract

The analysis of results of field tests of the machine MVV-4 for application inside of soil of mineral fertilizers

The description of the new machine for application inside of soil of the basic doze of loose mineral fertilizers together with before sowing processing of ground is given; the technique of field tests is stated and the analysis of non-uniformity of sowing of fertilizers is given.

СТАТИСТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ДИНАМИКИ ДЕГРАДАЦИОННЫХ ПРОЦЕССОВ У ВЕДУЩИХ МОСТОВ ТРАКТОРОВ Т-150К

Гринченко А.С. канд. техн. наук, доц., Коваль А. В., магистрант
(Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
им. Петра Василенко)

Рассмотрены вопросы статистического анализа динамики деградационных процессов у ведущих мостов тракторов Т-150К и алгоритм обработки дискретных данных с помощью компьютерной программы MathCAD. Построены графики плотности распределения суммарного зазора в эксплуатации.

Вступление. Одним из важнейших технологических параметров, влияющих на ресурс ведущих мостов тракторов, является зазор в зубчатых зацеплениях, так как данный параметр отражает степень износа их деталей. Измерение зазора в зубчатых зацеплениях производится прибором КИ-6314. Прибор КИ-6314 ТУ 70.0001.045-74 предназначен для измерения зазоров в карданных передачах и ведущих мостах тракторов Т-150, Т-150К, К-700. Цена деления шкалы данного прибора 1°, пределы измерения 0...90°, что позволяет достаточно точно определять зазор в отдельных узлах с зубчатыми зацеплениями и суммарный зазор в ведущих мостах тракторов.

Цель и постановка задачи. На основании предыдущего опыта, статистической информации о величине суммарных зазоров на конвейере ХТЗ и в эксплуатации, разработать алгоритм статистического анализа динамики деградационных процессов у ведущих мостов тракторов Т-150К.

Решение поставленной задачи. Для исследования деградационных процессов у ведущих мостов тракторов Т-150К измерены суммарные зазоры в ведущих мостах тракторов на конвейере ХТЗ. Проведенные измерения показали, что значения зазоров имеют большой разброс.

Для оценки плотности распределения начальных суммарных зазоров в ведущих мостах тракторов используется универсальный двухпараметрический закон Вейбулла, для которого плотность распределения определяется выражением:

$$f(\Delta) = \frac{b_o}{a_o} \cdot \left(\frac{\Delta}{a_o}\right)^{b_o-1} \cdot \exp\left[-\left(\frac{\Delta}{a_o}\right)^{b_o}\right], \quad (1)$$

где Δ - значение суммарного зазора, град; a_o и b_o - параметры закона.

Задача обработки начальных значений суммарных зазоров сводится к определению параметров a_o и b_o . Для этого используем метод максимального правдоподобия. Прологарифмируем плотность распределения:

$$\ln f(\Delta_j) = \ln b_o + b_o \cdot \ln \Delta_j - \ln \Delta_j - b_o \cdot \ln a_o - \left(\frac{\Delta_j}{a_o}\right)^{b_o}. \quad (2)$$

Используя значения начальных суммарных зазоров, необходимо записать

функцию правдоподобия для определения параметров a_o и b_o , которая учитывала бы все значения зазоров. Эта функция выглядит следующим образом:

$$L(a_o, b_o) = \sum_{j=1}^M \ln f(\Delta_j) = M \cdot (\ln b_o - b_o \cdot \ln a_o) + (b_o - 1) \cdot \sum_{j=1}^M \ln \Delta_j - \sum_{j=1}^M \left(\frac{\Delta_j}{a_o} \right)^{b_o}, \quad (3)$$

где M - количество измеренных значений начального суммарного зазора.

Для определения параметров a_o и b_o необходимо найти максимум функции (3), то есть воспользоваться методом максимума правдоподобия. Для определения параметров a_o и b_o , из условия, что $L(a_o, b_o) \rightarrow \max$, использована компьютерная программа MathCAD (операция «Maximize»). Данная программа предназначена для проведения математических расчетов разной степени сложности (нахождения неизвестных, определения экстремумов функций и т.д.), а также для построения графиков разного вида по результатам расчетов.

По результатам расчетов значения $a_o = 20,068$ град и $b_o = 3,823$.

Номинальный суммарный зазор в зубчатых зацеплениях переднего и заднего мостов нового трактора Т-150К согласно технической документации должен составлять 3° , а предельный для переднего моста - 44° , для заднего моста - 47° . Результаты обработки показали, что фактический суммарный зазор нового моста составляет в среднем $18,45^\circ$, и значительно превышает заданный номинальный. Это говорит о существенных отклонениях от технических требований на изготовление деталей и сборку узлов ведущих мостов.

Для определения зависимости суммарного зазора в ведущих мостах от наработки тракторов производились его измерения в эксплуатационных условиях. Замеры производились в хозяйствах Двуречанского района Харьковской области на десяти тракторах при наработке в диапазоне от 1100 до 7700 мото-часов.

Таблица 1

Суммарные зазоры в ведущих мостах тракторов Т-150К, измеренные в эксплуатационных условиях

Номер трактора	Наработка		Зазор, град	
			Передний мост	Задний мост
	кг топлива	Мото-ч	Главная передача	Главная передача
173681	108108	4649	25	26
148372	126098	5422	57	29
362666	27371	1177	14	11
291077	42263	1817	22	21
275969	-	1512	15	22
221456	75850	3262	36	-
295861	44213	1901	45	39
115468	-	7680	49	44
174282	50147	2156	13	-
267255	48953	2105	26	22

Плотность распределения суммарного зазора, изменяющуюся в зависимости от наработки, также можно записать с помощью закона Вейбулла:

$$f\left(\frac{\Delta}{t}\right) = \frac{b}{a(t)} \cdot \left(\frac{\Delta}{a(t)}\right)^{b-1} \cdot \exp\left[-\left(\frac{\Delta}{a(t)}\right)^b\right], \quad (4)$$

где $a(t)$ – параметрическая функция, осредненно характеризующая динамику деградационного процесса увеличения суммарного зазора у ведущих мостов в условиях эксплуатации. Данная функция имеет вид:

$$a(t) = a_0 + a \cdot t^v,$$

где a_0 – среднее значение начального суммарного зазора, определенного ранее, град; a – коэффициент, характеризующий среднюю скорость изменения суммарного зазора; v – показатель степени при наработке, характеризующий среднюю динамику деградационного процесса; t – наработка, мото-ч.

Для определения плотности распределения наработки в зависимости от параметра износа Δ , при условии того, что реализации этого параметра монотонно возрастают, используется [1] формула:

$$\int_0^t f(t/\Delta) = [1 - F(\Delta/t)] / F(\Delta/0), \quad (5)$$

где $F(\Delta/0)$ – функция распределения суммарного зазора при нулевой наработке (по закону Вейбулла);

$$F\left(\frac{\Delta_n}{0}\right) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{\Delta}{a(0)}\right)^b\right] \quad (6)$$

$F(\Delta_n/t)$ – функция распределения суммарного зазора при различных наработках (по закону Вейбулла).

$$F\left(\frac{\Delta}{t}\right) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{\Delta}{a(t)}\right)^b\right]. \quad (7)$$

Подставляя в (5) значения функции распределения, получим:

$$\int_0^t f\left(\frac{t}{\Delta_n}\right) = \frac{\exp\left[-\left(\frac{\Delta}{a(t)}\right)^b\right]}{1 - \exp\left[-\left(\frac{\Delta}{a(0)}\right)^b\right]}. \quad (8)$$

Продифференцировав данное выражение, получим функцию плотности распределения наработки в зависимости от суммарного зазора:

$$f\left(\frac{t}{\Delta}\right) = \frac{\left\{ \frac{b}{a(t)} \left[\frac{\Delta}{a(t)} \right]^b \exp\left[-\left(\frac{\Delta}{a(t)}\right)^b\right] \right\} \cdot \frac{da(t)}{dt}}{1 - \exp\left[-\left(\frac{\Delta}{a(0)}\right)^b\right]}. \quad (9)$$

Для того чтобы вычислить значения параметров a , b и v необходимо записать функцию правдоподобия, которая учитывала бы начальные значения суммарного зазора и их значения в динамике, и оценить параметры методом максимума правдоподобия. Такая совместная функция правдоподобия [2] будет

иметь следующий вид:

$$L(a, b, \nu) = \sum_{j=1}^M \ln f_o(\Delta_j) + \sum_{i=1}^N \ln f\left(\frac{\Delta_i}{t_i}\right) + \sum_{i=1}^N \ln f\left(\frac{t_i}{\Delta_i}\right). \quad (10)$$

Прологарифмировав выражения для $f_o(\Delta_j)$, $f\left(\frac{\Delta_i}{t_i}\right)$ и $f\left(\frac{t_i}{\Delta_i}\right)$, получим:

$$L(a, b, \nu) = M \cdot (\ln b - b \cdot \ln a_o) + (b-1) \cdot \sum_{j=1}^M \ln \Delta_j - \sum_{j=1}^M \left(\frac{\Delta_j}{a_o}\right)^b +$$

$$+ N \cdot (\ln a + 2 \cdot \ln b + \ln \nu) + (2b-1) \sum_{i=1}^N \ln \Delta_i - (2b+1) \sum_{i=1}^N \ln(a_o + a \cdot t_i^\nu) -$$

$$- 2 \sum_{i=1}^N \frac{\Delta_i^b}{(a_o + a \cdot t_i^\nu)^b} + (\nu-1) \sum_{i=1}^N \ln t_i - \sum_{i=1}^N \ln \left\{ 1 - \exp \left[- \left(\frac{\Delta_i}{a_o}\right)^b \right] \right\}. \quad (11)$$

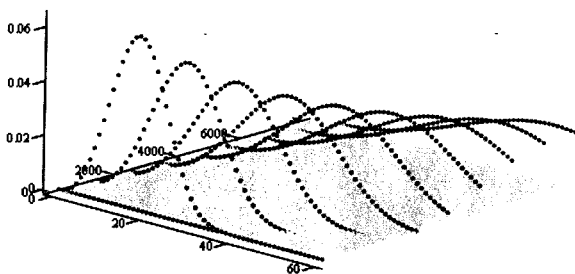


Рис. 1. Графики плотности распределения суммарного зазора при различной наработке.

Максимум функции $L(a, b, \nu)$ определяется с помощью программы MathCAD. Результаты расчетов: $a = 2,536 \cdot 10^{-4}$, $b = 3,292$, $\nu = 1,359$.

Таким образом, при обработке данных на ЭВМ методом максимума правдоподобия по дискретным неоднородным данным была получена зависимость, характеризующая динамику деградационного процесса увеличения суммарного зазора у ведущих мостов тракторов Т-150К в условиях эксплуатации:

$$a(t) = 20,068 + 2,536 \cdot 10^{-4} \cdot t^{1,359}, \quad (12)$$

где t – наработка трактора, мото-ч.

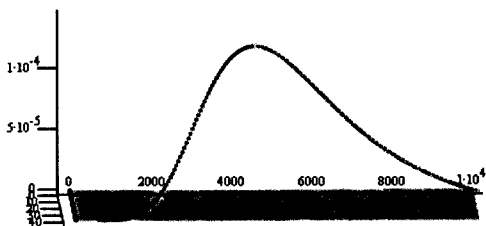


Рис. 2. График плотности распределения ресурса моста.

С помощью компьютерной программы MathCAD были построены графики плотности распределения суммарного зазора при различной наработке (рис.1).

График плотности распределения наработки при предельном значении суммарного зазора (плотности рас-

пределения ресурса моста) приведен на рис.2

Выводы. Наличие зависимости (12) позволяет статистически оценивать ресурс ведущих мостов до капитального ремонта и является экспериментальной основой для разработки методики ускоренных испытаний ведущих мостов тракторов. Полученный алгоритм обработки дискретных данных с помощью компьютерной программы MathCAD можно использовать для анализа динамики деградационных процессов у различных элементов машин.

Список литературы

1. Гринченко А.С. Особенности построения инвертируемых стохастических моделей механической надежности при параметрических отказах. Вісник ХДТУСХ. вип. 23, Харків, 2004.-С.140-145.
2. Гринченко А. С. Построение и оценка параметров комплексов моделей механической надежности при деградационных отказах. Вісник ХДТУСХ. вип. 29, Харків, 2004.-С.305-310.

Анотація

Статистичний аналіз динаміки деградаційних процесів у ведучих мостів тракторів Т-150К

Розглянуті питання статистичного аналізу динаміки деградаційних процесів у ведучих мостах тракторів Т-150К та алгоритм обробки дискретних даних за допомогою комп'ютерної програми MathCAD. Побудовані графіки щільності розподілу сумарного зазору в експлуатації.

Abstract

Statistic dynamics analysis of degradation processes in leading tractors bridges T-150K

Are considered the questions of statistic dynamics analysis of degradation processes in leading tractors bridges T-150K and processing algorithm of discrete data by the medium of computer program MathCAD. Are built the distribution closeness graphs of summary gap in exploitation.

ОБ ОЦЕНКЕ ТОЧНОСТИ РАСЧЕТОВ ПАРАМЕТРОВ ПРОКАТКИ ПРОФИЛЕЙ

Сапрыгин Х.М., канд. техн. наук
(Укрниимет)

Рассмотрены относительно простые и высокоточные методы расчета процессов прокатки сложных экономичных профилей с использованием персональных компьютеров, позволяющие внедрять их регулирующую прокатку, снижать затраты производства в черной металлургии, повышать качество прокатной продукции.

В Укрниимете разработана относительно простая универсальная методика расчета деформационных и энергосиловых параметров прокатки сортовых профилей – от простых до особо сложных – в зависимости от исходных показателей: параметров очага деформации по элементам сечения, углов наклона элементов, коэффициентов неравномерности деформации. Это особенно важно при массовом оперативном освоении производства новых профилей, когда нет времени набирать статистику результатов замеров, а при упрощении формы рассчитываемого профиля резко снижается точность таких расчетов и качество профилей. Результаты расчетов по новым инженерным формулам сопоставлены с многочисленными данными опытных и промышленных прокаток. Средние отклонения не превышали 15%. Частично они обусловлены не идентичностью условий прокатки и отсутствием отдельных уточненных исходных параметров. При идентификации реальных условий прокатки на станах с заложенными в расчет данными новые формулы обеспечивают их точность, достаточную для проектирования калибровок при минимальном числе исходных параметров, позволяя автоматизировать процессы калибровки и управление прокаткой и подготавливать специальные программы для решения проблемы прокатного производства.

Использование персональных вычислительных машин (ПЭВМ) калибровщиками может стать массовым приемом расчетов, анализа и корректировки процессов регулируемой ОМД и быстрого выбора оптимальных технологических режимов.

В работе [1], рассматривая особенности прокатки профилей от рядовых сортовых до особо сложных фасонных – с шестью и более участками сечения, мы ставили перед собой задачу разработать относительно простую методику расчета деформационных и энергосиловых параметров прокатки – Δh , λ , S , P , M , N – в зависимости от исходных показателей: параметров очага деформации по элементам B , H , L , R , углов ϕ наклона элементов сечения, коэффициентов неравномерности деформации K .

Для обеспечения требуемого взаимодействия этих показателей вводим варьируемые параметры (один – для простых профилей, два – для усложненных и три – для наиболее сложных), учитывающие особенности смещения металла

на боковой поверхности или его перераспределения между элементами поперечного сечения профилей.

Наша задача была, казалось бы, противоречивой: предложить простые и надежные вариационные уравнения для расчета процессов прокатки не только простых, но и, что очень важно, особо сложных профилей.

К этой цели были по существу направлены многочисленные теоретические и экспериментальные исследования, которые проводились в Укрниимете около 40 лет при решении прикладных задач по проработке металла, расширению размерного и профильного сортамента, повышению качества проката и др. [1, 3 - 10].

После многочисленных проверок полученных результатов можно было поставить оценочный вопрос: насколько точны разработанные методики теоретических расчетов и, следовательно, насколько они приемлемы для практического использования?

В свое время А.П. Чекмарев сопоставил опытные данные прокатки полосовых профилей (сталь марок У12А, У7А, ХЗН, Ст 3, температура 1100 – 950°С, коэффициент трения $f = 0,25-0,30$) с результатами расчетов их уширения по теоретическим формулам 13 авторов, в том числе Л. Жеза, Э. Зибеля, В. Тринкса, А.Ф. Головина, Б.П. Бахтинова и др. Проверка показала, что у большинства авторов отклонения расчетного уширения от фактического составляли 20 – 48%.

Позднее теоретические формулы корректировались и улучшались, была даже несколько повышена точность расчетов уширения полосовых профилей, но при этом число исходных параметров в формулах возросло с 4 до 11 (в формулах М.Я. Бровмана – 6, А.И. Целикова, А.И. Гришкова, А.А. Поздеева – 8, И.Я. Тарновского, А.П. Чекмарева, Л.Ф. Машкина – 11).

В нашей формуле для расчёта уширения полос было использовано всего три исходных параметра – H, B, L , что отнюдь не снижало точности расчётов. Аналогичные результаты были отмечены и при сопоставлении других параметров прокатки полосовых профилей – вытяжки, опережения, усилия, мощности и момента прокатки.

Но до последнего времени универсальных теоретических формул для расчёта технологических параметров прокатки особо сложных профилей не было. Поэтому специалисты при расчёте калибровок или представляли сложный профиль как сочетание полос и соответственно применяли относительно простые формулы, или корректировали значение технологических параметров на основе многолетней практики. Редкие случаи упрощения структуры формул и одновременного повышения точности расчётов по ним оказались возможными благодаря использованию предложенных Ю.Н. Алексеевым полей скоростей перемещений металла по сечению раскатов, а также впервые применённых для прокатки некоторых профилей И.Я. Тарковским [2] вариационных принципов минимума энергии $\delta N / \delta \alpha = 0$.

Достигнутые таким образом простота и относительно высокая точность формул для прокатки простых профилей позволили разработать и применять на практике универсальную методику [1] для типовых расчётов параметров про-

катки усложнённых и сложных фасонных профилей – от угловых до профилей с шестью отдельными участками поперечного сечения. Для каждого участка поперечного сечения сложного профиля было построено своё поле скоростей перемещений, введены варьируемые параметры a , m_1 , m_2 , определены их значения по трём вариационным уравнениям (элементарная математическая задача – найти три неизвестных по трём уравнениям).

Создание такой методики особенно важно в условиях массового и оперативного освоения производства экономичных профилей мало- и средне тоннажными партиями, когда уже нет времени набирать статистику результатов замера, а при упрощении расчётной формы профиля резко снижается и точность расчётов, и качество готовых профилей.

В итоге теоретических исследований процессов прокатки профилей различной сложности были разработаны инженерные формулы для расчёта их деформации и энергосиловых параметров [1]. Оценку точности и пригодность новых формул проверяли расчётами, сопоставляя их результаты с данными опытных и промышленных прокаток профилей; при этом подсчитывали среднестатистическую погрешность и среднеквадратичные отклонения размеров. В частности, результаты подсчётов по нашим формулам вытяжки, поперечной деформации, уширения и опережения при прокатке профилей в гладких валках сравнивали с экспериментальными данными работы [12], в которой обжатия изменялись в диапазоне 6-66%. Средняя величина отклонений рассчитанных величин от фактических не превышала 15%.

Было проведено также сопоставление результатов расчетов по нашим формулам с данными замеров усилий и моментов при прокатке направляющих турбинных лопаток (ассиметричных профилей клиновидного типа) на стане 550 Укрниимета (материал заготовок – сталь IX13 и Ст. 3) [13]. Средние отклонения не превышали 15%.

Для оценки приемлемости предложенной методики были использованы также данные работы [14] по прокатке фасонной заготовки в гладких валках и в выпуклых или вогнутых калибрах. В этом случае величины обжатия изменялись в направлении к боковой поверхности. Максимальные отклонения наших расчетов от фактических по вытяжкам не превышали 4%.

Определенные по нашим формулам параметры прокатки угловых профилей были сопоставлены с опытными данными работы [15] по прокатке на уголках алюминиевых заготовок в холодном состоянии на стане 340. Размеры полки заготовки 60x8 мм, угол наклона полок составлял 0; 22; 30; 37; 45 и 52°, обжатия полок за проход варьировали от 10 до 50%. В результате среднеквадратичные отклонения расчетных параметров Δb , S , λ , p , P , M – от фактических составляли 10 – 15%. Аналогичное расхождение было отмечено и для случая прокатки угловых профилей с переменной толщиной полок [16].

Результаты расчетов параметров деформации более сложных профилей были сопоставлены с опытными данными Н.Ю. Вавилова при прокатке двутавров на стане 550 Укрниимета [17, 18]. При замерах и расчетах строго учитывалась деформация фланцев, как с уширением, так и с утяжкой, что обеспечивало адекватную оценку точности расчетов. Она оказалась абсолютной.

Оценку точности теоретических формул для расчета энергосиловых параметров проводили путем сравнения с данными работы [19] по прокатке двутавровых балок №24 и 27 на рельсобалочном стане НТМК с использованием универсальной чистой клетки (диаметр неприводных вертикальных валков – 700 мм, приводных горизонтальных – 900 мм). Среднее отклонение по моментам прокатки составляло 15%. Следует отметить, что отклонения частично были обусловлены не идентичностью условий прокатки и отсутствием отдельных уточненных исходных параметров. Так, расчеты выполнялись для условий прокатки двутавров в четырех приводных валках, а в универсальной клетки стана НТМК вертикальные валки были неприводными; изменение в широких интервалах скорости вращения валков (80 – 160 об/мин.) и температуры металла в чистой клетки (745 – 950 °С) также влияло на предел текучести металла и энергосиловые параметры прокатки. При идентификации реальных условий с заложенными в расчет новые формулы обеспечивают его точность, достаточную для проектирования калибровок при освоении новых профилей.

В целом применение новой методики расчета позволило более быстро и эффективно разрабатывать калибровки, технологию прокатки и осваивать экономичные нестандартные профили практически любой сложности в Укрниимете и на металлургических заводах – Череповецком сталепрокатном, Гурьевском, Ревякинском, им. Коминтерна и др. [20].

Раньше проектирование даже простых калибровок считалось трудоемким и высокоинтеллектуальным процессом. С развитием теории и практики прокатного производства, по мере расширения сортамента сложных профилей проката, близких по размерам к готовым изделиям, назрела необходимость быстро изменять программы освоения профилей с заранее заданными качественными характеристиками.

Высокая точность и скорость расчетов по новым формулам всех основных параметров прокатки профилей при минимальном числе исходных параметров позволяют успешно автоматизировать процессы калибровки и управления прокатным производством.

Разработанные методы расчета в большом разнообразии могут быть использованы на персональных компьютерах для подготовки специальных программ при решении проблем оптимизации технологии прокатки, экономии энерго- и металлоресурсов, экологических и др.

Таким образом, использование ПЭВМ калибровщиками прокатных станов станет массовым приемом для расчетов, анализа и управления процессами регулируемой обработки металлов давлением и быстрого выбора их оптимальных режимов.

Список литературы

1. Сапрыгин Х.М. Универсальный метод расчета параметров прокатки профилей.// Производство сортовых и гнутых профилей проката: Отрасл. сб. науч. тр. Харьков, Укрниимет: 1996 – с. 5-30.
2. Тарновский И.Я., Скороходов А.Н., Илюкович Б.М. элементы теории прокатки сложных профилей. – М.: Металлургия. 1972 – 351с.

3. Сапрыгин Х.М. Условия прорабатываемости слитков при прокатке.// Тр. Всесоюз. совещ. прокатчиков. – М.: ЦНИИЧМ. 1962. – с. 54, 55, 220.
4. Сапрыгин Х.М., Александров П.А. Исследование условий прорабатываемости металла на блюминге.// Тр. Укрниимета: Вып. 8. – Харьков: 1962. с. 133 – 146.
5. Сапрыгин Х.М. Теоретические формулы для расчета уширения, вытяжки, опережения при прокатке сортовых профилей.// Матер. Всесоюзн. конфер. «Теория прокатки». – М., Металлургия. 1975. – с. 419 – 424.
6. Экономия металла при производстве сортового проката / И.В. Гунин, А.А. Слинко, Х.М. Сапрыгин, Е.Н. Губарь.// Киев, Техника, 1969. – 150 с.
7. Производство сортового проката в широком сортаменте. Н.Ф. Грицук, Х.М. Сапрыгин, И.В. Гунин и др.// М., Металлургия, 1973 – 272 с.
8. Резервы производства сложных профилей проката./ Х.М. Сапрыгин, Д.К. Нестеров, Б.В. Иванов и др.// М., Металлургия, 1984 – 144с.
9. Нестеров Д.К., Сапрыгин Х.М., Клепанда В.В.// Малые металлургические заводы. – Харьков: Тов. Стас, 1999. – 205 с.
10. Сапрыгин Х.М., Орлов Е.Л. К особенностям прокатки сложных профилей.// Тр. 5-й международной научн. техн. конф. Днепропетровск – Металлургическая и горная промышленность. Киев, 2000. №8 – 9. с. 184–188.
11. Чекмарев А.П., Машкин Л.Ф. Уширение при прокатке на гладкой бочке.// Металлургическая и горнорудная промышленность. Киев, 1968, 1. с. 25-28.
12. Материалы по теории прокатки под редакцией Иг.М. Павлова. Ч. 6. М.: Металлургия. 1960 – с. 12.
13. Сапрыгин Х.М., Слинко А.А. Исследование давления металла на валки и крутящих моментов при прокатке клиновидных профилей.// Изв. ВУЗов, Ч.М. 1976. - №2. с. 98 – 101.
14. Сапрыгин Х.М., Слинко А.А., Пудинов В.В. Об особенностях деформации сортовых профилей в выпуклых и вогнутых калибрах.// Изв. ВУЗов, Ч.М. 1974. - №6. с. 84 – 87.
15. Бояршинов М.И., Фурман Я.Б., Гридневский В.И. Экспериментальное исследование прокатки в угольковых калибрах.// Теория и технология прокатки. Тр. Челябинского политехнического ин-та. Вып. 102. Челябинск. 1972. с. 98 – 114.
16. Сапрыгин Х.М. Исследование закономерностей процесса прокатки сложных угловых профилей.// Изв. ВУЗов, Ч.М. 1976. 8 – с. 71 – 75.
17. Вавилов Н.Ю. Исследование закономерностей процесса прокатки широкополочных балок в универсальной клети.// Автореф. канд. дис. Днепропетровск. 1968.
18. Долженков Ф.Е., Вавилов Н.Ю., Гунин И.В. Режимы обжатия и уширения фланцев при прокатке балочных профилей в универсальной клети.// Металлургическая и горнорудная промышленность. Киев. 1968, №4 – с. 23 – 26.
19. Макеев С.В., Скрябин И.П., Коршиков В.Д. Прокатка балок с применением универсальной клети.// Сталь. 1962 - №12 – с. 1088 – 1092.
20. Крупник И.А., Сапрыгин Х.М., Левченко В.Н. Прокатка сложных профилей. Харьков, 2003, 242с.

Анотація

Про оцінку точності розрахунків параметрів прокатки профілів

Розглянуті відносно прості і високоточні методи розрахунку процесів прокатки складних економічних профілів з використанням персональних комп'ютерів, що дозволяють упроваджувати їхню регульовану прокатку, знижувати витрати виробництва в чорній металургії, підвищувати якість прокатної продукції.

Abstract

About an estimation of accuracy of calculations of parameters proskating rinks of structures

Rather simple and precision methods of calculation of processes proskating rinks of complex economic structures with use of the personal computers are considered, allowing to introduce their adjustable to a proskating rink, to reduce expenses of manufacture in ferrous metallurgy, to raise quality of rolling production.

К ВОЗМОЖНОСТЯМ УЛУЧШЕНИЯ ЭКОЛОГИИ ПРИ РЕГУЛИРУЕМОЙ ПРОКАТКЕ

Сапрыгин Х.М., канд. техн. наук
(Укрнишмет)

Рассмотрены возможности практически беззатратного улучшения экологии в черной металлургии путем совершенствования сортопрокатного производства, внедрения регулируемых прокаток, расширения сортамента сложных экономичных профилей, повышения их качества.

Экологическая обстановка в стране начала ухудшаться. Одной из причин этого является приоритетная работа металлургических заводов на заготовку, с сужением сортамента сортового проката на заводах, расширяющая сортимент профилей, еще сдерживается ограничениями прокатной техники и традиционными высокозатратными технологиями металлургии.

В статье изложены особенности разработок по улучшению проработки литого материала в условиях действующих станков, показаны перспективы автоматизации управления регулируемых прокаток, что в результате внедрения специальных клетей на действующих сортовых станах позволит существенно расширить сортимент профилей от мелкосортных до сложных крупносортных на одном мини - заводе, обеспечить повышение их качества, экономию металла, снижение энергозатрат и улучшение экологии в металлургии за счет устранения загрязняющих производство кокса, чугуна и мартеновской стали.

Действительно, чёрная металлургия традиционно является экологически грязным производством с её доменными и мартеновскими печами, коксовыми батареями и нагревательными колодцами, с тучами пыли и дыма, "реками" грязной воды и горами шлаковых отвалов. Уместно добавить к этому, что экологическая обстановка в последние годы стала еще более ухудшаться, в следствие перехода заводов с полным металлургическим циклом на преимущественный выпуск (до 70%) экспортных заготовок. В итоге зарубежные страны – импортёры работают на экологически чистых предельных заводах, а в странах – экспортёрах металла остаются шлак, пыль и грязная вода. В тоже время, известно, что экологическая проблема в металлургии частично решается за счет строительства мини – заводов. В мире их насчитывается более 500, однако в России имеется только один такой завод, а на Украине нет вообще. К тому же мини – заводы характеризуются производством узкого сортамента, преимущественно мелкосортных профилей, что заставляет продолжать использование и обычных заводов стрипперированием слитков из изложниц с их традиционно грязной экологией. А на мини заводах с их мелкосортной литой заготовкой технически не могут быть получены крупносортные и фасонные профили из-за трудностей "прокатки" литого металла в валках малых диаметров и ограниченный углов захвата α на них (до 30°). Но проблема может быть решена путём организации производства крупносортных профилей с использованием регулируе-

мой прокатки на действующих небольших металлургических заводах.

Дело в том, что металлурги-практики обычно считали, что для проработки слитков и литых заготовок требуется 8-18-кратная вытяжка (λ) раскатов, когда диаметры валков (D) в три раза превышают толщину исходных заготовок (H), т. е. D составляет 1500 – 1200 мм на блюмингаг, 1000 D мм – на крупносортных станах, 600 мм – на среднесортных и 300 мм – на мелкосортных. При этом прокатка до готового профиля выполняется за 10 – 15 проходов.

Но в Укрниимете на основании исследования напряженно – деформационного состояния металла в очаге деформации и учета условий уплотнения литого металла, была установлена возможность проработки его даже при минимальных вытяжках раскатов ($\lambda=1,5-4$) путём увеличения диаметра валков и улучшения условий захвата металла валками [1-5], или изменения контура сечения валков при прокатке в валках волнообразного сечения [6-9], а также посредством деформации металла по схеме "прессование – прокатка" [10-16]. Так при соотношении $D/H= 5$ деформацию с полной проработкой металла выполняли в компактных черновых клетях с гладкими валками всего за 2-3 прохода. В этом случае стабилизируются и условия захвата металла (при $\alpha=20-25^\circ$).

Именно такая интенсификация обжатия и позволяет рационально использовать тепло слитков и исходных заготовок, делает деформацию управляемой, а металлургическое производство – экологически чистым.

Кстати, возможность увеличения диаметра валков с целью интенсификации прокатки была подтверждена делегатом Укрниимета Добровольским В. Б. При поездке в США. На металлургическом мини – заводе в г. Хикмен литую заготовку толщиной 50 мм прокатывали в валках диаметром 800 мм до толщины 2-2,5 мм за 4-6 проходов с обжатиями 40-70% в каждом проходе при $D/H= 16$ [17].

Однако при технических затруднениях или конструктивной невозможности увеличить диаметр валков в условиях наших заводов рекомендуется вести прокатку в некруглых (волнообразных) валках меньшего чем в обычных клетях диаметра, при этом угол захвата достигает 60° , а обжатие за проход 80%. Таким образом, при том же соотношении $D/H= 3$ что и на обычных станах, прокатка в волнообразных валках, т. е. на миниатюрном стане, обеспечивает деформацию до 80-90% за 3-4 прохода. По технологии "прессование - прокатка" черновая операция – прессование выполняется, естественно, за один проход. Оставшуюся часть деформации (10-20%), т. е. чистовую прокатку можно выполнять при повышенных скоростях ($>30\text{с}^{-1}$) в условиях деформационного разогрева за 2-3 прохода.

В зависимости от назначения и видов проката на отдельных станах широкого ассортимента можно производить из литых заготовок, например, дефицитные для Украины острьяковые и желобчатые трамвайные рельсы, на других – передельных станах – сложные фасонные профили формовкой из труб [18-20].

Прокатка на таких мини-станах может выполняться за 3-8 операций, т. е. более интенсивно, чем традиционных станах. В результате становится возможным уплотнять без разрывов и прорабатывать металл крупных заготовок в валках меньшего диаметра, что позволяет на одном стане производить профили от крупно- до мелкосортных любыми партиями от крупно- до малотоннажных.

В целом экологически чистое металлургическое производство должно включать прямое восстановление железа, дуговые сталеплавильные печи с мощными трансформаторами, непрерывную разливку стали с сохранением исходного тепла заготовок для регулируемой их деформации, низкотемпературную (тёплую) прокатку с деформационным разогревом металла и контролируемое охлаждение готового проката.

Применение регулируемой прокатки при производстве профилей (крупнопрофильных, среднесортовых и мелкосортовых) на одном компактном универсальном стане, используемом на одном также мини-заводе собственно и позволяет исключить экологически грязные металлургические производства и обеспечить выпуск сложных фасонных профилей в широком сортаменте, попутно повысить их качество, снизить энергозатраты производства, и кардинально улучшить экологию в черной металлургии.

Разработанные в Укрниимете с использованием вариационных принципов теоретические методы расчёта деформационно-скоростных и энергосиловых параметров сортовой прокатки позволяют оперативно выполнять на стане калибровки любых профилей от простых до сложных, с целью расширения сортамента проката и метизов [21-27].

Важной особенностью новых технологий и станов широкого сортамента может быть использование следующих разработанных в Укрниимете алгоритмов и программ [28,29]:

- расчет температурно-скоростных, энергосиловых и других технологических параметров (вытяжек, длин раскатов, углов захвата, машинного времени прокатки, пауз, частоты вращения валков, скоростей прокатки и деформации, температуры металла проходам, уширения и опережения, усилий, моментов, мощности прокатки и т.д.);
- оптимизация и корректировка наиболее важных технологических и технико-экономических параметров;
- расчет геометрических контуров калибров профилей с выводом чертежей калибров на экран монитора и последующим проектированием калибровок для типовых по сложности профилей - простых, усложнённых и сложных.

Все это позволяет в принципе на стане любой конструкции усовершенствовать технологию, более эффективно внедрять регулируемую прокатку, повышающую механические характеристики металла, производить профили любой сложности, расширить из сортамент, повышать качество и точность размеров, обеспечивать экономию металла, снижение энергозатрат, а также развитие производства при стабилизации сбыта продукции и конечно улучшение экологической обстановки в черной металлургии.

Список литературы

1. Сапрыгин Х.М. Условия прорабатываемости слитков при прокатке./Тр. Всесоюз. совещ. прокатчиков. М.:ЦНИИЧМ, 1962. С. 54-55, 220.
2. Сапрыгин Х.М., Александров П.А. Исследование условий прорабатываемости металла при прокатке на блюминге. Сб. трудов. Вып. VII, Харьков. Укрниимет, 1962. С. 133-146.

3. Сапрыгин Х.М. О методике расчета напряжений в металле и оптимальных условиях прокатки высоких полос. Сб. трудов. Вып. XII. Харьков. Укрниимет. 1966. С. 190-196.
4. Сапрыгин Х.М. Определение напряжений при обработке давлением высоких полос. Сб. трудов. Вып. XIII. Харьков. Укрниимет. 1968. С. 145-155.
5. Исследование влияния режимов обжатия слитков на качество готового проката / Х.М. Сапрыгин, В.Ф. Карпенко, Н.Ф. Левченко и др./ Сб. науч. трудов. Харьков. Укрниимет. 1981. С. 72-79.
6. Блок валков для прокатки полосовой стали. Авт. свид. СССР, №1736051, В21В, 27/02 Сапрыгин Х.М., Афанасьев С.И., Курандо И.Г. и др.
7. Способ горячей прокатки полос. Авт. свид. СССР, №1736051, В21В, 27/02 Сапрыгин Х.М., Афанасьев С.И., Курандо И.Г. и др.
8. Способ прокатки полос. Авт. свид. №1785129 патент Украины №5597 В21В1/22 Афанасьев С.И., Сапрыгин Х.М., Курандо И.Г. и др.
9. Черновой блок прокатных клетей. Авт. свид. СССР, №1830766, патент Украины №5601 кл. В21В 1/22 Сапрыгин Х.М., Афанасьев С.И., Курандо И.Г.
10. Способ изготовления замкнутых полузамкнутых профилей коробчатого типа и агрегата для его осуществления. Авт. свид. №790441, В21В 1/08. Сапрыгин Х.М., Грицук Н.Ф., Киреев И.Н. и др.
11. Способ производства сортовых профилей. Авт. свид. №1603599, В21С23/08. Сапрыгин Х.М., Нестеров Д.К., Борзунов В.П. и др.
12. Способ изготовления стальных фасонных профилей. Авт. свид. №1146876, В21С, 23,32. Сапрыгин Х.М., Макухин А.С., Грицук Н.Ф. и др.
13. Способ изготовления стальных фасонных профилей. Авт. свид. №1249943, С21D, 8/00. Сапрыгин Х.М., Мирошниченко А.В., Нестеров Д.К. и др.
14. Способ производства сложных фасонных профилей. Авт. свид. №141333, С21D 8/00. Сапрыгин Х.М., Нестеров Д.К., Грицук Н.Ф. и др.
15. Способ производства. Авт. свид. №1448471, В21С 23/00. Сапрыгин Х.М., Нестеров Д.К., Грицук Н.Ф. и др.
16. Способ прокатки несимметричных фланцевых профилей. Авт. свид. №1515483, В21В 1/08. Сапрыгин Х.М., Григорьев В.И., Грицук Н.Ф. и др.
17. Нестеров Д. К. , Сапрыгин Х.М., Клепанда В.В. Малые металлургические заводы. Харьков, 1999. – 207 с.
18. Способ изготовления сварных прямошовных труб. Патент России №2040988, В21С 37/06. Сапрыгин Х.М., Клепанда В.В., Михайлов С.М. и др.
19. Способ изготовления сварных прямошовных труб из серповидной заготовки. Патент Украины №10021, В21С 37/06, Гончар В.П., Сапрыгин Х.М., Ксаверчук Л.П. и др.
20. Способ изготовления сварных профилей труб. Патент Украины №28331, В21С 37/06, Гончар В.П., Сапрыгин Х.М., Крупник И.А. и др.
21. Сапрыгин Х.М. Теоретические формулы для расчета уширения, вытяжки и опережения при прокатке сортовых профилей // Материалы Всесоюз. науч. техн. конференции. М.: Металлургия, 1975. С. 419-424.

22. Грицук Н.Ф., Сапрыгин Х.М., Гунин И.В. и др. Производство сортового проката в широком сортаменте. М.: Металлургия, 1973. - 271 с.
23. Сапрыгин Х.М., Нестеров Д.К., Иванов Б.В. и др. Резервы производства сложных профилей проката. М.: Металлургия, 1984. -145 с.
24. Сапрыгин Х.М. Универсальный метод расчета прокатки профилей. Отраслевой сбор. науч. труд. Харьков. УкрНИИмет, 1996.
25. Сапрыгин Х.М., Орлов Е.Л. К особенностям прокатки сложных профилей //Труды пятой международной научно-технической конференции "Теоретические проблемы прокатного производства" (Днепропетровск, 16-18 мая 2000 г.) Металлургическая и горнорудная промышленность. - 2000.- №8-9. С 184-188.
26. Крупник И.А., Сапрыгин Х.М., Левченко В.Н. Прокатка сложных профилей. Харьков. 2003, 242 с.
27. Сапрыгин Х.М., Филонов Ю.В., Левченко В.Н. Метизное производство. Справочник. Харьков. 2003. 206 с.
28. Медведев В.С., Стрюков С.Б. Комплексное автоматизированное проектирование калибровок валков для прокатки сортовых профилей на базе типовых программных модулей// Труды пятой международной научно-технической конференции "Теоретические проблемы прокатного производства" (Днепропетровск, 16-18 мая 2000 г.) Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2000. - №8-9. С 198-201
29. Сапрыгин Х. М. Разработка и внедрение технологии контролируемой прокатки. Вестник Харьковского Государственного Технического Университета сельского хозяйства. Выпуск 24, Харьков, 2004, С. 58-62.

Анотація

До можливостей поліпшення екології при регульованій прокатці

Розглянуто можливості практично безвитратного поліпшення екології в чорній металургії шляхом удосконалювання сортопрокатного виробництва, упровадження регульованих прокаток, розширення сортаменту складних економічних профілів, підвищення їхньої якості.

Abstract

To opportunities of improvement of ecology at adjustable a proskating rink

Opportunities of improvement of ecology of ferrous metallurgy practically without expenses are considered by perfection of rolling manufacture, introduction adjustable a proskating rink, expansions of an assortment of complex economic structures, increases of their quality.

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЁТА ЦЕПНОГО КОНТУРА МНОГОПРИВОДНЫХ СКРЕБКОВЫХ КОНВЕЙЕРОВ И ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ

Овчаров Б.З., канд. техн. наук

(Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства)

Разработана методика определения оптимального начального натяжения цепного контура, даны конструктивные решения устройства для создания и контроля требуемого натяжения.

Исходя из минимизации энергозатрат предложены аналитические подходы к выбору на этапе проектирования рационального калибра цепи, суммарной мощности приводов, их количества и рационального размещения на конвейере с учетом горно-геологических условий эксплуатации.

Современные скребковые конвейеры, выпускаемые Харьковским заводом «Свет шахтёра» для работы в угольных и сланцевых шахтах, - это многоприводные установки, у которых количество приводных блоков (асинхронный электродвигатель, гидромуфта и редуктор), работающих на один тяговый цепной контур, может изменяться от 1 или 2 до 3 и 4. Суммарная мощность двигателей на конвейере, тип и количество приводных блоков в каждом конкретном случае определяется тяговыми расчётами с учётом задаваемых параметров (производительности Q , т/ч, длины транспортирования L , м, угла наклона β^0) и горно-геологическими условиями.

Выравнивание нагрузки между приводами и синхронизация их скоростей обеспечивается установкой гидромуфты в каждом приводном блоке.

Современный скребковый передвижной изгибающийся конвейер СПЦ 230, работающий в составе горнодобывающих комплексов по доставке угля, сланца, калийных руд на пластах мощностью $h \geq 1,3$ м, имеет суммарную мощность электродвигателей свыше 500 кВт ($4 \times 132 = 528$ кВт или $2 \times 250 = 500$ кВт тип цепи 030x108мм), производительность $Q = 720$ т/ч и длину транспортирования до 300 м (при $\beta = 0^0$).

Конструктивной особенностью всех (их более 10) типов выпускаемых многоприводных скребковых конвейеров является отсутствие специального хвостового натяжного устройства цепи, как это принято в классических схемах одноприводного цепного конвейера. Такое решение обусловлено тем, что в многоприводных конвейерах на концевых головках устанавливаются приводные блоки (до четырёх), а натяжение цепи осуществляется при реверсе привода. Для этого верхнюю ветвь цепи конвейера в т.Д (рис.1) стопорят специальной колодкой 1, которую подкладывают под угол 2 рамы привода. После этого электродвигатели приводной головки реверсируют и выдают на верхний открытый участок AD (рис.1) всю имеющуюся слабину в цепном контуре (свисающую "бороду"), а затем выбирают упругое удлинение всей цепи на застопо-

ренном участке BB_1A_1D , создавая тем самым начальное натяжение в контуре.

При выключении среверсированного двигателя храповое устройство 3 (рис.1), установленное на выходном валу редуктора, стопорит ведущую звёздочку и выбранное удлинение

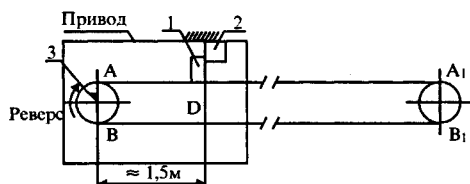


Рис.1.

цепи, сложенное на участке AD , затем удаляется путём рассоединения цепи (перекусывают звенья). Монтажная длина цепи на участке AD для удобства соединения концов должна быть на два звена (шага) больше длины AD . После натяжения и соединения цепей

храповое устройство отключается, стопорная колодка снимается и конвейер готов к работе.

При выключении среверсированного двигателя храповое устройство 3 (рис.1), установленное на выходном валу редуктора, стопорит ведущую звёздочку и выбранное удлинение цепи, сложенное на участке AD , затем удаляется путём рассоединения цепи перекусывают звенья). Монтажная длина цепи на участке AD для удобства соединения концов должна быть на два звена (шага) больше длины AD . После натяжения и соединения цепей храповое устройство отключается, стопорная колодка снимается и конвейер готов к работе.

При выключении среверсированного двигателя храповое устройство 3 (рис.1), установленное на выходном валу редуктора, стопорит ведущую звёздочку и выбранное удлинение цепи, сложенное на участке AD , затем удаляется путём рассоединения цепи (перекусывают звенья). Монтажная длина цепи на участке AD для удобства соединения концов должна быть на два звена (шага) больше длины AD . После натяжения и соединения цепей храповое устройство отключается, стопорная колодка снимается и конвейер готов к работе.

Здесь следует отметить, что недостаточное начальное натяжение цепного контура при работе загруженного конвейера приводит к образованию значительной "бороды" в месте сбегания с ведущей звёздочки и образованию «жучков» на цепи, что грозит срывом цепи с зубьев звёздочки или к «перекусыванию» цепи. Чрезмерная перетяжка цепи имеет свои серьёзные недостатки, о чём будет сказано ниже.

До сих пор в СКБ завода отсутствует методика определения оптимального начального натяжения цепного контура скребкового конвейера (в зависимости от его номинального режима нагружения Q , т/ч, длины L , м, угла установки β и калибра цепи), при котором исключались бы "бороды" и в то же время не перетягивали цепь.

Бесконтрольность в определении начального натяжения цепного контура на практике приводит к тому, что часто среверсированными приводами натягивают цепи до максимального усилия, определяемого тяговой способностью гидромуфты, т.е. до её «прокидывания» (остановки турбинного колеса). При

таким режиме сдвиги приводы обеспечивают максимальные крутящие моменты на ведущей звёздочке $T_{max} = K \cdot T_{ном}$, где $K = 2,6 \div 2,8$ - кратность пускового момента гидромолоты по отношению к номинальному.

Увеличенное против номинального начальное натяжение цепного контура скребкового конвейера приводит к излишней потере энергии, прогрессирующему износу цепи и к её порывам, что влечёт за собой серьёзные простои забоя и значительные экономические потери.

Предложение отдельных разработчиков об использовании известных [1] упругих характеристик испытываемых образцов (отрезки из 5 звеньев) круглозвенных цепей для расчёта вытяжки цепного контура при номинальных нагрузках конвейера не подтверждается практикой. Так, например, для конвейера СПЦ 273 с цепью 026x92мм (3 двигателя по 110кВт; $Q = 720\text{т/ч}$; $L = 170\text{м}$; $V = 1\text{м/с}$; ($\beta = 0^0$) расчётная вытяжка цепного контура составляет 0,42м, тогда как на практике она в несколько раз больше.

Нами изучены материалы испытаний высокопрочных (класс «С») круглозвенных цепей для горного оборудования, выпускаемых заводом «Победа труда» и особое внимание уделено изучению формирования закономерностей предельной деформации (вытяжки) испытываемых образцов.

Для всех калибров цепи установлено, что в области нагрузок ($0,04 \div 0,8$) $S_{раз}$ (от 4% до 80% разрывного усилия $S_{раз}$), деформация образцов следует строго линейному закону и при $0,8 S_{раз}$ она составляет $\Delta l = 1,6\%$ от начальной длины l образца (5 звеньев).

В области нагрузок от 0 до 4% $S_{раз}$ деформация (вытяжка и упругое удлинение) не носит устойчивой закономерности, даёт разбросы, а удельная величина деформации в этой области в 4 ÷ 5 раз превышает вышеуказанную.

Область нагрузок от 0 до 4% $S_{раз}$ для цепей разных калибров, применяемых в скребковых конвейерах, составляет:

Цепь Ø18мм 0÷1650кг;	цепь Ø30мм 0÷4500кг;
Ø24мм 0÷2880кг;	Ø32мм 0÷5100кг;
Ø26мм 0÷3400кг;	Ø34мм 0÷5800кг.

Выполненные тяговые расчёты скребковых конвейеров показывают, что в этой зоне нагрузок (т.е. в зоне с неопределёнными упругими характеристиками цепи) могут находиться 170 ÷ 180 м холостой (нижней) ветви конвейера (с 2х двигательным приводом), а максимальное усилие в цепном контуре скребковых конвейеров всех типов не превышает ($0,25 \div 0,3$) $S_{раз}$.

Таким образом, из анализа результатов расчёта деформаций цепного контура конвейеров всех типов следует, что достоверно рассчитать по упругим характеристикам цепи, величину начальной деформации, выбрав которую (рис.1) можно гарантировать оптимальное начальное натяжение в контуре при номинальном режиме нагружения многоприводного скребкового конвейера, невозможно.

Предлагается расчёт начального натяжения в контуре производить не по величине деформации цепи, а исходя из линейной эпюры усилий в цепном кон-

туре, которые возникают при номинальном режиме нагружения многоприводного конвейера. При этом мы исходим из следующих условий:

1. Суммарная нагрузка на конвейере распределяется прямо пропорционально установленным мощностям двигателей приводных блоков. (Это обеспечивается гидромуфтами).
2. Минимальное усилие в цепном контуре при работе конвейера не должно быть меньше $S_{min} = 30 \div 50$ кг (так принимают в цепных конвейерах).
3. Поскольку расстояние между центрами концевых звездочек в многоприводных конвейерах остается неизменным как при работе конвейера, так и при натяжении цепи и равным расчетной длине конвейера L (из-за малости длины участка AD (рис. 1) - менее 0,5% по отношению к $2L$, его в расчет не принимаем), то при разгрузке конвейера происходит перераспределение усилий в контуре между верхней и нижней ветвью, но суммарная упругая деформация в контуре остается неизменной. Исходя из этого, можно утверждать, что сумма сил S в точках 1, 2, 3, 4 (рис. 2,а) загруженного конвейера и при натяжении цепи расчетным усилием разгруженного S_x (рис. 2,б) будут равны

$$\sum_{i=1}^4 S_i = \sum_{i=1}^4 S_{Hi}.$$

Выразив усилия S_i в т. 1-4 через удельные сопротивления перемещению груза и цепи, из (1) можно будет определить необходимое начальное натяжение цепи S_x .

Реализацию этого расчетного начального натяжения на практике можно обеспечить при реверсе привода замерами усилия S_x в цепи в т. D (рис.1).

Для этого вместо стопорной колодки 1 (рис.1) на цепи закрепляется специальная измерительная (динамометрическая) балка, которая стопориться на раме конвейера (заявка на получение патента).

Натяжение цепи на обеих ветвях осуществляется среверсированными приводами П1 и П2 (рис. 2,а) одной концевой головки до момента, когда показания динамометрической балки не достигнут расчётного значения усилий S_x . После этого двигатели выключают, храповое устройство удерживает цепной контур в натянутом состоянии, а вся выбранная слабина цепи, накопленная на участке AD при реверсе, удаляется при рассоединении цепи.

Натяжение цепи при реверсе следует обязательно производить при полностью разгруженной верхней ветви ($Q = 0$).

Методику определения значения измеряемого усилия S_x рассмотрим на конкретном примере конвейера СПЦ 273, у которого на разгрузочной головке установлено два двигателя по 110кВт, а на хвостовой - один 110кВт (данные для расчёта - см. выше).

Определим усилия S в точках 1, 2, 3, 4 цепного контура при рабочем режиме, т.е. при номинальной нагрузке $Q = 720$ т/ч - рис.2,а и при реверсе двигателей ($Q = 0$) и застопоренной цепи (рис.2,б).

Погонное сопротивление перемещению на верхней (грузовой) ветви от

груза и цепи в общем виде будет

$$w_{zp} = q_{zp}(w_{zp} \cos \beta \pm \sin \beta) + q_{\text{ц}}(w_{\text{ц}} \cos \beta \pm \sin \beta), \text{ кг/м} \quad (2)$$

на нижней ветви

$$w_{\text{ц}} = q_{\text{ц}}(w_{\text{ц}} \cos \beta \mp \sin \beta), \text{ кг/м} \quad (3)$$

где q_{zp} - погонный вес груза, $q_{zp} = Q/(3,6V) = 200 \text{ кг/м}$; $q_{\text{ц}}$ - погонный вес цепи, $q_{\text{ц}} = 51,69 \text{ кг/м}$; $w_{zp}, w_{\text{ц}}$ коэффициент сопротивления движению по решеткам соответственно угла $w_{zp} = 0,6$; цепи $w_{\text{ц}} = 0,4$; β - угол наклона конвейера; + принимать при движении ветви вверх, - - при движении ветви вниз.

В рассматриваемом примере $\beta = 0$, тогда $W_{zp} \cdot 200 \cdot 0,6 + 51,69 \cdot 0,4 = 140 \cdot 0,4 \text{ кг/м}$; $W_{\text{ц}} = 20,67 \text{ кг/м}$.

Суммарное сопротивление перемещению: на верхней ветви $W_{zp} \cdot L = 140,67 \cdot 170 = 23914 \text{ кг}$; на нижней ветви $W_{\text{ц}} \cdot L = 20,67 \cdot 170 = 3514 \text{ кг}$.

Поскольку на конвейере установлено три приводных блока, то благодаря гидромуфтам, нагрузка между ними распределяется равномерно, и на каждый из них будет $(23914 + 3514)/3 = 9142 \text{ кг}$.

Минимальное усилие в цепном контуре будет в т.3 $S_3 = S_{\text{min}}$. Нами принято $S_{\text{min}} = 50 \text{ кг}$.

Максимальное усилие в т.4 $S_4 = W_{zp} \cdot L + S_{\text{min}} = 23964,54$. В т.2 усилие $S_2 = F_{t3} + S_{\text{min}} = 9142 + 50 = 9192 \text{ кг}$. F_{t3} - сила тяги привода ПЗ (рис.2, а). С нижней ветви на верхнюю будет передаваться $F_{t3} - W_{\text{ц}} = 9142 - 3514 = 5628 \text{ кг}$. В т.1 усилие $S_1 = S_{\text{min}} + 5628 = 5678 \text{ кг}$.

Поскольку при реверсе натяжение цепи на обеих ветвях осуществляется приводными блоками П1 и П2 разгрузочной головки (рис.2а), то чтобы исключить значительное влияние инерционных масс приводного блока ПЗ на распределение усилий в цепи между нижней и верхней ветвями (т.е. S_{H2} и S_{H3}) и тем самым обеспечить как можно большую достоверность в определении начального натяжения S_x , следует до реверсирования П1 и П2 из гидромуфты хвостового блока ПЗ слить полностью эмульсию. В этом случае потери усилия в цепи на концевой головке будут стабильные ($\approx 25\%$), т.е. $S_{H2} = 1,25 S_{H3}$ (значение $K_{\text{н}} = 1,25$ получаем если принять к.п.д. редуктора в мультипликаторном режиме $\eta = 0,8$. Тогда $1/0,8 = 1,25$. Если на концевой головке отсутствует приводной блок, то коэффициент $K_{\text{н}} = 1,05$).

Учитывая вышеизложенное и принимая во внимание (1) и обозначения, принятые на эпюрах усилий в т. 1-4 (рис. 2), после некоторых упрощений получаем:

$$\sum_{i=1}^4 S_{Hi} = 4,5 S_x + 4,5 W_{\text{ц}} L, \quad (4)$$

$$\sum_{i=1}^4 S_i = 4S_{min} + 2F_{t3} - W_y L - W_{zp} L. \quad (5)$$

В нашем примере $\sum S_i = 38884$ кг. Из (1) и (4) начальное натяжение S_x

$$S_x = \left(\sum_{i=1}^4 S_i - 4,5W_y L \right) / 4,5 = 5127 \text{ кг}. \quad (6)$$

При натяжении цепи максимальное усилие будет в т.1 $S_{H1} - 14315$ кг. Зная S_{H1} можно определить нагрузку на двигатели приводов П1 и П2 при их реверсе, т.е. при создании начального натяжения в цепном контуре.

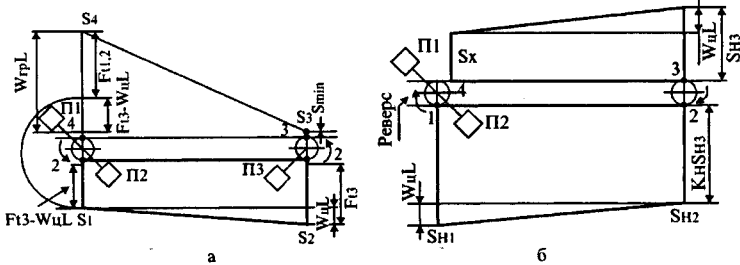


Рис.2. Эпюры усилий в цепном контуре конвейера с тремя приводными блоками: а - при номинальном нагружении конвейера; б - начальном натяжении цепи.

Как видно из представленных выше результатов расчёта, суммарная сила тяги приводов П1 и П2 при номинальном режиме нагружения ($Q = 720$ т/ч; $\beta = 0^\circ$; $L = 170$ м) составляет $F_{t1,2} = 2 \cdot 9142 = 18284$ кг (рис.2,а), а при реверсе 14315 кг, что составляет $0,783$ номинального момента двигателей $T_{ном}$.

Сейчас при бесконтрольном натяжении цепи реверсом двигателей начальное натяжение в контуре доводят до "опрокидывания" гидромумфты, что составляет $2,6 T_{ном}$.

Начальное натяжение цепного контура конвейера до расчётного значения S_x производится после монтажа конвейера в лаве. В процессе эксплуатации происходит обтяжка цепного контура и частичная выработка звеньев цепи в зоне контакта, что приводит к падению начального натяжения и образованию чрезмерного провисания цепи в местах сбегающих со звёздочек. Поэтому периодически следует повторять натяжения цепи с контрольными замерами начального усилия S_x .

Произведённые расчёты начального натяжения цепи S_x для различных режимов работы конвейера показывают, что при номинальном нагружении двигателей (3×110 кВт) и доставки вниз ($-\beta^\circ$) значение начального натяжения цепи S_x уменьшается и при $\beta = -15^\circ - S_x = 965$ кг. При транспортировании вверх (сдвоенные приводы - 2×110 кВт на разгрузочной головке вверх) значение S_x возрастает и при $\beta = +15^\circ - S_x = 8324$ кг. В этом случае нагрузка на

двояные двигатели при реверсе и натяжении цепи не превышает $0,857 T_{ном}$.

Выше была изложена методика определения расчётного начального натяжения S_x и определено значение его для конкретных данных конвейеров. В инструкции по монтажу и эксплуатации модернизируемых скребковых конвейеров значения S_x следует представлять графиками и номограммами, по которым легко выбрать необходимые значения S_x для различных углов наклона и режимов нагружения конвейера.

Анализ возможных разбросов значений S_x для всех выпускаемых типов скребковых конвейеров показывает, что можно ограничиться четырьмя типоразмерами динамометрических балок с пределами измерений до 10; 7; 5; 3 тонн.

Серьёзного внимания заслуживает анализ энергозатрат на транспортирование скребковыми конвейерами. Если характеризовать удельные энергозатраты отношением потерь на перемещение угля $q_{зр}$ (кг/м) к потерям на перемещение цепного органа q_u (кг/м) на верхней и нижней ветвях, т.е. $q_{зр} \cdot w_{зр} / 2q_u w_u$ то ПРИ принятых (см. выше) коэффициентах сопротивления $w_{зр} = 0,6$ и $w_u = 0,4$, это отношение при максимальной производительности конвейера и горизонтальной доставке ($\beta = 0^\circ$) колеблется для разных типов конвейеров в пределах от 3,8 до 2,5. Из этого видно, что доля потерь энергии на перемещение только цепного органа в скребковых конвейерах при номинальных их производительностях составляет от 20% до 28%, а при уменьшении производительности конвейера указанные потери возрастают ещё больше. Это имеет место в том случае, когда конвейер укомплектован тяжёлыми цепями с необоснованно завешенными запасами прочности тягового контура.

Анализ тяговых расчётов разных типов скребковых конвейеров с круглозвенными цепями, выполненный для конкретных условий (заданы L, Q, β) показывает, что расчётный запас прочности тягового контура АЗП колеблется в пределах от 2,9 до 12. Такой разброс $K_{ЗП}$ является следствием того, что мощность и количество приводных блоков на конвейере варьируется в зависимости от нагрузки, а калибр цепи, следовательно, погонный вес её q_u остаётся неизменным для данного типа конвейера. Из имеющихся 12 типоразмеров круглозвенных цепей (с $\varnothing 14$ мм до $\varnothing 34$ мм), выпускаемых заводом «Победа труда», в скребковых конвейерах завода «Свет шахтёра» применяются пока только четыре типоразмера ($\varnothing 18, 24, 26$ и 30 мм) - это несколько сдерживает возможности выбора оптимальных конструктивных решений.

Минимизировать энергопотери на перемещение тягового органа в скребковых конвейерах можно, если идти по пути оптимизации выбора калибра цепи по её разрывному усилию $S_{раз}$. Задача эта существенно упрощается, если погонный вес q_u двухцепного тягового органа выразить как некоторую функцию от $S_{раз}$.

На основании анализа реальных значений погонного веса цепного органа

$q_{ц}$ для ряда конвейеров нами получена формула (7), позволяющая с достаточной точностью (табл.1) определять ещё на этапе проектирования ожидаемый погонный вес $q_{ц}$ тягового органа со скребками и выполнять тяговые расчёты

$$q_{ц} = 4 + 0,0524S_{раз},$$

где $S_{раз}$ разрывное усилие одной цепи в кН.

Если ввести запас прочности цепи $K_{зн}$ и учесть коэффициент неравномерности распределения нагрузки между цепями $K_H = 1,3$ в двухцепном тяговом органе, которая имеет место при проходе цепью изогнутых участков конвейера в забое, то тогда условие прочности цепи можно выразить по (8), если на конвейере установлено 1 или 2 приводных блока на одной головке, а на другой приводы отсутствуют

$$2S_{раз} / 1,3K_{3П} \geq 0,01(W_{зр} + W_{ц})L. \quad (8)$$

Таблица 1

Калибр цепи d_{xt} , (мм)	Разрывное усилие одной цепи - $S_{раз}$, (кН)	$q_{ц}$ по формуле (7), (кг/м)	Тип конвейера и реальное значение $q_{ц}$, кг/м
22x86	610	37	-
24x86	720	41,73	СП301М- 40,77
26x92	850	48,54	СП261-48,54
28x100	980	55,4	-
30x108	1130	63,2	СП230 - 63,64
32x114	1285	71,4	-

По (9) тогда, когда на конвейере установлены приводные блоки на обеих головках. В этом случае максимальное усилие определяется сопротивлением перемещению только одной верхней ветви (рис.2,а)

$$2S_{раз} / 1,3K_{3П} \geq 0,01 \cdot W_{зр}. \quad (9)$$

В (8) и (9) $W_{зр}$ и $W_{ц}$ - погонные сопротивления в кг/м на грузовой и нижней ветвях конвейера - см. (2) и (3); 0,01 переводной коэффициент кг силы в кН.

Если в (2) и (3) подставить выражение (7), то для каждого калибра цепи можно определить предельные длины конвейеров при заданных (Q т/ч, β и принятых коэффициентах сопротивления $w_{зр}$, и $w_{ц}$ и запаса прочности цепи $K_{3П}$.

В табл. 2 представлены результаты расчётов предельных длин L по прочности цепи калибров от $\varnothing 24$ мм до $\varnothing 32$ мм для двух исполнений конвейера - с двумя и тремя приводными блоками при горизонтальной установке $\beta = 0^\circ$, ($Q = 720$ т/час, $V_{ц} = 1$ м/с. Так как коэффициенты сопротивлений $w_{зр}$ и $w_{ц}$ для тяговых органов разных исполнений (с центральным расположением цепей и в направляющих) ожидаются разные, то предельные длины L конвейеров определялись при значениях $w_{зр} = 0,6; 0,5; 0,4; w_{ц} = 0,4; 0,3$ по формулам (10) для конвейеров с приводными блоками на одной головке и по формуле (11) для конвейеров с 3 или 4 приводными блоками.

вейеров с 3 или 4 приводными блоками.

Таблица 2

Предельные длины конвейера (м) с цепями разных калибров при
 $Q=720\text{т/ч}$; $\beta=0^\circ$; $V=1\text{м/с}$

Коэффициенты сопротивления движению с		Запас прочности годового контура $K_{3П}$	Приводные блоки на одной головке					Приводные блоки на обеих головках				
груза $w_{зр}$	цепи $w_{ч}$		Калибры цепи d - мм									
			24	26	28	30	32	24	26	28	30	32
0,6	0,4	4	179	204	228	253	278	202	234	265	299	336
		5	143	164	182	202	222	162	187	212	239	266
0,6	0,3	4	190	218	245	273	303	209	243	276	312	349
		5	155	174	196	218	242	167	194	220	250	279
0,5	0,4	4	206	234	259	286	314	237	274	308	347	384
		5	165	187	207	229	251	189	219	246	277	307
0,5	0,3	4	220	252	281	313	345	246	285	323	365	407
		5	176	201	225	250	276	197	228	258	292	325
0,4	0,3	4	263	297	330	365	401	299	346	390	439	486
		5	210	238	264	295	321	239	276	312	351	390

Предельные длины конвейеров с цепями указанных выше калибров по прочности цепи определены при двух значениях запасов прочности $K_{3П}=4$ и 5.

$$L \leq \frac{2S_{раз}}{0,013K_{3П}(q_{зр}w_{зр} + 2,05q_{ч}w_{ч})}; \quad (10)$$

$$L \leq \frac{2S_{раз}}{0,013K_{3П}(q_{зр}w_{зр} + q_{ч}w_{ч})}. \quad (11)$$

Суммарная мощность $\sum P$ приводных блоков конвейера в том случае, когда они установлены на одной головке, определяется по (12)

$$\sum P = 2S_{раз} \cdot V / 1,3K_{3П}\eta_n, \quad (12)$$

где V - скорость цепи м/с, η_n - к.п.д. приводов.

Если приводные блоки установлены на обеих концевых головках, то суммарная мощность $\sum P$ будет определяться по (13)

$$\sum P = 2S_{раз} \cdot V / 1,3K_{3П}\eta_n + 0,01LW_{ч} \cdot V / \eta_n, \quad (13)$$

где второе слагаемое есть мощность в кВт, необходимая для перемещения нижней ветви конвейера.

Анализ результатов расчёта показывает, что разнесение приводных блоков по концевым головкам конвейера для цепи одного калибра и неизменном запасе прочности её позволяет увеличить предельные длины конвейера на

20 ÷ 24 %.

Из этого следует, что если в конвейере СПЦ 230 поставить на разгрузочной головке 2 приводных блока по 250кВт, а на хвостовой - один 110кВт и синхронизировав скорости на звёздочках, то предельная длина конвейера при ($Q = 720\text{т/ч}$, ($\beta = 0^\circ$ может быть увеличена до 350 - 360м при запасе прочности цепного контура не менее 4.

Таблица 3

Значения $\sum P$ (кВт) для предельных длин конвейера при $w_{zp} = 0,6$; $w_y = 0,4$;
 $\eta_n = 0,85$; $Q = 720\text{т/ч}$; $V = 1\text{м/с}$

Расположение приводных блоков в конвейере	Запас прочности цепи, $K_{зп}$	Калибр цепи				
		24	26	28	30	32
Приводные блоки на одной головке	4	325	384	443	511	580
	5	260	307	353	409	465
Приводные блоки (не менее трёх) на обоих концевых головках	4	365	437	512	600	692
	5	292	350	408	479	555

Для совершенствования конструкций скребковых конвейеров и уменьшения их энергопотерь необходимы дальнейшие исследования и разработки в направлении:

1. Экспериментального исследования в промышленных условиях удельных сопротивлений перемещению угля и w_{zp} и цепи w_y тяговыми органами с центральным расположением цепей и в направляющих на прямолинейных и изогнутых участках конвейера.
2. Создания и внедрения в практику эксплуатации надёжных и легкосъёмных средств контроля (динамометрических балок и измерительных элементов) начального натяжения цепного контура конвейера, что позволит избежать чрезмерного перетягивания цепи и тем самым способствовать повышению сроков службы цепи.
3. Расширения параметрического ряда, дальнейшая унификация и совершенствование конструкций приводных блоков, цепных тяговых органов, приводных звёздочек с целью создания по заданным исходным данным и условиям эксплуатации наиболее оптимальных конструкций скребковых конвейеров с точки зрения энергозатрат и металлоёмкости при одновременном повышении их нагрузочной способности и долговечности.
4. Обобщения статистических материалов по износу тяговых цепей и созданию методики вероятностной оценки сроков службы цепей. Обоснования выбора рационального значения запаса прочности тяговых цепей и достоверного определения коэффициента неравномерности распределения нагрузки между цепями.
5. Создания конструкций натяжных телескопических секций скребковых конвейеров и обоснования условий их рационального применения.
6. Теоретического и экспериментального исследования влияния разброса степени заполнения гидромурфт в многоприводных скребковых конвейерах на формирование динамических процессов в приводах и в цепном контуре.

Список литературы

1. Цепи круглозвенные высокопрочные для горного оборудования технические условия. ТУУ12.44.10.015-94.
2. Андреев А.В., Дьяков В.А., Шешко Е.Е. Транспортные машины и комплексы. М., Недра, 1985, 460с.

Анотація

Особенности расчета ланцюгового контуру багатопроводних скребковых конвейерів і обґрунтування раціональних конструктивних рішень

Розроблена методика визначення оптимального натягу ланцюгового контуру, запропоновано конструктивні рішення пристрою для створення і контролю необхідного натягу.

Виходячи з мінімізації енергозатрат запропоновано аналітичні підходи до вибору на етапі проектування раціонального калібру ланцюга, сумарної потужності приводів, їх кількість і раціональне розміщення на конвеєрі з урахуванням геологічних умов експлуатації.

Abstract

Peculiarities of chain circuit calculation of multi-driving drag conveyor and grounds for rational design solution

Method for determination of the optimal initial tension of the chain circuit was worked out. There were suggested constructive solutions for device to create and control required tension. On the assumption of minimization of power in puts, taking into account mining and geological conditions of operation the analytical approaches for rational selection of chain gänge, of total driving gear capacity, their numbers and rational placement on the conveyor were proposed.

ФИЗИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ КРИТЕРИЕВ РАСЧЕТА, АНАЛИЗ СТАНДАРТОВ И МЕТОДИКА УТОЧНЕННОГО РАСЧЕТА КЛИНОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Овчаров Б.З., канд. техн. наук

(Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства)

Раскрытие физических основ формирования силы тяги в КРП и разных напряжений в ремне при работе позволило, исходя из прочностной надежности ремня - кривой выносливости Велера, объяснить факт возрастания удельной мощности ремня с увеличением передаточного отношения i , что имеет место в действующем стандарте. С учетом этого дана методика уточненного расчета двухкивковых КРП, а также изложены методические подходы к расчету таких передач при введении ограничений на размеры передач и проектированию трехкивковых КРП.

Критериями работоспособности и расчета ременных передач является тяговая способность передачи и долговечность ремня. Недостаточная тяговая способность проявляется в буксовании ремня на меньшем (для понижающих передач - ведущем) шкиве из-за недостаточного фрикционного сцепления ремня с контактирующей поверхностью шкива.

Как известно [1, 2], сила тяги F_t ремня по Л. Эйлеру (с последующими уточнениями, путем учета упругих свойств ремня, сделанными впервые Н.Е. Жуковским) определяется так

$$F_t = F_{H\delta} - F_{c\delta} = F_{c\delta}(e^{f\alpha_{1СК}} - 1), \quad (1)$$

где $F_{H\delta} = F_1$ – усилие в набегающей ветви ремня на ведущий шкив; $F_{c\delta} = F_2$ – усилие в сбегающей ветви; e – основание натурального логарифма ($e=2,71828$); f – коэффициент сцепления (трения) ремня по контактирующей поверхности шкива; $\alpha_{1СК}$ – дуга (в радианах) упругого скольжения ремня на меньшем (ведущем) шкиве.

Теоретически и экспериментально [2] установлено, что при передаче тягового усилия упругому гибкому органу (ремню, ленте, канату) со стороны набегающей ветви на ведущем и ведомом шкивах образуются дуги покоя $\alpha_{1П}$ и $\alpha_{2П}$ (рис. 1), в пределах которых натяжение в ремне остается постоянным, а со стороны сбегающих ветвей ремня – дуги упругого скольжения $\alpha_{1СК}$ и $\alpha_{2СК}$, на которых передается сила тяги. Таким образом полная дуга обхвата на каждом шкиве (ведущем и ведомом) состоит из двух участков – дуги упругого скольжения и дуги покоя, т.е. $\alpha_1 = \alpha_{1СК} + \alpha_{1П}$; $\alpha_2 = \alpha_{2СК} + \alpha_{2П}$. От соотношения дуг упругого скольжения и покоя зависит запас сил трения на шкиве, характеризующий надежность против пробуксовки ремня. При буксовании ремень отстает от поверхности шкива (скользит) по всему контактному контуру. В этом случае $\alpha_{1СК} = \alpha_1$, где α_1 – полный угол обхвата меньшего шкива. При сплошном буксо-

вании ремень и ведомый шкив совсем останавливаются. Это аварийный режим работы. При частых буксованиях ремни перегреваются и прогрессивно изнашиваются.

Возникновение в ременных передачах при нагрузке дуг скольжения и покоя подтверждено многократно с помощью киносинхроскопа [4 стр. 34-35].

На дуге упругого скольжения реализуется сила трения равная тяговому усилию ремня $F_T = F_1 - F_2$. Относительное удлинение ремня ξ_F , как всякого упругого тела, по закону Гука зависит от модуля упругости E , силы F и площади A сечения ремня $\xi_F = F_t / EA$. Так как на шкивах РП усилия в ветвях разные F_1 и F_2 , то коэффициенты относительного скольжения $\xi = \xi_{F_1} - \xi_{F_2} = (F_1 - F_2) / EA$.

Для прорезиненных ремней $\xi = 0,008 \dots 0,015$.

Вследствие неизбежного скольжения окружная скорость на ведомом шкиве

V_2 меньше скорости V_1 на ведущем: $V_2 = (1 - \xi)V_1$, а истинное передаточное отношение $U = d_2 / d_1 (1 - \xi)$.

На рис. 1 пунктиром показано начальное натяжение ремня F_0 одинаковое в каждой ветви до включения передачи. Принимая во внимание неизменность геометрической длины контура ($a = \text{const}$ рис. 1) и то, что ремни в зоне рабочих нагрузок имеют линейную деформацию (для них

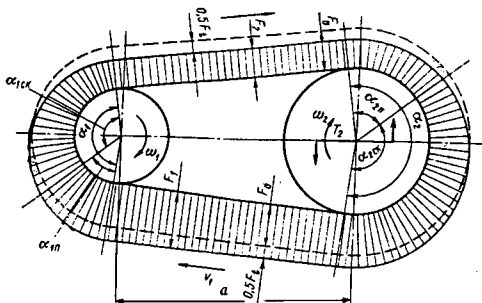


Рис. 1. Эпюра распределения усилий в упругом ремне, поясняющая природу упругого скольжения.

применим закон Гука) в работающей РП усилия в ветвях ремня распределяются по (2), т.е. на сколько увеличится усилие в набегающей ветви $F_{н\delta} = F_1$, настолько же уменьшится в сбегающей $F_{с\delta} = F_2$. (Это показано на рис. 1).

$$F_1 = F_0 + 0,5F_t; \quad F_2 = F_0 - 0,5F_t. \quad (2)$$

Исходя из вышеизложенного, суммарное усилие в ветвях при нагружении передачи силой тяги F_t остается прежним

$$F_1 + F_2 = 2F_0. \quad (3)$$

Преобразовывая (1) и решая его совместно с (3), получим (4)

$$\left. \begin{aligned} \text{а. } F_2 = F_t \frac{1}{(e^{f\alpha_{СК}} - 1)}; \quad F_1 = F_t \frac{e^{f\alpha_{СК}}}{(e^{f\alpha_{СК}} - 1)} \\ \text{б. } F_0 = 0,5(F_1 + F_2) = \frac{F_t}{2} \left(\frac{e^{f\alpha_{СК}} + 1}{e^{f\alpha_{СК}} - 1} \right) \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Анализируя (4) легко установить, что при начальном натяжении ремня $F_0 \geq 0,5F_t (e^{f\alpha} + 1) / (e^{f\alpha} - 1)$ буксования не будет, а величина начального натяжения определяется внешней нагрузкой, геометрией передачи и коэффициентом сцепления ремня со шкивом.

Коэффициент тяги, кривые скольжения и к.п.д. ременной передачи. Поскольку расчет ременных передач по тяговой способности основан на использовании кривой скольжения и коэффициента тяги, то предварительно дадим пояснения сути этих терминов.

Под коэффициентом тяги φ принято считать отношение силы тяги F_t ременной передачи к удвоенному начальному натяжению F_0 ветви ремня $\varphi = F_t / 2F_0$. Из (46) φ можно выразить через тяговый фактор $e^{f\alpha_{СК}}$.

$$\varphi = F_t / 2F_0 = (e^{f\alpha_{СК}} - 1) / (e^{f\alpha_{СК}} + 1). \quad (5)$$

Оптимальное значение коэффициента тяги $\varphi = \varphi_0$ для всех типов ремней устанавливают экспериментально на специальном стенде (подобному установке типа DM-73), где фиксируется относительное скольжение ремня ξ при нарастании силы тяги F_t (плавно увеличивают тормозной момент на ведомом шкиве при постоянном начальном натяжении ремня F_0) до появления частичного, а

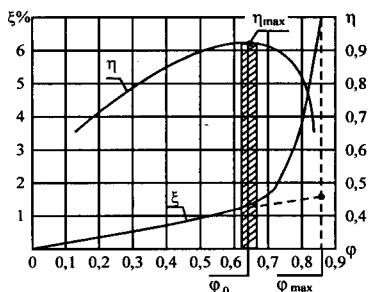


Рис. 2. Зависимость коэффициентов относительного скольжения ξ и КПД η от коэффициента тяги $\varphi = F_t / 2F_0$.

затем и полного буксования. На рис. 2 в координатах: коэффициент тяги – относительное скольжение ξ (в %) определены кривые скольжения ξ и к.п.д. η клиноременной передачи. Из анализа кривой ξ видно, что до значения $\varphi \leq \varphi_0$, называемого критическим (оно же и оптимальное), четко прослеживается упругое скольжение ремня по линейной зависимости ξ от φ . Дальнейшее увеличение нагрузки на ведомом шкиве, т.е. рост силы тяги F_t , характеризуется интенсивным нарастанием производной $d\xi/d\varphi$, что свидетельствует о появлении сначала скольжения ремня по всей поверхности контакта с меньшим (ведущим) шкивом ($\alpha_{СК} = \alpha_{обхвата}$), которое затем переходит в сплошное буксование – ремень и ведомый шкив останавливаются. При этом коэффициент тяги φ будет $\varphi = \varphi_{max}$. На рис. 2 пунктиром показано продолжение линейной зависимости φ (прямая линия) и при буксовании $\varphi = \varphi_{max}$.

На этом же рис. 2 представлена кривая η – зависимость к.п.д. от нагрузки, т.е. от коэффициента тяги φ . Для всех типов ремней к.п.д. достигает максимального значения в зоне оптимального значения φ_0 , а затем резко падает в зоне частичного буксования в связи с ростом потерь на трение и становится равным 0 ($\eta = 0$) при сплошном буксовании.

Запас силы тяги РП при неизменном начальном натяжении F_0 оценивается отношением $\varphi_{max} / \varphi_0 = \beta$. Эксплуатировать РП целесообразно в зоне оптимального значения коэффициента тяги (заштрихованная зона на рис. 2). В этом случае наибольшая часть предварительного натяжения ремня используется полезно

для создания силы тяги F_t и наименьшие будут потери в передаче к.п.д. η_{max} . Работу в зоне частичного буксования допускают только при кратковременных перегрузках (пуск, экстренное торможение).

Экспериментально установлено [3] оптимальное значение коэффициента тяги для плоских прорезиненных ремней $\varphi_0=0,4...0,45$, а $\beta=1,15...1,3$. При этом коэффициент трения $f=0,3...0,35$. Для клиновых прорезиненных ремней $\varphi=0,6...0,7$, а $\beta=1,2...1,4$.

Из-за эффекта расклинивания клинового ремня в канавке шкива коэффициент сцепления его f' зависит от угла γ канавки (рис. 3) и определяется $f'=f/(\sin\gamma/2)$, где f – коэффициент трения прорезиненного плоского ремня по шкишкivu.

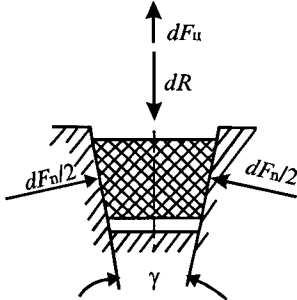


Рис. 3. Расклинивание ремня в канавке шкива.

Значения приведенного коэффициента сцепления f' можно определить экспериментально на установке с клинчатыми прямолинейными направляющими. Согласно ГОСТ 20889–88 [12] для разных типов сечений клинового ремня угол γ канавок шкива зависит от его диаметра. Это связано с тем, что при изгибе на шкиве профиль ремня искажается – ширина ремня в зоне растяжения уменьшается, а в зоне сжатия увеличивается и, как следствие этого, угол профиля ремня уменьшается. Если ремень, деформированный таким образом, расположить в канавке шкива с углом, равным углу профиля недеформированного ремня, то давление на его боковые грани по высоте распределится неравномерно (большее давление будет в нижней части, где отсутствует корд), что отрицательно отразится на его долговечности. Поэтому в целях выравнивания давления углы канавок шкива в зависимости от диаметра делают меньше угла профиля ремня.

В табл. 1 приведены стандартные значения d и γ для наиболее ходовых сечений клиновых ремней и там же определены нами расчетные значения приведенных коэффициентов сцепления f' , которые в дальнейшем будут использованы в расчетах. При известных коэффициентах тяги φ_0 и сцепления f' для шкивов с разными углами γ канавок определим аналитически дугу $\alpha_{СК}$ упругого скольжения. Для этого, сначала выразив $e^{f'\alpha_{СК}}$ из (5) через φ_0 , получим $e^{f'\alpha_{СК}} = (1 + \varphi_0)/(1 - \varphi_0)$, а затем, прологарифмировав это выражение и выразив радианы в градусах ($360^\circ/2\pi \approx 57,3^\circ$), получаем окончательно формулу (6) для $\alpha_{СК}$

$$\alpha_{ск} = \frac{1}{f'} \ln \frac{1 + \varphi_0}{1 - \varphi_0} \cdot 57,3^\circ. \quad (6)$$

Приведенные выше расчеты показывают, что для клиновых ремней (сечения O, A, B) при коэффициенте тяги $\varphi_0=0,6 \div 0,65$ и запасе сил трения $\beta \geq 1,15 \div 1,2$ минимальный угол обхвата меньшего шкива при проектировании РП

можно доводить до $90^\circ \dots 100^\circ$, что подтверждается рекомендациями ГОСТ 1284.3–96. Этот вывод особенно важен для проектирования клиноременных передач с тремя шкивами, что часто имеет место в сельхозмашинах.

Таблица 1

Сечение ремня	Пределы длины ремня, мм	d_{min} , мм	Диаметры шкивов при значениях углов γ канавок, мм, (рис. 3)			
			34°	36°	38°	40°
О	400...2500	63	63...71	80...100	112...160	180
А	560...4000	90	90...112	125...160	180...400	450
Б	800...6300	125	125...160	180...224	250...500	560
В	1800...10600	200	-	200...315	355...630	710
Г	3150...15000	355	-	355...450	500...900	1000
			Значение приведенного коэффициента сцепления f'			
$f' = \frac{f}{\sin \gamma / 2}$		при $f = 0,3$	1,026	0,971	0,921	0,877
		при $f = 0,35$	3,421 f	3,236 f	3,072 f	2,923 f
			1,197	1,132	1,075	1,023
$\alpha_{СК} = \frac{1}{f'} \ln \frac{1 + \varphi_0}{1 - \varphi_0} \cdot 57,3^\circ$		Расчетное значение дуги упругого скольжения $\alpha_{СК}$ на приводном шкиве при разных γ и принятых φ_0 и f'				
$\varphi_0 = 0,64$		при $f = 0,3$	84°	89°	94°	99°
		при $f = 0,35$	72°	77°	80°	85°

Напряжение в ремне и его долговечность. При работе в ремне возникают переменные по величине напряжения. Эпюра распределения напряжений по длине ремня представлена на рис. 4. Наибольшие напряжения σ_{max} возникают на участке набегания ведущей ветви на меньший шкив так как здесь к растягивающим напряжениям σ_1 от полезной нагрузки – силы тяги F_t , начального натяжения F_0 (2), σ_v – от центробежных сил добавляется натяжение изгиба σ_{u1} , которое сохраняется в ремне на всей дуге обхвата.

Принимая во внимание (1), (2) и (4а) напряжение σ_1 выразим через полезное напряжение $\sigma_t = F_t/A$ и тяговый фактор $e^{f\alpha_{СК}}$.

$$\sigma_1 = \frac{F_t}{A} \cdot \frac{e^{f\alpha_{СК}}}{e^{f\alpha_{СК}-1}}, \quad (7)$$

где A – площадь сечения ремня, мм^2 .

Напряжение σ_v от центробежных сил, возникающих на дугах обхвата шкивов

$$\sigma_v = qV^2/A, \quad (8)$$

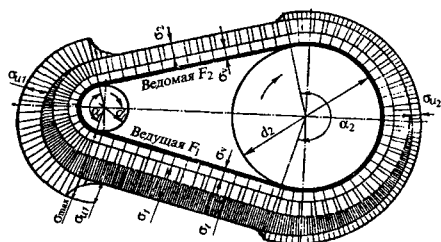


Рис. 4. Эпюра распределения напряжений в ремне.

где q – коэффициент погонной массы ремня, учитывающий влияние центробежных сил, Н·с²/м², по табл. 2; V – скорость ремня, м/с.

Таблица 2

Сечение ремня	Z(O)	A	B(B)	C(B)	D(Г)	E(D)	E0(E)
Значение q , Н·с ² /м ²	0,07	0,1	0,18	0,3	0,62	0,9	1,52
Площадь сечения A , мм ²	47	81	138	230	476	692	1170
Значение y_0 , мм	2,1	2,8	4,0	4,8	6,9	8,3	14,0

Напряжение σ_u от изгиба ремня на шкиве по закону Гука прямо пропорционально относительному удлинению ε и модулю упругости E .

$$\sigma_u = \varepsilon E = 2 y_0 E / d_p, \quad (9)$$

где y_0 – расстояние от нейтральной линии сечения ремня до крайнего волокна (табл. 2); d_p – расчетный диаметр шкива. Нейтральная линия сечения ремня находится на цилиндре диаметром d_p .

Модуль упругости E прорезиненных клиновых ремней, как показывают испытания и эксплуатация [4], в зависимости от материала несущего слоя (корда) и размера сечения изменяется в широких пределах от 150 до 500 (600) МПа.

С учетом указанного выше максимальное напряжение в ремне равно

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_V + \sigma_u = \sigma_t \frac{e^{f' \alpha_{СК}}}{e^{f' \alpha_{СК}} - 1} + qV^2 / A + 2y_0 E / d_p. \quad (10)$$

Напряжение σ_0 от начального натяжения F_0 входит в первое слагаемое (10). Это показано на эпюре рис. 4.

Из анализа коэффициента тяги следует, что эксплуатация ременной передачи в зоне $\varphi_{опт}$ дает максимально допустимую силу тяги F_t при заданном F_0 , а следовательно и повышенный процент полезного напряжения в ремне.

В отличие от σ_0 напряжение изгиба σ_u не способствует повышению тяговой способности передачи. В передачах с d_{min} σ_u по величине в 2,5...4 раза превышает полезное напряжения σ_t . Более того, напряжение изгиба, как периодически изменяющееся, является главной причиной усталостного разрушения ремней. Напряжения от центробежных сил σ_V (8) в зоне скоростей $V=10...25$ м/с для всех сечений ремней не более 0,1...0,62 МПа, что составляет 1...5% от σ_{max} . Допускаемое расчетное напряжение $[\sigma]$ для ременных передач в системе ISO определяют из условия прочностной надежности ремня

$$\sigma_{max} \leq \sigma_E = [\sigma]. \quad (11)$$

В основе этого расчета лежит уравнение кривой выносливости Велера

$$\sigma_E^m N_E = \sigma_S^m N_S = const, \quad (12)$$

где σ_S – базовый предел выносливости ремня при базовом числе циклов нагружения – N_S (см. (15)); σ_E – максимальное эффективное переменное напряжение в проектируемой передаче, которое ремень может выдержать в течение N_E циклов, т.е. заданного ресурса L_h (L_h задается как правило, в часах); m – показатель степени кривой выносливости. Для клиновых и поликлиновых ремней $m = 7...11$; для плоских прорезиненных $m = 5...6$.

Число циклов нагружения ремня проектируемой передачи зависит от скорости V ремня и его расчетной длины l_p , т.е. от частоты пробегов ремня в секунду $\gamma = V/l_p, 1/c$, числа шкивов $Z_{ш}$, огибаемых ремнем и заданного ресурса L_h .

$$N_E = 3600 L_h \cdot V \cdot Z_{ш} / l_p = 3600 L_h \cdot \gamma \cdot Z_{ш}. \quad (13)$$

Допускаемое число пробегов γ при $V \leq 25$ м/с для клиновых ремней принимается не более 10...15 1/с. Стандартом [11] на технические условия контроля изготовления, испытания и эксплуатацию для всех типов клиновых ремней установлен ресурс L_h – табл. 3.

Таблица 3

Ресурс клиновых ремней в эксплуатации

Наименование показателя	Ресурс ремней, ч, для классов			
	I	II	III	IV
Для самоходных и прицепных сельхозмашин, L_h , не менее:				
в простых контурах (два шкива)	800	850	1500	1700
в сложных контурах	450	500	750	800
Для двухшкивных КПП промышленного оборудования и стационарных машин в среднем режиме работы, L_h (ср)	2000	2500	2700	3700

При легких, тяжелых и очень тяжелых режимах работы на промышленном оборудовании и стационарных машинах средний ресурс ремней L_h вычисляется по формуле (14)

$$L_h = L_h(\text{ср}) \cdot K_1 \cdot K_2, \quad (14)$$

где K_1 – коэффициент режима работы, равный: 2,5 – для легкого режима работы; 0,5 – для тяжелого режима работы; 0,25 – для очень тяжелого режима работы и передач с натяжным роликом вне контура.

Режимы работы устанавливают по ГОСТ 1284.2–89: K_2 – коэффициент, учитывающий климатические условия эксплуатации: 1 – для центральных и других зон, кроме районов с холодным климатом; 0,75 – для районов с холодным и очень холодным климатом.

Чаще соотношение (12) представляют в виде

$$\sigma_E = C / N_E^{1/m}, \quad (15)$$

где $C = \sigma_\delta N_\delta^{1/m}$ – константа, определяемая экспериментально для каждого сечения ремня эталонной длины l_2 при спокойной нагрузке (коэффициент режима 1) и типовых условиях.

Приравняв σ_{max} по (10) к σ_E по (15) и имея в виду условие (11), определим полезное напряжение σ_t .

$$\sigma_t \leq \left(\frac{C}{N_E^{1/m}} - \sigma_u - \sigma_v \right) \frac{e^{f'_{акк} - 1}}{e^{f'_{акк}}}. \quad (16)$$

Эта зависимость объединяет два критерия работоспособности ременной передачи: тяговую способность и долговечность (ресурс) ремня.

Вместе с тем следует отметить, что во всей учебно-методической и справочной литературе при расчете КРП формула (16) в явном виде не используется, так как в соответствии со стандартами [10] расчет КРП проводят с использованием установленных допускаемых мощностей P_0 , передаваемых одним ремнем (всех сечений от $O(Z)$ до E) при разных диаметрах d_1 ведущих шкивов в области окружных скоростей $V=1\dots 25(30)$ м/с.

Хотя стандарты и не дают комментариев как получены эти допускаемые мощности P_0 , но зная σ_t по (16) легко установить допускаемую мощность на один ремень при заданной скорости V , м/с или ω , 1/с и диаметре шкива d_1 .

$$\left. \begin{aligned} P_0 &= F_t \cdot V = \sigma_t \cdot A \cdot V / 1000, \text{ кВт}, \sigma_t - \frac{H}{\text{мм}^2}; A - \text{мм}^2 \\ \text{или } P_0 &= T_1 \cdot \omega = \frac{F_t \cdot d_1}{2} \cdot \frac{\pi n}{30} = \frac{\sigma_t \cdot A \cdot d_1 \cdot \pi n}{60 \cdot 1000}, \text{ кВт}, d_1 - \text{м} \end{aligned} \right\} \quad (16a)$$

Расчеты показывают, что для всех сечений клиновых ремней при широком спектре диаметров d_1 и V до 25 м/с при стандартных значениях допускаемых мощностей P_0 , кВт, полезное напряжение σ_t в ремнях изменяется в пределах от 3,5 до 1,8 МПа.

Анализ стандартов и методика уточненного расчета клиноременной передачи. За последние 37 лет в стране было разработано и издано 3 стандарта [10], определяющих допускаемую мощность на один клиновой ремень и устанавливающих нормативы для проектирования КРП в приводах машин. С 80-х годов эти стандарты корректировались и увязывались с методикой ISO.

Все это отражает как технический прогресс в технологии изготовления клиновых ремней и их материалов, так и совершенствование методики расчета, направленной на оптимизацию проектирования КРП с учетом комплексного понимания физики процесса взаимодействия ремня со шкивом.

ГОСТ 1284-68 устанавливал допускаемую мощность P_0 на один клиновой ремень только для передач с $i=1$. При $i>1$ вводился корректирующий коэффициент угла обхвата $C_{\alpha}<1$ (так как $\alpha_1<180^\circ$) и расчетная мощность $P_p=P_0 C_{\alpha}$ в этом случае оказывалась меньшей чем при $i=1$, хотя условия для работы ремня улучшались на ведомом шкиве, так как напряжение изгиба σ_{u2} из-за увеличения d_2 уменьшалось по (9) и появлялась возможность повысить полезное напряжение σ_t по (16), а следовательно и допускаемую мощность P_p на ремень. Впервые на это обратил внимание Кудрявцев В.Н. Используя аналитические выкладки методики ISO им была введена поправка ΔP к допускаемой мощности P_0 , учитывающая уменьшение влияния на долговечность изгиба ремня [P] = $(P_0 C_{\alpha} + \Delta P) C_p$ (для эталонной длины ремня и спокойной нагрузки $C_p=1$) и составлена справочная таблица для определения ΔP при разных i [1, стр. 226...228]. То же было воспроизведено и в [5].

Сравнительные расчеты сделанные нами для ремней сечения $O(Z)\dots L(D)$ без

учета и с учетом ΔP показывают, что учет ΔP приводит к уменьшению необходимого количества ремней для заданной мощности двигателя и передаточного числа U : для сечений O, A, B из 4 и 5 до 3 и 4; для B, Γ из 9 до 7 тех же сечений.

ГОСТы 1284.3-80г. и 96г. [10] в отличие от 68г. устанавливают допускаемую мощность P_0 на один клиновой ремень нормального сечения $O(Z)...E(E0)$ не только для передач с $i=1$, но и с промежуточным значением i от 1 до 3 при разных диаметрах и частотах вращения ведущего шкива. Тем самым отпала необходимость в определении указанной выше поправки ΔP к допускаемой мощности ΔP при $i > 1$.

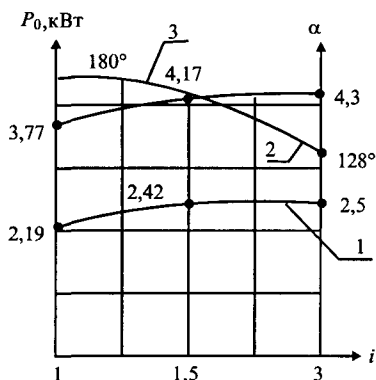


Рис. 5. Зависимость P_0 от i для ремня B : 1 - P_0 при $d_1=125$ мм, $V=10$ м/с; 2 - P_0 при $d_1=200$ мм, $V=10$ м/с; 3 - изменение угла обхвата α .

Кроме того допускаемая мощность P_0 в указанных ГОСТах при тех же скоростях увеличена на $12 \pm 20\%$ по сравнению с ГОСТом 1968 г.

Анализ табличных значений P_0 , представленных в ГОСТ 1284.3-96 и 80 выявил устойчивую закономерность роста P_0 для всех сечений ремня (от $O(Z)$ до $E(E0)$) при разных диаметрах и частотах вращения ведущего шкива в области скоростей ремня от 1 м/с до 25(27) м/с при росте передаточного числа КРП с $i = 1$ до $i \geq 3$. Иллюстрация этой закономерности для ремня B при $d_1=125$ и 200 мм показана на рис. 5. Для КРП при $i > 3$ увеличения P_0 практически нет.

Основываясь на значениях допускаемых мощностей P_0 на один ремень, представленных в ГОСТах [10] 80 и 96г. для КРП с $i=1$ и четырех промежуточных значений $i > 1$ ($i=1,05; 1,2; 1,5; 3$), нами, используя метод кусочно-линейной интерполяции, определены значения коэффициента KP - повышения допускаемой мощности P_0 для других значений i в интервале $i=1...3$ (табл. 4).

Таблица 4

Передаточное число КРП i	1	1,05	1,06... ...1,19	1,2	1,3	1,4	1,5	1,55... ...1,95	2	2,1...2,9	\geq
Коэффициент KP повышения мощности P_0	1	1,03	1,0311,06 9	1,07	1,08 3	1,09 2	1,10	1,102... ...1,115	1,12	1,122... ...1,138	1,14

Чтобы упростить оптимизацию проектирования КРП для конкретных приводов машин и облегчить пользование табличными значениями P_0 , представленными в ГОСТе [10] на 44 страницах, нами для каждого из 7 сечений ремня $O(Z)...E(E0)$ с достаточно высокой точностью построены 7 семейств графиков допускаемых мощностей P_0 на один ремень при разных диаметрах d_1 и часто-

тах вращения n об/мин ведущего шкива для передачи с $i=1$ (см. для А рис. 6).

Тогда расчетное значение допускаемой мощности $[Pp]$ для передачи с $i>1$ будет определяться

$$[Pp] = Kp P_0 C_\alpha C_l, \quad (17)$$

где P_0 – допускаемая мощность на один ремень принятого сечения и диаметра ведущего шкива d_1 , заданной частоты вращения n об/мин, $i=1$; Kp – коэффициент повышения мощности при $i>1$. Он принимается по табл. 4 в зависимости от i ; C_α – коэффициент угла обхвата по табл. 5; C_l – коэффициент, учитывающий длину ремня (табл. 6).

Таблица 5

Угол обхвата α_1 , град	220	210	200	190	180	170	160	150	140	130	120	110	100	90
C_α	1,08	1,06	1,04	1,02	1,0	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82	0,78	0,74	0,69

Примечания: 1. Действующий ГОСТ 1284.3-96 допускает к использованию трехшківные КРП с расположением натяжного шкива диаметром $d_H \geq 1,35d_1$ на ведомой ветви вне контура ремня. В этом случае угол обхвата α_1 ведущего шкива может быть увеличен до 220°, а $C_\alpha > 1$. 2. Для трехшківных КРП у которых два шкива могут быть ведомые (один из них натяжной) и все три расположены внутри контура минимальный угол обхвата шкива $\alpha \geq 90^\circ$.

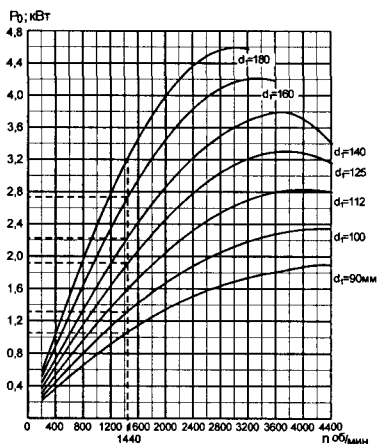


Рис. 6. Номинальные мощности передаваемые одним ремнем А при $i=1$, эталонной длине $l_p = 1700$ мм и разных диаметрах шкивов.

симости от расчетной длины l_p ремня представлено в табл. 6. Эталонные длины ремней для каждого сечения выделены жирным шрифтом. Для длины ремня соответствующей эталонной коэффициент $C_l = 1,00$.

Расчетная длина ремня l_p при заданной скорости существенно влияет на частоту пробегов ремня, а следовательно и на эффективное число циклов нагружения NE по (13), от чего зависит предел выносливости ремня. Значение C_l зависит от отношения расчетной длины l_p к эталонной l_Σ , при которой в стандарте определена допускаемая мощность P_0 .

Корректировка в 90-х годах отечественных стандартов по методике ISO позволила уточнить значения коэффициента C_l . Если в 80-х годах значение C_l при отношении $l_p/l_\Sigma = 0,5$ принималось одинаковое $C_l = 0,86$ для всех сечений клиновых ремней, то в ГОСТе [10] за 1996г. $C_l = 0,7$ для $O(Z)$; 0,82 для А; 0,85 для $B(B)$. Значение коэффициента C_l по действующему ГОСТу 1284.3-96 в зави-

Таблица 6

Значение коэффициента C_l в зависимости от расчетной длины l_p ремня.

Расчетная длина ремня l_p , мм	C_l для клиновых ремней сечением						
	Z(O)	A	B(B)	C(B)	D(Г)	E(D)	EO(E)
400	0,49						
450	0,53						
500	0,58	–					
560	0,63	0,71					
600	0,66	0,72					
670	0,71	0,75					
750	0,76	0,78					
850	0,81	0,82	–				
900	0,84	0,83	0,8				
1000	0,88	0,86	0,82				
1120	0,93	0,89	0,85				
1250	0,98	0,92	0,87				
1320	1,00	0,93	0,89				
1400	1,03	0,95	0,9				
1600	1,08	0,98	0,93				
1700	1,11	1,00	0,94	–			
1800	1,13	1,02	0,95	0,85			
2000	1,18	1,04	0,98	0,87			
2240	1,23	1,07	1,00	0,90			
2500	1,27	1,10	1,02	0,92			
2800	–	1,13	1,05	0,94	–		
3150		1,16	1,07	0,97	0,89		
3550		1,20	1,10	0,99	0,91		
3750		1,21	1,12	1,00	0,92		
4000		1,23	1,13	1,01	0,93		
4500		–	1,15	1,04	0,95	–	
4750			1,16	1,05	0,96	0,94	
5300			1,19	1,07	0,98	0,96	
6000			1,21	1,09	1,00	0,97	–
6300			1,22	1,10	1,01	0,98	0,92
7100			–	1,13	1,03	1,00	0,96
8000				1,15	1,05	1,02	0,98
8500				1,16	1,06	1,03	1,00
9000				1,17	1,07	1,04	1,01
10000				1,20	1,09	1,05	1,03
11800				–	1,12	1,08	1,07
13200					1,14	1,09	1,09
15000					1,16	1,11	1,11
18000					–	1,14	1,16

Пример. В проектируемой передаче при $n=1440$ об/мин и $i=2,8$ принят ремень сечением A и диаметр ведущего шкива $d_1=112$ мм, $d_2=d_1 \cdot U=112 \cdot 2,8=315$ мм. Из геометрического расчета РП установили: расчетная длина ремня $l_P=1500$ мм, угол обхвата $\alpha_1=153^\circ$.

Определим расчетную допускаемую мощность $[P_P]$ по (17). По табл. 4 при $U=2,8$ $K_P=1,136$; по табл. 5 $C_\alpha=0,93$; по табл. 6 $C_1=0,965$. По графику рис. 6 при $n=1440$ об/мин $P_0=1,6$ кВт. Тогда $[P_P]=1,136 \cdot 1,6 \cdot 0,93 \cdot 0,965=1,63$ кВт.

Зная допускаемую расчетную мощность на один ремень $[P_P]$ по (17) необходимое число ремней Z_P в проектируемом приводе с мощностью двигателя $P_{НОМ}$ следует определять по (18) с учетом динамических характеристик привода и режимов работы, а также учитывать возможное неравномерное распределение нагрузки между ремнями с увеличением их количества в комплекте. Эти особенности учитываются вводимыми коэффициентами C_P и C_Z в формулу (18).

$$Z_P = \frac{P_{НОМ} \cdot C_P}{[P_P] \cdot C_Z} = \frac{P_{НОМ} \cdot C_P}{K_P \cdot P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_1 \cdot C_Z}, \quad (18)$$

где C_P – коэффициент динамической нагрузки и режимов работы табл. 7; C_Z – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между ремнями в комплекте табл. 8.

Таблица 7

Значения коэффициента C_P .

Характер нагрузки	Тип машины	C_P
Спокойная. Пусковая нагрузка до 120% от номинальной	Электрические генераторы, центробежные насосы и компрессоры; станки с непрерывным процессом резания; вентиляторы; ленточные конвейеры	1,0
Умеренные колебания нагрузки. Пусковая нагрузка до 150% от номинальной.	Поршневые насосы и компрессоры с тремя и более цилиндрами; станки и автоматы; пластинчатые конвейеры	1,1
Значительные колебания нагрузки. Пусковая нагрузка до 200% от номинальной	Реверсивные приводы; поршневые насосы и компрессоры с одним и двумя цилиндрами; строгальные и долбежные станки; винтовые и скребковые конвейеры; элеваторы; эксцентриковые и винтовые прессы с тяжелыми маховиками	1,25
Ударная и резко неравномерная нагрузка. Пусковая нагрузка до 300% от номинальной	Ножницы, молоты, мельницы; подъемники, экскаваторы, драги; эксцентриковые и винтовые прессы с легкими маховиками	1,5÷ 1,6

Примечания: 1. При частых и резких пусках двигателя с большими пусковыми моментами значение C_P следует повышать на 0,15. 2. При двусменной работе значение C_P необходимо повышать на 0,15, а при трехсменной работе – на 0,30.

С учетом разброса допусков на размеры канавок шкив и длины ремней в комплекте, действующий ГОСТ 1284.3–96 несколько снизил значение C_Z по сравнению с предыдущими стандартами (табл. 8).

Таблица 8

Число ремней в комплекте		1	2	3	4	5-6	Свыше 6
C_Z	ГОСТ 1284.3-80	1	0,95	0,95	0,9	0,9	0,85
	Рекомендуемое ГОСТ 1284.3-96		0,8-0,85	0,77-0,82	0,76-0,8	0,75-0,79	0,75

Определение начального натяжения ремня. Выразив силу тяги F_t через допускаемую полезную мощность ремня P_0 и скорость V , получим $F_t = 1000P_0/V$, (P_0 – кВт, V – м/с). Исходя из принятого в стандартной передаче ($i=1$) коэффициента тяги $\varphi_0=0,666$, по (5) определим необходимое начальное натяжение $F_0 = 1000 P_0/2 \varphi_0 V = 750 P_0/V$ при автоматическом натяжении ремня.

Во всей учебной литературе [1, 5, 6] вместо коэффициента 750 принят 780, что соответствует коэффициенту тяги $\varphi_0=0,58$.

Предварительное натяжение ветви одного ремня F_0 в ньютонах для проектируемой КРП привода с мощностью двигателя $P_{ном}$ и количеством ремней в комплекте Z_p с закрепленными центрами шкивов (натяжение осуществляют за счет перемещения двигателя на салазках или в пазах) вычисляют по формуле

$$F_0 = 500 \frac{(2,5 - C_\alpha) P_{ном} \cdot C_P}{C_\alpha \cdot V \cdot Z_P} + qV^2. \quad (19)$$

Второе слагаемое в (19) есть центробежная сила (8), действующая на ремень на углах охвата шкивов ослабляя прижатие ремня к шкиву. В создании силы тяги ремня F_t участвует только первое слагаемое. По нему можно определять и коэффициент тяги (5) при известной силе тяги F_t . Так как для КРП с $i=1$ коэффициент $C_\alpha=1$, то в этом случае в формуле (19) будет тот же коэффициент 750, что и принят в ГОСТе. Рассчитанное по (19) натяжение ремня F_0 в эксплуатации необходимо периодически контролировать и регулировать, особенно в первые 48 часов работы, когда новые ремни обтягиваются. Натяжение ремня контролируют по прогибу ветви u под действием расчетной силы Q (рис. 7), определяемой по эмпирической формуле (20), подтвержденной экспериментами.

$$Q = (CF_0 + C_0)/16, \quad (20)$$

где коэффициент C для нового ремня, равный 1,3; для приработанного ремня $C=1$; C_0 – коэффициент, зависящий от жесткости ремня.

Таблица 9

Сечение ремня		Z(O)	A	B(B)	C(B)	D(Г)	E(D)	EO(E)
$C_0, Н$	ГОСТ 1284.2-89	20	40	60	150	320	470	780
	Рекомендуемое ГОСТ 1284.3-96	5-10	5-10	10-20	15-30	35-40	50-55	80-90

Уточненные и рекомендуемые ГОСТом – 96 [10] значения C_0 приведены в табл. 9 и там же для сравнения приведены значения C_0 по устаревшему ГОСТу 1284.2–89. Для компенсации отклонений от номинала по длине ремня, его удлинения в процессе эксплуатации, а также для свободной установки новых ремней в передаче предусматривается регулировка межцентрового расстояния a шкивов (рис. 7). Величину возможного хода натяженного устройства следует определять по (21) в зависимости от принятой длины ремня LP

$$\Delta_1 \leq 0,025 LP; \Delta_2 \leq 0,01 LP. \quad (21)$$

Величина y прогиба ветви ремня (рис. 7) под действием расчетной силы Q , приложенной посредине пролета (для этого используют пружинный динамометр) должна быть равной

$$y = 0,0155a. \quad (22)$$

Суммарную нагрузку на опоры (подшипники) от натяжения ремней определяют по формуле

$$R = 2 F_0 \cdot ZP \cdot \sin(\alpha_1/2). \quad (23)$$

При работе ремней комплектами в случае порыва одного из ремней следует снимать весь комплект. Комплектация новых ремней с ремнями, бывшими в употреблении, не допускается, так как они будут иметь разные вытяжки, что приведет к большой неравномерности распределения нагрузки между ремнями и преждевременному порыву. Из ремней бывших в употреблении и не имеющих повреждений подбираются по длине запасные комплекты ремней.

Действующим ГОСТом – 96 [10] увеличено минимальное допустимое межосевое расстояние a_{min} в КРП

$$a_{min} \geq 0,7(d_1 + d_2) \quad (24)$$

вместо ранее применяемого $a_{min} \geq 0,55(d_1 + d_2) + h$, где h – толщина ремня.

Если габариты передачи не ограничены, то оптимальное значение межосевого расстояния следует выбрать в пределах $a = (1,2 \dots 2)(d_1 + d_2)$.

Окончательно a определяется после выбора стандартной длины ремня, удовлетворяющей как допустимую частоту пробегов $v = V/l_p \leq 10 \dots 15'/с$, так и допустимый

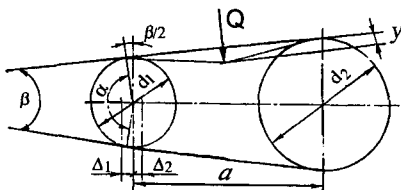


Рис. 7. Схема к выбору и контролю натяжения ремня.

угол обхвата меньшего шкива $a_{min} \geq 90^\circ$, определяемый условием (24).

Практика эксплуатации КРП показывает, что в тех приводах, где ведомая ветвь верхняя (так принято во всех учебниках по ДМ), износ ремней больший (чаще порыв обкладок), чем в тех, где ведомая ветвь внизу. Это объясняется тем, что при ослабленной верхней (ведомой) ветви ремень на ведомом шкиве при работе больше затягивается в канавке шкива и при сходе с силой вырывается, испытывая дополнительную деформацию изгиба.

Это характерно особенно для ремней O, A, B со шкивами диаметром

$d_1=63...224$ мм имеющими канавки с углом γ до $34^\circ-36^\circ$ (табл. 1). Поэтому ГОСТы [10] предусматривают для всех КРП такую расчетную схему привода, где ведомая ветвь нижняя, а ведущая – верхняя.

Для выбора рационального сечения ремня по расчетной мощности P , кВт привода и частоте вращения меньшего шкива n об/мин стандарт рекомендует диаграмму (рис. 8), где указаны зоны применения ремней от A до $E(D)$. Ремни $Z(O)$ следует применять при передаваемой мощности до 2 кВт, а $EO(E)$ – при мощности свыше 200 кВт.

Расчетную передаваемую мощность P вычисляют по (25) с учетом коэффициента динамичности нагрузки и режима работы CP (табл. 7).

$$P = P_{НОМ} CP, \quad (25)$$

где $P_{НОМ}$ – мощность (нагрузка) привода на стационарных режимах.

При консольном креплении шкивов на валах максимальное число ремней в комплекте не должно превышать указанного в табл. 10

Таблица 10

Сечение ремня	$Z(O)$	A	$B(B)$	$C(B)$	$D(\Gamma)$	$E(D)$	$EO(E)$
Максимальное число ремней в комплекте Z_{max}	3	5	6(7)	7	8	8	8

Как известно расчет и проектирование КРП при заданных исходных данных (нагрузка и режимы нагружения, частота вращения, передаточное число) сводится к определению рационального сечения ремня, диаметров шкивов, количества ремней и их длины, начального натяжения ремней и др. Все эти расчеты базируются на изложенных выше нормативах и требованиях действующих стандартов. Однако подходы к конкретному проектированию и расчету КРП зависят и от того, есть ли ограничения на геометрические размеры проектируемой передачи или нет. В особых подходах нуждается расчет и проектирование трехшкивных КРП, которые довольно широко используются в сельхозмашинах.

Ниже кратко изложены методические подходы к решению перечисленных задач. В том случае, когда нет ограничений на размеры передачи, то сечение ремня определяют по диаграмме (рис. 8), предварительно определив расчетную мощность P по (25) с учетом коэффициента режима CP (табл. 7). Затем по разработанным нами графикам P_0 (подобным A рис. 6) или справочным таблицам ГОСТ1284.3–96 для принятого сечения ремня при заданном n об/мин и принятому диаметру ведущего шкива d_1 (на 2 – 3 позиции дальше от d_{min} , чтобы уменьшить напряжения σ_u от изгиба ремня) определяют стандартное P_0 , варьируя d_1 , с таким расчетом, чтобы число ремней в комплекте не превышало допускаемого Z_{max} (табл. 10).

Покажем это на примере пластинчатого конвейера в приводе которого установлена КРП. Работа односменная; $P_{НОМ} = 5,5$ кВт; пусковая нагрузка до $1,5P_{НОМ}$; $U = 2,8$; $n = 1450$ об/мин.

По таблице 7 $CP = 1,1$; по (25) $P = 6,1$ кВт; по диаграмме (рис. 10) подходит

сечение ремня A и $B(B)$, принимаем A .

На абсциссе $n = 1440$ об/мин графиков P_0 (рис. 6) восстанавливаем перпендикуляр (показано пунктиром) до пересечения с кривыми P_0 разных диаметров d_1 и по (18) ориентировочно (пока принимаем коэффициенты C_α и $C_l = 1$) определяем, что при $d_1 = 140$ мм $P_0 = 2,28$ кВт и число ремней в комплекте $Z_p \approx 3$.

Окончательно из геометрического расчета передачи получаем: $d_1 = 140$ мм; $d_2 = 400$ мм; $a = 645$ мм; $l_p = 2120$ мм; $\alpha_1 = 157^\circ$. Коэффициенты по табл. 5 $C_\alpha = 0,94$; по табл. 6 $C_l = 1,043$; по табл. 4 $K_p = 1,136$; по табл. 8 $C_z = 0,82$.

Окончательно число ремней в комплекте по (18)

$$Z_p = 5,5 \cdot 1,1 / 1,136 \cdot 2,28 \cdot 0,94 \cdot 1,043 = 2,38.$$

Принимаем $Z_p = 3$. Необходимое натяжение ремней и контроль за ним рассчитывают по формулам (19)...(23).

В том случае, когда размеры КРП ограничены размерами корпуса или кинематикой привода машины (это чаще всего встречается в металлорежущих станках и технологическом оборудовании), то проектирование КРП необходимо начинать с выбора возможного диаметра d_2 ведомого шкива, а затем через передаточное число определяют диаметр d_1 меньшего шкива и по нему подбирают сечение ремня. Минимальное межосевое расстояние a_{min} назначают по (24), производят геометрические расчеты передачи, определяют число ремней Z_p и необходимые натяжения их.

Для клиновых ремней повышенного класса прочности III и IV ГОСТ1284.3-96 устанавливают меньшие диаметры шкивов d_1 , чем для ремней класса O, I, II. Так, например, для сечения Z(O) $d_{1min} = 50$ мм; 56; 63;... для A $d_{1min} = 75$ мм; 80; 90;... Для ремней класса III, IV в действующем стандарте даны допускаемые мощности P_0 на 1 ремень, которые превышают P_0 класса O, I, II.

Кроме того для КРП с малыми диаметрами шкивов могут быть применены клиновые ремни с гофрами.

В трехшкивных КРП с двумя ведомыми шкивами расположение всех 3-х шкивов может быть только внутри контура. Если же третий шкив используется

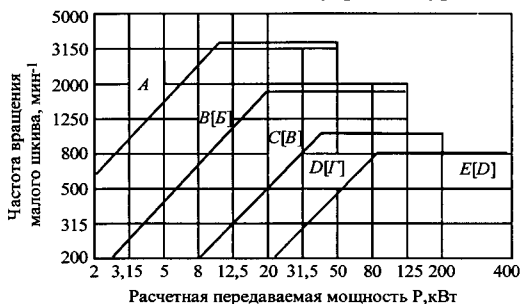


Рис. 8. Диаграмма для выбора сечения ремня по заданной нагрузке.

как натяжной, то он устанавливается на ведомой ветви и его диаметр должен быть не менее меньшего расчетного диаметра, который выбирается по принятому сечению ремня (рис. 8).

Расположение ведомых шкивов в проектируемой передаче должно быть таким, чтобы минимальный

угол обхвата ведомого шкива с меньшей нагрузкой был $\alpha_{min} \geq 90^\circ$, а длина принятого ремня была стандартной.

Соотношения между диаметром ведущего шкива d_1 и ведомых d_2 и d_3 определяются заданными передаточными числами i_1 и i_2 . Если координаты центров двух шкивов заданы кинематикой привода машины, то приняв обосновано диаметры всех трех шкивов, предварительно целесообразно прочертить строго в масштабе геометрическую схему ременной передачи определив место положения третьего шкива исходя из стандартной длины ремня (выбирается по параметрическому ряду lp) и требуемого угла обхвата α_{min} . На этом этапе определяется также величина хода натяжного устройства. Расчетной нагрузкой ведущего шкива является суммарная нагрузка двух ведомых шкивов с учетом коэффициента динамичности нагрузки и режима работы CP .

Вывод. Введенные нами графики удельных мощностей клиновых ремней, построенные на базе данных ГОСТа 1284.3-96, в сочетании с разработанной шкалой значений поправочного коэффициента KP повышения допускаемой мощности P_0 существенно упрощает процедуру расчета КРП и обеспечивают повышенную точность.

Список литературы

1. Кудрявцев В.Н. Детали машин. Л.: Машиностроение, 1980. 460с.
2. Жуковский Н.Е. О скольжении ремня на шкивах, т. III. М.: Гостеориздат, 1949. 510с.
3. Заблонский К.И. Детали машин. Киев, "Вища школа", 1985, 514с.
4. Карбасов О.Г. Надежность клиноременных передач. М.: Машиностроение, 1976. 72с.
5. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин. Харьков. Изд. "Основа" ХГУ, 1991. 273с.
6. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. т.2. М.: Машиностроение, 1979. 558с.
7. Решетов Д.Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1989. 495с.
8. Воробьев И.И. Ременные передачи. М.:Машиностроение, 1979. 167с.
9. Иосилевич Г.Б. Детали машин. М.: Машиностроение, 1990. 420с.
10. ГОСТ1284-68, ГОСТ1284.3-80, ГОСТ 1284.3-96. Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Передаваемые мощности.
11. ГОСТ 1284.2-89. Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Технические условия.
12. ГОСТ 20889-88. Шкивы для приводных клиновых ремней нормальных сечений.

Анотація

Фізичні основи критеріїв працездатності, аналіз стандартів і методика уточненого розрахунку клиноременних передач

Розкриття фізичних основ формування сили тяги в КПП і різних напружень в клиновому пасі при роботі дозволили, виходячи з міцностної надійності паса - кривої витривалості Велера, з'ясувати факт зростання питомих потужностей паса зі збільшенням передаточного відношення і в межах від 1 до 3, що має місце в діючих стандартах. З урахуванням цього в статті дана методика уточненого розрахунку двошківних КПП, а також викладені методичні підходи до розрахунків при обмеженнях розмірів передач і проектуванні трьохшківних передач.

Abstract

Basic physics criteria of efficiency, analysis of standards and technique of precisely calculation of V-belt transmissions

Determination of physical basis of tractive force formation in V-belt transmissions as well as different tensions in the belt during operation taking into account belt strength reliability (Weler's curve of endurance) allows explaining the fact of increasing of the belt power density with growing of transmission ratio (i) that take place in the in the actual standard. On this basis the method of precisely calculation of two-pulley V-belt transmissions was proposed, as well as methodical approaches for calculation of mentioned type of transmission under the restriction to transmission sizes and to design of three-pulley V-belt transmissions were stated.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЛОЩАДИ ПЯТНА КОНТАКТА ПОЛИМЕР- ЭЛАСТИЧНОГО ИНСТРУМЕНТА С ОБРАБАТЫВАЕМОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

Проволоцкий А.Е., докт. техн. наук, Негруб С. Л., магистр
(*Национальная металлургическая академия Украины, г. Днепрпетровск*)

В статье рассмотрен способ определения площади пятна контакта при обработке полимер - абразивным эластичным кругом плоской, наружной и внутренней цилиндрической поверхности. Определение площади пятна контакта полимер - абразивного инструмента с обрабатываемой поверхностью.

Определение величины площади пятна контакта полимер – абразивного эластичного инструмента с обрабатываемой поверхностью одной из основных конфигураций является важной задачей на этапе определения основных технологических характеристик техпроцесса [1-3]. Так, например, от величины площади контакта будет зависеть производительность обработки. В процессе обработки волокно изгибается и при снятии слоя полимера в работу вступают абразивные зерна, располагающиеся по некоторому эллипсу. В момент обработки самими кончиками волокон – торцами – обработка абразивными зернами происходит по кругу.

Некоторая величина пятна контакта возникает в момент касания инструмента с обрабатываемой поверхностью, однако, эта величина существенно изменится после придания инструменту начальной деформации. Рассмотренные конфигурации возможных пятен контакта [3] возникающих при разных условиях обработки, существенно отличаются друг от друга своими размерами. Даже при условии, когда количество волокон будет участвовать в работе одинаково, то при различных схемах обработки площадь образующегося пятна будет различна, а, следовательно, и производительность.

Однако, определение площади пятна контакта или длин его сторон неоднозначно.

Так, например, решение этой задачи будет зависеть в первую очередь от вида обрабатываемой поверхности, так как именно он определяет характер контакта инструмента и обрабатываемой поверхности. Второй значимой величиной выступает величина начальной деформации инструмента, так как она определяет величину угла сектора контакта, возникающего при рассмотрении рабочих схем.

Указанные параметры наиболее значимы для искомого результата, поэтому в рамках этой работы не указываются иные параметры, влияние которых на определяемую величину меньше. Однако определение их не является не возможным или затруднительным. «Узким» местом поставленной задачи является неизвестный характер деформации рабочей части инструмента в торцевой плоскости и обрабатываемой поверхности.

Однако при наличии начальной деформации происходит рассредоточение

волокон, инструмент «распушивается», то есть часть волокон смещается относительно своего начального положения, инструмент наполняется пустотами, которые не участвуют в работе, но занимают объем, делая этот параметр не пригодным для определения количества рабочих волокон в секторе контакта.

Понятие сектора контакта справедливо только при рассмотрении контакта в одной плоскости. В плоскости торца инструмента, там, где определяется ширина инструмента, распределение волокон так же происходит, но не до конца не ясно, как геометрически определить величину, на которую уширяется инструмент.

Решению этой задачи, а также определению количества волокон, площади пятна контакта и прочих необходимых величин для определения предельно допустимых напряжений для эластичного инструмента посвящены дальнейшие исследования.

В представленной работе рассмотрен случай определения величины площади пятна контакта для обрабатываемых поверхностей имеющих вид плоскости, наружной и внутренней цилиндрической поверхности.

Для решения этой задачи предложено воспользоваться геометрическими зависимостями величин рабочего инструмента для определения величины n [2], а для определения величины m воспользоваться выражениями, полученными в работах [1,2] для определения прогиба волокна. Эти выражения учитывают все виды нагрузок, испытываемые отдельными волокнами на различных этапах обработки, и определяют величину прогиба волокна под их воздействием. Таким образом, зная величину прогиба волокна можно считать, что величина уширения инструмента равна двум прогибам его волокон. Зная величины n и m можно определить площадь пятна контакта.

Однако для непосредственного использования этой величины в технологическом процессе не происходит, разве что при определении величины производительности. Знание величины площади пятна контакта позволяет определить собственно количество волокон, непосредственно участвующих в процессе резания в текущий момент времени.

Рассмотрим контакт плоской поверхности и эластичного круга (рис.1).

На схеме хорошо виден сектор контакта АОВ. Центральный его угол равен $2\phi_0$. Определение величины ϕ_0 известно из [4] и имеет вид:

$$\sin \phi_0 = \frac{\sqrt{h \cdot (2r_0 - h)}}{r_0}, \quad (1)$$

где ϕ_0 - половина опорного угла инст-

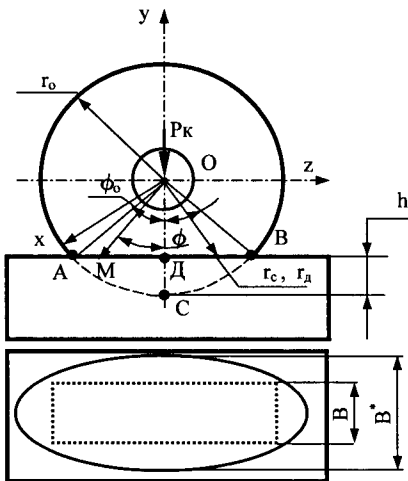


Рис. 1. Схема контакта плоской поверхности с эластичным кругом:
 - начальное положение круга.

румента, рад.; r_0 -свободный радиус круга (при отсутствии радиальной или окружной силы), мм, h – величина деформации основания инструмента, устанавливаемая в зависимости от технологической схемы, мм.

Пятно контакта будет иметь вид прямоугольника со сторонами АС и B^* . B^* – ширина круга после приложения к нему нагрузки. Определение величины АС возможно из общеизвестных математических зависимостей, а определение величины B^* этим методом невозможно, так как не ясно на какую именно величину изменяется первоначальная ширина круга В. Основную сложность поставленной задачи составляет как раз определение величины B^* .

Из общеизвестных математических зависимостей элементов круга можно определить высоту сегмента СД, образованного хордой АВ. Примем, что длина высоты сегмента СД равна h , тогда:

$$h = R - \sqrt{R^2 - \frac{a^2}{4}}, \quad (2)$$

где R – радиус внешнего круга, в данном случае это r_0 , a – хорда.

Преобразовав выражение 2 и, выделив величину a , получим формулу для определения величины хорды АВ, которая образовала рассматриваемый сегмент:

$$a = 2\sqrt{2Rh - h^2}. \quad (3)$$

Таким образом, определена одна из основных величин в рассматриваемой задаче. Для практического использования выражения 3 заменим математические символы значениями соответствующих им технологических величин:

$$a = 2\sqrt{2r_0h - h^2}, \quad (4)$$

где r_0 – радиус инструмента, мм, h – величина деформации, мм, применяемая в данной технологической схеме.

Определить значение величины хорды можно иным способом. Зная зависимости между элементами прямоугольного треугольника запишем выражение для определения величины АВ:

$$\sin\varphi_0 = \frac{a}{2r_0} = \frac{\sqrt{2r_0h - h^2}}{r_0}. \quad (5)$$

После преобразования выражения 5 относительно величины φ_0 , рад, получена зависимость, позволяющая связать величину половины опорного угла сектора контакта с основными параметрами обработки:

$$\varphi_0 = \arcsin\left(\frac{2\sqrt{2r_0h - h^2}}{r_0}\right). \quad (6)$$

Величина В задана параметрами инструмента и равна его ширине до начала обработки. B^* – величина ширины круга, увеличенная на некоторую величину x , так как инструмент симметричен и нагрузка прикладывается равномерно, уширение инструмента на указанную величину происходит с обеих сторон инструмента и общая величина инструмента в момент обработки будет равна:

$$B^* = B + 2x \quad (7)$$

Для определения величины x обычного математического аппарата недостаточно. Необходимо учитывать ряд факторов технологического характера таких как [2]: влияние на прогиб волокна соседних волокон, начальной нагрузки и др. В работах [1, 2, 3] подробно рассматривался этот вопрос с точки зрения сопротивления материалов.

Таким образом, площадь пятна контакта для случая обработки плоской поверхности имеет вид эллипса и определяется как произведение его полуосей и числа π . В нашем случае выражение принимает вид:

$$S_{\text{элл.}} = \pi AB = \pi \frac{\left(\sqrt{2r_0h - h^2}\right) \cdot B^*}{2}, \quad (8)$$

где A и B – полуоси эллипса.

Данное выражение 8 имеет общий вид. Для практического применения технологу необходимо рассмотреть предполагаемые условия обработки с точки зрения их влияния на изменение параметров инструмента, затем определить величину возможного пятна контакта с тем, чтобы выбрать наиболее рациональное сочетание многообразия используемых факторов.

Рассмотрим контакт наружной цилиндрической поверхности и эластичного круга (рис.2).

На схеме хорошо виден сектор контакта АОВ. Центральный его угол равен $2\varphi_0$. Определение величины $\sin\varphi_0$ известно из [5] и имеет вид:

$$\sin\varphi_0 = \frac{2 \cdot \sqrt{(r_0(\eta+1) - 0,5h) \cdot (r_0 - 0,5h) \cdot (r_0\eta - 0,5h) \cdot 0,5h}}{(r_0(\eta+1) - h) \cdot r_0}, \quad (9)$$

где $\eta = \frac{R_d}{r_0}$, R_d - радиус заготовки, r_0 - радиус инструмента.

Величина отрезка АВ определяется аналогично случаю обработки плоской поверхности, с той разницей, что теперь эта величина равна длине дуги с центральным углом $2\gamma_0$. γ_0 – это половина угла, образующегося при контакте заготовки и инструмента (рис. 2). Таким образом, зная математические зависимости, можно записать:

$$a = \frac{\pi Rn}{180} = R\alpha, \quad (10)$$

где $n=2\gamma_0$ – величина опорного угла в градусах, α - величина опорного угла в радианах, R – радиус заготовки.

Величина $2\gamma_0$ определена в [5] и равна:

$$\gamma_0 = \arcsin(\sin\varphi_0 \cdot \frac{(m \cdot \cos\varphi_0 - \sqrt{\eta^2 - m^2 \cdot \sin^2\varphi_0})}{\eta}), \text{рад} \quad (11)$$

где $m = \cos\varphi_0 + \sqrt{\eta^2 - \sin^2\varphi_0}$.

Таким образом, площадь пятна контакта в виде эллипса следует определять как площадь развертки на плоскость с полуосями, равными $A=a/2$, где a – длина дуги АВ с опорным углом $2\gamma_0$, а $B=B^*/2$.

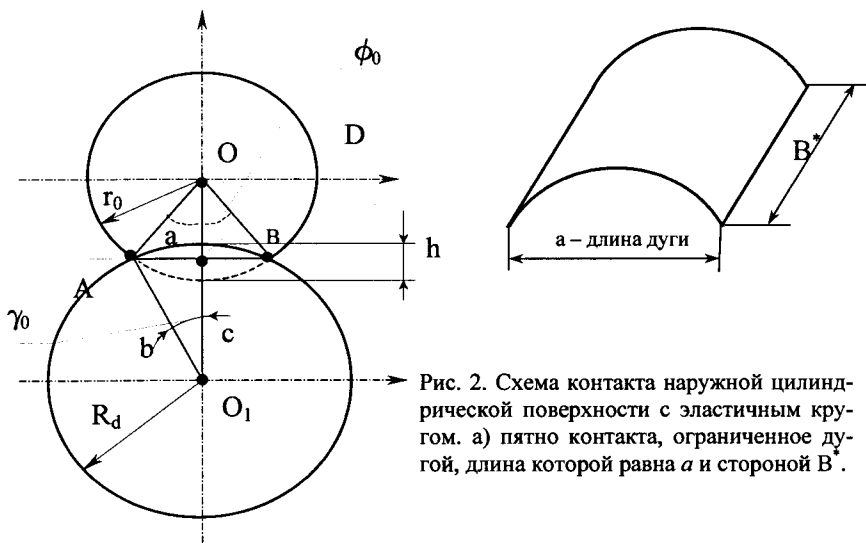


Рис. 2. Схема контакта наружной цилиндрической поверхности с эластичным кругом. а) пятно контакта, ограниченное дугой, длина которой равна a и стороной B^* .

B^* определяется аналогично случаю обработки плоской поверхности, тогда:

$$S_{\text{элл.}} = \pi AB = \frac{\pi R_d \cdot \arcsin \left(\sin \varphi_0 \cdot \frac{(m \cdot \cos \varphi_0 - \sqrt{\eta^2 - m^2 \cdot \sin^2 \varphi_0})}{\eta} \right) \cdot B^*}{2}. \quad (12)$$

Рассмотрим контакт внутренней цилиндрической поверхности и эластичного круга (рис.3).

На схеме хорошо виден сектор контакта АОВ. Центральный его угол равен $2\varphi_0$. Определение величины $\sin \varphi_0$ известно из [6] и имеет вид:

$$\sin \varphi_0 = \frac{2\sqrt{(r_o \eta + 0.5h)(r_o(\eta - 1) + 0.5h)(r_o - 0.5h)0.5h}}{r_o(r_o(\eta - 1) + h)}, \quad (13)$$

Преобразовав выражение 13, получим:

$$\varphi_0 = \arcsin \left[\frac{2\sqrt{(r_o \eta + 0.5h)(r_o(\eta - 1) + 0.5h)(r_o - 0.5h)0.5h}}{r_o(r_o(\eta - 1) + h)} \right]. \quad (14)$$

Величина отрезка АВ определяется аналогично случаю обработки наружной цилиндрической поверхности, с той разницей, что теперь эта величина равна длине дуги с центральным углом $2\varphi_0$ (рис. 3). Таким образом, зная математические зависимости (10, 14), можно записать выражение для определения площади контакта для случая обработки наружной цилиндрической поверхности.

Площадь пятна контакта в виде эллипса следует определять как площадь развертки на плоскость с полуосями, равными $A = a/2$, где a – длина дуги АВ с

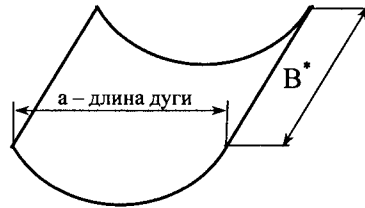
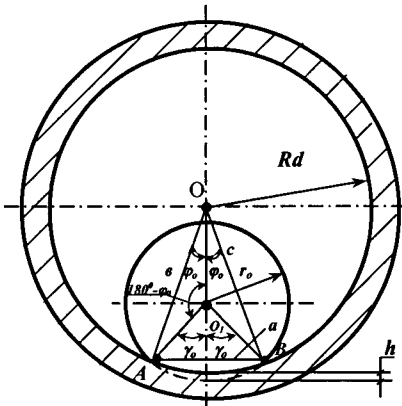


Рис. 3 – Схема контакта внутренней цилиндрической поверхности с эластичным кругом. а) пятно контакта, ограниченное дугой, длина которой равна a и стороной B^* .

опорным углом $2\phi_0$, а $B=B^*/2$.

B^* определяется аналогично случаю обработки плоской поверхности, тогда:

$$S_{эл.} = \pi AB = \frac{\pi \cdot r_0 \cdot \arcsin \left[\frac{2\sqrt{(r_0\eta + 0.5h)(r_0(\eta - 1) + 0.5h)(r_0 - 0.5h)0.5h}}{r_0(r_0(\eta - 1) + h)} \right] \cdot B^*}{2}. \quad (15)$$

Результаты вычислений в каждом конкретном случае позволяют точно определять и назначать основные технологические показатели. Учет деформации инструмента, величины начальной деформации и других нагрузок, возникающих в момент обработки поверхности, позволяют регулировать не только сам процесс обработки, но и показатели микрорельефа обработанной поверхности.

Список литературы

1. Проволоцкий А.Е., Колесник И.А., Негруб С.Л. Аналитические исследования прочности волокна полимер-абразивного инструмента. - «Резание и инструмент в технологических системах», НТУ «ХПИ», Харьков, 2002, Вып. 63.
2. Проволоцкий А.Е., Колесник И.А., Негруб С.Л. Исследование контакта полимер-абразивных волокон эластичных кругов. – Прогрессивные технологии и системы машиностроения. – межд. сб. научн.-техн. трудов.- Донецк: ДонНТУ, Вып. №28.- 2004, 77-83 с.
3. Проволоцкий А.Е., Колесник И.А., Негруб С.Л. Контактное взаимодействие эластичных инструментов с обрабатываемой поверхностью. – Физические и компьютерные технологии. Труды 10-й межд. научно-техн. конфер., 28-30.09.2004 г. - Харьков: ХНПК «ФЭД», 2004.-52-54 с.

4. Проволоцкий А.Е., Колесник И.А., Негруб С.Л. Расчет силовых параметров при шлифовании плоской поверхности эластичными кругами-щетками.- Вісник Інженерної Академії України, інформація по 2-й міжнародній науково-технічній конференції “Физические и компьютерные технологии в народном хозяйстве”. – Харьков, 2000. – 164-169 с.
5. Проволоцкий А.Е., Негруб С.Л. Расчет силы резания при шлифовании наружной цилиндрической поверхности эластичными кругами-щетками - «Прогрессивные технологии и системы машиностроения», Донецк, 2001, Вып. 15, с.225-233.
6. Проволоцкий А.Е., Негруб С.Л. Технологические особенности при шлифовании внутренних цилиндрических поверхностей полимер-абразивными кругами, «Резание и инструмент в технологических системах», Вып. №60, НТУ «ХПИ», Харьков, 2001, - с. 193-196.

Анотація

Визначення площі плями контакту полімер-еластичного інструмента з оброблюваною поверхнею

У статті розглянутий спосіб визначення площі плями контакту при обробці полімер-абразивним еластичним кругом плоскої, зовнішньої та внутрішньої циліндричної поверхні. Визначення площі контакту полімер- абразивного інструмента з поверхнею, що обробляється.

Abstract

Definition of the area of the stain of contact of the polymer - elastic tool with the processable surface

In the article, the method of determination of area of spot of contact at treatment is considered polymer - abrasive elastic around a flat, outward and internal cylindrical surface. Determination of area of spot of contact is a polymer - abrasive instrument with the processed surface.

ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ СВЕТООТРАЖАЮЩИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ШТАНГ С ОТВЕРСТИЯМИ

Шкурупий В.Г., Новиков Ф.В., докт. техн. наук

(Харьковский Национальный экономический университет)

В статье приведена оценка условий работы штанги с отверстиями под воздействием потока падающей энергии.

Известно [1], что работоспособность поверхностей тонких упругих лент штанг в условиях воздействия светового потока в значительной степени определяется их геометрическими и физико-химическими характеристиками. Уменьшить температуру нагрева деталей, работающих в условиях воздействия светового потока, можно за счет технологического обеспечения заданных геометрических и оптических характеристик поверхностей, применяя для этого эффективные методы механической и физико-технической обработки. Однако, в настоящее время отсутствуют практические рекомендации по технологическому обеспечению геометрических и оптических характеристик поверхностей труднообрабатываемых осебортонкостенных деталей.

Для обоснования влияния геометрических характеристик поверхностей штанг на температурный перепад освещенной и теневой стороны, приводящий к их изгибу, сделаем следующие допущения [1]:

- нагрев штанги происходит за счёт теплового потока, идущего от излучателя;
- толщина стенок весьма мала в сравнении с расстоянием между ними (диаметр сечения $2,4 \cdot 10^{-2}$ м), температура не меняется по толщине стенок;
- зазор в месте перехлёста кромок штанги мал, его величина приблизительно равна толщине стенки сечения. Лучистый теплообмен между поверхностями в этой области происходит по закону для двух бесконечных параллельных плоскостей. Среднюю линию сечения можно с достаточной степенью точности считать окружностью с постоянным радиусом;
- распределение температуры в сечениях штанги по длине одинаково. Влияние природы материала и концов стенок не учитываем;
- физические величины λ , c и ρ (коэффициент теплопроводности, теплоёмкости и плотности материала штанги) будем считать постоянными и независимыми от координат и температуры (материал однороден и температурный интервал сравнительно невелик).

Ввиду симметричности сечения, достаточно рассмотреть направление теплового потока при изменении угла θ от 0 до π и угла α от 0 до $\frac{\pi}{2}$ (рис.1).

Очевидно, что $\max(T_2 - T_1)$ будет при $\theta = \frac{\pi}{2}$ и $\alpha = \frac{\pi}{2}$.

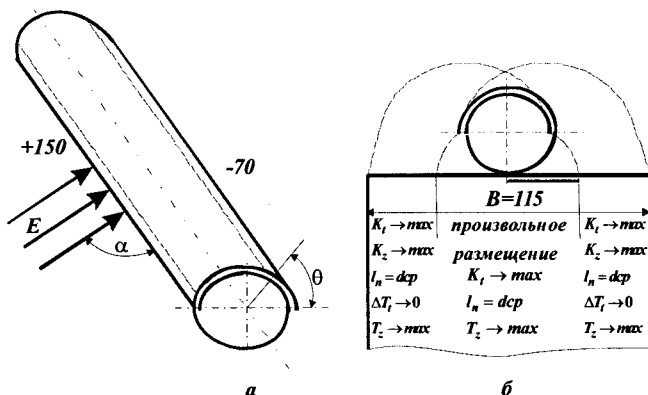


Рис. 1. Направление светового потока (а) и развертка сечения (б) штанги с условиями размещения отверстий.

Необходимо, решить следующую задачу: оценить максимальную разность температур и свести её к минимальной:

$$\max(T_2 - T_1) \rightarrow \min_{\theta, \alpha} \quad (1)$$

Как известно [1], нестационарное температурное поле будет описываться одномерным уравнением теплопроводности:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2}, \quad (2)$$

где T – текущая температура в произвольной точке; τ – время течения процесса; θ – текущая координата; $\alpha = \frac{\lambda}{c \cdot \rho}$ – коэффициент температуропроводности материала стенки штанги.

Применительно к сечению штанги интенсивность теплового потока внутри материала стенки можно представить в следующем виде [2]:

$$q_1 = \frac{4\lambda t}{D^2} \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2}. \quad (3)$$

Интенсивность теплового потока на поверхности штанги:

$$q_2 = E_{\text{пад}} \cdot A_s \cdot \frac{F_N}{F_{\text{ш}}} \cdot \cos \alpha = E_{\text{пад}} \cdot A_s \cdot \frac{F_N}{F_{\Gamma}} \cdot F \cdot \cos \alpha, \quad (4)$$

где $F_N = D \cdot \Delta \ell$, $F_{\Gamma} = \frac{\pi D}{2} \Delta \ell$ – проекция облучаемой поверхности на плоскость, нормальную к падающему излучению и облучаемая гладкая поверхность соответственно.

В начальной точке интенсивность тепловых потоков будет равна, т.е. $q_1 = q_2$:

$$\frac{2}{\pi} \cdot F \cdot Enad \cdot As \cdot \cos \alpha = \frac{4\lambda t}{D^2} \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2}. \quad (5)$$

Из уравнения (5) следует, что, изменяя шероховатость поверхности, можно в определённой степени изменять температуру на поверхности штанги (левая часть уравнения). На эффект передачи части поглощаемой энергии на противоположную сторону сечения штанги можно также воздействовать изменением размеров диаметра D и толщины материала t штанги, а также путём выбора материала (правая часть уравнения).

Таким образом, интенсивность изменения температуры (в пространственных координатах) зависит от геометрических размеров сечения штанги, шероховатости поверхности и природы материала:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} = \frac{D^2 \cdot F}{2\pi\lambda t} \cdot Enad \cdot As \cdot \cos \alpha. \quad (6)$$

По интенсивности изменения температуры можно оценить максимальный температурный дифференциал:

$$\frac{\partial T}{\partial \theta} \Big|_{\frac{3\pi}{2}} = \frac{D^2 F}{2\lambda t} \cdot Enad \cdot As \cdot \cos \alpha. \quad (7)$$

При значении фактора шероховатости $F = 0,5$ уравнение (7) согласуется с данными, приведенными в работе [5].

Деформация изгиба штанги под воздействием теплового потока в этой работе аппроксимируется следующим уравнением:

$$x = \frac{D}{\Delta T \alpha_\ell} \ln \cos \frac{\Delta T \alpha_\ell}{D} y, \quad (8)$$

где α_ℓ - коэффициент теплового линейного расширения.

На рис. 2 представлена зависимость изгиба штанги x от её длины y .

Расчет выполнен по уравнению (8).

Следует отметить, что изгиб штанг из ленты сплава марки БрБНТ 1,7 значительно меньше. В значительной степени величина изгиба зависит от поглощательной способности поверхности и других теплофизических величин материала λ и α_ℓ .

Для расчёта теплового изгиба использованы следующие значения входящих в формулу теплофизических величин [4]:

- БрБНТ1,7 $\lambda = 200 \text{ Вт/м}\cdot\text{град}$; $\alpha_\ell = 15,8 \cdot 10^{-6} \text{ 1/град}$;
- 36НХТЮ $\lambda = 35 \text{ Вт/м}\cdot\text{град}$; $\alpha_\ell = 9,8 \cdot 10^{-6} \text{ 1/град}$;
- $D = 0,024 \text{ м}$; $t = 0,00015 \text{ м}$; $Enad = 1550 \text{ Вт/м}^2$; $\alpha = 0$.

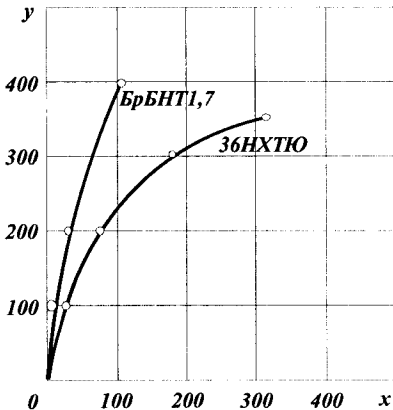


Рис. 2. Зависимость прогиба штанги от ее длины для штанг из сплава марки: 1 – БрБНТ 1,7; 2 – 36НХТЮ.

Рассмотрим поведение трубчатого элемента штанги с отверстиями.

Сечение штанги можно рассматривать как сечение, состоящее из трёх участков (рис. 3.), находящихся в различных условиях теплообмена I ($0 < \theta < \pi$), II ($\pi < \theta < 2\pi$) и III ($0 \leq \theta \leq \pi$).

Для каждого участка найдём уравнение, связывающее температуры T_I , T_{II} и T_{III} при значениях $\theta = \frac{\pi}{2}$ и $\frac{3}{2}\pi$ (худшие случаи воздействия теплового потока). Эти уравнения можно получить из условия теплового баланса трёх участков сечения стержня.

Тепловой баланс на стенке можно представить в виде уравнения [3]:

$$A_s \cdot E \cdot S_N = \varepsilon \cdot C_o \cdot S \cdot \left(\frac{T}{100} \right)^4,$$

где A_s – коэффициент поглощения лучистой энергии поверхностью стенки; E – плотность падающего солнечного лучистого потока, Вт/м²; S_N – проекция облучаемой поверхности стенки на плоскость, нормальную к падающему излучению, м²; ε – коэффициент излучения поверхности стенки (степень черноты); C_o – постоянная Стефана-Больцмана 5,67 Вт/м²·К⁴; S – излучаемая поверхность стенки, м²; T – температура стенки.

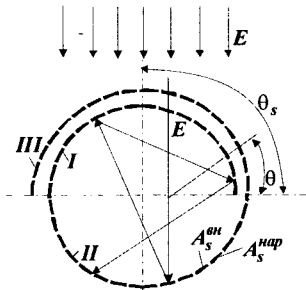


Рис. 3. Схема перераспределения лучистого потока E по сечению штанги с отверстиями.

Анализ уравнения показывает, что отношение доли поглощения к излучению поверхностей будет зависеть от шероховатости излучаемой поверхности, площадь которой должна быть значительно больше, чем площадь воспринимающей падающий лучистый поток поверхности.

$$\frac{A_s}{\varepsilon} = \frac{C_o}{E} \cdot \frac{S}{S_N} \cdot \left(\frac{T}{100} \right)^4.$$

Это отношение прямо пропорционально отношению общей площади излучения S к площади проекции облучаемой поверхности S_N . С увеличением шероховатости поверхности площадь излучения будет увеличиваться, а температура должна уменьшаться. Следует заметить, что при переизлучении падающего потока внутри сечения штанги необходимо различать шероховатость и оптические свойства наружной и внутренней поверхности штанги: $A_s^{нар}$; $A_s^{вн}$; $\varepsilon^{нар}$ и $\varepsilon^{вн}$.

Рассмотрим тепловой баланс на стенках I-I, II-II и III-III при $\theta_S = \frac{\pi}{2}$.

При установившемся состоянии равновесия количество лучистой энергии, поглощённое стенкой I-I и III-III, и количество энергии, излучаемое этими стенками в пространство, между собой равны:

$$A_s^{нар} \cdot E_{над} \cdot (S_N^{общ} - S_N^{отв} \cdot K_3) + A_s^{вн} \cdot E_{перезл}^{II-I} \cdot (S_{общ} - S_{отв} \cdot K_3) =$$

$$\begin{aligned}
&= \xi_{нар} \cdot C_o \cdot (S_{обц} - S_{обц} \cdot K_3) \cdot \left(\frac{T_{III}}{100}\right)^4 + K_o \xi_{вн} \cdot C_o (S_{обц} - S_{отв} \cdot K_3) \cdot \left(\frac{T_I}{100}\right)^4 + \\
&+ \xi_{пр} \left[\left(\frac{T_{III}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_I}{100}\right)^4 \right] \cdot C_o \cdot [S_{обц} - S_{отв} (3 - 2K_3)].
\end{aligned} \tag{9}$$

где K_a – коэффициент, учитывающий отраженные тепловые потоки; $K_1 = \frac{S_{отв}}{S_{обц} - S_{отв}}$ – коэффициент, учитывающий общую проходную для лучей площадь отверстий по сечению штанги; $K_2 = \frac{S_{nnn}}{S_{отв}}$ – коэффициент, учитывающий площадь перекрытия потока лучей по отношению к площади отверстий, пропускающих поток лучей; $K_3 = \frac{S_N^{отв} - S_N^{nnn}}{S_N^{отв}}$ – коэффициент, учитывающий несовпадение отверстий в месте перехлёста, может изменяться в пределах ($0 \leq K_3 \leq 1$); S_N^{nnn} – площадь перекрытий перемычек внутренней кромки отверстиями наружной; $S_N^{обц}$ – проекция общей поверхности облучения на плоскость, нормальную к падающему излучению; $S_N^{отв}$ – проекция площади отверстий на наружной кромке сечения.

Обозначим отношение $\frac{T_I}{T_{III}} = a$ – коэффициент теплопередачи излучением через зазор. Тогда (9) можно преобразовать к виду:

$$\begin{aligned}
&A^{нар} \cdot E_{пад} (S_N^{обц} - S_N^{отв} \cdot K_3^N) + A^{вн} \cdot E_{перезл}^{II-I} (S_{обц} - S_{отв} \cdot K_3) = \\
&= \{ \xi_{нар} \cdot C_o (S_{обц} - S_{отв} \cdot K_3) + K_o \xi_{вн} C_o (S_{обц} - S_{отв} \cdot K_3) a^4 + \\
&+ \frac{1}{\frac{1}{\xi_{нар}} + \frac{1}{\xi_{вн}} - 1} \cdot C_o \cdot [S_{обц} - S_{отв} (3 - 2K_3)] (1 - a^4) \} \left(\frac{T_{III}}{100}\right)^4.
\end{aligned} \tag{10}$$

Температуру стенки III-III можно представить уравнением:

$$\begin{aligned}
T_{III} = 100 \sqrt[4]{\frac{A_{нар} \cdot E_{пад} (S_N^{обц} - S_N^{отв} \cdot K_3^N) + A_{вн} \cdot E_{перезл}^{II-I} (S_{обц} - S_{отв} K_3)}{\xi_{нар} \cdot C_o (S_{обц} - S_{отв} K_3) + K_o \xi_{вн} C_o (S_{обц} - S_{отв} K_3) a^4 +}} \\
\left. \frac{1}{\frac{1}{\xi_{нар}} + \frac{1}{\xi_{вн}} - 1} \cdot C_o \cdot [S_{обц} - S_{отв} (3 - 2K_3)] \cdot (1 - a^4)} \right).
\end{aligned} \tag{11}$$

Тепловой баланс для стенки II-II:

$$A_{вн} \cdot E_{пад} \cdot S_N^{отв} \cdot K_2^N \cdot K_3^N + A_{вн} \cdot E^{I-II}_{перезл} \cdot (S_{обц} - S_{отв}) =$$

$$= K_o \cdot \varepsilon_{вн} \cdot C_o \cdot (S_{общ} - S_{отв}) \cdot \left(\frac{T_{II}}{100}\right)^4 + \xi_{нар} C_o (S_{общ} - S_{отв}) \left(\frac{T_{II}}{100}\right)^4. \quad (12)$$

Температуру стенки II-II можно представить уравнением:

$$T_{II} = 100 \sqrt[4]{\frac{A_{вн} \cdot E_{над} \cdot S_N^{отв} \cdot K_2^N \cdot K_3^N + A_{вн} \cdot E_{переизл} (S_{общ} - S_{отв})}{K_o \cdot \xi_{вн} \cdot C_o (S_{общ} - S_{отв}) + \xi_{нар} C_o (S_{общ} - S_{отв})}}. \quad (13)$$

Используя соотношения (11) и (13), получим:

$$\begin{aligned} & \frac{A_{нар} \left(S_N^{общ} - S_N^{отв} \cdot K_3^N \right) + \frac{E_{переизл}}{E_{над}} (S_{общ} - S_{отв} \cdot K_3)}{A_{вн} S_N^{отв} \cdot K_2^N \cdot K_3^N + \frac{E_{переизл}}{E_{над}} (S_{общ} - S_{отв})} = \\ & = \frac{\xi_{нар} \cdot C_o (S_{общ} - S_{отв} K_3) + K_o \xi_{вн} C_o (S_{общ} - S_{отв} \cdot K_3) a^4}{\xi_{нар} \cdot C_o (S_{общ} - S_{отв}) + K_o \xi_{вн} (S_{общ} - S_{отв}) \cdot C_o} + \\ & + \frac{1}{\frac{1}{\xi_{нар}} + \frac{1}{\xi_{вн}} - 1} C_o [S_{общ} - S_{отв} (3 - 2K_3)] (1 - a^4). \end{aligned} \quad (14)$$

После преобразований и сокращений, уравнение (14) примет вид:

$$\frac{\frac{A_{нар} + K_E}{A_{вн} F_{S1}}}{K_I^N \cdot K_2^N \cdot K_3^N + \frac{K_E}{F_{S2}}} = \frac{1 + K_o \cdot \frac{\xi_{вн}}{\xi_{нар}} a^4 + \frac{1}{1 + \frac{\xi_{нар}}{\xi_{вн}} - \xi_{нар}} \cdot F_{S \cdot \Phi n} (1 - a^4)}{F_{S \cdot n} + K_o \cdot \frac{\xi_{вн}}{\xi_{нар}} \cdot F_{S \cdot n}}, \quad (15)$$

где $F_{S1} = \frac{S_{общ}^N - S_{отв}^N K_3^N}{S_{общ} - S_{отв} K_3}$ – фактор, учитывающий эффективную нормальную площадь поверхности внутри сечения стержня на участке перекрытия;

$F_{S2} = \frac{S_{общ}^N - S_{отв}^N \cdot K_3^N}{S_{общ} - S_{отв}}$ – фактор, учитывающий эффективную нормальную площадь поверхности внутри сечения стержня на участке без перекрытия;

$K_E = \frac{E_{переизл}}{E_{над}}$ – коэффициент, учитывающий долю лучистого потока внутри

сечения стержня; $F_{sn} = \frac{S_{общ} - S_{отв}}{S_{общ} - S_{отв} \cdot K_3}$ – фактор, учитывающий эффективную

полную площадь перемычек на наружной стороне по отношению к перекрытию

крамок в месте перехлёста; $F_{S\Phi\Phi} = \frac{S_{общ} - S_{отв} (3 - 2K_3)}{S_{общ} - S_{отв} \cdot K_3}$ – фактор, учитывающий

эффективную полную площадь перекрытия перемычек на фронтальной и

теневого сечения по отношению к площади перекрытия перемычек в области перехлёста.

Обозначим правую часть уравнения (15) через параметр B . Тогда уравнение (15) примет вид:

$$\frac{A_{нар}}{A_{вн}} = B \left(K_1^N \cdot K_2^N \cdot K_3^N + \frac{K_E}{Fs_I} \right) - \frac{K_E}{Fs_I}. \quad (16)$$

Анализируя зависимость (16), можно заключить, что отношение поглощательной способности наружной поверхности к внутренней будет зависеть от многих факторов: от коэффициентов использования площади развертки и в целом сечения; от условий перекрытия кромок отверстий в месте перехлёста, между фронтальным и теневым участком сечения; от эффективной доставки доли падающего излучения на теневую сторону сечения; от соотношения коэффициентов излучения внутренней и наружной поверхности штанги.

При условии отсутствия перекрытия перемычек отверстиями в области перехлёста и, если внешняя и внутренняя сторона в местах перехлёста в зазоре обладает одной и той же излучательной способностью, выражение упростится:

$$\frac{A_{нар}}{A_{вн}} = K_1^N \cdot K_2^N,$$

так как $\frac{\xi_{вн}}{\xi_{нар}} \rightarrow 1$; $\alpha \rightarrow 1$, $F_{сф\phi} \rightarrow 1$, $F_{sn} \rightarrow 1$, то $K_3 \rightarrow 1$; $Fs_I \rightarrow Fs_{II}$.

И параметр B принимает значение, равное 1. Или

$$\frac{A_{нар}}{A_{вн}} = K_1^N \cdot K_2^N = \frac{S_N^{mn}}{S_N^{общ} - S_N^{омс}}, \quad (17)$$

т.е. отношение коэффициентов поглощения наружной к внутренней поверхности сечения прямо пропорционально доле площади перекрытой поверхности перемычек на теневой стороне по отношению к общей площади перемычек на фронтальной стороне сечения. При условии полного перекрытия поверхности перемычек теневой стороны отверстиями фронтальной стороны $K_2^N \rightarrow 1$, тогда уравнение (17) можно представить в виде:

$$\frac{A_{нар}}{A_{вн}} = \frac{1}{F_{нар}} \cdot \frac{S_{омс}}{S_{общ} - S_{омс}}, \quad (18)$$

где F – фактор шероховатости на наружной поверхности.

Лучшим условием работы штанги будет восприятие энергии падающего излучения при значении угла падения $\theta_s = \frac{3}{2}\pi$. Рассуждая аналогичным образом, получим уравнение связи между соотношением коэффициентов поглощения

$\frac{A_S^{нар}}{A_S^{вн}}$ и геометрическими факторами F , K_1^N и K_2^N :

$$\frac{A_S^{нар}}{A_S^{вн}} = \frac{F_{вн}}{F_{нар}} \cdot K_1 \cdot K_2. \quad (19)$$

Приведенные выше рассуждения показывают, что при определенной системе отверстий можно добиться того, чтобы отношение теплового потока, попадающего на освещенную сторону штанги, к тепловому потоку, попадающему на затененную сторону, оставалось постоянным при различных ориентациях штанги по отношению к солнечным лучам.

При заданных размещении отверстий по развертке штанги и ее материале, выбор параметров, обеспечивающих уменьшение температурных деформаций штанги под действием солнечной радиации, касается только выбора коэффициентов поглощения по отношению к солнечным лучам для наружной стороны штанги $A_s^{нар}$ и ее внутренней стороны $A_s^{вн}$.

Список литературы

1. Попов В.И. Системы ориентации и стабилизации космических аппаратов. – М. Машиностроение, 1986. – 184 с.
2. Григорьев Л.Я., Маньковский О.Н. Инженерные задачи нестационарного теплообмена. – Л.: Изд. «Энергия», 1968. – 72 с.
3. Боли Б., Уэйнер Дж. Теория температурных напряжений. – М.: Изд. «Мир». – 258 с.
4. Прецизионные сплавы с особыми свойствами упругости и теплового расширения. – М.: Изд. «Стандарты», 1972.
5. Kemper A., Farrell K. Temperature Gradients and Distortion De Havilland Technical Note, 1962, XII, №164.

Анотація

Технологічне забезпечення геометричних характеристик і експлуатаційних властивостей поверхонь штанг з отворами, що відбивають світло

У статті приведена оцінка умов роботи штанги з отворами під впливом потоку падаючої енергії.

Abstract

Technological maintenance of geometrical characteristics and operational properties of surfaces of bars with apertures which reflect light

In clause the estimation of operating conditions of a bar with apertures under influence of a stream of falling energy is resulted.

ОСОБЕННОСТИ ПРОЧНОСТНОГО РАСЧЕТА МАТРИЦЫ ИМПУЛЬСНОГО ПРЕССА ДЛЯ УПЛОТНЕНИЯ ПОРИСТЫХ МАТЕРИАЛОВ

Лавинский В.И. док. техн. наук, Лукьянов И.М.

(НТУ «ХПИ»)

Работа посвящена изложению основных подходов при оценках работоспособности по критериям прочности и жесткости матрицы пресса для уплотнения пористого материала.

В настоящее время во многих областях производства находят применение технологии, основанные на использовании пористых и порошковых материалов. Высокая стоимость сырья и большой ассортимент изделий делают актуальной задачу развития методов расчета и проектирования оборудования для уплотнения таких материалов. В современных высокопроизводительных технологиях широкое распространение получают импульсные прессы для уплотнения, выдавливания и брикетирования разнообразных пористых материалов.

Принцип действия таких установок основан на аккумулировании энергии и передаче ее в кинематическую энергию движения пуансона пресса. На ряду с развитием традиционных систем уплотнения пористого материала давлением начаты поисковые работы по созданию импульсных прессов с использованием энергии магнитного поля [1].

Главным конструктивным элементом импульсного пресса является матрица, в которой и происходит уплотнение пористого исходного материала. Предлагаемая конструкция матрицы для уплотнения и брикетирования сырья (в форме параллелепипеда) в системе магнитно-импульсного пресса представляет собой массивную толстостенную плиту квадратную в плане с концентричным квадратным отверстием размером $L \times L$ и глубиной H , показанную на рис.1.

В процессе уплотнения и формирования брикета материала, некоторый объем которого изначально помещается во внутреннюю полость, пуансон строго в вертикальном направлении (по оси Z) перемещается без зазора в полость матрицы и создает сжимающие нагрузки в этом объеме, которые при уплотнении приводят к возникновению контактных давлений на соответствующих поверхностях.

Отметим, что конкретные законы распределения давлений по стенкам и дну матрицы должны быть определены из решения задачи о процессе уплотнения пористого материала. Как показывает анализ процессов уплотнения [2], для некоторых материалов следует принимать двумерные законы распределения давления по соответствующим поверхностям.

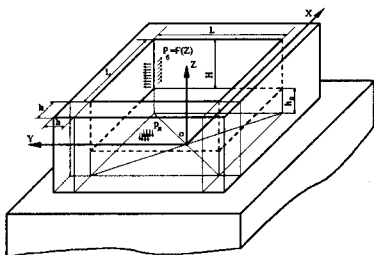


Рис. 1. Расчетная схема матрицы.

В данной работе в начальном приближении принято, что по стенкам матрицы квазистатическое давление зависит только от координаты Z (кусочно-постоянная или линейная функции по высоте матрицы), а на дне действует постоянное давление. В более строгой постановке такая задача приводит к значительным трудностям.

Функционально матрица предназначена для создания условий гарантированно качественного уплотнения или формообразования брикета сырья. Поэтому при проектировании конструкции матрицы должны быть выполнены прочностные и жесткостные критерии, по которым возникающие нагрузки в технологическом процессе уплотнения не приводят к нарушению работоспособности.

При разработке прочностных критериев работоспособности в работе принят квазистатический процесс уплотнения материала, поэтому следует основываться на том факте, что учет особенностей многократного циклически действующего процесса следует ввести путем снижения коэффициента запаса прочности – n . Прочностной критерий работоспособности матрицы введен в

виде неравенства для наибольшего расчетного напряжения [3]:
$$\sigma_{расч}^{max} \leq \frac{\sigma_m}{n}$$

(σ_m - предел текучести материала матрицы). Еще ряд требований в проектировании конструкции матрицы заключается в выполнении технологических ограничений на искажение геометрических параметров внутренней полости в процессе многократного уплотнения и брикетирования. Возникновение достаточных по величине перемещений в точках стенок матрицы, приводящих к изменению геометрических размеров полости, может привести к заклиниванию пуансона в процессе уплотнения с последующим разрушением готового изделия при извлечении. Поэтому необходимо удовлетворить условие жесткости для наибольшего перемещения: $U_{max} \leq [U]$ ($[U]$ - допускаемое перемещение, величина которого назначается в соответствии с технологическими требованиями).

При оценках работоспособности матрицы по критериям прочности и жесткости основное заключается в расчетах напряженно-деформированного состояния (НДС) с последующим анализом указанных неравенств с целью выбора геометрической конфигурации и размеров матрицы. Параметры НДС в объеме материала матрицы определяются в рамках трехмерной постановки смешанной контактной задачи [4] при соответствующих граничных условиях.

В настоящее время наиболее используемым практическим приближенным методом решения задачи о НДС в телах сложной геометрической формы является метод конечных элементов. В данной работе

анализ модели матрицы выполнен на основе авторского программного конечно-элементного комплекса SPACE-T (кафедра сопротивления материалов НТУ "ХПИ [4]).

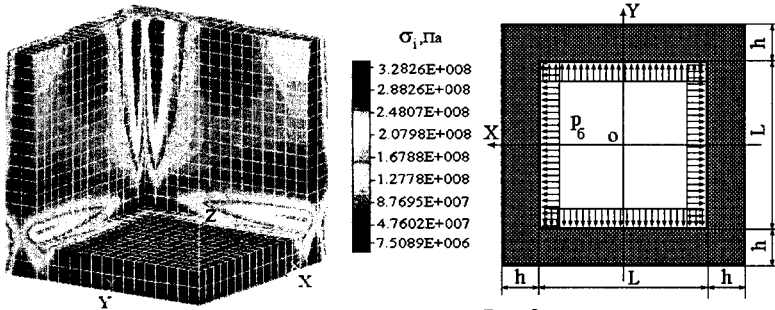


Рис.2

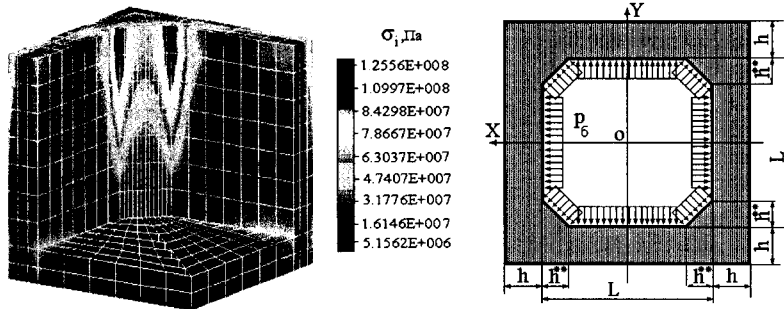


Рис.3

В соответствии с принятой расчетной схемой матрицы была выполнена серия квазистатических расчетов с целью выбора ее конструктивных параметров, удовлетворяющих условиям прочностной и жесткостной работоспособности.

Законы распределения давлений в элементах выбирались на основании физического анализа процессов пластического уплотнения обобщенного пористого материала.

Новым элементом в решении смешанной контактной задачи в принятой постановке являлось использование нетрадиционного закона трения Прандтля [2] на контактных площадках. Рассчитанные компоненты тензора напряжений позволили вычислить значение интенсивности напряжений σ_1 , по величине которого прогнозируем начало пластических деформаций в трехосном напряженном состоянии по теории пластичности Мизеса

Анализ деформированного состояния матрицы показал, что наибольшие перемещения возникают в боковых стенках в областях, удаленных от дна. Из характера распределения интенсивности напряжений в объеме матрицы были установлены зоны повышенных напряжений, которые располагаются в окрестности угловых областей матрицы – зонах концентрации напряжений.

Проанализировано влияние толщины стенки матрицы на ее НДС при квазистатическом режиме уплотнения и брикетирования. С увеличением толщины стенки происходит заметное снижение максимальных перемещений и интенсивностей напряжений в опасных зонах матрицы. Выяснено влияние формы внутренней полости на распределение интенсивности напряжений в матрице. На рис.2 приведено распределение σ_i в матрице при строго квадратной форме полости в плане. На приведенном рисунке ярко выражены зоны концентрации напряжений в вертикальных угловых зонах. На рис.3 показано распределение σ_i в матрице при квадратной форме полости в плане со скошенными углами. Сравнение распределений интенсивностей напряжений на этих рисунках показывает, что при заметном снижении уровня напряжений зоны концентрации стали менее выраженными. Наиболее отчетливо это заметно в нижних угловых зонах.

Список литературы

1. Батыгин Ю.В., Лавинский В.И., Хименко Л.Т. Импульсные магнитные поля для прогрессивных технологий. Том 1. Издание второе. -Харьков: изд. "МОСТ-Торнадо", -2003г. -284с.
2. Друянов Б.А. Прикладная теория пластичности пористых тел. – М.: Машиностроение, -1989г. -168с.
3. Феодосьев В.И. Сопrotивление материалов. - М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, -2001.-591с.
4. Бондарь С.В., Зубатый С.С., Киркач Б.Н., Лавинский В.И. Программный комплекс SPACE-T для решения термоупругопластических контактных задач // Вестник ХГПУ. Динамика и прочность машин. – 2000. - вып. 57. - С. 24-34.

Анотація

Особливості міцностного розрахунку матриці імпульсного преса для ущільнення пористих матеріалів

Робота присвячена викладу основних підходів при оцінках працездатності по критеріях міцності і жорсткості матриці преса для ущільнення пористого матеріалу.

Abstract

Features of strength calculation of a matrix of a pulse press for seal of osculiferous stuffs

The firmness analyzing problem of the composite bandaging die for stamping of materials are considered in this work. The conical die with support on fundament is the investigation object. The influence of different components of die heating on the die stress state was considered.

ЗАВИСИМОСТЬ СИЛЫ КОЛЕСО - РЕЛЬС ОТ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В БАЛАНСИРАХ СПЕЦИАЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ.

Раковская Н. Х. , канд. техн. наук, доцент

(Международный Славянский университет, г.Харьков)

За счет надежности эксплуатационной простоты, а также способности обеспечивать равномерную нагрузку на колеса (при статических и квазистатических режимах работы) в конструкциях агрегатов наземного обеспечения ракетно-космических комплексов широкое применение получили многорукие балансирующие системы.

Однако при относительно высоких скоростях передвижения из-за значительной инерционности балансиров равномерная нагрузка на колеса не может обеспечиваться даже при малых неровностях рельсового пути.

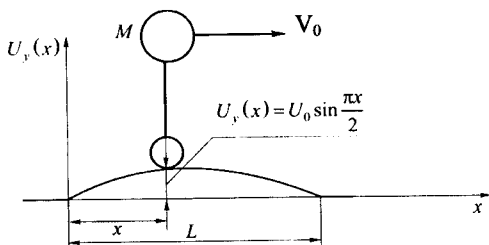


Рис. 1. Схема локальной неровности рельсового пути.

Введение. Для анализа работы механических балансиров в различных условиях эксплуатации, рассмотрим взаимодействие колеса с неровностями рельса (в вертикальной плоскости) при движении агрегата с некоторой постоянной скоростью V_0 [1, 2].

В качестве основных допущений примем следующее: агрегат представляется в виде

плоской модели; механические балансиры являются абсолютно жесткими и крепятся к идеальным шарнирам (без люфта и трения); локальная неровность рельса охватывает лишь одно колесо (рис. 1).

Цель работы. Исследовать динамику балансиров при движении агрегата по рельсовому пути с локальными неровностями.

Основная часть. Аналитически локальную неровность рельсового пути на основе рис. 1 можно представить в виде (1).

$$U_y(x) = \begin{cases} U_0 \sin \frac{\pi x}{L}, & 0 \leq x \leq L; \\ 0, & 0 > x > L. \end{cases} \quad (1)$$

Для удобства перейдем к другой независимой переменной t (время), основываясь на соотношении, выражающем связь пути x и скорости V_0 при равномерном движении

$$x = V_0 t. \quad (2)$$

Заменяя x на t в выражении (1), и проводя дважды дифференцирование по t , получим вторую производную

$$\frac{d^2 U_y(t)}{dt^2} = -V_0^2 U_0 \left(\frac{\pi}{L} \right)^2 \sin \frac{\pi V_0}{L} t. \quad (3)$$

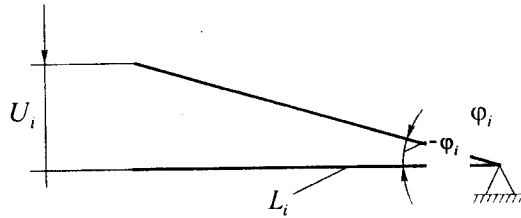


Рис. 2. Схема i -балансира в зных обозначений ($2L_i$ — длина балансира, φ_i — угол поворота балансира, U_i — линейное перемещение балансира).

Из рис. 2 следует, что

$$U_i(t) = -\varphi_i(t) \cdot 2L_i. \quad (4)$$

В частном случае

$$U_1(t) = U_y(t) = -\varphi_1(t) \cdot 2L_1. \quad (5)$$

Из формул (3) и (4) находим

$$\frac{d^2 U_i(t)}{dt^2} = -\frac{d^2 \varphi_i(t)}{dt^2} 2L_i. \quad (6)$$

В частном случае, когда $i = 1$, получаем

$$-\frac{d^2 \varphi_1(t)}{dt^2} = -\frac{V_0^2 U_0}{2L_1} \left(\frac{\pi}{L_1} \right)^2 \sin \frac{\pi V_0}{L} t. \quad (7)$$

Аналогично для общего случая имеем

$$\frac{d^2 \varphi_i(t)}{dt^2} = \frac{1}{2L_i} \frac{d^2 U_i}{dt^2}. \quad (8)$$

Каждый абсолютно жесткий плоский балансир имеет одну неподвижную точку [3]. Используя схему сил, действующих на каждый из балансиров системы (рис. 3), запишем пять уравнений движения

$$\left. \begin{aligned} -I_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} &= R_1 2L_1 - R_2 L_1; \\ -I_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} &= R_2 2L_2 - R_3 L_2; \\ -I_3 \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} &= R_3 2L_3 - R_4 L_3; \\ -I_4 \frac{d^2 \varphi_4}{dt^2} &= R_4 2L_4 - R_5 L_4; \\ -I_5 \frac{d^2 \varphi_5}{dt^2} &= R_5 2L_5 - R_0 L_5. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

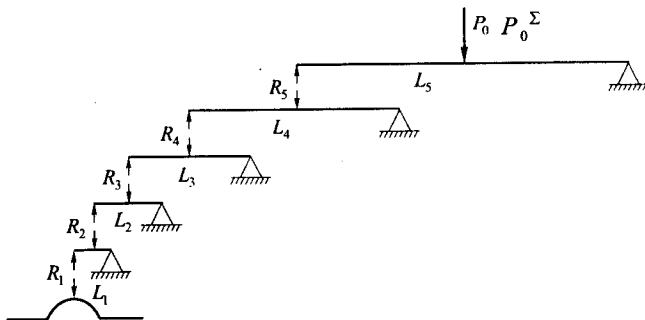


Рис. 3. Схема сил, действующих на балансиры, задействованные в передаче сил со стороны неровности рельса.

Система пяти дифференциальных уравнений (9) может быть упрощена, если учесть существующую между углами поворотов φ_i связь, которая устанавливается из условий совместности перемещений балансиров, задействованных в совместном движении при переходе через локальную неровность рельса агрегатом.

Условия совместности перемещения применительно к рассматриваемому случаю имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} U_1(t) &= U_0(t); \\ U_2(t) &= \frac{1}{2}U_1(t); \\ U_3(t) &= \frac{1}{2}U_2(t); \\ U_4(t) &= \frac{1}{2}U_3(t); \\ U_5(t) &= \frac{1}{2}U_4(t). \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

или в преобразованном виде

$$\left. \begin{aligned} U_1(t) &= U_0(t); \\ U_2(t) &= \frac{1}{2}U_0(t); \\ U_3(t) &= \frac{1}{4}U_0(t); \\ U_4(t) &= \frac{1}{8}U_0(t); \\ U_5(t) &= \frac{1}{16}U_0(t). \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Выразим $\varphi_i(t)$ через $U_0(t)$ для чего воспользуемся связью

$$-\varphi_i(t) = \frac{1}{2L_i} U_i. \quad (12)$$

Из формул (12), (11) получаем

$$\left. \begin{aligned} -\varphi_1(t) &= \frac{U_0(t)}{L_0}; \\ -\varphi_2(t) &= \frac{1}{2^2} \frac{U_0(t)}{L_0}; \\ -\varphi_3(t) &= \frac{1}{4^2} \frac{U_0(t)}{L_0}; \\ -\varphi_4(t) &= \frac{1}{8^2} \frac{U_0(t)}{L_0}; \\ -\varphi_5(t) &= \frac{1}{16^2} \frac{U_0(t)}{L_0}. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Дифференцируя выражение (13) дважды по t и учитывая, что длины всех балансиров могут быть выражены через длину балансира L_1 , первого яруса с помощью зависимости

$$L_j = 2^{j-1} L_1 \quad (14)$$

уравнения движения (9) приводятся к виду

$$\left. \begin{aligned} I_1 \frac{1}{L_1^2} \cdot \frac{d^2 U_0(t)}{dt^2} &= 2R_1 - R_2; \\ I_2 \frac{1}{4^2 L_1^2} \cdot \frac{d^2 U_0(t)}{dt^2} &= 2R_2 - R_3; \\ I_3 \frac{1}{8^2 L_1^2} \cdot \frac{d^2 U_0(t)}{dt^2} &= 2R_3 - R_4; \\ I_4 \frac{1}{16^2 L_1^2} \cdot \frac{d^2 U_0(t)}{dt^2} &= 2R_4 - R_5; \\ I_5 \frac{1}{32^2 L_1^2} \cdot \frac{d^2 U_0(t)}{dt^2} &= 2R_5 - R_0. \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

Используя условия совместности перемещений, выражаем ускорения всех балансиров, через вертикальное ускорение в точке контакта с локальной неровностью.

Введем обозначение

$$\Phi_0(t) = \frac{1}{L_1^2} \frac{d^2 U_0(t)}{dt^2} = -\frac{V_0^2 U_0}{L_1^2} \left(\frac{\pi}{L} \right)^2 \sin \frac{\pi V_0}{L} t. \quad (16)$$

С учетом введенного обозначения система уравнений (15) принимает вид

$$\left. \begin{aligned} I_1 \Phi_0(t) &= 2R_1 - R_2; \\ I_1 \frac{1}{2^3} \Phi_0(t) &= 2R_2 - R_3; \\ I_1 \frac{1}{4^3} \Phi_0(t) &= 2R_3 - R_4; \\ I_1 \frac{1}{8^3} \Phi_0(t) &= 2R_4 - R_5; \\ I_1 \frac{1}{16^3} \Phi_0(t) &= 2R_5 - R_6. \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

В (17) все величины известны за исключением сил взаимодействия между контактирующими балансирами

$$R_1, R_2, R_3, R_4, R_5.$$

Решая систему уравнений (17) последовательно, начиная с последнего уравнения, получаем силу взаимодействия между колесом и рельсом R_1

$$R_1 = \frac{1}{2} \left\{ I_1 + \frac{1}{2^4} I_2 + \frac{1}{4^4} I_3 + \frac{1}{8^4} I_4 + \frac{1}{16^4} I_5 \right\} \Phi_0(t) + \frac{1}{32} P_0. \quad (18)$$

Массовые моменты инерции I в общем случае зависят от координаты x . В частном случае, когда площадь поперечного сечения постоянна для каждого балансира в каждом ярусе, имеем

$$I_i = \rho F_i \frac{L_i^3}{3}. \quad (19)$$

Подставляя (19) в (18), получаем

$$R_1 = \frac{\rho L_1^3}{3} \left\{ F_1 + \frac{1}{2} F_2 + \frac{1}{4} F_3 + \frac{1}{8} F_4 + \frac{1}{16} F_5 \right\} \Phi_0(t) + \frac{1}{32} P_0. \quad (20)$$

Формула (20) показывает, что F_i увеличивается с ростом номера яруса, а для определения искомой реакции R_1 необходимо учитывать вклады, вносимые всеми балансирами.

Для оценки площадей поперечных сечений F_i рассмотрим выражение, откуда

$$m_i = \rho \frac{3(1+\alpha)}{\alpha[\sigma]} R_i L_i \quad (21)$$

и

$$m_i = \rho F_i L_i, \quad (22)$$

откуда

$$F_i = \frac{3(1+\alpha)}{\alpha[\sigma]} R_i. \quad (23)$$

Подставляя (16) в (20), получим приближенную формулу для оценки реакции на колесо агрегата со стороны рельсового пути с локальной неровностью

$$R_1(t) \cong - \left\{ 5L_1 \frac{(1+\alpha)}{\alpha[\sigma]} \cdot V_0^2 U_0 \left(\frac{\pi}{L} \right)^2 \rho \sin \frac{\pi V_0}{L} t + 1 \right\} \frac{P_0}{32} \quad (24)$$

или

$$\frac{32R_1(t)}{P_0} \cong - \left\{ 5L_1 \frac{(1+\alpha)}{\alpha[\sigma]} \cdot V_0^2 U_0 \left(\frac{\pi}{L} \right)^2 \rho \sin \frac{\pi V_0}{L} t + 1 \right\}, \quad (25)$$

где $[\sigma]$ — допустимое напряжение в материале балки; V_0 — скорость передвижения агрегата; U_0, L — глубина и длина локальной неровности.

Формулы (24) и (25) позволяют проводить анализ влияния различных проектных параметров на относительную величину реакции на колесо высоконагруженного подвижного средства со стороны рельса с локальной неровностью.

На рис. 4а на основе формулы (25) приводится зависимость относительной величины динамического усилия R_1/P_0 , действующего со стороны локальной неровности рельса на колесо, от величины скоростей V_0 передвижного агрегата.

Из графика (рис. 4а) следует, что относительная динамическая сила колесо-рельс R_1/P_0 пропорциональна квадрату скорости движения агрегата V_0 .

И если известна предельно допустимая относительная сила $\left[\frac{R_i}{P_0} \right]$ (для принятых параметров агрегата и рельсового пути), то на основе графика (рис. 4,а) можно установить такую допустимую скорость движения агрегата $[V_0]$, при которой предельно относительная сила $\left[\frac{R_i}{P_0} \right]$ не будет превышена, т.е.

$$\frac{R_i}{P_0} < \left[\frac{R_i}{P_0} \right],$$

где $\frac{R_i}{P_0}$ — относительная динамическая сила колесо-рельс; $\left[\frac{R_i}{P_0} \right]$ допустимое значение относительной динамической силы колесо-рельс; V_0 — скорость движения агрегата; $[V_0]$ — допустимая скорость движения.

На рис. 4,б приводится зависимость относительной величины динамического усилия R_1/P_0 от величины допускаемых нормальных напряжений $[\sigma]$ в балансирах.

Из графика (рис. 4,б) следует, что относительная динамическая нагрузка R_1/P_0 обратно пропорциональна допустимому напряжению $[\sigma]$ в материале балансиров. На основании этого следует стремиться к замене материалов существующих балансиров на другие, у которых удельная прочность оказывается выше.

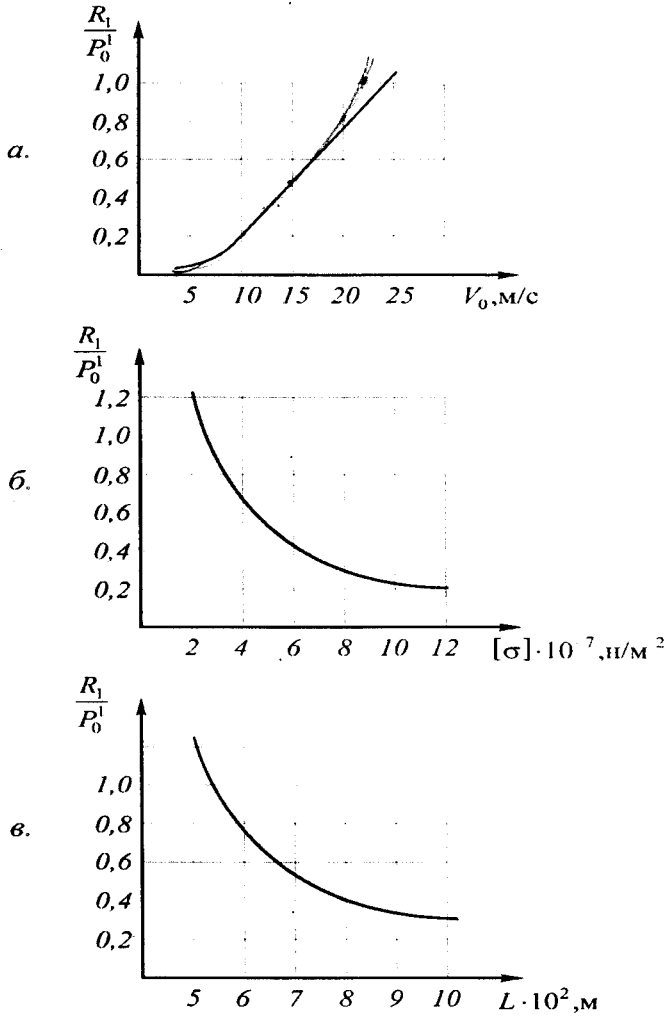


Рис. 4. Зависимости относительного динамического усилия R_1/P_0 от скорости перемещения подвижного средства V_0 , допустимых напряжений в системе балансиров $[\sigma]$ и длины L локальной неровности рельса.

На рис. 4,в на основе формулы (25) приводится зависимость относительной величины динамической силы R_1/P_0 от длины локальной

Из графика (рис. 4,б) следует, что относительная динамическая нагрузка R_1/P_0 обратно пропорциональна допустимому напряжению $[\sigma]$ в материале балансиров. На основании этого следует стремиться к замене материалов существующих балансиров на другие, у которых удельная прочность оказывается выше.

На рис. 4,в на основе формулы (25) приводится зависимость относительной величины динамической силы R_1/P_0 от длины локальной неровности рельса.

Из графика, следует, что относительная динамическая сила обратно пропорциональна квадрату локальной неровности L . На основании этого целесообразна периодическая обработка поверхности рельсов для сокращения по длине неровностей рельсового пути.

Если допустимое значение динамической нагрузки $[R_1]$ задано, то, зная профиль рельсового пути, и допустимые напряжения в балансире на основе формулы (24) задаем такую величину скорости агрегата V_0 , при которой динамические нагрузки со стороны рельсового пути на колеса не будут превышать допустимого значения.

Выводы. Из проведенного анализа многоярусных механических балансиров, используемых в конструкциях специальных агрегатов ракетно-космического комплекса, можно сделать следующие выводы:

1. Многоярусные механические балансиры, благодаря достаточной простоте и надежности в эксплуатации, при очень малых скоростях передвижения агрегатов, обеспечивают штатную работу агрегата.

2. Подтверждено существование предела числа ярусов для механических балансиров, обеспечивающих допустимую нагрузку на колеса агрегатов.

3. Показано, что при превышении предельного числа ярусов (за счет резкого возрастания массы балансиров) нагрузка на колеса, достигнув предельно допустимого значения, исключает возможность увеличения полезной нагрузки.

4. Установлена зависимость предела числа ярусов от величины допустимых напряжений $[\sigma]$ в материале балансиров.

5. Проведенный кинематический анализ многоярусных балансиров позволил установить связь между числом ходовых колес.

6. Установленные кинематические связи используются при исследовании динамики балансиров при движении агрегата по рельсовому пути с локальными неровностями.

7. Показано, что из-за инерционности балансиров происходит рост неравномерности нагружения колес при движении агрегата по рельсовому пути с неровностями.

8. Установлено, что динамическая нагрузка на колеса тяжелого агрегата:
- пропорциональна квадрату скорости движения агрегата;
- обратно пропорциональна допустимым напряжениям в материале балансиров;

- обратно пропорциональна квадрату длины локальной неровности рельса.

9. С ростом числа ярусов балансиров и увеличения их общей высоты в совокупности с деформацией рельсового пути под агрегатом (при длительной его стоянке, ветровой нагрузке [4, 5]) возможно снижение устойчивости агрегата.

10. Традиционное применение многоярусных балансиров при больших значениях «полезной нагрузки» практически невозможно и требует перехода на многоосные агрегаты без применения механических балансиров.

Список литературы

1. Феодосьев В.И. Соппротивление материалов. — М.: Наука, 1974. — 559 с.
2. Раковский Х.В., Раковская-Башмакова Н.Х. Ходовая часть сверхтяжелых специальных агрегатов—рельсы—основания путей — Харьков: МСУ, 1998. — 84 с.
3. Гофберг М. М. Справочник по кранам. — М.: Машиностроение, т. 2, 1988. — 560с.
4. ОСТ ОС-92-0120-69. Ветровые нагрузки на агрегаты специального назначения. Проект, 1-я редакция, п/я В-8209, 1969. — 29 с
5. ОСТ 92-92-49-80. Ветровые нагрузки на агрегаты специального назначения. Проект, п/я А-7731, 1980. — 64 с.

Анотація

Залежність сили колесо – рейка від напруг, що допускаються, у балансирах спеціальних агрегатів

За рахунок надійності експлуатаційної простоти, а також здатності забезпечувати рівномірне навантаження на колеса (при статичних та квазістатичних режимах праці) в конструкціях агрегатів наземного забезпечення ракетно космічних-комплексів, широке застосування отримали багатоярусні балансірні системи. Але при відносно високих швидкостях пересування завдяки значній інерційності балансирів рівномірне навантаження на колеса не забезпечується навіть при малих нерівностях рельсового шляху.

Abstract

Relation of force a sprocket - rail from allowable stresses in balancers of special aggregates

At the expense of reliability of an operational simplicity, and also capacity to provide even load on sprockets (at static and quasistatic operational modes) in designs of aggregates of terraneous maintenance of space-rocket complexes broad application have received multi-layered balanced systems.

However at rather high speeds of removal because of a considerable lag effect of balancers the even load on sprockets can not be provided even at small irregularities of a railway.

ЗМІСТ

Скобло Т.С., Власовец В.М., Ридный Р.В. УПРОЧНЕНИЕ ВОССТАНОВЛЕННЫХ ПОКРЫТИЙ ДЕТАЛЕЙ МИКРОЛЕГИРОВАНИЕМ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ОТХОДОВ ТЭС	3
Скобло Т.С., Сидашенко А.И., Позняков Н.Г. ВЛИЯНИЕ ИСХОДНОЙ СТРУКТУРЫ НА КАЧЕСТВО ЗАКА- ЛЕННОГО СЛОЯ ГИЛЬЗЫ ЦИЛИНДРА ИЗ НИЗКОЛЕГИРОВАН- НОГО ЧУГУНА ДВИГАТЕЛЯ ТИПА СМД.....	8
Скобло Т.С., Власовец В.М., Марченко М.В. ВЛИЯНИЕ МОДИФИКАТОРА И ЛЕГИРУЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ НА КАЧЕСТВО И СВОЙСТВА ВТУЛКИ ЦИЛИНДРА МАЛЫХ СУДОВ И ОЦЕНКА ИХ ПО КОЭРЦИТИВНОЙ СИЛЕ	11
Новиков Ф.В., Ковальчук А.Н. МЕХАНИЗМ ФОРМИРОВАНИЯ ПЛОЩАДОК НА ВЕРШИНАХ РЕЖУЩИХ ЗЕРЕН АЛМАЗНОГО КРУГА ПРИ ЕГО СПЕЦИАЛЬ- НОЙ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКЕ	16
Новиков Ф.В., Гасанов М.И. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ И КАЧЕСТВО ОБРАБОТКИ ПРИ АЛ- МАЗНОМ ШЛИФОВАНИИ ТВЕРДЫХ СПЛАВОВ С УВЕЛИЧЕН- НЫМИ ГЛУБИНАМИ РЕЗАНИЯ	23
Новиков Ф.В. СТРУКТУРНАЯ И ПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ЦИК- ЛА КРУГЛОГО НАРУЖНОГО ШЛИФОВАНИЯ	27
Можарова Н.М., Тимофеева Л.А. СТРУКТУРА И СВОЙСТВА БЕЛЫХ ХРОМИСТЫХ ЧУГУНОВ	34
Тимофеева Л. А., Комарова А. Л., Мартыненко Л. Г. ИССЛЕДОВАНИЕ ФИЗИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ПРОИСХОДЯЩИХ ПРИ ХТО (ОКСИЛЕГИРОВАНИЕ) В РАЗЛИЧНЫХ НАСЫЩАЮ- ЩИХ СРЕДАХ С НАЛОЖЕНИЕМ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ПОЛЯ.....	38
Браташевський О.Ю., Полякова А.Г., Горбачова Л.В., Польотов В.А. РОЗРОБКА ЗНОСОСТІЙКОЇ СТАЛІ ДЛЯ НОЖІВ БУЛЬДОЗЕРІВ.....	43
Семенцов В.И., Коломиец В.В. ФИЗИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОЦЕССОВ ОБРАБОТКИ ВОССТАНОВЛЕННЫХ РАСПРЕДВАЛОВ ГРУЗОВЫХ АВТОМО- БИЛЕЙ РЕЗЦАМИ ИЗ ПСТМ.....	48
Вовк Ю.А. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ЗУСИЛЬ РІЗАННЯ ПРИ ОБРОБЦІ ОТВОРІВ В ДЕТАЛЯХ З ПЕРЕКОШЕНИМ ТОРЦЕМ.....	53
Мартыненко В.Я., Катеринок С. ЗРІЗУВАННЯ ПІЧКИ ЦУКРОВИХ БУРЯКІВ РОТАЦІЙНИМ РІ- ЖУЧИМ АПАРАТОМ	58
Тимофеев С.С. ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ ДЕТАЛЕЙ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ.....	62

Геворкян Э.С. НОВЫЙ ИНСТРУМЕНТАЛЬНЫЙ МАТЕРИАЛ НА ОСНОВЕ НАНОПОРОШКОВ КАРБИДОВ ВОЛЬФРАМА	65
Тимофеева Л.А., Дохнова А.О УДОСКОНАЛЕННЯ ЯКОСТІ ПОВЕРХНЕВОЇ ОБРОБКИ КОЛІСНОЇ ПАРИ ВАГОНА.....	69
Свиргун О.А. ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РЕЗИНОВОГО ПОКРЫТИЯ НА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕЗИНОМЕТАЛЛИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ	73
Козаченко О.В. СТАБІЛІЗАЦІЯ ШВИДКОСТІ РУХУ ГРУНТООБРОБНОГО АГРЕГАТУ	77
Братченко О.В., Карпенко Н.П., Чубикало М. Б. АНАЛІТИЧНЕ ОПИСАННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК РУХУ ПОРШНІВ V-ПОДІБНИХ ТЕПЛОВИЗНИХ ДИЗЕЛІВ	86
Мороз В.І., Чубикало М.Б., Логвиненко О. А. МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ПРОДУКТИВНОСТІ БАГАТОКАМЕРНОГО БІРОТОРНОГО КОМПРЕСОРА.....	91
Сайчук А.В. РАЗРАБОТКА СТЕНДОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ВОССТАНОВЛЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ТРАКТОРА Т-150К.....	95
Клименко Н.П., Никитенко Ю.Д. РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С УЧЕТОМ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ СМАЗКИ.....	101
Гринченко А.С., Земницкий А.В. ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ МУФТ НА ПРОЧНОСТНУЮ НАДЕЖНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ МАШИН	106
Братченко О.В. ФОРМАЛІЗОВАНЕ ОПИСАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ І МІЦНОСТНИХ ОБМЕЖЕНЬ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ МЕХАНІЗМІВ ГАЗОРОЗПОДІЛУ ТРАНСПОРТНИХ ДИЗЕЛІВ	113
Усов А. В., Якимов А. В., Якимова О. А. ТЕМПЕРАТУРНОЕ ПОЛЕ ПРИ МНОГОКРАТНОМ ВОЗДЕЙСТВИИ ТЕПЛОВОГО ИСТОЧНИКА	120
Новиков Ф. В., Яценко С. М. РАСЧЕТ ТЕПЛОВОГО БАЛАНСА И ТЕМПЕРАТУРЫ РЕЗАНИЯ ПРИ ШЛИФОВАНИИ	125
Чистяк В.Г. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА ИМПУЛЬСНОЙ КЛЕПКИ	130
Савченко Н. Ф., Кривошапка Ю. Н. РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЭНЕРГОЕМКИХ ВЫСОКОБЕЗОПАСНЫХ ИМПУЛЬСНЫХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ	135

Иванов И. Е. РАСЧЕТ ПОГРЕШНОСТИ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ПРИ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКЕ	143
Вакуленко К. В., Мацевитый В. М., Казак И. Б. КРИТЕРИИ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ АДГЕЗИОННОЙ АКТИВНОСТИ ИЗНОСОСТОЙКИХ ПОКРЫТИЙ РАЗЛИЧНОГО ХИМИЧЕСКОГО СОСТАВА НА РЕЖУЩИХ ИНСТРУМЕНТАХ.....	149
Золотарев В. М., Карпушенко В. П., Науменко А. А., Бузько С.В., Золотарев В. В. КРИТЕРИИ ПРИМЕНЕНИЯ УСТРОЙСТВ ПОТОЧНОГО ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ ИЗОЛЯЦИОННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КАБЕЛЬНЫХ ИЗДЕЛИЙ НА СОВРЕМЕННЫХ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ ЭКСТРУЗИОННЫХ ЛИНИЯХ.....	153
Карпуть В. Е., Граница В. А. СТАТИСТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КОМБИНИРОВАННОГО ИНСТРУМЕНТА.....	157
Кадильникова Т. М., Проволоцкий А. Е. ПРОЕКТИРОВАНИЕ МОДЕЛЕЙ ВИБРАЦИОННЫХ ГРОХОТОВ	163
Ларшин В. П., Ларшина А. В. ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БЕЗДЕФЕКТНОГО ШЛІФУВАННЯ В СИСТЕМІ КЕРУВАННЯ ЯКІСТЮ ПРОДУКЦІЇ.....	169
Макурин Н. С., Королева Я. Ю., Шаполов А. Е. РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ СБОРКИ.....	175
Новиков Г. В. ОБОСНОВАНИЕ И ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОГО ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО РЕЖИМА ЭЛЕКТРОЭРОЗИОННОЙ ПРАВКИ АЛМАЗНЫХ КРУГОВ НА МЕТАЛЛИЧЕСКИХ СВЯЗКАХ	180
Ткаченко В. П., Новиков Ф. В., Ткаченко С. В. ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ КАЧЕСТВА ОБРАБОТКИ И ИЗНОСОСТОЙКОСТИ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ РЕЛИТОВЫХ ТОРЦОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ	186
Денисов С. В., Новосёлов С. П., Резниченко А. Г. ПРИМЕНЕНИЕ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ПЛАЗМЫ В ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ.....	191
Копійченко Ю. В., Тернюк М. Е. МОДУЛЬНІ СИСТЕМИ ТЕХНОЛОГІЙ, ЯК ОСНОВА ПОБУДОВИ ГНУЧКИХ ВИРОБНИЦТВ, ЩО РОЗВИВАЮТЬСЯ.....	200
Біловол Г. В. ОПТИМІЗАЦІЯ МНОЖИНИ СПОСОБІВ ПІДВИЩЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНИХ МАШИНОБУДІВНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ	205
Тернюк Н. Э., Котляров Б. С. НОВЫЙ ПОДХОД К ОПРЕДЕЛЕНИЮ АТТРИБУТОВ ДЕТАЛЕЙ МАШИН.....	210
Тернюк М. Е., Хунг Ф. В.	

ЗАГАЛЬНА ПОСТАНОВКА І АЛГОРИТМ ВИРІШЕННЯ ЗАДАЧІ СИНТЕЗУ ОПТИМАЛЬНИХ СХЕМ МОДЕРНІЗАЦІЇ ТЕХНІКИ	214
Недзельський О. С., Петков А. А. МИНИМИЗАЦІЯ ЕНЕРГІЇ ГЕНЕРАТОРОВ ІМПУЛЬСОВ ТО- КА ДЛЯ ІСПИТАНИЙ ОБ'ЄКТОВ С ШИРОКИМ ІНТЕРВАЛОМ ІЗМЕНЕННЯ ПАРАМЕТРОВ.....	218
Гусарев В. С. СТРУКТУРНА ОПТИМІЗАЦІЯ ТЕХНОЛОГІЧЕСКОГО ПРО- ЦЕСА І ТЕХНОЛОГІЧЕСКОЇ СИСТЕМИ.....	221
Дитиненко С. А. ОПТИМІЗАЦІЯ КРУГЛОГО НАРУЖНОГО ПРОДОЛЬНОГО ШЛИФОВАНИЯ.....	225
Мороз В. І., Братченко О. В., Логвіненко О. А. НОВІ БЕЗУДАРНІ ПРОФІЛІ ГАЗРОЗПОДІЛЬНИХ КУЛАЧКІВ ТЕПЛОВИЗНОГО ДИЗЕЛЯ ТИПУ Д80.....	231
Романюк Г. С. АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ПОЛЕВІХ ІСПИТАНИЙ МАШИНИ МВВ-4 ДЛЯ ВНУТРІПОЧВЕННОГО ВНЕСЕННЯ МІНЕРАЛЬ- НИХ УДОБРЕНІЙ.....	237
Гринченко А. С., Коваль А. В. СТАТИСТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ДИНАМИКИ ДЕГРАДАЦИОН- НЫХ ПРОЦЕССОВ У ВЕДУЩИХ МОСТОВ ТРАКТОРОВ Т-150К	242
Сапрыгин Х.М. ОБ ОЦЕНКЕ ТОЧНОСТИ РАСЧЕТОВ ПАРАМЕТРОВ ПРОКАТКИ ПРОФИЛЕЙ.....	247
Сапрыгин Х.М. К ВОЗМОЖНОСТЯМ УЛУЧШЕНИЯ ЭКОЛОГИИ ПРИ РЕГУЛИ- РУЕМОЙ ПРОКАТКЕ	253
Овчаров Б.З. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ЦЕПНОГО КОНТУРА МНОГОПРИ- ВОДНЫХ СКРЕБКОВЫХ КОНВЕЙЕРОВ И ОБОСНОВАНИЕ РА- ЦИОНАЛЬНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ.....	258
Овчаров Б.З. ФИЗИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ КРИТЕРИЕВ РАСЧЕТА, АНАЛИЗ СТАНДАРТОВ И МЕТОДИКА УТОЧНЕННОГО РАСЧЕТА КЛИ- НОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ.....	269
Проволоцкий А.Е., Негруб С. Л. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЛОЩАДИ ПЯТНА КОНТАКТА ПОЛИМЕР- ЭЛАСТИЧНОГО ИНСТРУМЕНТА С ОБРАБАТЫВАЕМОЙ ПО- ВЕРХНОСТЬЮ	287
Новиков Ф. В., Шкурупий В. Г. ОБОСНОВАНИЕ СВЯЗИ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СВЕТООТРАЖАЮЩИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ШТАНГ С ОТВЕР- СТИЯМИ С ИХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫМИ СВОЙСТВАМИ	294

Лавинский В.И., Лукьянов И.М.	
ОСОБЕННОСТИ ПРОЧНОСТНОГО РАСЧЕТА МАТРИЦЫ ИМПУЛЬСНОГО ПРЕССА ДЛЯ УПЛОТНЕНИЯ ПОРИСТЫХ МАТЕРИАЛОВ.....	302
Раковская Н. Х.	
ЗАВИСИМОСТЬ СИЛЫ КОЛЕСО - РЕЛЬС ОТ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В БАЛАНСИРАХ СПЕЦИАЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ	306