

ТОМ 3

ТЕХНОЛОГІЇ

МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 621.9.08:621.833.1:519.245

Билун Р.А., студент гр. ТМА-15м

Научный руководитель: Дербаба В. А., к.т.н., доцент кафедры ТГМ

(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепрпетровск, Украина)

ФОРМИРОВАНИЯ СТОХАСТИЧЕСКИХ МАССИВОВ НЕПРАВИЛЬНО ПРИНЯТЫХ И НЕПРАВЕЛЬНО ЗАБРАКОВАННЫХ ДЕТАЛЕЙ В ИЗМЕРИТЕЛЬНО-КОНТРОЛЬНОЙ СИСТЕМЕ ДЛИНЫ ОБЩЕЙ НОРМАЛИ ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА

Проблема обеспечения качества изготовления зубчатых колес поставлена очень остро в связи с рыночными отношениями и возросшей конкуренцией. Остаются актуальными проблемные вопросы технологического обеспечения качества выпускаемой продукции в связи с освоением на предприятиях машиностроения международной системы менеджмента качества.

До настоящего времени на большинстве предприятий измерение параметров эвольвентных зубчатых колес опирается на гамму средств зубоизмерительной техники – приборы, которые имеют ограниченный диапазон измерений параметров и различную точность. Для обоснованного выбора конкретного средства измерения с приемлемой погрешностью измерения используется методика, которая изложена в национальном стандарте ГОСТ 8.051-81. Однако указанная методика применима лишь к деталям гладких сопряжений и не учитывает геометрических особенностей эвольвентных зубьев.

В то же время в известных работах [1-3] остается не решенная задача влияния случайных погрешностей измерения общих нормалей зубчатого венца на показатели разбраковки и выявление закономерностей этого влияния.

Упомянутая задача решалась авторами методом имитационно-статистического моделирования при пассивном контроле длин общих нормалей зубьев эвольвентного профиля. Математическая модель, описывающая процесс оценки годности при пассивном приемочном контроле длины общей нормали, имеет вид:

$$ЕСЛИ(I(E_{wd} \leq -E_{wsl} + E_{wsll}); E_{wd} \geq -((E_{wsl} + E_{wsll}) + T_w); 1; 0), \quad (1)$$

где E_{wd} – действительное (измеренное с не нулевой погрешностью) значение длины общей нормали, мкм;

E_{wsl} , E_{wsll} – нормированные значения наименьшего отклонения длины общей нормали от номинального значения (первое и второе слагаемые), мкм;

T_w – допуск на длину общей нормали.

В выражении (1) использован синтаксис логической функции в программе Microsoft EXCEL.

Реализация алгоритма выполнена на основе использования пакета анализа программы Microsoft Office Excel. Расчеты проведены применительно к цилиндрическому прямозубому колесу, которое имеет следующие конструктивные параметры и допуски: модуль $m = 3$ мм; делительный диаметр $d = 150$ мм; число зубьев $z = 50$.

Пример полученных зависимостей показаны на рис. 1 для показателя m – процента неправильно принятых деталей (принятые обозначения: 4С–8С степени точности зубьев, R^2 – показатель достоверности аппроксимации).

Анализ зависимостей показал, что применение менее точных измерительных средств приводит к росту риска изготовителя в большей степени, чем к росту риска заказчика.

Оба риска возрастают с повышением требований к точности эвольвентного профиля зубьев с учетом требований к виду сопряжения.

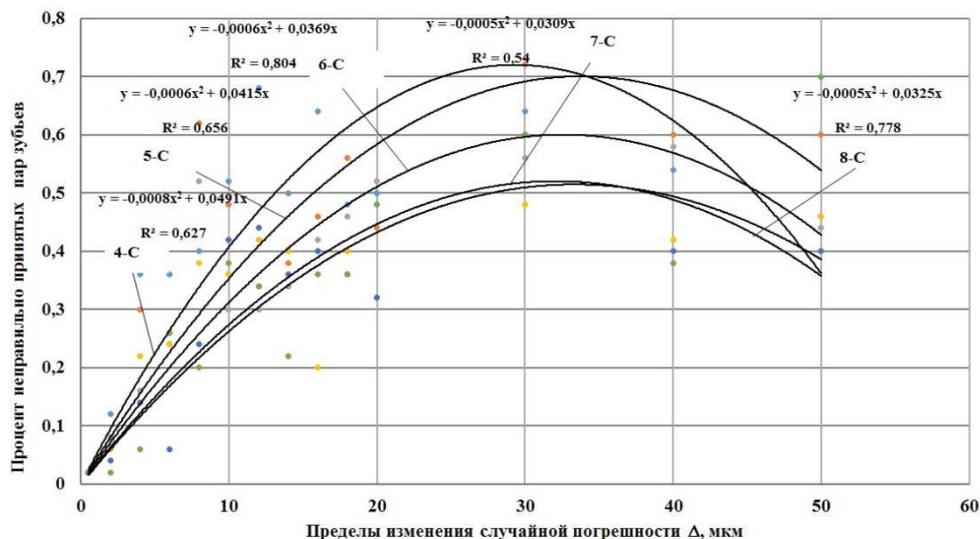


Рисунок 1 – Зависимости показателя разбраковки m от предельного значения случайной погрешности при КТТ=5

В данной статье изложены результаты имитационного статистического моделирования процедуры приемочного контроля эвольвентных зубьев колес по критерию длины общей нормали.

Разработана методика по имитационному моделированию влияния случайных погрешностей при измерении общей нормали зубьев колес с эвольвентным профилем на количество неправильно принятых и неправильно забракованных пар зубьев.

Определены зависимости процента неправильно забракованных и неправильно принятых деталей от предельных значений случайных погрешностей измерения длины общей нормали для степеней точности зубчатых колес 4, 5, 6, 7, 8 при различных видах сопряжения.

Дальнейшим направлением исследований может быть моделирование и проведение расчетов применительно к нормируемым показателям кинематической точности зубчатых колес.

Перечень ссылок

1. Асташенков, А. И. Разработка системы обеспечения единства измерений геометрических параметров эвольвентных зубчатых зацеплений: автореф. дис. на соиск. учен. степ. докт. техн. наук: спец. 05.11.15 «Метрология и метрологическое обеспечение» [Текст] / А. И. Асташенков // Всероссийский НИИ метрологической службы: Москва, 1999. – 44 с.

2. Локтев Д.А. Современные методы контроля качества цилиндрических зубчатых колес / Д.А. Локтев // Металлообработка. Оборудование и инструмент для профессионалов. –2009. – №4. – С. 6–11.

3. Кельтон В., Лоу А. Имитационное моделирование. Классика SC. Перевод с англ. / 3-е изд. – СПб.: Питер; Киев: Издательская группа ВНУ, 2004. — 847 с.

УДК 621.

Журавель А. Ю, студент групи ТМА-15м

Научный руководитель: Дидык Р.П., доктор технических наук, профессор кафедры ТГМ

(Государственное ВУЗ “Национальный горный университет”, г. Днепропетровск, Украина)

СОВРЕМЕННЫЕ ТЕНДЕНЦИИ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ CAD/CAM/CAE-СИСТЕМ

Постановка проблемы. Проблема, затронутая в данной статье, заключается в определении влияния современных тенденций и перспектив развития CAD/ CAM/CAE-систем на изобразительные средства промышленного дизайнера; их сущности и роли в проектной деятельности.

Цель работы. Выявить и определить влияние современных тенденций и перспектив развития CAD/ CAM/CAE-систем на изобразительные средства промышленного дизайнера в контексте объективно существующего проектного процесса, основанного на базе 3D-моделирования.

Результаты исследований. К перспективам развития CAD/CAM/CAE-систем можно отнести несколько основных направлений. Первое направление представляет собой тенденцию постоянного совершенствования элементной базы: скорость работы с САПР и PLM напрямую зависит от возможностей компьютеров. В последнее время в области «железа» произошли существенные подвижки вперед, которыми воспользовались разработчики ПО. Практически все ведущие вендоры (англ. vendor продавец, торговец — юридическое или физическое лицо, являющееся поставщиком товаров и услуг, объединенных торговой маркой) выпустили 64- разрядные версии САПР, которые могут обращаться к практически неограниченным объемам оперативной памяти. Появление многоядерных процессоров особенно благотворно отразилось на системах инженерного анализа, связанных с интенсивными вычислениями. По некоторым оценкам, сложный анализ, который в 2003-м продолжался 5 ч, теперь выполняется за 10 мин [1].

Второе направление развития САПР основывается на создании и совершенствовании программных конгломератов, основная задача которых сделать полностью завершённым процесс разработки, изготовления, эксплуатации и утилизации любого объекта. Само собой разумеется, что к вопросам завершенности относятся разработка конструкции объекта и оснастки для его изготовления, управления всеми технологическими процессами при производстве объекта, контроль его качества, упаковки и транспортировки, а также его реализации. Основная сложность создания подобных программных комплексов заключается в стыковке форматов и принципах построения моделей [2].

Выводы. Современные перспективы развития CAD/CAM/CAE-систем имеют явную направленность на совершенство подобных программных продуктов. Поиски новых принципов построения моделей свидетельствует о постоянном интересе потребителей, что в свою очередь подтверждает их, CAD/ CAM/CAE-систем, значение для современных производительных сил. Для промышленного дизайнера, являющегося неотъемлемой частью этих сил, наибольший интерес в изучении должны представлять

трехмерные системы, основанные на объемном моделировании (solid modeling), представляющие собой разновидность трехмерного моделирования, которая применяется в САПР.

Источники

1. Гореткина, Е. Настоящее и будущее рынка САПР [Электронный ресурс] / Е. Гореткина // PC Week/RE («Компьютерная неделя»): сайт газеты. — Технологии-2011. — Январь, 2011. — Режим доступа : http://www.pcweek.ru/themes/detail.php?ID=127669&THEME_ID=13893
2. Глинских, А. Современное состояние и перспективы развития мирового рынка PDM-систем [Электронный ресурс] / А. Глинских // Компьютер – информ: сайт газеты. — М., 2001. — №3. — Режим доступа : http://www.ci.ru/inform01_02/p_22-23.htm

УДК 621.869.7

Казарцев Д.И., студент гр. ГМКм–15–1м

Научный руководитель Панченко Е.В. к.т.н. доцент кафедры горных машин и инжиниринга

(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина)

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ АГРЕГАТА «ШТАБЕЛЕУКЛАДЧИК» С УЧЕТОМ НЕРОВНОСТИ РЕЛЬСОВОГО ПУТИ

Работа посвящена определению зависимости контактных сил на колесах ходовой части штабелеукладчика от расположения привода. При этом используются методы компьютерного, математического моделирования, а также методы планирования многофакторного вычислительного эксперимента.

Ходовая часть штабелеукладчика включает в себя четыре ходовые тележки (рис. 1). В состав которых входит: 1– электрический асинхронный двигатель переменного тока, 2– упругая втулочно-пальцевая муфта с тормозным шкивом, 3– цилиндрический двухступенчатый редуктор, 4– открытая зубчатая передача, 5– приводное колесо, 6– холостое колесо, 7– корпус, 8– щиток (устройство демпфирующее удары об ограничители хода штабелеукладчика). Корпус ходовой тележки сварной, выполнен из листового проката.



Рисунок 1.– Компьютерная модель ходовой тележки

Известно, что при монтаже рельсового пути допускается отклонение ± 20 мм [1, 2]. Это может привести к тому, что при движении укладчика по рельсовому пути, содержащим местные сопротивления, наблюдается возможность заклинивания или потеря контакта колеса с рельсом, из-за нерациональной схемы расположения привода.

Научная задача – научная задача заключается в обосновании геометрических параметров механизма привода ходовой части агрегата «Штабелеукладчик», на основании серии вычислительных экспериментов

Научное значение: разработка теории по обоснованию параметров привода хода.

Анализ конструкции позволил принять следующие допущения:

1. Ходовая часть в конечно-элементной модели аппроксимируются пространственными треугольными конечными элементами.
2. Материал элементов ходовой части принимался изотропным с упругими характеристиками: модуль упругости, коэффициент Пуассона.
3. Вес ходовой части моделируется граничным условием сосредоточенной силы приложенной в центр масс.
4. Взаимодействие ходовой части с остальной металлоконструкцией штабелеукладчика моделируется граничным условием «распределённая сила».

5. Неровность рельсового пути моделируется при помощи граничного условия «на плоских гранях» с возможностью перемещений опоры на 20 мм, что имитирует заданное перемещение объекта в направлении перпендикулярно грани.
6. В конечно-элементной модели колесо не рассматривается.
7. В осевом направлении конструкция ходовой части абсолютно жёсткая.
8. Запрет перемещения в осевом направлении имитируется граничным условием «на плоских гранях», без перемещений.

С учётом указанных результатов проведен численный эксперимент: для конечно-элементной модели заданы граничные условия (рис.2) и определено напряжённо-деформированное состояние конструкции. В процессе решения определялись силы реакций на опорных гранях.

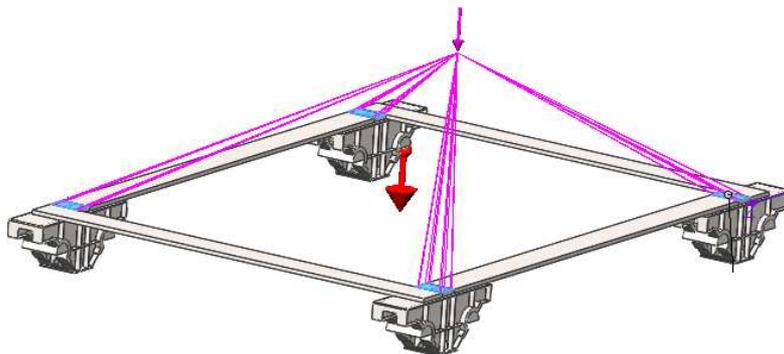


Рисунок 2. – Расчётная модель ходовой части

Нагрузка от выше установленной конструкции была вычислена путём замены её дистанционной нагрузкой [3]. Чтобы установить зависимость величин прогиба и реакции на колёсах от неровности рельсового пути с применением теории планирования эксперимента, провели численный эксперимент. После анализа результатов была получена схема распределения нагрузки на поверхность ходовой части штабелеукладчика. Показано:

- Из-за того, что центр масс смещён относительно оси симметрии в сторону передних колёс на 1000 мм, то целесообразно устанавливать привод на передних колёсах;
- При допуске отклонения на монтаж рельсового пути ± 20 мм, нормальные реакции относительного сцепления на передних колёсах изменяется в диапазоне от 0,48 до 1,94 при чём минимального своего значения достигает при случае, когда допустимое отклонение на монтаж на задней правой равен $+20$ мм, на задней левой равен -10 мм, на передней левой $+20$ мм и на передней правой -20 мм;
- При допущении того, что сцепной вес передних колёс меняется в диапазоне от 30 до 121 расчётным случаем, при выборе параметров двигателя рекомендуется принимать сцепной вес равный 30 кН.

Итак, выполненный вычислительный эксперимент позволил определить рациональную схему расположения привода.

Перечень ссылок

1. Расчёт и проектирование транспортных средств непрерывного действия / Барышев А.И., Будишевский В.А. и др. – Научное пособие для вузов. Под общ. ред. В.А. Будишевского – Донецк, 2005. – 689 с.
2. Александров М.П. Подъемно транспортные машины: Учебник для машиностроителей спец.вузов 6-е издание, переработан М.: Высш. шк. 1985.520 с., ил.
3. Алямовский А.А. SolidWorks Компьютерное моделирование в инженерной практике:/ Алямовский А.А., Собачкин А.А.,– СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 800с.

Коваль Д.О., Амбарцумян В.Н., студенти групи ТМа-15-1м

Научный руководитель: Дидык Р.П., д.т.н., проф. кафедры технологии горного машиностроения

(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина)

ВЫСОКОСКОРОСТНАЯ МЕХАНИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА

Данная статья базируется на опыте, полученном специалистами фирмы Delcam plc в области высокоскоростной обработки. Фирма стояла у истоков развития высокоскоростной обработки (ВСО), участвуя совместно с рядом станкостроительных фирм и университетов в европейском проекте по исследованию ВСО, а также одной из первых использовала эту технологию в своем собственном цехе при изготовлении пресс-форм и штампов. Результатом этой работы стало появление новых стратегий и модулей в известной системе PowerMILL, давно и успешно используемой в инструментальном производстве.

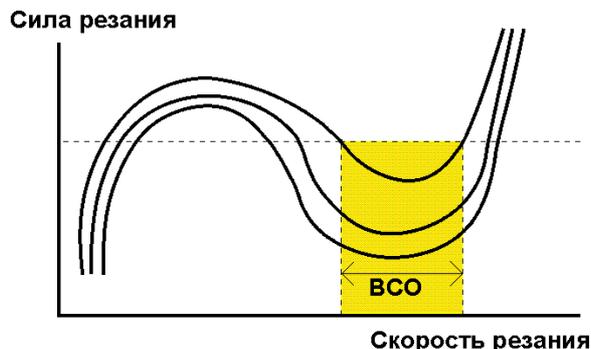


Рисунок 1 - Кривые Соломона. Зависимость сил резания от скорости резания

Теоретическим обоснованием высокоскоростной обработки являются так называемые кривые Соломона (рис. 1), которые показывают снижение сил резания в некотором диапазоне скоростей. Но наиболее важным фактором здесь является перераспределение тепла в зоне резания. При небольших сечениях среза в данном диапазоне скоростей основная масса тепла концентрируется в стружке, не успевая переходить в заготовку. Именно это позволяет производить обработку закаленных сталей, не опасаясь отпуска поверхностного слоя. Отсюда следует основной принцип ВСО: малое сечение среза, снимаемое с высокой скоростью резания, и соответственно высокие обороты шпинделя и высокая минутная подача.

Главный эффект ВСО заключается в сокращении машинного времени за счет интенсификации режимов резания, снижение энергоемкости процесса обработки, и повышении качества обрабатываемой поверхности. Условием успеха в высокоскоростной обработке может стать правильный выбор всех составляющих факторов, участвующих в этом процессе: станок, система ЧПУ, режущий инструмент, вспомогательный инструмент с системой закрепления инструмента, система программирования, квалификация технолога программиста и оператора станка с ЧПУ.

Современный станок для ВСО имеет скорость вращения шпинделя 12-25 тыс. оборотов в минуту и оснащен средствами температурной стабилизации шпинделя. Некоторые фирмы предлагают станки со скоростью вращения до 40 тыс. оборотов в минуту. Скорости подач 40-60 м/мин, скорость быстрых перемещений — до 90 м/мин.

Станки обробляють малі переміщення (від 5 до 20 мкм) і мають підвищену жорсткість і температурну компенсацію. Іменно прогрес в області станкостроєння дозволив здійснити ВСО. Ограничителем ВСО може стати система ЧПУ, якщо вона не має високої швидкості обробки кадрів. Для досягнення високого якості поверхні програма для ВСО містить дуже малі переміщення. Максимальну подачу, яку здатна забезпечити система ЧПУ, можна визначити за формулою (1):

$$F_{\max} = (\text{Длина перемещения в кадре}) / (\text{Время обработки кадра}) * 60 \quad (1)$$

Із приведеного відношення випливає, що при переміщеннях 0,01 мм і часі обробки кадру 2 мс максимальна подача обмежена значенням 0,3 м/хв. Сучасна система ЧПУ повинна «дивитися вперед» зі швидкістю від 100 до 200 кадрів в секунду, щоб встигнути зробити розрахунки для гальмування на підході к куту і розгону після повороту.

Наступний фактор - режущий і допоміжний інструмент. Ведущі інструментальні фірми пропонують сьогодні широку гамму фрез для ВСО з детальними рекомендаціями по областях їх застосування і режимам різання. Розробляються нові мелкодисперсні сплави, здатні надійно працювати на високих швидкостях. Подвоєння швидкості різання збільшує центробіжні сили внаслідок дисбалансу інструмента більш ніж в 4 рази, і ці сили стають порівнянними з силами різання. Бієння інструмента сильно впливає на знос. Це підтверджують дані експериментів (рис. 2), де на графіку видно практично лінійну залежність зносу від бієння при високих швидкостях різання. Таким чином, ВСО вимагає особливого уваги до балансування інструмента.

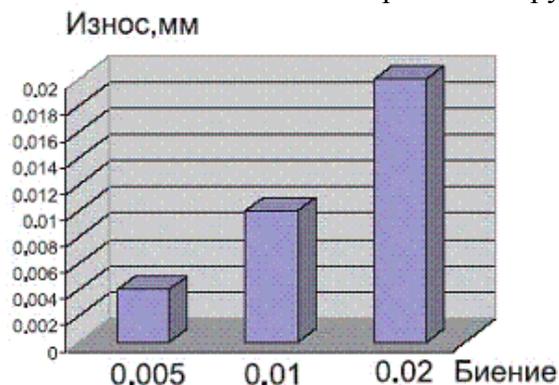


Рисунок 2 - Влияние биения на износ инструмента

В світовому станкостроєнні сьогодні спостерігається стійка тенденція створення станків, призначених для ВСО обробки. Досягнення в області технології створення режущого інструмента дозволили ефективно застосовувати ВСО обробку в різних галузях. Технологія САМ сьогодні бурно розвивається, щоб задовольнити специфічні потреби в створенні нових стратегій руху інструмента для ВСО.

Технологія ВСО належить до числа найбільш прогресивних і швидко розвиваючихся. Разом з тим, цей вид обробки різанням є відносно новим технологічним процесом, і досвід його дослідження в Україні дуже обмежений.

Список литературы.

1. Управление резанием в автоматизированном производстве. — ВТ© «Станкин». Адрес в Интернет: <http://www.vto.stankin.ru/>
2. Зорев Н.Н. Вопросы механики процесса резания. М.: Машгиз, 1956. — 365 с.
3. Виттингтон К., Власов В. Высокоскоростная механообработка // САПР и графика.

Пугач А.С. студент гр. ІМммС – 14

Научный руководитель: Пугач Р.С., асп. кафедры ТГМ

(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина)

ТРИБОТЕХНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ПАРЫ ТРЕНИЯ ПОСЛЕ ОБКАТЫВАНИЯ РОЛИКАМИ С ПОСЛЕДУЮЩИМ МОДИФИЦИРОВАНИЕМ ПОВЕРХНОСТИ

При поверхностном пластическом деформировании (ППД) деталей машин образуется новая поверхность с шероховатостью, зависящей от основных параметров обработки. Представление о микропрофиле, как следе вдавливаемого профиля инструмента, является неточным вследствие искажений, вызываемых пластическим течением металла от места контакта инструмента с деталью. Пластическое течение происходит как в направлении подачи с образованием волны, перемещающейся вместе с роликом, так и в направлении, противоположном подаче, вызывая искажение образованного ранее соседнего микропрофиля [1].

При осуществлении технологического процесса обкатывания наиболее широко применяются сферические или торообразные ролики и при больших углах вдавливания ролика в направлении его подачи на обкатанной поверхности детали появляется волнистость с шагом, отличным от величины подачи.

В начале обработки при первом обороте детали образуется канавка с волнами по обеим сторонам. При втором обороте детали в связи с перемещением инструмента на величину подачи образуется вторая канавка, глубина которой должна быть больше первой, так как вследствие уменьшения контактной площади между шаром и деталью увеличивается контактное давление. Образование последующих канавок производится аналогично.

На профилограмме (рис. 1) сплошной линией изображен микропрофиль обкатанной поверхности, полученной в результате искажения (вторичный микропрофиль), а штриховой линией - первичный микропрофиль, который имела бы обкатанная поверхность при отсутствии искажения и который можно рассматривать как след рабочего движения инструмента. Величина искажения микропрофиля зависит от давления, пластических свойств материала детали и формы деформирующего элемента. С возрастанием давления и повышением пластичности увеличивается зона пластического смещения и в большей степени происходит искажение микропрофиля.

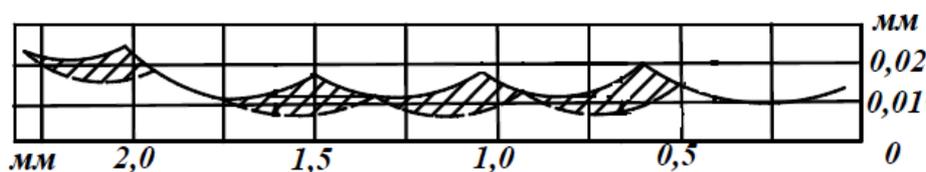


Рисунок 1 - Профилограмма начального участка обкатанной поверхности

Для предотвращения появления волнистости при чистовом обкатывании рекомендуется принимать угол вдавливания, значением $2 - 3^{\circ}$ что, ограничивает шероховатость обкатанной поверхности величиной $40 < Rz < 80$ мкм, а для уменьшения волнистости - использовать ролики с точным рабочим профилем и чаще их перешлифовывать. При упрочняющем обкатывании тонкий поверхностный слой для

исключения волнистости поверхности сошлифовывают или стачивают, это существенно уменьшает эффективность упрочнения [2].

Эффективность формирования микропрофиля поверхности можно значительно повысить, если применить комбинированный метод обработки. Состоящий из двух последовательно выполняемых операций – деформационного упрочнения поверхности и насыщением поверхности геомодификатором трения «ГЕОМ» ГМТ-У-1/3 в процессе эксплуатации узла трения, добавляя его в масло, в количестве 4 – 10 %. В этом случае предварительное упрочнение обеспечивает целенаправленное изменение свойств и состояния материала, а частички геомодификатора трения (ГМТ) шлифуют поверхность обрабатываемой детали, освобождая ее от окислительных пленок и ослабленных структур, уменьшая высоту волнистости. Далее под действием давления измельченные частицы ГМТ вдавливаются во впадины микрорельефа поверхности детали. Таким образом, на поверхности детали образуется металлокерамическая пленка (рис. 2). Диффузия ГМТ приводит к увеличению микротвердости, выравнивание рельефа поверхности, уменьшение рабочей температуры в зоне контакта поверхностей и увеличения площади контакта пары трения [3].

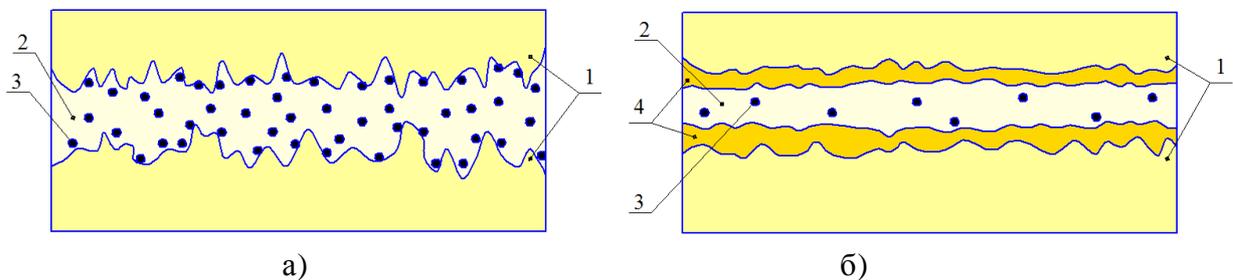


Рисунок 2 - Работа пары трения

а - внедрение частиц ГМТ во впадины поверхности трения деталей; б - обмен частицами ГМТ между трущимися поверхностями деталей до образования износостойкого слоя; 1 - поверхность; 2 - масло; 3 - ГМТ; 4 - износостойкая пленка

По данной технологии были проведены испытания 56-и образцов из стали 40Х в виде соединения узла «вал-втулка», в результате удалось получить поверхность, обладающую антифрикционными свойствами насыщенную ГМТ на глубину порядка 50 мкм, при этом шероховатость поверхности становила Ra 0,28 - 0,34 мкм. Исследования показали, что при применении ГМТ после процесса ПД происходит создание в процессе эксплуатации на поверхности детали новой металлокерамической пленки, по своим трибологическим характеристикам (износостойкости и антифрикционным качествам) значительно повышающей прочность поверхностного слоя. Создание такой пленки в первую очередь происходит на изношенных участках сопряженных поверхностей, в результате чего происходит восстановление размеров и формы деталей.

Перечень ссылок

1. Одинцов Л.Г. Упрочнение и отделка деталей поверхностным пластическим деформированием. Справочник. - М.: Машиностроение, 1987, - С. 328.
2. Ярославцев В.М. Технологические возможности резания с опережающим пластическим деформированием при чистовой абразивной обработке / В.М. Ярославцев // Наука и образование 2013. – № 5 (149). – С. 67 – 74.
3. Дідик Р.П. Нова технологія модифікування поверхні деталей машин на шляху подолання трибологічного бар'єру. / Р.П. Дідик, Р.С. Пугач, В.А. Козечко // Науковий вісник Національного гірничого університету – Д. : НГУ, 2015. – № 5 (149). – С. 59 – 63.

УДК 621.9.08:621.833.1:519.245

Ружин П.А. студент гр. ТМА-15м,**Дербаба В.А.**, к.т.н., доцент**Научный руководитель: Пацера С.Т.**, к.т.н., профессор кафедры ТГМ*(Государственное ВУЗ “Национальный горный университет”, г. Днепрпетровск, Украина)***ИМИТАЦИОННО - СТАТИСТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СКРЫТОЙ ДЕФЕКТНОСТИ ПРИ КОНТРОЛЕ ТОЛЩИНЫ ЗУБА КОЛЕСА**

Толщина зуба является одним из нормируемых геометрических параметров эвольвентных зубчатых колес. Требования к точности толщины зуба определяются по межгосударственному стандарту ГОСТ 1643-81 в зависимости от вида сопряжения, степени точности по нормам плавности, величины делительного диаметра и допуска на радиальное биение. Раздельное моделирование технологических и метрологических факторов позволяет решить задачу получения математической модели измерительно – контрольной системы.

Математическая модель исследуемой технологической системы может быть представлена следующей системой уравнений, неравенств и логических выражений:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 i = 1, 2, \dots, n, \text{ где } n \text{ – целое число;} \\
 Ecsu = F_2(i, Ecs, Tc); \\
 \beta u = 1, \text{ если } Ecsu \text{ находится в поле допуска; } \beta u = 0, \text{ если } Ecsu \text{ находится вне поля} \\
 \text{допуска;} \\
 e_{du} = F_4(i, ei, T_d); \\
 \Delta_{hc} = F_5(i, \Delta_{hcmax}); \\
 \Delta h = F_6(i, e_{du}, \Delta_{hc}); \\
 \Delta S_c = F_7(i, Km, \Delta_{hc}); \\
 \Delta_{Sc} = F_8(i, \Delta_{Scmax}); \\
 Ecsd = F_9(i, Ecsu, \Delta S_c, \Delta_{Sc}), \\
 \beta d = 1, \text{ если } Ecsd \text{ находится в поле допуска; } \beta d = 0, \text{ если } Ecsd \text{ находится вне поля} \\
 \text{допуска;} \\
 ПЗ_i = 1, \text{ если } \beta u = 0 \text{ и } \beta d = 0; \\
 НЗ_i = 1, \text{ если } \beta u = 1 \text{ и } \beta d = 0; \\
 ПП_i = 1, \text{ если } \beta u = 1 \text{ и } \beta d = 1; \\
 НП_i = 1, \text{ если } \beta u = 0 \text{ и } \beta d = 1.
 \end{array} \right. \quad (1)$$

Алгоритм решения системы уравнений выполнен на основе пакета анализа программы Microsoft Excel. Расчеты проведены применительно к цилиндрическому прямозубому колесу, которое имеет следующие конструктивные параметры и допуски: модуль $m = 3$ мм; делительный диаметр $d = 150$ мм; число зубьев $z = 50$; номинальное значение постоянной хорды $S_c = 4,161$ мм; номинальное значение высоты до постоянной хорды $h_c = 2,243$ мм; наименьшее отклонение толщины зуба $E_{cs} = 12$ мкм; допуск на толщину зуба $T_c = 45$ мкм.

Примеры результатов расчетов приведены на рис. 1, 2. Для расчетов был принят нормальный уровень точности технологии, при котором отношение величины поля

допуска к стандартному отклонению равно 6. Использваны виды распределений: нормальное – для нормируемых параметров геометрической точности зубчатого венца, равномерное – для случайных погрешностей измерения толщины зуба.

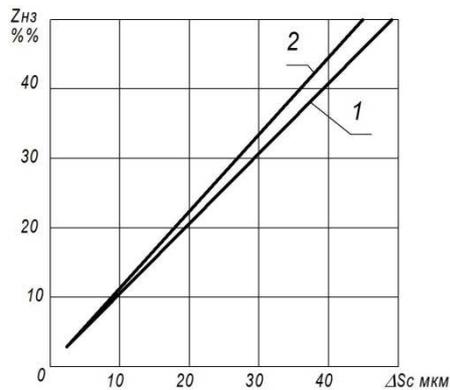
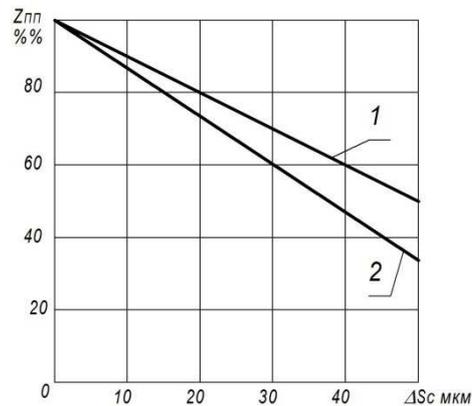


Рисунок 1 – Зависимость процента неправильно забракованных деталей от величины предельной погрешности зубомера для степени точности зубьев *6H*: 1- при шестом квалитете диаметра вершин зубьев; 2 – при седьмом квалитете диаметра вершин зубьев



Рисуну 2 – Зависимость процента правильно принятых деталей от величины предельной погрешности зубомера для степени точности зубьев *6H*: 1- при шестом квалитете диаметра вершин зубьев; 2 – при седьмом квалитете диаметра вершин зубьев

Разработанная структура модели обеспечивает выполнение проектного анализа для оценки влияния точности применяемых средств измерения на показатели разбраковки продукции.

Проведенные исследования позволили показать, что предельная погрешность зубоизмерительного прибора оказывает на скрытую дефектность производства более сильное влияние, чем влияние точности диаметра вершин зубьев, принятого в качестве измерительной базы.

Дальнейшим направлением исследований может быть разработка специализированной программы в среде LabVIEW.

Перечень ссылок

1. Допуски и посадки. Справочник. в 2-х ч. / В.Д. Мягков, М.А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. – 6-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1983. Ч 2.
2. Влияние расширенной неопределенности на риски изготовителя и заказчика при измерении толщины зуба/ В.А. Дербаба, В.И. Корсун, С.Т. Пацера// Системи обробки інформації. – Харків. – 2011 – Вип.1 (91).

Цибулько В.Ю., студент групи ТМа-15-1м

Науковий керівник: Пацера С. Т., к.т.н., проф. кафедри технології гірничого машинобудування

(Державний ВНЗ «Національний гірничий університет», м. Дніпропетровськ, Україна)

ІМІТАЦІЙНО-СТАТИСТИЧНА МОДЕЛЬ ІНСТРУМЕНТАЛЬНИХ ПОХИБОК ВИМІРЮВАННЯ РАДІАЛЬНОГО БИТТЯ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС

Наукові проблеми і практичні питання визначення необхідної точності засобів вимірювань розглянуті в роботах Сергєєва А.Г., Рубічева М.О., Фрумкіна В.Д. у загальному вигляді [1]. У роботі [2] обґрунтовано застосування методу імітаційно-статистичного моделювання та визначені залежності впливу граничного інтервалу випадкових інструментальних похибок на відсотки неправильно забракованих деталей. Але одержані залежності стосуються лише товщини зубців чи довжини спільної нормалі.

Однак, залишаються не визначені закономірності впливу інструментальних похибок вимірювання радіального биття евольвентних зубчастих коліс на відсоток неправильно забракованих деталей при пасивному контролі. Саме це і є ціллю викладеної статті, а для досягнення вказаної цілі вирішені такі задачі: уточнена структурна модель, розроблено методика імітаційно-статистичного моделювання, здійснено моделювання випадкових процесів контролю з розрахунками відсотків неправильно забракованих, чи неправильно прийнятих зубчастих коліс, визначені відповідні залежності.

Структуру моделі контрольно-вимірювальної системи будемо розглядати так, як показано на рис.1.

Застосовано такі позначення блоків: T_1 – моделювання радіального биття зубчастого колеса за умов відсутності похибок вимірювання, K_1 – імітації попередньої процедури контролю за умов відсутності похибок вимірювання, M_1 – моделювання інструментальних похибок першого виміру. M_2 – моделювання інструментальних похибок другого виміру, M – моделювання результату вимірювання, K_2 – імітації процедури контролю з урахуванням похибок вимірювання, ПЗ, НЗ, ПП, НП – визначення відповідності зубчастого колеса групам правильно-забракованих, неправильно забракованих, правильно прийнятим, неправильно прийнятим колесам.

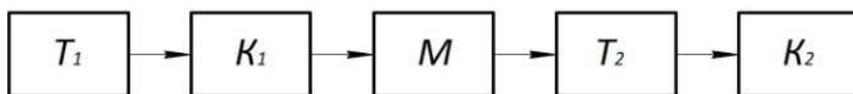


Рисунок 1 - Структура імітаційно-статистичної моделі

Метод імітаційно-статистичного моделювання є ефективним при дослідженні впливу похибок вимірювання на помилки пасивного контролю радіального биття зубчастих коліс.

При контролі радіального биття зубчастих коліс 6 і 7 ступенів кінематичної точності для обмеження кількості неправильно забракованих деталей на рівні до 5% необхідно обмежити похибки вимірювання до 15 та 20 мкм відповідно.

Подальші дослідження можуть проводитися у напрямках врахування систематичних похибок вимірювання, уточнення законів розподілу випадкових величин, розширення номенклатури контрольованих параметрів.

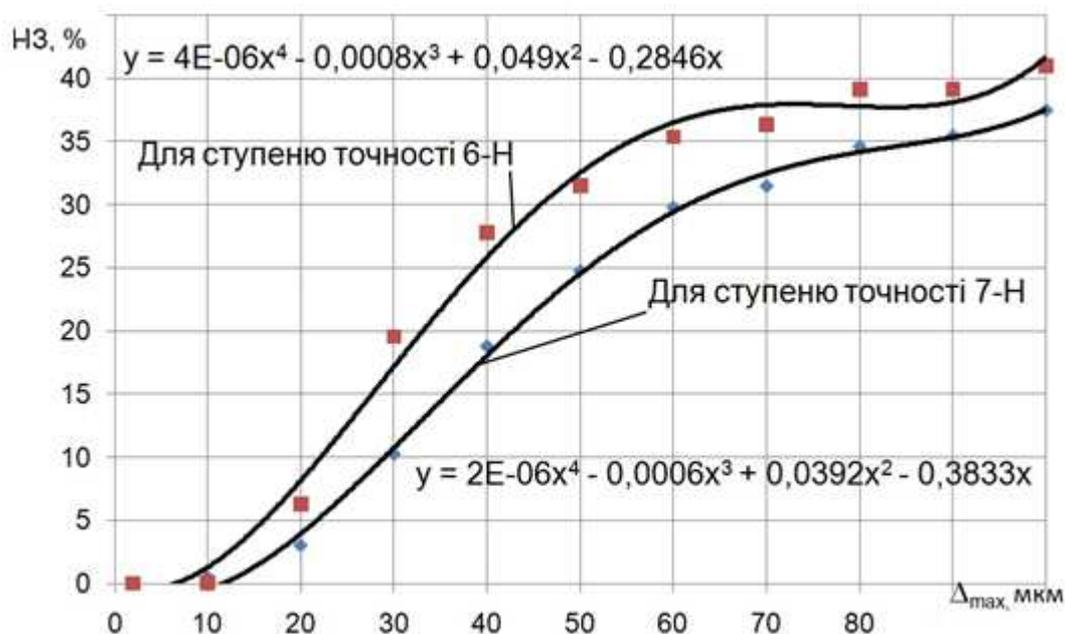


Рисунок 2 - Залежність відсотка неправильно забракованих коліс (НЗ) від граничної випадкової похибки вимірювання при різних ступенях точності

Перелік літератури

1. Рубичев Н.А. Достоверность допускового контроля качества / Н.А. Рубичев, В.Д. Фрумкин. – М.: Изд-во стандартов, 1990. – 171 с.
2. Derbaba, V.A., Zil, V.V., Patsera, S.T. (2014), “Evaluation of the adequacy of the statistical simulation modeling method while investigating the components presorting processes”, Scientific bulletin of National Mining University Dnipropetrovsk – Scientific and technical journal, no. 5 (143), pp. 45-50

УДК 621.9.

Гряненко В.А. студент гр. ТМА-15м

Научный руководитель: Дидык Р.П., доктор технических наук, профессор кафедры ТГМ

(Государственное ВУЗ “Национальный горный университет”, г. Днепрпетровск, Украина)

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ЗА СЧЕТ ВЫБОРА РАЦИОНАЛЬНЫХ УСЛОВИЙ

Повышение эффективности механической обработки является важнейшей задачей современного машиностроения, включающей в себя достижение наиболее высокой производительности обработки с обеспечением заданного уровня качества поверхностного слоя деталей. Решение этой задачи в настоящее время может быть достигнуто за счет выбора наиболее рациональных методов обработки деталей, а также за счет обоснования уровня параметров обработки, обеспечивающих максимальную производительность или минимальную себестоимость.[1,2]

Наиболее актуальной с точки зрения обеспечения качества поверхностного слоя является задача обоснования окончательного метода обработки ответственных поверхностей деталей, определяющих эксплуатационные свойства изделий в целом. Одним из перспективнейших путей решения этой задачи является использование высокоскоростной обработки инструментами, оснащенными синтетическими сверхтвердыми материалами (СТМ).

Современные задачи поиска оптимальных режимов обработки включают в себя ряд этапов: обоснование критериев оптимизации, анализ ограничений, выбор метода оптимизации. Расчет оптимальных режимов резания последовательно на всех операциях обработки деталей позволяет существенно снизить себестоимость их изготовления. Анализ силовых и температурных ограничений, действующих при черновой обработке, позволяет наметить пути снижения сил и температур резания за счет использования современных смазочно-охлаждающих технологических сред (СОТС), применения конструкции инструментов с рациональными геометрическими параметрами и т. д. Анализ ограничений при чистовой обработке, связанных с формированием поверхностного слоя, позволяет наметить пути повышения эффективности обработки за счет применения современных инструментальных синтетических сверхтвердых материалов-алмазов, инструментов на основе кубического нитрида бора и т. д.

Дальнейшие исследования намечено проводить в направлении изучения закономерностей формирования поверхностного слоя деталей с одновременным анализом влияния на их основные эксплуатационные требования.

Перечень ссылок

1. Лебедев Л.В. Технология машиностроения/ Л.В. Лебедев. Высшая школа, 2008г. 1-527с.
2. Фёдоров Ю.Н. «Технологические основы проектирования операций механической обработки» Ю.Н. Фёдоров, ТулГУ, 2004г.

Аксёнов А.А. студент гр. ТМА-15м

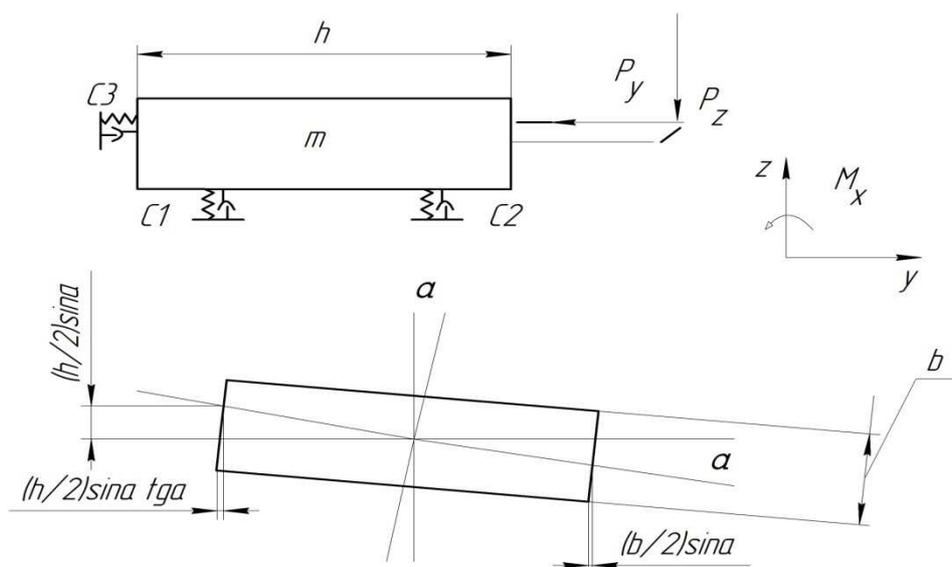
Научный руководитель: Зиль В.В., к.т.н., доцент кафедры ТГМ

(Государственное ВУЗ “Национальный горный университет”, г. Днепрпетровск, Украина)

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СУППОРТА ТОКАРНОГО СТАНКА КАК ОДНОГО ИЗ УЗЛОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

Конечные результаты выполнения технологических процессов механической обработки во многом зависят от динамических характеристик станочных систем. К основным показателям качества станочных систем относятся шероховатость и точность обработанной поверхности. При обработке происходит силовой контакт между режущим инструментом и заготовкой при одновременном изменении их взаиморасположения. Под действием силы резания и других сил, сопутствующих процессу обработки, а также создаваемых ими моментов, узлы, входящие в технологическую систему деформируются. При этом изменение относительного смещения между инструментом и заготовкой непосредственно влияет на геометрическую точность получаемой детали, и, следовательно, на точность станка. Поэтому стоит рассмотреть математическую модель суппорта токарного станка: как одного из осцилляторов системы резания, которая позволяет оценить его частотные характеристики и амплитуду колебаний при токарной обработке и определить часть погрешности обработки, вносимой суппортом.

Суппорт с резцом представляет собой тело, совершающее колебания вдоль осей Z и Y на упругих элементах с жесткостями C_1, C_2, C_3 . Помимо перемещений вдоль осей, суппорт совершает поворот вокруг оси X на некоторый угол α (рис. 1).



Модель суппорта

Рисунок 1 – Схема сил, действующих на суппорт

Дифференциальные уравнения, описывающие движения суппорта можно получить спомощью уравнения Лагранжа 2-го рода:

$$d/dT(\partial T/dX)+ \partial \Pi/dX+ \partial D/dX=Q$$

где: T и Π соответственно кинетическая и потенциальная энергия системы; D -функция рассеяния или диссипативная функция; Q - внешняя сила.

Решение этого уравнения позволяет получить дифференциальное уравнение движения системы при силовом воздействии P_z и P_y . Решение этого уравнения также позволяет построить амплитудно–частотную, фазо-частотную и амплитудно – фазо-частотную характеристики суппорта. С помощью, которых можно сделать выводы о характере влияния погрешностей суппорта станка на токарную обработку.

Перечень ссылок

1. Ачеркан Н. С и др. Металорежущие станки/ Н. С.Ачеркан-М.: «Машиностроение», 1967. - 359с.
2. Бабаков И.М. Теория колебаний/ И. М. Бабаков – М – Наука, 1968.
3. Кедров СС. Колебания металлорежущих станков/ С. С. Кедров – М.: «Машиностроение», 1990 – 200 с.
4. Коваленко А. В. Точность обработки на станках и стандарты / А. В. Коваленко - М.: «Машиностроение», 1992 – 160 с.

УДК 004.94:53.088:621.824

Жебрицкий Б.О. студент гр. ТМА-15м

Ружин П.А. студент гр. ТМА-15м

Научный руководитель: Пацера С.Т., к.т.н., профессор кафедры ТГМ

(Государственное ВУЗ “Национальный горный университет”, г. Днепропетровск, Украина)

ИМИТАЦИОННО - СТАТИСТИЧЕСКАЯ БЛОЧНАЯ МОДЕЛЬ ИЗМЕРИТЕЛЬНО-КОНТРОЛЬНОЙ СИСТЕМЫ СРЕДНЕГО ДИАМЕТРА МЕТРИЧЕСКОЙ РЕЗЬБЫ

В сборнике монографий [1] при рассмотрении основных принципов выбора точности измерения и контроля, показано, что погрешность измерения существенно влияет на результаты контроля продукции: m и n , называемые вероятностью ошибок первого и второго рода

$$m = f_m(2\delta_{изд}, \sigma_{мех}, \delta_{мет}), \quad (1)$$

$$n = f_n(2\delta_{изд}, \sigma_{мех}, \delta_{мет}), \quad (2)$$

где: m - процент неправильно принятых деталей,

n - процент неправильно забракованных деталей,

2δ - допуск изделия,

$\sigma_{мех}$ - среднее квадратическое отклонение,

$\delta_{мет}$ - предельная погрешность измерения.

Однако использование указанных зависимостей применительно к измерению геометрических параметров метрической резьбы весьма проблематично, так как непосредственное вычисление m и n по аналитическим выражениям представляет большие трудности, а использование графиков, приведенных в работе [1], может быть сопряжено с методическими ошибками, обусловленными сложностью интерпретации нормируемых показателей точности эвольвентного профиля зубьев применительно к аргументам в графических моделях.

Для преодоления указанных затруднений был использован метод имитационно - статистического моделирования. Общий алгоритм такого моделирования и обобщенная структурная модель измерительно - контрольной системы изложены и исследованы в работах [2-4], в которых показана структурная модель системы, включающая в себя, как метрологические, так и контрольные блоки (рис. 1).

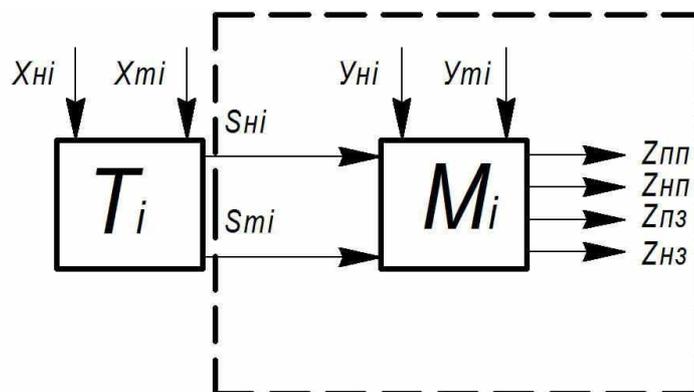


Рисунок1 – Структура модели измерительно-контрольной системы

На выходе из технологических блоков T_i показаны параметры изделия S_n , S_m , характеризующие настроенность и точность технологического процесса. Случайные реализации измеряемого параметра изделия поступают в измерительно-контрольный блок M_i . Задаваясь на входе параметрами распределения инструментальной случайной погрешности u_n и u_m на выходе получим результаты контроля Z_{np} , Z_{nm} , Z_{nz} , Z_{nz} .

Известно, что структурные блочные модели обеспечивают:

- гибкость, простоту изменения конфигурации модели системы,
- возможность прослеживания промежуточных результатов,
- соответствие математической модели,
- единообразие и простоту построения моделей разнообразных структур.

Применяемая блочная структура имитационно-статистической модели системы и соответствующая ей математическая модель обеспечивают выполнение проектного анализа для оценки влияния инструментальной случайной погрешности измерения на ошибки I и II рода, риски изготовителя и потребителя при контроле геометрических параметров метрической резьбы. Блочная структурная модель позволяет сравнительно легко включать и исключать дополнительные блоки в моделируемую систему и тем самым исследовать при имитационно-статистическом моделировании влияние интересующих исследователя факторов. Например, имеется возможность добавлять блоки не исключенных ранее методических погрешностей и добиваться большей адекватности моделирования.

Перечень ссылок

1. Взаимозаменяемость и технические измерения в машиностроении. Балакшин Б.С. и др. М.: «Машиностроение», 1972. - 615 с.
2. Дербаба В.А. Моделирование влияния погрешностей измерения общих нормалей зубьев на показатели разбраковки / В.А. Дербаба // Восточно-Европейский журнал передовых технологий – Харьков. – 2013. – № 6/4(66). – С. 48–53.
3. Дербаба В.А. Статистическое моделирование погрешностей измерения толщины эвольвентного зуба и влияния их на показатели дефектности производства / В.А. Дербаба, В.И. Корсун, С.Т. Пацера // Научно-производственный журнал «Метрологія та прилади». – Одеса: ОДАТРА, 2013. – № 2 II (41). – С. 90 – 97.
4. Дербаба В.А. Статистическое моделирование точности зубообработки и измерений толщины зуба с учетом интервальной меры неопределенности измерительного средства / В.А. Дербаба, В.И. Корсун, С.Т. Пацера // Системи обробки інформації. – Харьков. – 2012. – № 1(99). – С. 65–69.

УДК 621.771.25

Ус А.А. учащаяся 10 А класса средняя образовательная школа № 21 г.

Днепродзержинска

Научный руководитель: Сирченко А.А., ассистент кафедры горных машин и
инжиниринга

(Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет»,
Украина)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДАЧИКОВ ИЗМЕРЕНИЕ УСИЛИЙ В СИСТЕМЕ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО НАГРУЖЕНИЯ ЗАЩИТНЫХ ОБОЛОЧЕК АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ»

В атомной энергетике проблема точного определения действительного значения силы связана с необходимостью постоянного контроля технического состояния защитной оболочки атомного реактора АЭС. Защитная оболочка атомного реактора представляет собой многослойную железобетонную конструкцию, внутри которой в специальных каналах расположены высокопрочные армоканаты. Армоканаты находятся в преднапряжённом состоянии на расчётное усилие 1000 тс и обжимают оболочку с целью недопущения трещин в бетоне при аварийных ситуациях, связанных с нежелательными воздействиями со стороны внешней среды (землетрясениями, ураганами и пр.) и другими форс-мажорными обстоятельствами.

Для контроля усилия в армоканатах защитных оболочек реакторов используются датчики усилий контролирующие натяжение армоканатов, различных конструкций.

НПП «Тест» (г. Краматорск) разработала систему измерения усилий в армоканатах системы преднапряжений защитной оболочки энергоблоков АЭС

Научная задача: обосновать параметры датчика усилий на основании серии численных экспериментов.

Объект исследования: силовые процессы, протекающие в датчиках усилий

Предмет исследования: параметры элементов датчика усилий.

Параметры: геометрические размеры и конструкция датчика усилий.

Цель проекта – разработать рекомендации на проектирования датчика усилий в системе предыдущего напряжения защитных оболочек атомных электростанций

Для достижения цели поставлены следующие задачи:

1. Выполнить анализ условий эксплуатации датчика усилий
2. Разработать компьютерную модель исходной конструкции датчика усилий и выполнить численный эксперимент по определению напряженно-деформированного состояния в датчике усилий исходной конструкции
3. Доработка конструкции и повторный расчет напряженно-деформированного состояния в датчике усилий новой конструкции
4. Разработка рекомендаций на проектирование датчика усилий

Автором разработана компьютерная модель исходной конструкции датчика усилий и проведен численный эксперимент по определению напряженно-деформированного состояния в датчике усилий.

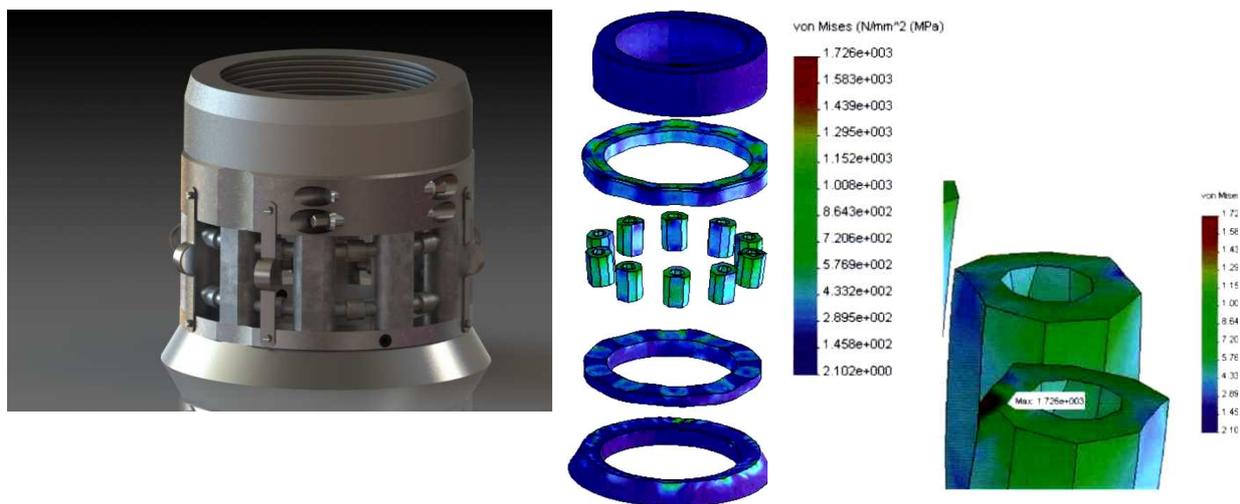


Рисунок 1- Исходный датчик и поле напряжений при испытательной нагрузке

После доработки конструкции выполнен повторный расчет напряженно-деформированного состояния в датчике усилий новой конструкции

Выводы и рекомендации

1. В исходной конструкции датчика усилий НПП «Тест» из – за уменьшенной площади контакта упругих элементов, разброса их длины, наличия геометрических концентраторов напряжений у верхних и нижних колец, изготовленных из конструкционной легированной стали, контактные напряжения сжатия в элементах датчика усилий превышают допустимые

2. Уменьшение напряжение в датчике усилий достигается установлением прокладок из пластичного материала и формирование галтелей у верхних и нижних колец, при этом средние контактные напряжения сжатия между гранями упругих элементов и верхним и нижним кольцом в не превышают 480 МПа при испытательной нагрузке, 336 МПа при рабочей нагрузке, а дополнительные напряжения, вызванные разной длиной упругих элементов, не превышают 21 МПа

3. При испытательной нагрузке: напряжения окружного растягивания в нижнем кольце не превышают 38,6 МПа, эквивалентные по Мизесу напряжения не превышают 190,4 МПа, при рабочей нагрузке аналогично 27,3 МПа и 133 МПа.

4. Следовательно, предложенный датчик усилий при всех заданных конфигурациях, допускает длительную эксплуатацию при постоянной статической нагрузке при условиях выбора надлежащего режима термообработки

Дорофеев Р.О. студент гр. ГМКм-15-1м

Научный руководитель: Шепель Т.В. ассистент каф. ГМИ

(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепрпетровск, Украина)

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ ПОЛЕЗНОГО ИСКОПАЕМОГО ШНЕКОВЫМ МЕХАНИЗМОМ ПЕРМЕЩЕНИЯ УСТАНОВКИ УДС-2

Установка УДС-2 предназначена для добычи сапропелей со дна водоемов, для очистки рек, каналов и водоемов от ила. Также может использоваться для очистки промышленных и сельскохозяйственных отстойников от илистых отложений, с транспортировкой пульпы по плавучему трубопроводу.

Техническая проблема – низкая производительность шнекового механизма, обусловлена свойствами транспортируемого вязкопластического материала – сапропеля.

Объект исследования – процесс транспортирования сапропеля шнековым механизмом установки УДС-2.

Предмет исследования – зависимости производительности добычной установки от параметров шнекового механизма транспортирования (наружный диаметр шнека, шаг навивки, частота вращения вала), и физико-механических свойств транспортируемого материала.

Цель работы – обосновать параметры шнекового механизма транспортирования сапропеля установки УДС-2 для разработки методических рекомендаций по проектированию установки.

Для достижения поставленной цели были решены следующие задачи:

1. Анализ работы шнекового механизма;
2. Разработка расчетной модели для SolidWorks Flow Simulation;
3. Проведение серии экспериментов для получения данных;
4. Обработка полученных результатов;

На основе программного комплекса SolidWorks была разработана твердотельная модель установки УДС-2, включая шнековый транспортирующий орган (рис 1).

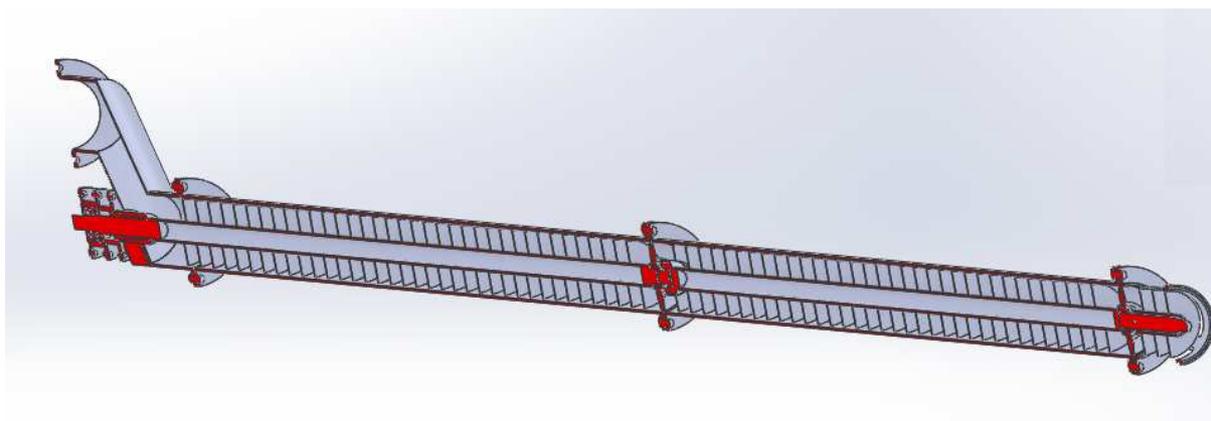


Рисунок 1 – Шнек в разрезе

В ходе постановки исследования была разработана расчетная модель для SolidWorks Flow Simulation (рис 2), а также задана вязкопластическая транспортируемая среда с соответствующими физико-механическими свойствами (рис. 3).

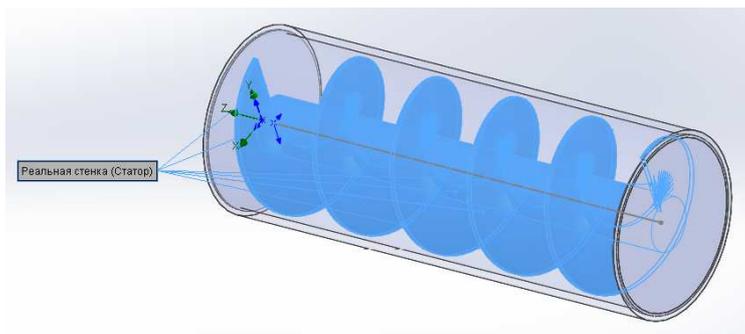


Рисунок 2 – Расчетная модель шнека

Скорость деформаций	Динамическая вязкость	Свойство	Значение
0.000121 1/s	1338 Pa*s	Имя	Sapri(2)
0.000152 1/s	1516 Pa*s	Комментарии	
0.000188 1/s	1772 Pa*s	Плотность	1250 kg/m^3
0.0002503 1/s	1923 Pa*s	Удельная теплоемкость	1 J/(kg*K)
0.0003701 1/s	1880 Pa*s	Коэффициент теплопроводности	1 W/(m*K)
0.0005436 1/s	1650 Pa*s	Вязкость	Таблица вязкости
0.000771 1/s	1908 Pa*s	Задание вязкости	(Таблица)
0.001077 1/s	1951 Pa*s	Задать максимальное значение сдвиговой скорости	<input type="checkbox"/>
0.001573 1/s	1931 Pa*s	Параметр	Значение
0.002375 1/s	1849 Pa*s	Тепловое условие на стенке по умолчанию	Адиабатическая стенка
0.003657 1/s	1735 Pa*s	Шероховатость	20 micrometer
0.005605 1/s	1637 Pa*s	Условие проскальзывания	<input checked="" type="checkbox"/> Sapri(2)
0.008979 1/s	1477 Pa*s	С1	0 m/(s*Pa)
0.01507 1/s	1272 Pa*s	С2	0
0.02688 1/s	1032 Pa*s	Предел текучести	150 Pa
0.05172 1/s	775.8 Pa*s		
0.1091 1/s	531.5 Pa*s		
0.2491 1/s	338.3 Pa*s		
0.5971 1/s	204.7 Pa*s		
1.604 1/s	110.7 Pa*s		
7.481 1/s	33.9 Pa*s		
66.481 1/s	4.504 Pa*s		
153.21 1/s	1.845 Pa*s		

Рисунок 3 – Физико-механические свойства сапропеля

После проведения серии экспериментов и обработки полученных данных была построена зависимость производительности шнекового механизма от частоты вращения, при различных диаметрах витков: 1 – 180 мм; 2 – 200 мм; 3 – 220 мм (рис. 4).

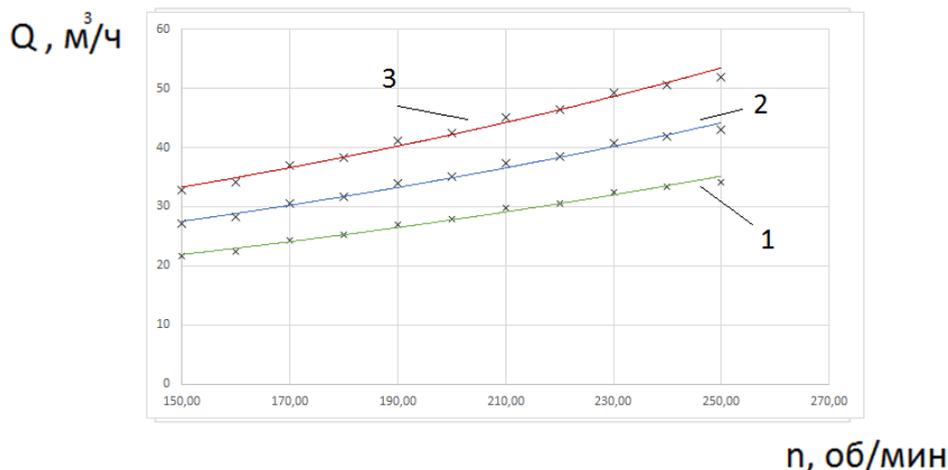


Рисунок 4 – График зависимости производительности от частоты вращения

Вывод:

При увеличении частоты вращения вала шнека от 150 до 250 об/мин производительность шнекового механизма транспортирования сапропеля установки УДС-2 возрастает с 14,5 до 27,4 м³/час для $D_{ш} = 180$ мм; 18,2...34,4 м³/час для $D_{ш} = 200$ мм; 22,03...41,6 м³/час для $D_{ш} = 220$ мм.

Перечень ссылок

1. Алямовский А. А. SolidWorks Компьютерное моделирование в инженерной практике:/ Алямовский А. А., Собачкин А. А., – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 800 с

УДК 622 724

Колесник А.С. студентка гр. ГМмм-13-1

Научный руководитель: Заболотный К. С., зав. каф. ГМИ, Сирченко А.А., м.н.с. каф. ГМИ

(Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», Украина)

РЕИНЖИНИРИНГ КОНСТРУКТОРСКОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ НА ГРОХОТ ГСТ-81

В рамках договора между ПАО «Днепротяжмаш» и Национальным горным университетом, кафедре горных машин и инжиниринга была передана конструкторская документация на грохот ГСТ-81, состоящая только из сборочных чертежей основных узлов.

Перед кафедрой стояла цель провести реинжиниринг этой модели грохота и создать на основе данной конструкции грохот в двух исполнениях: в первом – привод с одним электродвигателем и вибровозбудитель с одним валом, во втором – привод с двумя электродвигателями и вибровозбудитель с двумя валами.

Для достижения поставленной цели были решены следующие подзадачи:

1. По предоставленным чертежам изготовлена компьютерная модель грохота нисходящим способом проектирования (рис. 1).

2. Модель проанализирована на собираемость. Установленные ошибки (рис. 2) занесены в протокол исследования и были исправлены. К примеру, было обнаружено несогласование размеров в чертежах сборок и т.п.



Рисунок 1 – Компьютерная модель грохота ГСТ-81

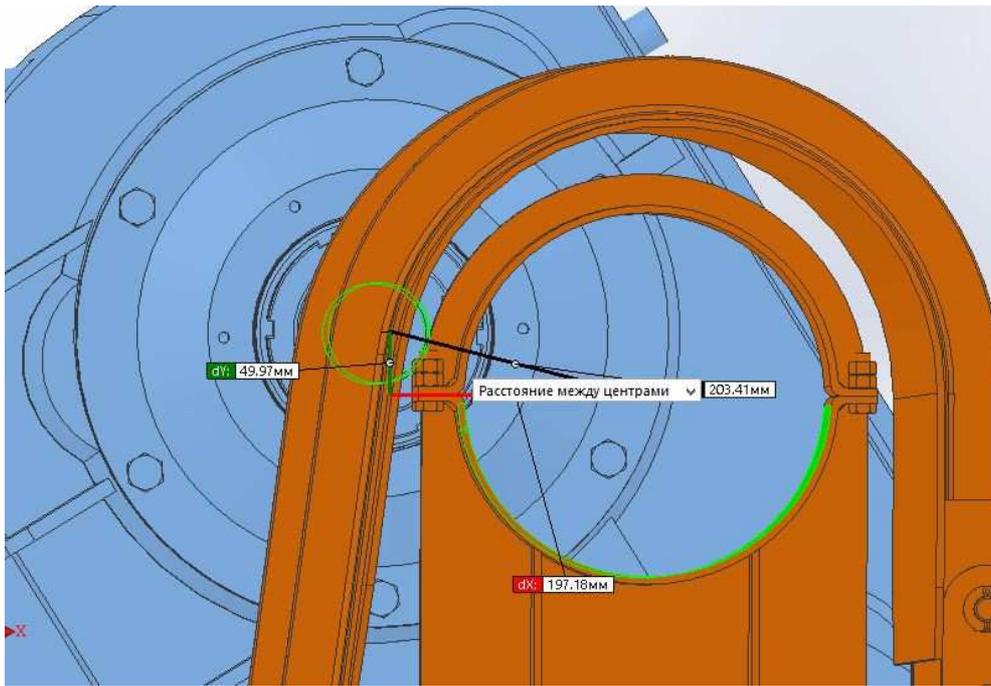


Рис. 2

3. Полностью разработаны спецификации грохота и всех входящих узлов.

4. Проведен проверочный расчет производительности грохота и сравнение его с заявленной производительностью, указанной на чертеже. Расчетная производительность совпала с заявленной с точностью до 99 %.

В результате вышесказанного можно заключить, что компьютерная модель позволяет проверить конструкцию на собираемость, оценить конструкцию, исправить несоответствия, создать необходимую отсутствующую документацию.

Перечень ссылок

1. Алямовский А. А. SolidWorks Компьютерное моделирование в инженерной практике:/ Алямовский А. А., Собачкин А. А., – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 800 с

УДК 629.027.5

Меркулова А.В. студентка групи ГМмм15-1**Наукові керівники:** Жупієв О.Л. ст. вик. кафедри Гірничих машин та інжинірингу, Лісняк О.Г., к.т.н., доцент кафедри Технології гірничого машинобудування

(Державний ВНЗ «Національний гірничий університет», м. Дніпропетровськ, Україна)

АНАЛІЗ ТЕМПЕРАТУРНИХ РЕЖИМІВ ПРИ РУСІ ЮЗОМ РЕЙКОВОГО КОЛІСНОГО РУШІЯ

Юз – це ковзання по опорній поверхні дороги коліс будь-якого транспортного засобу в результаті їх заклинювання. Причиною юза є посилене натискання на гальмовий механізм пересувного засобу. При гальмуванні юзом виникають дефекти матеріалу колеса, які призводять до зменшення міцності рушія транспортного засобу. Небезпечними явищами є поява повзуна, що викликають підвищення шумності, вібрації, нерівномірний знос рейок, та підвищення локальної температури нагріву завдяки малій ділянці контакту. Актуальною науково-технічною задачею є отримання залежностей максимальної температури нагріву колеса від параметрів рейкового транспортного засобу та оцінка безпеки юзу при заданому режимі гальмування.

Метою роботи є визначення аналітичними методами теоретичної механіки, опору матеріалів, матеріалознавства максимальної початкової швидкості рівносповільненого руху при гальмуванні та розробка рекомендацій щодо гальмівних режимів задля запобігання нагрівання локальних ділянок колеса вище критичної температури.

Для досягнення мети були поставлені та виконані вказані нижче підзадачі.

1. Знайдено час гальмування та його середню потужність, що припадає на одне колесо. Дані розрахунки є складовою результатів механічної моделі транспортного засобу, яка включає в себе гальмування при постійній силі тертя та розміри ділянки контакту. При розрахунку площі контакту колеса і рейки застосовується розв'язок контактної задачі циліндру та півпростіру.

2. Визначено площу плями контакту та інтенсивність теплового потоку (1), що проходить через цю ділянку. Отримані величини є результатами теплової моделі. Теплова модель передбачає знехтування конвекцією через порівняно невеликі швидкості оточуючих колесо повітряних мас та випромінюванням внаслідок достатньо низьких (до 673К) досліджуваних температурних режимів. Завдяки даному припущенню рівняння теплопровідності з трьох доданків набуває вигляду двох: перший включає в себе теплопровідність, другий – питому теплоємність.

$$q = \frac{\mu\phi\sqrt{E}}{6.104} \cdot \frac{v}{\sqrt{R}} \cdot \sqrt{\frac{Mg}{nb}} \quad (1)$$

Більша частина теплового потоку поступає до рейок. З аналізу робіт попередників випливає, що доля теплового потоку у колесо становить 0,048.

3. За допомогою пакету SolidWorks Simulation отримано результат - температурне поле на поверхні колеса, в тому числі, максимальна температура нагріву ділянки колеса, що є прямою контакту, при гальмуванні юзом (рис. 1).

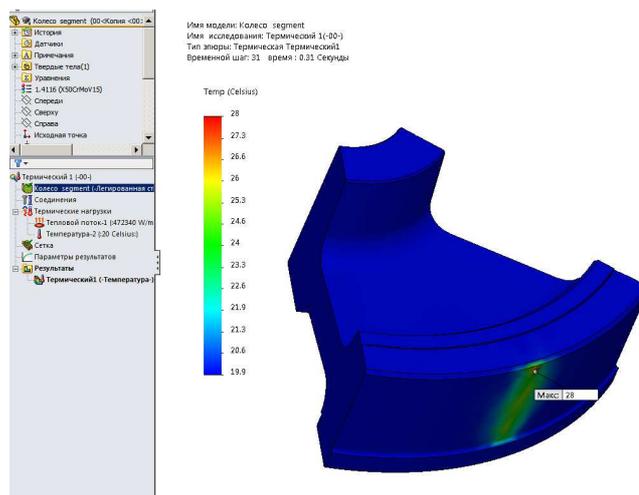


Рисунок 1 – Температурне поле поверхні колеса

4. Завдяки статистичній обробці експериментальних даних (рис. 2) у MS Excel отримано залежність максимальної температури нагріву плями контакту від початкової швидкості при гальмуванні в вигляді функції (2)

$$t(v) = 4,7536v^2 + 76,02v + 4,196 \quad (2)$$

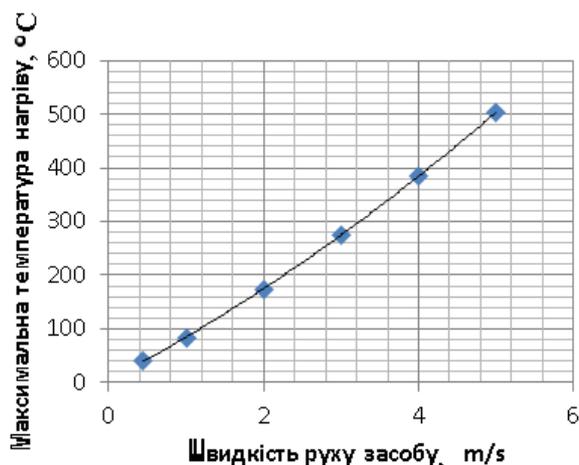


Рисунок 2 – Графік залежності максимальної температури нагріву плями контакту від швидкості руху засобу

В результаті всього вищевказаного можна підсумувати:

1. Доведено, що тепловий потік у місці контакту колеса з рейкою прямо пропорційний швидкості засобу та кореню квадратному з відношення маси засобу до радіуса колеса.
2. Доведено, що для мостового перевантажувача залежність максимальної температури нагріву плями контакту від початкової швидкості при гальмуванні є поліномом другого порядку.
3. Встановлено, що при даних параметрах мостового перевантажувача при швидкостях менше 4м/с максимальна температура контактної плями буде менше критичної.

Типикин А.Н. студент гр. ГМКм-15-1м

Научный руководитель: Заболотный К.С., д.т.н., зав. кафедры ГМИ

(Государственный ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепрпетровск, Украина)

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА УКЛАДКИ КОНВЕЙЕРНОЙ ЛЕНТЫ НА РОЛИКООПОРЫ ШТАБЕЛЕУКЛАДЧИКА

Штабелеукладчик это конвейерная разгрузочная машина, которая применяется для складирования сыпучих материалов в виде штабеля. Траектория ленты складского конвейера имеет участок, на котором она с грузом переходит с неподвижных роlikоопор на разгрузочную тележку штабелеукладчика (рис.1).

При определённых значениях загрузки конвейера и натяжения, сечение ленты на данном участке может терять желобчатую форму, как следствие возможно просыпание груза. Поэтому моделирование процесса укладки ленты на роlikоопоры штабелеукладчика, для определения зависимости параметров формы сечения от натяжения и степени загрузки — актуальная научная задача.



Рисунок 1 — Переходной участок конвейера

Номера роlikоопор, которые ограничивают переходной участок, определялись при помощи построения цепной линии (рис.2). Для этого использовалось уравнение прогиба гибкой нити под действием равномерно распределённой нагрузки q , при известной величине натяжения H . [1]

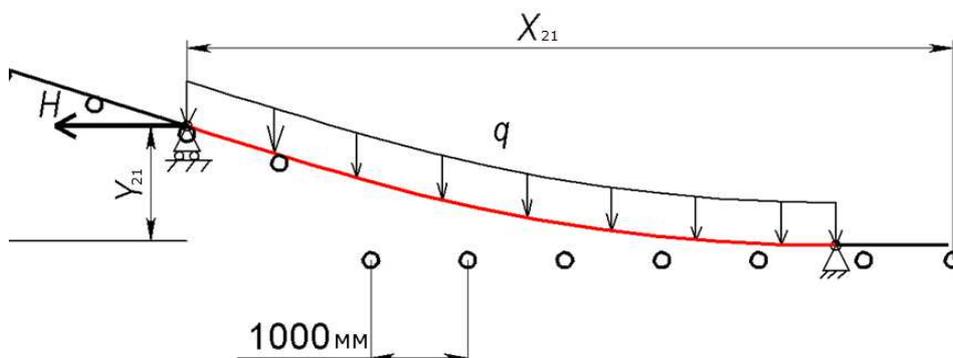


Рисунок 2 — Расчётная схема цепной линии

При помощи пакета SOLIDWORKS Simulation проведён эксперимент по укладке конвейерной ленты на роlikоопоры, расстояние между которыми задано согласно результатам расчёта цепной линии. Материал ленты задан как полотно из гиперупругого материала, на которое в продольном направлении наклеены полосы из ткани. Задание гиперупругого материала необходимо, так как аналитическая оценка относительной деформации в ленте при поперечном изгибе [2] имеет значение 0,7, тогда как линейные свойства резины ограничиваются значением деформации равным 0,3–0,5. В качестве граничных условий задан контакт между роликами и лентой «Нет проникновения», к ленте приложены нагрузки от силы тяжести, натяжения, веса груза. Так как боковые ролики расположены под углом 30° к горизонту, исследование является геометрически нелинейным. Получены качественные эпюры перемещения и напряжения ленты. Шаги эпюры перемещения показаны на рисунке 3.

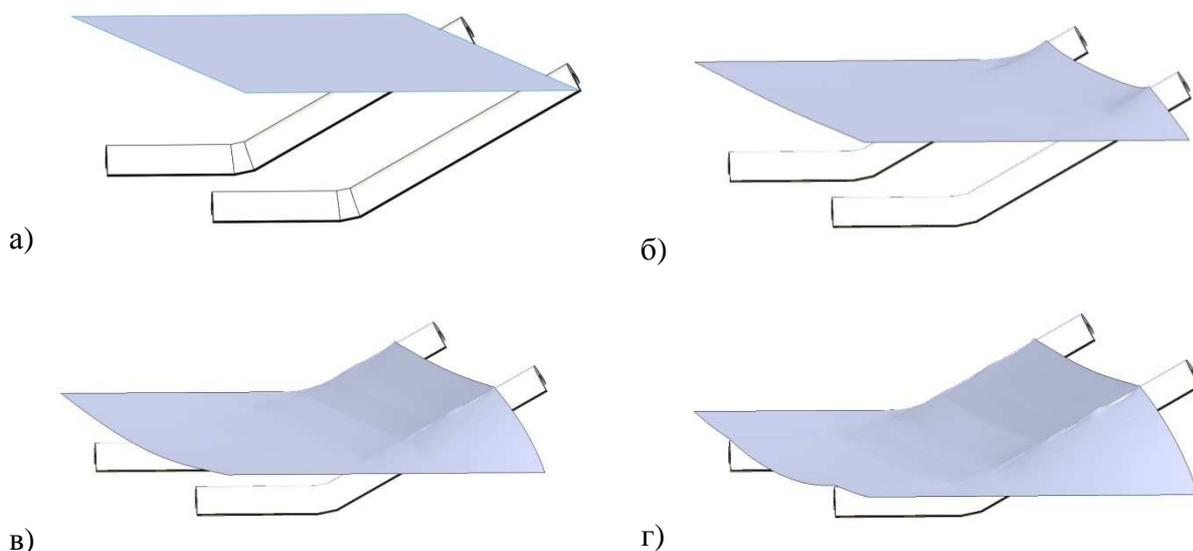


Рисунок 3 — Шаги эпюры перемещений ленты

Выводы. При помощи пакета SOLIDWORKS Simulation осуществлено моделирование процесса укладки конвейерной ленты на роlikоопоры штабелеукладчика с учётом контакта тел, больших перемещений и деформаций, геометрической и физической нелинейности задачи.

Перечень ссылок

1. Прочность, устойчивость, колебания. Справочник в трёх томах. Том I. Под ред. д-ра техн. наук проф. И. А. Биргера и чл.-кор. АН Латвийской ССР Я.Г. Пановко — 831 с.

2. Беляев Н. М. Сопротивление материалов [Текст]: учеб. / Н. М. Беляев - М.; СПб. 1951. – 856 с.

УДК 622.625.6.

Ширтанов В. С. ученик 11А класса НВК№57

Научный руководитель: Жупиев А. Л. ст. пр. кафедры горных машин и инженерии

(Государственный ВУЗ «НГУ», м. Днепропетровск, Украина)

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ МОДЕЛИРОВАНИЯ СИЛОВОЙ СТАБИЛИЗАЦИИ ГИРОВАГОНА НА ОСНОВЕ ДВУХСТЕПЕННЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ ГИРОСКОПОВ

Монорельсовые дороги выгодны в постройке и эксплуатации. Это перспективный вид транспорта, который возможно реализовать в различных условиях. Главные преимущества - использование одного железнодорожного рельса без какого-либо подвеса, упрощение и ускорение процесса прокладки путей, повышение скоростных показателей, доступность для многих малобюджетных городов и населенных пунктов. Гировагон – разновидность монорельсового транспорта. Главное его отличие заключается в том, что обычный монорельс имеет подвес, т. е. центр тяжести находится ниже точки подвеса. У гировагона центр тяжести расположен выше рельса. Вагон неустойчив. Для стабилизации применяется гироскоп. Гировагон – сложный технический объект, характеризующийся большим количеством параметров, поэтому их обоснованный выбор является актуальной научной задачей.

Идея работы заключается в создании натурной модели гировагона, которая представлена платформой, обладающей тем же самым механизмом гироскопической стабилизации; создании модели в SolidWorks; проведении вычислительных экспериментов в среде SolidWorks Motion по получению зависимости характеристик стабилизации от конструктивных параметров устройства.

Создана гироскопическая платформа (рис. 1), состоящая из: 1 - маховика, 2 - неуравновешенной рамки, 3 - гравитационного реле, 4 - корпуса, 5 - серводвигателей.

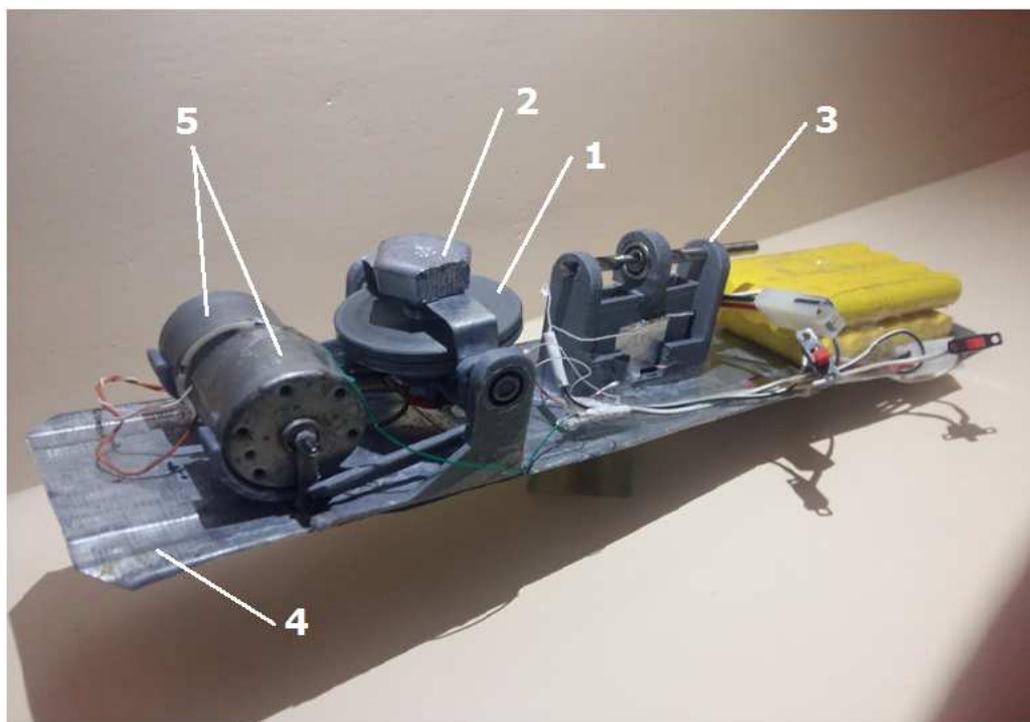


Рисунок 1 - Гироскопическая платформа

На основе экспериментов по стабилизации гироскопической платформы, была изготовлена ее трехмерная модель (рис.2), повторяющая натурную модель. Она состоит из 1 - маховика, 2 - рамки, 3 - серводвигателей, 4 - блока для неуравновешенной рамки, 5 - корпуса, 6 - оси вращения корпуса.

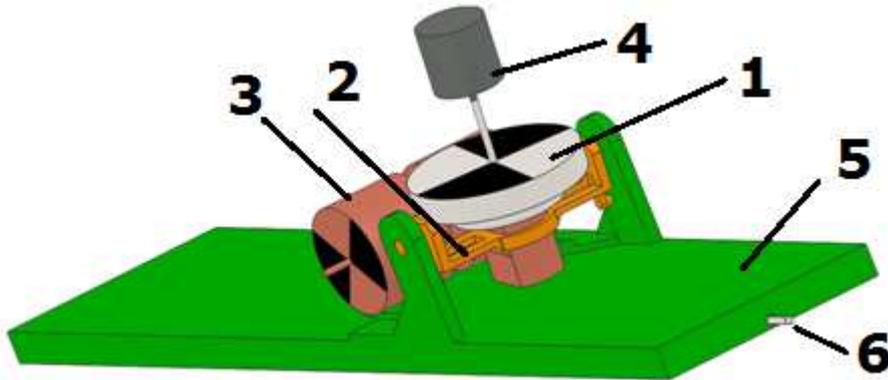


Рисунок 2 - Трехмерная модель гироскопической платформы

Поскольку параметры модели, заданные в SolidWorks совпадают с параметрами разработанной гироскопической платформы, то в процессе наблюдений и экспериментов были зафиксированы схожие свойства двух объектов. Обе модели при пассивной стабилизации ведут себя идентично.

В работе описано создание гироскопической платформы, допускающей различные виды пассивной и активной стабилизации. Разработана методика исследования режимов стабилизации средствами SolidWorks Motion. Обнаружена устойчивая пассивная стабилизация при скорости 2500об./мин. как на гироскопической платформе так и на компьютерной модели.

Перечень ссылок

1. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике / Алямовский А.А., Собачкин А.А., Одинцов Е.В., Харитонович А.И., Пономарёв Н.Б. – СПб.: БХВ-Петербург, 2008. – 1040 с.: ил. + DVD – (Мастер)

УДК 621.981.21

Ионас А. И., студентка гр. ГМмм 14-1

Научный руководитель: Сирченко А.А., м.н.с.,

(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепрпетровск, Украина)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВЕРТЛЮЖНОЙ ПОДВЕСКИ

В машиностроении при производстве монтажных работ используют вертлюжную подвеску, установленную на многороликовых блоках вместо грузовых скоб.

Было рассмотрено действие устройства «Вертлюжная подвеска», для которой решалась научная задача определение нагрузочной способности вертлюжной подвески, при котором возникающие в его узлах максимальные напряжения не превышали бы допускаемые.

Цель работы: определение рациональных параметров вертлюжной подвески для нахождения максимального допускаемого усилия прижатия из условий прочности.

Для достижения поставленной цели необходимо решение следующих задач:

1. Разработать твердотельную геометрическую модель подвески с помощью программы SOLIDWORKS.

2. Разработать расчетную модель и выполнить прочностной анализ по определению максимального усилия нагружения.

В программе SOLIDWORKS была создана компьютерная модель «Вертлюжная подвеска» (рис.1).

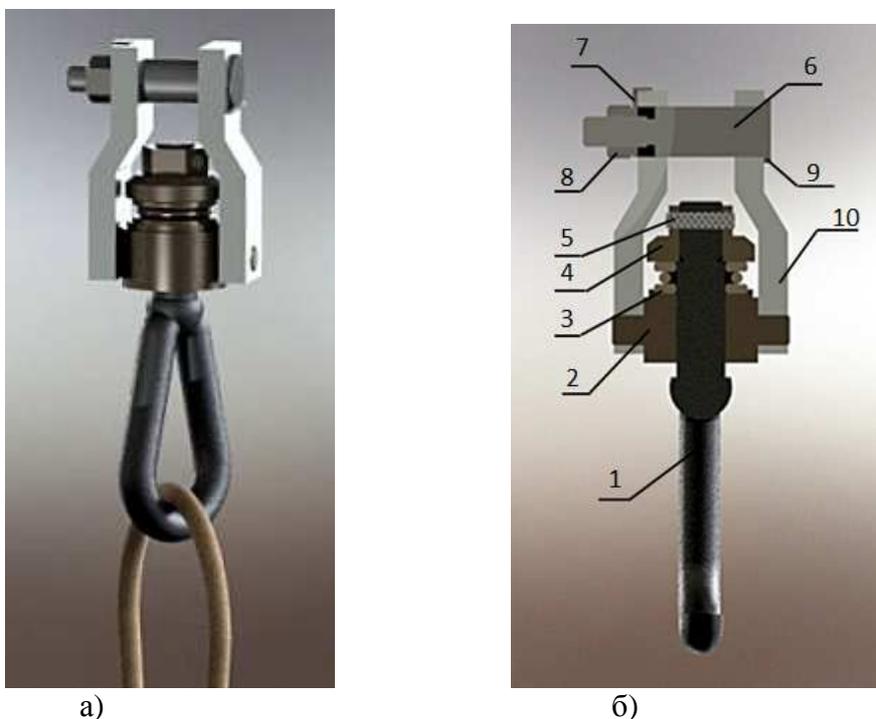


Рисунок 1 – Твердотельная геометрическая модель подвески: а – с канатом; б – в разрезе (1 – ушко; 2 – траверса; 3 – подшипник; 4 – гайка; 5 – цилиндрический штифт; 6 – ось; 7 – стопорная шайба; 8 – гайка; 9 – накладка; 10 – щека)

При определении нагрузочной способности стояла задача вычислить максимальное допустимое усилие, действующее на ушко подвески из условия прочности.

Расчет производился методом конечных элементов. В SOLIDWORKS Simulation [1] была решена оптимизационная задача, функцией цели которой являлось допустимое напряжение для материала подвески – сталь Ст20. Варьируемым параметром выступало значение силы F , которое было принято в диапазоне от 10 кН до 12 кН с шагом 114 Н. Ограничениями, при решении оптимизационной задачи, являлись расчетные напряжения не превышающие допустимое. В результате было рассчитано одиннадцать итераций, по которым SOLIDWORKS Simulation определил оптимальное значение параметра силы $F=11,2$ кН согласно заданной функции цели.

Для проведения поверочного расчета на прочность (рис.2), в качестве граничного условия, подставляем вычисленное значение параметра силы.

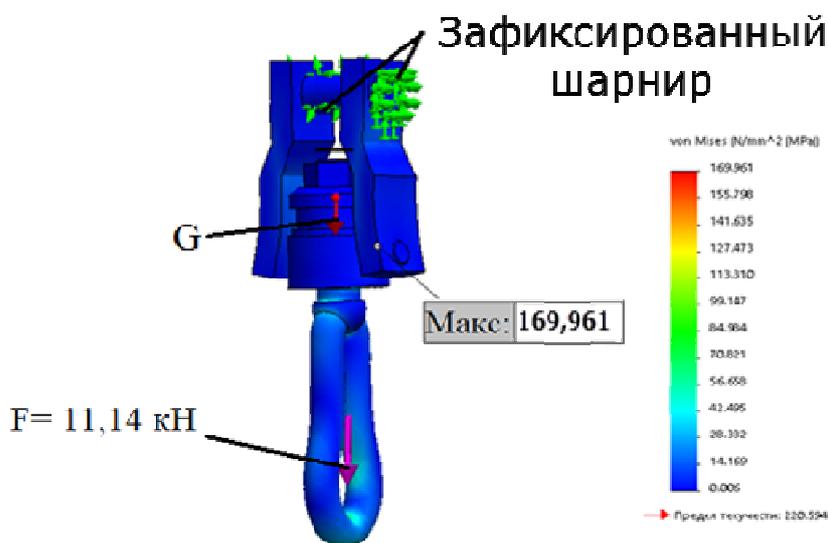


Рисунок 2 – Эпюра интенсивности напряжений

Выводы.

1. Разработана компьютерная модель.
2. Определено максимальное усилие на вертлюжную подвеску от каната с грузом $F=11,2$ кН из условий прочности, при котором максимальные напряжение не превышают допустимые.

Перечень ссылок

1. Алямовский А.А. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике [Текст]: учеб. пособие / А.А. Собачкин, Е.В. Одинцов, А.И. Харитонович, Н.Б. Пономарев – СПб.: БХВ-Петербург, 2008. – 1040 с.
2. Писаренко Г. С. Справочник по сопротивлению материалов, Яковлев А. П., Матвеев В. В.; Отв. ред. Писаренко Г. С.–2-е изд., перераб. и доп. – Киев: Наук. думка, 1988. – 736 с.

УДК 627-71

Яременко І.А. студентка групи ГМмм-14-1

Научний керівитель: к. физ.-мат. н. Остапенко А.А., доц. каф. Полушина М.В.

(Государственный ВУЗ “Национальный горный университет”, г. Днепрпетровск, Украина)

Анализ механизма и обоснование параметров «Съемника подшипников»

Съемники подшипников – устройства, которые предназначены для снятия подшипников с вала для различных механизмов (рис.1).

Принцип работы съемника подшипников основан на механической передаче «винт-гайка», в которой вращательное движение винта относительно неподвижной гайки преобразуется в поступательное движение винта. Захваты съемника охватывают наружное или внутреннее кольцо подшипника, а наконечник винта давит на вал. Таким образом происходит демонтаж подшипника с вала.



Рисунок 1 – Съемник подшипников



Рисунок 2 – Втулка

Для эффективного демонтажа подшипников малых и средних размеров используют механические съемники. Это позволяет избежать повреждения как самого подшипника, так и прилегающей к подшипнику поверхности.

Съемник подшипников трехзахватный отличается от двухзахватного более равномерным распределением нагрузки на снимаемую деталь, большим номинальным усилием разъема. Особенность моделируемого съемника – возможность регулирования ширины захвата при помощи дополнительной механической передачи «винт-гайка».

Особенностью съемника является оригинальная втулка, изображенная на (рис.2). В самой втулке есть внутренняя резьба, которая работает в том случае, когда захваты охватывают поверхность подшипника. Втулка удерживается неподвижно благодаря рукоятью втулки.

Таким образом, винт опускается и давит своим концом на вал, что приводит к разъединению вала и подшипника. Втулка имеет две внешние резьбы – левую и правую, по которым перемещаются верхняя и нижняя гайки. Если сделать рукоять винта неподвижной, то с помощью рукояти втулки можно вращать саму втулку, что приведет к схождению или расхождению гаек. Таким образом, захваты будут сходиться либо расходиться.

Целью работы: выполнить обратный инжиниринг трехзахватного съемника подшипников и определить его технические характеристики.

Для того что бы выполнить данную цель, нужно выполнить следующие задачи:

1) На основании сборочного чертежа разработать компьютерную модель съемника подшипников и определить основные параметры.

- Разработана компьютерная модель (рис. 1).

- Разработанная трехмерная модель позволила определить параметры:

- Диаметр захвата: min - 38мм, max – 165 мм
- Максимальная глубина захвата: 71мм
- Масса: 4,3 кг

2) Определить максимальную нагрузочную способность съёмника, при которой возникающие в его узлах максимальные напряжения не превышают допускаемые.

- Для определения нагрузочной способности съёмника подшипников были взяты следующие материалы:

➤ -Материал захватов: Легированная конструкционная сталь ковкая Сталь35Х $\sigma_T=750$ МПа

➤ -Материал гаек: литая Сталь35Л $\sigma_T=280$ МПа

➤ -Материал планок: углеродистая качественная Сталь 10 $\sigma_T=210$ МПа

- Для расчета напряженно-деформируемого состояния съёмника, методом конечных элементов в программе SolidWorks Simulation разработана компьютерная модель съёмника, представляющая собой 3 захвата соединенные штифтами с верхней втулкой и планками, так же штифтами с втулкой нижней. Благодаря выполненному расчету данной конструкции, а так же расчету упрощенной конструкции (рис.3), определяется max и min напряжение.

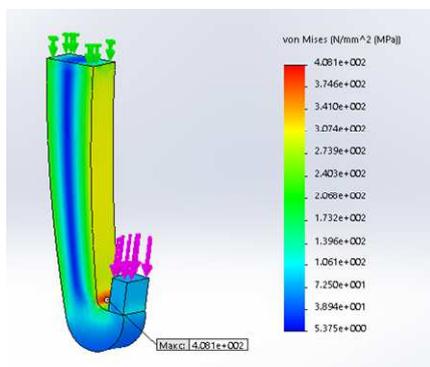


Рисунок 3 – Упрощенная конструкция съёмника подшипников

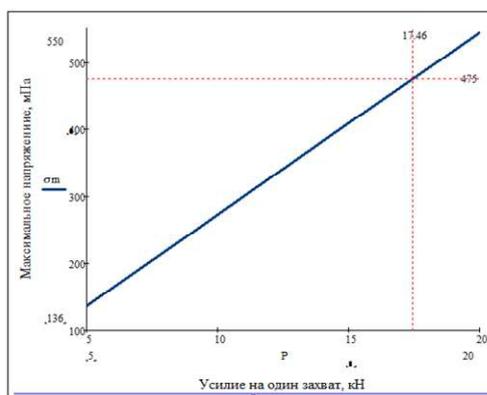


Рисунок 4 - зависимость максимального напряжения от прилагаемого усилия

- Найдена зависимость максимального напряжения от прилагаемого усилия (рис. 4).

3) Модернизировать съёмник с целью изменения массы конструкции.

Характер распределения напряжений в захвате показывает, что наибольшие напряжения возникают на внутренней и внешней поверхности захвата, средняя его часть ненагружена. Поэтому можно выполнить сечение захвата в виде двугавра и определить max и min напряжение(рис 5).

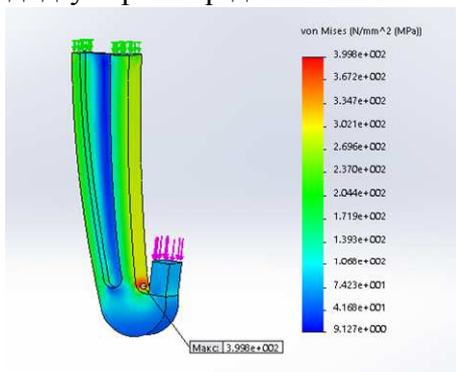


Рисунок 5 – Упрощенная конструкция съёмника подшипников с двугавровым сечением

Перечень ссылок

1. Алямовский А.А. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике: учеб. пособие / А.А. Собачкин, Е.В. Одинцов, А.И. Харитонович, Н.Б. Поно-марев – СПб.: БХВ-Петербург, 2008. – 1040 с.
2. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В.; Отв. ред. Писаренко Г. С.–2-е изд., перераб. и доп. – Киев: Наук. думка, 1988. – 736 с.

УДК 622.625.6

Шкут А.П. студентка групи ГМмм-14-1

Научный руководитель: к. физ.-мат. н. Остапенко А.А., ст. пр. Жупиев А.Л.

(Государственный ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепрпетровск, Украина)

МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ СИЛОВОЙ СТАБИЛИЗАЦИИ ПЛАТФОРМЫ НА ОСНОВЕ ДВУХСТЕПЕННЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ ГИРОСКОПОВ

Механический роторный гироскоп это быстро вращающееся твердое тело, ось которого может свободно изменять ориентацию в пространстве. Механические системы с гироскопами используют в качестве стабилизирующего устройства. В гироскопических приборах часто применяют двухстепенный вариант гироскопа. Примером использования двухстепенного гироскопа в качестве стабилизатора служит успокоитель качки (рис. 1). Стабилизация происходит, когда на судно при волнении действует момент M , вследствие чего, возникает гироскопическая пара N, N' с моментом $M_{гир} = Jz \cdot \Omega \cdot \omega_2$ способствующая уменьшению крена [1].

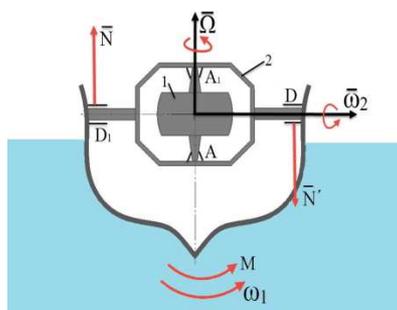


Рисунок 1 – Пример использования двухстепенного гироскопа как успокоителя качки

Выбор параметров гироскопов для силовой стабилизации технических объектов представляет сложную научно-техническую задачу. Современные программные продукты позволяют эффективно моделировать динамику таких объектов. Анализ литературы показывает, что методики моделирование отсутствуют. Поэтому определение параметров двухстепенного механического гироскопа системы силовой стабилизации платформы с использованием современных программных средств – актуальная научная задача.

Техническим объектом подлежащим силовой стабилизации принимаем платформу, установленную на корабле, который подвержен боковой качке (рис. 2). В связи с тем, что подготовка расчетной модели платформы проводится в среде SOLIDWORKS, в качестве программного средства моделирования выбран SOLIDWORKS Motion.

Целью работы является разработка рекомендаций по выбору параметров системы силовой стабилизации платформы с использованием двухстепенных механических гироскопов.

Для достижения цели поставлены и решены следующие подзадачи:

1. Проведения вычислительного эксперимента по моделированию боковой качки корабля:

- В SOLIDWORKS Motion достоверно моделируется колебательное движение.
- В качестве начальных условий задачи необходимо принимать значение начальной скорости колеблющегося тела.
- При совпадении частот собственных колебаний и частоты кинематического возмущения наблюдается рост амплитуды.
- При больших амплитудах колебания наблюдается два устойчивых и одно не устойчивое положение равновесия механической системы. При небольших амплитудах колебаний задачу можно рассматривать как линейную.

2. Проектирование и обоснование упрощенной модели медицинской платформы в программном обеспечении SOLIDWORKS (рис. 3).



Рисунок 2 – Медицинская платформа подверженная боковой качке

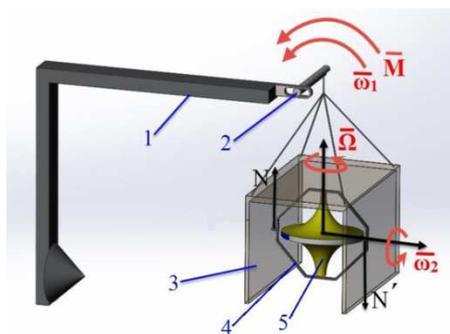


Рисунок 3 – Упрощенная компьютерная модель медицинской платформы

- Создавая 3D модели платформы и обрабатывая сборку модулем SolidWorks Motion, использовался стандартный набор инструментов SOLIDWORKS. Все действующие сопряжения были переданы через «Механические сопряжения» [2].

- При анализе сборки были определены силовые взаимодействия и заменены соответствующими моделями.

3. Проведение вычислительного эксперимента на упрощенной модели платформы по определению параметров гироскопа.

Определенная ранее методика применялась при проведении вычислительный эксперимент для упрощенной модели медицинской платформы.

Для платформы массой 600 кг и гироскопа массой 30 кг, найдена зависимость коэффициента стабилизации от угловой скорости вращения гироскопа (рис. 4).

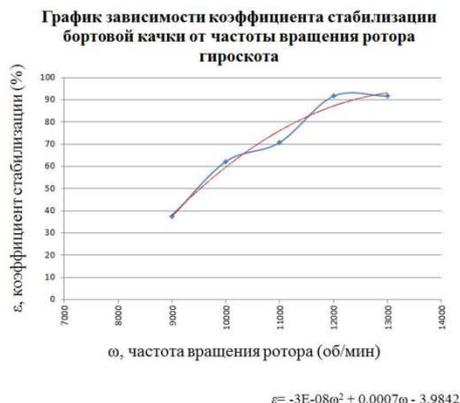


Рисунок 4 – График зависимости коэффициента стабилизации от угловой скорости вращения гироскопа.

При анализе графика (рис. 4) следует, что стабилизация платформы начинается при оборотах гироскопа свыше 9000 об/мин.

Перечень ссылок

1. Тарг С. М. Краткий курс теоретической механики: Учеб. для ВУЗов. – 10-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1986 – С. 334-340.
2. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике / Алямовский А.А., Собачкин А.А., Одинцов Е.В., Харитонович А.И., Пономарёв Н.Б. – СПб.: БХВ-Петербург, 2008. – 1040 с.: ил. + DVD – (Мастер).

УДК 629.373.3

Твардовский В.А., студент группы ГМмм-15-1

Научный руководитель: Жупиев А.Л., ст. преп. кафедры ГМИ

(Государственный ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина)

РАЗРАБОТКА КОНЦЕПТУАЛЬНОГО ПРОЕКТА ПОЛНОПРИВОДНОЙ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ ПОВЫШЕННОЙ ПРОХОДИМОСТИ

Горная промышленность – важнейшая промышленная отрасль. Она занимается поставками сырья почти для всех предприятий. В связи с истощением старых месторождений, нужно постоянно открывать новые источники для пополнения запаса сырья. Некоторые из них расположены в труднодоступных, а также опасных для жизни человека местах. Для разведывательных и транспортировочных операций в таких опасных местах чаще всего используют автоматизированных роботов-вездеходов повышенной проходимости, которые способны перевозить технику или груз по пересеченной местности, при этом быть управляемыми оператором с безопасного расстояния.

В качестве легких вездеходов повышенной проходимости массой до 500 кг используются квадроциклы, в которых водитель изменяя положение частей тела заставляет квадроцикл прыгать с трамплина с приземлением на задние колеса, преодолевать препятствия, сопоставимые с высотой колеса и т. п. При использовании квадроцикла в качестве перевозчика грузов и оборудования человек не может создать необходимый момент силы, что бы ориентировать квадроцикл в пространстве для приземления на задние колеса.

Идеей разработки концептуального проекта вездехода повышенной проходимости выступает возможность создания инерционного механизма с приводом, управляемым оператором. Такой автоматизированный вездеход позволит, имитируя управление положением в пространстве квадроцикла человеком, совершать прыжки с трамплина, преодолевать значительные препятствия, перевозя при этом полезные грузы. В качестве инерционного механизма будет рассмотрен маховик, который интегрирован в квадроцикл.

Цель работы — разработка концептуального проекта полноприводной колесной машины повышенной проходимости.

Для достижения цели были выполнены подзадачи:

1. Изготовление упрощенной модели вездехода с маховиком в среде SolidWORKS [1] (рис. 1).
2. Нахождение зависимости момента двигателя от времени аналитическим путем.
3. Нахождение конкретных параметров корпуса и маховика, а также нахождение зависимости момента двигателя от времени для конкретных значений переменных.

Маховик создает момент импульса сонаправленный с моментом импульса вездехода. По закону сохранения момента импульса — сумма моментов импульса системы равняется константе, если на систему не влияют внешние силы. Исходя из этого наш квадроцикл останавливает свое вращение в пространстве.

Что бы маховик выполнил работу, необходимо использовать мотор, который будет разгонять его. Момент мотора мы получаем из формулы (1). Время начала работы мотора — момент съезда переднего колеса с обрыва. Время окончания работы мотора — момент съезда задних колес с обрыва.

$$\begin{aligned}\sum L &= const ; \\ L_{\text{маховика}} &= I_{\text{маховика}} \cdot \omega_{\text{маховика}} ; \\ L_{\text{корпуса}} + L_{\text{маховика}} &= 0 ; \\ I_{\text{корпуса}} \cdot \omega_{\text{корпуса}} + I_{\text{маховика}} \cdot \omega_{\text{маховика}} &= 0 ;\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\omega &= \varepsilon \cdot t ; \\ M &= I \cdot \varepsilon ; \\ t &= \frac{l}{V} ;\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}I_{\text{корпуса}} \cdot \omega_{\text{корпуса}} + M_{\text{мотора}} \cdot t &= 0 ; \\ M_{\text{мотора}} &= - \frac{I_{\text{корпуса}} \cdot \omega_{\text{корпуса}} \cdot V}{l}\end{aligned}$$

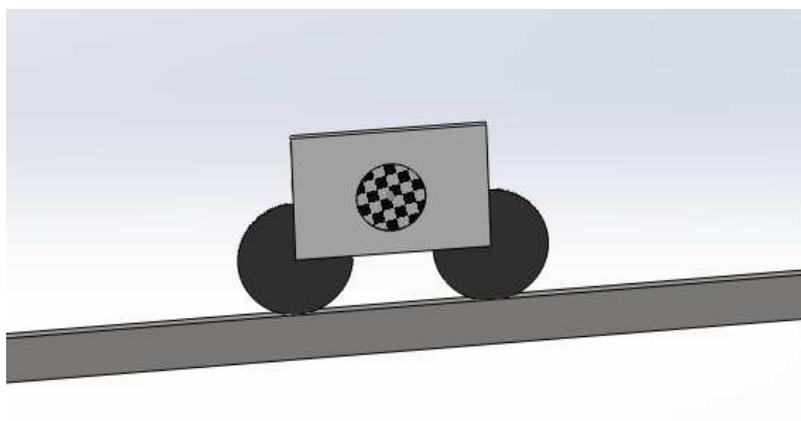


Рисунок 1 — Модель вездехода с маховиком

В результате вышесказанного можно заключить, что:

1. Компьютерная модель позволяет представить модель, легко менять параметры (масса груза, длина корпуса, скорость движения).
2. Компьютерная модель позволяет вычислять трудно находимые, необходимые для расчета параметров (момент инерции вездехода, который представляет собой сложную геометрическую фигуру), проверять расчеты параметров в анализе движения в среде SolidWORKS Motion.
3. К недостаткам можно отнести небольшую погрешность в данных (около 5%), которая может быть решена незначительным увеличением момента силы маховика.

Список литературы

1. Алямовский А. А. SolidWorks Компьютерное моделирование в инженерной практике:/ Алямовский А. А., Собачкин А. А., – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 800 с.