

ТОМ 3

ТЕХНОЛОГІЇ

МАШИНОБУДУВАННЯ

Заболотный К.С., д.т.н., профессор, Сирченко А.А., м.н.с., Жупиев А.Л. ст. преп.
(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина)

РАЗРАБОТКА КОНЦЕПЦИИ КОНСТРУКЦИИ ТОННЕЛЬНОГО АГРЕГАТА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МЕТОДОВ МОРФОЛОГИЧЕСКОГО АНАЛИЗА

Наиболее эффективным способом проходки тоннелей метрополитенов является щитовой способ [1]. Однако в случаях необходимости соединения параллельно идущих тоннелей или продолжения незавершенного тоннеля этот способ использовать невозможно и нужно использовать горный или комбайновый способы.

Выпускаемые отечественной промышленностью тоннелепроходческие комплексы (ТПК) для конкретных горно-геологических и экономических условий являются не конкурентоспособными на мировом рынке из-за низкой производительности или невозможности проходки в грунтах с низкой крепостью ($f \leq 6$ по шкале Протодяконова) буровзрывным способом при опасности разрушения зданий или обрушения горной породы – при комбайновом способе.

Научная задача – обоснование рациональных параметров отдельных машин в составе ТПК и выбор рациональных схем агрегатирования.

Цель исследования – повысить эффективность сооружения тоннелей метрополитена путем разработки концепции конструкции тоннельного агрегата с использованием методов морфологического анализа.

Для достижения цели поставлены и решены следующие задачи:

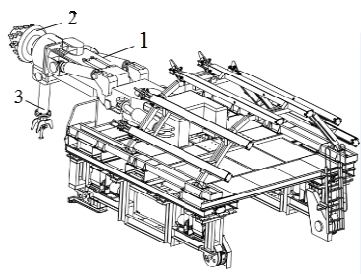
1. Разработать твердотельные модели перспективных агрегатов ТПК и определить их массовые характеристики.
2. Выполнить морфологический анализ и получить наиболее перспективные агрегаты, входящие в состав ТПК.
3. Разработать конструкцию ТПК, предназначенных для проходки в породах, с меняющихся в широком пределе крепостями.

Идея работы заключается в использовании современных методов компьютерного моделирования и морфологического анализа.

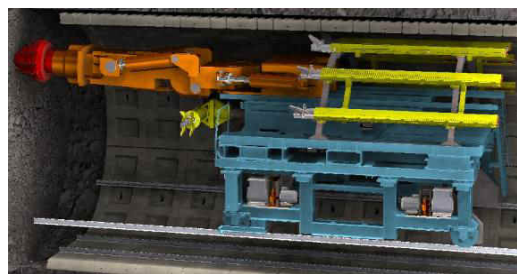
Объект исследования – механические процессы при сооружении тоннелей.

Предмет исследования – зависимости между техническими характеристиками ТПК и его конструктивными параметрами.

Для пород крепостью $f \leq 10$ в Национальном горном университете (НГУ) был разработан проходческий агрегат УТМК-1 (рис.1,а), в котором на раме модернизированного тоннельного укладчика УТМ [2] закреплена стрела 1 с буровой коронкой 2, аналогично с применяющимся в проходческом комбайне. Кроме этого на стреле размещен манипулятор 3 для укладки тоннельной обделки.



а)



б)

Рисунок 1 – Проходческие агрегаты для комбайнового способа проходки:
а – УТМК-1; б – УТМК-2

Используя идею работы [3], в НГУ разработан проходческий агрегат УТМК-2 для сооружения тоннелей в горных породах крепостью $f \leq 10$ (рис.1,б), который является усовершенствованной конструкцией агрегата УТМК-1 путем установки стрелы с буровой коронкой на модернизированный тоннельный укладчик УТМ.

Для пород крепостью $f \leq 20$ в НГУ был разработан проходческий агрегат УТМБ (рис.2), в котором на раме модернизированного тоннельного укладчика УТМ установлено две буровых установки 1, позволяющих производить бурение шпуров непосредственно с тележки укладчика.

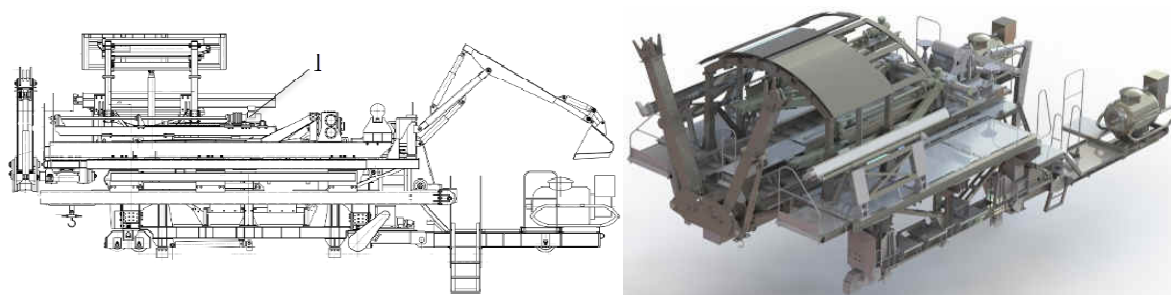


Рисунок 2 – Проходческий агрегат УТМБ для горного способа проходки

Для определения рациональных параметров ТПК был использован метод морфологического анализа, в котором рассматривалось шесть реализаций операции по отбойке и креплению.

Из анализа следует, что наиболее перспективными вариантами реализации с минимальным значением суммарного показателя являются агрегаты, основанные на базовом агрегате укладчика [1] с дополнительными съемными модулями для бурения шпуров, либо для проходки тоннелей – УТМБ для горного способа проходки грунта и УТМК-2 для комбайнового. Для условия изменения в широком диапазоне крепостей породы, за счет унификации модулей, возможно быстрое превращение одного агрегата в другой.

Выводы: 1. Разработаны твердотельные модели перспективных агрегатов ТПК и определены их массовые характеристики.

2. В результате морфологического анализа получены наиболее перспективные варианты агрегатов, входящих в состав ТПК и основанных на базовом агрегате укладчика с дополнительными съемными модулями для бурения шпуров, либо для проходки тоннелей, которые могут трансформироваться друг в друга при условии изменения в широком диапазоне изменения крепости горной породы.

3. Разработан агрегат УТМК-2, способный выполнять проходку тоннеля комбайновым способом при опасности обрушения свода и разрушения наземных сооружений.

Перечень ссылок

1. Тоннели и метрополитены: учеб. / В. Г. Храпов [и др.]; под ред. В. Г. Храпова. - М.: Транспорт, 1989. – 383 с.
2. Заболотный К.С. Теоретические и компьютерные исследования напряженно-деформированного состояния элементов однорычажного тоннельного укладчика УТК-2 / К.С. Заболотный, А.А. Сирченко, Е.В. Панченко // Математические проблемы технической механики – 2013: матер. науч.-практ. конф., г. Днепропетровск, 15–18 апреля 2013. – Днепропетровск, 2013. – Ч 2. – С. 74-75.
3. Тюбингоукладчики типа ТТ тоннельные [Электронный ресурс]: – Скуратовский опытно-экспериментальный завод: Тоннельное и горношахтное оборудование – Режим доступа: <http://www.soeztula.ru/1/73/>, свободный. – Загл. с экрана.

Заболотный К.С., д.т.н., профессор, Сирченко А.А., м.н.с., Шкут А.П. студентка гр. ГМмм 14-1

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

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРЕССА ДЛЯ ИЗГИБА РЕЛЬСА

Повышение качества выпускаемой продукции, создание и внедрение в производство принципиально новых объектов техники, материалов и передовой технологии являются важнейшими задачами.

Их решение неразрывно связано с использованием разнообразных физических эффектов в период разработки изделий и технологических процессов.

В настоящее время в литературе описано более 500 физических эффектов, которые используются при разработке технических объектов.

Поэтому, изучение методики использования баз данных по физическим эффектам при решении проектно-конструкторских задач является актуальной образовательной задачей.

В качестве примера использования физических эффектов, было рассмотрено действие механизма «Пресс для изгиба рельса», для которого решалась научная задача по определению максимального усилия прижатия пресса, при котором возникающие в его узлах максимальные напряжения не превышали бы допускаемые. Так как в рассматриваемом устройстве пресса присутствуют элементы конструкции, которые могут потерять устойчивость из-за возможной эксцентрисности приложения нагрузки, то для них необходимо провести анализ устойчивости.

Цель работы: определение рациональных параметров пресса для изгиба рельса для нахождения максимального допускаемого усилия прижатия из условий прочности и устойчивости.

Для достижения поставленной цели необходимо решение следующих задач:

1. Разработать твердотельную геометрическую модель пресса для изгиба рельса с помощью программы SOLIDWORKS.
2. Разработать расчетную модель и выполнить прочностной анализ по определению максимального усилия прижатия.
3. Проверка работоспособности конструкции пресса из условия устойчивости.

В программе SOLIDWORKS была создана компьютерная модель «Пресс для изгиба рельса» (рис.1).

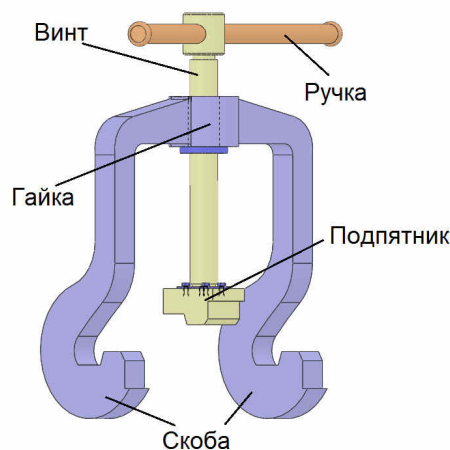


Рисунок 1 – Твердотельная геометрическая модель пресса

При анализе данной конструкции были определены физические эффекты. Ручка служит рычагом, который позволяет получить выигрыш в силе. Винт-гайка преобразовывает поступательное движение во вращательное, что так же позволяет получать существенный выигрыш в силе, при условии, что угол подъёма больше угла трения. Так же винт является узлом конструкции, который работает на сжатие, при этом возможна потеря устойчивости.

При определении нагрузочной способности стояли задачи вычислить максимальное допустимое усилие прижатия винта из условия прочности и вычислить значения коэффициента запаса устойчивости пресса.

Расчет производился методом конечных элементов. В SOLIDWORKS Simulation [1] была решена оптимизационная задача, функцией цели которой являлось допустимое напряжение для материала пресса – сталь Ст3. Варьируемым параметром выступало значение силы F , которое было принято в диапазоне от 1,5 кН до 60 кН. Ограничениями, при решении оптимизационной задачи, являлись расчетные напряжения не превышающие допустимое. В результате было рассчитано три итерации, по которым SOLIDWORKS Simulation, методом интерполяции, определил оптимальное значение параметра силы $F=59,9$ кН согласно заданной функции цели.

Для проведения проверочного расчета на прочность (рис.2, а) и устойчивость (рис.2, б), в качестве граничного условия, подставляем вычисленное значение параметра силы.

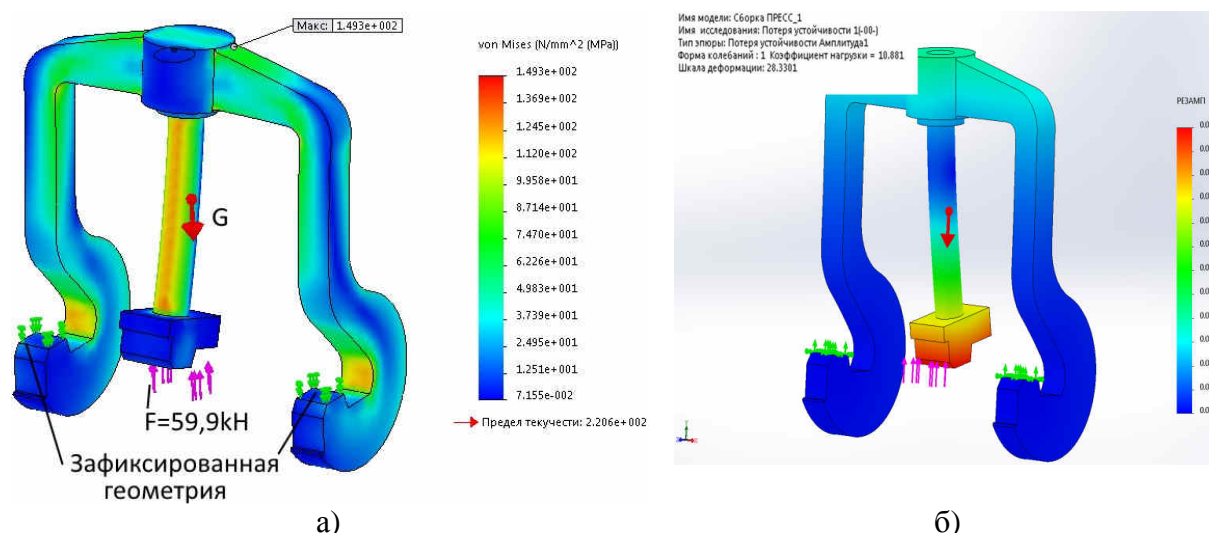


Рисунок 2 – Эпюра интенсивности напряжений (а), и потери устойчивости пресса (б)

Выводы.

1. Определено максимальное усилие прижатия винта пресса $F=59,9$ кН для изгиба рельса из условий прочности, при котором максимальные напряжение не превышают допустимые.

2. Вычислено значение коэффициента запаса устойчивости пресса для изгиба рельса, которое составляет $\gamma_y = 10,8$, что является достаточным, по сравнению с принятым в машиностроении запасом для сталей – 1,8-3 [2].

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.

Заболотный К.С., д.т.н., профессор, Сирченко А.А., м.н.с. каф. ГМИ, Бараник В.А., ученик 11 класса КЗО СООШ №11
(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина)

КОМПЬЮТЕРНОЕ И ФИЗИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ ОБЪЕКТОВ С ГУСЕНИЧНЫМ ДВИЖИТЕЛЕМ С НАВЕСНЫМ УСТРОЙСТВОМ

В традиционных конструкциях транспортных средств (ТС) с навесным устройством (НУ) затруднено осуществление поворотов на высокой скорости движения. Использование механизма поворота НУ относительно продольной оси ТС дает возможность изменять характер поворота ТС. Была создана натурная модель ТС с НУ (рис.1) и две компьютерные модели: твердотельная и расчетная с массово-инерционными характеристиками, соответствующими натурной (рис.2).

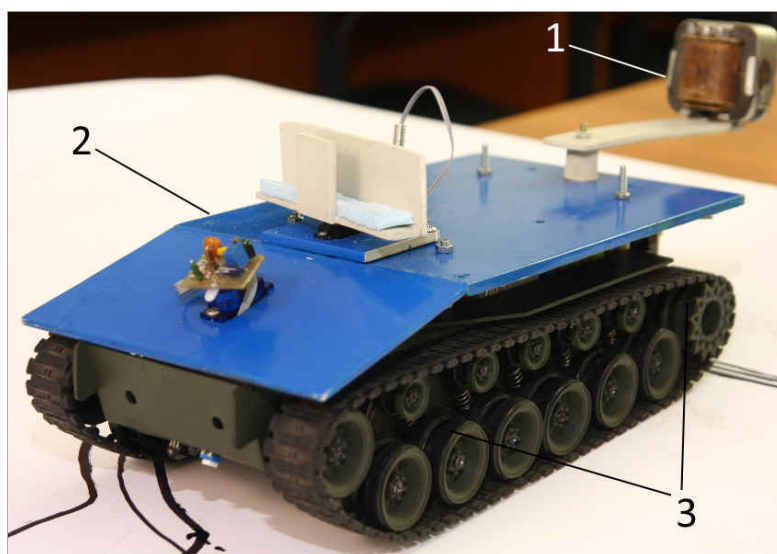


Рисунок 1 – Натурная модель ТС с НУ: 1 – навесное устройство; 2 – натурная модель с гусеничным движителем; 3– гусеничный движитель

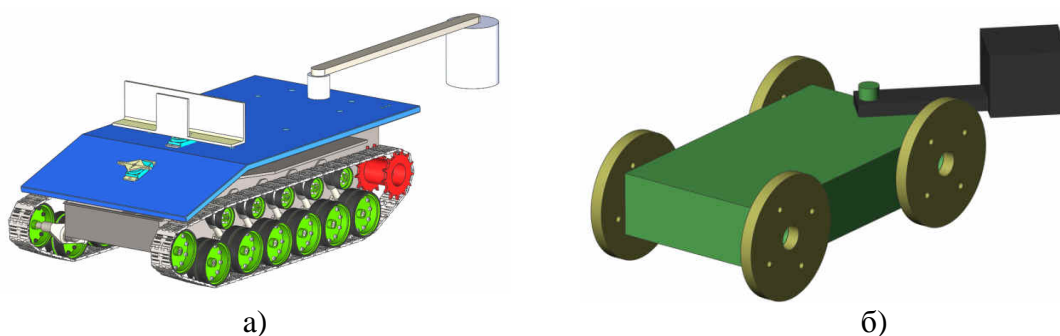


Рисунок 2 – Компьютерные модели ТС с НУ: а – твердотельная модель; б – расчетная модель для SOLIDWORKS Motion

На натурной модели был исследован крутой поворот ТС с различными углами отклонения НУ. На рисунке 3 приведены траектории получены в результате эксперимента ($\alpha = 0^\circ$ – НУ расположено на продольной оси ТС; $\alpha = 45^\circ$ – НУ отклонено наружу от центра поворота ТС; $\alpha = -45^\circ$ – НУ отклонено внутрь от центра поворота ТС).

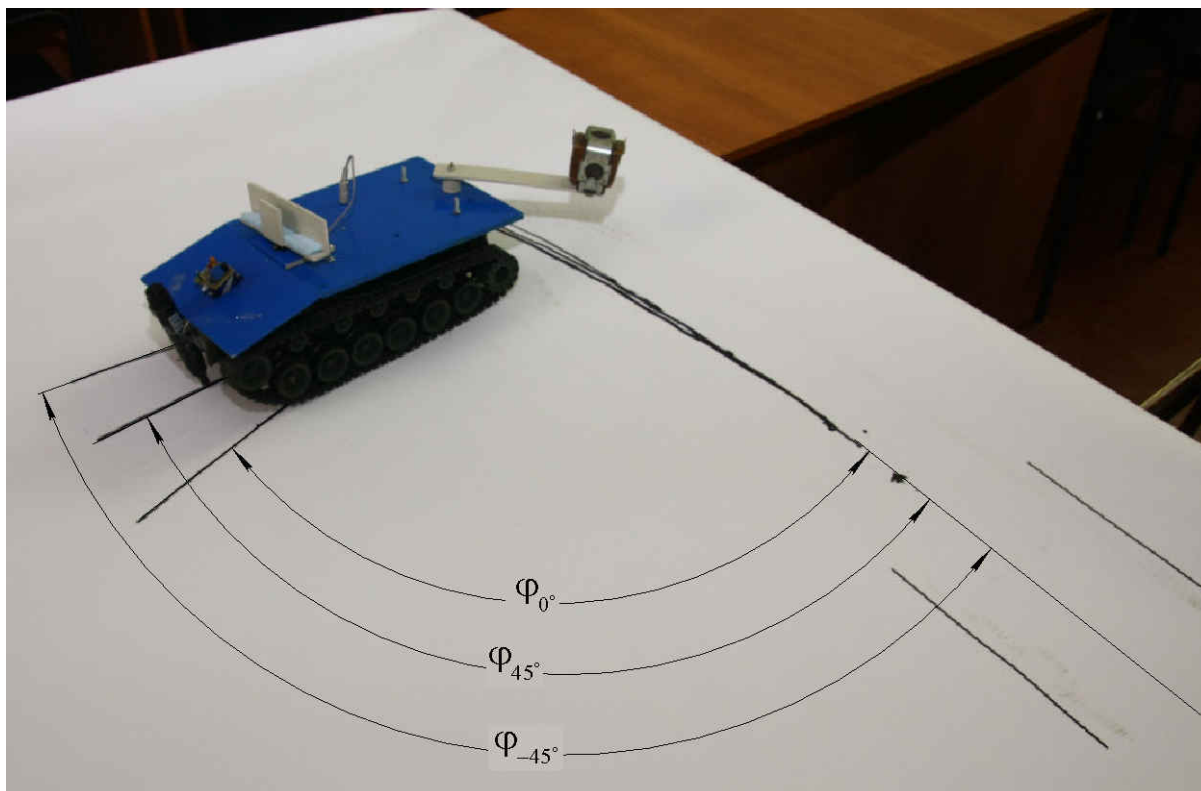


Рисунок 3 – Результат проведения натурального эксперимента

В результате вычислительных экспериментов в среде SOLIDWORKS Motion получены следующие результаты.

1. Впервые доказано, что для увеличения угла поворота транспортного средства при схеме «плавный поворот» требуется отклонение навесного устройства к центру кривизны траектории транспортного средства, при чем эффективность поворота увеличивается при увеличении относительной массы навесного устройства.

2. Впервые доказано, что для схем «крутой поворот» и «поворот на месте», оптимальный угол поворота достигается при расположении навесного устройства на продольной оси транспортного средства, при чем эффективность поворота увеличивается при уменьшении относительной массы навесного устройства.

3. В результате натурального эксперимента подтверждена адекватность расчетной модели SOLIDWORKS Motion и натурной моделей с погрешностью, не превышающей 17%.

Перечень ссылок

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

Заболотный К.С., д.т.н., проф., Сирченко А.А., м.н.с., Горнатко Богдан, студент гр. ГМммС-13-1

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

ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДА МАНИПУЛЯТОРА БУРОВОЙ УСТАНОВКИ УКЛАДЧИКА УТ-13

Для сооружения перегонных тоннелей метрополитенов используются укладчики тоннельной обделки. При проходке в скальных горных породах (крепостью $f \leq 20$ по шкале Протодяконова) применяют буровзрывной способ. Использование такого способа, предполагает операцию – бурение шпуров, которая осуществляется буровой установкой с тележки укладчика.

Техническая проблема – повышенная металлоемкость укладчика (при собственной массе 34 т осуществляет подъем груза массой до 1 т.) связанная с большими запасами прочности манипулятора буровой установки укладчика.

Основным устройством буровой установки является манипулятор (рис.1,а). Он состоит из таких узлов, как стрела 4, податчик 1, салазки б соединенных силовыми гидроцилиндрами 2, 3, 5 между собой, для доставки перфоратора в любую точку забоя. Конструкции манипулятора достаточно сложная, поэтому определение максимальных нагрузок в его приводе (силовых гидроцилиндрах) возможно, только с помощью применения метода конечных элементов. Отсюда следует, что обоснование рациональных параметров привода манипулятора – **актуальная научная задача**.

Объект исследования – механические процессы при бурении шпуров.

Предмет исследования – зависимости между усилием бурения и параметрами привода манипулятора.

Цель работы – обоснование рациональных параметров привода манипулятора буровой установки укладчика для уменьшения металлоемкости укладчика в целом.

В данном исследовании моделируется напряженно-деформированное состояние конструкции манипулятора буровой установки укладчика для определения расчетных нагрузок приводов манипулятора буровой установки. От их значений зависят размеры, а следовательно и металлоемкость манипулятора и укладчика в целом. Определение расчетных нагрузок это сложная научная задача, связанная с необходимостью учета взаимодействия усилия бурения и определения самого опасного расчетного случая.

Для достижения поставленной цели были решены следующие задачи: разработка компьютерной геометрической и расчетной моделей; определение опасного расчетного случая; моделирование напряженно-деформированного состояния (НДС) и определение расчетных усилий в приводе манипулятора; определение параметров привода манипулятора.

Разработана компьютерная геометрическая (рис. 1, а) и расчетная (рис. 1, б) модели.

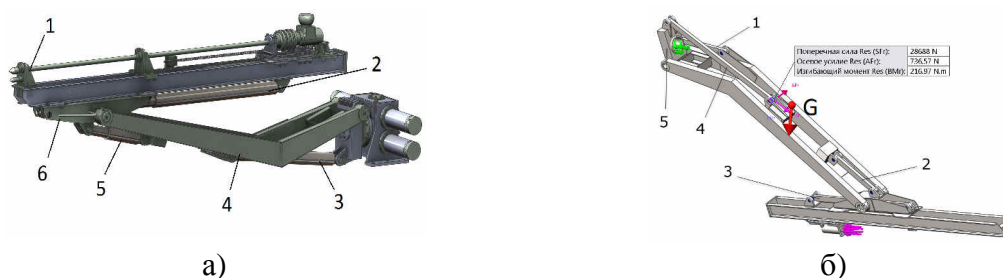


Рисунок 1 – Компьютерные модели: а – геометрическая; б – расчетная

Заболотный К.С. д.т.н., профессор, Жупиев А.Л. ст. преподаватель каф. ГМИ, Скорченко Ю.С. студентка гр. ГМКм-14-1м
(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепрпетровск, Украина)

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТОРМОЗНЫХ НАКЛАДОК КОЛОДОЧНОГО ТОРМОЗА ШАХТНОЙ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ МПМН-5х4

Шахтная подъемная установка МПМН-5х4 предназначена для грузопассажирских перевозок на глубинах, достигающих 1200 метров. Колодочный тормоз подъемной установки служит для рабочего и предохранительного торможения [1].

На сегодняшний день существует такая техническая проблема: возникновение аварийных ситуаций в связи с перегревом тормозных накладок, что приводит к потере работоспособности тормоза, либо к завышенной его стоимости. Поэтому повышение конкурентоспособности отечественных подъемных установок на мировом рынке невозможно без решения этой актуальной технической проблемы.

Для решения этой технической проблемы необходимо провести комплекс исследований механических и тепловых процессов в колодочных тормозах при рабочем и предохранительном торможении, на предмет зависимости температуры тормозного обода от режима торможения, скорости движения клетки подъемной установки и параметров, характеризующих взаимодействия с внешней окружающей средой.

Цель работы – разработка методических рекомендаций по обоснованию параметров тормоза многоканатной подъемной установки на основании исследования механических и тепловых явлений в колодочных тормозах.

Идея работы – использование современных методов численного анализа механических и тепловых процессов, возникающих при процессе торможения.

Для достижения сформулированной цели были поставлены и решены следующие подзадачи:

1. Определение зависимости мощности торможения на каждой колеске тормоза от времени при предохранительном торможении.
2. Определение зависимости нестационарного неосесимметричного температурного поля на поверхности тормозного обода от скорости и ускорения движения клетки при предохранительном торможении.
3. Разработка осесимметричной механической модели переходного нестационарного режима, возникающего при многократном подъеме-спуске клетки, и соответствующей тепловой модели; оценка максимальной температуры тормозного поля.
4. Исследование установившегося теплового режима работы тормозного устройства, сравнение с нестационарным режимом, оценка максимальной температуры.
5. Разработка методических рекомендаций по выбору материала тормозных накладок.

В ходе выполнения первых двух подзадач, были разработаны механическая и тепловая модель процесса предохранительного торможения и определены зависимости максимальных температур от скорости движения клетки при спуске и подъеме (рис.1,2). А также доказано, что влияние неосесимметричности составляет 4,7%, поэтому для длительного многоциклового рабочего процесса можно рассматривать задачу как осесимметричную.

Далее были построены механическая и тепловая модель переходного нестационарного режима, возникающего при многократном подъеме-спуске клетки. Установлено, что зависимость максимальных температур тормозного обода от

скорости движения клетки, при установившемся тепловом режиме, имеет линейный характер (рис.3) и доказано, что значения максимальных температур, полученных в стационарном режиме, являются асимптотическими для нестационарного многоциклового рабочего процесса (рис.4).

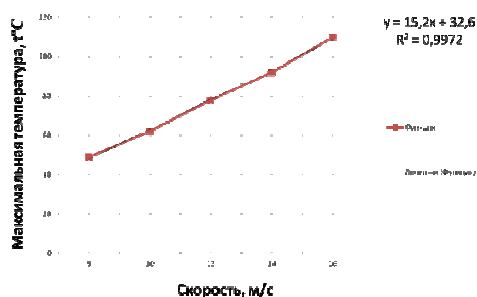


Рисунок 1 – Зависимость максимальной температуры от скорости движения клетки при подъеме

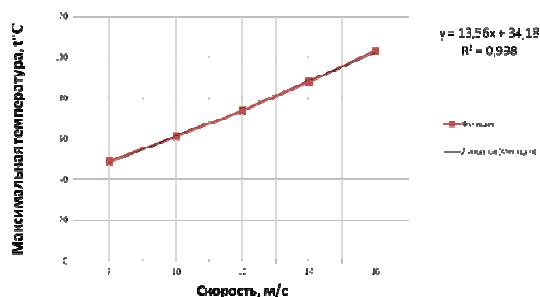


Рисунок 2 – Зависимость максимальной температуры от скорости движения клетки при спуске

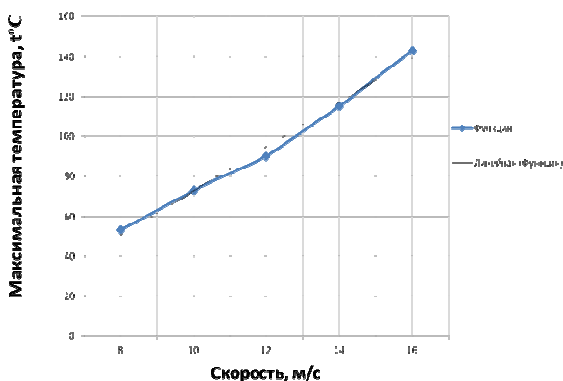


Рисунок 3 – Зависимость максимальной температуры от скорости движения клетки при многоцикловом рабочем режиме

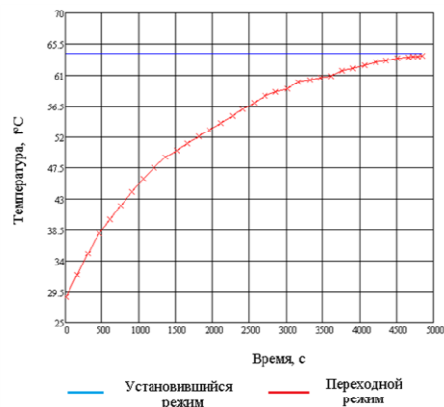


Рисунок 4 – Зависимость максимальной температуры от времени работы подъемной установки

На основании полученных результатов были подобраны тканые тормозные накладки трех типов: ВАС, АТУ, ГС, а также доказана возможность их применения в условиях работы колодочного тормоза шахтной подъемной установки МПМН-5х4.

Выводы.

1. Установлено, что значения максимальной температуры, полученной в стационарном режиме, являются асимптотическими для нестационарного многоциклового рабочего процесса.
2. Доказано, что влияние неосесимметричности составляет 4,7%, поэтому для длительного многоциклового нагружения можно рассматривать задачу как осесимметричную.
3. Определено, что для колодочных тормозов шахтной подъемной установки МПМН – 5х4 можно применять тканые тормозные накладки типа ВАС, АТУ, ГС.

Перечень ссылок

1. Завозин Л.Ф. Шахтные подъемные установки. Изд. 2-е, переработ. и доп. М., «Недра»,1975, 368с.

Франчук В.П. д.т.н., профессор, Агафонов А.А. студент гр. ГМКм-14-1м
(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина)

ОБОСНОВАНИЕ СТРУКТУРЫ И ПАРАМЕТРОВ СРЕДСТВ ТЕХНИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ ИЗНОСА РЕЗЦОВ КОРОНКИ ПРОХОДЧЕСКОГО КОМБАЙНА

Показано, что одним из наиболее эффективных путей высокопроизводительной проходки является своевременная замена рабочего инструмента на основе средств диагностики. На базе экспериментальных исследований обоснован непрямой критерий оценки степени затупления резца. Разработан метод оценки степени износа и оптимизации стратегии замены режущего инструмента, позволяющий учесть фактические свойства породы массива, износостойкость инструмента и параметры режима разрушения забоя. Разработана структура средств технической диагностики исполнительного органа проходческого комбайна и методика определения времени замены рабочего инструмента. [1].

Вместе с тем в работе разработана система интеллекта проходческого комбайна. Задачей данного раздела является включить в нее диагностику рабочего инструмента.

Система интеллекта горной машины (СИ), являет собой программное обеспечение бортового компьютера для решения задачи многокритериальной оптимизации рабочего цикла горной машины по критериям производительности, энергопотребления и надежности ее работы с учетом ограничивающих факторов, а также прогнозирования отказов элементов на основе текущих данных о параметрах, характеризующих состояние элементов машины и свойства внешней среды, задач, получаемых от оператора и внешней управляющей системы [2].

В соответствии с функциональным назначением система интеллекта выполняет следующие задачи:

1. Адаптивная оптимизация рабочих процессов подсистем горной машины. Например, для очистных и проходческих комбайнов решаются задачи оптимизации:

- Режимов разрушения забоя исполнительным органом - выбор рациональных значений скоростей подачи и вращения исполнительного органа для различных зон забоя;

- Получение заданного сечения забоя (точность обработки) - управление исполнительным органом, осуществляющим минимальный перебор породы по контуру выработки;

- Диаграммы формирования импульсов напряжения питания для преобразователей частоты питающего напряжения - выбор формы и периодичности импульсов, обеспечивающих максимальный коэффициент полезного действия системы и отсутствие резонансных явлений в силовых системах;

- Схемы обработки забоя - определение рациональной траектории движения исполнительного органа при обработке забоя.

2. Оценка работоспособности исполнительных механизмов - анализ соответствия технической характеристике показателей выполняемых операций и технического состояния элементов конструкции машины.

3. Прогнозирование остаточного ресурса элементов конструкции горной машины на основании анализа нагрузок за все время ее функционирования и истории замен соответствующих узлов.

4. Накопление данных о параметрах рабочих процессов и отказах элементов конструкции горных машин - сбор, статистическая обработка и архивация информации

о ходе рабочих процессов машины во времени. Эти данные необходимы для развития теории рабочих процессов и анализа причин отказов элементов конструкции машины.

5. Согласование рабочего процесса горной машины с функционированием другого оборудования комплекса машин. Механизм автоматического определения необходимых рабочих параметров разнотипных машин, работающих в комплексе.

6. Обеспечение безопасности эксплуатации машины.

Предложена структура технической диагностики рабочего инструмента которая включает в себя следующие взаимосвязанные компоненты: трансформатор тока, аналого-цифровой преобразователь (АЦП), база хранения данных, модуль диагностики износа рабочего инструмента, информационная система. Данная структура позволяет, на основе обработки данных непрерывной регистрации тока двигателя привода исполнительного органа, определить периодичность замены режущего инструмента.

Перечень ссылок

1. Шабаев О.Е. Обоснование значений макроуровневых параметров проходческого комбайна / О.Е. Шабаев, А.К. Семенченко, А.И. Хиценко // Уголь Украины. –2011. – № 5. – С. 49–52.
2. Барон Л.И. Разрушение горных пород проходческими комбайна–ми / Л.И. Барон, Л.Б. Глатман, Е.К. Губенков – М.: Наука. 1968.– 218 с.

Жупиев А.Л., ст. пр. каф. ГМИ, Молодченко А.В., аспирант каф. ГМИ, Томашевская А.В. студентка гр. ГМмм-13-1
(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепрпетровск, Украина)

ПРИМЕНЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ МОДЕЛЕЙ СОПРОТИВЛЕНИЯ МАТЕРИАЛОВ ДЛЯ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ НА ПРИМЕРЕ ГРУЗОПОДЪЕМНОГО КРЮКА

Основное противоречие современной системы образования – это противоречие между быстрым темпом приращения знаний в современном мире и ограниченными возможностями их усвоения индивидуумом. Это противоречие заставляет педагогическую теорию отказаться от абсолютного образовательного идеала (всесторонне развитой личности) и перейти к новому идеалу – максимальному развитию способностей человека к саморегуляции (или самообразованию). Сложившаяся в прошлом система «поддерживающего обучения» уже не соответствует требованиям формирующейся постиндустриальной цивилизации. Следовательно, необходимо инновационное образование, суть которого заключается в смене парадигмы, в новой педагогике, в новых образовательных процессах, в новых технологиях [1].

До последнего времени в практике обучения будущих инженеров отсутствовала непосредственная связь между сопротивлением материалов и методом конечных элементов (МКЭ). Схематизация и акцентирование внимания на вычислительной стороне дела в ущерб физическим гипотезам не дает возможности студентам сформировать априорное представление о характере напряженно-деформированного состояния (НДС) конструкций, что необходимо для обоснованного создания расчетных схем МКЭ. С другой стороны, студентам предлагаются готовые расчетные схемы, и обучение сводится к перечислению кнопок, которые им следует нажать. Формальное применение МКЭ, с одной стороны, приводит к ресурсоёмким расчетным схемам и недостаточной обоснованности достоверности полученных решений. С другой стороны, кажущаяся наглядность НДС вне учета различных коэффициентов концентрации и необоснованности видов нагружения приводит к тому, что студент оценивает результат расчета в основном по цвету «красный – значит плохо, синий – хорошо».

Научная задача: формирование методологии обучения инженеров, основанной на тесной связи методов сопротивления материалов и МКЭ.

Цель работы: создание методических указаний к выполнению лабораторных работ по дисциплине «Методы моделирования при проектировании горных машин».

Идея работы: на примере простейшего узла – грузоподъемного крюка (рис. 1) из прута постоянного диаметра научить студента использовать различные аналитические модели сопротивления материалов [2] для построения расчетных моделей МКЭ и определять рациональные параметры конструкций при решении оптимизационной задачи методом вычислительного эксперимента.

Для достижения поставленной цели были поставлены и решены следующие задачи:

1. Используя формулы сопротивления материалов определить диаметр проволоки, из которой изготавливается крюк.
2. Построить однопараметрическую модель крюка.
3. Проанализировать НДС компьютерной модели крюка.
4. Определить диапазон изменения диаметра.
5. Определить оптимальный диаметр крюка.

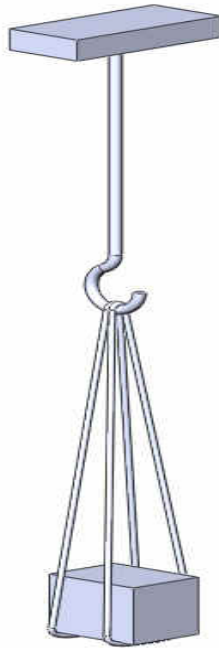


Рисунок 1 – Грузоподъемный крюк

Выводы:

При проектировании с помощью метода, включающего в себя связь сопротивления материалов с методом конечных элементов, на этапе эскизного проектирования размеры определяются по формулам сопротивления материалов.

Использование виртуальной среды SolidWorks Simulation [3] дает возможность студентам определить и проанализировать напряженно-деформированное состояние модели, построенной с использованием формул сопротивления материалов.

Использование инструмента «уравнения» SolidWorks позволяет студенту разрабатывать одно- и многопараметрические модели для проведения вычислительных экспериментов.

Функция SolidWorks Simulation «Исследование проектирования» дает возможность студенту решать оптимизационные задачи с функцией цели – массовые характеристики с учетом ограничений на уровень напряжений.

Перечень ссылок

1. Пілов П. І. Концепція підготовки інженерів у віртуальних технологіях SolidWorks [Текст]: науч.-метод. пособие / П. І. Пілов, В. П. Франчук, К. С. Заболотний, О. В. Панченко – Д.: Національний гірничий університет, 2009. – 35 с.
2. Беляев Н. М. Сопротивление материалов [Текст]: учеб. / Н. М. Беляев – М.; СПб.: 1951. – 856 с.
3. 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.

Франчук В.П. д.т.н., профессор, Дубовик А.В. студент гр. ГМКм-14-1м
(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина)

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГРОХОТА-ПЕРЕГРУЖАТЕЛЯ ТИПА ГПК-3 ПРИ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ С МАТЕРИАЛОМ

Колосниковый грохот типа ГПК-3 предназначен для перегрузки кусковых материалов на ленту конвейера с небольшой высоты с одновременной подсыпкой мелких фракций. Материал, на современных мощных конвейерных линиях может подаваться с высоты до 5 метров, что при наличии в потоке кусков 300...500 мм может привести к повреждению ленты нижестоящего конвейера. Колосники грохота воспринимают энергию падающих кусков руды и перегружают их на конвейер с высоты до 400 мм.

Грохот-перегрузатель типа ГПК-3 состоит из трех колосников, связанных между собой жестким эксцентриковым приводом, установленных на общей раме с помощью упругих амортизаторов. Эксцентриковый привод обеспечивает противофазное движение крайних и среднего колосников, чем обеспечивается их динамическая уравновешенность. При равенстве жесткостей опорных амортизаторов среднего и крайних колосников силы при их деформации замыкаются на общей раме и на последующие конструкции не передаются.

При нормальной работе грохота колосники совершают продольные, вертикальные и поворотные гармонические колебания. Падение крупного куска материала приводит к дополнительным колебаниям колосников, которые быстро затухают, но приводят к дополнительным нагрузкам на колосники, привод и амортизаторы.

В работе рассмотрены вопросы динамики поведения колосников грохота при нормальной работе и при воздействии падающего куска материала. Получены аналитические зависимости для определения перемещений колосников и нагрузок на амортизаторы при работе грохота в указанных условиях. Анализ зависимостей послужил основой для выбора параметров опорных амортизаторов грохота.

Цель работы – Повышение надежности работы грохота-перегрузателя за счет обоснования и выбора рациональных параметров колосников и упругой системы.

На рисунке 1 представлен колосниковый грохот ГПК-3. Основные узлы: 1 – 2 колосники; 3 – 4 амортизаторы; 5 – эксцентриковый привод.

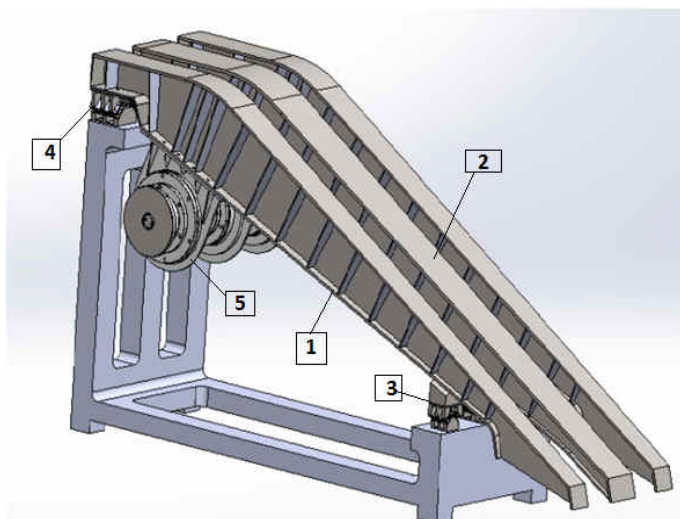


Рисунок 1 – Компьютерная модель колосникового грохота ГПК-3

Грохот-перегрузатель устанавливается над конвейером в месте его загрузки вдоль линии транспортирования. При подаче материала мелкие фракции руды просыпаются в щели между колосниками, образуя на ленте конвейера своеобразную «подушку». Крупные куски, падая на колосники, имеющие достаточно большую массу, гасят скорость и за счет вибраций перемещаются по поверхности колосников к месту разгрузки грохота и «укладываются» на ленту конвейера на подслое из мелких фракций руды.

Вывод: При выборе жесткости амортизатора мы исходим из работы грохота в далеко зарезонансном режиме когда частота собственных колебаний грохота в 2-3 раза меньше частоты вынужденных колебаний. Это жесткость обеспечивает деформацию под действием силы тяжести колосников на величине 17мм. Расчеты показали что амплитуда колебаний достигает 40 мм. Это свидетельствует о том что колосники могут отрываться от своих опор, что может привести к потере устойчивости грохота. Поэтому необходимо изменить конструкцию опор амортизатора с тем что бы исключить отрыв опорных поверхностей колосников от амортизаторов.

Перечень ссылок

1. Техника и технология обогащения руд. (Днепропетровский ордена Трудового Красного Знамени горный институт им. Артема) – М.: «Недра», 1975. – 240с.

Фелоненко С.В., к.т.н., доц., Сирченко А.А., м.н.с., Нерсесян А.В., студ. гр. ГМК-14
(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина)

ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДА МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА СТРЕЛЫ ПОЗИЦИОНЕРА П-30

Позиционер П-30, далее позиционер, – машина, которая работает в составе разгрузочного комплекса, предназначенная для передвижения и установки полувагонов в стационарный вагоноопрокидыватель и выталкивание порожних полувагонов при разгрузке железнодорожных составов, основными узлами которого стрела 1, ходовая рама 2 на которой установлена опорная стойка привода подъема 5, с устройством подъема стрелы 4, гидравлический механизм передвижения 3 (рис.1).

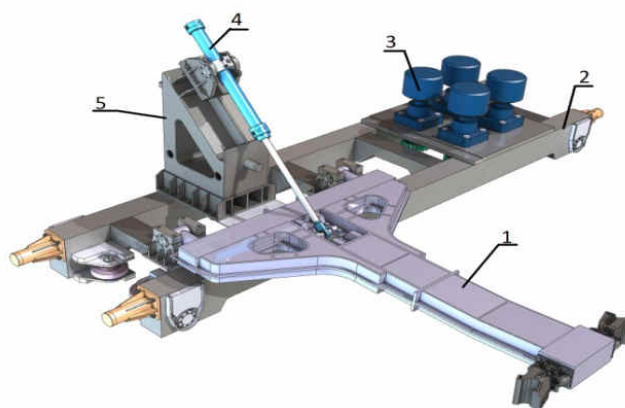


Рисунок 1 – Компьютерная геометрическая модель позиционера

Главным фактором пониженной конкурентоспособности отечественных позиционеров является их повышенная металлоемкость по сравнению с зарубежными аналогами. Одним из металлоемких узлов позиционера является «привод механизма подъема стрелы», поэтому обоснование его рациональных параметров – **актуальная научная задача**. Объект исследований – механические процессы, возникающие при подъеме (опускании) стрелы. Предмет исследования – зависимость массы привода механизма подъема стрелы от его конструктивных параметров.

Цель работы – обоснование рациональных параметров привода механизма подъема стрелы позиционера для уменьшения металлоемкости позиционера.

Метод решения – использование математического и компьютерного моделирования. Идея работы заключается в использовании кинематического и графоаналитического анализа с помощью программы SOLIDWORKS.

Для достижения поставленной цели были решены следующие задачи:

1. Анализ существующей конструкции опорной стойки;
2. Создание кинематической схемы механизма подъема стрелы;
3. Определение расчетных усилий и подбор силового гидроцилиндра;
4. Разработка концептуальной и расчетной моделей;
5. Проведение проверочных расчетов на прочность.

Проанализировано напряженно-деформированное состояние НДС существующая конструкция опорной стойки (рис.2) Из анализа видно, что коэффициент запаса прочности для стали Ст3 составляет 3,2.

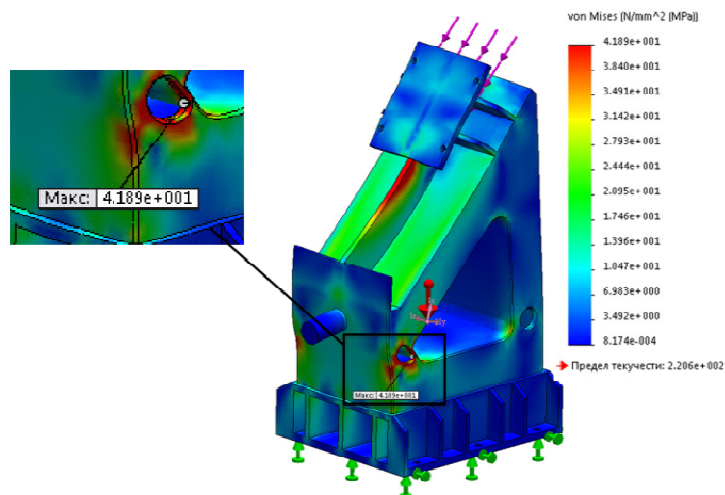


Рисунок 2 – Прочностной анализ существующей конструкции

Разработаны концептуальная геометрическая (рис.3, а) и расчетная (рис.3, б) модели опорной стойки.

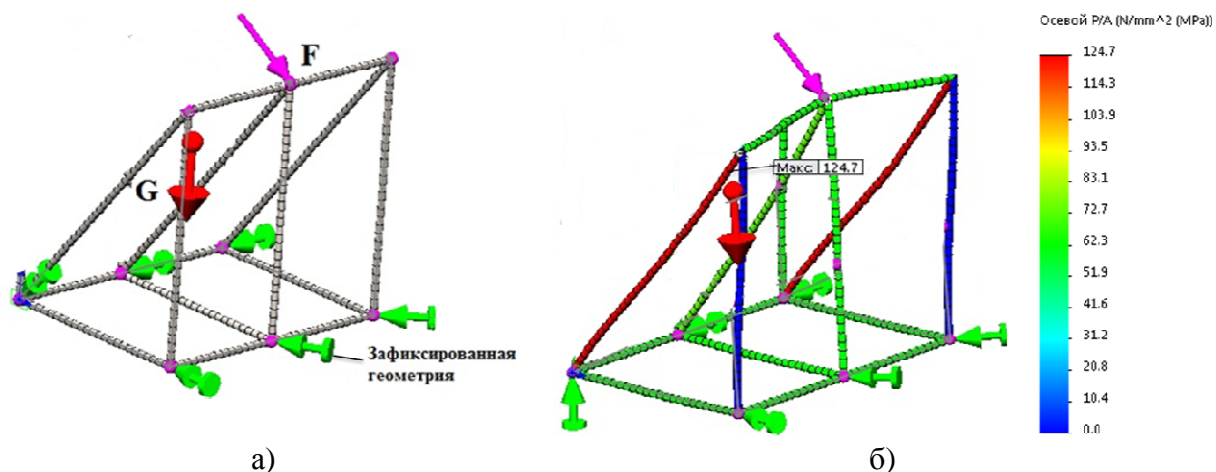


Рисунок 3 – Компьютерная модель: а – геометрическая; б – расчетная

Из анализа видно, что максимальные напряжения, при растяжении, не превышают допустимые $[\sigma] = 125$ МПа для стали Ст3.

Выводы.

1. Анализа существующей конструкции опорной стойки показал ее неравнопрочность, а коэффициент запаса прочности составил 3,2.
2. Создана кинематическая схема механизма подъема стрелы, по которой определены расчетные усилия и построена зависимость массы привода механизма подъема стрелы от параметра b – ширина опорной стойки.
3. Проведен проверочный расчет на прочность, который показал, что максимальные напряжения, при растяжении, не превышают допустимые $[\sigma] = 125$ МПа для стали Ст3.

Перечень ссылок

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. Учеб. Пособие для машиностроит. Спец. Вузов. – 4-е изд., – М.: Высш. шк., 1985 – 416 с., ил.
2. Анурьев П.Ф. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3т.6-е изд. – М.: Машиностроение, 1982.

Пугач Р.С., асп.; Пугач А.С. студент гр. ІМмС - 14

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

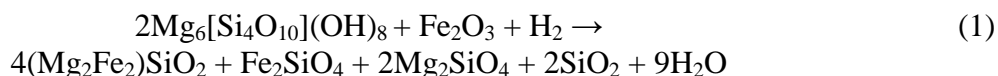
МОДИФІКУВАННЯ ПОВЕРХНІ ДЕТАЛЕЙ МАШИН З МЕТОЮ ОТРИМАННЯ ВИСОКИХ ТРИБОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ

В умовах експлуатації поверхня деталі піддається найбільш сильному фізико-хімічному впливу: механічному, тепловому, магнітоелектричному, світловому, хімічному та ін. У більшості випадків у деталі починають погіршуватися властивості поверхні, такі як: знос, ерозія, кавітація, корозія, виникають тріщини та інші руйнування, що розвиваються спочатку на поверхні. Тому до поверхневого шару деталей пред'являються зазвичай більш високі вимоги, ніж до основної маси деталі.

Одним з інноваційних шляхів підвищення довговічності деталей з конструкційної сталі є застосування обробки тиском методом поверхневого пластичного деформування (ППД) роликком з використанням при обробці геомодифікатора тертя (ГМТ).

Реалізація метода ППД виконувалось роликком діаметром 22 мм з профільним радіусом 3 мм. Швидкість обкатування скала $v = 62$ м/хв., а подача $S = 0,19$ об/хв. Необхідний тиск ролика на вал забезпечувався тарованою притискною пружиною. При середньому значенні зусилля обкатування 120 Н. В якості мастильної суміші для обкатування було обрано солідол Ж-2 ГОСТ 1033-79 з додаванням в нього 5% геомодифікатора тертя «ГЕОМ» ТУ У 24.6 - 3026992 - 002: 2007 від загальної кількості мастила.

В процесі ППД частинки ГМТ підшліфовують поверхню оброблюваної деталі, звільняючи її від окисних плівок і ослаблених структур. Далі під дією тиску подрібнені частинки ГМТ вдавлюються в западини мікрорельєфу поверхні деталі. Тут, завдяки виділенню робочого тепла відбувається іонно-обмінні реакції, атоми магнію в ГМТ заміщаються атомами заліза деталі, а атоми заліза деталі - магнієм. Таким чином відбувається спікання частинок під дією тиску та нагрівання з утворенням антифрикційного покриття, це перетворення речовини можна описати наступною формулою:



Дослідження на зносостійкість проводилося на машині тертя СМЦ-2 по схемі «диск-колодка». Навантаження зразків забезпечувалося штатним навантажувальним пристроєм 150 кг/см^2 . Частота обертання рухливого ролика складає 500 об/хв. На рисунку 1 представлений графік зносу зразків.

Замір величини зносу зразків виконувався методом зважування кожні п'ять годин. З рисунка 1 видно, що по результатам заміру величини зносу зразків сталі 40Х обкатаних роликком з додаванням ГМТ дозволить підвищити зносостійкість у 1,1 - 1,5 рази.

В результаті пластичної деформації з додаванням ГМТ рівномірно по всій обробленій поверхні глибина зміцненого шару становить 0,4 - 0,62 мм, а також спостерігається збереження цілісності волокон металу. На поверхні деталі утворюється суцільний шар насичений ГМТ який досягає розмірів 30 - 50 мкм. Після обробки по запропонованому способу зменшується шорсткість до Ra 0,32 - 0,36 мкм, це призводить до створення сприятливої форми мікронерівностей з більшою часткою

опорної площі. Відзначається деяке зниження температури в зоні тертя, в середньому на 15 ... 20%; зменшення коефіцієнта тертя, в середньому на 10 ... 12%.

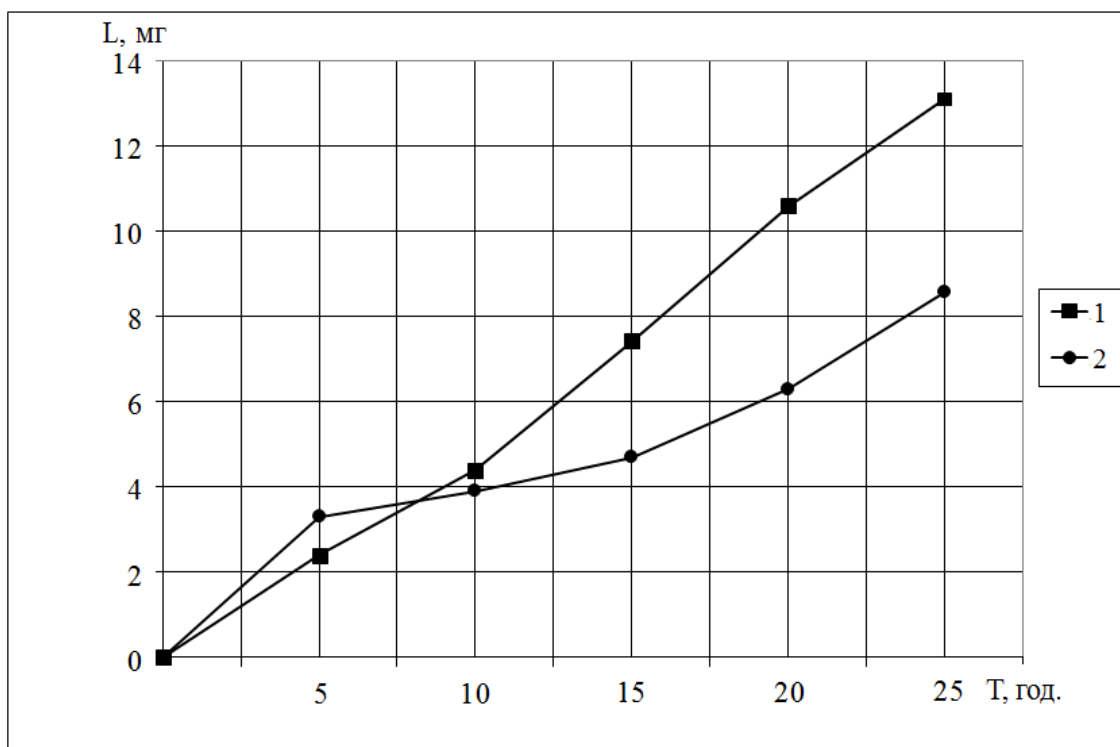


Рисунок 1 – Графік зносу зразків сталі 40X, де: 1 – після обкатки роликом, 2 – після обкатки роликом з додаванням ГМТ

Як видно з рисунка 1, що в процесі тертя перші 10 годин відбувається стрімке збільшення зносу матеріалу з поверхні деталі, утворюється дефектний шар металу, який видаляється частинками ГМТ, що володіють абразивними якостями, при цьому відбувається їх подрібнення та втрата абразивних якостей. В продовж тертя відбувається наклеп подрібнених часточок ГМТ в западинах мікронерівностей поверхні металу, виникає виділення вільних іонів, які дифундують в поверхневий шар металу утворюючи з ним хімічні сполучення. Таким чином на поверхні металу утворюється металокерамічна плівка. Дифузія ГМТ призводить до збільшення мікротвердості, вирівнювання рельєфу поверхні, зменшення робочої температури в зоні контакту поверхонь та збільшення площі контакту пари тертя. Ці зміни в при-поверхневому шарі призводять до значного підвищення експлуатаційних характеристик, а саме контактної витривалості, зносостійкості та міцності.

В результаті досліджень було встановлено що, застосування методу ППД з додаванням ГМТ в зону механічної обробки по відношенню до класичного способу ППД є підвищення зносостійкості деталей в 1,1 - 1,5 разів. Все це дозволить підвищити ресурс роботи деталі близько в 3-5 рази.

Перелік посилань

1. Патент № 51394 Україна Спосіб упрочнюючої чистової обробки деталей машин / Р.П. Дидик, Д.В. Лоскутов и др. – Бюл. №11. – 2002.

2. Заявка Україна, МПК С21D10/00. Спосіб поверхневого зміцнення конструкційних сталей / Дідик Р.П. (Україна), Пугач Р.С. (Україна); заявник ДВНЗ «Національний гірничий університет». – № u201501127; заявл. 11.02.15 (Україна). – 4 с.: іл..

Савченко Ю.В., ст.преп., Ружин П. А. студент гр. ИМмм-11-1

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

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЭНЕРГИЕЙ ВЗРЫВА КОМПОЗИЦИОННЫХ ТРУБ ИХ КАЧЕСТВО И ПРИМЕНЕНИЕ

На основе научных исследований проводимых в ГВУЗ "ДГИ", появился ряд технологических процессов и операций, источником энергии для которых является взрыв. Это такие процессы:

- сварка взрывом - изготовление бислойных и биметаллических трубных заготовок и трубных заготовок и труб;
- биметаллических шин и ленты: упрочнение металла труб;
- изготовление трубных заготовок из порошков;
- формовка (штамповка) профильных труб и изделий: изменение структуры литых заготовок;
- технология производства твёрдосплавного инструмента [1].

Возможны также совмещенные операции, например, сварка труб и правка: частичное восстановление изделий и сварка. Единого подхода к определению режимов при обработке металлов взрывом в литературе не имеется [2].

Быстрое развитие многих отраслей народного хозяйства Украины связано с увеличением применения труб, обладающих рядом специфических свойств. Для промышленности наряду с повышением качества таких труб важной задачей остается улучшение их качества и экономия дефицитных металлов и сплавов.

Одним из путей решения этой задачи - изготовление композиционных труб из металлов различного сочетания. Производство таких труб и в Украине, и за пределами во многом зависит от уровня разработок их изготовления.

Трубная промышленность Украины располагает рядом способов производства композиционных труб (центробежная отливка, прессование, прокатка, термодифузионная обработка). Каждому из существующих способов присущи свои преимущества, недостатки и границы применения.

Дефицит цветных металлов и энергии, недостатки существующих способов производства стали предпосылкой для изыскания новой, более универсальной, неэнергоёмкой, малоотходной технологии изготовления композиционных труб из черных и цветных металлов и сплавов.

Процесс производства композиционных труб включает ряд технологических операций, большинство из которых может быть осуществлено на оборудовании, применяемом при изготовлении однослойных труб. Изготовление композитных труб из полых двухслойных или многослойных заготовок, полученных энергией взрыва и дальнейшей прокаткой, и монометаллических труб практически ничем не отличается.

Разработанный технологический процесс позволяет получать качественные композиционные трубы из металлов различного сочетания. Трубы могут обладать повышенными антикоррозионными свойствами в агрессивных средах, иметь более высокую прочность по сравнению с однослойными трубами из цветного металла (в результате использования металла основного слоя повышенной прочности). Композитные трубы можно эксплуатировать при повышенной температуре. Для работы в тех же условиях нагружения трубы, изготовленные из мономатериала, должны иметь соответственно большую толщину стенки. Применение композитных труб позволяет уменьшить толщину стенки, что приводит к значительной экономии металлов.

Кроме того, изготовление композитных труб из труднодеформируемых и цветных металлов улучшает их обрабатываемость.

Разработанная технология показывает, что можно изготавливать трубы практически из любого сочетания металлов и сплавов и независимо от их расположения в композитной трубе. Композитные трубы изготавливают в соответствии со стандартами и техническими условиями. Для обеспечения высокой надежности трубы используется ультразвуковой контроль наличия дефектов по межслоевому сварному шву. Композиционные трубы подвергают механическим испытаниям на отрыв, срез и сплющивание. Исследованиями установлено, что трубы, выдержавшие сплющивание без отслоения лакирующего слоя могут подвергаться пластической деформации без разрушения межслоевых сварных швов. При этом прочность шва всегда превосходит более слабый металл, входящий в данную композицию, также трубы обладают необходимым запасом пластичности, позволяющим деформировать их без промежуточной термической обработки с общей степенью обжатия до 10%.

Следовательно, композиционные трубы при осуществлении многих технологических процессов имеют значительное преимущество перед монометаллическими.

Композитные трубы применяются в аппаратах по производству акустической соли, конденсаторах и теплообменных агрегатах, а также в аммиачных рефрижераторах, для транспортировки осветительных газов по подземным трубопроводам, на нефтеочистных заводах, при производстве синтетического каучука.

Широкое применение композитные трубы находят в аппаратах крекинга нефти, реакторах и пароперегревателях ядерных установок. В то же время термометаллические трубы и лента из них широко используются в приборостроительной и бытовой технике. Особое место композитные трубы занимают в линиях электропередач и связи на большие расстояния.

Замена трубопроводов подачи горячего из цветного металла композитными, наряду с экономией цветных металлов, позволит значительно снизить массу изделий.

Таким образом, технологический процесс с применением энергии взрыва послужит развитию производства композитных труб в Украине, расширит их сортамент по сочетанию металлов и размерам.

Перечень ссылок

1. Дідик Р.П., Савченко Ю.В. та ін. Спосіб регенерації вольфрамвміщуючих твердих сплавів. Патент №15322.-Бюл.№3.-1997
2. К.П.Станюкович. - Неустановившиеся движения сплошной среды. :М., 1978-с.421-430.

Надуть В.П. д.т.н., профессор, Шамурадова А.О. студентка гр. ГМКм-14-1м
(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепрпетровск, Украина)

МОДЕРНИЗАЦИЯ ВИБРАЦИОННОГО ГРОХОТА С ДИНАМИЧЕСКИ АКТИВНОЙ РАБОЧЕЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

Для интенсификации процесса классификации влажной горной массы требуется специальный режим и колебания рабочего органа, которые обеспечивают разрыхление слипшейся от влаги горной массы и частичное её обезвоживание.

В качестве рабочей поверхности вибрационного грохота предлагается использовать резиновые ленточно – струнные сита (РЛСС), которые устанавливаются в рабочем органе с предварительным натяжением 25% от длины. В этом случае сформированная таким образом просеивающая поверхность грохота имеет частоту собственных колебаний. Задачей расчета элементов резинового сита, проектирования и установки на грохоте, является обеспечение совпадения частоты собственных колебаний с частотой возмущающей силы привода грохота. В этом случае за счет резонанса амплитуда колебаний сита в 2-2,5 раза больше амплитуды колебаний корпуса.

Благодаря этому эффекту интенсифицируется разрыхление слипшейся горной массы, на 15-20% увеличивается эффект грохочения, а так же увеличивается обезвоживание грохотимого материала, при этом, обезвоживается внешне влага и влага в поровых каналах между частицами, а для обезвоживания капиллярной влаги этих обезвоживаний недостаточно.

Экспериментально установлено, что за счет такой интенсификации процесса можно добиться остаточного обезвоживания горной массы до 15%.

На рис. 1 представлен грохот вибрационный с резиновым ленточно – струнным ситом. Основные узлы: 1 – электродвигатель; 2- сито; 3 – короб грохота; 4 – подситник; 5 – пружины; 6 – стойка под грохот; 7 – вал; 8 – дебалансы; 9 – лепестковая муфта.

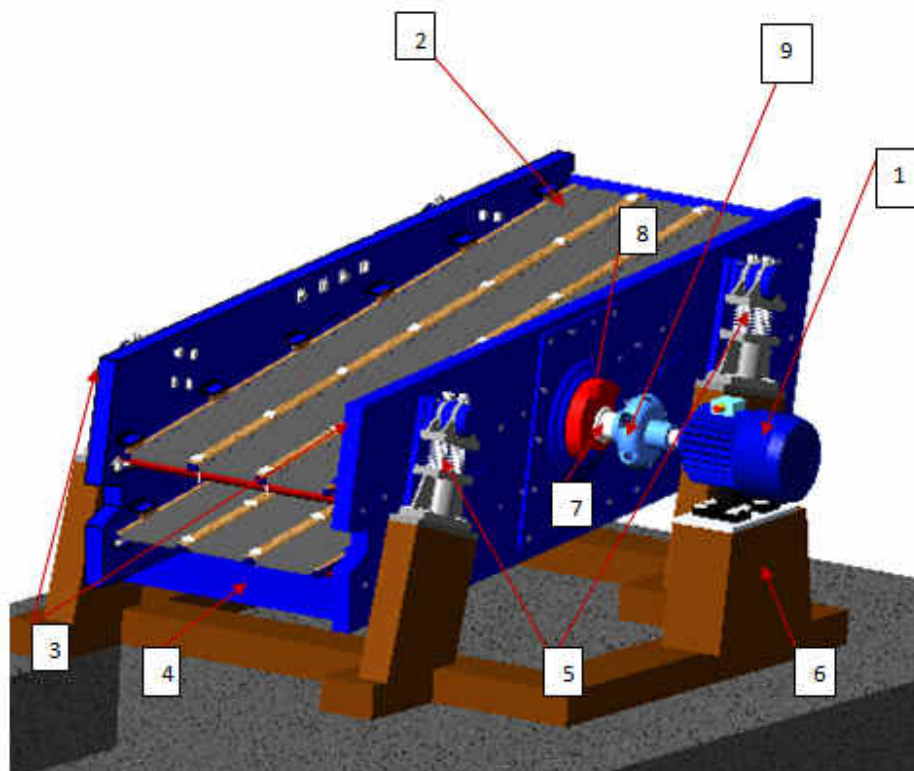


Рисунок 1 – Компьютерная модель вибрационного грохота ГИЛ-42

Для успешного регулирования процесса, целесообразно использовать частотный регулятор для согласования собственных частот колебаний привода и сита грохота. Такая необходимость вызвана тем, что колеблется количество загрузки материала на грохоте за время его эксплуатации, меняются физико-механические характеристики резины, что сказывается на собственной частоте колебаний сита грохота. Поэтому использование частотного регулятора для настройки частотного режима является целесообразным.

Перечень ссылок

1. В.Н. Потураев, В.П. Франчук, В.П. Надутый. Вибрационная техника и технологии в энергоемких производствах / Монография – Днепропетровск: НГА Украины.2002 –
186 с.

Юрченко В.А., студентка гр. ТМам-14-1м, Зиль В.В., к.т.н., доцент
(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина)

УСТАНОВЛЕНИЕ СТОЙКОСТНЫХ ЗАВИСИМОСТЕЙ НА ОСНОВЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАЗМЕРНОГО ИЗНОСА РЕЗЦА

Вопрос об установлении рациональных режимов резания относится к числу важнейших экономических проблем современного машиностроения, так как от правильного выбора режимов зависят производительность, себестоимость и точность обработки, расход инструмента, надежность работы оборудования в условиях автоматизированного производства, качество поверхностного слоя и эксплуатационные свойства деталей. Режимы резания устанавливаются на основе стойкостных испытаний. Но рекомендации по режимам резания оказываются справедливыми лишь для тех конкретных условий (материал детали, материал инструмента и др.), в которых были проведены стойкостные исследования.

Установление общих закономерностей износа взаимодействующей пары материалов инструмента и обрабатываемой детали составляет научную основу выбора и назначения режимов резания.

Исследования закономерности поверхностного относительного износа инструмента и тепловых явлений позволили не только вскрыть природу недостатков существующих нормативов по режимам резания, которые не соответствуют минимальному износу инструмента, но и открывают резервы повышения размерной стойкости инструмента, производительности, точности и снижения себестоимости обработки.

В соответствии с этим, основными задачами экспериментальных исследований являются:

1. Установить оптимальное сочетание подачи и скорости обработки аустенитной стали X18H9T резцом T15K6;
2. Установить зависимость между относительным поверхностным износом инструментом и скоростью обработки.

Эксперимент выполнен в условиях кафедры технологии машиностроения НГУ с использованием стандартной аппаратуры.

Большинство исследователей устанавливает стойкостные зависимости на основе износа по задней поверхности инструмента. Однако наиболее интересным и важным элементом износа инструмента, непосредственно связанным с точностью изготовления деталей, является радиальный, или размерный, износ. Преимущество использования радиального износа в качестве критерия затупления обусловлено тем, что он непосредственно связывается с требованиями к точности и чистоте обработанной поверхности.

Размерная стойкость инструмента весьма важна для анализа вопросов, связанных с работоспособностью инструмента в условиях автоматизированного производства. Обычные характеристики ее – время работы без подналадки или замены инструмента, количество обработанных деталей без подналадки инструмента, длина пути резания, площадь обработанной поверхности и линейный относительный износ являются частными и в общем случае непригодны для решения задач оптимального ведения автоматических процессов обработки металлов резанием.

Более объемлющими являются новые характеристики размерной стойкости, в частности, поверхностный относительный износ – радиальный износ инструмента, отнесенный к 1000 см^2 обработанной поверхности, т. е.

$$h_{\text{оп}} = \frac{dh_r}{d\Pi} = \frac{(h_r - h_n)100}{(l - l_n)s} \text{ мкм}/(10^3 \text{ х см}^2)$$

Поверхностный относительный износ является универсальной характеристикой, так как позволяет объективно сопоставлять режущие свойства различных инструментальных материалов при любых сочетаниях подач и скоростей резания и разных критериях затупления.

Метод определения оптимальных сочетаний подач и скоростей резания основан на положении о постоянстве оптимальной температуры резания независимо от величины подачи для всех экстремальных точек семейства кривых $h_{\text{оп}} = f(V)$ и на закономерностях размерного износа инструмента (принцип Рейхеля).

Вывод.

1. Установлена зависимость между оптимальной скоростью резания и подачей при обработке аустенитной стали X18H9T резцом T15K6. Вероятность совпадения теоретических и экспериментальных результатов составляет 96,38%.

2. Применяемые в настоящее время нормативы по режимам резания, разработанные на основе стойкостных зависимостей вида $V = f(T)$ и $V = f(T, t, s)$, не учитывают размерной стойкости инструмента и связанной с ней точности обработки, поэтому не отвечают полностью требованиям, возникающим при конструировании и отладке автоматического оборудования.

3. При чистовой обработке углеродистых и легированных сталей, жаропрочных сталей и сплавов, а также закаленных сталей резцами, оснащенными различными твердыми сплавами, каждому значению подачи соответствует определенная оптимальная скорость резания V , при работе на которой достигается максимальная размерная стойкость инструмента.

4. Снижение скорости резания ниже оптимальной V_0 всегда приводит к снижению размерной стойкости инструмента и точности обработки, хотя период общей стойкости T в отдельных случаях при этом может быть выше оптимального периода стойкости T_0 , наблюдаемого при работе на оптимальной скорости резания V_0 .

Таким образом, современная техническая литература и нормативы по режимам резания в ряде случаев ориентируют на более высокие значения T и тем самым на использование явно заниженных скоростей резания.

Панченко Е.В. к.т.н. доцент, Казарцев Д.И., студент группы ГМмм–11–1
(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина)

ОБРАТНЫЙ ИНЖИНИРИНГ КОНСТРУКТОРСКОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ АГРЕГАТА «ШТАБЕЛЕУКЛАДЧИК»

За годы деятельности проектно-конструкторского и технологического института ПАО «Днепротяжмаш» была изготовлена конструкторская документация на множество уникальных машин созданных в единичном экземпляре. Возможности конструкторов при создании новой техники в это время были ограничены существующими технологиями. Кроме того, технико-экономическое обоснование, расчетная, конструкторская и технологическая документация на эти машины по ряду причин сохранилась частично. Поэтому, реинжиниринг технической документации этих машин, включающий анализ исходных чертежей, построение и корректировка компьютерных 3-D моделей, рассмотрение принципов работы механизмов, исследование кинематики, статики и динамики, анализ и оптимизация параметров узлов и деталей является актуальной научно-технической задачей.

Целью работы является разработка рекомендаций на проектирование механизма передвижения агрегата «Штабелеукладчик».

Для достижения цели были выполнены перечисленные ниже подзадачи.

1. По предоставленным чертежам изготовлена компьютерная модель механизма передвижения штабелеукладчика восходящим способом проектирования (рис. 1), которая проанализирована на собираемость. Установленные ошибки (рис. 2) занесены в протокол исследования. Так, например, были обнаружены несоответствия размеров сопрягаемых деталей, несогласование размеров в чертежах сборок и деталей и т.п.

2. Проведен проверочный расчёт параметров механизма передвижения. Показано 2-х кратное превышение заявленной производительности (в сравнении с нагрузочной способностью) для складского конвейера. Определены действительные параметры механизма передвижения штабелеукладчика с рекомендацией по выбору его элементов [1 – 3], а именно асинхронный двигатель переменного тока 1, упругая втулочно-пальцевая муфта 2, двухступенчатый редуктор 3, колодочный тормоз 4, открытая зубчатая передача 5, приводное колесо 6, холостое колесо 7, корпус 8, щиток 9 (рис. 1).

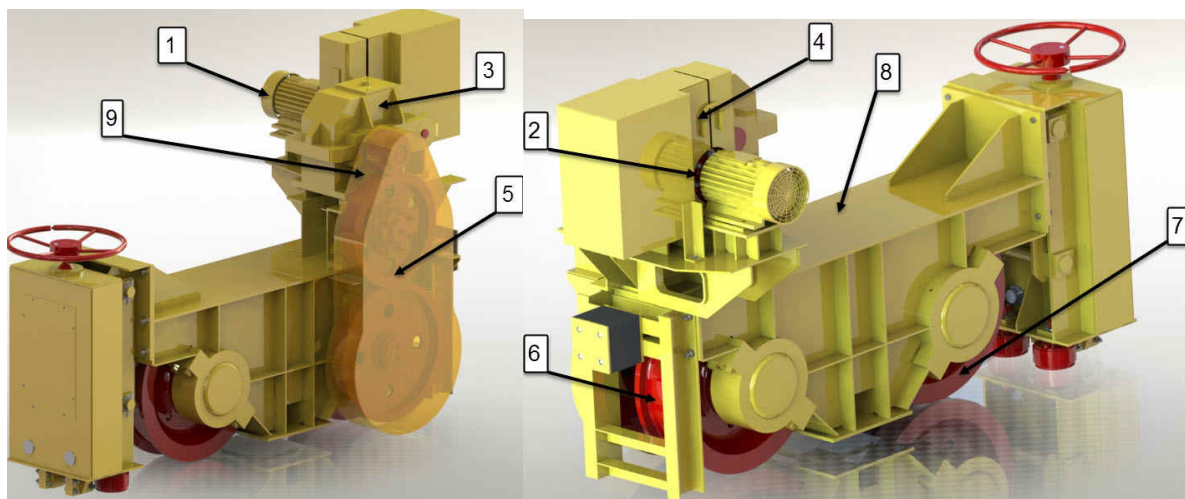


Рисунок 1 – Компьютерная модель механизма передвижения штабелеукладчика

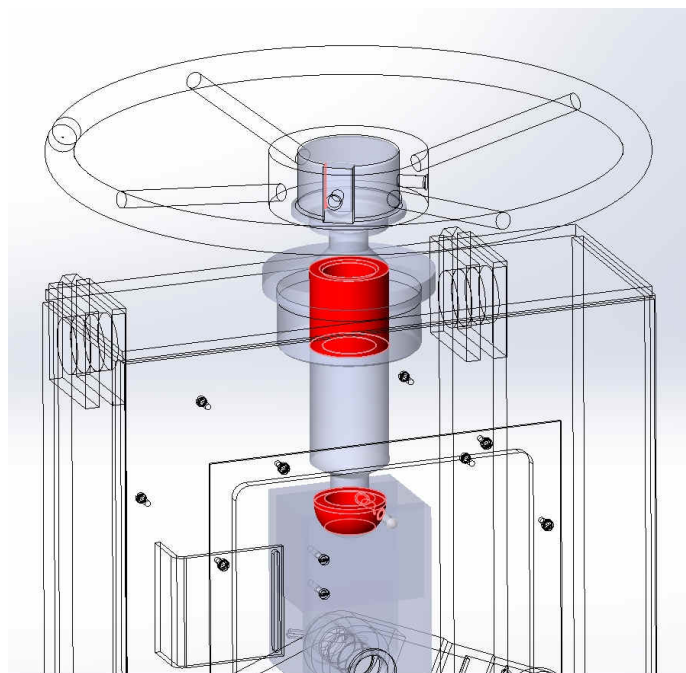


Рисунок 2 – Пример ошибки в сборке

В результате вышесказанного можно заключить, что:

1. Компьютерная модель позволяет проверить конструкцию на собираемость, визуально оценить конструкцию, с точки зрения масштабности, пропорций и её конструктивной целостности, как общей сборки, так и её отдельных узлов.
2. К недостаткам конструкции штабелеукладчика ПАО «Днепротяжмаш» можно отнести завышенную металлоёмкость машины в следствии неправильно выбранных тяговых характеристик конвейера по отношению к характеристикам штабелеукладчика.
3. Требуется выполнить оптимизацию конструкции, с функцией цели – минимум массы, и ограничениями в виде допустимых напряжений [4].

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. Транспорт на горных предприятиях. Под общей ред. проф. Б. А. Кузнецова. Изд. 2-е, перераб. и доп. М., «Недра», 1976, с. 552. Авт. Б. А. Кузнецов, А. А. Ренгевич, В. Г. Шорин.
3. Александров М.П. Подъемно транспортные машины: Учебник для машиностроителей спец.вузов 6-е издание, переработал М.: Высш. шк. 1985.520 с., ил.
4. Алямовский А. А. SolidWorks Компьютерное моделирование в инженерной практике:/ Алямовский А. А., Собачкин А. А., – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 800 с.

Заболотный К.С., д.т.н., проф., Сирченко А.А. м.н.с., Типикин А.Н., студент группы ГМмм–11–1

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

РЕИНЖИНИРИНГ КОНСТРУКТОРСКОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ НА АГРЕГАТ ШТАБЕЛЕУКЛАДЧИК

За годы деятельности проектно-конструкторского и технологического института ПАО «Днепротяжмаш» были изготовлена конструкторская документация на множество уникальных машин созданных в единичном экземпляре. Возможности конструкторов при создании новой техники в это время были ограничены существующими технологиями.

Кроме того, технико-экономическое обоснование, расчетная, конструкторская и технологическая документация на эти машины по ряду причин сохранилась частично. Поэтому, реинжиниринг технической документации этих машин, включающий анализ исходных чертежей, построение и корректировка компьютерных 3-D моделей, рассмотрение принципов работы механизмов, исследование кинематики, статики и динамики, анализ и оптимизация параметров узлов и деталей является актуальной научно-технической задачей.

Целью работы является разработка рекомендаций на проектирование.

Для достижения цели были выполнены перечисленные ниже подзадачи.

1. По предоставленным чертежам изготовлена компьютерная модель штабелеукладчика восходящим способом проектирования (рис. 1), которая проанализирована на собираемость. Установленные ошибки (рис. 2) занесены в протокол исследования. Так, например, были обнаружены несоответствия размеров двух сопрягаемых деталей, несогласование размеров в чертежах сборок и деталей и т.п.



Рисунок 1 – Компьютерная модель агрегата штабелеукладчика

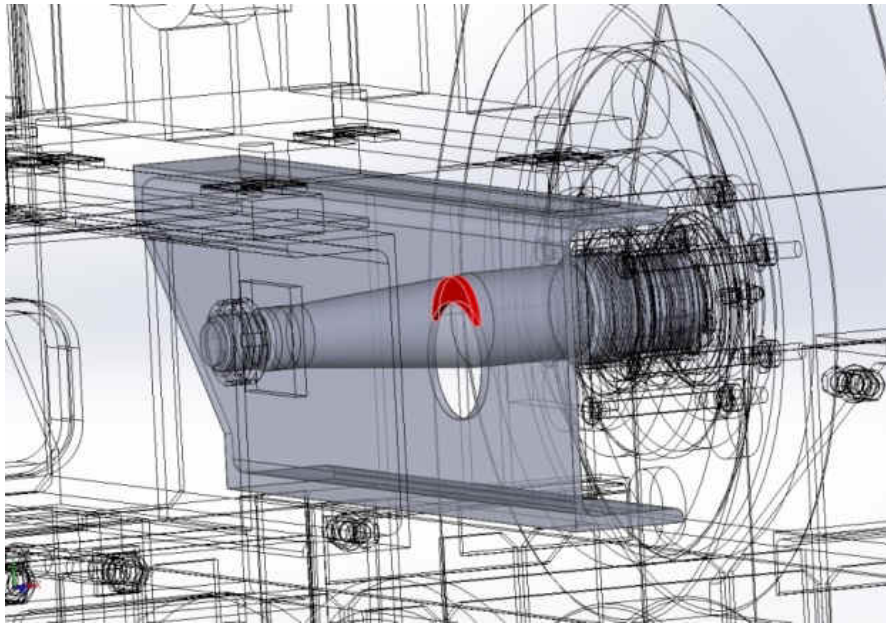


Рисунок 2 – Пример ошибки в сборке

2. Проведен проверочный расчёт параметров машины. Выполнен анализ технических параметров штабелеукладчика [1, 2]. Показано 2-х и 3-х кратное превышение заявленной производительности (в сравнении с техническим заданием) для складского и стрелового конвейеров соответственно, а также на основании диаграммы натяжения ленты стрелового конвейера – 10-ти кратное завышение мощности электродвигателя его привода. Перечисленные несоответствия нагрузочной способности указывают на завышенную металлоёмкость конструкции штабелеукладчика.

В результате вышесказанного можно заключить, что:

1. Компьютерная модель позволяет проверить конструкцию на собираемость, визуальную оценить конструкцию, с точки зрения масштабности, пропорций и её конструктивной целостности, как общей сборки, так и её отдельных узлов.

2. К недостаткам конструкции штабелеукладчика ПАО «Днепротяжмаш» можно отнести завышенную металлоёмкость машины.

4. Требуется выполнить оптимизацию конструкции, с функцией цели – минимум массы, и ограничениями в виде допускаемых напряжений [3].

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. Автоматизированные перегрузочные комплексы транспортно-грузовых систем ж.-д. и портовых терминалов. Технология перегрузочных работ. Оптимизация технологических решений: учебное пособие для вузов / Ю.Н. Макеева; Рост. гос. ун-т путей сообщения. – Ростов н/Д, 2007. – 292 с.
3. Алямовский А. А. SolidWorks Компьютерное моделирование в инженерной практике:/ Алямовский А. А., Собачкин А. А., – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 800 с.

Панченко Е.В., к.т.н., доцент, Цибульский Я.С. студент гр. ГМК-14-1м
(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ МНОГОКАНАТНОЙ ПОДЪЕМНОЙ МАШИНЫ С РЕЗИНОТРОСОВЫМ КАНАТОМ ТИПА МПМН

Производственным объединением ПО «Беларуськалий» ведутся работы по строительству 6-го рудника ("Березовский"). В составе оборудования рудника предусмотрен комплекс клетьевого подъема включает в себя многоканатную подъемную машину. Для выполнения технико-экономического обоснования проекта необходимо определить условия, при которых не происходит проскальзывание канатов по шкиву трения.

Техническая проблема – сравнительно короткий срок службы подъемных канатов повышает материальные затраты, связанные с их заменой и простоями предприятий. Идея работы – использование в подъемном комплексе резинотросовых канатов в качестве головных. Научная задача – обоснование параметров канатопроводящего шкива многоканатной подъемной машины МПМН-4×4. Цель – разработка рекомендаций на проектирование канатопроводящего шкива трения подъемной машины с резинотросовым тяговым органом.

Произведенный анализ позволяет принять следующее положение для обеспечения нескольжения канатов [1, 2]: 1 – наиболее опасным является режим торможения при спуске (рис. 1); 2 – для защиты от скольжения следует принимать такие значения $K_{см} = T_1/T_2$, при которых критическое замедление при спуске груза $a_{кр.с}$ было бы больше максимального фактического замедления a_c , возникающего от действия тормоза при спуске груза, или $a_c \leq 0,8 \cdot a_{кр.с}$ [1].

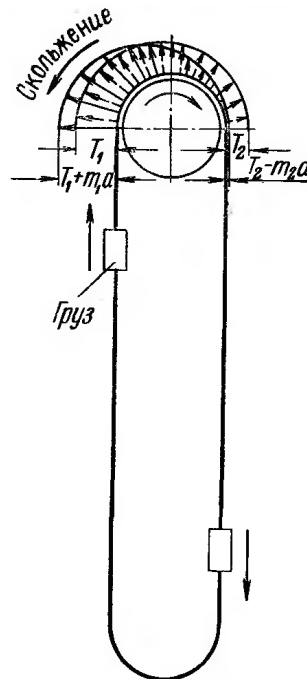


Рисунок 1 – Расчетная схема

В ходе исследования получена зависимость критического замедления от отношения натяжений ветвей при разных материалах футеровки (рис. 2). На рисунке обозначено f – коэффициент трения при скольжении канатов о шкив.

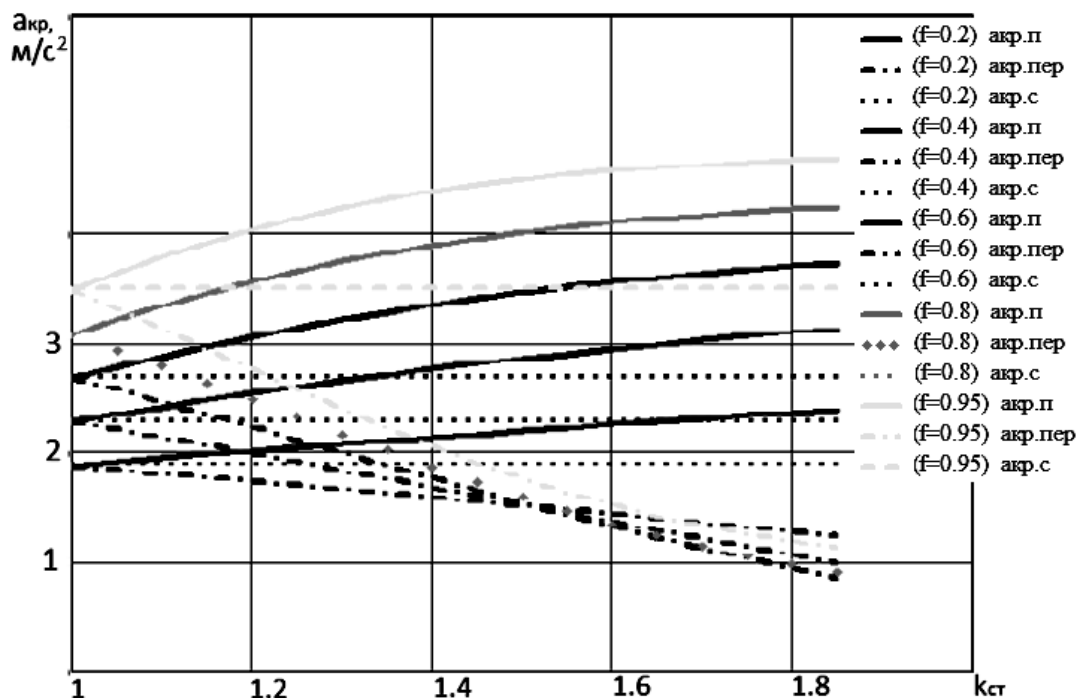


Рисунок 2 – График зависимости критического замедления от отношения натяжений ветвей при разных материалах футеровки

Выводы:

- 1) показано, что наиболее опасным является режим торможения при спуске груза;
- 2) построена зависимость критического замедления от отношения натяжений ветвей;
- 3) для условий ПО «Беларуськалий» отношение натяжений ветвей $k_{ст} = 1,9$, следовательно наиболее целесообразно применять резиновую футеровку шкива, при этом критическое замедление составит 3,4 м/с².

Перечень ссылок

1. Димашко А.Д. Шахтные электрические лебедки и подъемные машины / А.Д. Димашко, И.Я. Гершиков, А.А. Кревневич. – М. : Недра, 1973. – 362 с.
2. Завозин Л.Ф. Шахтные подъемные установки / Л.Ф. Завозин Л.Ф. – Изд. 2-е, переработ. и доп. – М. : «Недра», 1975. – 368 с.

Рутковский М.А., к.т.н, ас. каф. ГМИ, Чирков А.Е., студент ГМК-14-1м
(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина)

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ СТРЕЛЫ ПОЗИЦИОНЕРА П-30

Позиционер П-30, далее позиционер, – машина, позволяющая осуществлять последовательную подачу и позиционировать груженные полувагоны в стационарный вагоноопрокидыватель и выталкивать порожние полувагоны при разгрузке железнодорожных составов. Основными узлами позиционера являются стрела 1, ходовая рама 2 на которой установлена опорная стойка привода подъема 5, с устройством подъема стрелы 4, гидравлический механизм передвижения 3 (рис.1).

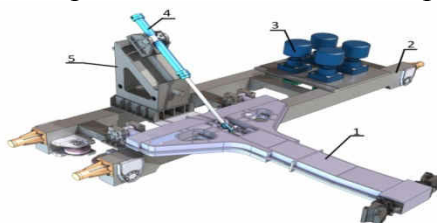


Рисунок 1 – Компьютерная геометрическая модель позиционера

Главным фактором пониженной конкурентоспособности на рынке является повышенная металлоемкость позиционера по сравнению с импортными аналогами. Наиболее металлоемким элементом конструкции позиционера является стрела, поэтому обоснование ее рациональных параметров является **актуальной научной задачей**

Объект исследований – механические процессы, возникающие при работе стрелы.

Предмет исследования – зависимость напряжений и перемещений от конструктивных параметров стрелы позиционера.

Цель работы – разработка рекомендации на проектирование конструкции стрелы позиционера П-30.

Метод решения – использование современных методов параметрической оптимизации для определения оптимальных параметров стрелы.

Для достижения поставленной цели были решены следующие задачи:

1. Разработка концепции создания новой расчетной модели;
2. Анализ напряженно-деформированного состояния;
3. Разработка рекомендации на проектирование.

Проанализировав конструкцию данную заводом мы пришли к выводу, что для равнопрочности стрела должна иметь форму треугольника на двух опирающихся шарнирах [1]. Для достижения поставленных задач была разработана конструкция новой стрелы позиционера [2]. Проведен анализ напряженно-деформированного состояния новой расчетной модели стрелы (рис.2) и определены зависимости напряжений и перемещений от конструктивных параметров стрелы.

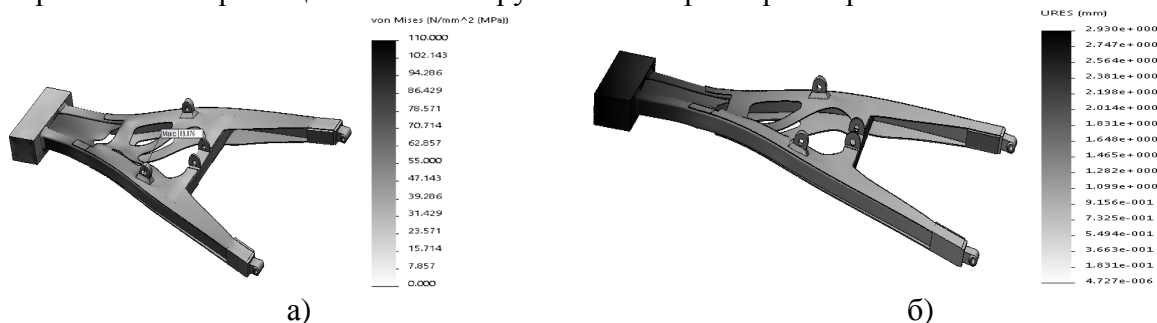


Рисунок 2 – Расчет оптимальной конструкции: а – НДС; б – суммарный прогиб

Анализ показывает, что новая конструкция является равнопрочной. Конструкция стрелы характеризуется равномерным распределением нагрузки. Максимальные напряжения составляют 89 МПа, а вертикальные и горизонтальные перемещения не превышают 3 мм, что в пределах нормы. Масса стрелы уменьшилась на 75% (с 11500 кг до 2818 кг).

На основе метода случайного подбора был проведен вычислительный эксперимент над параметрической моделью стрелы позиционера, с целью минимизации массы. Во время проведения эксперимента и найдены оптимальные параметры профиля, которые удовлетворяют техническим требованиям.

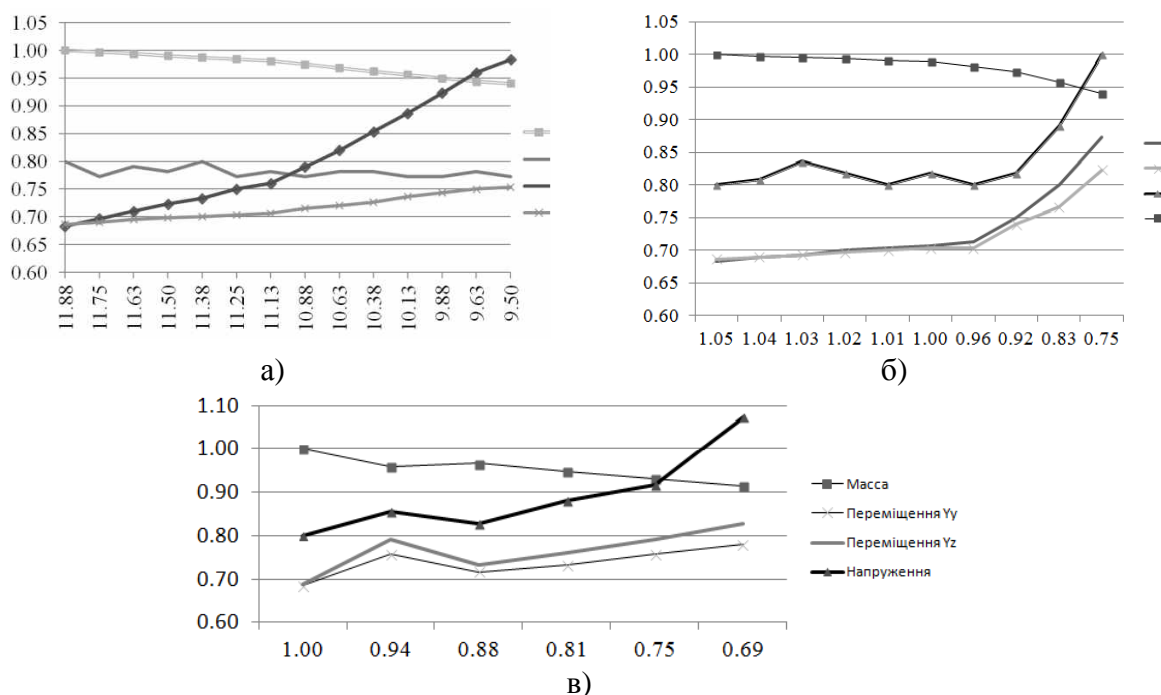


Рисунок 2 – Графики зависимости напряжений, массы и перемещений от приведенной к максимальной высоте (а), толщины (б), ширины (в) профиля.

Анализ графиков влияния параметров стрелы показал, что в заданном диапазоне значений параметров, наиболее существенное влияние на металлоемкость и напряжение имеет параметр толщины b , а на вертикальные перемещения – параметр высоты a .

Выводы: 1) В качестве рекомендуемой принята конструкция стрелы позиционера в виде равнопрочного треугольника с коробчатой формой сечения на шарнирных опорах, которая включает в себя проушины под упоры, ограничивая вертикальные перемещения и перекладину с проушинами под гидроцилиндр подъема и замки для осевой фиксации стрелы. 2) Для заданной конструкции рекомендуется параметры профиля: $A = 190$ мм; $B = 200$ мм; $C = 16$ мм. 3) В результате вычислительного эксперимента, по сравнению с существующей конструкцией, масса разработанной конструкции стрелы уменьшилась на 75%, с 11500 кг до 2818 кг при допустимых нагрузках и перемещениях.

Перечень ссылок

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. Учеб. Пособие для машиностроит. Спец. Вузов. – 4-е изд., – М.: Высш. шк., 1985 – 416 с., ил.
2. Анурьев П.Ф. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3т.б-е изд. – М.: Машиностроение, 1982.

Дербаба В.А. к.т.н., доцент, Особов А.Ю., Нищенко В.А. студенты гр. ІМмм-12-1
(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепрпетровск, Украина)

ЗАКОНОМЕРНОСТИ ВЛИЯНИЯ СЛУЧАЙНОЙ ИНСТРУМЕНТАЛЬНОЙ ПОГРЕШНОСТИ ИЗМЕРЕНИЯ ТОЛЩИНЫ ЗУБА ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА НА РИСКИ ИЗГОТОВИТЕЛЯ И ЗАКАЗЧИКА

Поставленная цель определение закономерностей влияния погрешностей измерения толщины зуба на риски изготовителя и заказчика достигается применением имитационного-статистического моделирования на основе компьютерного генерирования случайных погрешностей в среде Microsoft Office. Касаясь выбора указанной программы, необходимо отметить, что электронные таблицы Excel уже стали привычным инструментом в решении технически сложных и требующих обширных вычислений задач. Использование современного компьютера и программ такого класса позволяет исследователю выполнить необходимые расчеты (в том числе по имитационно-статистическому моделированию) в приемлемые сроки и с необходимой точностью.

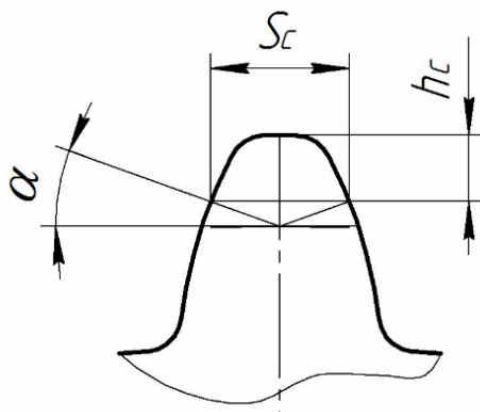


Рисунок 1 – Схема определения толщины зуба:

S_c – постоянная хорда;

h_c – высота до постоянной хорды

Измерение толщины зуба по хорде - самый распространённый на практике способ измерения. Сущность метода состоит в измерении длины хорды между левой и правой сторонами зуба на заданной высоте. Разумеется, толщину зуба можно измерять в бесконечном количестве мест по высоте зуба, но на практике в большинстве случаев используют измерение толщины зуба по постоянной хорде. Для измерения пользуются специальными приборами - хордовыми зубомерами (штангензубомеры и индикаторные зубомеры).

В статье рассмотрена последовательность моделирования и выполнено описание методики с учетом принятых допущений на примере конкретного цилиндрического прямозубого колеса. Колесо имеет следующие конструктивные параметры и допуски:

- модуль $m=3$ мм;
- делительный диаметр $d=150$ мм;
- число зубьев $z=50$;
- номинальное значение постоянной хорды $S_s = 4,161$ мм;
- номинальное значение высоты до постоянной хорды $h_s = 2,243$ мм;
- наименьшее отклонение толщины зуба $E_{cs} = -14$ мкм;
- допуск на толщину зуба $T_c=50$ мкм.

Имитационно-статистическая модель включает в себя строки (в каждой из них

имитируются номера зубьев, для которых определяются отклонение толщины зуба, результаты измерений и контроля зубьев) и столбцы, в которые заносятся результаты статистического моделирования.

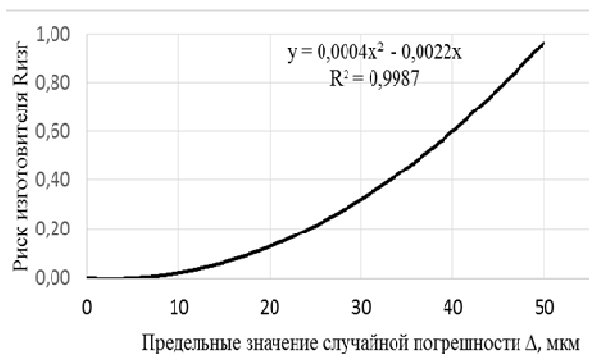


Рисунок 2 – Зависимости риска изготовителя $R_{изг}$ от предельной случайной инструментальной погрешности измерения толщины зуба Δ при контроле эвольвентного зубчатого колеса степени точности 7Н

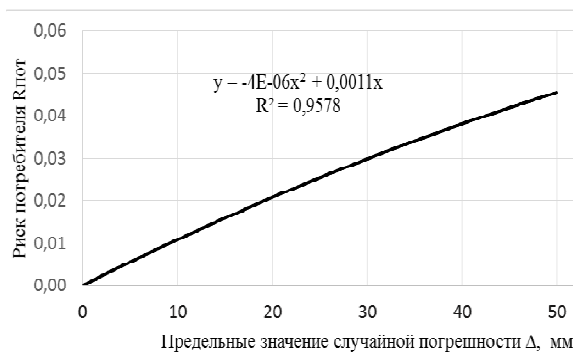


Рисунок 3 – Зависимости риска потребителя $R_{пот}$ от предельной случайной инструментальной погрешности измерения толщины зуба Δ при контроле эвольвентного зубчатого колеса степени точности 7Н

Из графиков видно, что риск изготовителя $R_{изг}$ на порядок превышает риск потребителя $R_{пот}$, что отвечает общей тенденции при оценке допускового контроля качества и является подтверждением адекватности предложенного авторами имитационно-статистического моделирования.

С повышением требований к точности зубчатого колеса (от 10 степени точности до 7 степени точности для вида сопряжения В) величина вероятности ошибки I рода увеличивается от 0,02 до 0,14 (например, при использовании измерительных приборов с предельным значением погрешности $\pm 0,05$ мм).

Квалитет точности диаметра вершин зубьев в случае, когда измерительной базой для определения высоты зуба h_c является диаметр окружности выступов, оказывает существенное влияние на риски изготовителя и потребителя.

Для уменьшения ошибок первого рода можно рекомендовать повышение требований к точности диаметра окружности выступов на 1–2 квалитета.

Перечень ссылок

1. Рубичев Н.А. Достоверность допускового контроля качества / Н.А. Рубичев, В.Д. Фрумкин. – М.: Изд-во стандартов, 1990. – 171 с.
2. 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.
3. Дербаба В.А. Влияние расширенной неопределенности на риски изготовителя и заказчика при измерении толщины зуба / В.А. Дербаба, В.И. Корсун, С.Т. Пацера // Системи обробки інформації. – Харьков. – 2011. – № 1(91). – С. 57–66.
4. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски: ГОСТ 1643–81: Межгосударственный стандарт. – Введ. 01-01-90. – М.: ИПК Издательство стандартов, 2003. – 44 с.

Пацера С.Т. к.т.н, профессор, Дербаба В.А. к.т.н., доцент, Балясный А.П. студент группы ИМм-12-1

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

СТРУКТУРНАЯ МОДЕЛЬ КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ДЛЯ ОЦЕНКИ ГОДНОСТИ ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА

В сборнике монографий [3] при рассмотрении основных принципов выбора точности измерения и контроля, показано, что погрешность измерения существенно влияет на результаты контроля продукции: n и m , называемые вероятностью ошибок первого и второго рода

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

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

где n – процент неправильно забракованных деталей,

m – процент неправильно принятых деталей,

2δ – допуск изделия (в диссертации далее обозначено IT , что соответствует международному стандарту),

$\sigma_{\text{тех}}$ – среднее квадратическое отклонение,

$\delta_{\text{мет}}$ – предельная погрешность измерения.

Однако использование указанных зависимостей применительно к измерению геометрических параметров профиля зубчатых колес 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 авторами использован метод имитационно-статистического моделирования. Общий алгоритм такого моделирования и обобщенная структурная модель измерительно-контрольной системы изложены и исследованы в работах автора [2–4], в которых показана структурная модель системы, включающая в себя, как метрологические, так и контрольные блоки (рис.1).

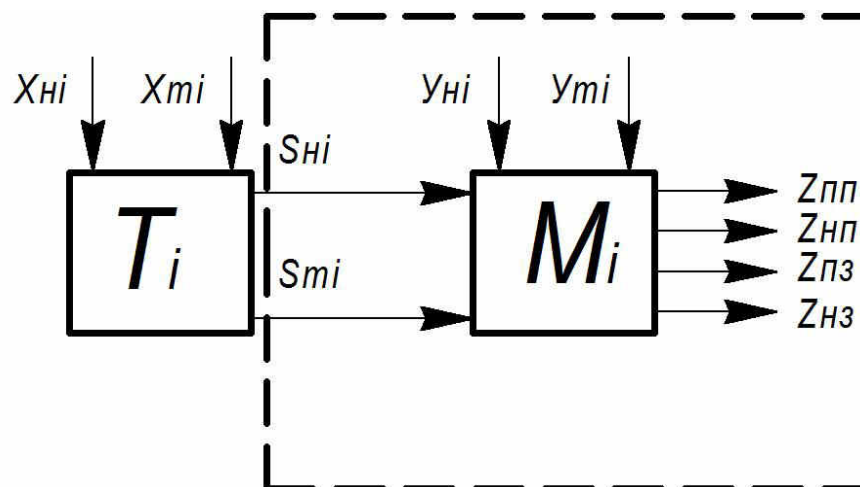


Рисунок 1 – Структура модели измерительно-контрольной системы

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 $Z_{III}, Z_{HII}, Z_{II3}, Z_{H3}$.

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.

Разработанная 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 эвольвентных зубчатых колес.

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

5. Взаимозаменяемость и технические измерения в машиностроении. Балакшин Б.С. и др. М.: «Машиностроение», 1972. – 615 с.
6. Дербаба В.А. Моделирование влияния погрешностей измерения общих нормалей зубьев на показатели разбраковки / В.А. Дербаба // Восточно-Европейский журнал передовых технологий Журнал включен в Международную наукометрическую базу данных Index Copernicus). – Харьков. – 2013. – № 6/4(66). – С. 48–53.
7. 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.
8. 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.

Запара.Є.С., к.т.н., доц., Волкова М.В. студентка ГМКм-14-1

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

ВПЛИВ ДІАМЕТРУ БУРОВОЇ КОРОНКИ, ЩО ЗАСТОСОВУЄТЬСЯ ДЛЯ РОЗКРИТТЯ ЧАВУННОЇ ЛЬОТКИ, НА ДОВГОВІЧНІСТЬ ЕЛЕМЕНТІВ МЕХАНІЗМУ ОБЕРТАННЯ

У попередніх працях були розглянуті питання модернізації бурових машин для відкриття чавунної льотки з метою підвищення їх експлуатаційної надійності [1] та аналізу довговічних елементів їх приводу [2]. Можливість застосування бурових коронок з різним діаметром і широкого діапазону швидкості подачі інструменту на вибій зумовлюють значні коливання ресурсу елементів приводу. Тому дослідження залежності ресурсів найбільш підвернених утомі складових частин приводу від зазначених чинників є актуальною науково-технічною задачею.

В роботі розраховано обертальний момент та зусилля подачі за методом, що викладено в [3], при використанні бурових коронок з діаметрами від 40 до 80 мм і при швидкостях подачі до 5 м/хв. Розрахунок гама-відсоткових (90%) ресурсів здійснено за циклограмами навантажень зусиль подачі та обертальних моментів, що виникають при зміні зазначених параметрів у вказаних діапазонах. Ресурси зубчастих коліс і підшипників кочення розраховані за методиками, наведеними відповідно в [4] та [5]. Побудовані залежності гама-відсоткових (90%) ресурсів зубчастих коліс шестерні та підшипників ведучого й шпindelного валів приводу від зазначених параметрів, наприклад (рис. 1). Ресурси підшипників, які виявилися меншими ніж у зубчастих коліс [2], наведені в таблиці 1. Найменший розрахунковий ресурс має радіальний підшипник шпindelного валу, що співпадає зі спостереженнями.

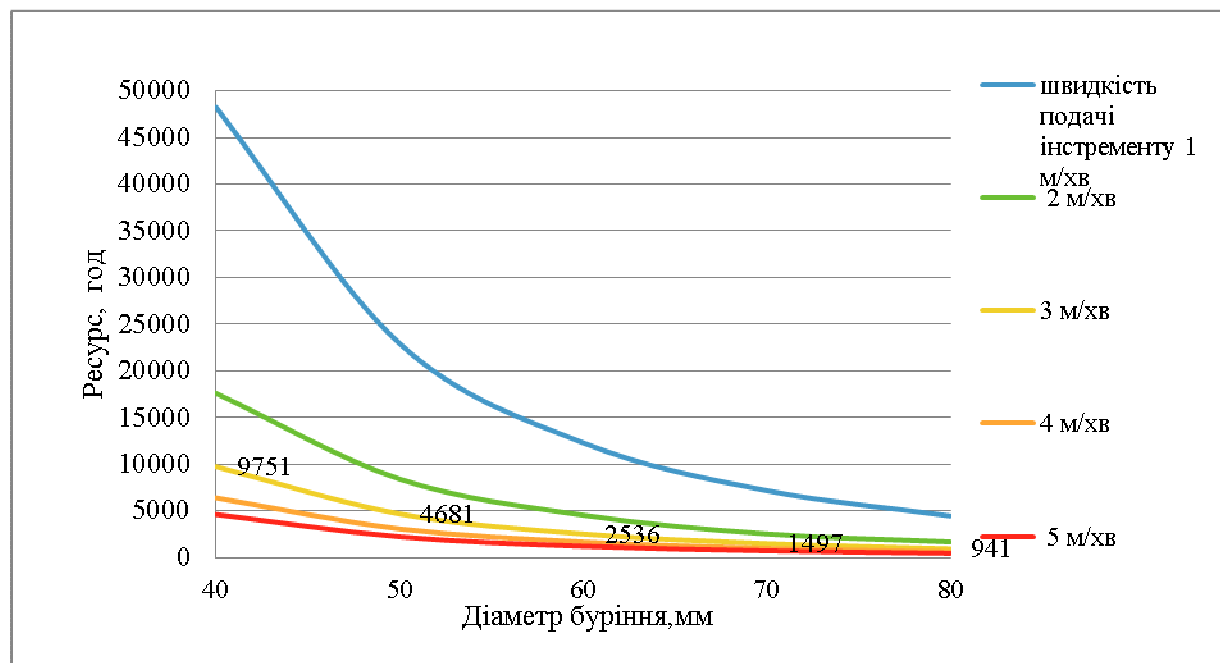


Рисунок 1– Залежність гама-відсоткового (90%) ресурсу радіального підшипника вихідного валу від діаметра бурової коронки

Гама-відсоткові ресурси підшипників

	На вхідному валу	На шпindelьному валу, радіальний	Підшипник шпindelьного вала, упорний
За номінальною потужністю двигуна	14695	7388	77065
За циклограмами навантаження	11786	2536	40315
За спостереженнями	-	2400	-

Проведені дослідження дозволили зробити наступні висновки:

1. Ресурси елементів у залежності від швидкості подачі та діаметру буріння зменшуються по кривій гіперболічного виду, що викликано наявністю значних пікових навантажень на заключному етапі буріння [3] та великими значеннями показників ступеню кривих утомленості зубчастих коліс та підшипників [4].

2. Гама-відсотковий ресурс на контактну втому поверхні зубів є суттєво меншим ніж їх відповідний ресурс на вигибну втому.

3. Отримані залежності ресурсів елементів приводу від діаметру бурової коронки та швидкості її подачі, що можуть застосовуватись у конкретних умовах виробництва, дозволяють більш точно прогнозувати настання граничного стану приводів ніж при використанні розрахунків, які зроблені виходячи з номінальної потужності двигуна.

Перелік літератури

1. Волкова М.В. Модернизация привода механизма вращения бурмашины для улучшения ее ремонтпригодности / Доцент Запара Е.С., М.В. Волкова // Наукова весна-2014: матер. наук.-практ. конф., г. Днепропетровск, 27 марта, 2014. – Д.: НГУ, 2014 – С 29.
2. Волкова М.В. Аналіз довговічності елементів приводу механізму обертання бурмашины для розкриття чавунної / Доцент Запара Е.С., М.В. Волкова // Потураївські читання весна-2015: матер. наук.-практ. конф., м. Дніпропетровськ, 20- січня, 2015. – Д.: НГУ, 2015 – С 34.
3. Давіденко А.Н., Змієвський А.С / Наукові праці ДонНТ. Серія «Гірничо-геологічна» №7 (135) . 2008г. С 49-53
4. Красников Ю.Д., Солод С.В., Хазанов Х.И. Повышение надежности горных выемочных машин. - М.: Недра, 1989. - 215 с.: ил. Ануриев В. И. Справочник конструктора машиностроителя. Том 2. М. : Машиностроение, 1996.
5. Ануриев В. И. Справочник конструктора машиностроителя. Том 2. М. : Машиностроение, 1996.

Осташко І.О., інж. 1-ї кат., Виноградов Б.В. д.т.н., проф.

(Державний ВНЗ "Український державний хіміко-технологічний університет", м. Дніпропетровськ, Україна)

ВІДЦЕНТРОВИЙ МЛИН ДЛЯ ПОДРІБНЕННЯ НЕАБРАЗИВНИХ МАТЕРІАЛІВ

Відцентрові млини набули широкого поширення для подрібнення різних матеріалів в багатьох галузях промисловості [1]. Основними конструкційними елементами більшості відцентрових млинів є робочий орган, що містить бильні елементи у вигляді лопатей, а також відбійники [2], при цьому передбачається, що подрібнення матеріалу відбувається за рахунок удару. В той же час відомо, що надтонке подрібнення відбувається як правило за рахунок сил тертя.

Метою роботи є обґрунтування основних параметрів відцентрового млина з енергозберігаючим робочим органом для надтонкого подрібнення матеріалів.

В результаті аналізу різних конструкцій відцентрово-ударних млинів та попередніх лабораторних випробувань була розроблена і запропонована нова конструкція відцентрового млина [3], що дозволяє подрібнювати неабразивні сипкі матеріали, такі як твердий залишок піролізу (ТЗП) зношених шин з найменшими питомими енерговитратами.

Особливістю конструкції запропонованого млина є форма робочого органу та спосіб відвантаження готового класу, що дозволяє суттєво знизити питомі енерговитрати на процес подрібнення, а також проводити класифікацію подрібнюваного матеріалу безпосередньо в самому млині.

Експериментальні дослідження показали, що найбільш раціональним є робочий орган з чотирма бильними елементами. Питомі енерговитрати на процес подрібнення до класу менше 43 мкм робочим органом з двома бильними елементами склали 57 кВтгод/тону, а робочого органу з чотирма бильними елементами 21 кВтгод/тону.

Попередні дослідження [4], показали: зона інтенсивного подрібнення знаходиться в області периферійної ділянки робочого органу (поблизу стінок помольної камери), залежить від частоти обертання ротора і складає 15-25% довжини робочого органу; раціональний зазор між бильними елементами складає 3-5 мм, Розрахунки на міцність підтвердили доцільність замкнутої конструкції робочого органу. Зважаючи на це було розроблено нову конструкцію робочого органу в основу якої покладено ідею зниження енерговитрат на процес надтонкого подрібнення за рахунок зміни механізму руйнування частинок. Розроблений робочий орган представлено на рис. 1.

В даній конструкції робочого органу подрібнення матеріалу відбувається як за рахунок удару, так і за рахунок стирання. При цьому руйнування великих частинок >100 мкм відбувається в більшій мірі за рахунок ударної взаємодії з робочим органом у периферійній зоні, а руйнування частинок <100 мкм переважно за рахунок сил тертя при взаємодії матеріалу зі стінками помольної камери і робочим органом.

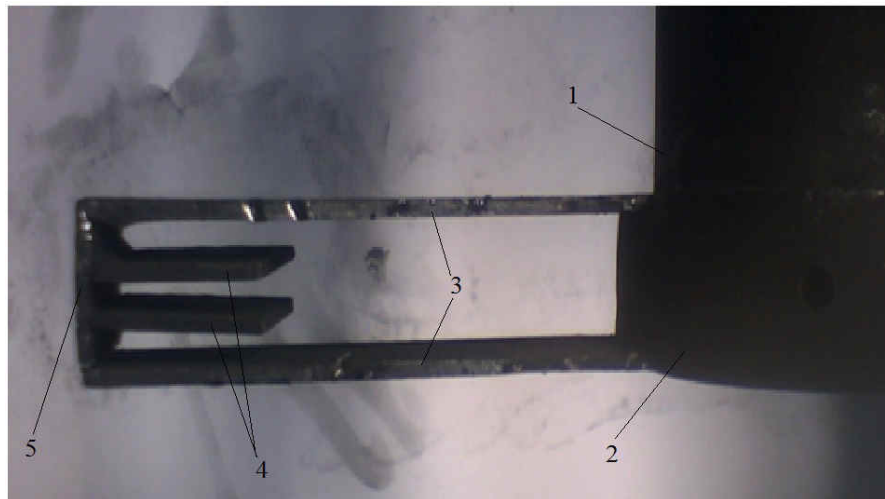


Рисунок 1 – Робочий орган нової конструкції: 1 – полий вал; 2 – елемент кріплення робочого органу; 3 – бильні елементи; 4 – бильні елементи в зоні інтенсивного подрібнення; 5 – торцевий бильний елемент

Було отримана загальна формула для визначення споживаної потужності на процес подрібнення відцентровим млином при подрібненні твердого залишку піролізу зношених автомобільних шин, що має вигляд:

$$N = 2.31 \cdot \xi \cdot \rho_c \cdot d_{cp}^{0.3} \cdot A_0 \cdot \omega_p \quad (1)$$

Висновки.

1. Запропоновані конструкційні параметри робочого органу і млина в цілому, що забезпечують мінімальні питомі енерговитрати на подрібнення матеріалу.

2. Отримана формула для визначення споживаної потужності робочим органом відцентрового млина при подрібнюванні твердих залишків піролізу зношених автомобільних шин.

Перелік посилань

1. Бардовский А.Д., Летин Л.А., Кряжев Н.М., Дерба И.И., Пухучкин Е.В. Определение параметров центробежной мельницы роторно-струйного измельчения при помоле отходов карбонатного сырья // Горный информационно-аналитический бюллетень - М.: МГТУ, 2002.-№1-С,204-206.
2. Юсупов Т.е. и др. Тонкое измельчения в центробежно-планетарных мельницах. / Обогащение руд.- №6, 1977.- С. 85-90.
3. Виноградов, Б.В. Об энергетических характеристиках центробежных мельниц с S-образным рабочим органом [Текст] / Б.В. Виноградов, И.О. Осташко // Вісник НТУ «ХПІ». – 2009. – № 25. – С.164–169.
4. Виноградов Б.В. Дослідження процесу подрібнення твердого залишку піролізу зношених автомобільних шин [Текст] / Б.В. Виноградов, И.А. Осташко, В.И. Емельяненко // IV Міжнародна науково-технічна конференція студентів аспірантів та молодих вчених «Хімія та сучасні технології (Тези доповідей 22-24 квітня 2009 року.

Бондаренко А.О., к.т.н., доцент, Филипенко Б.П. студент гр. ГМКм-14-1м,
(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепропетровск, Украина)

ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ СМЕСИТЕЛЬНОЙ КАМЕРЫ ГИДРОЭЛЕВАТОРА

В работе выполнено обоснование рациональных параметров смесительной камеры гидроэлеватора по таким исходных данным (расход всасываемой пульпы - $Q_1 = 400$ л/сек., удельный вес всасываемой пульпы - $\gamma_1 = 1.13$., общая геодезическая высота подъема пульпы с учетом ее удельного веса - $h = 6.5$ м. вод. ст., геодезическая высота всасывания $h_1 = 1.5$ м. вод. ст., геодезическая высота нагнетания - $h_2 = 5$ м. вод. ст., длина напорного пульпопровода - $l = 100$ м., максимальная крупность транспортируемого материала - 8 мм., удельный вес транспортируемого грунта в плотной массе - $\gamma_m = 2,65$ т/м³).

В данной работе приведен вариант расчета основного параметра смесительной камеры гидроэлеватора - расстояния от насадки до горловины z который ранее принимали как рекомендованный параметр.

Известно что параметр z оказывает влияние на значение КПД гидроэлеватора. На рис. 1 показана зависимость КПД гидроэлеватора от расстояния z , при этом использованы данные, полученные другими исследователями.

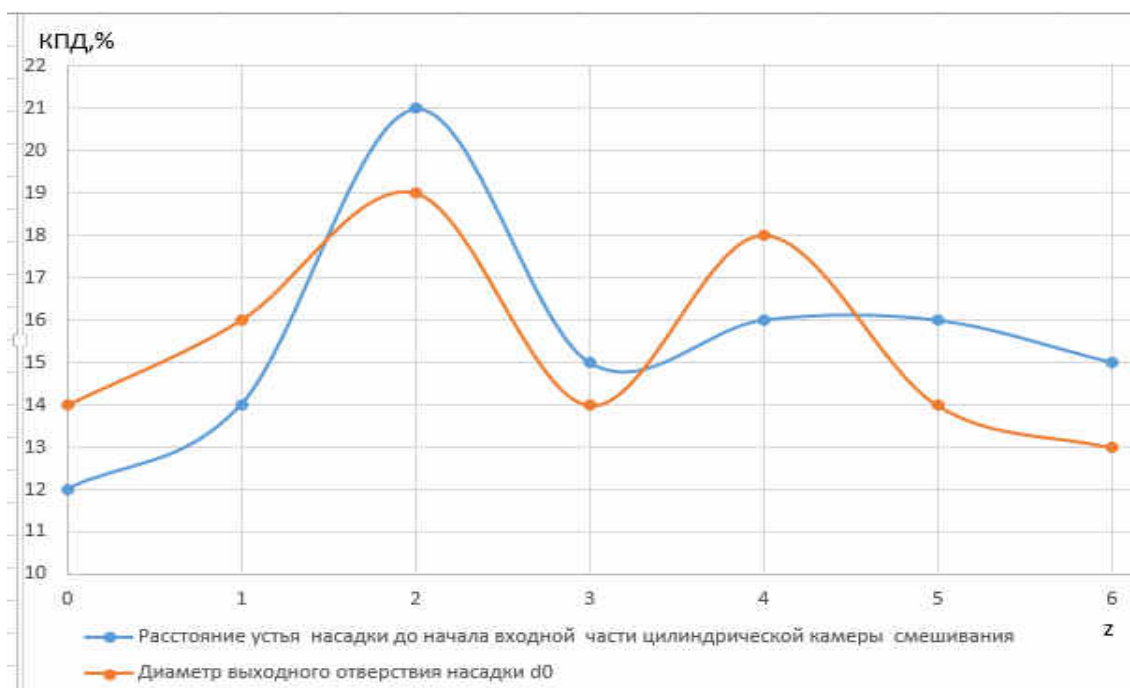


Рисунок 1– Зависимость КПД гидроэлеватора от расстояния z

Также значение параметра z оказывает существенное влияние на реализуемый напор и производительность гидроэлеватора (рис. 2). Выполнена оценка влияния коэффициента полного напора к КПД гидроэлеватора (рис. 3) с целью обоснования значения параметра z применительно к параметрам конструкции гидроэлеватора. Вывод: использование современных программных продуктов SOLIDWORKS и Mathcad позволяют ускорить обоснование конструктивных и режимных параметров гидроэлеваторов.

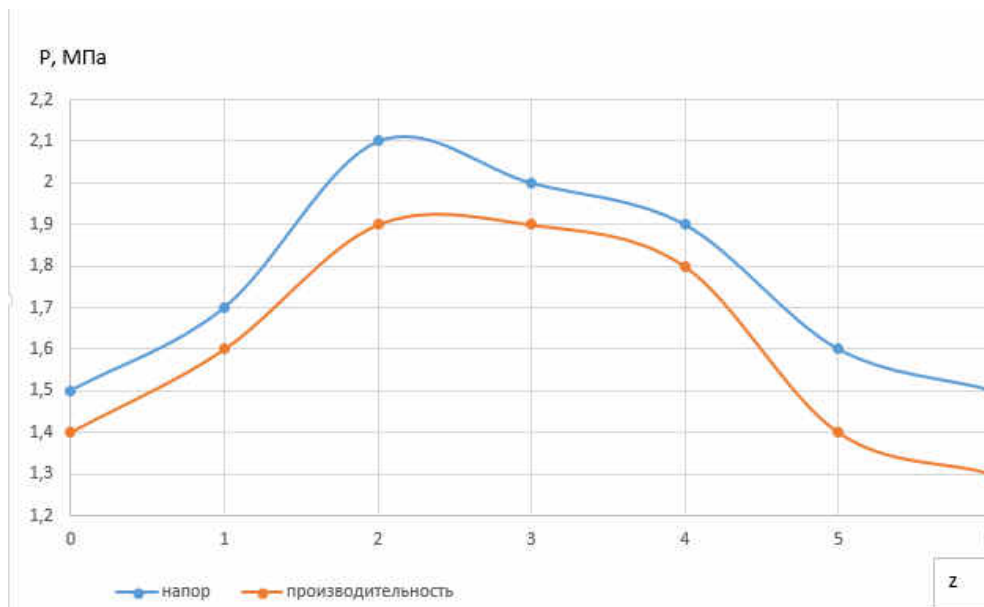


Рисунок 2 – Параметры гидроэлеватора при разных значениях параметра z

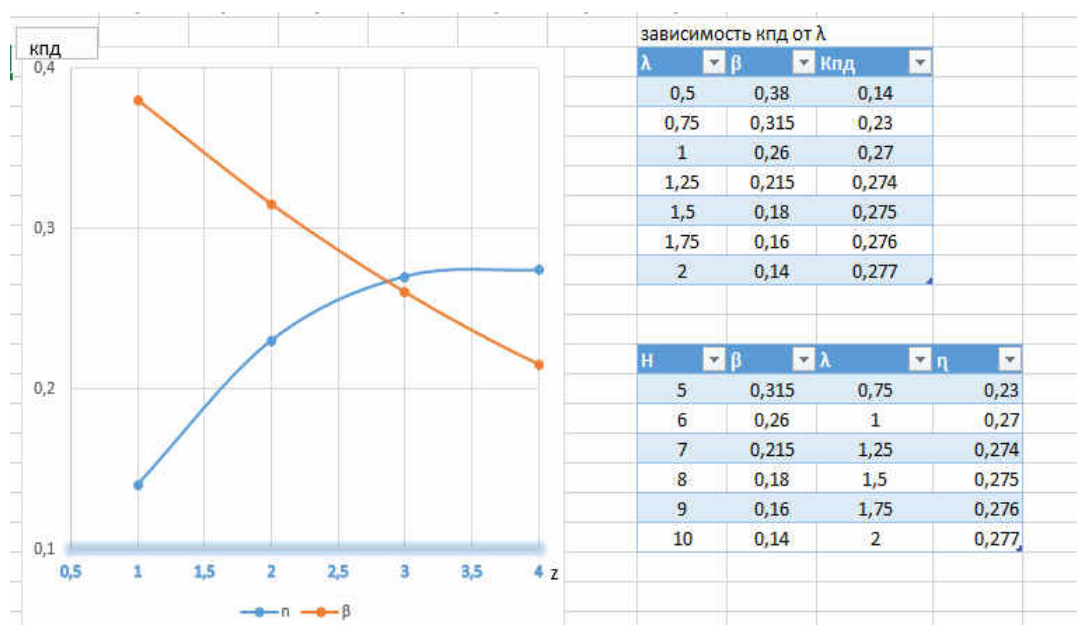


Рисунок 3 – График зависимости коэффициента полного напора к КПД гидроэлеватора

Перечень ссылок

1. Каменев П. Н., Гидроэлеваторы и другие струйные аппараты, М., 1950.
2. Фридман Б. Э., Гидроэлеваторы, М., 1960.

Виноградов Б.В., д.т.н., проф., Христенко А.В., аспирант

(Государственное высшее учебное заведение Украинский государственный химико-технологический университет, г.Днепропетровск, Украина)

УПРУГИЕ МУФТЫ С РЕЗИНОКОРДНЫМИ ОБОЛОЧКАМИ В ПРИВОДАХ БАРАБАННЫХ МЕЛЬНИЦ

Измельчение сырья является капиталоемким и энергоемким процессом. В мировой практике на измельчение материалов расходуется до 10 % энергии, а металла – 2 % всего производства в мире. Наибольшее применение для измельчения сырья получили барабанные мельницы. Их часть в общем количестве измельчительных агрегатов составляет в Украине 95 %, за рубежом – 80 % . В горнорудной и других отраслях промышленности снижение затрат на измельчение сырья идет по пути создания крупногабаритных барабанных мельниц и увеличения их единичной мощности.

При создании барабанных мельниц при мощностях свыше 4 000-5 000 кВт возникают трудности при передаче мощности от двигателя к барабану одной линией передач.

В крупногабаритных барабанных мельницах большой единичной мощности, передачу мощности к барабану осуществляют двумя линиями передач. При этом в синхронных приводах возникает проблема равномерного распределения нагрузки между двигателями. Кроме того, в двухдвигательных приводах с одним зубчатым венцом работают две приводные шестерни, что приводит к появлению дополнительных возмущающих факторов, возбуждающих в системе вынужденные колебания.

В настоящее время фирмой АВВ разработан способ выравнивания нагрузки в двухдвигательных приводах, оборудованных преобразователями частоты, где за счет автоматического регулирования один из двигателей поддерживает одинаковые крутящие моменты в каждой линии передач. Поскольку затраты на преобразователи частоты и системы автоматического поддержания равномерного распределения нагрузки превышают стоимость барабанной мельницы, то представляет интерес рассмотрение альтернативных методов распределения нагрузки в двухдвигательных приводах.

Цели работы: развитие теории статики и динамики двухдвигательных приводов, и оценка эффективности двухдвигательных приводов оснащенных муфтами с резинокордными оболочками

Для установления общих закономерностей распределения статических и динамических нагрузок в разветвленных механических системах рассмотрен осциллятор колебаний в механической системе с параллельными упругими связями.

Погрешности в механической системе, приводящие к вынужденным колебаниям, учитываются кинематическим возмущением в упругой связи. Внешнюю нагрузку имитирует вес массы, совершающей поступательное движение.

В результате анализа получены амплитудно-частотные характеристики осциллятора механических колебаний с параллельными упругими связями. Установлено, что его особенностью является то, что в дорезонансной зоне, при определенном соотношении частот собственных и вынужденных колебаний наблюдается снижение упругих деформаций связи с кинематическим возмущением. В послерезонансной зоне, по мере увеличения частоты кинематического возмущения, перемещение массы стремится к нулю.

Показано, что статическая составляющая нагрузки распределяется пропорционально жесткостям. Выравнивание статической нагрузки можно обеспечить

при равенстве и понижении жесткостей упругих связей [1].

Для динамического анализа электромеханической системы двухдвигательного привода барабанной мельницы, составлена система дифференциальных уравнений движения в установившемся режиме работы.

В результате решения дифференциальных уравнений движения двухдвигательного привода, получены амплитудно-частотные характеристики.

Анализ АЧХ позволяет выбрать рациональные динамические параметры исключающие резонансные режимы работы.

Ограничение динамических нагрузок и равномерное распределение статической составляющей крутящего момента возможно при снижении жесткости механических передач и увеличении демпфирования [2].

Понижение жесткости механических передач можно достичь применением специальных муфт, содержащих резинокордные оболочки (РКО). РКО нашли широкое применение в ряде областей: автомобильная техника, железнодорожный транспорт и других.

Для оценки эффективности применения резинокордных оболочек в приводах барабанных мельниц, представлены схемы муфт с резинокордными оболочками, а также упруговязкая и статическая характеристика. Показано, что данные муфты, при использовании выпускаемых в настоящее время резинокордных оболочек, позволяют передавать крутящий момент до 8000 кН·м, что охватывает двухдвигательные привода общей мощностью до 10 000 кВт [3].

Эффективность применения упругих муфт, содержащих в качестве упругих элементов резинокордные оболочки, заполненные воздухом или водой совместно с гидропневматическим аккумулятором, для ограничения ударных динамических нагрузок, показано на примере прямого пуска барабанной мельницы, оборудованной синхронным двигателем мощностью 4000 кВт и частотой вращения 75 об/мин [3].

Эффективность применения муфт для равномерного распределения нагрузки в двухдвигательных приводах показана на примере прямого пуска и установившегося режима работы синхронного двухдвигательного привода барабанной мельницы. Привод содержит двигатели СДМ32-21-91-40 УХЛ4 мощностью 4 000 кВт и частотой вращения 150 об/мин [4].

Перечень ссылок

1. Виноградов Б.В. Механический осциллятор с параллельными упругими связями / Б.В. Виноградов, А.В. Христенко // Вібрації в техніці та технологіях. – 2013. – №4(72) – С.13-18.
2. Виноградов, Б.В. Вынужденные колебания двухдвигательных синхронных приводов барабанных мельниц / Б.В. Виноградов, А.В. Христенко // Наук. вісн. НГУ. – 2012. – №6. – С.72–76.
3. B.V.Vinogradov, A.V.Khristenko / Flexible Couplings with Rubber-Cord Shells in Heavy Machinery Drives / Power engineering, control & technologies in geotechnical systems. CRC Press / Balkema, 2015 Taylor & Francis Group, London, UK. PP. 109-114.
4. Виноградов Б.В. Динамические и статические нагрузки в двухдвигательных синхронных приводах барабанных мельниц / Б.В. Виноградов, А.В. Христенко, Д.А. Федин // Гірнична електромеханіка та автоматика. – 2013. №91 – С.81-85.

Ковальов А.С., викладач вищої кваліфікаційної категорії, Мальченко А.В.
студент групи ЕР-11^{1/9},
(Гірничий коледж ДВНЗ «Криворізький національний університет», м. Кривий Ріг,
Україна)

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ АСИНХРОННОГО ЕЛЕКТРОПРИВОДУ СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА

Електропривод стрічкового конвеєру визначає експлуатаційні показники останнього і як правило являється нерегульованим. В якості приводних в більшості застосовується асинхронні двигуни з короткозамкненим ротором. Режим їх роботи характеризується значною тривалістю роботи і широким діапазоном рівня навантаження, яке визначається за масою вантажу, що переміщається в одиницю часу.

Максимальне допустиме значення тягового зусилля визначається силою, яка створюється натяжним пристроєм конвеєра, а також кутом обхвату приводного барабана стрічкою.

Мінімальне навантаження на привод відповідає роботі конвеєра при відсутності вантажу на стрічці.

З метою виключення можливості проковзування на приводному барабані номінальне зусилля F_k не повинно перевищувати максимально допустимого значення F_{max} . Враховуючи можливість варіювання ваги переміщуваного вантажу при зміні вантажопотоку, номінальне навантаження електроприводу конвеєра повинна задовольняти співвідношенню

$$F_H = (0,8 \dots 0,9) \cdot F_{max}$$

Швидкість вантажонесучого органу при варіюванні навантаження в діапазоні від F_{min} до F_{max} змінюється не більше ніж на 1-2%

Проведений вище аналіз режиму роботи електроприводу конвеєра дозволяє виділити ряд недоліків подібної системи привода:

- сталість швидкості стрічки навіть при роботі конвеєра вхолосту не сприяє зниженню інтенсивності її зносу при мінімумі виконуваної корисної роботи;
- робота приводного асинхронного двигуна в області малих навантажень веде до невикористання двигуна по потужності і по моменту;
- можливість коливань навантаження на привод в порівнянні з номінальним значенням вимагає завищення зусилля, створюваного натяжним пристроєм конвеєра, на 10-20 %, що сприяє підвищенню статичних деформуючих навантажень в вантажонесучому органі і, як наслідок, прискореного його зносу;
- найвищі значення ККД і коефіцієнта потужності відповідають навантаженні асинхронного двигуна (0,7-0,9) P_H ;
- експлуатація асинхронного двигуна у складі електроприводу конвеєра при змінюваному вантажопотоці сполучена з нераціональним енергоспоживанням при роботі в області малих навантажень.

Усунення останнього із зазначених недоліків можливо при регулюванні величини напруги на статорі приводного асинхронного двигуна в функції навантаження. Тим самим змінюється перевантажувальна здатність двигуна і, як наслідок, його ковзання. Оскільки оптимальне ковзання (відповідне максимуму коефіцієнта потужності і ККД) залежить тільки від параметрів схеми заміщення асинхронного двигуна , то зазначений спосіб забезпечує можливість роботи приводу з максимальним значенням енергетичних показників при будь-якому навантаженні. Однак подібним чином не можна вирішити питання зниження зносу конвеєрної

стрічки, оскільки немає можливості регулювання швидкості і, як наслідок, навантаження на неї.

Для збільшення терміну служби грузонесучого органу, вартість якого містить в собі від 40 до 70 % вартості всього конвеєра, доцільно при зниженні вантажопотоку, зменшувати частоту обертання приводного двигуна. За рахунок цього забезпечується сталість питомої маси переміщуваного вантажу, а, отже, і моменту на валу двигуна. Крім поліпшення умов експлуатації конвеєрної стрічки можуть бути забезпечені оптимальні значення енергетичних показників електроприводу.

Дана ідея може бути реалізована за рахунок використання каскадних схем регулювання швидкості асинхронного двигуна з фазним ротором, або за рахунок застосування частотного принципу управління швидкістю короткозамкненого асинхронного двигуна. Перший спосіб знайшов застосування для управління магістральними конвеєрами. У електроприводу стрічкових конвеєрів малої і середньої потужності, які становлять переважну більшість, двигуни з фазним ротором не застосовуються, у зв'язку з чим єдино можливим варіантом створення регульованого по швидкості приводу залишається система «перетворювач частоти – асинхронний двигун з короткозамкненим ротором» (ПЧ-АД).