СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
SIBERIAN FEDERAL UNIVERSITY

1945 2015 ПОБЕДА! 70 ЛЕТ

Краевой фонд науки
Основан в 1992 году

ПРОСПЕКТ СВОБОДНЫЙ-2015

МЕЖДУНАРОДНАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ СТУДЕНТОВ,
АСПИРАНТОВ И МОЛОДЫХ УЧЕНЫХ

ЭЛЕКТРОННЫЙ СБОРНИК МАТЕРИАЛОВ МЕЖДУНАРОДНОЙ КОНФЕРЕНЦИИ СТУДЕНТОВ, АСПИРАНТОВ И МОЛОДЫХ УЧЕНЫХ **«ПРОСПЕКТ СВОБОДНЫЙ-2015»**, ПОСВЯЩЕННОЙ 70-ЛЕТИЮ ВЕЛИКОЙ ПОБЕДЫ

КРАСНОЯРСК, СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
15-25 АПРЕЛЯ 2015 Г.

Министерство образования и науки Российской федерации
ФГАОУ ВПО «Сибирский федеральный университет»

Сборник материалов Международной конференции студентов, аспирантов и молодых ученых «Проспект Свободный-2015», посвященной 70-летию Великой Победы

Красноярск, Сибирский федеральный университет, 15-25 апреля 2015 г.

Красноярск, 2015.

«Механика в подготовке горных инженеров»

УДК 622.6.

РАСЧЕТ УГЛА НАКЛОНА ЖЕЛОБА ГРАВИТАЦИОННОГО ТРАНСПОРТА ДЛЯ РУД ЦВЕТНЫХ МЕТАЛЛОВ

Антонов В.А.
Научный руководитель Фоменко А.И.
Сибирский федеральный университет

Гравитационный транспорт.

Принцип действия гравитационного транспорта основан на движении насыпных и штучных грузов по наклону или вертикали под действием силы тяжести

Основные достоинства гравитационного транспорта: простота, большая производительность, отсутствие электромеханического оборудования, возможность использования транспортных устройств для накопления материалов. Недостатки: измельчение материалов, значительный износ транспортных устройств, зависимость от свойств материала и климатических условий.

В расчете желобов для гравитационного транспорта важную роль играет угол наклона желоба и коэффициент трения материала о поверхность желоба.

Цель работы: определить угол наклона желоба для транспортировки руд цветных металлов.

Схема действия сил на частицу, находящуюся на наклонной плоскости, показа на рис.1.

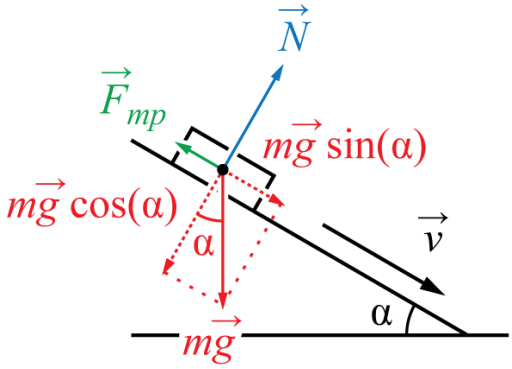


Рис.1. Схема действия сил на частицу, находящуюся на наклонной поверхности

Табл.1. Характеристика перемещаемого материала. [3]

Материал	Плотность, т/м^3		Угол естественного откоса град.		Коэффициент трения покоя f_0		
	в массиве	насыпная	в покое	в движении	по стали	по дереву	по резине
Руды цветных металлов	3,5 – 4,0	2,1 – 2,4	50	30	1,2	1,4	-

Угол наклона транспортирующего желоба выбираем так, что бы груз по нему двигался с постоянной скоростью. Перемещению материала с постоянной скоростью после начала движения соответствует угол наклона желоба, определяемый из условия:

$$tg\alpha=f \qquad (1)$$

Меньшие значения величин относятся к сухому и крупному материалу, большие к влажному и мелкому.

Если коэффициент трения в движении неизвестен, то его находим по коэффициенту трения в покое:

$$f=(0,7\div0,9)f_0 \qquad (2)$$

Для руд цветных металлов коэффициент трения будет равен:

$f=0,8\bullet1,2=0,96$

Коэффициент трения покоя выбираем по стали.

Начальная скорость транспортируемого материала равна нулю, для последующих расчетов вместо коэффициента трения в движении f подставляем значения коэффициента трения в покое f_0.

Скорость движения материала по желобу ограничивается во избежания его переизмельчения: для руд цветных металлов принимаем $v = 2$ м/с.

Если начальная скорость движения груза меньше необходимой скорости спуска, то создают разгонный участок. Длину разгонного участка, в конце которого материал достигает нужной скорости, находим по формуле:

$$l = \frac{v^2}{2g(sin\alpha_0 - f_0 cos\alpha_0)}, \text{ м} \qquad (3)$$

$$l = \frac{2^2}{2\bullet9,8(0,81-0,68)} = 1,6 \text{ м}$$

α_0 – угол равновесия грузов. Для руд цветных металлов по стальным листам $\alpha_0=55°$ [3]

g – Ускорение свободного падения, равный 9,8 м/с^2

Находим высоту разгонного участка по формуле:

$$h = lsin\alpha_0 \qquad (4)$$

$$h = 1,6 \bullet 0,81 = 1,3 \text{ м}$$

Находим угол наклона разгонного участка по формуле:

$$tg\alpha = \frac{2ghf_0}{2gh - v^2 + v_н^2} \qquad (5)$$

$$tg\alpha = \frac{2 \bullet 9,8 \bullet 1,3 \bullet 1,2}{2 \bullet 9,8 \bullet 1,3 - 4} = 1,4$$

$$\alpha = arctg1,4 = 54°$$

Скорость движения материала в конце разгонного участка определяется:

$$v_к = \sqrt{2gh(1 - f_0 ctg\alpha_0)}, \text{ м/с} \qquad (6)$$

$$v_к = \sqrt{2 \bullet 9{,}8 \bullet 1{,}3(1 - 0{,}84)} = 4\, м/с$$

Вывод: Нашли угол наклона желоба для руд цветных металлов, определили высоту, длину и конечную скорость на разгонном участке. Освоили принцип действия и расчета гравитационного транспорта для обогатительных фабрик.

Библиографический список

1.Яблонский А.А. Курс теоретической механики/ А.А.Яблонский, В.М.Никифорова. – СПб.: Изд-во «Лань», 2001. – 768

2.Матюшев Л.Г., Сумин В.Н. транспортные устройства и склады обогатительных фабрик. М.: издательство «Недра» - 1979. – 176с.

3.Марков Р.С. Вспомогательные процессы обогатительных фабрик. Расчет устройств. // Учебное пособие. ГАЦМиЗ – Красноярск, 1997. – 120 с.

4.Батаногов А.П. Подъемно-транспортное, хвостовое и ремонтное хозяйство обогатительных фабрик. Учебник для вузов. – М.: издательство «Недра» - 1989. – 336 с.

УДК 07.05

КОНСТРУКТИВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ И РАБОЧИЕ ПОВЕРХНОСТИ ДЕТАЛЕЙ

Артемьева А.С.
научный руководитель доцент Туман С.Х.
Сибирский федеральный университет

Конструирование изделий (деталей и сборочных единиц) представляет собой творческий процесс, последовательность, характер и результат которого во многом зависит от личного опыта конструктора. Собственно конструирование включает два органически связанных периода. В первый период, требующий от конструктора большего напряжения творческой мысли, зарождается идея конструкции, которую могут ограничивать лишь возможности современной технологии вообще и в данного предприятия в частности. И лишь после того как конструкция решена в принципе и намечены основные контуры изделия, начинается второй период – выполнение чертежей и прочей конструкторской документации, требуемых на данных стадиях их разработки и этапе работ.

При выполнении конструкторской документации обязательно использовать действующие стандарты, стандартные сборочные единицы и детали, а также детали, уже освоенные в данном производстве и применяемые в других изделиях (унифицированные детали). Разрабатываемая конструкция должна быть технологичной – простой в изготовлении силами и средствами данного производства, а ее документация должна быть выполнена в строгом соответствии с требованиями ЕСКД.

К основным конструктивным параметрам любой детали относятся: форма, размеры, материал, точность (предельные отклонения размеров), качество рабочих поверхностей (шероховатость), точность их взаимного расположения, поверхностное покрытие и др.

Согласно ГОСТ 21495-76, любая из поверхности детали может быть отнесена к одному из следующих четырех видах: *исполнительные поверхности* (ИП) при помощи которых деталь выполняет в изделии свое служебное назначение; *основные базы* (ОБ), при помощи которых определяется положение данной детали в изделии; *вспомогательные базы* (ВБ), при помощи которых определяется положение присоединяемых деталей относительно данной; *свободные поверхности* (СП), не соприкасающиеся с поверхностями других деталей.

На рис.1, *а* изображен литой кронштейн для установки вала точного механизма на двух шарикоподшипниках. Он имеет в отверстии двусторонние выточки диаметром D, которые выполняют роль ИП. Поверхности основания кронштейна являются основными базами. Конструкциями такого кронштейна предъявляют следующие основные требования: параллельность плоскости базовых поверхностей основания и общей оси посадочных отверстий; соосность двусторонних выточек; качества поверхности; перпендикулярность их торцов к общей оси.

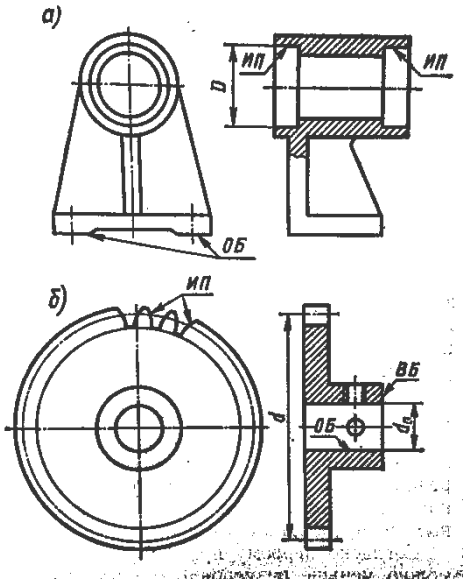


Рисунок 1. а) литой кронштейн; б) конструкция цилиндрического зубчатого колеса с односторонней ступицей

Чтобы выполнить эти требования, необходимо обеспечить соответствующую точность обработки и взаимного расположения ИП, а также точность ориентирования их относительно ОБ. В этом и состоит главная задача конструирования данной детали.

На рис 1,*б* показана конструкция цилиндрического зубчатого колеса с односторонней ступицей. Боковые поверхности зубьев являются исполнительными (ИП), посадочное отверстие ступицы диаметром d_0 – основной базой (ОБ), а торец ступицы – вспомогательной базой (ВБ). Главной задачей конструирования этой детали является правильное ориентирование рабочих элементов относительно базовых и обеспечение необходимой точности и качества их выполнения.

Из этих примеров следует, что сущность конструирования деталей заключается в том, что бы правильно выбрать конструктивные параметры деталей (форму, размеры, материал, предельные отклонения размеров) и связать их поверхности между собой с требуемой точностью. В этом едином процессе конструирования деталей можно выделить несколько этапов: выбор формы детали, выбор точности и качества обработки поверхностей детали и точности и точности их взаимного расположения, выбор других параметров. Таким образом, при конструировании деталей механизмов от конструктора требуется умение правильно выбирать и обозначать на чертежах указанные конструктивные параметры.

Критерии оценки конструкции деталей. Точность функционирования.

Точность функционирования деталей в конструкции является главным критерием ее оценки. Под точность функционирования детали следует понимать точность расположения ИП относительно ОБ. Задача правильного ориентирования ИП относительно ОБ должна решаться на основе двух принципов: принципа кратчайшей размерной цепи применительно к детали и принципа ограничения поперечных и продольных «вылетов».

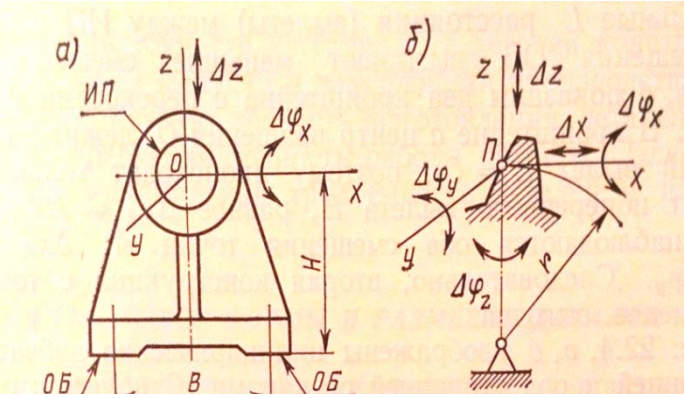


Рисунок 3. а) кронштейн; б) зубчатое колесо

Согласно первому принципу, между ИП и ОБ должно быть как можно меньше размеров (один или два) и точность их выполнения должна быть достаточно высокой (выбирается в зависимости от характера связи ИП и ОБ и от системы баз). Например , в кронштейне (*рис*. 2, *а*) центр ИП связан с ОБ одним размером *Н*. Этот размер влияет на точность работы механизма и поэтому должен быть выполнен с высокой точностью. Кроме того, на точность работы механизма окажет влияние параллельность плоскости ОБ относительно оси ИП. Для выяснения смещений

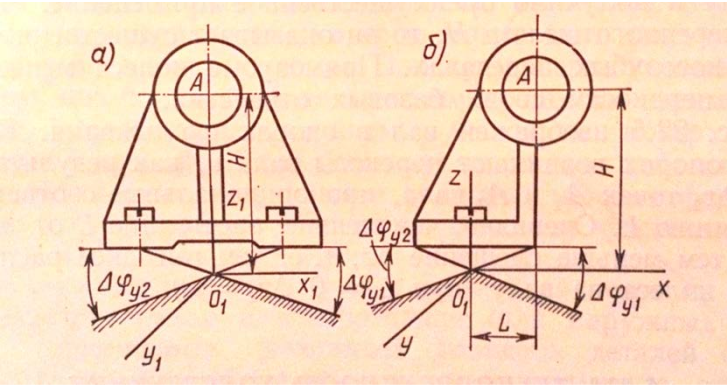


Рисунок 2. а, б) два кронштейна

кронштейна, определяющих точность расположения ИП, поместим координатные оси *x,y,z,* как показано на рис. 2, *а.* Тогда можем убедиться, что точность расположения ИП будет определять смещения Δz кронштейна вдоль оси *z* и смещения $\Delta\varphi_\chi$ (поворот относительно оси *x*). Аналогично можем выяснить что точность зубчатого колеса (рис. 2, *б*) определяется смещениями Δx, Δz, $\Delta\varphi_\chi$, $\Delta\varphi y$ и $\Delta\varphi z$. Для проверки влияния этих смещений на ошибки зубчатой передачи производят расчет передачи на точность.

Согласно второму принципу, для увеличения точности ориентирования ИП относительно их ОБ необходимо ограничивать поперечные *H* и продольные *L* расстояния (вылеты) между ИП и ОБ. В этом случае смещения ОБ вызывают меньшие смещения ИП. На рис. 3, *а, б* показаны два кронштейна с перекосами $\Delta\varphi y$ базовых плоскостей. В кронштейне *а* центр вращения *O*1 лежит на линии *O*1*A* (продольные вылеты *L=0*) , поэтому происходит только смещение точки *A* от поперечного вылета *H*, разное $\Delta xa=H\Delta\varphi y$. В кронштейне *б* наблюдается оба смещения точки *A:* $\Delta xa=H\Delta\varphi y$ и $\Delta za=H\Delta\varphi y$. Следовательно, вторая конструкция с точки зрения точности менее выгодна.

Технологичность конструкции

Под технологичностью конструкции детали понимают такую совокупность ее конструктивных параметров, которая позволяет изготовить деталь с наименьшей себестоимостью при заданном объеме выпуска и условиях данного производства. Совокупность конструктивных параметров детали определяет экономические показатели технологического процесса изготовления этой детали: расход материала на деталь, трудоемкость обработки, расходы на эксплуатацию оборудования и амортизацию оснастки. Эти показатели влияют на себестоимость детали и позволяют выбрать наиболее технологичный вариант конструкции.

Технологичность конструкции детали тесно связана с типом производства. При массовом и крупносерийном производстве детали изготавливают прогрессивными технологическими методами (литьем под давлением, холодной штамповкой, прессованием пластмасс). При единичном и мелкосерийном производстве детали изготовляют, как правило, обработкой резанием.

ИП и ОБ деталей точных механизмов требует обработки резанием с наивысшей точностью, что не всегда может быть достигнуто на универсальном оборудовании. Приходится применять ручную пригонку или специализированное оборудование (при серийном производстве). В этом случае достигается высокая точность выполнения размеров.

При назначении точности изготовления деталей конструктор должен учитывать объем выпуска и возможности производства. Задавать следует наиболее низкую точность изготовления деталей, лишь бы обеспечивалась требуемая точность работы прибора. Благодаря этому достигается минимальная трудоемкость деталей и их себестоимость.

Выборы формы и размеров деталей

Выбор формы деталей – это выбор формы их поверхностей, которые могут быть плоскими, цилиндрическими, коническими, сферическими, фасонными. Основным критерием для выбора формы поверхностей является их технологичность. Наиболее технологичны цилиндрические поверхности, которые могут быть получены непрерывным и ротационным процессом. Плоские поверхности менее технологичны, так как получаются дискретным процессом (фрезерованием, строганием, плоским шлифованием). Фасонные поверхности нетехнологичны и при обработке резанием их

следует избегать. Только при литье, штамповке, прессовании и других методах формообразования без дополнительной обработки резанием фасонные поверхности могут быть технологичными.

Другим критерием выбора формы деталей является их эстетичность – конструктивная и декоративная (для наружных деталей). Наиболее гармоничным сочетанием размеров деталей считаются случаи, когда детали вписываются в прямоугольник с отношением сторон 0,62. Это так называемое «правило золотого сечения».

УДК 549.3:548.52:548.4

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДИК СОПРОМАТА ДЛЯ ВЫЯВЛЕНИЯ ВЛИЯНИЯ ВНУТРЕННИХ НАПРЯЖЕНИЙ В МИНЕРАЛАХ

Бураченко А.В.
научный руководитель Рябов О. Н.
Сибирский федеральный университет

При изучении морфологии многих минералов необходимо обращать внимание на зависимость этих и других свойств от внутренних напряжений. Так правильное построение эпюр дает полное объяснение оптических аномалий, наблюдаемых в срезах кристаллов.

Для лучшего понимания и приобретения практических навыков сопромата в геологии мы предоставим пошаговую инструкцию построения эпюр в кристаллах.

Так целью нашей работы является выяснение методик сопромата для выявления влияния внутренних напряжений на оптические свойства минералов. Получение навыков в построение эпюр напряжений в общем виде в минералах, опираясь на строение и морфологию минерала и его граней. Научиться применять знания теоретической механики взаимосвязано с пониманием как оптических, так и морфологических и генетических свойств.

При раскрытии этой зависимости использовался самый яркий представитель из призматических одноосных минералов – еремеевит. Этот минерал выделяется среди других тем, что, вероятно, даже небольшие напряжения вызывают в нем яркие оптические явления. Так как кристаллы еремеевита растут в миаролитовых полостях свободно, без механического воздействия со стороны других минералов, то их морфология определяется только физико-химическими условиями, а оптические аномалии порождаются внутренними напряжениями.

Наиболее аргументирована точка зрения о связи оптических аномалий с напряжениями, возникающими в связи с неодинаковой адсорбции примесей различными гранями растущего кристалла.

Опираясь на научную статью источнике [1]: можно сказать, что один и тот же минерал, имеющий несколько разновидностей внутреннего строения, различается по построению эпюр напряжений.

Постепенные и резкие изменения угла оптических осей и силы двупреломления соответствуют изменению напряжений – плавному внутри и резкому на границе секторов, а зоны растяжения и сжатия выявляются по уменьшению или увеличению показателей преломления, измеренных на голографическом интерферометре. Двупреломление вызвано напряжениями из-за несоразмерности двух основных внутренних и внешних зон кристаллов еремеевита, причем, судя по напряжениям в изученных сечениях, плоскости оптических осей ориентируются перпендикулярно давлению [1, стр101].

Также приведенные выше общие правила построения эпюр без численных расчетов помогут нам по аналогии построить эпюры напряжений и для других минералов.

Так собранные данные и проведенные эксперименты, изучавшиеся в кристаллах, найденных авторами статьи, дают наглядное представление о распределение напряжений в кристаллах из разных месторождений.

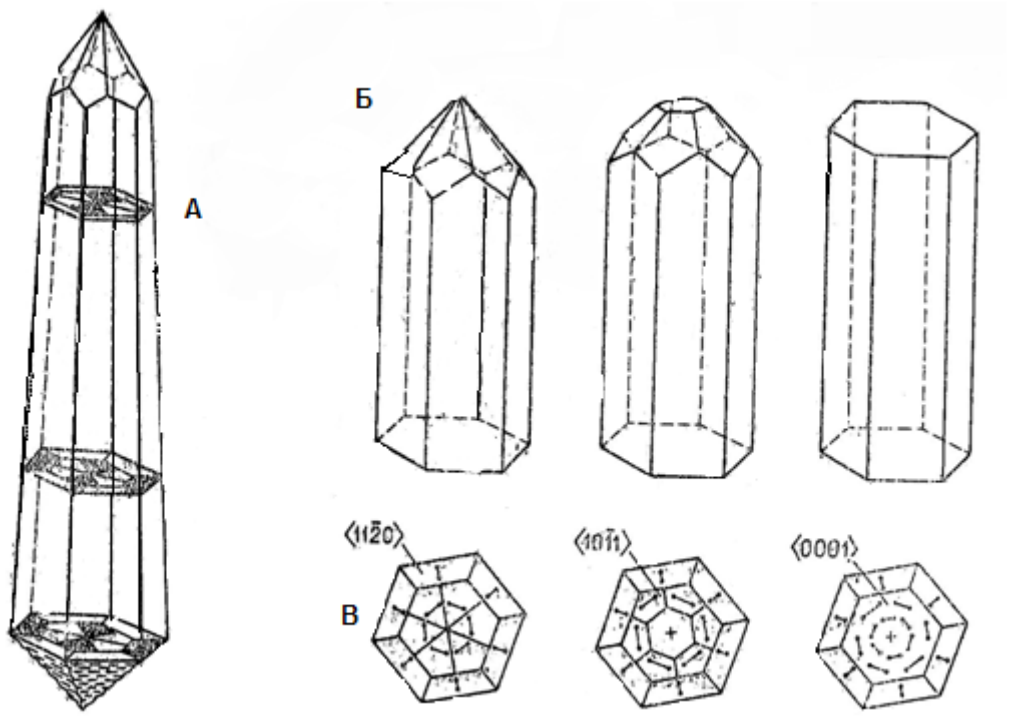
Разновидность с Юго-Западного Памира характеризуется: сжатием внешней зоны, векторы сил которой, ориентируются радиально от центра, вызывают сильные напряжения и соответствуют наиболее сильным оптическим явлениям в центральной

зоне. Внутренняя зона стремится занять больший объем, порождая растягивающее напряжение, где основное давление направлено параллельно граням призмы и затухает от внутреннего края к внешнему.

Разновидность кристалла из Забайкалья дополнительно включает в себя пирамиду роста грани пинакоида, которая фиксируется как одноосная зона.

Еремеевит из Намибии выделяется самыми сильными напряжениями во внешней зоне, которые, резко спадают при переходе к внутренней. И затухают к центру. Данная картина объясняется обратным распределением зон сжатия и растяжения, в сравнение с памирским образцом. Внутренняя зона стремится занять меньший объем и находится в состоянии растяжения, которое затухает к центру. В свою очередь внешняя зона – в состоянии сжатия с возрастающими напряжениями к внутренней границе этой зоны. [1. стр.101-102]

Мнение С.А.Ананьева и С. И. Коноваленко о секториальном и зональном строении еремеевита, как результата неодинакового распределения структурных примесей и дефектов, а так же о свойстве граней разных кристаллографических форм обладать различной энергией адсорбции, напрямую объясняет зависимость напряжений от строения кристалла, а последнее в свою очередь от типов примесей и их распределения.



А – схематическая модель игольчатого памирского кристалла
Б -(слева направо) памирский, забайкальский, намибийский типы кристаллов
В – секториальность и ориентировка оптических осей в поперечных срезах кристаллов
Рисунок 1. Морфологические разновидности кристаллов еремеевита с секториальным строением

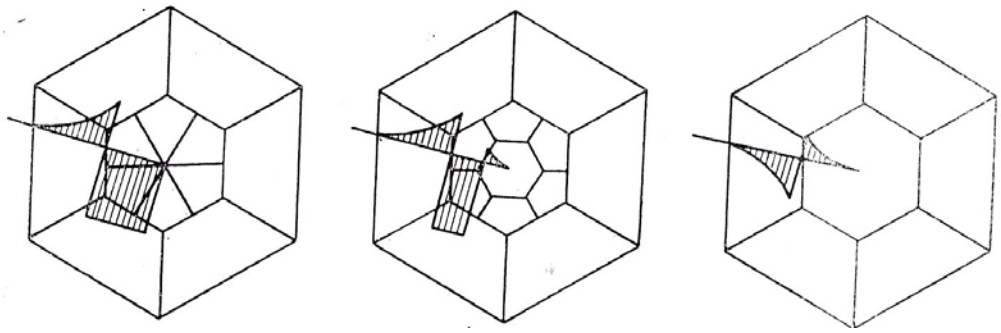


Рисунок 2. Распределение напряжений в кристаллах еремеевита из разных месторождений (вверх от горизонтальной оси – растягивающие, вниз – сжимающие)

Еще одно свойство минерала заключается в следующем: если упругие деформации (напряжения) превосходят предел прочности кристалла, то появляются трещины. Так, кристаллы еремеевита с Юго-Западного Памира часто содержат кольцевые трещины. А в некоторых кристаллах снятие внутренних напряжений приводит к появлению раковистых поверхностей в головках кристалла.

Вышеизложенные изученные свойства еремеевита показывают, о закономерной связи типов граней с напряжениями, а вследствие, и с оптическими аномалиям.

По детальному изучению морфологии, внутреннего строения, распределения примесей, дефектов и напряжений в кристаллах можно воссоздать некоторые особенности их формирования. Что очень важно в геологической практике.

Вывод: в данной работе была рассмотрена зависимость оптических аномалий, устанавливаемых в свободнорастущих кристаллах еремеевита, от напряжений, распределяющихся в соответствии с зонально-секториальным строением, вызванным гетерометрией пирамид роста. А также можно с уверенностью можно сказать, что данный вид изучения свойств на примере одного минерального вида можно применять для других кристаллов (кварца, турмалина, берилла).

Список литературы

1. «Геология и физика»№9; статья «Влияние внутренних напряжений на оптические свойства Еремеевита» С.А. Ананьев и С. И. Коноваленко. Издательство «Наука». Новосибирск. Сибирское отделение. 1984

УДК 531:622.002.5

ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПРИ ДВИЖЕНИИ ГИРОВОЗА ПО ИСКРИВЛЕННОЙ ПОВЕРХНОСТИ.

Ельяшевич Д.Е., Мазай И.А., Самохин Н.А.
Научный руководитель канд.тех.наукКалиновская Т.Г.
Сибирский федеральный университет.

Для транспортирования состава и вагонеток по рельсовым путям горизонтальных выработок и шахт, опасных по газу и пыли, с 40-х годов XX века применяютгировозы — локомотивы, движущиеся за счет энергии,накопленной во вращающемся маховике.Маховик раскручивается пневматическим или электрическим двигателем, периодически подсоединяемым к воздушной сети с давлением 400-600 кПа, проложенной в горных выработках. Крутящий момент с вала пневмодвигателя передаётся на маховик и с маховика - на скаты через редуктор, в конструкции которого предусмотрены две ступени регулирования скорости движения. Торможение осуществляется колодочным тормозом с ручным винтовым приводом.Придвижениигировоза по участку с искривленным рельефом возникает гироскопический эффект, приводящий к возникновению дополнительных динамических усилий в подшипниках маховика, что обуславливает ограничения в эксплуатации гировоза.

Данная работапосвящена исследованию влияния геометрии рельефа транспортных путей и размеров колес гировозана динамические силовые параметры опор маховика с применением расчетных методов на основе законов теоретической механики [1].Расчетная схема гировоза, движущегося по скругленному участку пути приведена на рисунке 1. На схеме обозначены:ω – угловая скорость вращения маховика вокруг собственной оси, Ω - угловая скорость вращения маховика вместе с гировозом вокруг оси О, проходящей через центр кривизны закругления пути и перпендикулярной направляющей плоскости (в данном случае – плоскости чертежа). Модуль этой угловой скорости равен

$$\Omega = \frac{v}{R + r},$$

при этом $\omega >> \Omega$.

В работе определяли величину гироскопического момента $M_г$ и динамических реакцийF_n в опорах оси маховика.Гироскопический момент $\vec{M}_г$ обусловливает возникновение дополнительных давлений$\vec{F}_A$ и $\vec{F}_B$ на подшипниковые опоры А и В вала маховика.

Движение маховика гировоза рассматривали как сложное, состоящее из относительного вращения вокруг оси АВ с угловой скоростью ωи переносного вращения вокруг оси О.Согласно теореме об изменении кинетического момента маховика гировоза относительно центра масс С маховика можно записать:

$$\frac{d\vec{K}_c}{dt} = \vec{M}_C^e, \qquad (1)$$

где $\vec{M}_C^e$ – момент, действующих на маховик внешних сил относительно точки С;

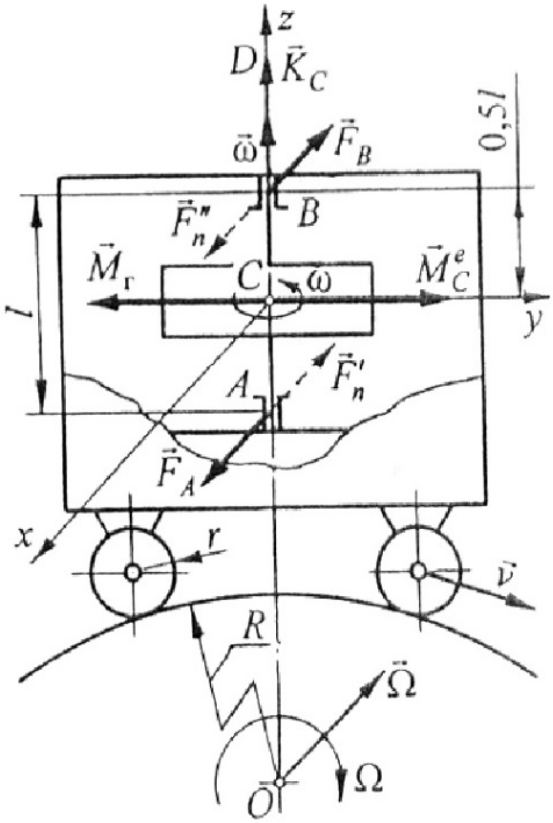


Рис. 1. Расчетная схема движения гировоза.

Поскольку кинетический момент маховика

$\vec{K}_c = J\vec{\omega}$,

где J-момент инерции маховика относительно его центральной оси AB,

то вектор $\vec{K}_c$ совпадает по направлению с вектором $\vec{\omega}$, т.е. он расположен на оси Az. Производная $d\vec{K}_c/dt$ (вектор скорости конца вектора $\vec{K}_c$ относительно центра масс C), получаемая за счет переносного вращения маховика со скоростью $\vec{\Omega}$ равна векторному произведению $\vec{\Omega} \times \vec{K}_c$, т.е.

$$\frac{d\vec{K}_c}{dt} = \vec{\Omega} \times \vec{K}_c = \vec{\Omega} \times J\vec{\omega} = J(\vec{\Omega} \times \vec{\omega})$$

Теперь уравнение (1) принимает вид:

$$J(\vec{\Omega} \times \vec{\omega}) = \vec{M}^e_C$$

Гироскопический момент $\vec{M}_г$, с которым вал маховика гировоза противодействует моменту $\vec{M}^e_C$ внешних сил, равен:

$$\vec{M}_г = -\vec{M}^e_C = -J(\vec{\Omega} \times \vec{\omega}) = J(\vec{\Omega} \times \vec{\omega})$$

Модуль момента, учитывая, что $\vec{\omega} \perp \vec{\Omega}$:

$$M_г = J\omega\Omega = J\omega v/(R + r)$$

Величина динамических реакций подшипниковопределяется из соотношения:

$$F_A = F_B = \frac{M_г}{l} = \frac{J\omega v}{(R+r)l} \qquad (2)$$

По полученной математической модели динамических реакций в подшипниках маховика (2) были проведены расчета и построены графические зависимости динамических усилий в подшипниках от величины радиуса кривизны пути гировоза при трех различных радиусах его колес ($r_1 > r_2 > r_3$), представленные на рис. 2.

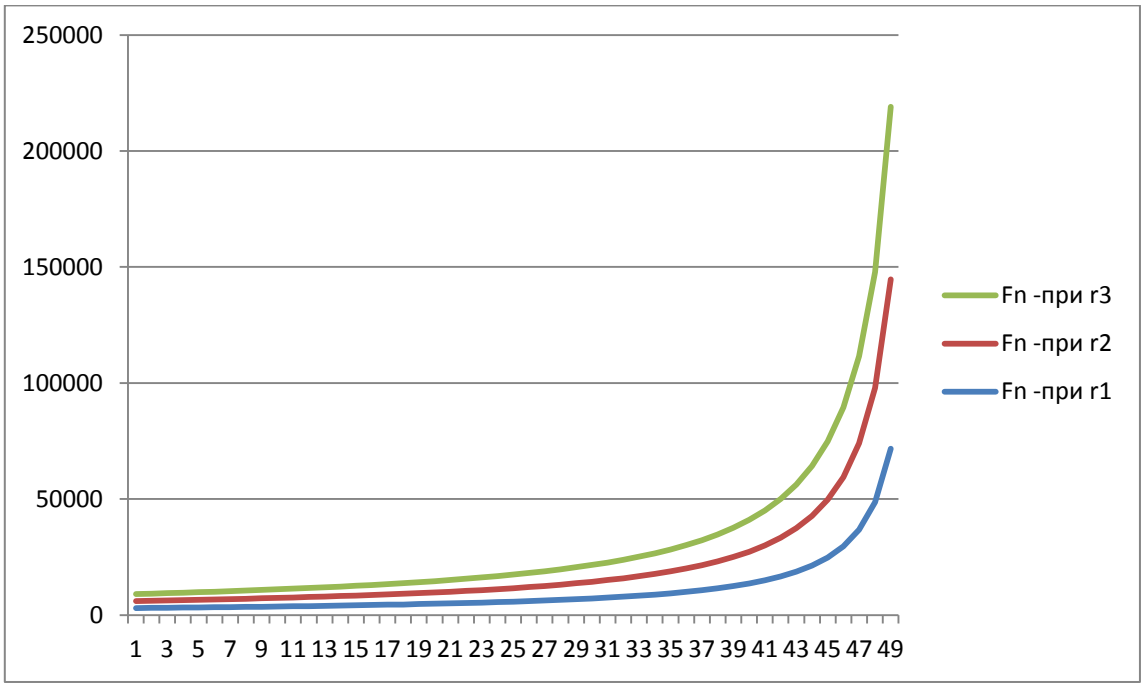


Рис. 2. Зависимость динамических реакций от кривизны пути.

Показано, что зависимость сил динамических реакций от радиуса кривизны пути носит нелинейный характер. Увеличение радиуса колес гировоза приводит к снижению усилий в опорах маховика.При малых значениях радиуса кривизны путиначинается экспоненциальный рост динамических реакций. Используя эти зависимости можно определять допустимые радиусы искривления рельефа транспортных путей.

Список литературы

1. Сборник задач по теоретической механике на примерах из горной техники и технологии: Учебное пособие / В.С. Перевалов, Г.А. Доброборский и др. МГГУ, 2000. – 217 с.: ил.

УДК 62-233.3/.9

ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА В ПРОГРАММЕ SOLID WORKS

Иванов И.А.,
научный руководитель Рябов О.Н.
научный консультант Линейцев А.В.
Сибирский федеральный университет

Целью работы является проведение эскизной компоновкиредуктора с использованием программного пакета ***SolidWork***[1].

Для построения эскизной компоновки редуктора необходимо было провести предварительные расчеты, а именно кинематический расчет,расчет закрытой передачи, и ориентировочный подбор диаметров валов.Результаты представлены в таблицах – 1,2,3. Методика расчетов изложена в источнике [2].

Таблица – 1. Результаты кинематического расчета

<table>
<tr><th>Номер вала</th><th>Частоты вращения, об/мин</th><th>Крутящий момент, Н·м</th><th>Передаточное число</th><th>КПД</th></tr>
<tr><td>1</td><td>n_1 = 970</td><td>T_1= 109,2</td><td rowspan="2">$u_{ред}$ = 4,8</td><td rowspan="2">$\eta_{муф}$ = 0,99</td></tr>
<tr><td rowspan="2">2</td><td rowspan="2">n_2 = 194</td><td rowspan="2">T_2 = 529,62</td></tr>
<tr><td rowspan="2">$u_{откр}$= 2,85</td><td>$\eta_{цилиндр}$ = 0,97</td></tr>
<tr><td>3</td><td>n_3 = 68,07</td><td>T_3 = 1404,7</td><td>$\eta_{цепной}$ = 0,94</td></tr>
</table>

Таблица – 2. Результаты расчета закрытой передачи

<table>
<tr><th>Детали</th><th>Межосевое расстояние a_ω,*мм*</th><th>Число зубьев $z_{1,2}$</th><th>Диаметр делительной окружности $d_{1,2}$, *мм*</th></tr>
<tr><td>Шестерня</td><td rowspan="2">225</td><td>21</td><td>73,5</td></tr>
<tr><td>Колесо</td><td>108</td><td>378</td></tr>
<tr><td></td><td>Диаметр окружности выступов d_{a_1,a_2}, *мм*</td><td>Диаметр окружности впадин d_{f_1,f_2}, *мм*</td><td>Ширина $b_{1,2}$, *мм*</td></tr>
<tr><td>Шестерня</td><td>80,5</td><td>64,75</td><td>95</td></tr>
<tr><td>Колесо</td><td>385</td><td>369,25</td><td>90</td></tr>
</table>

Для того что бы непосредственно перейти к построению эскизной компоновки необходимо ориентировочно произвести подбор диаметров валов.

Таблица – 3. Диаметры валов

№ вала	$d_к$, *мм*	$d_у$, *мм*	$d_п$, *мм*	$d_{зк}$, *мм*	$d_б$, *мм*
1	28	30	35	38	40
2	48	50	55	58	60

Все необходимые данные для построения эскизной компоновки редуктора представлены, дальнейшую работу производим в программном пакете ***SolidWork***[1] Представляем результаты:

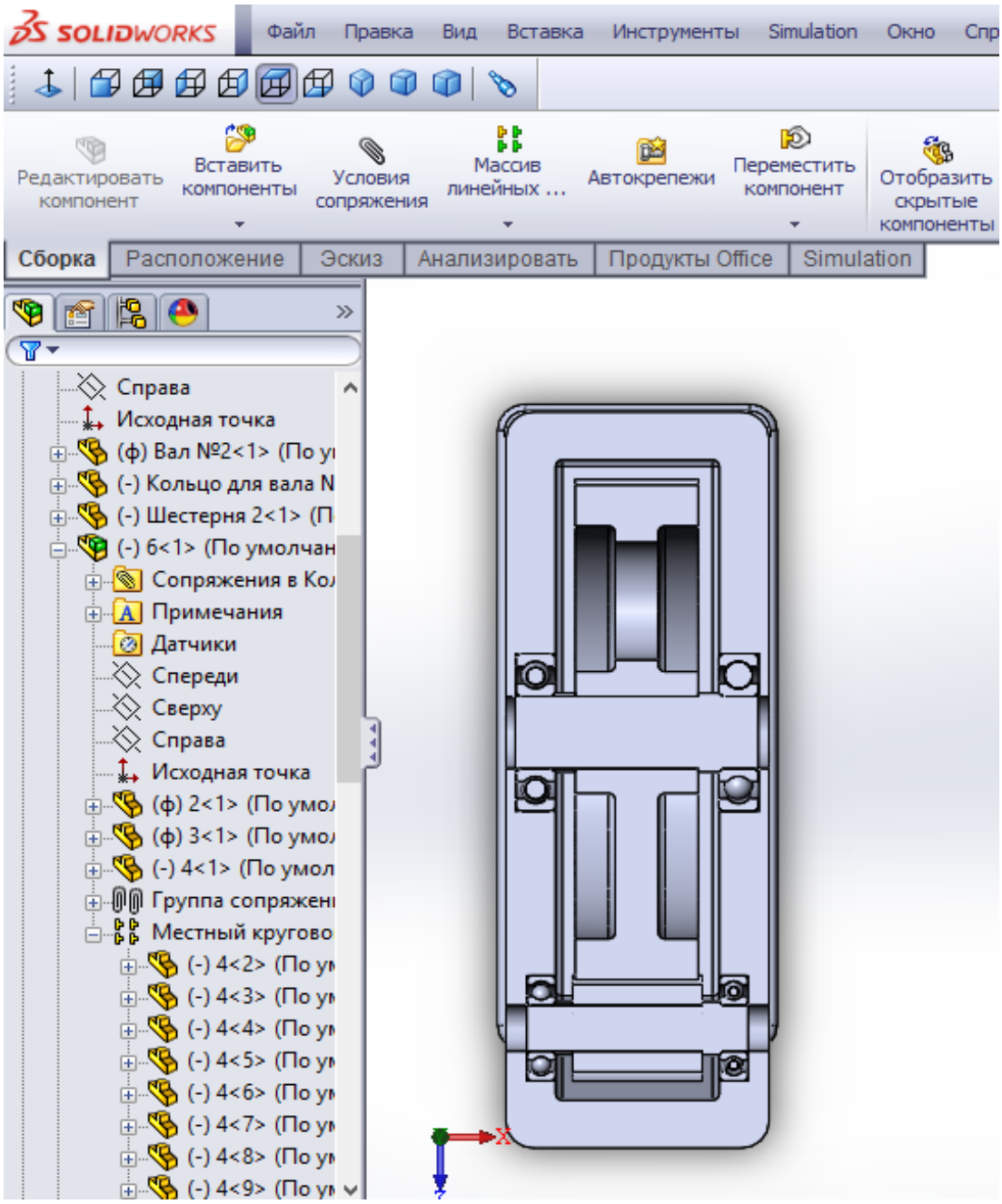


Рисунок 1. Вид– сверху

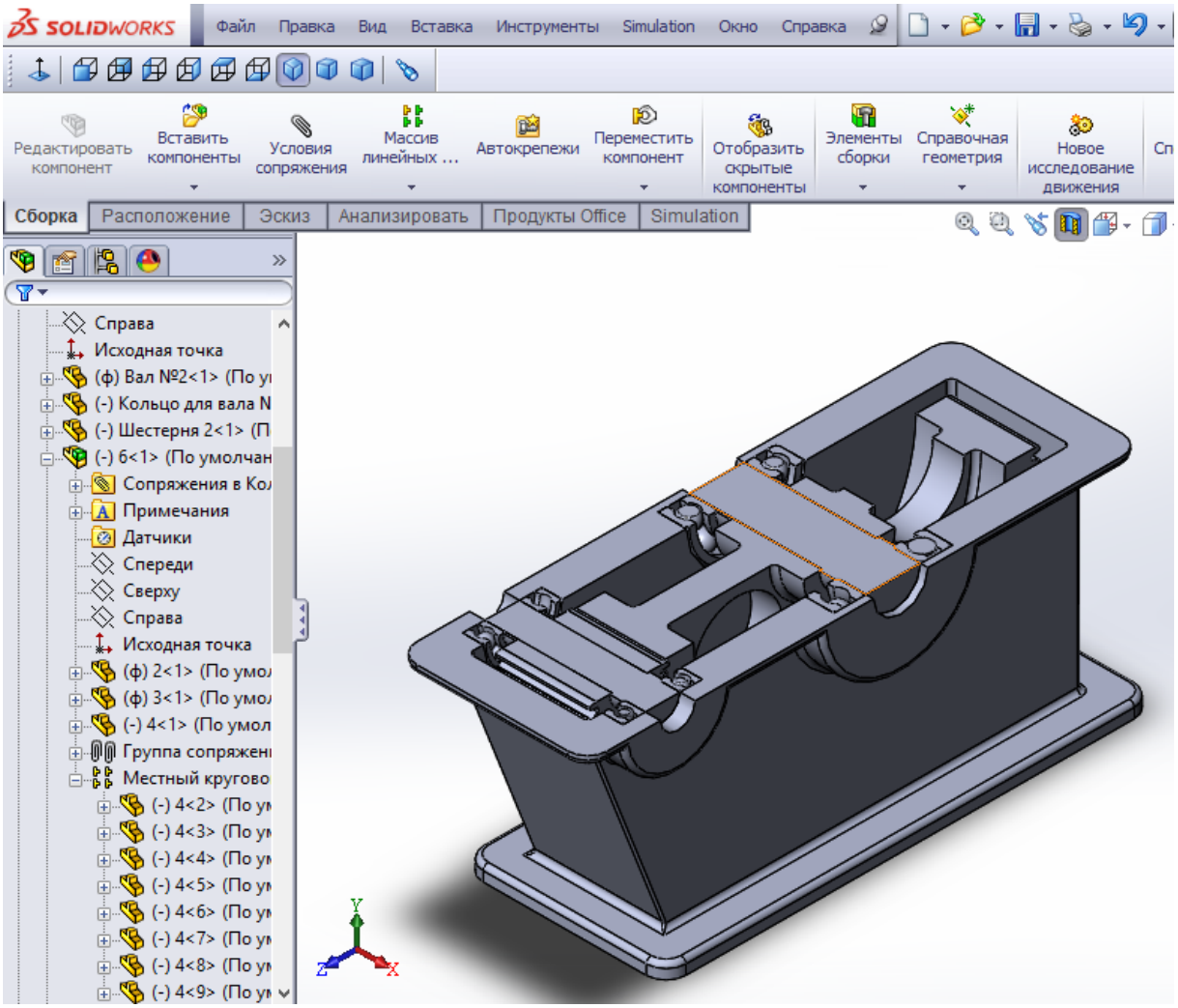


Рисунок 2. Вид –изометрия

Вывод: Поставленная цель работы была выполнена, проведена эскизная компоновка деталей редуктора в программном пакете ***SolidWork***[1].

УДК 622-1/-9

ОБЗОР ВОЗМОЖНОСТЕЙ МАРСОХОДА SPIRIT ДЛЯ ИЗУЧЕНИЯ ГЕОЛОГИЧЕСКИХ ДАННЫХ

Иванова А.И., Шкредова К.М.
научный руководитель Рябов О.Н.
Сибирский федеральный университет

Нашей целью является рассмотреть возможности марсохода Spirit, как многофункциональной машины.

Основная миссия Spirit является проведение детальных геологических и геохимических исследований, изучение атмосферы и климата планеты, поиска воды или следов её присутствия, органических веществ.

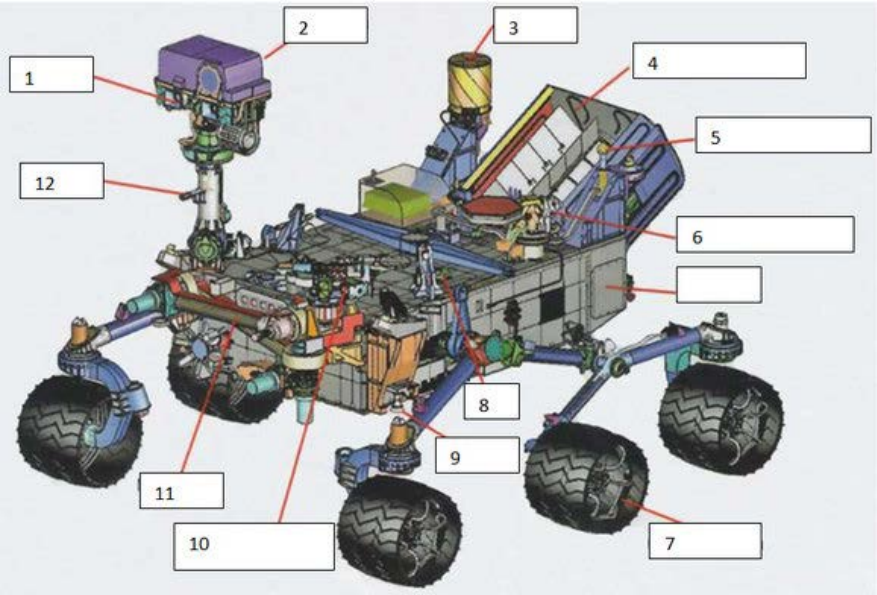


Рисунок 1. Строение марсохода Spirit:
1 - Камера Mast. 2 - CheCam. 3 - УВК-антенна. 4 - Радиоизотопный нагреватель. 5 - Всенаправленная антенна. 6 - Антенна высокого усиления. 7 - Система движения. 8 - Rad. 9 - MARDI. 10 -Турель с инструментами и приборами. 11 - Манипулятор. 12 - REMS.

Посадка марсохода Spirit на Марсе была осуществлена в 2003 году. Продолжительность пребывания Spirit на Марсе рассчитывалась на 90 сол (92,4 земных суток), за это время проводились многочисленные исследования Марса. Миссия получила несколько расширений и продолжалась в течение 2208 сол. 11 августа 2007 года Spirit стал вторым аппаратом по сроку функционирования на поверхности Марса.

Источником электроэнергии служат солнечные батареи мощностью до 140 ватт. В течение марсианского дня максимальная температура составляет 22 °C и особых проблем с обеспечение температурного режима не возникает. После захода Солнца температура опускается до -130 °C, и обеспечение температурного режима оказывается критически важным. Рабочая температура робота от минус 40 до плюс 40 °C. Для работы при низких температурах используется радиоизотопный нагреватель, который может дополняться также электрическими нагревателями, когда это необходимо. Для теплоизоляции применяется аэрогель и золотая фольга.

С помощью научной аппаратуры марсоход проводит исследования геологических обнажений, в точках, которые выбираются в наземном центре управления. Эти исследования проводятся с определенными целями:

- Для изучения цвета, структуры и минералогии местного ландшафта применяется панорамная камера.
- Миниатюрный тепловой эмиссионный спектрометр (Mini-TES) — изучает скалы и почвы, для более подробного анализа, также определяет процессы, которые сформировали их.
- Миниатюризованный мёссбауэровский спектрометр (MB) MIMOS II - проводит исследования минералогии железосодержащих пород и почв.
- Спектрометр альфа-частиц (APXS) - анализ химического состава скал и почв.
- Магниты - сбор магнитных частиц пыли.
- Микрокамера (MI) - получает увеличенные изображения марсианской поверхности в высоком разрешении, своеобразный микроскоп.
- Инструмент соскабливания породы - алмазный торцевой бур, способный сделать отверстие диаметром 45 мм и глубиной 5 мм на скальной поверхности, а затем смести остатки породы с места соскоба. Инструмент весит 720 грамм, потребляет мощность 30 Вт.

В результате работы ученые установили, что ранее на Марсе существовали благоприятные условия для жизни микроорганизмов. Анализы пород показали, что некогда на планете была вода, а так же различные вещества, необходимые для развития бактерий.

Так же стоит отметить, что Spirit нашёл доказательства наличия воды на Марсе в прошлом в камне под названием «Хамфри». Spirit, при помощи сверла проник внутрь камня, и установил, что в нем существуют пустоты, которые образовались вследствие воздействия воды. Кроме того, марсоход нашел в этих пустотах отложения минералов, которые могут образовываться только в присутствии воды.

Также марсоход способен копать грунт (траншею), вращая одно из передних колес, сам оставаясь при этом неподвижным. Конструкция шасси обеспечивает подстройку под рельеф местности.

В заключении хотелось бы отметить, что марсоход Spirit является одним из важнейших разработок инженеров 21 века. Без этого изобретения было бы невозможно детально изучить другие планеты Солнечной системы. На данный момент Spirit продолжает изучать Марс, и количество открытий будет только увеличиваться.

УДК 621(01)

ПАРАМЕТРЫ, ПОВЫШАЮЩИЕ НАДЕЖНОСТЬ И ЭКОНОМИЧНОСТЬ ЩЕКОВЫХ ДРОБИЛОК.

Капустина М.В. Куповасов Е.Е. Девятова З.С.
научный руководитель ст. преподаватель Речкунова С.С.
Сибирский федеральный университет

Щековая дробилка часто применяется в современной практике, имеет много конструктивных разновидностей. Щековые дробилки можно различать по трем основным признакам: по характеру движения подвижной щеки, по расположению оси ее подвеса, по конструкции движущегося механизма (рис. 1).

Устройство щековой дробилки базируется на сдавливании кусков измельчаемого материала между щеками, в результате чего возникают процессы сжатия и сдвига, достигающие высокой степени напряженности, разламывающие исходный материал. Первая щека дробилки фиксируется, другая - двигается с помощью шатуна. Верхний край подвижной щеки перемещается по траектории качения. Вал шатуна вращается с помощью электропривода посредством ременной передачи клиновидного сечения. К этому же стержню прикрепляется другой шкив, выполняющий функции противовеса и маховика главного шкива. Нижняя граница движущейся щеки может регулироваться по горизонтали (вид привода - механический или гидравлический), при этом минимальная ширина щели задает максимальный размер получаемых кусков дробимого материала. Щеки дробилки сходятся под углом, в результате чего камера дробления приобретает клиновидную форму. Собственный вес измельчаемого материала продвигает его от загрузочной щели к нижнему отверстию. Стенки камеры дробления не принимают участия в измельчении материала, отвечая лишь за нахождение его в дробилке.

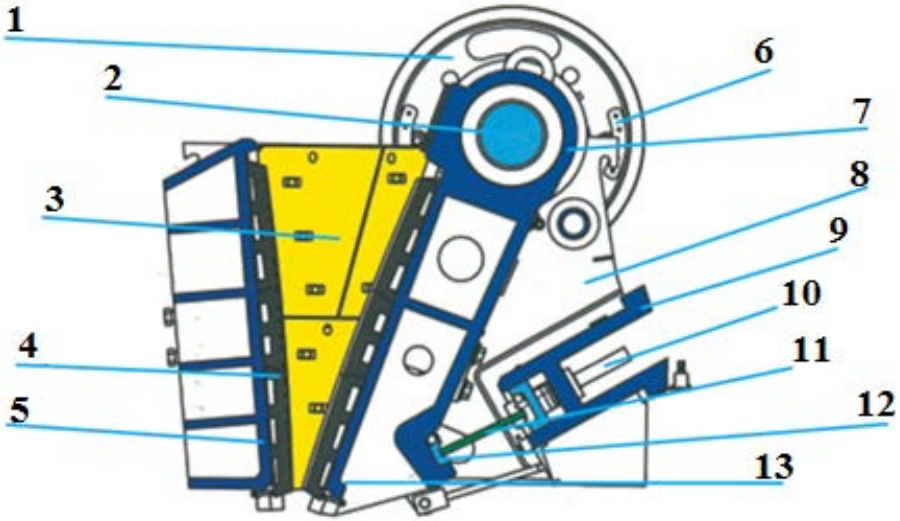


Рисунок 1. Схема основных конструктивных элементов щековой дробилки: 1-маховик; 2-эксцентриковый вал; 3-боковая броня; 4-неподвижная щека; 5-передний торец; 6-предохранительное устройство; 7-маятник; 8-боковины; 9-задний торец; 10-установочное устройство; 11-распорная плита; 12-гнездо; 13-подвижная щека.

Для щековой дробилки основными параметрами, от которых зависит надежность и экономичность ее работы и на которых должен базироваться расчет ее частей, являются: а) угол захвата α между неподвижной и подвижной щеками; б)

наивыгоднейшая угловая скорость ее эксцентрикового вала; в) производительность машины.

При определении угла захвата α из условия возможности правильной работы щековой дробилки(рис. 2); дробимый кусок*C* не должен быть выдавлен вверх из зева при нажатии на него щек машины. Так как весом куска*C* можно пренебречь по сравнению с давлением нажатия*P*, в сотни и тысячи раз большим, то, отбросив действие силы тяжести, расположим систему координат *XOY* так, как нам наиболее удобно; при ее положении, показанном на чертеже, легко написать условие равновесия куска*C* под действием сил нажатия *P* щек и вызываемых ими в точках касаниях *a* и *b* сил тренияfP, а именно:

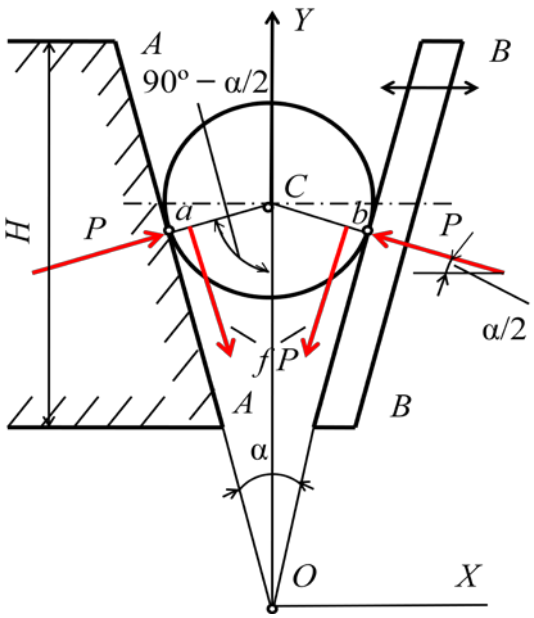


Рисунок 2. Определениеугла захвата в щековой дробилке

$$\sum Y = 0$$

или

$$2P\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) - 2fP\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) = 0,$$

откуда

$$\mathrm{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right) = f = \mathrm{tg}\varphi \text{ и } \alpha = 2\varphi$$

где φ – угол трения; f – коэффициент трения руда – сталь.

Тогда условие невыдавливания куска*C* вверх, дающее предельную величину угла захвата α:

$$\alpha \leq 2\varphi; \qquad (1)$$

Если α> 2φ, то кусок*C* при нажатии щек независимо от силы нажатия *P*, будет выдавлен вверх и никакого раздавливания не получится.

Таким образом, для правильной работы щековой дробилки угол α должен быть меньше двойного угла трения φ между дробимым материалом и рабочими поверхностями щек. Очевидно, что при работе машины угол захвата не остается постоянным: он увеличивается, когда качающая щека приближается к неподвижной, но на практике применяют α= const.

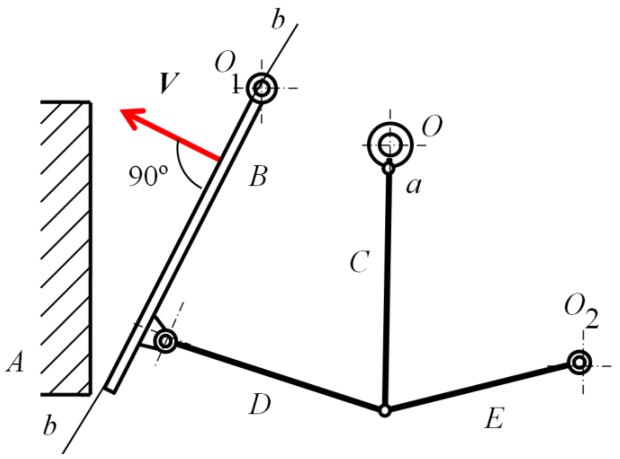


Рисунок 3. Кинематическая схема щековой дробилки

Для значений коэффициента трения f, равных 0,1, 0,2 и 0,3, соответственно получаем по формуле (1): $\alpha<11^0 20'$, $\alpha<22^0$ и $\alpha<31^0$; на практике обычно берут $\alpha=15^0$-24^0, что отвечает значениям коэффициента трения f=0,13-0,22.

Для получения наибольшей производительности щековой дробилки, необходимо определить требуемое число оборотов эксцентрикового вала машины и количество полных качаний подвижной щеки за одну минуту.

На основании известного из физики закона падения тела пройденный им путь за время падения t сек.:

$$h=\frac{1}{2}gt^2=\frac{g}{2}\left(\frac{30}{n}\right)^2=\frac{450g}{n^2},(2)$$

где ускорение силы тяжести g= 981 см/сек^2.

Согласно поставленному условию должно быть:

$$h=\frac{450g}{n^2}=\frac{s}{\mathrm{tg}\alpha},\quad (3)$$

Отсюда получаем для угловой скорости nоб/мин эксцентрикового вала:

$$n=665\sqrt{\frac{\mathrm{tg}\alpha}{s}},\quad (4)$$

где s - ход щеки у выпускной щели дробилки внизу, дан в сантиметрах

Обычно угол захвата $\alpha = 20^0$, тогда:

$$n=665\sqrt{\frac{\mathrm{tg}20^\circ}{s}}=\frac{400}{\sqrt{s}}.\quad (5)$$

Из выше приведенных формул рассчитывается наивыгоднейшая теоретическая угловая скорость nоб/мин эксцентрикового вала, при которой производительность щековой дробилки достигает максимума.

С учетом полных качаниях подвижной щеки BB в 1 минуту (рисунок 3) производительность дробилки в м^3/час определяем по формуле:

$$\Pi=\mu Vn\cdot 60=\frac{30\mu nbs(2e+s)}{\mathrm{tg}\alpha},(6)$$

где μ – коэффициент разрыхления, выпадающий из выпускной щели сыпучей массы продукта (0,3-0,65).

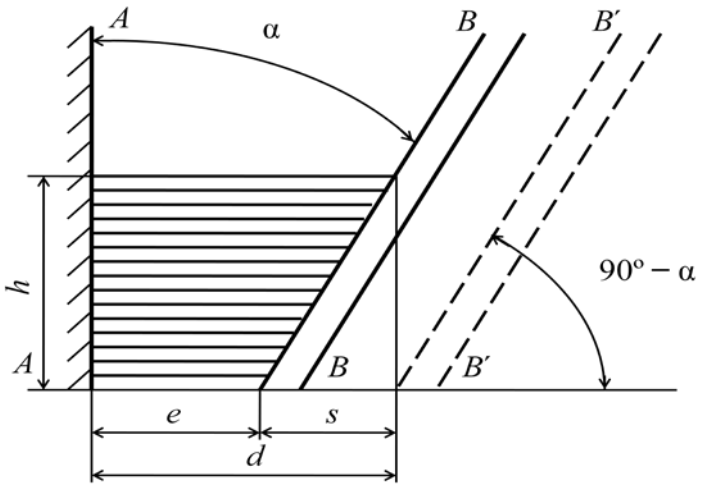


Рисунок 4. Определение производительности щековой дробилки

Принимаем (рис. 4)$d_{max}=e+s$и$d_{min}=e$

$$d \approx d_{cp} = \frac{d_{\max} + d_{\min}}{2} = \frac{2e+s}{2},$$

получаем из формулы (6):

$$\Pi = \frac{60\mu nbsd}{\text{tg}\alpha}\left(\frac{\text{м}^3}{\text{час}}\right) \quad (7)$$

Соответственно производительность в т/час:

$$\Pi = \frac{\gamma\Pi}{1000} = \frac{0{,}06\mu nbsd}{\text{tg}\alpha}, \quad (8)$$

где все линейные размеры – b, sиd даны в метрах, а удельный вес γ дробимого материала – в кг/м^3.

Аналитические исследования показали, что производительность растет с увеличением скорости n, но только в известных пределах, а также с уменьшением угла захвата α; она прямо пропорциональна длине выпускной щели b, ходу щеки s и поперечнику d продукта дробления, т.е. обратно пропорциональна степени измельчения. Кроме того, производительность несколько растет с увеличением удельного веса материала.

Были рассмотрены параметры дробилок: угловая скорость, угол захвата, производительность и их влияниена показатели процесса рудоподготовки.

Установлено: от каких деталей конструкции зависят данные параметры, и какизменяя их, можно повысить эффективность работы дробилки и процесса рудоподготовки.

Список литературы

1. Андреев, Е.Е., Тихонов, О.Н. Дробление, измельчение и подготовка сырья к обогащению. Записки Ленинградского горного института, т. VII2007

2. Абрамов, Г. И., Баранов, В.Ф., Бутусов, Б.П. Справочник по проектированию рудных обогатительных фабрик, Ленинград, Механобр, 2001

3. Виноградов, Б. П. и Костин, В. Н. Щековые дробилки, ОНТИ НКТП, 2005

4. Евменова, Г. Л. Дробление, измельчение и подготовка сырья к обогащению.КузГТУ,2005

УДК 621

ДИНАМИКА КИНЕМАТИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ С САМОТОРМОЗЯЩИМИ ПЕРЕДАЧАМИ

Килин Д.Е.
научный руководитель канд.техн.наук Дьяконова В.Я.
Сибирский федеральный университет

По мере роста скоростей и мощностей современных машин возникают проблемы, решение которых требует новых теоретических разработок. К их числу относится проблема, связанная с изучением динамических процессов в кинематических цепях с самотормозящими механизмами. Весьма важным является изучение динамических процессов при внезапной остановке двигателя. Впервые проблема возникла в связи с аварией экспериментальной установки, у которой электродвигатель приводил массивный маховик через червячную передачу. Внезапное отключение энергии остановило систему, но вал маховика при этом лопнул. Вся накопленная маховиком энергия должна была бы перейти в энергию на упругое скручивание вала. Прочность вала оказалась недостаточной, он не выдержал требуемой деформации. Если бы вал имел достаточную прочность, то возникли бы гармонические колебания вала вместе с маховиком. Такой результат от мгновенной остановки двигателя также нельзя считать благоприятным. Наилучшим результатом в данной ситуации будет плавное торможение всей системы. При наличии самотормозящей передачи это значит, что параметры системы должны быть подобраны так, чтобы и ротор электродвигателя продолжал свое вращение до полной остановки всей кинематической цепи. Эта проблема была всесторонне исследована и решена отечественными учеными: Вейц В. Л. и Давыдовым Б. Л.

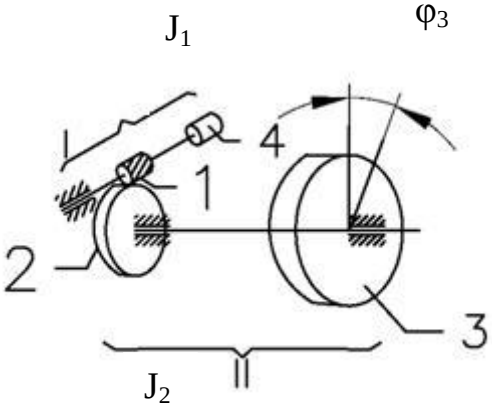


Рисунок 1. Кинематическая цепь с червячным механизмом: 1-червяк; 2- червячное колесо; 3- маховая масса рабочей машины; 4- двигатель; I- участок цепи от двигателя к червяку; II- участок цепи от червячного колеса к маховику.

Рассмотрим количественные соотношения. На рисунке-1 дана типовая динамическая модель кинематической цепи с червячной передачей. Маховик 3 является звеном приведения для масс звеньев рабочих машин. Его момент инерции (приведенный) обозначим $J_3^{\text{п}}$. При вращении маховика с угловой скоростью ω_3 его кинетическая энергия $E = 0.5 \times J_3^{\text{п}} \times \omega_3^2$. Если двигатель внезапно остановился, то маховик, продолжая движение по инерции, начнет закручивать вал, так как колесо 2 сразу же остановится вследствие самоторможения в червячной паре. Энергия упругой деформации вала $\Phi = \int \mathrm{M} d\varphi_3 = c \int \varphi_3 d\varphi_3 = 0.5\, c\varphi_3^2$ (здесь с-крутильная жесткость вала). Следовательно, $J_3^{\text{п}} \times \omega_3^2 = c\varphi_3^2$. Отсюда угол закручивания (динамический) вала

маховика $\varphi_3 = \omega_3^2 \sqrt{J_3^{\text{п}}/c}$, а наибольший крутящий момент вала $\text{M}_{\text{кр}} = \text{c} \times \varphi_3 = \omega_3 \sqrt{\text{c} \times J_3^{\text{п}}}$. Такой результат от мгновенной остановки двигателя недопустим, о чем и говорилось выше.

Рассмотрим условия, при которых будет плавный выбег. Во время свободного выбега кинематической цепи с самотормозящей передачей силовой поток не остается постоянным по направлению. Рассмотрим возможные режимы торможения, используя схему на рисунке 1. Обозначим моменты сопротивления на участках I и II соответственно M_{c1} и M_{c2} . При отключенном двигателе направление силового потока не будет однонаправленным. Оно определяется сравнением величин ускорения участков I и II, полагая при этом, что ускорения участков не взаимодействуют между собой. Ускорение участка I $(\varphi_I)_{1-4} = -\text{M}_{\text{c1}}/J_1$; участка II $(\varphi_I)_{2-3} = -U_{12}M_{c2}J_2$. Возможны различные варианты движения. Если выполняется условие $(\varphi_I)_{1-4} > (\varphi_I)_{2-3}$, то силовой поток направлен от участка I к участку II. Такой режим характеризуется тем, что при переходе от установившегося движения к режиму выбега характер связей не нарушается, силовой поток не меняет своего направления, самоторможение не проявляется (хоть двигатель отключен). Движущими здесь будут моменты инерционных сил. Возможен и другой вариант движения при выбеге, когда $(\varphi_I)_{1-4} < (\varphi_I)_{2-3}$. В этом случае происходит изменение характера связи, имевшей место при установившемся движении. Если бы передача не имела самоторможения, то силовой поток изменил бы направление по сравнению с установившимся режимом. Однако в данном случае избыточный момент инерционных сил участка II создает дополнительные сопротивления в передаче, способствуя торможению системы. При этом чем больше $J_2^{\text{п}}$, тем быстрее осуществляется торможение. Такое явление иногда называют явлением отрицательной массы.

Очевидно, что для обеспечения движения момент инерционных сил участка I должен быть достаточным для выполнения условия

$$(\varphi_I)_{1-4} > (\varphi_I)_{2-3} \text{ или } \frac{\text{M}_{\text{c1}}}{J_1} > \frac{\text{M}_{\text{c2}}}{J_2} \times U_{I2}. (1)$$

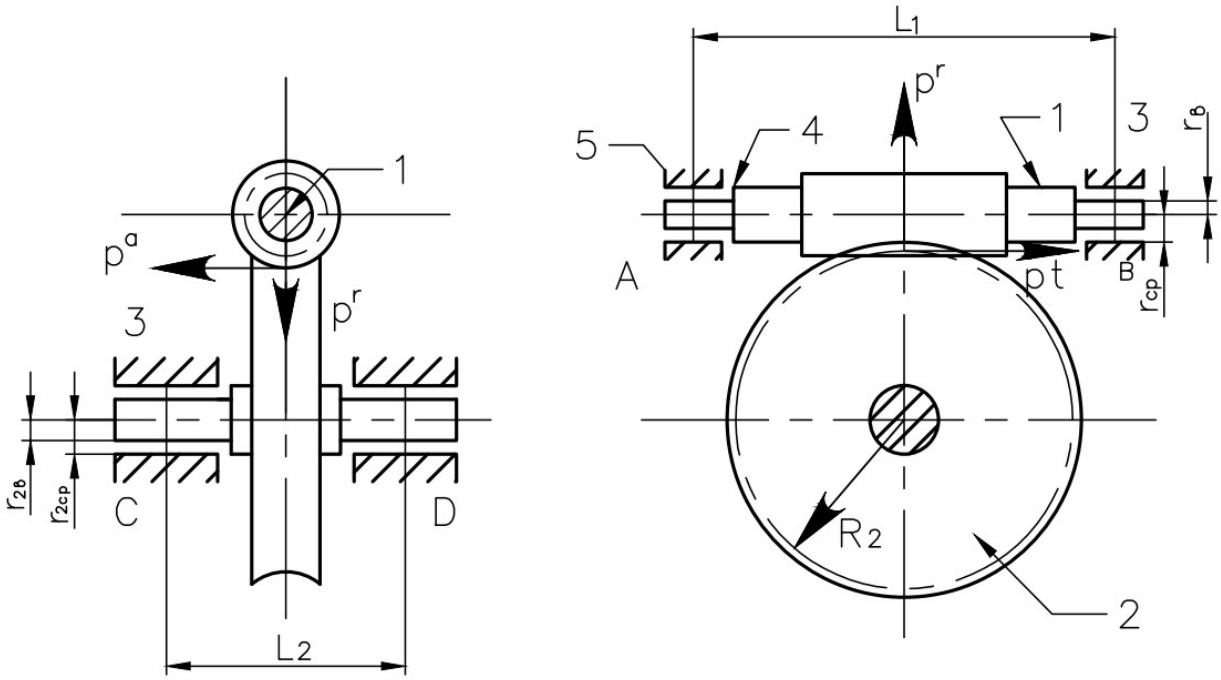


Рисунок 2. Червячный механизм

Рассмотрим процесс торможения на примере кинематической цепи с червячным механизмом, изображенным на рисунке 2.

На червячное колесо действует момент сопротивления вращению

$$\mathrm{M}_{\text{к}}^{\text{с}} = \mathrm{M}_{\text{к}} + P^t \times \rho_{\text{к}} \qquad (2)$$

где $\mathrm{M}_{\text{к}}$ – постоянная часть момента сопротивления от действия момента сил производственных сопротивлений и трения в подшипниках; P^t –сила со стороны червяка; $\rho_{\text{к}}$ – приведенный радиус трения этой силы.

$$\rho_{\text{к}} = r_{2\text{в}} \times f \qquad (3)$$

где $r_{2\text{в}}$ –радиус вала (цапфы) колеса; f – коэффициент трения в подшипнике. На червяк действует момент сопротивления вращению

$$\mathrm{M}_{\text{ч}}^{\text{с}} = \mathrm{M}_{\text{ч}} + P^a \times \rho_r \ (4)$$

где $\mathrm{M}_{\text{ч}}$ –постоянная составляющая этого момента, вызванная трением в подшипниках от собственного веса червяка; P^a – сила, действующая на червяк со стороны колеса; ρ_r – приведенный радиус трения этой силы.

Если рассмотреть реакции опор червяка от всех составляющих давления зуба колеса на зуб червяка P^t, P^r, P^a, то получим

$$P^a \times \rho_r = \left[\sqrt{\left(\frac{P^t \times r_1}{l_1} + \frac{P^r}{2}\right)^2 + \frac{P^{a2}}{4}} + \sqrt{\left(\frac{P^t \times r_1}{l_1} - \frac{P^r}{2}\right)^2 + \frac{P^{a2}}{4}}\right] \times r_{\text{в}} \times f_1 + P^t r_{\text{ср}} \times \mathrm{M}(5)$$

где r_1— радиус делительной окружности червяка; $r_{\text{в}}$ — радиус вала червяка (или радиальных подшипников); $r_{\text{ср}}$ — средний радиус трения опоры червяка (подпятника); f и μ — коэффициенты трения соответственно в подшипнике и подпятнике. Из формулы 5 определяется величина радиуса трения ρ_r.

При движении механизма по инерции можно составить уравнения:

$$J_1 \times \varphi_1 = -P^a \times r_1 - M_r - P^a \times \rho_r \qquad (6)$$

$$J_2 \times \varphi_2 = -P^t \times R_2 - M_k - P^t \times \rho_k$$

где J_1и J_2- приведенные моменты инерции соответственно червяка и колеса; φ_1и φ_2 угловые ускорения червяка и колеса; R_2 –радиус делительной окружности колеса. Кроме этого, запишем очевидные соотношения:

$$\varphi_2 = \varphi_1 / U_{12};\ P^a = P^t \times \tan(\rho - \alpha), (7)$$

где ρ –угол трения в паре червяк-колесо; α –угол наклона винтовой линии червяка; U_{12} –передаочное отношение ($U_{12} = z_2/z_1$). Решая совместное (6) и (7), получим

$$P^t = \frac{M_I J_2 - M_2 I J_1 U_{12}}{(R_2 + \rho_k) J_1 U_{12} - (r_1 - \rho_r)\, \mathrm{tg}(\rho - \alpha) \times J_2} (8)$$

Проанализируем полученное выражение. Если числитель равен нулю, то и сила P^t равна нулю. В этом случае замедления червяка и колеса получаются согласованными $M_I J_2 = M_2 J_1 U_{12}$. Взаимодействие червяка и колеса в режиме выбега отсутствует. Зависимость (8) справедлива лишь при положительном знаменателе — в ином случае движение невозможно. Если числитель положителен, то между зубьями колеса и винтовой линией червяка возникает сила P^t, создающая динамический момент

$M_д = P^t \times R_2$ на червячном колесе. Пренебрегая малой величиной ρ_k. по сравнению с R_2. и с учетом обозначений $c = \frac{J_2}{J_1}$; $r_0 = (r_1 + \rho_r)\,\mathrm{tg}(\rho - \alpha)$ запишем с учетом (8)

$$M_д = P^t \times R_2 = \frac{M_1 C - M_2 U_{12}}{U_{12} - \frac{r_0 \times C}{R_2}} \qquad (9)$$

Расчетный момент на колесе можно принять равным $M_к$ (если пренебречь $\rho_к$ в формуле (2)). Критерием прочности можно считать отношение динамического момента к расчетному, по которому определены основные параметры передачи. Обозначив $\gamma = M_д/M_2$, получим из (9)

$$\gamma = \frac{M_д}{M_2} = \frac{\frac{M_1}{M_2} \times C - U_{12}}{U_{12} - \frac{r_0}{R_2} \times C} \qquad (10)$$

Если $\gamma \leq 1$, то прочность обеспечивается всегда. Отсюда следует после преобразований (10) условие, обеспечивающее прочность

$$C \leq \frac{2U_{12}}{\frac{M_1}{M_2} + \frac{r_0}{R_2}}. (11)$$

Исследуемый червячный редуктор с приводом от электродвигателя имеет следующие известные параметры: модуль m = 5 мм, межцентровое рас стояние A = 100 мм, число заходов Z_1 = l, a =4°46′, r_1=30 мм, R_2=A-r_1 =70 мм, угол трения ρ = 5°43', коэффициент трения в роликовых подшипниках f=0,01, радиус радиальных подшипников колеса $r_{2в}$ = 25 мм, расстояние между опорами l_1 — 110 мм, средний радиус подпятника $r_{ср}$= 17,5 мм, угол зацепления a_w=20°.

В результате расчета был определен приведенный радиус трения $\rho_к = 25 \times 0{,}01 =$ =0,25 мм. Этой величиной можно пренебречь. Число зубьев колеса Z_2 = 28. Передаточное отношение U_{12} : =Z_2/Z 1 =28. Соотношение сил в червячном зацеплении $p^a = p^t$,tg(ρ-α) = P^t tg(5°43' -4`46') =0,0166P^t; P^r=tg α_ω *cos* a = P^t ×tg20°/cos 5°43' = 0,365P^t. Принимая μ=f=0,01, получим из формулы (5) величину p_r= 15,5 мм. Согласно принятым обозначениям $r_{0=}$ (r_1 + p_r) tan(ρ-α) = (30 +15,5) tan (5°43′— 4°46') =0,755 мм. Опасных динамических нагрузок не будет, если удовлетворить условию (11). Принимая ориентировочно$\frac{M_1}{M_2} = \frac{l}{U_{I2}} = 1/28$, получим

$$C \leq \frac{2 \times 28}{\frac{1}{24} + \frac{0{,}755}{70}} \leq 1200.$$

Если условие не выполняется, то на валу червяка надо установить маховик, момент инерции $J_м$ которого определяется неравенством 1200(J_1 + $J_м$)≥ J_2 .

Выбор параметров осуществляется с учетом необходимости надежности самоторможения, реверсивности механизмов, рассмотрения режимов встречных сил. Учитывая при этом, что надо обеспечить высокий КПД самотормозящего механизма. Обычный червячный механизм представляет механизм с постоянной структурой. Это значит, что не зависимо от направления силового потока в работе механизма участвуют все звенья.

Список литературы

1) Коловский М. З. Динамика машин / М. З. Коловский-Л.: Машиностроение.Ленингр. отд-ние, 1989.-263 с.

2) Смелягин А. И. Теория механизмов и машин: Учеб.пособие / А. И. Смелягин – М: Инфра- М, 2009.- 262 с.

УДК 621

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРИВОДА МАНИПУЛЯТОРА

Константинов К.П.
научный руководитель доцент, канд. техн. наук Дьяконова В.Я.
Сибирский федеральный университет

В настоящее время в различных отраслях промышленности успешно применяют автоматические манипуляторы для замены тяжелого, монотонного ручного труда.

Одним из основных элементов любого манипулятора является привод, обеспечивающий сложное движение рабочего органа, которое при заданном положении одной его точки определяется тремя Эйлеровыми углами (прецессии, нутации и собственного вращения).

На рис.1 показана кинематическая схема привода манипулятора, обеспечивающая вращение рабочего органа относительно двух взаимно перпендикулярных осей Z-Z и X-X (прецессии и нутации).

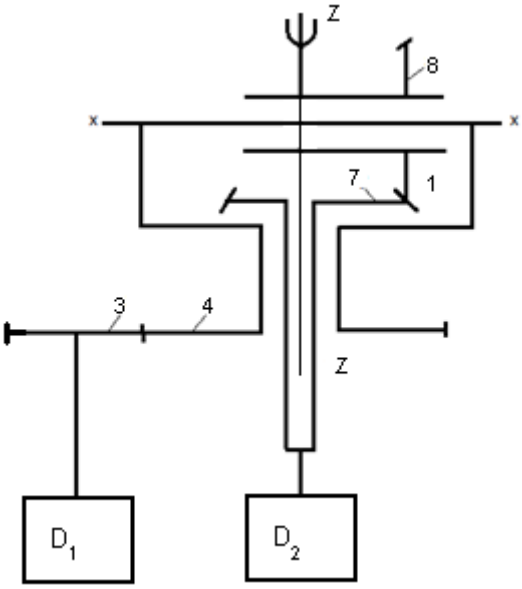


Рисунок 1. Кинематическая схема привода манипулятора с зависимым движением звеньев (2 степени подвижности)

Поворот рабочего органа относительно оси Z-Z осуществляется от двигателя D_1 при помощи цилиндрической зубчатой передачи 3, 4; при этом коническое зубчатое колесо 8 перекатывается по коническому зубчатому колесу 7, в результате чего происходит поворот рабочего органа относительно оси X-X.

Такое движение рабочего органа относительно двух взаимно перпендикулярных осей является зависимым.

Механизм I, состоящий из зубчатых колес 3, 4, 7, 8, является планетарным. Зубчатое колесо 8 представляет собой сателлит, зубчатое колесо 7 является солнечным, а зубчатое колесо 4 связано с водилом (осью x-x).

Передаточное отношение от зубчатого колеса 8, связанного с рабочим органом, к зубчатому колесу 7 можно определить по формуле

$$U_{8.7}^{(4)} = \frac{\omega_{8.4}}{\omega_7 - \omega_4} = \frac{Z_7}{Z_8}, \qquad (1)$$

где $\omega_{8,4}$ - угловая скорость колеса 8 относительно водила 4.

В этом выражении векторы угловых скоростей имеют разные направления, поэтому отношение количества зубьев следует рассматривать, как абсолютную величину, определяя направление угловых скоростей по схеме механизма.

Из последнего выражения:

$$\omega_{8,4} = \frac{z_7}{z_8}(\omega_7 - \omega_4) \text{ или } \omega_{8,4} = \frac{z_7}{z_8}\left(\omega_7 + \omega_3 \frac{z_3}{z_4}\right), \quad (2)$$

так как $\omega_4 = -\omega_3 \frac{z_3}{z_4}$.

Эта формула показывает, что угловая скорость зубчатого колеса 8 и рабочего органа зависят от угловых скоростей ω_7 и ω_8, т.е. от работы двигателей D_1 и D_2.

При неподвижном зубчатом колесе 4 (ω_4=0)

$$\omega_{8.4} = \omega_8 = \omega_7 \frac{z_7}{z_8}. \quad (3)$$

А при неподвижном зубчатом колесе 7 (ω_7=0)

$$\omega_{8.4} = -\omega_4 \frac{z_7}{z_8} = \omega_3 \frac{z_7}{z_8} * \frac{z_3}{z_4}. \quad (4)$$

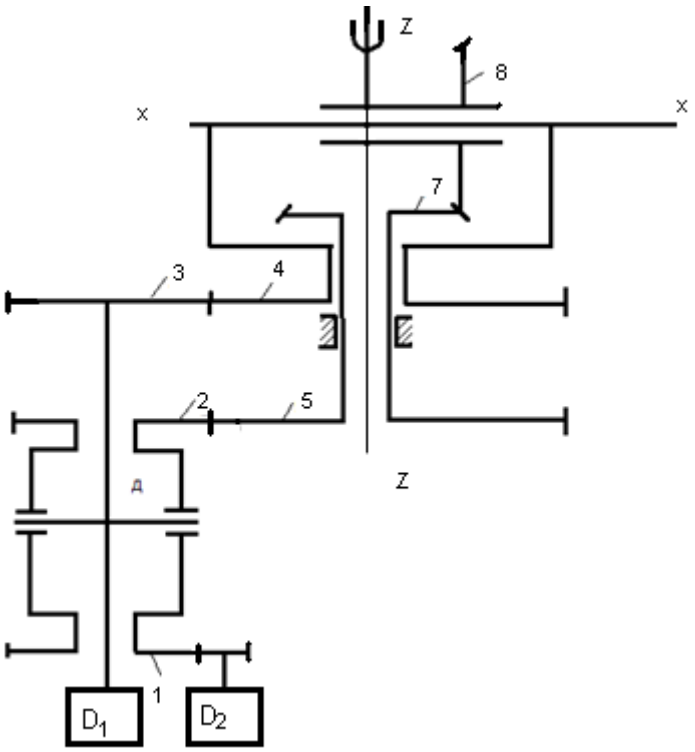


Рис. 2. Кинематическая схема привода манипулятора с независимым движением звеньев (2 степени подвижности)

Для обеспечения независимости движения рабочего органа относительно осей X-X и Z-Z следует в рассмотренную передачу ввести планетарную II (как показано на рис.2).

Для определения угловой скорости зубчатого колеса 8, связанного с рабочим органом, передаточные отношения зубчатых колес следует определять с учетом планетарного механизма II.

Для планетарного механизма II:

$$U_{1,2}^{(3)} = \frac{\omega_1 - \omega_3}{\omega_2 - \omega_3} = -1 \quad \text{или} \quad \omega_2 = 2\omega_3 - \omega_1$$

Воспользуемся формулой 2, тогда:

$$\omega_{8,4} = \left(\omega_7 + \omega_3 \frac{z_3}{z_4}\right)\frac{z_7}{z_8}.$$

Для рассматриваемой схемы $\omega_7 = -\omega_2 \frac{z_2}{z_5}$ и $\omega_2 = 2\omega_3 - \omega_1$, следовательно,

$$\omega_{8.4} = \left[\frac{z_2}{z_5}\omega_1 + \omega_3\left(\frac{z_3}{z_4} - 2\frac{z_2}{z_5}\right)\right]\frac{z_8}{z_8}. \quad (5)$$

Для того, чтобы угловая скорость $\omega_{8,4}$ не зависела от угловой скорости ω_3, следует принять:

$$\frac{z_3}{z_4} - 2\frac{z_2}{z_5} = 0 \quad \text{или} \quad \frac{z_3}{z_4} = 2\frac{z_2}{z_5}. \quad (6)$$

Далее рассмотрим условие соосности зубчатых передач 3,4,2,5 (при одинаковых модулях):

$$z_3 + z_4 = z_2 + z_5.$$

Разделив на Z_5, получим:

$$\frac{z_3}{z_5} + \frac{z_4}{z_5} = \frac{z_2}{z_5} + 1.$$

Следовательно, уравнение 6 можно записать так:

$$\frac{z_3}{z_5} * \frac{z_5}{z_4} = 2\frac{z_2}{z_5}.$$

Задаваясь отношением $\frac{z_2}{z_5} = U_{5,2}$, получим:

$$\frac{z_3}{z_5} + \frac{z_4}{z_5} = 1 - U_{5,2};$$

$$\frac{z_3}{z_5} = -2U_{5,2}\frac{z_4}{z_5}.$$

Из этих двух равенств находим:

$$\frac{z_4}{z_5} = \frac{1-U_{5,2}}{1-2U_{5,2}}; \quad (7)$$

$$\frac{Z_3}{Z_5} = -\frac{1-U_{5,2}}{1-2U_{5,2}}2U_{5,2}. \quad (8)$$

Например, если $U_{5,2} = -1$, то

$$\frac{Z_4}{Z_5} = \frac{2}{3}; \quad \frac{Z_3}{Z_5} = \frac{4}{3}$$

Если принять $z_5 = 15$, то $z_4 \neq 10$, , $z_3 = 20$, $z_2 = 15$.

Аналитические исследования показали, что количество приводов соответствует числу степеней свободы манипулятора. При определении передаточных отношений планетарных передач применяем формулу Виллиса. Рассмотренная методика проектирования привода может использоваться для манипуляторов обладающих небольшим количеством степеней подвижности.

УДК 621.81

АНАЛИЗ ПРИМЕНЕНИЯ СОЕДИНИТЕЛЬНЫХ МУФТ В МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОМ И ГОРНОМ ОБОРУДОВАНИИ

Линейцев В. Ю., Чистов М. Н.,
Научный руководитель доц. Туман С. Х.
Сибирский федеральный университет

1. Муфты приводов.

1. Назначение муфт, применяемых в машинах.

Муфтами приводов называют устройства, соединяющие валы совместно работающих агрегатов и передающие вращающий момент.

Основное назначение муфт - соединение валов и передача вращающего момента. Муфты могут выполнять еще ряд важных дополнительных функций. По этому признаку и классифицируют муфты. Существует класс **постоянных** (нерасцепляемых) муфт, обеспечивающих постоянное, в течение всего времени эксплуатации машины, соединение валов. Кроме того, в некоторых машинах применяют муфты **сцепления,** обеспечивающие соединение (сцепление) агрегатов или их разъединение во время работы машины. В свою очередь муфты сцепления подразделяют на **управляемые и самоуправляемые** (самодействующие).

Управляемые муфты соединяют (разъединяют) агрегаты машин по некоторой команде. Самоуправляемые муфты срабатывают автоматически, соединяя или разъединяя валы в зависимости от специфики работы машины и принципа действия муфты.

Основной характеристикой нагруженности муфты является вращающий момент Т, Н*м (в некоторых случаях вращающий момент задают в виде мощности при определенной частоте вращения).

Обычно расчетный вращающий момент Т на муфте приближенно определяют в зависимости от динамических свойств машины, характеризуемых степенью неравномерности вращения и величиной разгоняемых масс, т.е. величиной динамической составляющей вращающего момента на муфте:

2. Муфты, постоянно соединяющие валы.

2.1. Глухие муфты.

Длинные валы по условиям изготовления, сборки и транспортировки иногда делают составными. В этом случае отдельные части вала соединяют глухими муфтами. В некоторых случаях эти муфты применяют и для соединения строго соосных валов агрегатов.

Втулочные муфты. Втулочная муфта (рис. 1) представляет собой втулку надеваемую с зазором на концы валов. Муфта отличается малыми габаритами по диаметру, но усложняет монтаж из-за необходимости больших осевых смещений соединяемых агрегатов. Материал втулок - конструкционная сталь (СТ 5, СТ 3).

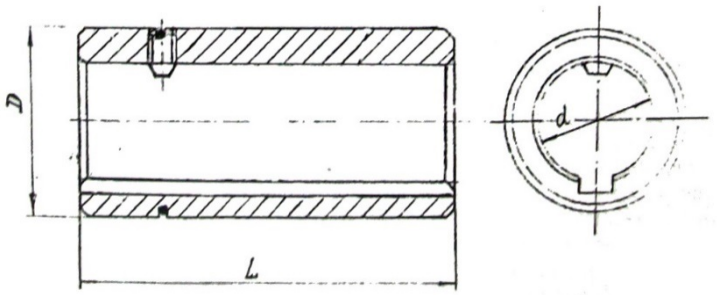


Рис.1.

Втулочные муфты применяют для соединения валов диаметром до 70 мм.

Для соединения строго соосных валов, осей, штанг, тяг. Пригодна только для тихоходных машинах.

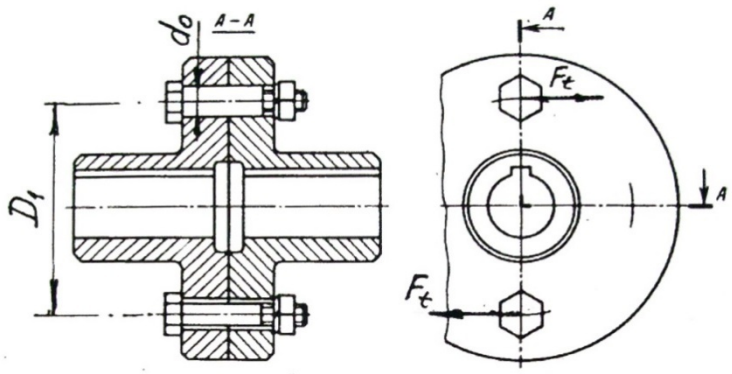


Рис. 2.

Фланцевые муфты. Фланцевая муфта (рис. 2) состоит из двух одинаковых полумуфт, выполненных в виде ступицы с фланцем. Фланцы соединяют болтами. Различают два конструктивных исполнения:

1. Половину болтов устанавливают во фланцах полумуфт без зазора. В этом случае центрирование полумуфт осуществляют эти болты. В результате завинчивания гаек фланцы прижимаются силами затяжки болтов, и на торцах фланцев возникает момент сил трения. Вращающий момент с одной полумуфты на другую передается стержнями болтов, поставленных без зазора, и силами трения на фланцах. Задача является статически неопределимой. С целью существенного упрощения расчетов, приближенно принимают, что весь вращающий момент передается только стержнями болтов, поставленных без зазора и работающих на срез и смятие.

2. Все болты во фланцах полумуфт устанавливают с зазором. При этом необходимо предусмотреть центрирование полумуфт. В этом случае весь вращающий момент с одной полумуфты на другую передается силами трения на фланцах.

Материал полумуфт - стали 40 и 35 Л. Возможно применение чугунов СЧ 30. На фланцевые муфты имеется стандарт для вращающих моментов от 8 до 45000 Н*м. Полумуфты устанавливают на концы валов с натягом.

Фланцевые муфты обеспечивают надежное соединение валов, просты по конструкции, дешевы и поэтому широко распространены в машиностроении. К их недостаткам можно отнести необходимость строгого соблюдения перпендикулярности стыкуемых поверхностей полумуфт к осям валов и сравнительно большие габариты по диа-метру.

2.2. Компенсирующие муфты.

2.2.1. Свойства и назначение компенсирующих муфт.

По экономическим и технологическим соображениям машины обычно выполняют из отдельных узлов (агрегатов), которые соединяют муфтами. Однако точная установка валов таких агрегатов невозможна из-за: ошибок изготовления и монтажа; установки агрегатов на деформируемом (нежестком) основании; расцентровки валов в результате тепловых деформаций корпусов агрегатов при их работе, а также из-за упругих деформаций валов под нагрузкой.

Возможные виды смещений валов и возникающие вследствие этого дополнительные нагрузки на концах валов представлены на рисунке.3

Для соединения валов с несовпадающими осями применяют компенсирующие муфты. Благодаря своей конструкции эти муфты обеспечивают работоспособность машины даже при взаимных смещениях валов. Однако необходимо помнить, что валы и опоры при этом дополнительно нагружаются радиальными и осевыми силами и изгибающими моментами, зависящими от величины и вида расцентровки валов (рис. 3). Следует подчеркнуть, что с ростом смещений валов ресурс самой муфты падает.

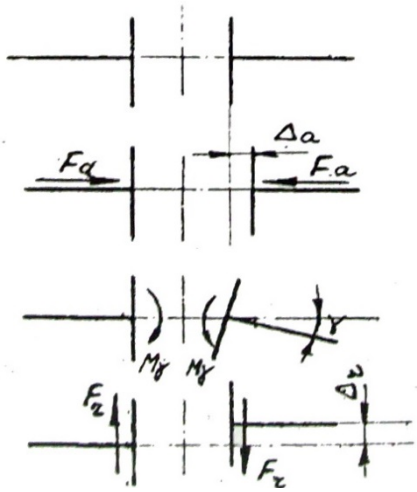


Рис.3.

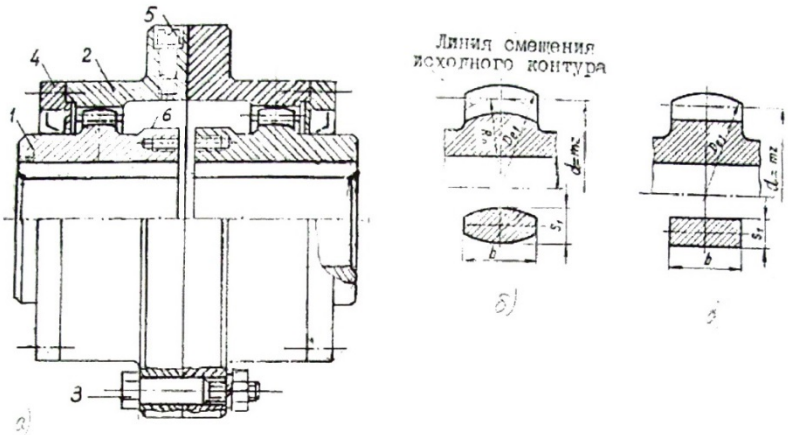


Рис. 4.

Зубчатые муфты. Сдвоенная зубчатая муфта (рис. 4) состоит из двух одинаковых ступиц 1 (втулок), имеющих внешние зубчатые венцы и двух одинаковых обоим 2 с внутренними зубчатыми венцами. Обоймы стянуты болтами 3, равномерно расположенными по окружности. В крышках 4, закрывающих внутреннюю полость муфты, расположены специальные резиновые уплотнения, удерживающие жидкую смазку внутри муфты.

Бочкообразный зуб более сложен в изготовлении, чем прямолинейный (нарезание зубьев возможно лишь на специальном станке). Однако муфта с бочкообразными зубьями допускаетзначительно больший угол поворота $\gamma \leq 1°30'$, по сравнению с муфтой с прямолинейными зубьями $\gamma \leq 15'$.

Муфты зубчатые применяются в большинстве своем в тяжелом машиностроении. Ставятся на турбины, на поршневые двигатели, на прокатные станы. Если муфты с упругими элементами подходят только для передачи малого и среднего крутящего момента, то зубчатая муфта рассчитана для передачи большого крутящего момента (до 63000 Нм).

Шарнирные муфты. В шарнирных муфтах использован принцип действия шарнира Гука. Эти муфты служат для передачи вращающего момента между валами с большими углами перекоса γ<40-45°, изменяющимися во время работы.

Муфта состоит из двух одинаковых полумуфт 1 и 2 в виде ступицы с вилкой (вилки полумуфт повернуты на 90°) и крестовины 3, соединяющей полумуфты. Крестовина соединена с вилками полумуфт шарнирами. Это обеспечивает свободу поворота каждой полумуфты относительно крестовины.

Комбинация двух муфт, соединенных промежуточным валом переменной длины позволяет соединять валы, имеющие радиальные смещения и значительные углы перекоса.

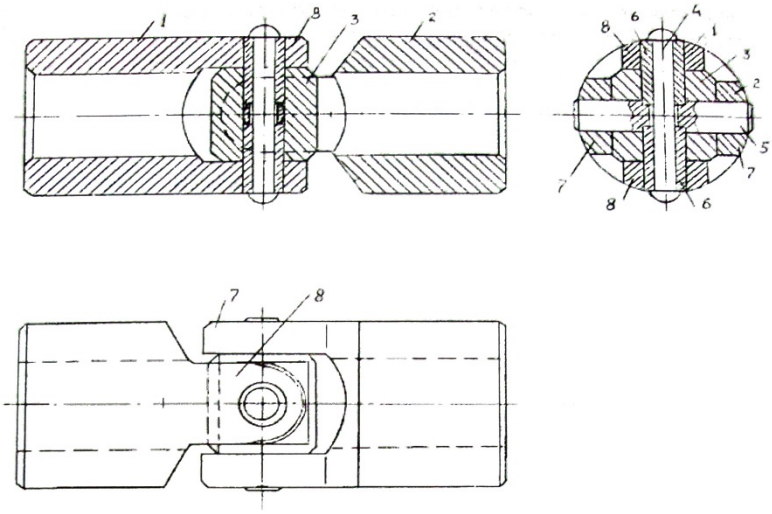


Рис. 5.

Пальцевые муфты с металлическими дисками. Пальцевая муфта с металлическими дисками состоит из одинаковых полумуфт и пакета плоских металлических дисков, которые присоединяются к полумуфтам пальцами, установленными во фланцах полумуфт. Закаленные втулки и гайки позволяют надежно зажимать пакеты дисков с их торцов. Муфта проста по конструкции и не требует ухода в процессе эксплуатации. Одна муфта компенсирует только угловое смещение валов. Приэтомпакет упругих дисков изгибается в своей плоскости.

Комбинация двух муфт с промежуточным валом позволяет компенсировать как угловые, так и радиальные смещения валов.

При угловом смещении валов вращающийся диск испытывает циклические деформации изгиба. Это может привести к его усталостному разрушению.

Используются в автокранах, электровозах на карданных валах, рулевых колодках.

2.3. Упругие муфты.

2.3.1. Свойства и назначение упругих муфт.

Упругие муфты отличаются наличием упругого элемента и являются универсальными в том смысле, что, обладая некоторой крутильной податливостью, эти муфты также являются компенсирующими.

Основные свойства. Упругие муфты способны:

1. Смягчать толчки и удары вращающего момента, вызванные технологическим процессом или выбором зазора при пусках и остановках машины. При этом кинетическая энергия удара аккумулируется муфтой во время деформации упругого элемента, превращаясь в потенциальную энергию деформации.

2. Защищать привод машины от вредных крутильных колебаний.

3. Соединять валы, имеющие взаимные смещения.Вэтом случае деформируется упругий элемент муфты, и муфта функционирует как компенсирующая.

4.

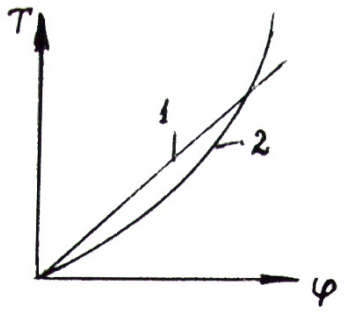


Рис. 6.

Упругие муфты, как эффективное и недорогое средство снижения вредных динамических нагрузок в приводах машин, характеризуются:

1) Жесткостью при кручении, представляющей отношение угла ср поворота полу муфт от величины вращающего момента Т (рис. 6). В зависимости от конструкции муфты эта характеристика может быть линейной (прямая 1) или нелинейной (кривая 2).

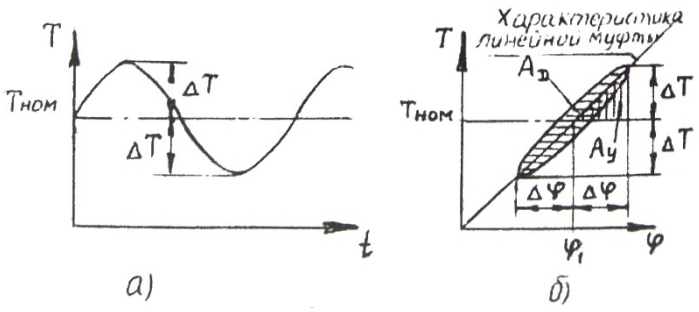


Рис. 7.

2.3.2. Муфты с неметаллическими (резиновыми) упругимиэлементами.

Упругие муфты с резино-кордными и резиновыми упругими элементами получили весьма широкое распространение благодаря простоте конструкций, дешевизне изготовления, простоте эксплуатации (не требуют ухода), высокой податливости при кручении и хорошей демпфирующей способности. Два последних важных свойства определяются свойствами резины, из которой изготовлен упругий элемент муфты.

Однако из-за невысокой прочности по сравнению с металлом эти муфты имеют большие размеры.

Муфты с упругим элементом в виде резиновой тороидальной оболочки. Эти муфты имеют два исполнения по форме упругого элемента.

Муфта с упругим элементом в виде внешнего тора. Две одинаковые полумуфты соединены тороидальным упругим элементом, края которого прижаты к полумуфтам нажимными полукольцами и винтами равномерно расположенными по окружности.

Благодаря особой форме упругого элемента эта муфта обладает также повышенной компенсирующей способностью, т.е. допускает значительные взаимные смещения полумуфт (угловое до 3°, радиальное 2-5 мм, осевое ±2мм и их комбинацию). Однако необходимо помнить, что чем больше расцентровка осей полумуфт тем больше циклические деформации в упругом элементе и ниже его ресурс.

Недостатками муфты являются большой размер по диаметру D и появление осевых сил, сближающих полумуфты при вращении муфты. Причиной появления осевых сил является деформация упругого элемента при его вращении под действием центробежных сил

Высокоэластичые муфты находят свое применение в насосных установках, в приводах строительно-дорожных машин, рольгангов прокатных станов, бурильных станках, силовых приводах судов речного и морского флота, а также вспомогательных приводах электровозов и тепловозов. Огромным преимуществом муфты с торообразной оболочкой выступает и возможность оперативной замены эластичного элемента без необходимости демонтажа муфты.

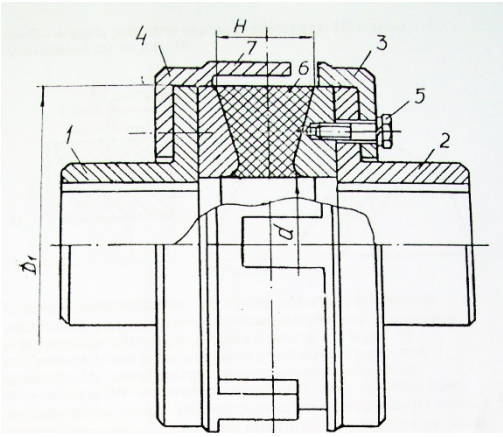


Рис. 8.

Муфта с резиновой конической шайбой изображена на рис8. Резиново-металлический упругий элемент 6 крепят к полумуфтам 1 и 2 винтами 5 равномерно расположенными по окружности. Современные способы привулканизации резины к металлу позволяют получить прочность соединения не ниже прочности самой резины. Привулканизация резины к металлу является предпочтительным способом крепления, так как отсутствует концентрация напряжения краев упругого элемента к металлу.

2.3.3. Муфты с металлическими упругими элементами.

Эти муфты обладают меньшими габаритами, хорошо работают при изменениях температуры в большом диапазоне. Однако они сложны по конструкции, дороже, требуют ухо да при эксплуатации.

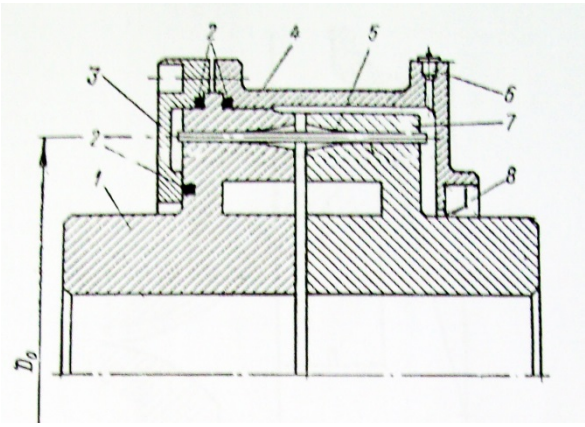


Рис 9.

На рис. 9 изображена муфтас упругими элементамив виде стальных стержней, работающих на изгиб при действии вращающегомоментаполумуфты 1 и 7 соединены цилиндрическими стальными стержнями(пружинами) 5, равномерно расположенными по окружности диаметром D_0.

Полумуфты изготавливают из сталей 45, 40Х, стержни - из высоколегированных пружинных сталей, крышки и кожухи - из чугуна Сч1

3. Муфты сцепные управляемые.

Сцепные муфты соединяют и разъединяют неподвижные или вращающиеся валы по управляющей команде. Эти муфты делят на муфты с профильным замыканием (кулачковые) и на фрикционные. Последние широко используютпри необходимости изменения режима работы машины без остановки двигателя.

3.1. Муфты сцепные кулачковые

Эти муфты применяются для передачи больших вращающих моментов при нечастых включениях. Они имеют значительно меньшие габаритные размеры и массу, чем фрикционные муфты сцепления. Однако они соединяют валы, угловые скорости которых равны или незначительно различаются. При этом требуется точная соосность соединения полумуфт.

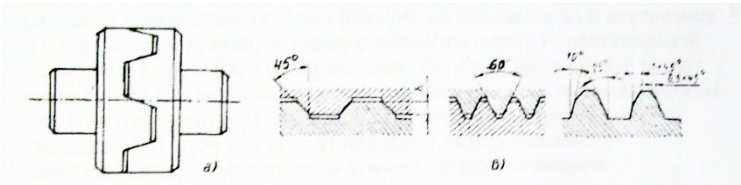


Рис. 10.

На рис. 10 изображена муфта с торцевыми кулачками и некоторые профили кулачков. Выбор формы кулачков определяется в основном условиями включения муфты (одинаковые угловые скорости полумуфт или несколько различные) и передаваемой нагрузкой.

У кулачковых муфт чрезвычайно широкий спектр промышленного применения, начиная от малонагруженных ленточных конвейеров, центробежных компрессоров и насосов, электродвигателей и генераторных установок, разнообразных станков, мешалок, и заканчивая тяжелыми мельницами, дробилками и подъемниками. Некоторые типы кулачковых муфт применяются в высокофорсированных коробках передач спортивных и гоночных автомобилей.

Материал кулачковых муфт должен обеспечивать высокую твердость рабочих поверхностей кулачков. Используют стали марок: 20Х, 12ХН3А с цементацией и закалкой до твердости 54-60 HRC_3.При частых включениях используют стали: 40Х, 40ХН, 35ХГСА с закалкой рабочих поверхностей зубьев до твердости 40 - 45 HRC.

4. Муфты предохранительные

Эти муфты являются предохранителем дорогих деталей в машинах(зубчатые колеса валы и др,) от случайных перегрузок Перегрузки могут быть вызваны особенностями рабочих процессов машин (дробильные, землеройные и др.), изменением условий работы машины (превращение подачи смазочного материала появление заедания и др.); условиями работы машин (ударного действия)

4.1 Муфты предохранительные с разрушающемся элементом.

Эти муфты отличаются малыми габаритами и высокой точностью срабатывания

Муфта, у которой полумуфты 1 и 2, соединенные цилиндрическим предохранительным элементом установлены на валу. Если полумуфта 1 соединена с валом шпонкой, то полумуфта 2 сидит на валу свободно Стальные втулки 3 и 4,

закаленные до высокойтвердости, предохраняют края отверстий во фланцах от повреждения при разрушении предохранительного элемента. Резьбовая пробка удерживает предохранительный элемент от выпадения. Канавки шириной fи глубиной gна торцах фланцев полумуфт предохраняют последние от повреждения заусенцем предохранительного элемента после его разрушения.

При перегрузке предохранительный элемент срезается, и полумуфты размыкаются. Для восстановления работоспособности машины, ее необходимо остановить и заменить предохранительный элемент

4.2 Муфты предохранительные фрикционные.

Эти муфты автоматически восстанавливают работоспособность машины после прекращения действия перегрузки, однако, точность срабатывания их не высока из-за непостоянства коэффициента трения на трущихся поверхностях дисков.

Муфта, у которой полумуфты 1 и 2, установленные на одном валу, соединены пакетом фрикционных дисков сжатых через пакет тарельчатых пружин гайкой строго фиксированной силой. При перегрузке наружные диски проскальзывают относительно внутренних дисков, и муфта передает лишь тот предельный момент, на который она настроена.

Варьируя числом фрикционных дисков и силой их сжатия с помощью гайки, муфту можно настроить на определенный предельный момент.

К фрикционным материалам рабочих поверхностей дисков применяют те же требования, что и для дисковых фрикционных муфт сцепления. Особое внимание уделяется стабильности коэффициента трения с изменением рабочих условий (температуры, давления, времени пробуксовки).

С ростом числа фрикционных дисков размеры муфты, для передачи одинакового вращающего момента, уменьшаются. Однако при этом ухудшается отвод тепла от трущихся поверхностей при пробуксовке муфты и изменяется коэффициент трения.

4.4 Муфты центробежные (пусковые).

Для запуска машин с большими разгоняемыми массами (транспортирующие машины, центрифуги, вентиляторы и т.д.) необходимо применять мощные двигатели, развивающие большой вращающий момент при запуске и работающие после этого с большой недогрузкой при стационарном рабочем режиме машины. Это существенно удорожает стоимость машины и ее эксплуатации. В этих случаях весьма целесообразно применять центробежные муфты.

По виду рабочего элемента центробежные муфты делят на колодочные и с сыпучим наполнителем. Эти муфты служат для автоматического плавного соединения (или разъединения) агрегатов при достижении ведущей полумуфтой заданной угловой скорости.

УДК 622.62

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЗНАНИЙ ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ МЕХАНИКИ ДЛЯ ОБОСНОВАНИЯ ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

Русаков Н. И., Купцова Е. В.,
научный руководитель Фоменко А. И.
Сибирский федеральный университет

Важнейшее место в работе горного предприятия и, как правило, входящей в его состав обогатительной фабрики принадлежит проблеме дальнейшего развития и совершенствования транспортного оборудования как одного из основных звеньев технологического комплекса производственных процессов.

Транспортные операции в пределах цеха (отделения) обогатительной фабрики или перемещения материала между ними объединяют понятием внутрифабричный транспорт.

Рассмотрим схему общего вида конвейера (рис.1).

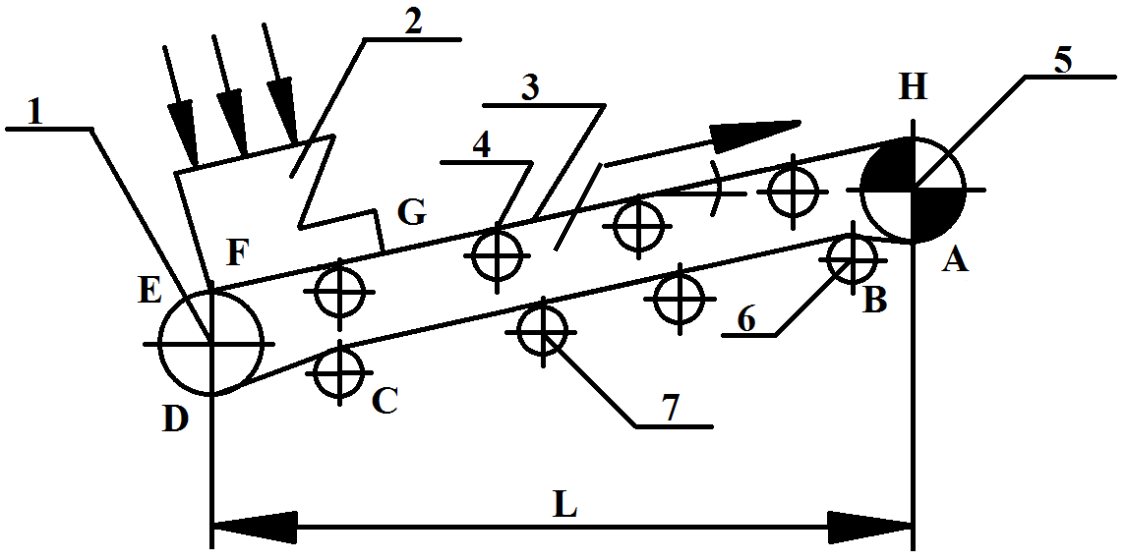


Рис. 1. Схема общего вида конвейера
1 – натяжной барабан, 2 – загрузочное устройство, 3 – тяговый и грузонесущий рабочий орган (лента), 4 – роликоопоры рабочей ветви конвейера, 5 – приводной барабан, 6 – отклоняющий барабан, 7 – роликоопоры обратной ветви конвейера.

Трасса конвейера по возможности должна быть прямолинейной или минимальным числом перегибов, а длина и высота подъема должны обеспечиваться существующим оборудованием, т.е. тяговой способностью привода и прочностью ленты.

Натяжные устройства обычно расположены в хвостовой части конвейера. Если из-за компоновочных решений загрузочного устройства (ограничение места для хода тележечного натяжного устройства) применяется вертикальное натяжное устройство, что по многим причинам нежелательно (дополнительные барабаны и перегибы ленты, повышенная просыпь и др.), то устанавливать его желательно в зоне меньших натяжений ленты, т.е. как можно ближе к приводу.

Для проектирования ленточного конвейера с требуемой производительностью, необходимо выбрать и обосновать его конструктивные и режимные параметры:

1. Определить теоретическую производительность
2. Определить ширину ленты
3. Определить параметры роликоопор
4. Рассчитать и выбрать резинотканевую ленту
5. Определить линейные нагрузки
6. Произвести тяговый расчёт
7. Определить стрелу провеса ленты
8. Выбрать натяжное устройство

Рассмотрим подробнее определение линейных нагрузок, тяговый расчет приближенным методом и уточненным, определим стрелу провеса ленты и выберем натяжное устройство.

Определение линейных нагрузок

Линейную нагрузку от массы груза на ленте, $q_{гр}$, Н/м, определяем по формуле:

$$q_{гр} = \frac{Q_p g}{36\upsilon}, \qquad (1)$$

где Q_p - расчетная производительность т/ч; g – ускорение свободного падения, υ - скорость движения ленты, м/с;

Линейную нагрузку от массы ленты, $q_л$, Н/м, определяем по формуле:

$$q_л = 0{,}1 \cdot G_л \cdot g \qquad (2)$$

где $G_л$ – масса 1 м ленты, кг.

Линейную нагрузку от массы вращающихся частей роликоопор верхней ветви, $q_{р.р}$, Н/м, определяем по формуле:

$$q_{р.р} = \frac{m_{р.р} g}{10 l_{р.р}} \qquad (3)$$

где $m_{р.р}$ - масса вращающейся роликоопоры на рабочей ветви, $l_{р.р}$ - шаг установки роликоопор для рабочей ветви;

Линейную нагрузку от массы вращающихся частей роликоопор нижней ветви, $q_{р.х}$, Н/м, определяем по формуле:

$$q_{р.х} = \frac{m_{р.х} g}{10 l_{р.х}} \qquad (4)$$

где $m_{р.х}$ - масса вращающейся роликоопоры на холостой ветви, $l_{р.х}$ - шаг установки роликоопор для холостой ветви.

Тяговый расчет ленточного конвейера

Приближенный метод тягового расчета сводится к определению окружного усилия на приводном барабане, а также сбегающего и набегающего усилий в конвейерной ленте на приводном барабане.

Уточненный метод тягового расчета сводится к определению тяговых усилий в характерных точках конвейерной ленты (рис. 1): начальных и конечных точках горизонтальных, наклонных и криволинейных участков ленточного конвейера, а также в набегающей и сбегающей ветвях ленты с последующим определением окружного усилия на приводном барабане (табл. 1).

Табл. 1. Расчет сопротивлений и натяжения в характерных точках.

Точка ***A***	$S_A = S_{сб}$	
Точка ***B***	$S_B = S_A + W_{A\text{-}B}$	$W_{A\text{-}B} = 0{,}02\ S_A$
Точка ***C***	$S_C = S_B + W_{B\text{-}C}$	$W_{B\text{-}C} = (q_л + q_{р.х})\ L_г \omega - q_л$
Точка ***D***	$S_D = S_C + W_{C\text{-}D}$	$W_{C\text{-}D} = 0{,}02\ S_C$
Точка ***E***	$S_E = S_D + W_{D\text{-}E}$	$W_{D\text{-}E} = 0{,}04\ S_D$
Точка ***F***	$S_F = S_E + W_{E\text{-}F}$	$W_{E\text{-}F} = (q_л + q_{р.х})\ L_г \omega + q_л$
Точка ***G***	$S_G = S_F + W_{F\text{-}G}$	$W_{F\text{-}G} = (q_{гр} + q_л + q_{р.р})\ L_г \omega + (q_{гр} + q_л)$
Точка ***H***	$S_H = S_G + W_{G\text{-}H}$	$W_{G\text{-}H} = (q_{гр} + q_л + q_{р.р})\ L_г \omega + (q_{гр} + q_л)$

Определение стрелы провеса ленты

При определении усилия, создаваемого натяжным устройство, вводим ограничение стрелы провеса ленты в местах трассы с наименьшими натяжениями на верхней и нижней ветвях ленты. Для определения допустимого провеса ленты, зависящего от расстояния между опорами и распределенной массы выводим уравнение кривой провеса - параболы. На рис. 2 изображена наклонная лента с грузом, опертая в точках *A* и *B*. На нее действует равномерно распределенная на хорде нагрузка $(q_0+q_г)g$. Ось *Y* проходит по середине пролета *AB* перпендикулярно прямой *AB*.

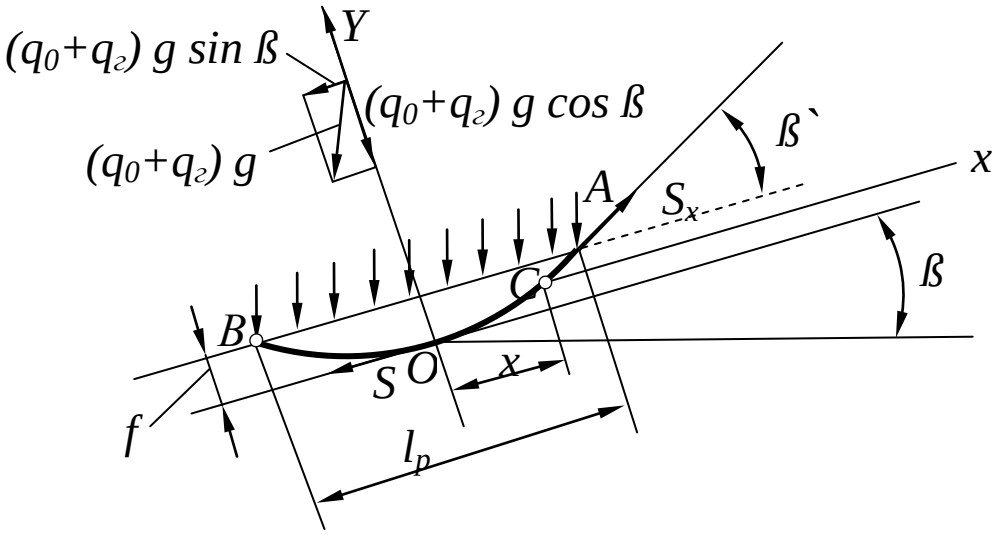


Рис. 2. Схема для определения стрелы провеса ленты.

Уравнения проекций сил, приложенных участку ОС ленты, примет вид:

$S_x \sin ß` = (q_0+q_г)\ x \cos ß$;(5)

$S_x \cos ß` = S$,(6)

где $(q_0+q_г)$ - распределенная нагрузка массы ленты и транспортируемого груза, *S* - натяжение ленты в точке *O*, S_x - натяжение ленты в точке *C*, *ß* - угол наклона конвейера к горизонту.

Тогда

$tg\ ß` = (q_0+q_г)\ g\ x \cos ß / S$.(7)

Так как $tg\ ß` = dy/dx$, подставив это значение в уравнение (7), получим

$dy/dx = \frac{(q_0+q_г)gx}{S} \cos ß$.

Интегрируя последнее выражение находим

$$y = \int \frac{(q_0 + q_г)}{S} cos\,ß\,dx = \frac{(q_0 + q_г)gx^2}{2S} cos\,ß + C.$$

При x=0 y=0, C=0. Следовательно,

$$y = \frac{(q_0 + q_г)gx^2}{2S} \cos ß.$$

Стрела провеса при $x = lp/2$

$$f_{max} = \frac{g(q_0 + q_г)l_p^2}{8S} \cos ß.$$

На примере расчета ленточного конвейера показано, что методы и приемы, применяемые для решений задач теоретической механики, позволяют осуществить расчет неизвестных силовых факторов, воздействующих на тело. Выполнение таких расчетов необходимо для оценки работоспособности механизмов.

Список литературы

1 Александров М.П., Бовин Г.М. и др. «Подъемно-транспортные машины. Атлас конструкций»; М.: Машиностроение, 1973

2 Волков Р.А., Гнутов А.Н., Дьячков В.К. и др. Под общей редакцией Пертена Ю.А. «Конвейеры»; Л.: Машиностроение, 1984;

3 Дьячков В.К. «Машины непрерывного транспорта»; М.: Машгиз, 1961;

УДК 622.8

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕХНОГЕННЫХ ДЕФОРМАЦИЙ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГОРНЫХ ПОРОД

Смоленскас В.В.,
Научный руководитель Рябов О.Н.
Сибирский Федеральный университет

Целью работы является, показать междисциплинарность реальных инженерных задач на примере мирного ядерного взрыва «Кратон-3», используя дисциплину сопротивление материалов для определения последствий взрыва, а именно механическое воздействие на породы, можно узнать параметры, важные для дальнейшего предотвращения заражения территории.

Опишем картину деформаций. При проведении подземных ядерных взрывов в горных породах в результате термомеханического воздействия энергии взрыва на породу в районе подвески ядерного устройства образуются специфические техногенные структуры. Подробное описание деформаций [1 стр.57].

Описание разрушения опирается не только на базовые понятия геологии, но также на физическую химию, термодинамику, теплофизику, сопротивление материалов.

С точки зрения сопротивления материалов важными являются следующие характеристики горной породы и ядерного устройства (нами произведено преобразование размерности в систему СИ):

-мощность взрыва в тротиловом эквиваленте	q=22 кт
-глубина заложения	$H_з$=577 м
-объемная масса вмещающих заряд пород	γ=2500 кг/м^3
-скорость звука	c=4000 м/с
-предел прочности на сжатие	$\sigma_{сж}$=5500 МПа
-предел прочности на растяжение	$\sigma_р$=700 МПа
-модуль деформации	E=4*10^6 МПа
-коэффициент Пуассона	μ=0,26
-плотность	ρ=2309*10^4 Н

Параметры механического действия взрыва могут быть рассчитаны по следующим формулам, приведенным в работе [1 стр.58].

Радиус полости:

$$R_п = \frac{4{,}6 * 10^3 q^{1/3}}{(\rho c^2 * \sigma_{сж}^2)^{1/9}} = \frac{4{,}6 * 10^3 * 22^{1/3}}{(2309 * 9{,}8^2 * 10^4 * 4000^2 * 5500^2)^{1/9}} \cong 35м$$

Радиус зоны дробления:

$$R_{др} = R_п \left(\frac{E}{3\sigma_{сж}}\right)^{1/3} = 35\left(\frac{4 * 10^6}{3 * 5500}\right)^{1/3} \cong 220м$$

Радиус зоны трещиноватости:

$$R_{тр} = R_{др}\left(\frac{1}{2} * \frac{\sigma_{сж}}{\sigma_р}\right)^{1/2} = 220\left(\frac{1}{2} * \frac{5500}{700}\right)^{1/2} \approx 440м$$

Высота столба обрушения:

$$H_{обр} \cong 6R_п = 6 * 35 = 210 \text{ м}$$

Глубина зоны откола:

$$H_{отк} = \frac{c\tau_+}{2} = \frac{4 * 10^3 * 0{,}049}{2} \approx 100м$$

где τ_+- время действия положительной фазы

$$\tau_+ = \frac{2{,}5}{c} q^{1/3} \bar{R}^{0{,}35} = \frac{2{,}5}{4000} (22000)^{1/3} * 18{,}74^{0{,}35} = 0{,}049\ c$$

$\bar{R}$- приведенная глубина

$$\bar{R} = \frac{H_з}{q^{1/3}} = \frac{525}{(22000)^{1/3}} = 18{,}74\ м/т^{1/3}$$

$R_{отк}+H_{отк}$=440+100=540м < $H_з$=577

Следовательно, между зонами трещиноватости и откола остается целик ненарушенной породы ~ 40м

Объем полости (зоны обрушения):

$V_п = \frac{4}{3}\pi R_п^3 = \frac{4*3{,}14}{3} * 35^3 \cong 1{,}8 * 10^5 м^3$

Суммарный объем пустот в массиве, образованный взрывом :

V_2=4,5*10^5м^3

Объем трещин = 2,7*10^5м^3.

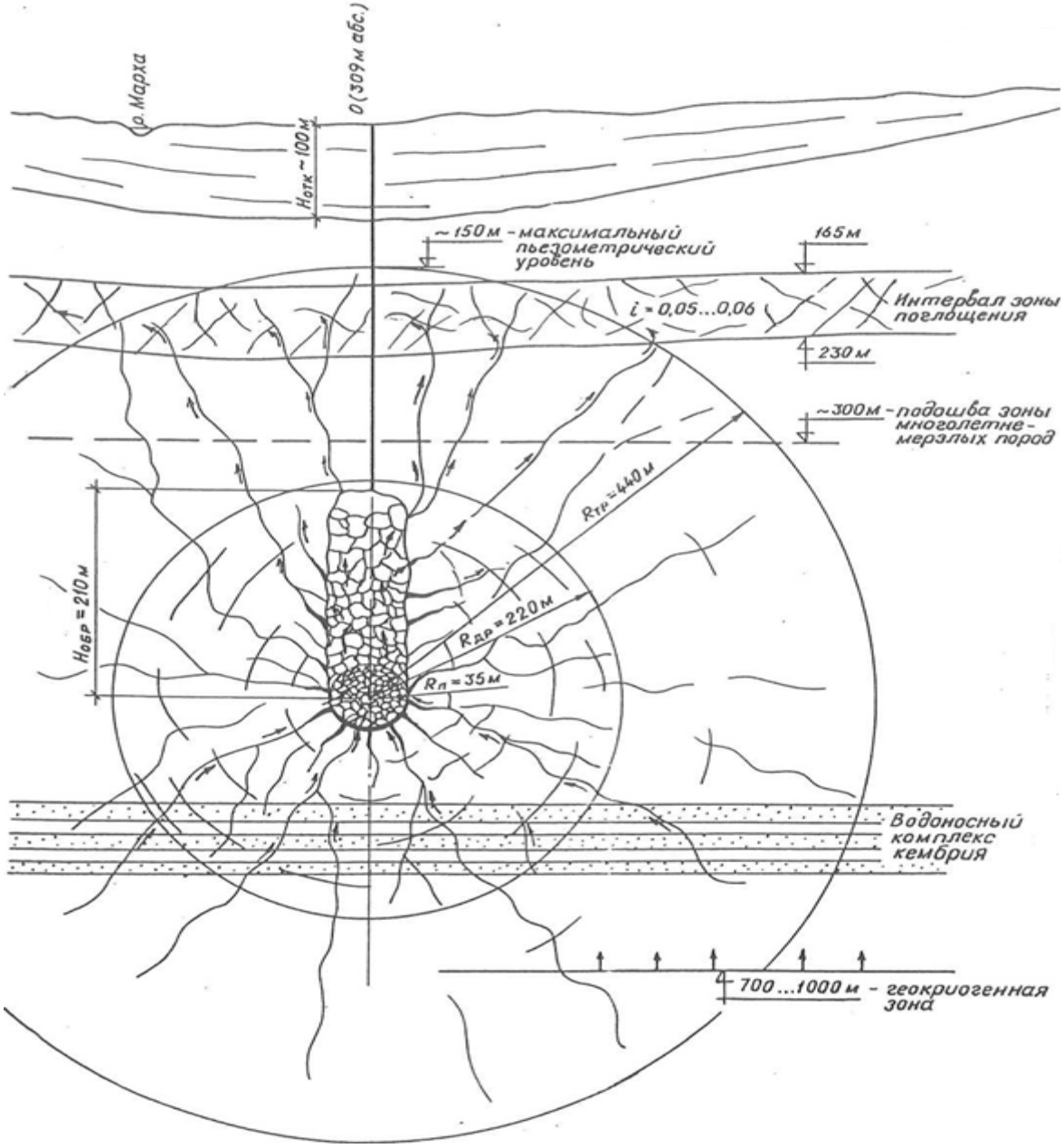


Рисунок 1. Зоны механического действия взрыва. Расчетная модель миграции сильно минерализованных вод

При подземном взрыве ядерного заряда большая часть энергии переходит в тепловую энергию, которая с течением времени прогревает породу вокруг полости взрыва. При этом мерзлотные воды растепляются. В соответствии с приведенными расчетами максимальное растепление горных пород (до 0°) распространяется примерно до 100м от центра полости за 30 лет . расчеты проводились опираясь на теплофизику.

Заполнение полости подземными водами приводит к ускоренному охлаждения породы и взаимодействию этой воды с расплавом в полости и обломками породы полости и столба обрушения. Происходит заражение воды. В результате происходит образование первичного источника радиоактивного загрязнения, способного при наличии канала и градиента давления перемещаться в сторону меньшего давления и двигаться горизонтально по поглощающему водоносному горизонту, попадая в р. Марха, где ниже по течению также расположены поселки.

Таким образом, при помощи сопротивления материалов можно узнать параметры механического воздействия взрыва на породы, по которым пройдет дальнейшее заражение местности радиоактивными веществами, и принять необходимые меры для его предотвращения.

УДК 539.3

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ПОДВЕСНОЙ ЧАСТИПНЕВМАТИЧЕСКОГО ВОЗДУХОВОДА ДЛЯ ОТКРЫТЫХ ГОРНЫХ РАБОТ

Хвостиков А.А.
научный руководитель канд. техн. наук Дроздова Н.А
Сибирский федеральный университет.
Институт горного дела ,геологии игеотехнологий

При разработке горных пород открытым способом в чаше карьера скапливается загазованность в большой концентрации от работающего оборудования и запыленности разрабатываемого массива. Это приводит к периодической остановке работы в карьере. В настоящее время простой составляет около 25% годового времени техпроцесса. Для решения этой довольно сложной проблемы предлагается мобильный вентиляционный комплекс , позволяющий осуществлять комбинированную схему вентиляции в глубоких и сверхглубоких карьерах. Конструктивная схема такого комплекса представлена на рис.1 . Надувной воздуховод делится на два участка – стационарный АВ и мобильный ВС , расположенный на высоте 60 метров над дном карьера и имеющий возможность поворота в горизонтальной плоскости . Сам воздуховод состоит из 2-х тканевых гибких цилиндров : внутреннего (всасывающего) и наружного (нагнетательного).

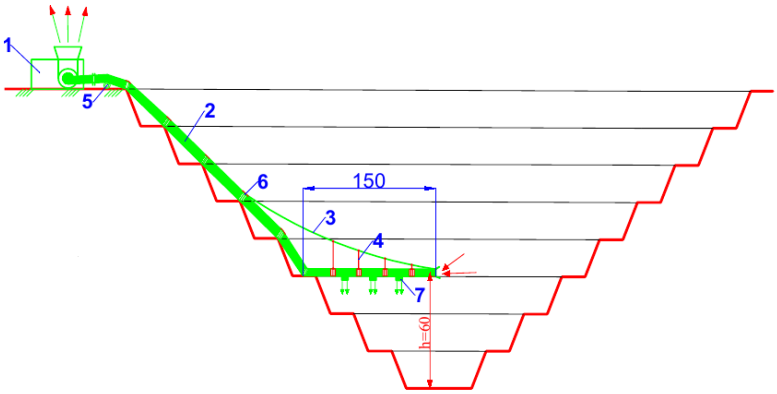


Рисунок 1. Компоновка оборудования вентиляционного комплекса: 1 –вентиляторная станция; 2 – надувной тканевый воздуховод ; 3 – растяжка (лавсановый трос) ; 4 – подвески (лавсановый трос) ; 5 – барабан D3,2 м с гидроприводом ; 6 – мягкие хомуты крепления воздуховода ; 7 – нагнетательные насадки

При монтаже конструкции подвесной части воздуховода наблюдаются деформации самого воздуховода (его прогиб от собственного веса q) удлинение подвесок (от веса воздуховода) и прогиб растяжки (от действия сил N_1 ;N_2 ; N_3 ;N_4 , возникающих в подвесках). Расчетная схема подвесной части воздуховода приведена на рис.2.

Условием качественного функционирования подвесной части воздуховода является ее строго горизонтальное положение . Соблюдения этого условия можно добиться компенсировав вышеуказанные деформации соответствующим уменьшением длины подвесок ℓ_1 ,ℓ_2,ℓ_3, ℓ_4 (их укорочением), т.е требуемые из условий горизонтальности

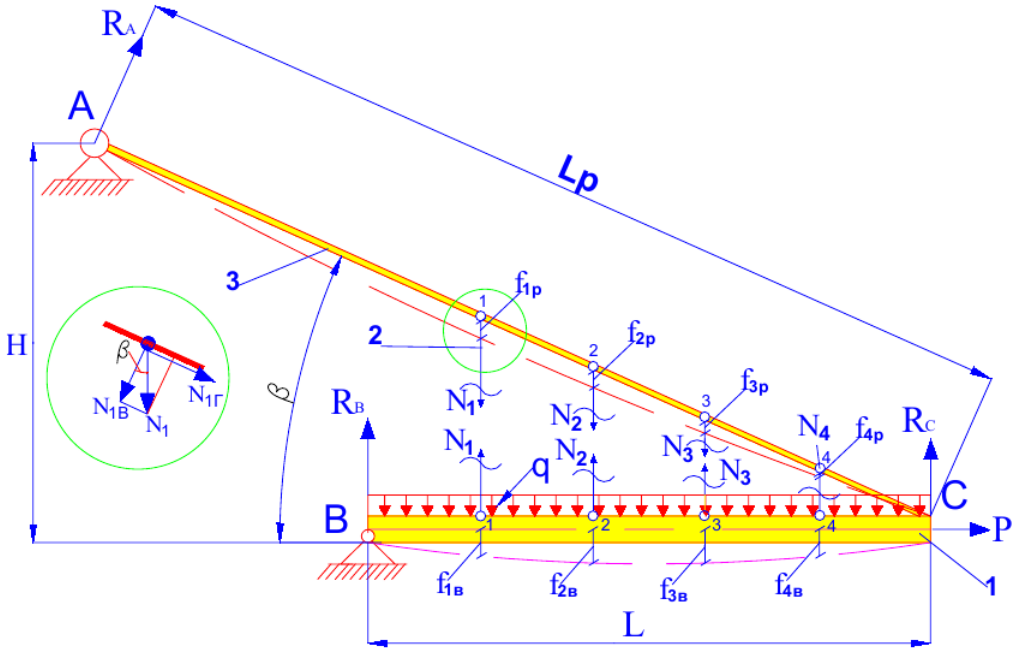


Рисунок 2. Расчетная схема воздуховода: 1 – воздуховод ; 2 – подвеска ; 3 – растяжка

длины подвесок ℓ_1^I; ℓ_2^I;ℓ_3^Iиℓ_4^Iдолжны быть равны.

$\ell_1^I=\ell_1-(f_{1В}+\Delta\ell_1+f_{1Р})$;

$\ell_2^I=\ell_2-(f_{2В}+\Delta\ell_2+f_{2Р})$;

$\ell_3^I=\ell_3-(f_{3В}+\Delta\ell_3+f_{3Р})$;

$\ell_4^I=\ell_4-(f_{4В}+\Delta\ell_4+f_{4Р})$,

где $f_{1В}$,$f_{2В}$,$f_{3В}$,$f_{4В}$ - прогибы воздуховода в точках 1;2;3 и 4 крепления подвесок;

$\Delta\ell_1$,$\Delta\ell_2$,$\Delta\ell_3$ и $\Delta\ell_4$ - удлинения подвесок от веса воздуховода;

$f_{1Р}$,$f_{2Р}$,$f_{3Р}$ и$f_{4Р}$ – прогиб растяжки в местах крепления к ней подвесок (т.1;2;3;4).

Определение деформаций конструктивных частей подвесной части воздуховода осуществляем с использованием принципа суперпозиции.

Прогиб воздуховода от собственного веса согласно универсального уравнения упругой линии составит

$$f_{1в}=f_{4в}=\frac{-0{,}0083ql^4}{E_в I_x};f_{2в}=f_{3в}=\frac{-0{,}0124ql^4}{E_в I_x},$$

здесь $E_в$ – модуль упругости воздуха , наполняющего поперечные сечения оболочек,

$E_в$= 102500 Па ;I_x – момент инерции поперечного сечения надувной оболочки воздуховода,$I_x=0{,}1D^4[1-\left(\frac{d}{D}\right)]$, где D -диаметр наружной оболочки ; d – диаметр внутренней оболочки.

Удлинение каждой из подвесок равно

$$\Delta\ell_1=\frac{N_1\,\ell_1}{E_л A_П};\quad \Delta\ell_2=\frac{N_2\,\ell_2}{E_л A_П};\quad \Delta\ell_3=\frac{N_3\,\ell_3}{E_л A_П};\quad \Delta\ell_4=\frac{N_4\,\ell_4}{E_л A_П}.$$

где $A_П$– площадь поперечного сечения подвески, $A_П=\frac{\pi d_п^2}{4}$ ($d_п$ – диаметр поперечного сечения подвески) ;$E_л$ – модуль упругости лавсана(подвески выполнены из лавсановых тросов) , $E_л = 10^{10}$ *Па* ;N_1 ,N_2 , N_3 , N_4– усилия в подвесках от веса воздуховода :

$$N_1=N_2=N_3=N_4=\frac{qL}{4}.$$

Используя условия пропорциональности треугольников , образованных подвесками , элементами растяжек и воздуховода, находим координаты характерных сечений растяжки, в которых необходимо вычислить прогибы f_{1P} ,f_{2P} ,f_{3P} и f_{4P} .

$\ell_{1c} = \frac{L_p \ell_1}{H}$; $\ell_{2c} = \frac{L_p \ell_2}{H}$;$\ell_{3c} = \frac{L_p \ell_3}{H}$; $\ell_{4c} = \frac{L_p \ell_4}{H}$.

Определяем из условий равновесия величину реакцииR_A

$R_A = \frac{qL^2 cos\beta}{2L_p}$.

Тогда прогибы каждого из четырех характерных сечений растяжки будут равны

$E_Л I f_{1P} = E_Л I \theta_0 (L_P - 0{,}8L) + \frac{qL^2 cos\beta}{12L_p}(L_P - 0{,}8L)^3$;

$E_Л I f_{2P} = E_Л I \theta_0 (L_P - 0{,}6L) + \frac{qL^2 cos\beta}{12L_p}(L_P - 0{,}6L)^3 - \frac{qL\, cos\beta}{24}(L_P - 0{,}8L)^3$;

$E_Л I f_{3P} = E_Л I \theta_0 (L_P - 0{,}4L) + \frac{qL^2 cos\beta}{12L_p}(L_P - 0{,}4L)^3 - \frac{qL\, cos\beta}{24}[(L_P - 0{,}8L)^3 + (L_P - 0{,}6L)^3]$;

$E_Л I f_{4P} = E_Л I \theta_0 (L_P - 0{,}2L) + \frac{qL^2 cos\beta}{24L_p}(L_P - 0{,}2L)^3 - \frac{qL\, cos\beta}{24}[(L_P - 0{,}8L)^3 + (L_P - 0{,}6L)^3 + (L_P - 0{,}4L)^3]$;

Вышеперечисленные формулы позволяют при известных габаритных размерах L,L_P,β мобильной части воздуховода и параметрах нагнетательного p_Hи всасывающего p_B давлений определить:

1- диаметры тросов подвесок и растяжки, используя условия прочности;

2- длину каждой из подвесок, обусловленную горизонтальным расположением самого воздуховода.

Список литературы

1.Сопротивление материалов. Подобщей ред.акад.АНУССР Г.С. Писаренко. «Вища школа», 1979. -696 с.

2. Дукельский А.И. Подвесные канатные дороги и кабельные краны. – изд. 4-е перераб. и доп. – М-П,: Машиностроение , 1996. – 484 с.

УДК 621.01

ВЛИЯНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ НА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ КАЧАЮЩЕГОСЯ ГОРОХОТА.

Черенков. Д.А Лёмина С.С.
научный руководитель ст. преподаватель Речкунова С.С.
Сибирский федеральный университет

Качающийся грохот – это аппарат предназначенный для разделения сыпучих материалов по крупности на просеивающих поверхностях на два или большее количество продуктов рисунок 1, представляет собой систему из неподвижной рамы и закрепленного на ней на гибких стойках короба с просеивающей поверхностью, совершающей принудительные движения благодаря жесткой кинематической связи между коробом и движущим механизмом (эксцентриком). Материал загружается в верхнюю часть короба грохота и вследствие возвратно-поступательного движения короба передвигается к разгрузочному концу. Качающиеся грохоты применяются на обогатительных фабриках, полупромышленных установках и испытательных станциях для грохочения материала крупностью от 1 до 350 мм, наиболее эффективно грохочение продуктов крупностью 40-50 мм, грохочение может быть как сухим, так и мокрым. Достоинства применения качающегося грохота, это высокая производительность, высокая эффективность грохочения, компактность, удобство ремонта и обслуживания, малое крошение материала.

Качающиеся грохоты делятся на типы ГП и ГПО (плоскокачающиеся и обезвоживающие), быстроходные и тихоходные. Наибольшее распространение в промышленности получили быстроходные грохоты. Тихоходные чаще всего применяются в лабораторных условиях для оценки эффективности грохочения руд с различными физическими свойствами.

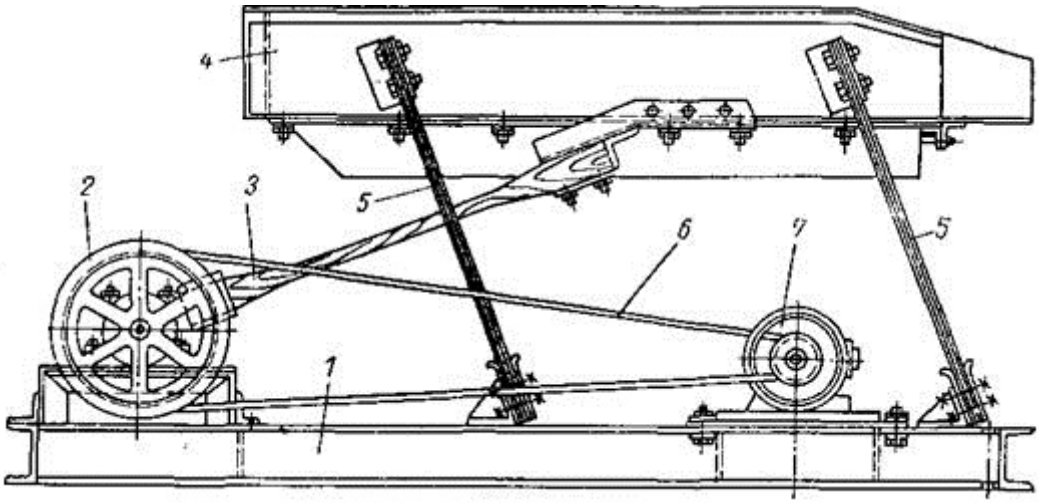


Рисунок 1. Качающийся грохот:
1 — основная рама; 2 — приводной шкив; 3 — шатун; 4 — короб; 5 — опоры; 6 — клиноременная передача; 7 — электродвигатель.

Для определения производительности качающегося грохота необходимо знать скорости и ускорения как сита, так и сыпучей смеси. Определение скоростей и ускорений сита, являющегося ползуном кривошипно-шатунного механизма, хорошо известны из курсов теории механизмов. Рассмотрим схему этого механизма уже с нанесёнными на ней диаграммой скоростей и ускорений ползуна (сита) рисунок 2.

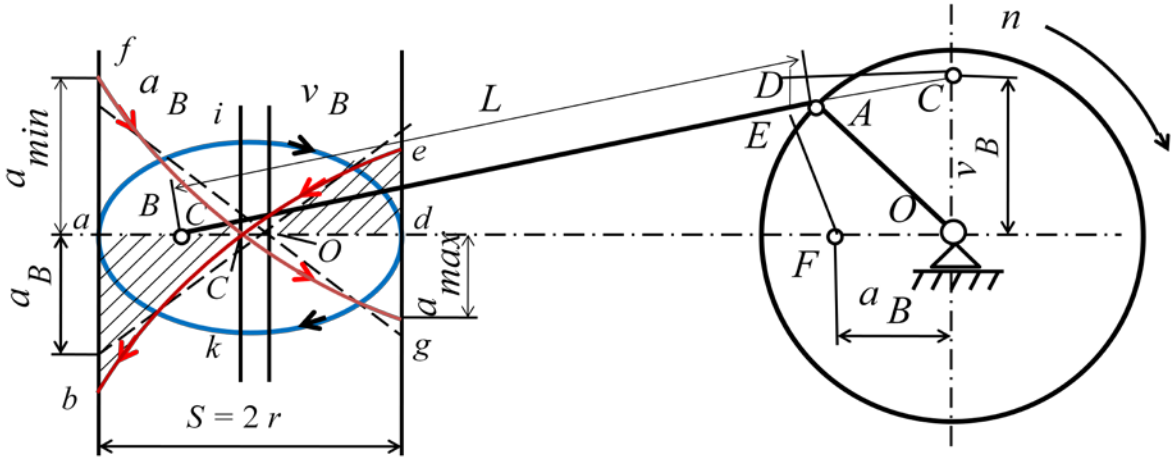


Рисунок 1. Кинематика кривошипно–шатунного механизма

Ход ползуна.

$$S = 2r$$

где: r – эксцентриситет эксцентрика (радиус кривошипа *OA*).

На рисунке 1 прямая $ad = s = 2r$ – траектория ползуна, яйцеобразный овал *aidka* – кривая скоростей ϑ_B , гиперболы *fcg* и *ecb* – кривые ускорения.

Скорость ϑ_A и ускорение a_A цапфы *A* равномерно вращающегося кривошипа *OA* определяются по формулам :

$$\vartheta_A = \frac{\pi n r}{30} = const$$

$$a_A = \omega^2 r = \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 \cdot r = \frac{\pi^2 n^2 r}{900} = \frac{\vartheta_A^2}{r} = const$$

Графически скорость ϑ_B – ползуна *B* находится построением: *BAC* – прямая, тогда:

$$\vartheta_B = \vartheta_A \cdot \frac{OC}{OA}$$

Ускорение a_B ползуна можно найти, если из точки *C* провести прямую *CD* параллельную прямой *OB* и прямую *DE* параллельную прямой *CO*,а так же провести прямую *EF*, перпендикулярную прямой *AB*, тогда:

$$a_B = a_A \cdot \frac{OF}{OA}$$

Истинное направление скорости ползуна ϑ_B перпендикулярно прямой *OC*, а истинное направление ускорения ползуна a_B - по прямой *FO* противоположно *OF*.

Если длина шатуна теоретически $L=\infty$, так что и отношение $L/r = \infty$, то для кривой скоростей ϑ_B получится точный эллипс, а гиперболы ускорений a_B заменятся двумя прямыми (показанные пунктиром) и пересекающимися на оси *ad* в точки O_1, как раз в середине хода $S = ad = 2r$.

Практически можно пользоваться этой диаграммой *симметричного движения* ползуна *B* уже при отношении $L/r \geq 6$, что при эксцентриковом механизме всегда имеет место.

Из этого следует что скорость $\vartheta_{B_{max}} = \vartheta_A$ как раз в середине хода ползуна, а ускорение $a_{B_{max}} = a_A$ в начале и конце каждого хода, такое движение ползуна (сита) известно как синусоидальное или гармоничное.

Так как плоский качающийся грохот одновременно является и транспортирующим желобом, то его производительность можно определить по общей формуле:

$$П = 3600\ \mu B h \vartheta\ \ [м^3/час]$$

где: B и h - ширина и толщина слоя сыпучей массы при поступлении ее на верху на сито, м;

ϑ – средняя скорость перемещения сыпучей массы выражается по формуле:

$$\vartheta = \frac{s \cdot n}{60}$$

где: s – относительный путь смеси по ситу, м;

μ - коэффициент разрыхления движущейся сыпучей смеси.

В качающихся грохотах обычно ϑ = 0,05 ÷ 0,25 м/сек, определение этой величины и составляет одну из основных целей механики грохота.

Коэффициент разрыхления движущейся сыпучей смеси:

$$\mu = \mu_1 \cdot \mu_2$$

где: μ_1 – коэффициент разрыхления для спокойно лежащей плотной смеси;

μ_2- коэффициент разрыхления, учитывающий добавочное разрыхление плотной массы во время движения её по ситу.

Из опытных данных выяснили, что μ можно принять равным $\mu = 0{,}4 \div 0{,}6$.

Толщину слоя сыпучей массы смеси h в местах питания (на верху грохота) по опытным данным принимаем равной:

$$h = (1 \div 2)D$$

где: D – наибольший диаметр кусков питания.

Для того чтоб вычислить производительность в т/ч воспользуемся формулой:

$$П^* = \frac{\gamma \cdot П}{1000} = 3{,}6\mu\gamma B h \vartheta$$

где: γ - удельный вес грохотимого материала, кг/м^3.

Исследования показали, что производительность грохота прямо пропорциональна ширине грохота B, толщине слоя сыпучей массы h и скорости подачи ϑ. Простейшим способом увеличения производительности уже имеющегося грохота, является увеличение скорости подачи сыпучего материала путем незначительного увеличения угла наклона сита α - примерно на $2° - 3°$, можно так же увеличить толщину h путем более высокой подачи питания. Однако в том и другом случае увеличение производительности неизбежно вызовет снижение эффективности грохочения и незначительного увеличения расхода электроэнергии.

Список литературы

1. Андреев, С.Е. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых [Текст] / С.Е. Андреев, В.А. Перов, В.В. Зверевич // 3-е изд., перераб. и доп. –М. – Недра. -1980.

2. Перов, В.А. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых [Текст] / В.А. Перов, С.Е. Андреев, Л.Ф. Биленко // 4-е изд., перераб. и доп. –М. – Недра. -1990.

3. Серго, Е.Е. - Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых [Текст] //.1-е изд., перераб. и доп –М. –Недра. -1985.

УДК: 004.925.84:621.83

РАЗРАБОТКА МОДЕЛИ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ПРИВОДНОГО МЕХАНИЗМА С ПРИМЕНЕНИЕМ 3D ТЕХНОЛОГИЙ

Черкасов С.В.
Научный руководитель канд. техн. наук Калиновская Т.Г.
ФГАОУ ВПО Сибирский Федеральный Университет

Надежность и эффективность приводов горных машин в значительной степени определяет эффективность работы добывающих предприятий в целом, поэтому при разработке горной техники важное значение имеет качество проектирования и конструирования приводных механизмов.

В последние годы происходит бурное развитие новых информационных технологий и их внедрение в производственно-научную деятельность. Так, при проектировании механизмов широкое распространение получают так называемые 3D-технологии, охватывающие всю цепочку процессов разработки изделия, от проектировочных расчетов отдельных элементов механизма до получения конечного продукта – готового изделия, и, включающие в себя следующие процессы: 3D-моделирование, 3D-сканирование, 3D-«дополненная реальность» и 3D-печать.

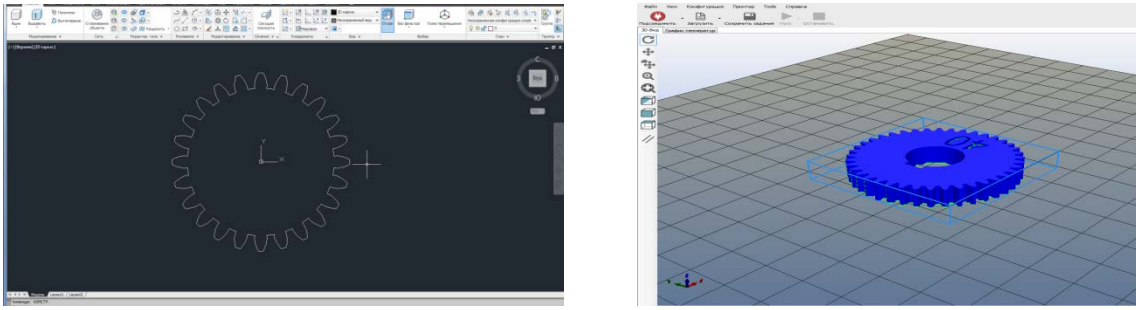
3D моделирование — это процесс создания трехмерной модели объекта. Задача 3D моделирования — разработать визуальный, объемный образ физического объекта. С помощью трехмерной графики и 3D сканирования можно создать точную копию уже существующего объекта. Создание трехмерной модели нового, до сего момента не существовавшего объекта, позволяет технология под названием 3D-«дополненная реальность». При этом используется устройство, позволяющее частично погрузиться в мир виртуальной реальности, создающее зрительный и акустический эффект присутствия и работы в заданном, управляемом компьютером виртуальном пространстве.

Изготовление разрабатываемой модели производится с использованием 3D-принтера, так называемого «фаббера» – периферийного устройства, использующего в процессе трехмерной печати метод послойного создания физического объекта по цифровой 3D-модели, называемый — быстрое прототипирование.

Настоящая работа посвящена проектированию и созданию модели двухступенчатого червячно-цилиндрического редуктора с применением 3D технологий.

На первом этапе работы выполнялись проектировочные расчеты редуктора, включающие в себя: кинематический расчет привода с определением передаточных отношений ступеней редуктора, силовых и кинематических параметров на валах; проектировочные расчеты червячной и цилиндрической передачи с определением геометрических размеров червяка, червячного и зубчатых колес; расчеты геометрических параметров валов редуктора; расчеты шпоночных соединений деталей; выбор и расчет подшипниковых опор валов.

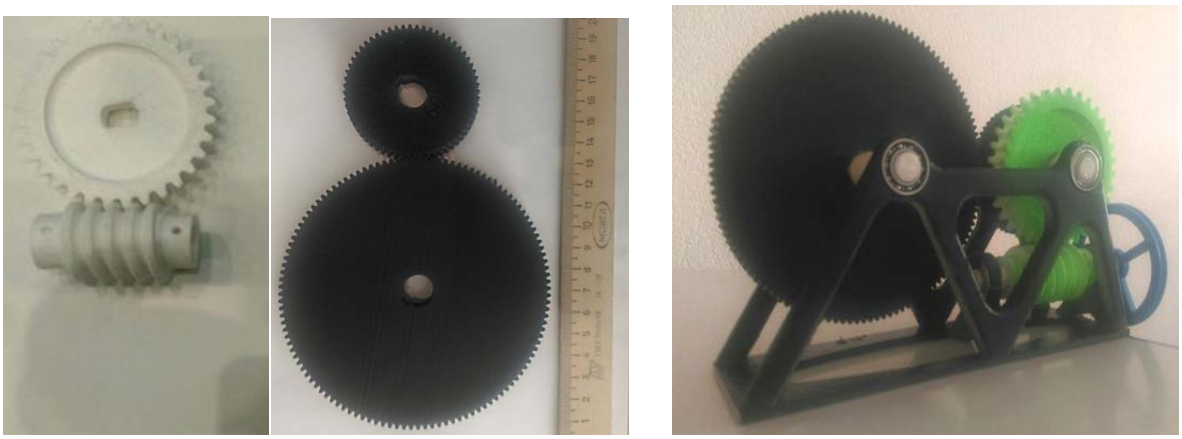
На основании результатов проведенных расчетов, после выполнения эскизов отдельных деталей механизма были разработаны рабочие чертежи вала-червяка, промежуточного и выходного валов редуктора, червячного колеса, колеса и шестерни цилиндрической зубчатой передачи (рис. 1 а), и опорных стоек в программе AutoCAD с дальнейшей их обработкой и преобразованием в трехмерные модели способами выдавливания, вращения, сдвига, пересечения, вычитания (рис 1 б).



а *б*

Рис. 1.

После перевода файлов с чертежами деталей из формата dwg в формат STL (формат программы, в которой непосредственно создается послойная модель узла или детали) полученные послойные трехмерные модели деталей разрабатываемого механизма печатались на 3D принтере GERCULES из материала ABS (акрилонитрилбутадиенстирол-ударопрочная техническая термопластическая смола на основе сополимеров) по струйной FDM технологии. В процессе печати раздаточная головка выдавливает на охлаждаемую платформу-основу нить разогретого термопластика, которая последовательно покрывает всю поверхность слоя. Слои быстро застывают и слипаются друг с другом, формируя объем будущего объекта. Детали червячной и цилиндрической зубчатой передач редуктора, полученные вышеописанным методом представлены на рисунке 2,а и 2,б.



а *б* *в*

Рис. 2.

Сборка модели механизма проводилась вручную. Полученная модель двухступенчатого червячно-цилиндрического редуктора (рис 2, в) предназначена для использования в учебном процессе при проведении практических занятий и лабораторных работ с целью изучения конструктивных элементов и параметров работы механических передач редуктора.

Список литературы

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для техн. спец. вузов. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1998 – 447 с., ил.
2. 3DNews Daily Digital Digest www.3DNews.ru
3. http://www.thingiverse.com

УДК 531:622.753.1

ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ЧАСТИЦ УГЛЯ В ГИДРОСЕПАРАТОРЕ

Вишниченко М.А., Тихонова М.С.,
научный руководитель канд.техн.наук Калиновская Т.Г.
ФГАОУ ВПО Сибирский федеральный университет

Гидросепараторы, моечные аппараты с непрерывно восходящим потоком воды, предназначены для разделения классифицируемых минералов на фракции. В гидросепараторе, представленном на рис.1 создается непрерывно восходящий поток воды, нагнетаемой под решетку центробежным насосом 3. Сверху из бункера, через заслонку 4, поступает в камеру обогащаемый уголь. Более тяжелая порода опускается на решетку и скользит по ней через щель в породное отделение аппарата. Подымаемый восходящим потоком обогащенный уголь-концентрат выносится водой в наклонный лоток 5 и, спускаясь по неподвижному решету 6, освобождается от воды. Из породного отделения порода удаляется небольшим ковшовым элеватором 9. Режим работы аппарата устанавливается путем изменения скорости восходящего потока шибером насоса и ручной регулировкой основных заслонок 4, 10 и 11 [1].

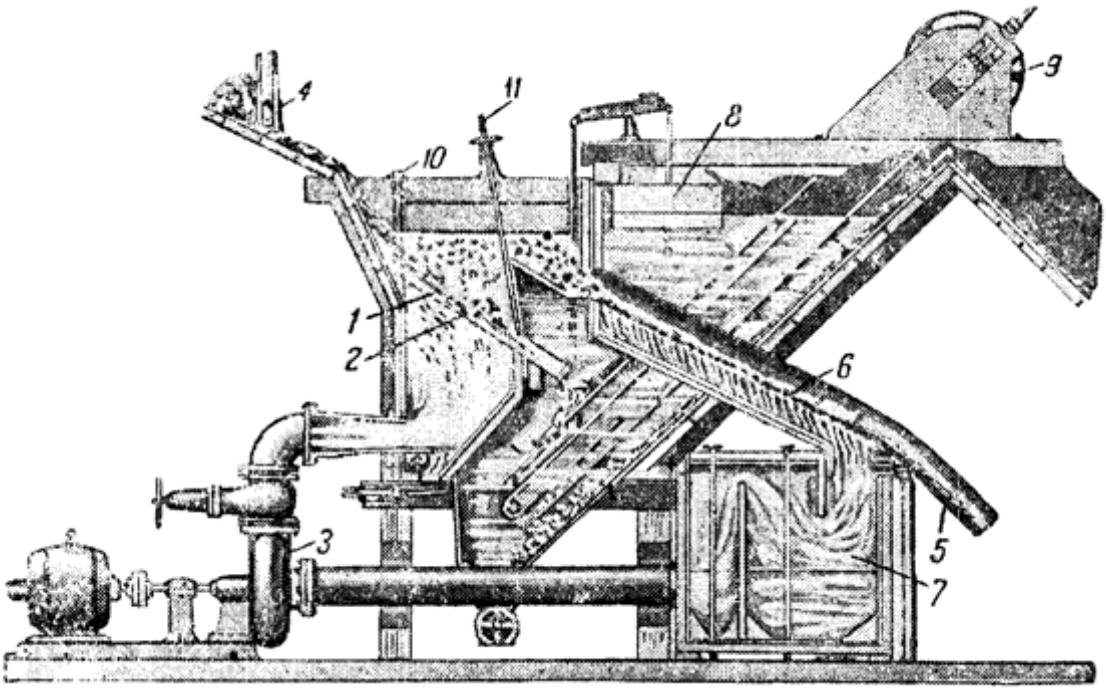


Рис.1. Гидросепаратор в действии
1 - рабочая камера; 2 - наклонная решетка; 3 - центробежный насос; 4, 10, 11 - заслонка; 5 - наклонный латок; 6 - неподвижное решето; 7 - отстойный ящик; 8 - регулирующий поплавок; 9 - ковшовый элеватор.

В настоящей работе проводилось теоретическое исследование кинематических параметров движения частиц угля в восходящем потоке воды. Расчеты проводили с применением законов теоретической механики для решения задач на примерах из горной техники и технологии [2].

Для проведения исследования была составлена расчетная схема движения частицы угля в гидросепараторе с восходящим потоком воды, представленная на рис. 2. Частица минерала объемом V и плотностью δ без начальной скорости введена в

струю воды, вертикально восходящую с постоянной скоростью u (м/с) . На частицу минерала действуют только вертикальные силы: сила тяжести mg, давление F струи воды и выталкивающая архимедова сила F_B. Масса частицы $m = V\delta$.

Давление струи воды $F = \mu v_r^2 = \mu(u - v)^2$, где $v_r = u - v$ - скорость частицы относительно струи воды; μ - коэффициент пропорциональности; ν – абсолютная скорость частицы.

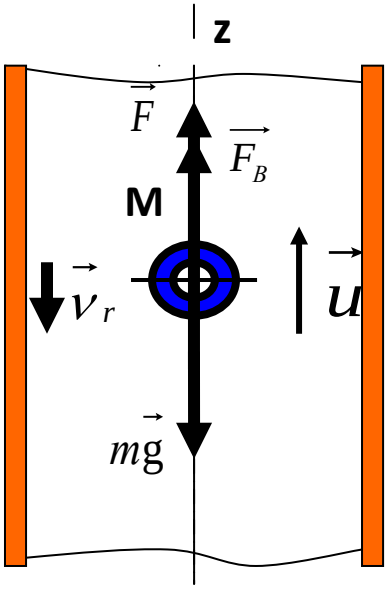


Рис.2. Расчетная схема движения частицы угля в восходящем потоке воды

Плотность воды δ_B = 1г/см^3, поэтому выталкивающая (гидростатическая) сила:

$$F_B = V\delta_B g = Vg\,.$$

Дифференциальное уравнение движения частицы угля в гидросепараторе в проекции на ось z:

$$m\frac{dv}{dt} = \sum F_{kz};$$

в рассматриваемом случае, с учетом действующих на частицу сил, оно приобретает вид:

$$m\frac{dv}{dt} = -mg + Vg + \mu(u - v)^2. \qquad (1)$$

Разделив обе части уравнения на $m = V\delta$, и обозначив $g_0 = \frac{g(\delta-1)}{c}$, получаем:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{\mu(u-v)^2}{V\delta} - g_0 \qquad (2)$$

Предельную скорость c падения частицы угля в спокойной воде при установившемся движении определили из уравнения (1), с учетом того, что $dc/dt = 0$ и $u = 0$:

$$\mu c^2 = V\delta g - Vg = Vg(\delta - 1),$$

откуда $c = \sqrt{\frac{Vg(\delta-1)}{\mu}} = \sqrt{\frac{Vg_0\delta}{\mu}}$, а отношение $Vg/\mu = c^2/g_0$.

Подставляя это выражение в уравнение (2), получили дифференциальное уравнение движения частицы в восходящем потоке воды:

$$\frac{dv}{dt} = g_0 \frac{(u-v)^2 - c^2}{c^2}$$

Проинтегрировав это уравнение, получили:

$$-\frac{c}{2g_0} ln \left|\frac{u-v-c}{u+v+c}\right| = t + ln\tilde{c},$$

или

$$\left(\frac{u+v+c}{u-v-c}\right)^{\frac{c}{2g_0}} \frac{1}{\tilde{c}} = e^t \quad . \qquad (3)$$

Учитывая начальные условия процесса: $v_0 = 0$, $t_0 = 0$; постоянная интегрирования $\tilde{c}$ определяется как

$$\tilde{c} = \left(\frac{u+c}{u-c}\right)^{\frac{c}{2g_0}}$$

Тогда уравнение (3) принимает вид:

$$\left(\frac{u+v+c}{u-v-c}\right)^{\frac{c}{2g_0}} \left(\frac{u-c}{u+c}\right)^{\frac{c}{2g_0}} = e^t \qquad (4)$$

Выразив из уравнения (4) абсолютную скорость v частицы угля в потоке воды получили уравнение (5), которое представляет собой зависимость абсолютной скорости движения частицы угля в восходящем потоке воды от различных технологических параметров процесса обогащения:

$$v = u - c - \frac{2u(u-c)}{u-c+(u+c)e^{\frac{2g_0 t}{c}}} ., \qquad (5)$$

Полученное уравнение может быть использовано при проведении анализа кинематического поведения твердых частиц различной крупности и плотности при изменении скорости подачи воды в гидросепараторе.

Список литературы

1. Кафтанов С.В. (ред.) Общая химическая технология топлива. 2-е издание. – Москва-Ленинград: Госхимиздат, 1947. – 498 с.

2. Сборник задач по теоретической механике на примерах из горной техники и технологии: Учебное пособие / В.С. Перевалов, Г.А. Доброборский, Л.М. Лянсберг и др.; Под общ. ред. В.С. Перевалова. – М.: Издательство МГГУ, 2000, - 217 с.: ил.

УДК 62-233.3/.9

ДИФФЕРЕНЦИАЛ

Шахура И.С.
Научный руководитель – старший преподаватель Волчкова И.В.
Сибирский федеральный университет

Дифференциал — это механическое устройство, которое делит момент входного вала между выходными валами. Наиболее широко применяется в конструкции привода автомобилей, где момент от выходного вала коробки передач (или карданного вала) поровну делится между полуосями правого и левого колеса. (рис.1) В полноприводных автомобилях также может применяться для деления момента в заданном соотношении между ведущими осями.

Рис. 1. Дифференциал автомобиля

Также в технике встречаются суммирующие дифференциальные передачи, когда, например, два источника крутящего момента работают на общий вал нагрузки, при этом суммирующая дифференциальная передача перераспределяет нагрузку между источниками, в зависимости от их мощности.

Необходимость применения дифференциала в конструкции привода автомобилей обусловлена тем, что внешнее колесо при повороте проходит более длинную дугу, чем внутреннее. То есть при вращении ведущих колёс с одинаковой скоростью поворот возможен только с пробуксовкой, а это негативно сказывается на управляемости и сильно повышает износ шин.

Назначение дифференциала в автомобилях:

- позволяет ведущим колёсам вращаться с разными угловыми скоростями;
- неразрывно передаёт крутящий момент от двигателя на ведущие колёса;

В случае единственного приводного колеса или отдельного двигателя для каждого из ведущих колёс дифференциал не требуется. В конструкции раллийных автомобилей иногда дифференциал намертво блокируют (заваривают), жёстко связывая колёса ведущей оси — это допустимо, так как на гравии или снегу в ралли повороты проходятся только с заносом.

Классические автомобильные дифференциалы основаны на планетарной передаче:

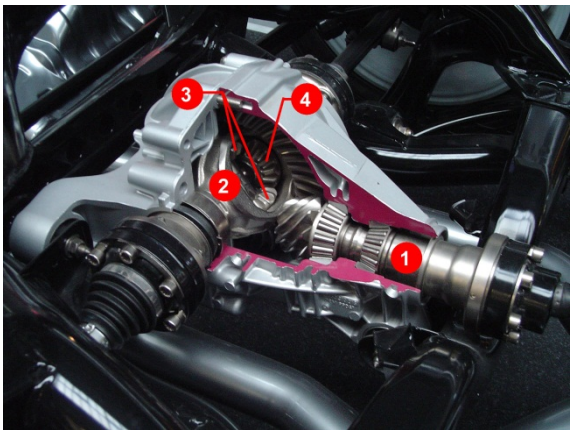
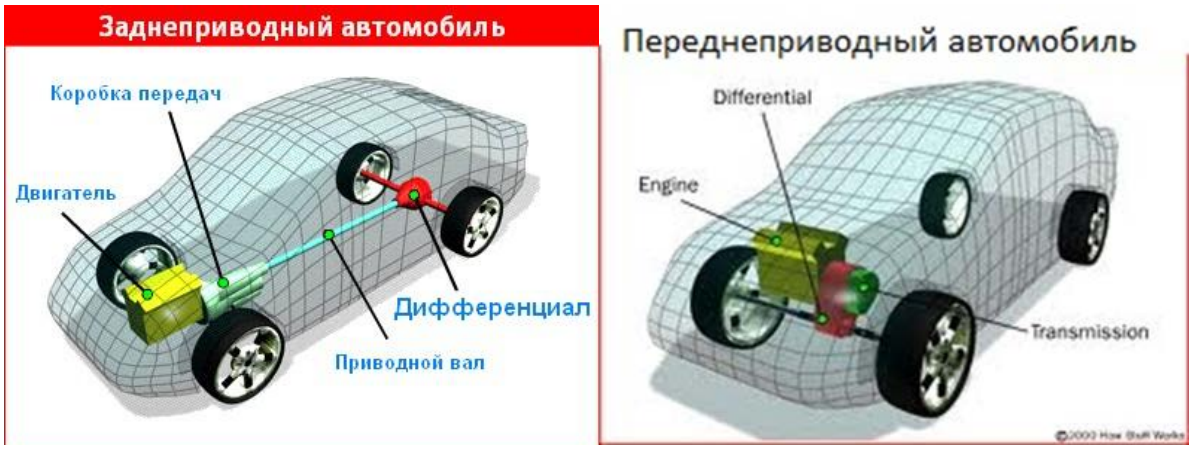


Рис.2. Дифференциал автомобиля в разрезе

Карданный вал (1) через коническую зубчатую передачу передает вращение на корпус дифференциала (2). Корпус дифференциала через независимые друг от друга шестерни (сателлиты) (3) вращает полуоси (4). Такое зацепление имеет не одну, а две степени свободы, и каждая из полуосей вращается с такой скоростью, с какой может. Постоянна лишь суммарная скорость вращения полуосей.

На автомобилях с одной ведущей осью дифференциал располагается на ведущей оси.(рис.3)



а) *б)*

Рис.3. Расположение дифференциала: а) на заднеприводном автомобиле; б) на переднеприводном автомобиле.

На автомобилях с постоянным полным приводом есть три дифференциала: по одному на каждой оси (межколёсный), плюс один распределяет крутящий момент между осями (межосевой). (рис.4) На автомобилях с подключаемым полным приводом по одному дифференциалу на каждой оси. На таких машинах не рекомендуется ездить по дорогам с плотным покрытием с включенным полным приводом.

При трёх или четырёх ведущих мостах (колёсная формула 6×6 или 8×8) добавляется ещё межтележечный дифференциал.

Рис.4. Расположение дифференциалов в полноприводном автомобиле.

При прямолинейном движении автомобиля сателлиты относительно собственной оси не вращаются. Но каждый, подобно равноплечему рычагу, делит крутящий момент ведомой шестерни главной передачи поровну между шестернями полуосей. Когда автомобиль движется по криволинейной траектории, внутреннее по отношению к центру описываемой автомобилем окружности колесо вращается медленней, наружное быстрей — при этом сателлиты вращаются вокруг своей оси, обегая шестерни полуосей. Но принцип деления момента поровну между колесами — сохраняется. Мощность же, подаваемая на колеса, перераспределяется, — ведь она равна произведению крутящего момента на угловую скорость колеса. Если радиус поворота настолько мал, что внутреннее колесо останавливается, тогда внешнее вращается с вдвое большей скоростью, чем при движении автомобиля по прямолинейной траектории. Итак, дифференциал не меняет крутящий момент, но перераспределяет между колесами мощность. Последняя всегда больше на том колесе, которое вращается быстрее.

Обычный («свободный») дифференциал отлично работает, пока ведущие колёса неразрывно связаны с дорогой. Но, когда одно из колёс теряет сцепление (оказывается в воздухе или на льду), то вращается именно это колесо, в то время как другое, стоящее на твёрдой земле, неподвижно. В случае потери сцепления одним из колёс, его сопротивление падает, а раскрутка происходит без существенного увеличения момента сопротивления (трение скольжения в пятне контакта меньше трения покоя и несущественно зависит от скорости пробуксовки). В момент когда колесо начинает проскальзывать, моменты на колесах тоже равны друг другу, но при этом они равны наименьшей силе реакции точки опоры в системе (то есть у проскальзывающего колеса), а вся избыточная мощность двигателя уходит в раскрутку буксующего колеса.От этого недостатка избавлены блокируемые дифференциалы. В отличие от свободных, они уже с некоторым усилием стараются замедлить опережающий по скорости вал, увеличивая крутящий момент на отстающем. И хотя звучит это несколько сложно, на самом деле принцип работы подобных устройств прост: проворачиванию валов относительно друг друга препятствует возникающая между ними сила трения, и чем она больше, тем в большей степени крутящий момент смещается в сторону отстающего вала.

Для снижения пробуксовки свободного колеса применяются различные блокировки дифференциала.

Самый простой способ блокировки дифференциала — принудительный. При таком типе блокировки дифференциал перестаёт распределять момент и превращается в простую муфту, жестко блокирующую полуоси и синхронно вращающую колеса. Для

того, чтобы полностью заблокировать дифференциал, достаточно либо заблокировать вращение сателлитов, либо жестко соединить между собой чашку дифференциала с одной из полуосей.

Применяются принудительные блокировки как для межколесных, так и для межосевых дифференциалов.

Так же, широко применяются и самоблокирующиеся дифференциалы повышенного трения (или ограниченного проскальзывания одной оси относительно другой). Чем выше внутреннее трение в дифференциале, тем выше коэффициент блокировки — то есть тем больше крутящего момента дифференциал может перераспределить в пользу колеса с наилучшим сцеплением. Обычно используются фрикционные диски или шестерни для снижения взаимного проскальзывания колес. Не блокируют дифференциал на 100%.

Оригинальноеназвание — LimitedSlipDifferential (LSD).

Существуют различные виды самоблокирующихся дифференциалов:

- Фрицкионный (дисковый) LSD;
- Вискомуфта;
- Героторный (гидророторный) самоблокирующийся дифференциал;
- Шестеренчатые самоблокирующиеся.

Кроме автомобилестроения, необходимость в дифференциалах присутствует и в колёсных средствах малой механизации (мотоблоки, мотокультиваторы, снегоотбрасыватели, сено- и газонокосилки, и т. д.). Это связано с тем, что средства малой механизации приходится разворачивать на месте, когда одно колесо едет вперёд, а второе стоит на месте.

Кроме классических видов дифференциалов, на мототехнике используются так называемые «псевдодифференциалы», принцип действия которых напоминает обгонные муфты. В отличии от настоящих дифференциалов, они не позволяют совершать произвольное количество разворотов за один раз и предназначены для разворота средства малой механизации в конце обрабатываемой полосы (например, разворот мотоблока с плугом в конце борозды при вспашке).

Список литературы

1. Дифференциал (механика)[Электронный ресурс]– Режим доступа: https://ru.wikipedia.org/wiki/Дифференциал_(механика)

2. Виды блокировок, их устройство и особенности эксплуатации[Электронный ресурс]– Режим доступа:http://offroadclub.ru/faq/technic/70045.html

3. Дифференциал [Электронный ресурс]– Режим доступа:http://systemsauto.ru/transmission/differential.html