



Журнал индексируется системами РИНЦ и Google Scholar.
Сведения о журнале публикуются в международной системе «Ulrich's Periodicals Directory»

Редакционная коллегия

Главный научный редактор

Корчунов А.Г. – «Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова», профессор, доктор технических наук.

Заместитель главного научного редактора

Анцупов В.П. – «Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова», профессор, доктор технических наук.

Бобарикин Ю.Л. – «Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого», доцент, кандидат технических наук, г. Гомель, Республика Беларусь.

Горбатюк С.М. – Национальный исследовательский технологический университет «Московский институт стали и сплавов», профессор, доктор технических наук.

Кузьминов А.Л. – «Череповецкий государственный университет», профессор, доктор технических наук.

Раскатов Е.Ю. – «Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина», профессор, доктор технических наук.

Трофимов В.Н. – «Пермский национальный исследовательский политехнический университет», профессор, доктор технических наук.

Ответственный редактор

Слободянский М.Г. – «Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова», доцент, кандидат технических наук.

Журнал основан в 2012 г.
Периодичность выхода – 2 номера в год.

Адрес издателя:

455000, Челябинская обл.,
г. Магнитогорск,
пр. К. Маркса, 45/2,
ФГБОУ ВО «МГТУ им. Г.И. Носова»,
издательский центр.

Адрес типографии:

455000, Челябинская обл.,
г. Магнитогорск,
пр. Ленина, 38,
ФГБОУ ВО «МГТУ им. Г.И. Носова»,
участок оперативной полиграфии.

Выход в свет 03.02.2022. Заказ 36.
Тираж 300 экз.

СОДЕРЖАНИЕ

В.В. Мыльников, А.И. Пронин, О.Б. Кондрашкин, Д.И. Шетулов Исследование строительной стали при испытаниях на усталость по схеме консольного изгиба с вращением	3
А.Г. Корчунов, Е.С. Решетникова Исследование точности геометрии волок с помощью 3d сканирования	9
М.П. Шишкарев Точность срабатывания адаптивных фрикционных муфт первого поколения	14
Т.В. Бровман Разработка новых методов расчета энергосиловых параметров волочения и прессования	22
П.Я. Бибиков, А.И. Вислогузов, С.С. Елашко Определение основных параметров конструкции вертикальной валковой дробилки	28
Р.В. Залилов Повышение компетентности технического персонала проводящего техническое обслуживание и ремонт оборудования	35

CONTENTS

V.V. Mylnikov, A.I. Pronin, O.B. Kondrashkin, D.I. Shetulov Performing cantilever-type rotating beam fatigue tests on construction steel	3
A.G. Korchunov, E.S. Reshetnikova Studying die accuracy geometry by 3D scanning	9
M.P. Shishkarev Operation accuracy of adaptive friction clutches of the first generation	14
T.V. Brovman Developing new methods to calculate power parameters of drawing and pressing	22
P.Ya. Bibikov, A.I. Visloguzov, S.S. Elashko Determining main parameters of a vertical roll crusher design	28
R.V. Zalilov Increasing competence of maintenance personnel	35



УДК 669.046:539.4.013.3

В.В. Мыльников,
ФГБОУ ВО «Нижегородский государственный
архитектурно-строительный университет»
г. Нижний Новгород, Россия
E-mail: mrmylnikov@mail.ru

А.И. Пронин,
ФГБОУ ВО «Комсомольский –на-Амуре
государственный университет»
г. Комсомольск–на-Амуре, Россия
E-mail: mdsov@knastu.ru

О.Б. Кондрашкин,
ФГБОУ ВО «Нижегородский государственный
архитектурно-строительный университет»
г. Нижний Новгород, Россия
E-mail: tsp-nngasu@mail.ru

Д.И. Шетулов
ФГБОУ ВО «Нижегородский государственный
технический университет»
г. Нижний Новгород, Россия
E-mail: Schetulov@mail.ru
Дата поступления 01.12.2021

ИССЛЕДОВАНИЕ СТРОИТЕЛЬНОЙ СТАЛИ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ НА УСТАЛОСТЬ ПО СХЕМЕ КОНСОЛЬНОГО ИЗГИБА С ВРАЩЕНИЕМ

Аннотация

Проведены испытания на усталость строительной стали по схеме консольного изгиба с вращением цилиндрических образцов различных размеров. Структурным микроанализом выявлено наличие полос скольжения на поверхности образцов и определено, что образование этих полос зависит от масштаба образца: в больших образцах полосы скольжения более развиты и их интенсивность выше, чем в малых, что свидетельствует о более развитом поверхностном эффекте в первом случае. Показано, что чем сильнее развито поперечное скольжение, тем круче наклон кривых усталости к оси долговечности - сопротивление усталости больших образцов уменьшается, по сравнению с малыми, при этом масштаб образцов незначительно сказывается на стабильности работы исследованного материала.

Ключевые слова: строительная сталь, кривые усталости, прочность, долговечность, масштабный эффект.

Введение

Изучение закономерностей сопротивления усталости конструкционных материалов имеет первостепенное значение при прогнозировании прочности, долговечности и остаточного ресурса деталей машин и конструкций [1-3]. На прочностные параметры сплавов при усталостных испытаниях влияют многие факторы, такие как температура, асимметрия нагружения, масштабный эффект, частота, шероховатость поверхности, концентрация напряжений и

т.д., при этом каждый фактор может испытывать комплексное взаимодействие, действующих одновременно с ним, других факторов, которые могут как усиливать его действие, так и ослаблять или вообще исключать его влияние на развитие процесса повреждений [4-7]. При тщательном изучении характеристик изменения показателей сопротивления усталости с одновременным учетом всех факторов и различных схем нагружений возникают значительные труд-

ности, поэтому удобнее разбить этот процесс на экспериментально-теоретическое изучение отдельных факторов.

Схема нагружения при испытаниях на усталость

Существует большое количество различных схем нагружения при испытаниях на усталость [8-11], наиболее распространенными являются испытания, осуществляемые по схемам представленных на рисунке 1.

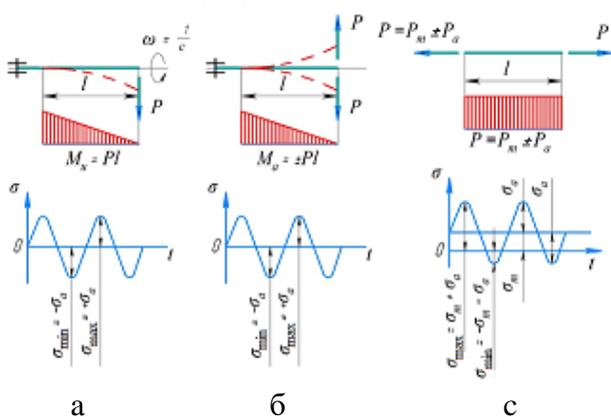


Рисунок 1. Схемы нагружения образцов при испытаниях на усталость:

- а – консольный изгиб вращающегося цилиндрического образца;
- б – консольный циклический поперечный изгиб плоского образца;
- с – осевое растяжение по пульсирующему циклу

В представленной работе испытания проводили по схеме консольного изгиба вращающегося цилиндрического образца показанной на рис. 1,а. Циклические испытания механических свойств материалов имеют важное значение, поскольку большинство деталей машин и конструкций в процессе эксплуатации претерпевают воздействие знакопеременных нагрузок [12]. Переменную нагрузку описывают с помощью закона (графика) нагружения. Нагружение может быть нерегулярным, случайным или подчиняться определенному правилу. Идентичное повторение нагрузок в течении постоянных интервалов времени, называемых периодами, характерно для периодического нагружения, т.е. цикличе-

ского. Под действием циклически изменяющихся переменных напряжений или деформаций происходит процесс постепенного накопления повреждений, приводящий к критической степени искажения кристаллической решетки в отдельных объемах (зернах) вследствие протекания микропластической деформации, к созданию локальных пиковых деформаций, имеющих возможность вызвать разрыв межатомных связей, к образованию зародышевых усталостных микротрещин их развитию и последующего разрушения материала [13-15].

Материал исследования

В данной работе исследованиям на циклическую прочность была подвергнута сталь марки Ст 3 – основной стали, применяемой в строительстве. Без стали Ст 3 пока невозможно строить, возводить подземные и наземные коммуникации, производить транспорт, необходимые станки и агрегаты. Из данной разновидности сырья получают стальной лист, круг, балку, шестигранник, швеллер, – т.е. самые востребованные продукты черного металлопроката.

Характеристики и свойства исследуемой стали представлены в таблицах 1-4:

Таблица 1
Характеристики стали Ст 3

Марка:	Ст3сп
Классификация:	Сталь конструкционная углеродистая обыкновенного качества
Дополнение:	По ГОСТ 27772-88 сталь Ст3сп5 соответствует стали для строительных конструкций С245; сталь Ст3сп соответствует стали С285
Применение:	Несущие элементы сварных и несварных конструкций и деталей, работающих при положительных температурах, арматура класса Ат400С

Стоит отметить, что одним из основных раскислителей при выплавке сталей на сегодня является кремний. По сути, этот элемент и определяет тип стали. В полуспокойных сталях его содержание доходит до

0,10 %, тогда как в спокойных – до 0,40 %. Кремний увеличивает прочность феррита, почти не снижая его пластичности, при концентрации в сплаве до 0,30 % - полностью растворяется. Известно, что содержание данного элемента в большем объеме (более 0,40 %) только ухудшает отмеченные стали 3 характеристики. В сочетании с марганцем или молибденом кремний обеспечивает сплаву высокую закаливаемость, увеличивает предел упругости и предел текучести, сообщает устойчивость к воздействию перепадов температур. Именно плотность стали 3, раскисленная и обогащенная подобным образом обуславливает ее востребованность и широкий спектр применения.

Методика испытаний

Цилиндрические образцы пятикратной длины относительно диаметра испытывались на усталость на установке, в которой

действует схема изгиба вращающегося образца. Конструкция установки представлена на рис. 2.

Образец 1 зажимается в цанговый захват 2 промежуточной опоры, которая соединена с электродвигателем 3 через резиновую муфту 4. Свободный конец образца вставляется в подшипник 5, который расположен в опоре нагружающего устройства 6. Нагрузка образца осуществляется с помощью грузов 7. При помощи тросика 8, перекинутого через блок 9, усилие передается на опору. На валу электродвигателя укреплен кулачок, связанный с электромагнитным счетчиком числа оборотов двигателя. Имеющийся в установке стоп-механизм 10 и счетчик количества оборотов электродвигателя позволяет фиксировать текущее количество циклов до разрушения образца.

Таблица 2

Химический состав в % стали Ст 3

C	Si	Mn	Ni	S	P	Cr	N	Cu	As
0.14 - 0.22	0.15 - 0.3	0.4 - 0.65	до 0.3	до 0.05	до 0.04	до 0.3	до 0.008	до 0.3	до 0.08

Таблица 3

Технологические свойства стали Ст 3

Свариваемость:	без ограничений
Флокеночувствительность:	не чувствительна
Склонность к отпускной хрупкости:	не склонна

Таблица 4

Механические свойства при T=20°C стали Ст 3

Сортамент	σ_B	σ_T	δ
Прокат, ГОСТ 535-2005	320	220	26

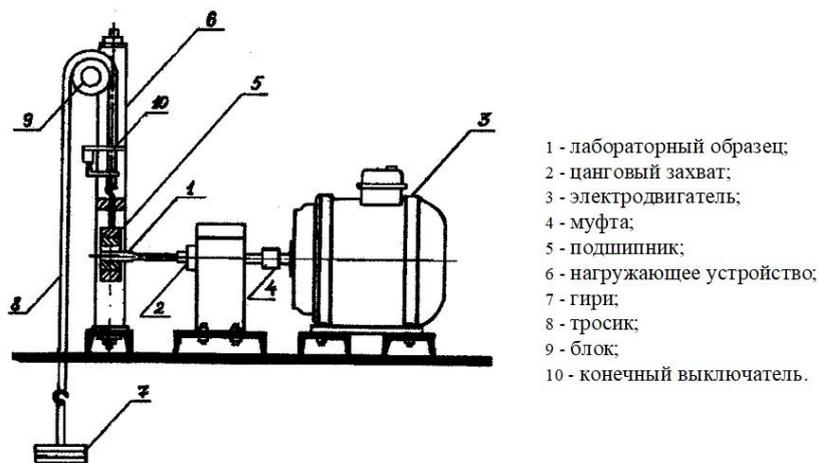


Рисунок 2. Принципиальная схема экспериментальной установки для испытания металлов на усталость по схеме изгиб вращающегося образца

Перед началом испытаний в месте предполагаемого излома снимаются размеры поперечного сечения, которые заносятся в протокол. При испытании первого образца назначается напряжение, равное 2/3 от предела прочности испытуемого материала. Гири плавно кладутся на поддон после определения абсолютной нагрузки и начала вращения образца. После полной наработки электродвигатель автоматически отключается и фиксируется количество циклов. Данные заносятся в протокол испытаний.

Каждый последующий образец испытывается при напряжении меньшем, чем предыдущие, на 100÷200 МПа и т.д. У места предполагаемого излома кривой усталости изменение напряжения уменьшается до 50÷30 МПа для более точного определения его места на кривой усталости, построенной в логарифмических координатах.

Для построения уравнений кривых усталости и обработки полученных результатов использовали методы математической статистики. С целью спрямления аппроксимирующих линий экспериментальных данных для построения кривой усталости применили логарифмические координаты в уравнении:

$$\lg \sigma = (\lg \sigma)_0 - \operatorname{tg} \alpha_w \lg N, \quad (1)$$

где σ – напряжение при достижении соответствующего N ; σ_0 – напряжение при $N=1$, отсекаемое линией кривой усталости; N – количество циклов нагружения до разрушения (долговечность).

Наклона кривой усталости $\operatorname{tg} \alpha_w$ к оси количества циклов N , определяли по соотношению:

$$\operatorname{tg} \alpha_w = \frac{d \lg \sigma}{d \lg N}, \quad (2)$$

где σ – циклическое напряжение; N – количество циклов.

Значения величин $(\lg \sigma)_0$ вычисляли по формулам:

$$(\lg \sigma_0)_0 = \overline{\lg \sigma} - \kappa_\beta \overline{\lg N}, \quad (3)$$

где $\overline{\lg \sigma}$ – среднее значение по логарифму напряжения, $\overline{\lg N}$ – среднее значение по логарифму количества циклов, которые считали следующим образом:

$$\overline{\lg \sigma} = \frac{\sum \lg \sigma}{n}; \quad \overline{\lg N} = \frac{\sum \lg N}{n}. \quad (4)$$

Подставляя (4) в выражение (3) получим:

$$(\lg \sigma_0)_0 = \frac{\sum \lg \sigma - \kappa_\beta \sum \lg N}{n}, \quad (5)$$

Дисперсию по $\lg \sigma$ и $\lg N$ определяли по выражению:

$$S_{\lg N} = \frac{1}{n-1} \left[\sum \lg N^2 - \frac{(\sum \lg N)^2}{n} \right], \quad (6)$$

где $S_{\lg N}$ – дисперсия по количеству циклов, n – число экспериментальных данных.

$$S_{\lg \sigma} = \frac{1}{n-1} \left[\sum \lg \sigma^2 - \frac{(\sum \lg \sigma)^2}{n} \right], \quad (7)$$

где $S_{\lg \sigma}$ – дисперсия по напряжению.

Для определения коэффициента корреляции использовали уравнение:

$$K_{\text{кор}} = \kappa_\beta S_{\lg N} / S_{\lg \sigma}, \quad (8)$$

κ_β – коэффициент регрессии, который определяет наклон кривой усталости $\kappa_\beta = \operatorname{tg} \alpha_w$.

$K_{\text{кор}}$ – коэффициент корреляции, отображает степень сходимости построенного графика кривой усталости с полученными результатами эксперимента, который применили как показатель степени стабильности поведения исследованных сплавов.

Результаты исследований

Испытания стали марки Ст3 показывает увеличение циклической прочности с уменьшением диаметра рабочей части образца (рисунок 3, кривая 1), т.е. с ростом абсолютных размеров образцов наклон кривых усталости увеличивается. При этом следует отметить, что при увеличении размеров образца (кривая усталости 2 на рисунке 3) в области малых значений долговечности N она имеет более высокую циклическую прочность, однако, за счет более крутого наклона левой ветви кривой усталости она опускается ниже и на базе $N = 105$ циклов видна заметная разница в величинах ограниченных циклов усталости.

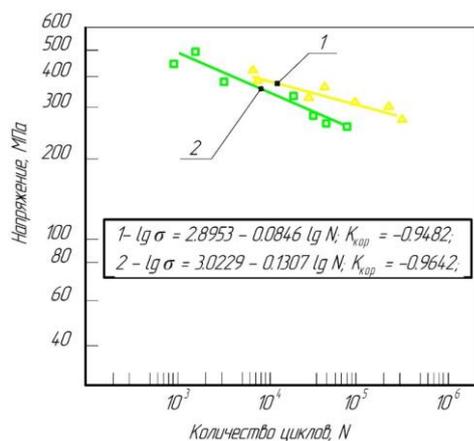
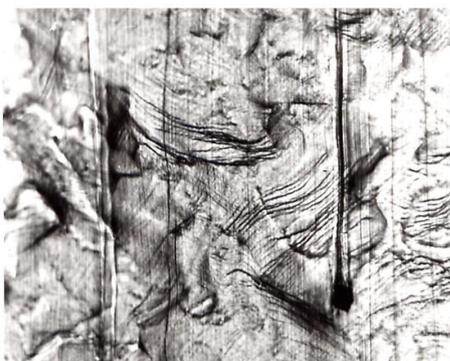


Рисунок 3. Кривые усталости образцов, изготовленных из стали Ст3:

- 1 - диаметр $d=5$ мм;
2 – диаметр $d=13$ мм – изгиб вращающегося образца



а



б

Рисунок 4. Микроструктура стали Ст. 3 после циклического нагружения X450, $t = 20^{\circ}\text{C}$, $N = 5 \cdot 10^4$

а – диаметр 5 мм, б – диаметр 13 мм

Эксперименты выявили наличие полос скольжения на поверхности всех испытанных образцов. Однако оказалось, что образование этих полос зависит от масштаба образца: в больших образцах полосы скольжения более развиты и их интенсивность

выше, чем в малых (рис. 4), что свидетельствует о более развитом поверхностном эффекте в первом случае. Это в свою очередь говорит о более сильно развитом поперечном скольжении в поверхностном слое больших образцов. В результате оказывается, что чем сильнее развито поперечное скольжение, тем круче наклон кривых усталости к оси N (рис. 3).

Выводы

Таким образом, можно сказать, что шкала N связана с пластичностью. Ее уменьшение сжимает абсциссу N , и наклон кривой усталости растет, сопротивление усталости больших образцов уменьшается, по сравнению с малыми. Зарождение усталостных трещин объясняется тем, что в малых образцах полосы скольжения располагаются на большом расстоянии друг от друга, а в больших они расположены плотнее. Масштаб образцов незначительно сказывается на стабильность работы материала при знакопеременном нагружении - коэффициенты $K_{кор}$ имеют и в том, и в другом случае имеют достаточно высокие значения.

Библиографический список

1. Трощенко, В. Т. Сопротивление усталости металлов и сплавов / В. Т. Трощенко, Л. А. Сосновский. Киев: Наукова думка, 1987. 1303 с.
2. Терентьев В.Ф., Кораблева С.А. Усталость металлов. М.: Наука, 2015. 479 с.
3. Мыльников В.В., Чернышов Е.А., Шетулов Д.И. Прогнозирование циклической прочности и долговечности конструкционных материалов. М: Из-во "Спутник+", 2013. 145 с.
4. Мыльников В.В. Влияние частоты нагружения на усталость конструкционных материалов // Наука и техника. 2019. Т. 18. № 5. С. 427-435.
5. Yasnii P.V., Maruschak P.O., Hlado V.V. Effect of Temperature, Frequency and Loading Waveform on Fatigue Crack Growth in Bimaterial of the Roll for Continuous Casting Machines // Proc. Int. Conf. «Progressive Technologies and Materials in Engineering», 28-30 June 2005, Rzeszow-Bezmiechowa, Poland. Rzeszow: RUT, 2005. P. 117-124.

6. Mylnikov V.V., Shetulov D.I., Chernyshov E.A. Investigation into the Surface Damage of Pure Metals Allowing for the Cyclic Loading Frequency // Russ. J. Non-Ferr. Met. 2013. Vol. 54, No. 3. p.229–233.
7. Чернышов Е.А., Романов А.Д., Мыльников В.В. Некоторые аспекты влияния природы масштабного эффекта при циклических испытаниях на эксплуатацию и надежность изделий из алюминиевых сплавов // Известия высших учебных заведений. Цветная металлургия. 2018. № 5. С. 56-65.
8. Радон Дж. Зависимость роста трещин от частоты при усталости в условиях циклического нагружения с постоянной и случайной амплитудой // Физическая мезомеханика. 2000. Т. 3. №2. С. 81-89.
9. Myl'nikov V.V., Kondrashkin O.B., Shetulov D.I., Chernyshov E.A., Pronin A.I. Fatigue Resistance Changes Of Structural Steels At Different Load Spectra // Steel in Translation. 2019. Т. 49. № 10. С. 678-682.
10. Школьник Л.М. Методика усталостных испытаний. Справочник. М.: Металлургия, 1978. 304 с.
11. Suresh S. Fatigue of metals. – Cambridge University Press, 2006. 701 p.
12. Мак-Ивили А.Дж. Анализ аварийных разрушений / Пер. с англ. Э.М. Лазарева, И.Ю. Шкадиной. Под. ред. Л.Р. Ботвиной. М.: Техносфера, 2010. 416 с.
13. Хоникомб Р. Пластическая деформация металлов / Пер. с англ. Под ред. Б.А. Любова. М.: Из-во «Мир», 1972. 408 с.
14. Мак Лин Д. Механические свойства металлов / Пер. с англ. Л.И. Миркина. Под ред. Я.Б. Фридмана. М.: Металлургия. 1965. 432 с.
15. Владимиров В.И. Физическая природа разрушения металлов. М.: Металлургия, 1984. 280 с.

Information about the paper in English

V.V. Mylnikov,
Nizhny Novgorod State University of Architecture and Civil Engineering
Nizhny Novgorod, Russia
E-mail: mrmylnikov@mail.ru

A.I. Pronin,
Komsomolsk-on-Amur State University
Komsomolsk-on-Amur, Russia
E-mail: mdsov@knastu.ru

O.B. Kondrashkin,
Nizhny Novgorod State University of Architecture and Civil Engineering
Nizhny Novgorod, Russia
E-mail: tsp-nngasu@mail.ru

D.I. Shetulov
Nizhny Novgorod State Technical University
Nizhny Novgorod, Russia
E-mail: Schetulov@mail.ru

Received 01.12.2021

PERFORMING CANTILEVER-TYPE ROTATING BEAM FATIGUE TESTS ON CONSTRUCTION STEEL

Abstract

Fatigue tests on construction steel were performed according to a schedule of cantilever-type rotating of cylindrical samples of various sizes. The structural microanalysis showed slip bands on the sample surface and determined that such band formation depended on the sample scale: large samples had more propagated slip bands and their rate was higher than in small samples, suggesting more evolved surface effect in the first case. It is shown that the more evolved cross slips are, the steeper slope of fatigue curves to the axis of durability is; fatigue resistance of large samples decreases as compared to small ones and the scale of the samples has a slight influence on consistency of stability of the material under study.

Keywords: construction steel, fatigue curves, strength, durability, scale effect.



УДК 004.93

А.Г. Корчунов, Е.С. Решетникова
ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный
технический университет им. Г.И. Носова»
Магнитогорск, Россия
E-mail: elenresh74@gmail.com
Дата поступления 19.12.2021

ИССЛЕДОВАНИЕ ТОЧНОСТИ ГЕОМЕТРИИ ВОЛОК С ПОМОЩЬЮ 3D СКАНИРОВАНИЯ

Аннотация

В настоящей работе рассмотрено применение 3D сканирования с целью исследования точности изготовления геометрии инструмента для калибрования проката круглого сечения. Приведены результаты сканирования двух волок на сканере SHINING 3D EINSCAN-SP и представлены результаты сравнения полученных данных с геометрическими моделями волок, созданных по ГОСТ 9453-75 в Autodesk Inventor Professional. Произведено сравнение поверхностей с использованием программного обеспечения GOM Inspect, предназначенного для анализа 3D-измерительных данных, полученных с помощью проекционных или лазерных сканеров.

Ключевые слова: реверсивный инжиниринг, сканирование, 3D модель, инструмент

Введение

Калиброванной сталью принято называть сплошные с гладкой, светлой или матовой поверхностью стальные длинномерные изделия в виде прутков или проволоки с регламентированной точностью размеров, конфигурацией поперечного сечения (профиля), механическими, физическими и другими свойствами. Калиброванная сталь находит широкое применение в автомобилестроении, тяжелом и сельскохозяйственном машиностроении, а также в областях, где она подвергается не только механическим воздействиям, но и действию агрессивных сред. Из холоднотянутой калиброванной стали обычно производят оси колес, ролики втулок, различного рода валики, валы, пальцы кривошипов, рычаги, шпильки и т.д. Большинство этих деталей работают в условиях вибраций и постоянных знакопеременных нагрузок, в связи, с чем данные элементы должны обладать повышенными показателями надежности. Калибрование в связи с применением малых степеней деформации в отличие от волочения характеризуется большей неравномерностью течения внутренних и поверхностных слоев. Эту неравномерность обу-

словливает форма очага деформации. Изучение очага деформации является важным этапом проектирования процесса калибрования и позволяет определить нагрузки и энергетические затраты на оборудование, выбрать конструкцию инструмента для обеспечения стабильности процесса, механических характеристик и высокого качества изделий [1-3]. Геометрические параметры рабочей зоны волоки – рабочий конус и калибрующая часть оказывают прямое влияние на обеспечение стабильности процесса калибрования, механических характеристик и качество проката. Поэтому, важно оценить качество и точность изготовления геометрии рабочей зоны волоки. При моделировании процессов обработки металлов давлением геометрия инструмента задается в соответствии со стандартами или чертежами [4-7]. Однако форма рабочей поверхности инструмента после изготовления может отличаться от заданных параметров, а, следовательно, результаты моделирования будут неточными. 3D сканирование позволяет оценить точность изготовления геометрии инструмента, а полученные модели сканированных поверхностей могут быть использованы при про-

ведении инженерных расчетов с целью повышения стабильности процесса и определения механических характеристик.

Цель работы заключается в определении профиля рабочей зоны волокна и сравнения данных сканирования с геометрическими параметрами, заданными по ГОСТ 9453-75 «Волоки-заготовки из твердых спеченных сплавов для волочения проволоки и прутков круглого сечения». Результаты сканирования могут быть использованы при моделировании процесса калибрования в различных инженерных комплексах, таких как: Deform-3D, Q-form 2D/3D, ABAQUS.

Основная часть

Для определения геометрии рабочей поверхности монолитных волок, применяемых для калибрования горячекатанного проката, выполнено сканирование на 3D сканере SHINING 3D EINSKAN-SP. SHINING 3D - оптический сканер, который снимает объект двумя камерами с разных ракурсов со специальной подсветкой. На основе полученных снимков строится трехмерное изображение. Информация о форме поверхности объекта формируется в виде облака точек. В данной модели сканера предусмотрено сканирование деталей до 5 кг на поворотном столе. Также используются специальные светоотражающие метки, закрепляющиеся на объекте сканирования для удобства и контроля совмещения нескольких сканов. Поверхности, предназначенные для сканирования, должны быть без зеркального блеска, не прозрачные, не черные.

Получены сканы рабочих поверхностей двух волок, используемых для производства калиброванного проката: №1 - $d=23,93$ мм и №2 - $d=21,93$ мм (рисунок 1). Волока №1 полностью покрыта матовой грунтовкой серого цвета, волокна №2 - белая грунтовка нанесена только на рабочую зону волокна.



Рисунок 1. Волоки №1 и №2, подготовленные для сканирования

Для совмещения и контроля полученных сканов на волокна нанесены точки-маркеры. Сканирование выполнено на поворотном столе SHINING 3D EINSKAN-SP (рисунок 2). Количество точек сканов составляет около 8 млн., заявленная производителем точность сканирования – 0,05 мм.



Рисунок 2. Сканирование волокна на сканере SHINING 3D EINSKAN-SP

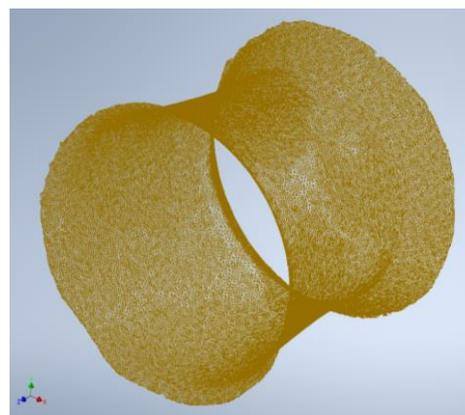


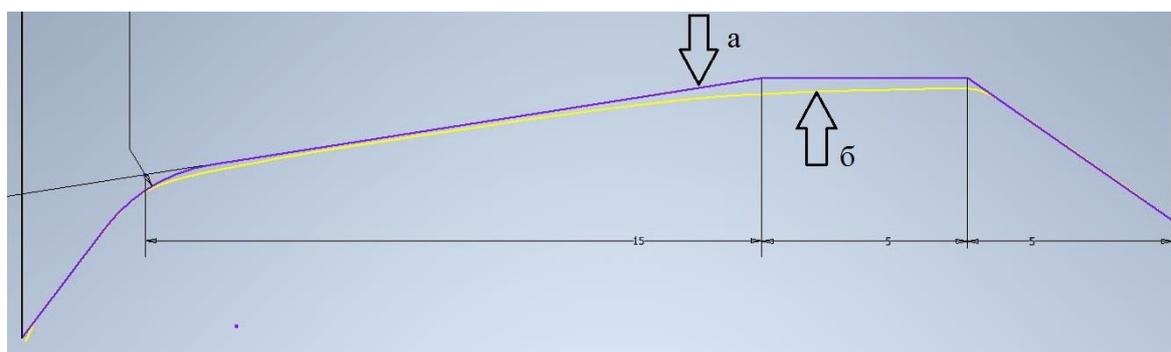
Рисунок 3. Сетка рабочей поверхности волокна №1 после преобразования в Autodesk Inventor Professional

Для повышения качества и скорости обработки результатов в полигональные модели переведены только рабочие поверхности волок. После преобразования в высоком качестве модели состоят из 110 тыс.

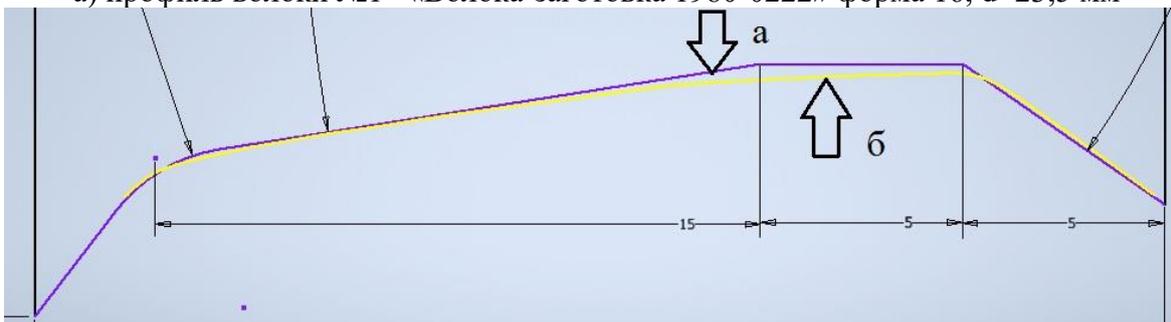
треугольников (формат stl). Данные сетки импортированы в Autodesk Inventor Professional (рисунок 3). Произведена оценка геометрии рабочей поверхности волок в продольных сечениях. Для сравнения полученных данных с геометрией волок построен профиль волок по ГОСТ 9453-75: форма рабочего профиля соответствует Форме 16: волокна №1 - $d=23,5$ мм и волокна

№2 - $d=21,5$ мм. Результаты сравнения представлены на рисунке 4.

После сравнения результатов сканирования определены формы волок-заготовок по ГОСТ 9453-75: волокна №1 - «Волок-заготовка 1980-0222 ГОСТ 9453-75» Форма 16, $d=23,5$ мм, волокна №2 «Волок-заготовка 1980-0219 ГОСТ 9453-75» Форма 16, $d=21,5$ мм (рисунок 5).



а) профиль волокна №1 – «Волок-заготовка 1980-0222» форма 16, $d=23,5$ мм



б) профиль волокна №2 - «Волок-заготовка 1980-0219» форма 16, $d=21,5$ мм

Рисунок 4. Сравнение рабочего профиля волок №1 и №2 после сканирования с геометрией по ГОСТ 9453-75 в Autodesk Inventor Professional:

а – профиль рабочей зоны волокна по ГОСТ 9453-75;
б - профиль рабочей зоны волокна после сканирования.

Для анализа отклонений сканированной поверхности волокна от рабочего профиля волокна по ГОСТ 9453-75 использовано программное обеспечение GOM Inspect, предназначенное для анализа 3D-измерительных данных, полученных с помощью проекционных или лазерных сканеров. На рисунках 6 и 7 представлены результаты сравнения сетки сканирования волокна №1 с 3D моделью, выполненной в Autodesk Inventor Professional по размерам Формы 16 ГОСТ 9453-75 $d=23,5$ мм.

После сравнения результатов сканирования определены формы волок-заготовок по ГОСТ 9453-75: волокна №1 - «Волок-заготовка 1980-0222 ГОСТ 9453-75» Форма

16, $d=23,5$ мм, волокна №2 «Волок-заготовка 1980-0219 ГОСТ 9453-75» Форма 16, $d=21,5$ мм (рисунок 5).

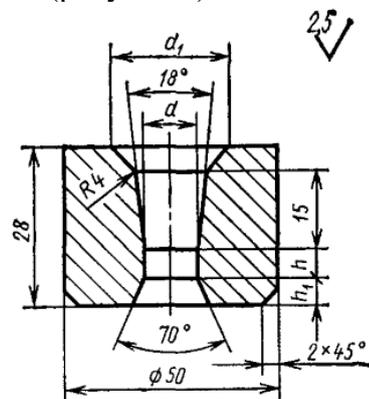


Рисунок 5. Форма 16 по ГОСТ 9453-75

Для анализа отклонений сканированной поверхности волокна от рабочего профиля волокна по ГОСТ 9453-75 использовано программное обеспечение GOM Inspect, предназначенное для анализа 3D-измерительных данных, полученных с помощью проекционных или лазерных

сканеров. На Рис. 6 и Рис. 7 представлены результаты сравнения сетки сканирования волокна №1 с 3D моделью, выполненной в Autodesk Inventor Professional по размерам Формы 16 ГОСТ 9453-75 $d=23,5$ мм.

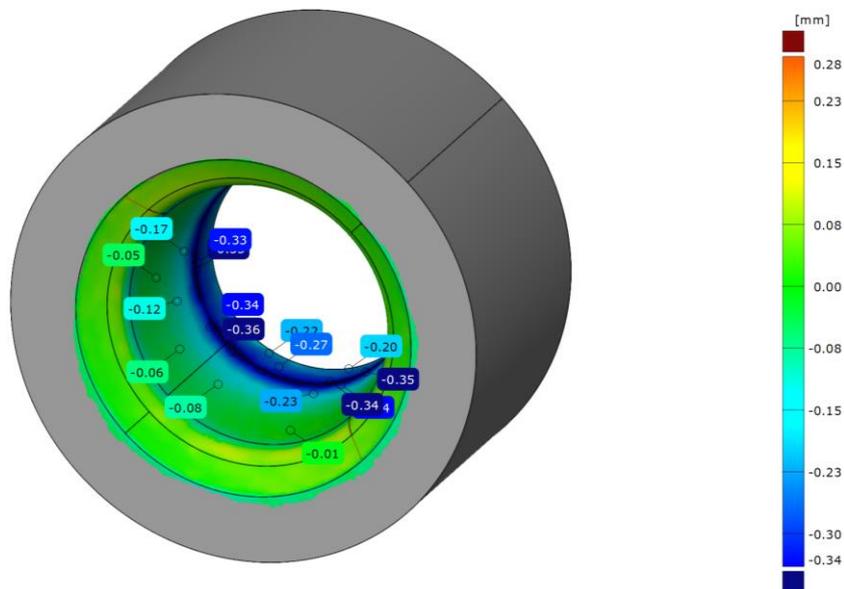


Рисунок 6. Сравнение 3D модели формы 16 ГОСТ 1953-75 $d=23,5$ мм с поверхностью волокна №1 после сканирования

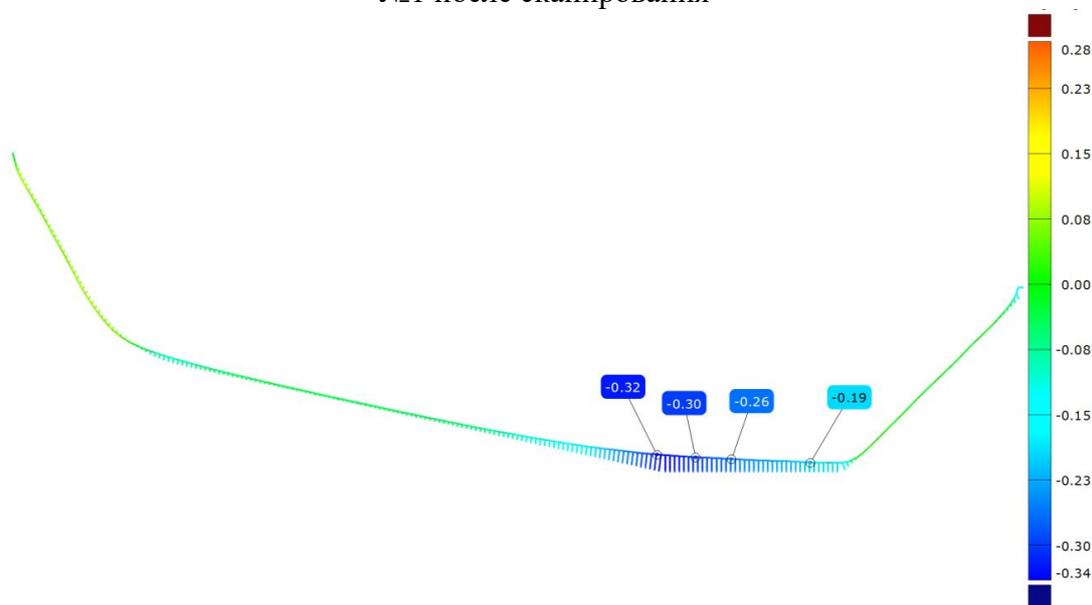


Рисунок 7. Сравнение геометрии 3D модели формы 16 ГОСТ 1953-75 $d=23,5$ мм с поверхностью волокна №1 после сканирования в продольном сечении

Заключение

Полученные данные, показывают, что переход между конической зоной волокна и калибрующей частью сглажен: максимальное отклонение составляет 0,36 мм в радиальном направлении, с одной стороны, на

диаметр максимальное отклонение – 0,7 мм. В связи с тем, что геометрия профиля рабочей зоны волокна оказывает существенное влияние на распределение деформаций и напряжений в очаге деформации, точность калибруемого проката и стойкость

волок, использование результатов сканирования при моделировании процесса калибровки проката в инженерных комплексах позволят получить данные максимально приближенные к реальным производственным условиям.

Библиографический список

1. Харитонов В.А., Столяров А.Ю. Влияние геометрических параметров очага деформации на разрушение проволоки при волочении / Вестник МГТУ им. Г.И. Носова. 2013. №1. С. 33-39.
2. Белалов Х.Н., Клековкин А.А., Клековкина Н.А., Гун Г.С., Корчунов А.Г., Полякова М.А. Стальная проволока: монография. Магнитогорск: Изд-во Магнитогорск. гос. техн. ун-та им. Г.И. Носова, 2011. 689 с.
3. Белалов Х.Н., Клековкин А.А., Клековкина Н.А., Гун Г.С., Корчунов А.Г., Полякова М.А. Стальная проволока: монография. Магнитогорск: Изд-во Магнитогорск. гос. техн. ун-та им. Г.И. Носова, 2011. 689 с.
4. Решетникова Е.С. Моделирование процесса холодной штамповки болтов с фланцем / Е.С. Решетникова, Е.А. Сви-стунова, Л.В. Дерябина // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. 2015. №4. С. 30–32.
5. Решетникова Е.С., Сви-стунова Е.А., Савельева И.А. Моделирование температурных условий процесса калибровки стали для прогнозирования ресурса монолитной волоки / Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. 2017. № 6. С. 29-31.
6. Корчунов А.Г., Решетникова Е.С., Сви-стунова Е.А., Савельева И.А. Методика прогнозирования ресурса профилирующих валков для производства высокопрочной арматуры на основе компьютерного моделирования / Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. 2020. № 1. С. 18-23.
7. Константинов, Д. В. Моделирование процесса волочения проволоки с учетом зависимости коэффициента трения от температуры контактной поверхности / Д.В. Константинов, А.Г. Корчунов // *Металлургические процессы и оборудование*. – 2013. – №4. – С. 16-23.

Information about the paper in English

A.G. Korchunov, E.S. Reshetnikova
Nosov Magnitogorsk State Technical University
Magnitogorsk, Russia
E-mail: elenresh74@gmail.com
Received 19.12.2021

STUDYING DIE ACCURACY GEOMETRY BY 3D SCANNING

Abstract

The present paper describes 3D scanning used to study geometry accuracy of a tool to size round bars. It contains the results of scanning two dies on the Shining 3D EinScan-SP scanner and compares the obtained data with die geometrical models made as per GOST 9453-75 in Autodesk Inventor Professional. The surfaces are compared in GOM Inspect software applied to analyze 3D measurement data obtained using overhead or laser scanners.

Keywords: reverse engineering, scanning, 3D model, tool.



УДК 621.838.222

М.П. Шишкарёв
ФГБОУ ВО «Донской государственный
технический университет» (ДГТУ)
г. Ростов-на-Дону, Россия
E-mail: shishkarevm@mail.ru
Дата поступления 10.12.2021

ТОЧНОСТЬ СРАБАТЫВАНИЯ АДАПТИВНЫХ ФРИКЦИОННЫХ МУФТ ПЕРВОГО ПОКОЛЕНИЯ

Аннотация

Показано, что точность срабатывания адаптивной фрикционной муфты со всеми ведущими парами трения при одинаковых параметрах выше, чем адаптивной фрикционной муфты с дифференцированными парами трения. Найдены зависимости для вычисления значений коэффициента усиления обратной связи адаптивной фрикционной муфты с меньшим числом ведущих пар трения и адаптивной фрикционной муфты со всеми ведущими парами трения, при которых точность срабатывания и нагрузочная способность муфт одинаковы.

Ключевые слова: адаптивная фрикционная муфта, точность срабатывания, первое поколение, коэффициент усиления, одноконтурная обратная связь.

Введение

Состояние вопроса. Для адаптивных фрикционных муфт (АФМ) первого поколения характерно наличие одноконтурной отрицательной обратной связи по усилию прижатия друг к другу пар трения фрикционной группы в зависимости от значения коэффициента трения [1, 2]. Благодаря этому точность срабатывания АФМ выше, чем у предохранительных фрикционных муфт, которые не имеют в своем составе управляющего устройства (УУ) обратной связи [3].

По конструктивно-компоновочной схеме АФМ первого поколения классифицируются на:

- муфты с дифференцированными парами трения типа «ведущие пары – ведомые пары» [4];
- муфты со всеми ведущими парами трения [5].

В муфтах первого из указанных классов часть полного вращающего момента между полумуфтами передается одним или определенной группой фрикционных дисков, получающих нагрузку от ведущей полумуфты непосредственно за счет сил трения. Вторая часть вращающего момента передается комбинированным способом – посредством чувствительных элементов УУ,

получающих нагрузку от ведущей полумуфты и передающих нагрузку второй группе фрикционных дисков. Первая из указанных фрикционная группа является ведущей, а вторая – ведомой.

В муфтах второго класса полный вращающий момент между полумуфтами передается чувствительными элементами УУ благодаря отсутствию фрикционной связи как между нажимным диском и ведущей полумуфтой, так и между ведомыми фрикционными дисками и ведущей полумуфтой.

Вследствие разницы между компоновочными схемами указанных классов АФМ, при одинаковых конструктивных параметрах, таких как число пар трения фрикционных дисков, величина среднего радиуса поверхностей трения, сила натяжения замыкающей пружины (группы замыкающих пружин), а также параметры УУ муфты передают неодинаковые предельные вращающие моменты [4, 5]. Причиной этого являются неодинаковые величины распорных (отжимных) усилий, развиваемых УУ.

Постановка задачи исследования. Анализ точности срабатывания АФМ первого поколения с дифференцированными парами трения и АФМ со всеми ведущими парами трения.

Основная часть

Для решения поставленной задачи обратимся к рисунку 1, на котором изображены два варианта принципиальной схемы АФМ первого поколения:

– с дифференцированными парами трения – верхняя часть рисунок 1, а относительно оси вращения муфты;

– со всеми ведущими парами трения – нижняя часть рисунок 1, а относительно оси вращения муфты.

Муфта состоит из двух полумуфт 1 и 2, связанных одна с другой посредством фрикционной группы, которая включает диски 3 и 4. Диски 3 связаны при помощи

шлицевого соединения со ступицей нажимного диска 5, лишенного кинематической связи в окружном направлении со ступицей полумуфты 1. Диски 4 связаны аналогичным способом с барабаном полумуфты 2.

Связь дисков 3 и 4 с соответствующими элементами муфты позволяет передавать осевую нагрузку на поверхности трения.

УУ муфты состоит из тел качения 6, которые размещены в скошенных гнездах, выполненных на обращенных одна к другой торцовых поверхностях нажимного 5 и упорного 7 дисков (см. рис. 1, б, сечение А-А). Упорный диск 7 жестко закреплен на ступице полумуфты 1.

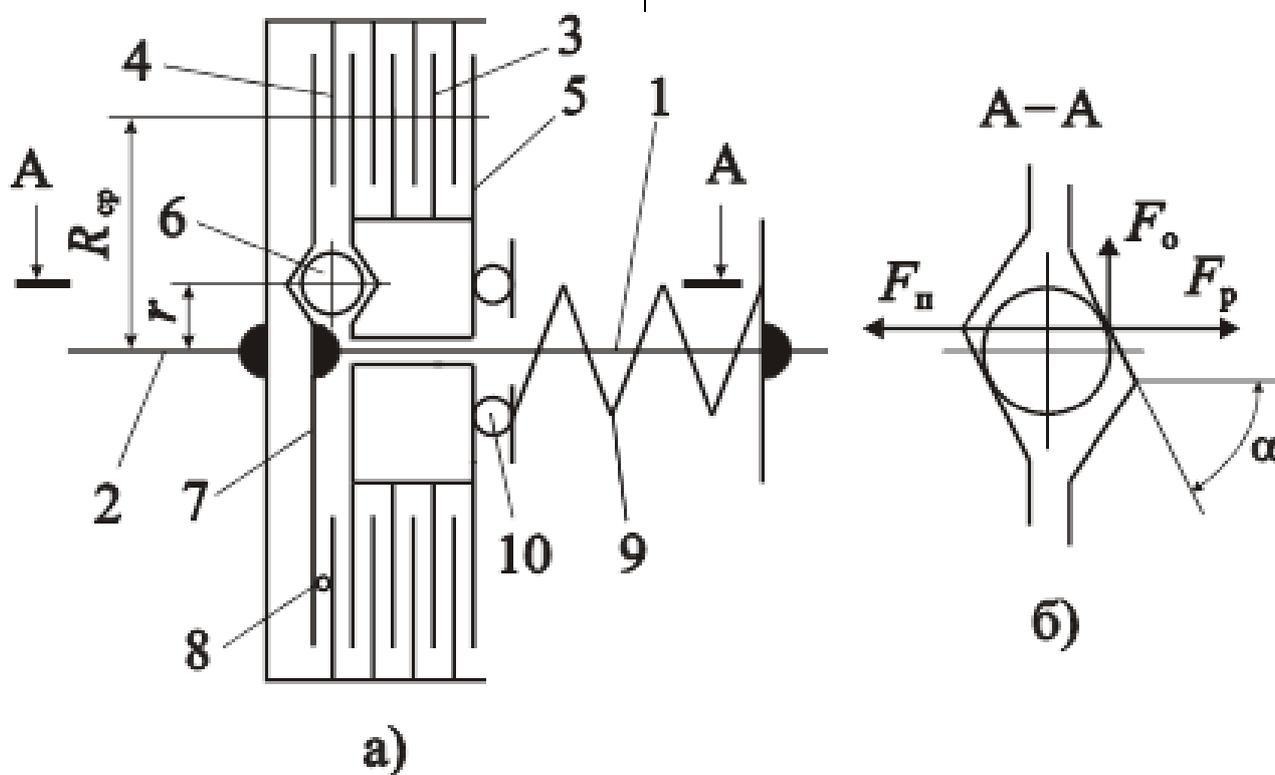


Рисунок 1. Варианты принципиальной схемы АФМ первого поколения

Компоновочная схема фрикционной группы АФМ, в соответствии с упомянутыми вариантами, выглядит следующим образом:

– левый (по рисунку 1, а, верхняя часть относительно оси вращения АФМ) фрикционный диск 4 находится в непосредственном контакте с упорным диском 7 посредством трения, что отражает схему дифференцирования пар трения фрикционной группы на ведущую (диск 4 – упорный диск 7) и ведомые пары (диски 3, 4 и нажимной

диск 5);

– между левым (по рисунку 1, а, нижняя часть относительно оси вращения АФМ) фрикционным диском 4 и упорным диском 7 установлен упорный подшипник 8, поэтому пары трения 3-4 и 4-5 являются ведущими.

Силовое замыкание пар трения фрикционной группы осуществляется пружиной 9, поставленной в муфту с предварительным натяжением. Усилие пружины передается на нажимной диск 5 через упорный

подшипник 10, с помощью которого существенно (до малозначимых величин) уменьшается влияние сил трения между пружиной и нажимным диском на работу УУ обратной связи.

Формулы для вычисления предельных значений вращающего момента АФМ для первого и второго вариантов конструктивно-компоновочной схемы фрикционной группы можно записать соответственно в виде [4, 5]:

$$T_{n,i} = zF_n R_{cp} \frac{f_i}{1 + (z-1)Cf_i}, \quad (1)$$

$$T_{n,i} = zF_n R_{cp} \frac{f_i}{1 + zCf_i}, \quad (2)$$

где z – общее число пар трения фрикционной группы муфты; F_n – сила натяжения пружины 9; $F_n = \text{const}$ для конкретной настройки АФМ; R_{cp} – средний радиус поверхностей трения фрикционных дисков 3 и 4 (рисунок 1, а); f_i – коэффициент трения между дисками 3 и 4; C – коэффициент усиления (КУ) УУ обратной связи:

$$C = \frac{R_{cp}}{r} \operatorname{tg} \alpha,$$

α – угол скоса гнезда под тело качения 6 (рисунок 1, б); r – радиус окружности, на которой расположены тела качения 6 (рисунок 1, а).

Анализ соотношений (1) и (2) показывает, что при одинаковых параметрах АФМ нагрузочная способность первого варианта конструктивно-компоновочной схемы фрикционной группы выше, чем второго варианта.

Точность срабатывания предохранительных муфт любого типа, в том числе АФМ, характеризуется коэффициентом точности [6], который вычисляется для сравниваемых вариантов соответственно по формулам:

$$K_{\tau 1} = \frac{f_{\max} [1 + (z-1)Cf_{\min}]}{f_{\min} [1 + (z-1)Cf_{\max}]}, \quad (3)$$

$$K_{\tau 2} = \frac{f_{\max} (1 + zCf_{\min})}{f_{\min} (1 + zCf_{\max})}, \quad (4)$$

где f_{\min} , f_{\max} – соответственно минимальное и максимальное значения коэффициента трения [7].

В работе [8] показано, что в АФМ первого поколения, построенных по схеме муфты Н.Д. Вернера [9], независимо от конструкции УУ обратной связи, точность срабатывания повышается с увеличением КУ.

В данном случае следует рассматривать так называемый «приведенный» КУ обратной связи [10]. Для рассматриваемых вариантов АФМ формулы для вычисления приведенного КУ соответственно имеют вид:

$$C_{n1} = (z-1)C, \quad (5)$$

$$C_{n2} = zC. \quad (6)$$

Формулы (5) и (6) показывают, что при одинаковых параметрах z и C справедливо неравенство $C_{n1} < C_{n2}$. Следовательно, точность срабатывания АФМ со всеми ведущими парами трения выше, чем АФМ с дифференцированными парами трения.

В формулах (1), (3) и (5) число ведущих пар трения принято равным единице. Данное обстоятельство объясняется тем, что для АФМ с дифференцированными парами трения предельное значение КУ обратной связи ограничена в соответствии со следующим соотношением [4]:

$$C_{\max} = \frac{1}{z_1 f_{\max}}, \quad (7)$$

где z_1 – число ведущих пар трения.

Выражение (7) показывает, что увеличение параметра z_1 требует уменьшения значения КУ C_{\max} , что, согласно изложенному выше, приводит к снижению точности срабатывания муфты.

Оценим нагрузочную способность АФМ со всеми ведущими парами трения при условии выполнения равенства $C_{n1} = C_{n2}$. В этом случае значение КУ АФМ со всеми ведущими парами трения должно быть уменьшено. Новое значение КУ можно найти, приравняв друг другу правые части выражений (5) и (6). Получаем

$$C_1 = \frac{(z-1)C}{z}. \quad (8)$$

При выводе соотношения (8) в выражении (6) принято $C = C_1$ – новое значение КУ (см. выше).

Подставляя правую часть соотношения (8) в выражение (2) и произведя некоторые преобразования, приходим к выражению, идентичному формуле (1). Следовательно, уменьшение (это следует из формулы (7)) значения КУ обратной связи до значения, равного C_1 , приводит к выравниванию нагрузочной способности АФМ с дифференцированными парами трения и АФМ со всеми ведущими парами трения.

Исследуем также влияние изменения числа ведущих пар трения в АФМ с дифференцированными парами трения на сравнительные характеристики вариантов муфт. Положим, что число ведущих пар трения равно z_1 . Тогда на основании формул (1) и (3) запишем

$$T_{n,i} = zF_n R_{cp} \frac{f_i}{1 + (z - z_1)Cf_i}, \quad (9)$$

$$K_{r1} = \frac{f_{max} [1 + (z - z_1)Cf_{min}]}{f_{min} [1 + (z - z_1)Cf_{max}]}. \quad (10)$$

Поскольку в рассматриваемом случае имеем $z_1 > 1$, нагрузочная способность АФМ с дифференцированными парами трения, согласно соотношению (9), увеличивается. Что касается точности срабатывания муфты, продифференцируем один раз функцию (10) по переменной z_1 . В результате получаем следующее выражение (без учета положительного знаменателя и постоянных членов f_{min} и f_{max})

$$D(K_{r1})_{z_1} = (f_{max} - f_{min})C.$$

Первая производная положительная ($f_{max} > f_{min}$), поэтому функция (10) возрастает. Это означает, что с увеличением числа ведущих пар трения точность срабатывания АФМ уменьшается, если значения параметров z и C принять постоянными.

Однако при изменении параметра z_1 значение КУ C не остается постоянным. Согласно соотношению (7), оно уменьшается обратно пропорционально z_1 , поэтому, подставляя правую часть соотношения (7) в выражение (10) и произведя преобразования, получаем

$$K_{r1} = \frac{f_{max} [z + z_1(1 - f_{min})]}{zf_{min}}. \quad (11)$$

В реальных условиях эксплуатации

для сочетаний материалов пар трения, применяемых в АФМ, всегда выполняется условие $f_{min} < 1$ [11], следовательно, функция (11) возрастает при увеличении параметра z_1 . Это означает снижение точности срабатывания муфты.

Для рассматриваемого случая приведенный КУ обратной связи равен

$$C_{пз} = (z - z_1)C. \quad (12)$$

Приравнявая друг другу правые части выражений (6) и (12), в результате решения составленного уравнения получаем

$$C_2 = \frac{(z - z_1)C}{z}. \quad (13)$$

Соотношение (13) показывает функциональную связь между КУ C_2 и КУ C , определяющую значение КУ C_2 , при котором нагрузочная способность сравниваемых вариантов АФМ одинаковая. Поскольку $z_1 > 1$, значение C_2 , очевидно, меньше значения КУ C_1 (см. выражение (8)).

Выполним аналогичное исследование, сопоставив варианты АФМ с дифференцированными парами трения, в одном из которых фрикционная группа содержит одну ведущую пару трения, а в другом – несколько ведущих пар трения.

Данное исследование обусловлено тем, что, согласно полученным результатам, число ведущих пар трения влияет как на нагрузочную способность АФМ, так и на точность ее срабатывания.

Установим, при каком значении КУ АФМ с одной ведущей парой трения ее нагрузочная способность и точность срабатывания равны аналогичным показателям АФМ, имеющей несколько ведущих пар трения в составе фрикционной группы. При этом будем учитывать формулу (12) для вычисления приведенного значения КУ.

С учетом выражений (5) и (13) найдем искомое значение КУ АФМ с одной ведущей парой трения фрикционной группы:

$$C_3 = \frac{(z - z_1)}{z - 1} C. \quad (14)$$

Из соотношения (14) следует, что $C_3 < C$.

Графики зависимостей $C_2(z_1)$ и

$C_3(z_1)$ при различных значениях z показаны на рисунке 2 кривыми 1–4 (кривые 1 и 2 – графики зависимости $C_2(z_1)$). При построении графиков учтено неизбежное изменение значения КУ C согласно соотно-

шению (7). Графики построены по следующим исходным данным: $f_{\max}=0,8$, $z=8; 10$ (соответственно для нечетных и четных кривых).

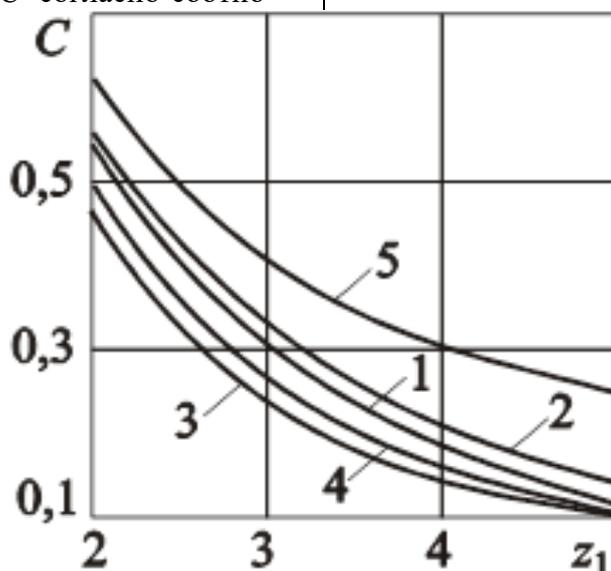


Рисунок 2. Зависимости коэффициента усиления от числа ведущих пар трения

Анализ графиков показывает следующее:

- с увеличением числа ведущих пар трения значение КУ в АФМ с одной ведущей парой трения уменьшается независимо от общего числа пар трения фрикционной группы (кривые 1 и 2). При этом условии обеспечивается равенство нагрузочной способности и точности срабатывания сравниваемых вариантов АФМ (см. выше);

- с увеличением общего числа пар трения фрикционной группы требуемое значение КУ АФМ с одной ведущей парой трения по указанному выше условию увеличивается (кривые 1 и 2);

- с увеличением числа ведущих пар трения уменьшается значение КУ, при котором нагрузочная способность сравниваемых вариантов АФМ одинаковая (кривые 3 и 4).

Для сопоставления на рисунке 2 приведена кривая 5, отражающая зависимость значения КУ АФМ с несколькими ведущими парами трения от их числа. Графики показывают, что разность между величинами C и C_3 возрастает по мере увеличения числа ведущих пар трения как в первом ($z=8$), так и во втором ($z=10$) случаях.

Обоснование необходимости уменьшения значения КУ

Полученные результаты показывают, что в АФМ с одной ведущей парой трения и в АФМ со всеми ведущими парами трения значение КУ может быть уменьшена для того чтобы уравнивать их нагрузочную способность и точность срабатывания с аналогичными эксплуатационными характеристиками АФМ с числом ведущих пар трения, большим единицы. При неизменных значениях параметров R_{cp} и r (см. выше) значение КУ может быть уменьшено за счет соответствующего уменьшения угла α . Такое действие никак не отразится радиальных габаритных размерах муфты.

Уменьшение значения КУ в АФМ целесообразно по двум причинам.

1. В работе [12] показано, что при некотором критическом значении КУ АФМ первого поколения как с дифференцированными, так и со всеми ведущими парами трения в приводе машины возникают незатухающие колебания с прогрессирующей амплитудой, которая с течением времени превышает значение предельного вращающего момента при срабатывании муфты. Установлено также, что значение КУ влияет на

повторные амплитуды вращающего момента при буксовании муфты, которое сопровождается процессом срабатывания при несвоевременном выключении вращения муфты [13], причем, с увеличением КУ наблюдается рост амплитудных значений вращающего момента. Поэтому с данной точки зрения уменьшение значения КУ представляется целесообразным.

2. После срабатывания АФМ в процессе ее возврата в исходное (до наступления срабатывания) состояние элементы УУ должны также занять исходное (относительно друг друга) положение. Это означает, что тела качения УУ должны занять такое положение относительно стенок гнезд, которое они занимали до наступления срабатывания муфты.

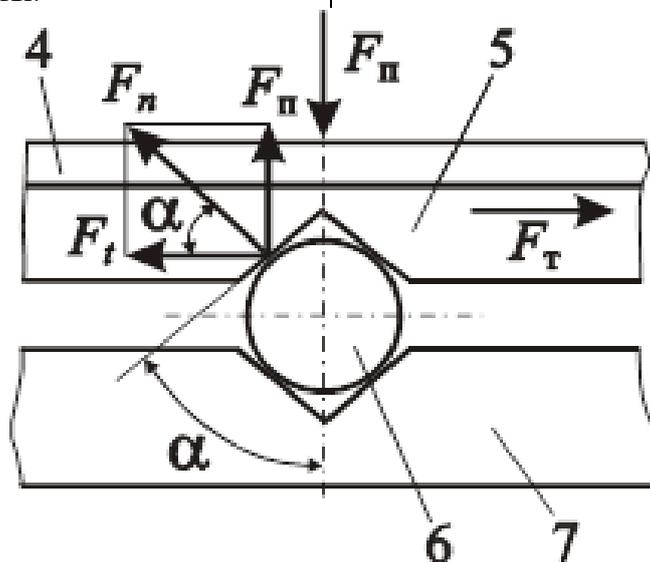


Рисунок 3. Схема действия сил на нажимной диск 5

Смещению нажимного диска 5 относительно обобщенного фрикционного диска 4 в тангенциальном (см. выше) направлении противодействует приведенная к плоскости фрикционного контакта тел 4 и 5 суммарная сила трения F_T , которая действует на поверхностях фрикционных контактов 3, 4 и 5 (см. рисунок 1).

Условие возврата фрикционных дисков 3 и связанного с ними нажимного диска 5 в исходное положение по окончании действия перегрузки или после остановки вращения муфты имеет следующий вид:

$$F_T > F_t. \quad (15)$$

Не учитывая (ввиду малости) силу

Рассмотрим, с этой точки зрения, схему, изображенную на рисунке 3. На схеме показаны силы, действующие на нажимной диск 5 со стороны тела качения 6 (номера позиций тел, изображенных на рисунке 1 и на рисунке 3 соответствуют друг другу, а все равномерно распределенные между телами качения 6 силы приведены к одному телу качения). Согласно схеме сила натяжения пружины F_n вызывает появление силы нормального давления F_n , горизонтальной (по схеме) составляющей которой является тангенциальная сила F_t , действующая параллельно плоскости фрикционного контакта дисков.

трения качения, приведенную к кинематической паре 5–6, запишем

$$F_t = \frac{F_n}{\operatorname{tg} \alpha}. \quad (16)$$

Учитывая, что в рассматриваемом случае сила F_n является нормальной силой, действующей на поверхности трения фрикционного контакта, сила трения вычисляется по следующей формуле:

$$F_T = (z - z_1) F_n f_i. \quad (17)$$

Подставляя правые части выражений (16) и (17) в неравенство (15), получаем

$$\frac{1}{(z - z_1) \operatorname{tg} \alpha} > f_i. \quad (18)$$

Из неравенства (18) следует, что при

увеличении коэффициента трения f_i требуется меньшее значение угла α для того чтобы обеспечивался возврат в исходное положение тел фрикционной группы и УУ по окончании буксования муфты или после остановки ее движения.

Учитывая возможное рассеивание значения коэффициента трения в процессе эксплуатации АФМ, из соотношения (18) найдем следующее ограничение значения угла α :

$$\operatorname{tg}\alpha_{\min} < \frac{1}{(z - z_1)f_{\max}}. \quad (19)$$

Поскольку между значениями C и $\operatorname{tg}\alpha$ существует прямо пропорциональная зависимость (см. выше), очевидно стремление к уменьшению значения $\operatorname{tg}\alpha$ в целом и угла α в частности. Это объясняет преимущество АФМ первого поколения со всеми ведущими парами трения и с меньшим числом ведущих пар трения (для АФМ с дифференцированными парами трения) по отношению к АФМ первого поколения с дифференцированными парами трения, имеющей большее число ведущих пар трения.

Зависимости (16) – (19) записаны для статического состояния муфты, когда она не передает нагрузку, и распорная сила равна нулю. В том случае, когда переход элементов муфты в исходное положение происходит в процессе передачи нагрузки, действие распорной силы УУ приводит к уменьшению силы трения F_T , что облегчает перемещение элементов АФМ и, во всяком случае, подтверждает справедливость условия (19).

Результаты исследования могут быть использованы при расчетах и проектировании АФМ первого поколения для выбора конструктивно-компоновочного решения фрикционной группы в зависимости от конкретных условий ее эксплуатации.

Выводы

1. При одинаковых конструктивных параметрах муфт и УУ АФМ со всеми ведущими парами трения передает меньший номинальный вращающий момент по сравнению с АФМ с дифференцированными парами трения типа «ведущие пары – ведомые пары».

2. Точность срабатывания АФМ со всеми ведущими парами трения при одинаковых параметрах выше, чем АФМ с дифференцированными парами трения.

3. Значение приведенного КУ обратной связи АФМ со всеми ведущими парами трения при одинаковых параметрах УУ и фрикционной группы выше, чем у АФМ с дифференцированными парами трения.

4. С увеличением числа ведущих пар трения АФМ с дифференцированными парами трения повышается ее нагрузочная способность и снижается точность срабатывания.

5. Неодинаковая точность срабатывания АФМ с дифференцированными парами трения и АФМ со всеми ведущими парами трения позволяет уравнивать их точность срабатывания и нагрузочную способность за счет уменьшения значения КУ обратной связи последней из упомянутых муфт.

6. Запас по точности срабатывания АФМ с дифференцированными парами трения, имеющей меньшее число ведущих пар трения, позволяет уменьшить значение КУ для выравнивания точности срабатывания по отношению к АФМ с большим числом ведущих пар трения.

7. Найденны зависимости для вычисления значений КУ обратной связи АФМ с меньшим числом ведущих пар трения и АФМ со всеми ведущими парами трения, при которых точность срабатывания и нагрузочная способность муфт одинаковы.

8. Большой эффект, с точки зрения уменьшения значения КУ АФМ с одной ведущей парой трения и АФМ со всеми ведущими парами трения. Имеет место при увеличении числа ведущих пар трения в АФМ с дифференцированными парами трения.

9. При увеличении общего числа пар трения необходимое значение КУ АФМ с одной ведущей парой трения, по условию равенства точности срабатывания и нагрузочной способности сравниваемых муфт, должно быть увеличено.

10. Уменьшение значения КУ АФМ с одной ведущей парой трения и АФМ со всеми ведущими парами трения целесообразно как с точки зрения снижения амплитуд колебаний в переходные периоды, так и

с точки зрения облегчения процесса возврата в исходное положение элементов УУ.

Библиографический список

1. Шишкарёв М.П. Теоретические основы применения комбинированной обратной связи в адаптивных фрикционных муфтах // Вестн. машиностроения. – 2005. – № 7. – С. 16–19.
2. Дьяченко С.К., Киркач Н.Ф. Предохранительные муфты. – Киев: Гостехиздат УССР, 1962. – 122 с.
3. Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1974. – 352 с.
4. Шишкарёв М.П. Теоретические основы применения двухконтурной отрицательной обратной связи в адаптивных фрикционных муфтах // Вестн. машиностроения. – 2005. – № 8. – С. 19–21.
5. Шишкарёв М.П. Математические модели высокой надежности адаптивных фрикционных муфт // Математические методы в технике и технологиях: Сб. тр. XVI Междунар. науч. конф. В 10 т. Т. 5. Секция 5 «Компьютерная поддержка производственных процессов» / Под общ. ред. В.С. Балакирева / РГАСХМ ГОУ, Ростов н/Д, 2003. – С. 231–234.
6. Тепинкичиев В.К. Предохранительные устройства от перегрузки станков. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1968. – 112 с.
7. Трение и износ фрикционных материалов / Под ред. А.В. Чичинадзе. – М.: Наука, 1977. – 136 с.
8. Запорожченко Р.М. О характеристиках предохранительных фрикционных муфт повышенной точности срабатывания // Изв. вузов. Машиностроение. – 1971. – № 1. – С. 48–52.
9. Афанасьев М.К. Исследование фрикционных муфт повышенной точности ограничения нагрузки: Автореф. дис.канд. техн. наук: – Киев, 1971.–21с.
10. Шишкарёв М.П. Уточнение характеристики обратной связи адаптивных фрикционных муфт / Вестн. машиностроения. – 2005. – № 11. – С. 12–13.
11. Крагельский И.В., Виноградова И.Э. Коэффициенты трения. – М.: Машгиз, 1962. – 220 с.
12. Шишкарёв М.П. Математическая модель устойчивости движения привода с адаптивной фрикционной муфтой // Математические методы в технике и технологиях: Сб. тр. XV Междунар. науч. конф. В 10 т. Т. 8. Секция 8 «Компьютерная поддержка технологических процессов и производственных систем» / Под общ. ред. В.С. Балакирева. Тамбов: Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2002. – С. 70–75.
13. Запорожченко Р.М. О характеристиках предохранительных фрикционных муфт повышенной точности срабатывания // Изв. вузов. Машиностроение. – 1971. – № 1. – С. 48–52.

Information about the paper in English

M.P. Shishkarev
Don State Technical University
Rostov-on-Don, Russia
E-mail: shishkarevm@mail.ru
Received 10.12.2021

OPERATION ACCURACY OF ADAPTIVE FRICTION CLUTCHES OF THE FIRST GENERATION

Abstract

It is shown that operation accuracy of adaptive friction clutches with all driving friction couples with the same parameters is higher than adaptive friction clutches with differential friction couples. The paper describes the dependencies to calculate feedback gain of the adaptive friction clutch with less driving friction couples and the adaptive friction clutch with all driving friction couples, when operation accuracy and load capacity of clutches are the same.

Keywords: adaptive friction clutch, operation accuracy, the first generation, gain, single-loop feedback.



УДК 621.771.001

Т.В. Бровман
ФГБОУ ВПО «Тверской государственный
технический университет»
г. Тверь, Россия
E-mail: brovman@mail.ru
Дата поступления 15.11.2021

РАЗРАБОТКА НОВЫХ МЕТОДОВ РАСЧЕТА ЭНЕРГОСИЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ ВОЛОЧЕНИЯ И ПРЕССОВАНИЯ

Аннотация

Характерной особенностью конструкции инструмента для волочения является необходимость обеспечения постоянной подачи смазки в зону деформации. Предложена конструкция волоки, в которой поверхность зоны деформации выполнена в виде спирали. При больших усилиях волочения вдоль всей матрицы остается зазор в форме винтовой полости, по которой прокачивают смазку. На основе теоретических расчетов получены критерии, позволяющие определить кинематически допустимое поле скоростей, совместимое с движением жестких зон.

Ключевые слова: волочение, прессование, мощность деформации, смазка волоки.

Введение

Волочение при некачественной смазке приводит к низкой стойкости инструмента, ограничивает скорость волочения и производительность волочильных станов. Использование в качестве материала волок сверхтвердых сплавов, для повышения их прочности, износостойкости и долговечности показало, что, такие сплавы чувствительны к нагреву и воздействию термических напряжений (их теплопроводность низкая, а внешнее охлаждение волок неэффективно для охлаждения контактной поверхности волоки и деформируемой заготовки). Для материалов высокой прочности, подвергаемых волочению, широко применяют волоки из сплавов вольфрама, кобальта (CoS -15%) при использовании интенсивного охлаждения внешней поверхности волоки. В процессе волочения имеет место значительное трение, которое приводит к нагреву и сдерживает увеличение скоростей волочения, а следовательно, и производительность волочильных станов.

Много конструкций инструмента разрабатывают таким образом, чтобы обеспечить нагнетание смазки и ее подачу в зону деформации. Инструмент, обычно, соединен с системой подачи в волоку смазки, однако, трудно добиться попадания смазки по

всей поверхности контакта волоки и деформируемой заготовки, ввиду значительных контактных давлений.

Основная часть

При волочении, также как и при прессовании, происходит радиальное обжатие заготовки при одновременном ее движении вдоль своей оси [1-6]. На рисунке 1 показана схема деформации круглой заготовки радиусом R_0 до R_1 . Очаг деформации находится между плоскостями АВ и CD, а внешние жесткие зоны перемещаются со скоростями $V_z = -V_0$ и $V_z = -V_1$, причем $V_0 R_0^2 = V_1 R_1^2$; ($V_r = 0$ в жестких зонах).

Кинематически допустимое поле скоростей определяет завышенную величину мощности и напряжения волочения. Обычно, кинематически допустимое поле скоростей определяют из условий:

а) условия несжимаемости, которое можно записать в виде [3]

$$\frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{V_r}{r} + \frac{\partial V_z}{\partial z} = 0;$$

б) краевого условия для скоростей на поверхности матрицы $\frac{\partial z}{\partial r} = \frac{V_z}{V_r}$, в частном случае, для прямолинейной образующей, рисунок 1, $\frac{V_z}{V_r} = ctg\gamma$ на поверхности АС.

Принципиальным фактором в задачах волочения (и прессования), является наличие жестких зон, с которыми должно быть согласовано любое принятое поле скоростей. Иногда за такие границы принимают сферические поверхности, проходящие через окружности АВ и CD с центрами в точке О. То, что в общем случае эти сферы не могут быть границами внешних зон, отмечено в [3].

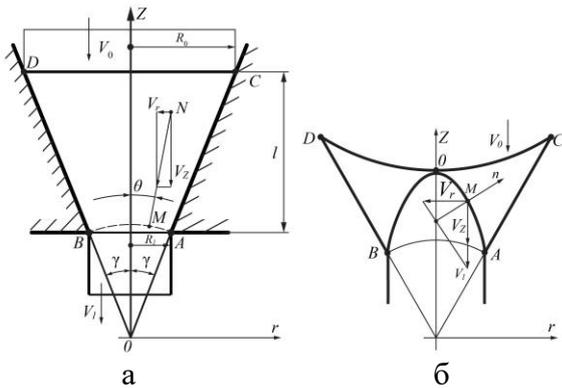


Рисунок 1. Схема деформации при волочении

Если существует поле скоростей, согласованное с движением жесткой внешней зоны и в зоне пластического течения, в любой точке N, рисунок 1а, заданы компоненты V_r, V_z , то существует такая поверхность, проходящая через АВ (или CD), на которой выполнено условие непрерывности нормальной компоненты скорости, т.е. проекции на нормаль «n» к поверхности ВМА. В любой точке М скорости V_r и V_z должны быть равны проекции на нормаль скорости жесткой зоны V_1 или V_0 . Это означает, что если в кольцевой зоне АОС, рисунок 1б принято поле скоростей V_r и V_z то проекции на нормаль «n» в точке М должны быть равны проекции скорости V_1 для передней внешней зоны и V_0 для задней внешней зоны.

Поскольку в пластической зоне $V_z = const, \varepsilon_z = \frac{\partial V_z}{\partial z} = 0$, то $V_r = \frac{c}{r}$, где С – постоянная и условие равенства проекции на нормаль определяем в любой точке границы внешней зоны, перемещающейся со скоростью V_1 , рисунок 2.

$V_1 \cdot \cos \alpha = -V_z \cos \alpha + V_1 \cdot \sin \alpha$,
где α - угол наклона касательной к оси r .
При $V_z = -V_1; V_r = \frac{c}{r}$

$(V_1 - V) \cos \alpha = -\frac{c}{r} \sin \alpha$ или
 $\operatorname{tg} \alpha = \frac{\partial z}{\partial r} = \frac{(V_1 + V_z)}{V_r}$ - это дифференциальное уравнение линии $Z(r)$, вращение которой определяет граничную поверхность (вращение вокруг оси Z).

Подробный анализ приведен в [1,3,4], здесь отметим, что

$$\frac{\partial z}{\partial r} = -\frac{(V_1 - V)r}{c}; Z = C_1 - \frac{(V_1 - V)r^2}{2c};$$

где C_1 - постоянная, определяемая из граничных условий; если при $r = R, z = 0$, то $C_1 = \frac{(V_1 - V)R^2}{2c}$. Для границы задней внешней зоны получаем уравнение

$$\frac{\partial z}{\partial r} = \frac{(V_1 - V)r}{c}; z = C_2 + \frac{(V_1 - V)r^2}{2c}.$$

Условие $z = l$ при $r = R_0$ определит $C_2 = -\frac{(V_1 - V)R_0^2}{2c}$. Зная V_z, V_r можно определить линии тока.

$$\frac{\partial z}{\partial r} = \frac{V \cdot r}{c};$$

$$z = C_3 + \frac{V r^2}{2c} = \frac{V}{2c}(r^2 - R_1^2) \quad (1).$$

Видно, что это параболы.

Для удовлетворения кинематических краевых условий на поверхности матрицы ее форма должна описываться также одной из кривых класса (1) и определяет постоянную

$$C_3 = \frac{V}{2c}(R_0^2 - R_1^2) = \frac{V \cdot R_1^2}{2c}(\lambda - 1);$$

$$\lambda = \left(\frac{R_0}{R_1}\right)^2.$$

Схема поля скоростей приведена на рисунке 2. Здесь границами жестких зон являются: параболоид АОВ с уравнением

$$z_1 = l \left[1 + \frac{(V - V_0)}{V(\lambda - 1)} \left(\frac{r^2}{R_1^2} - \lambda \right) \right] =$$

$$= \frac{l}{\lambda - 1} \left[\frac{V_1}{V} - 1 + \frac{(V\lambda - V_1)}{V\lambda} \left(\frac{r^2}{R_1^2} \right) \right]$$

и параболоид COD с уравнением

$$z_2 = \frac{l(V_1 - V)}{V(\lambda - 1)} \left(1 - \frac{r^2}{R_1^2} \right).$$

Здесь же показаны произвольные точки на границах ОАВ и COD.

Уравнение параболы

$$ACDBz_3 = \frac{l}{\lambda - 1} \left(\frac{r^2}{R_1^2} - 1 \right)$$

Полная мощность включает мощности среза на параболоидах COD - N_1 , АОВ -

N_2 ; мощность формоизменения N_3 в кольцевой зоне, ограниченной параболоидами, а также мощности сил трения на BD.

При этом

$$N_1 = 2\pi k(V_1 - V) \int_0^{R_1} r \left[1 + \left(\frac{\partial z_1}{\partial r} \right)^2 \right] \left(\frac{\partial z_1}{\partial r} \right)^{-1} dr;$$

$$N_2 = 2\pi k(V - V_0) \int_0^{R_1} r \left[1 + \left(\frac{\partial z_2}{\partial r} \right)^2 \right] \left(\frac{\partial z_2}{\partial r} \right)^{-1} dr;$$

$$N_3 = 2\pi k \int_0^{R_1} r \left[\frac{VR_1^2(\lambda-1)}{lr^2} \right] (z_1 - z_2) dr +$$

$$+ 2\pi k \int_{R_1}^{R_0} r \left[\frac{VR_1^2(\lambda-1)}{lr^2} \right] (z_1 - z_3) dr$$

Здесь интенсивность тензора скорости деформации

$$H = \frac{2C}{r^2} = \frac{VR_1^2(\lambda-1)}{lr^2} \text{ при } V_r = \frac{C}{r};$$

$$V_z = \text{const} = V.$$

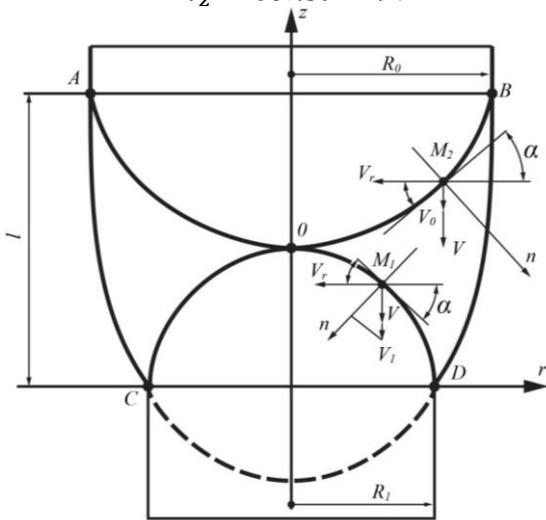


Рисунок 2. Схема кинематически допустимого поля скоростей

Мощность трения N_4 при скорости скольжения $\sqrt{V_r^2 + V^2} = V \sqrt{1 + \frac{(\lambda-1)^2 R_1^4}{4l^2 r^2}}$ и напряжении трения, равном (ψk) , где $0 \leq \psi \leq 1$, ψ - постоянная, определяющая трение,

$$N_4 = 2\psi kV \int_{R_1}^{R_0} r \sqrt{1 + \frac{(\lambda-1)^2 R_1^4}{4l^2 r^2}} \sqrt{1 + \frac{4l^2 r^2}{(\lambda-1)^2 R_1^4}} dr.$$

Необходимо учесть мощность сил противонапряжения:

$$N_5 = \sigma_0 \frac{V_1}{\lambda} \pi R_0^2 = \sigma_0 \pi V_1 R_1^2.$$

Приравняем полную мощность мощности внешних сил

$$N = \sigma_1 \pi V_1 R_1^2 = N_1 + N_2 + N_3 + N_4 + N_5.$$

В результате расчетов получаем

$$\frac{\sigma_1}{2k} = \frac{\sigma_0}{2k} + 0,5 \ln \lambda - \frac{4\alpha}{3(\sqrt{\lambda}-1)} + A_1 x + \frac{A_2}{x}, \quad (2)$$

где $\alpha = \frac{l_1}{R_1}$, а $x = \frac{V}{V_1}$ - варьируемый параметр, определяемый условием

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\sigma_1}{2k} \right) = 0; \quad x_0 = \sqrt{\frac{A_2}{A_1}};$$

$$\frac{\sigma_1}{2k} = \frac{\sigma_0}{2k} + 0,5 \ln \lambda - \frac{4\alpha}{3(\sqrt{\lambda}-1)} + 2\sqrt{A_1 A_2};$$

$$A_1 = \frac{\sqrt{\lambda}-1}{2\alpha} [\sqrt{\lambda} + 1 + \psi(\sqrt{\lambda}-1)] +$$

$$+ \frac{2\alpha}{3(\lambda-1)} [\lambda\sqrt{\lambda} + 1 + \psi(\lambda\sqrt{\lambda}-1)];$$

$$A_2 = \frac{2\alpha}{3\sqrt{\lambda}(\sqrt{\lambda}-1)}.$$

Можно перейти от параметров α, λ к параметрам $m = \frac{l}{R_0+R_1} = \frac{\alpha}{\sqrt{\lambda}+1}$.

Как показывают сравнительные расчеты, можно принять не $x_0 = \sqrt{\frac{A_2}{A_1}}$, а $x = \frac{1}{\lambda}$, что не более, чем на 10% завышает результаты.

Тогда

$$\frac{\sigma_1}{2k} = \frac{\sigma_0}{2k} + 0,5 \ln \lambda + 0,5 \ln \lambda + \frac{(\lambda-1)}{2\alpha\lambda} [\sqrt{\lambda} + 1 + \psi(\sqrt{\lambda}-1)]$$

$$+ \frac{2}{3} \frac{\alpha}{\lambda} \left[\lambda - 1 + \frac{\psi(\lambda + \sqrt{\lambda} + 1)}{\sqrt{\lambda} + 1} \right];$$

или

$$\frac{\sigma_1}{2k} = \frac{\sigma_0}{2k} + f_1(\lambda) + \frac{f_2(\lambda)}{m} + f_3(\lambda)m; \quad (3),$$

где $f_1(\lambda) = 0,5 \ln \lambda$; $f_2(\lambda) = \frac{(\lambda-1)}{2\lambda} \left[1 + \frac{\psi(\lambda-1)}{\sqrt{\lambda}+1} \right];$

$$f_3(\lambda) = \frac{2}{3\lambda} [(\lambda-1)(\sqrt{\lambda}+1) + \psi(\lambda + \sqrt{\lambda} + 1)].$$

Графики функций $\frac{\sigma_1}{2k}(\lambda)$ при $\psi = 0$ согласно формуле (2) приведены на рисунке 3, а по формуле (3) - на рисунке 4.

Все расчеты выполнены при $\sigma_0 = 0$, а участки кривых $\frac{\sigma_1}{2k}(\lambda)$ при $\frac{\sigma_1}{2k} \geq 1,0$ показаны тонкими линиями, так как они не отражают реально возможного процесса (внешняя жесткая зона не может выдержать напряжений растяжения, превышающих $2k$).

На рисунках 5 и 6 приведены графики функций $\frac{\sigma_1}{2k}(\lambda)$ по формуле (3) при $\psi = 0,1$ и $\psi = 0,2$.

Анализ большего количества расчетов показывает возможность упростить формулу (3), в частности, пренебречь влиянием ψ на функцию f_2 и записать

$$f_3(\lambda) = 2\psi + (\lambda-1)(1-0,7\psi).$$

Тогда получаем основную расчетную формулу

$$\begin{aligned} \frac{\sigma_1}{2k} = & \frac{\sigma_0}{2k} + \frac{\psi l_0}{R_1} + \\ & + 0,5 \ln \lambda + \frac{\lambda - 1}{2\lambda m} + \\ & + m [2\psi + (1 - 0,7\psi)(\lambda - 1)] \end{aligned} \quad (4)$$

Здесь учтено и наличие калибрующего пояска длиной l_0 , на котором действует трение, равное (ψk) .

Все полученные результаты относятся и к прессованию, если принять, рисунок 7, наличие в углу контейнера жесткой кольцевой зоны сечением ВЕД, в которой $V_r = V_z = 0$. Форма зоны ОВД пластического течения и ее граница ВД в этом случае определяется не формой контейнера, соответствующей линии ВЕД, а линией ВД, являющейся при используемом поле скоростей параболой. Размер « l » не задан, в этом случае, как обычно при волочении, а определяется при расчетах из условия $\frac{\partial}{\partial l}(N) = 0$ или $\frac{\partial}{\partial l}(\frac{\sigma_1}{2k}) = 0$.

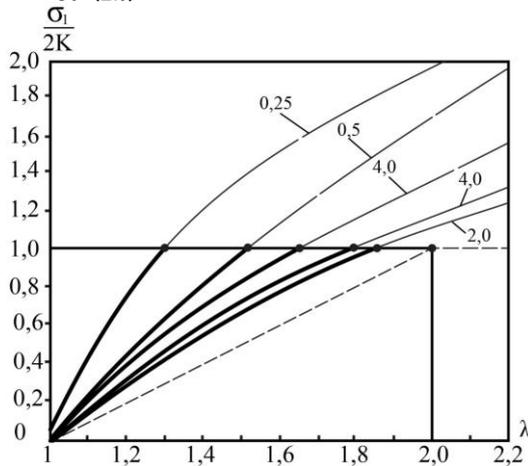


Рисунок 3. Графики $\frac{\sigma_1}{2k}(\lambda)$ для волочения при $\Psi = 0$ по формуле (2)

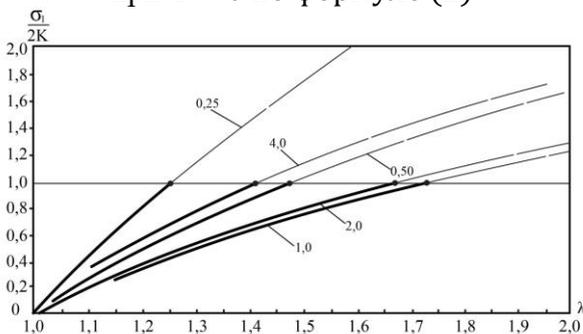


Рисунок 4. Графики $\frac{\sigma_1}{2k}(\lambda)$ при Ψ_0 по формуле (3)

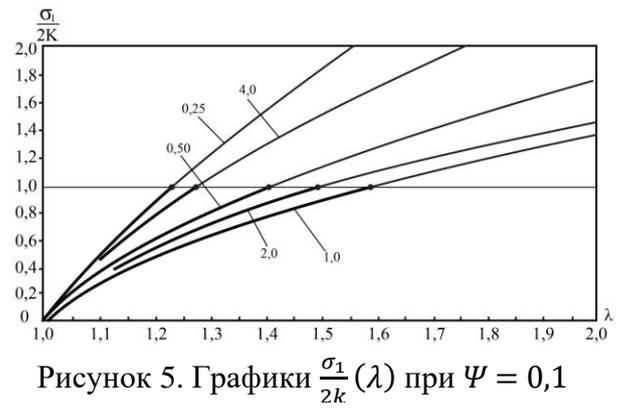


Рисунок 5. Графики $\frac{\sigma_1}{2k}(\lambda)$ при $\Psi = 0,1$

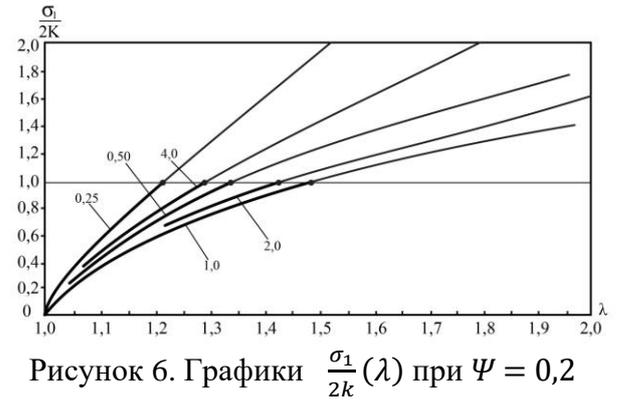


Рисунок 6. Графики $\frac{\sigma_1}{2k}(\lambda)$ при $\Psi = 0,2$

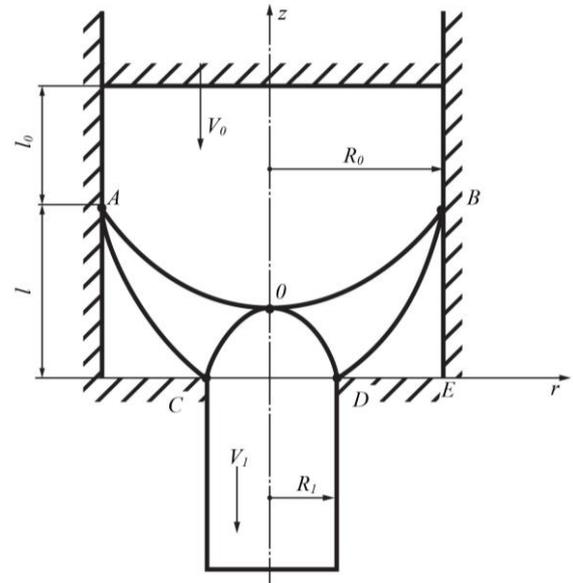


Рисунок 7. Схема поля скоростей при прессовании

При этом касательные напряжения на АС (ВД), рисунок 7 равны « k » и надо принять $\psi = 1,0$, когда с учетом (4)

$$\alpha = \frac{\sqrt{3}}{2}(\sqrt{\lambda} + 1) \sqrt{\frac{\lambda - 1}{\sqrt{\lambda}(\sqrt{\lambda} + 2)}} \text{ и}$$

при $\sigma_1 = 0$

$$\left| \frac{\sigma_0}{2k} \right| = 0,5 \ln \lambda + 2 \sqrt{\frac{2}{3}} \sqrt{\frac{(\lambda - 1)(\sqrt{\lambda} + 2)}{\sqrt{\lambda}}}$$

Согласно проведенным расчетам, можно использовать формулу, рисунок 8

$$\left| \frac{\sigma_0}{2k} \right| = \psi \frac{l_0}{R_0} + 2\sqrt{\lambda - 1} \quad (5)$$

где l_0 - длина внешней зоны, рисунок 7.

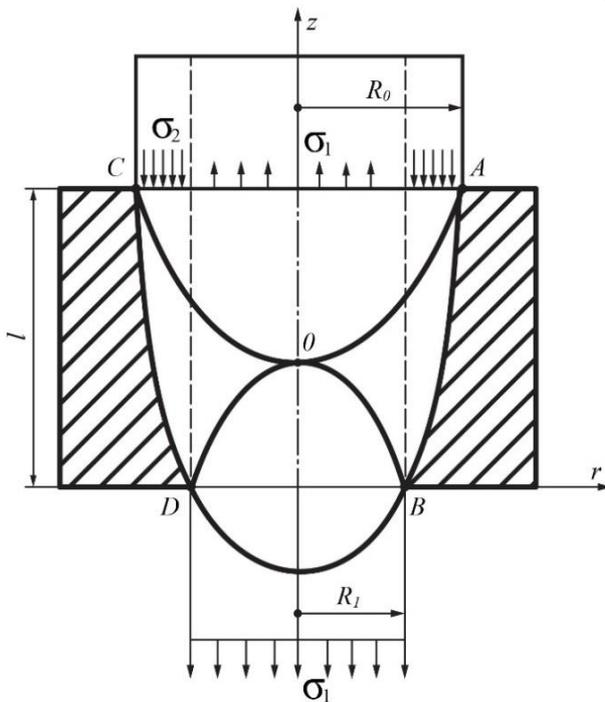
Для получения нижней границы желательного построить статически допустимые поля напряжений. Такие поля представлены на рисунке 9. При волочении, рисунок 9а в цилиндре $0 < r \leq R$ ($-\infty < z < +\infty$) действуют напряжения $\sigma_z = \sigma_1$; $\sigma_r = 0$, а в кольцевом цилиндре $R_1 < r \leq R_0$; $\sigma_z = -\sigma_2$, $\sigma_r = 0$; ($\tau_{rz} = 0$ всюду).

Условия равновесия требуют (сумма сил, действующих на заднюю внешнюю зону, должна быть равна нулю),

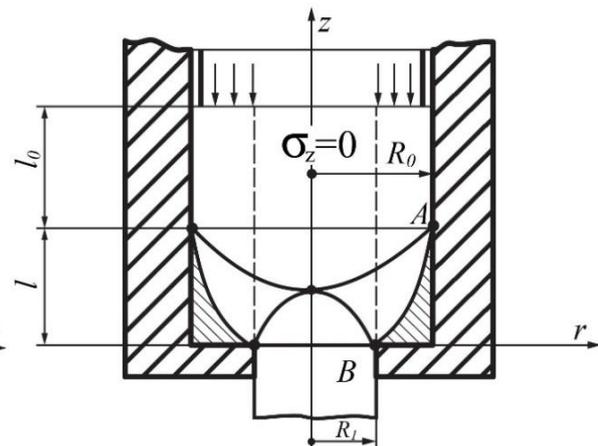
$$\sigma_1 \pi R_1^2 = \sigma_2 \pi (R_0^2 - R_1^2), \sigma_1 = \sigma_2 (\lambda - 1).$$

Если $\lambda < 2,0$, что всегда имеет место при волочении, то $\sigma_1 < \sigma_2$ и наибольшее возможное значение $\sigma_2 = 2k$, откуда следует, что

$$\frac{\sigma_0}{2k} = \lambda - 1 \quad (6).$$



а



б

Рисунок 9. Схемы полей напряжений:
а – при волочении; б – при прессовании

Из условия текучести Мизеса $(\rho - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \rho)^2$, $\sigma_z = -(\rho + k\sqrt{3})$.

Из этого же условия Мизеса максимальное значение ρ (при $0 \leq r < R_1$) $\rho = 2k\sqrt{3}$, что определяет нижнюю границу напряжения прессования

$$\sigma_0 \pi R_0^2 = \sigma_z \pi (R_0^2 - R_1^2);$$

При $\lambda > 2$ надо принять $\frac{\sigma_1}{2k} = 1$.

В случае прессования в цилиндре радиусом R_1 примем $\sigma_z = 0$,

$$\sigma_r = \sigma_\theta = \rho = const,$$

а в кольцевом цилиндре, при $R_1 \leq r \leq R_0$; $\sigma_r = \sigma_\theta = \rho = const$, $\sigma_z \neq 0$.

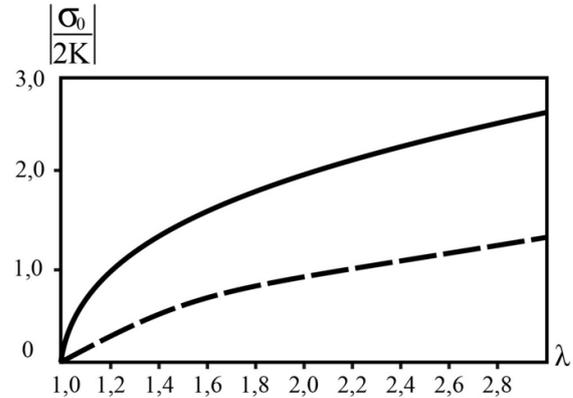


Рисунок 8. Графики функций $\frac{\sigma_0}{2k}$
для прессования

для прессования

для прессования

для прессования

для прессования

для прессования

$$\frac{\sigma_0}{2k} = \frac{\sqrt{3}}{2} = 0,87, \text{ т.е. фактически величина } 0,87 \leq \frac{\sigma_0}{2k} \leq 2,0.$$

Получены критерии, позволяющие определить для любого кинематически допустимого поля скоростей, совместимо ли оно с движением жестких зон. Показано, что для прямолинейных образующих матриц существует кинематически допустимое поле скоростей с линиями тока в виде гипербол. Однако, здесь эти данные не приводим, поскольку различия, а следовательно, и влияние формы матрицы невелики, поэтому можно применять формулу (4), как для матриц параболической формы, так и для конических с прямолинейными образующими.

Заключение

Теоретическое исследование позволяет сделать следующие выводы:

1. Получены формулы для определения верхней (и нижней) оценки усилий при волочении и прессовании.

2. Для практических расчетов может быть использована простая формула (4). Из нее следует, что влияние трения при волочении очень существенно. Так, например, если $m=1,0; \lambda = 1,2; \psi = 0$, то $\frac{\sigma_1}{2k} = 0,375$. А при увеличении в этих же условиях трения до $\psi = 0,1$ $\frac{\sigma_1}{2k} = 0,547$, т.е. напряжения возрастут в 1,45 раз.

Поэтому, одним из важных направлений совершенствования технологии является усовершенствование системы смазки и снижение сил трения.

Библиографический список

1. Brovman T.V. *Projektirovanie svarnux dwusloinix truboprovodov* [Design of welded double layer pipelines] *Svarka.Mejdunarodnaya* [Welding International], 2012, no. 26, № 7, pp. 553-554.
2. Константинов И.Л., Сидельников С.Б. Основы технологических процессов обработки металлов давлением. Учебник.– Красноярск: СФУ, 2015. - 488 С.
3. Хилл Р. Математическая теория пластичности. М.: Гостехтеориздат, 1956. 467с.
4. Кохан Л.С., Морозов Ю.А. Исследование кинематических и деформационных параметров безоправочного волочения // *Строительная механика конструкций и сооружений*. 2014. №1. С. 39-44.
5. Орлов, Г. А. Основы теории прокатки и волочения труб: учебное пособие / Г. А. Орлов. - Екатеринбург: Изд-во Урал. ун-та, 2016. - 204 с.
6. Основы технологических процессов обработки металлов давлением: учебное пособие / Г. В. Шимов, С. П. Буркин; под общ. ред. С. П. Буркина. – Екатеринбург: Изд-во Урал. ун-та, 2014.– 160 с.

Information about the paper in English

T.V. Brovman

Tver State Technical University

E-mail: brovman@mail.ru

Received 15.11.2021

DEVELOPING NEW METHODS TO CALCULATE POWER PARAMETERS OF DRAWING AND PRESSING

Abstract

A drawing tool design is characterized by the required constant supply of lubrication to the deformation zone. The paper describes a die design, where the deformation zone surface is spiral. At high drawing force there is a screw-type gap along a total matrix, where lubrication is pumped. The theoretical calculations provided criteria used to determine a kinematically admissible velocity field compatible with movement of rigid zones.

Keywords: drawing, pressing, deformation load, die lubrication.



УДК 622.73

П.Я. Бибиков, А.И. Вислогузов, С.С. Елашко
Общество с ограниченной ответственностью
«Московский научно-исследовательский
проектно-изыскательский институт
технологий и инноваций»
(ООО «МНИПИИТИ»)
г. Москва, Россия
E-mail: info@mniipiti.ru
Дата поступления 25.11.2021

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КОНСТРУКЦИИ ВЕРТИКАЛЬНОЙ ВАЛКОВОЙ ДРОБИЛКИ

Аннотация

В работе приведен расчет основных конструктивных параметров валковой вертикальной дробилки. К ним относятся: расстояние между валками, размер валков, частота вращения валков. Конструкция дробилки выполнена на основе патента RU 187 418 U1. Конструкция позволяет осуществлять дробление горной массы инновационным способом с увеличенной степенью дробления, уменьшенным переизмельчением, пониженным расходом электроэнергии на единицу готовой продукции за счет выделения мелких фракций и избирательного дробления сначала между вращающимися валками, а затем между каждым из валков и внутренней поверхностью неподвижного корпуса, качества фракционного состава готового продукта (фракционный состав готового продукта является стабильным при высокой степени дробления) т.е. за счет использования достоинств способов дробления в конусных и валковых дробилках.

Ключевые слова: разрушение горных пород, валковая дробилка, фракционный состав, степень дробления.

Введение

Вертикальная многостадийная валковая дробилка относится к оборудованию для дробления различных материалов и может быть использована в горноперерабатывающей, металлургической, строительной и других отраслях промышленности, связанных с дроблением материалов.

На рис.1 приведена схема вертикальной многостадийной валковой дробилки. Дробилка работает следующим образом. Куски дробимой горной массы через загрузочное устройство 1 попадают в зону А (рис1,б), в приемное пространство между вертикально расположенными валками 2 и 3, рабочие поверхности которых выполнены в форме одинаковых усеченных конусов с диаметрами, уменьшающимися к загрузочному устройству 1, и внутренней поверхности неподвижного корпуса 4, который в поперечном сечении имеет форму растянутого по ширине круга, огибающего

с зазором валки 2 и 3 и удерживаются пластиной 5, заостренный конец которой направлен в сторону межвалкового пространства и боковые поверхности пластин образуют зазор между валками минимальный размер щели между валками 2 и 3 равен минимальному зазору между каждым из них и внутренней цилиндрической поверхностью корпуса 4 и зазору между боковыми сторонами поддерживающих пластин 5 и 6 с валками 2 и 3.

Основная часть

В зоне А вертикальной валковой дробилки происходит активное перемешивание кусков горной массы путем воздействия на нее вращающихся навстречу друг другу валков 2 и 3, следовательно, горная масса распределяется по высоте валков: более крупные-в верхней части, менее крупные-в нижней части, т.е. происходит сегрегация дробимых кусков. При этом мелкие куски, не доходя до щели между валками 2

и 3, ссыпаются вниз через разгрузочное устройство 7.

Далее под действием силы тяжести вышележащих слоев дробимой горной массы, а также сил трения между валками и кусками, последние затягиваются между валками 2 и 3, дробятся между ними и переходят в зону Б (рисунок 1,б), находящуюся за валками 2 и 3 и внутренней поверхностью неподвижного корпуса 4. Вновь образованные мелкие куски ссыпаются вниз через разгрузочное устройство 7, а полученные после дробления ждк валками 2 и 3 крупные куски опускаются вниз по суживающемуся пространству, имеющую конусообразную форму, и удерживаются пластиной 6, у которой также заостренный конец

направлен в сторону межвалкового пространства и боковые поверхности пластины образуют зазор между валками. Эти куски затягиваются в зазор между каждым из валков 2 и 3 и внутренней поверхностью неподвижного корпуса 4, при этом дробление осуществляется на наибольших диаметрах валков 2 и 3.

Таким образом, дробимая горная масса, переходя из одной зоны в другую, дробится последовательно опускаясь вниз в сторону разгрузочного устройства до получения размера конечного продукта и выводится через разгрузочное устройство 7 в нижней части дробилки.

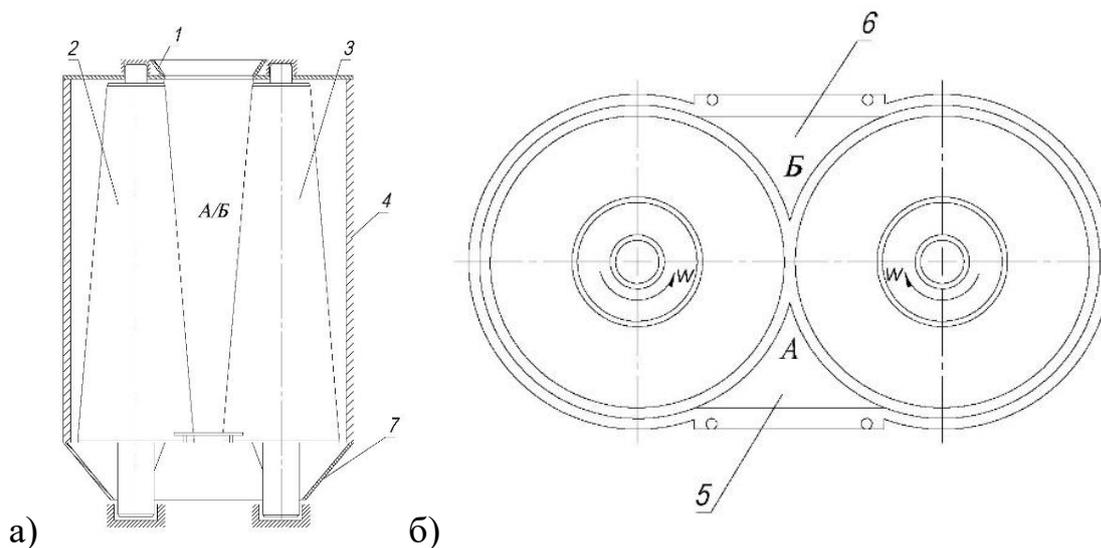


Рисунок 1. Схема вертикальной многостадийной валковой дробилки

Технологический расчет

В технологическом расчете гладко-валковой дробилки принимают известными те же величины, что в щековых дробилках. При расчете определяют следующие параметры: угол захвата α , размеры валков для дробилки заданной производительности, частоту вращения валков и потребляемую ими мощность N .

Угол захвата дробилки. При рассмотрении сил, действующих на кусок во время его сжатия валками, следует, что угол захвата (рис. 2) должен быть меньше двух углов трения, т. е. $\alpha \leq 2\varphi$. В противном случае куски материала будут растягиваться в пасть дробилки и, следовательно, не будут измельчаться.

Размеры валков. Из рисунка 3 видно, что $D_B/2 + e/2 = (D_B/2 + d_H/2)$

откуда диаметр валков:

$$D_B = \frac{d_H \cos \alpha/2 - e}{1 - \cos \alpha/2} \quad (1)$$

Для многих материалов коэффициент трения $f=0,3$ и, следовательно, угол трения $\varphi=17^\circ$. Приняв $e = d_H/4$, можно найти ориентировочное соотношение между диаметром валка и начальными размерами кусков исходного сырья. Поскольку $\alpha \leq 2\varphi$, то можно принять $\alpha=30^\circ$, т. е. $\cos 15^\circ = 0,967$; следовательно:

$$D_B \frac{0,967d_H - 0,25d_h}{1 - 0,976} \approx 21d \quad (2)$$

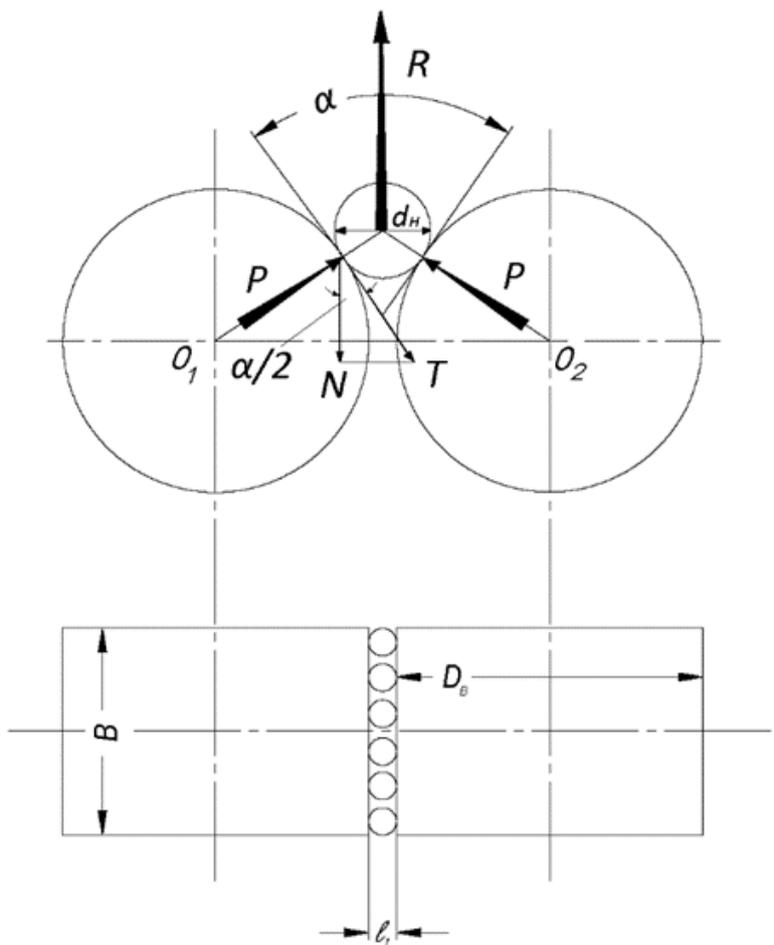


Рисунок 2. Схема к определению угла захвата гладковалковой дробилки

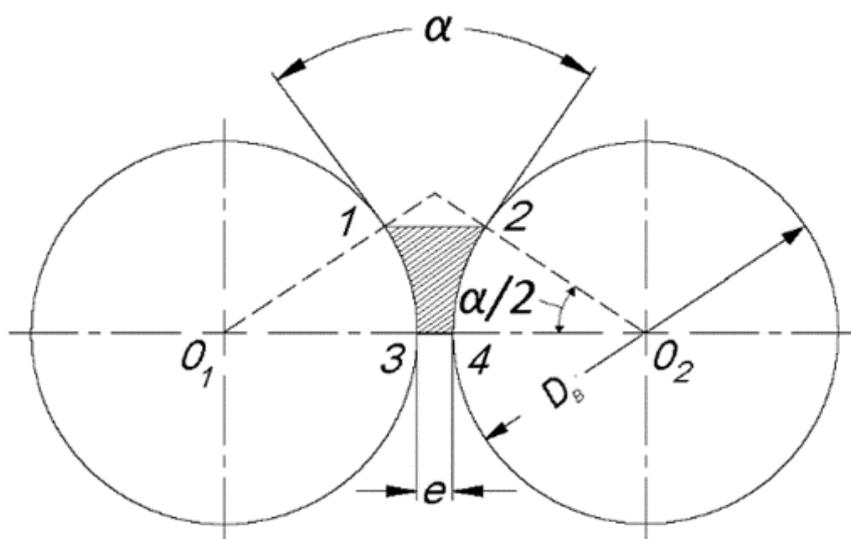


Рисунок 3. Схема к определению размеров гладковалковых дробилок

Отсюда следует, что для измельчения материалов с коэффициентом трения $f=0,3$ при степени измельчения $i=4$ диаметр валков должен быть примерно в 20 раз больше размера наиболее крупных кусков

в исходном сырье. Это отношение может быть другим при другой степени измельчения и другом коэффициенте трения измельчаемого материала о металл.

Расстояние между валками e обычно регулируют в соответствии с заданной конечной крупностью измельчаемого материала d_K .

При этом следует иметь ввиду, что один из валков устанавливается на свободно скользящих на станине подшипниках, которые отжимаются пружинами в сторону другого валка. При поступлении в пасть дробилки материала пружины сжимаются, валки расходятся и, следовательно, значение e увеличивается.

Если принять расстояние между холостыми валками $e = d_K$, то в продуктах измельчения будет повышенное содержание более крупной фракции, чем заданное d_K , вследствие увеличения значения e при нагруженной дробилке.

Чтобы уменьшить в измельченном материале содержание фракции более крупного размера, чем d_K значение e , устанавливаемое опытным путем при пуске и наладке валковой дробилки, должно быть несколько меньше d_K .

Ширину валковой дробилки определяют так же, как и в случае зубковой дробилки, в зависимости от производительности дробилки по формуле: $\omega = \pi D_B n / 60 = 1,5 - 2$, при этом коэффициент разрыхления имеет следующие значения:

e	μ
Больше 25	0,1
6,5-25	0,15-0,2
Меньше 6,5	0,2-0,3

Частота вращения валков. Из формулы $\omega = \pi D_B n / 60 = 1,5 - 2$ видно, что при увеличении частоты вращения валков возрастает производительность дробилки. Однако частоту вращения можно увеличить до определенного предела, превышение которого ведет к усиленному износу валков, повышенному расходу энергии, сильной вибрации машины и возможной поломке ее деталей.

Зависимость частоты вращения валков от различных факторов показана ниже.

Измельчаемый материал движется к выходной щели под действием сил трения, возникающих между материалом и

поверхностью валков. В начале зоны измельчения (см. положение 1-2 на рисунке 3) скорость движения материала очень мала и ее можно принять равную нулю. Затем эта скорость увеличивается и в некоторый момент достигает окружной скорости валка, причем частицы выходят с этой скоростью из зоны измельчения.

Скорость движения материала можно представить в виде произведения ускорения α на время τ

$$\omega_M = \alpha \tau \text{ (а)}$$

Но ускорение α вызывается действием силы трения, и его можно определить по формуле:

$$\alpha = T/m \text{ (б)}$$

где $T = Pf$; f – коэффициент трения; $m = v\rho/g$ – масса материала; v – объем материала, находящегося между валками.

Время, в течении которого под действием сил трения скорость движения материала становится равной окружной скорости валка, равно:

$$\tau = (60/n) \cdot (\beta/360) \text{ (в)}$$

где β – угол поворота валка, соответствующий времени τ .

Силу P можно приблизительно найти из выражения :

$$F \Delta l / 2 = \sigma_p^2 v / 2E \text{ (г)}$$

где Δl – путь, на котором действует сила F . Этот путь можно принять равным разности между начальным и конечным размерами кусков измельченного материала:

$$\Delta l = d_H - d_K \text{ (д)}$$

Тогда:

$$F = \sigma_p^2 v / [E(d_H - d_K)]$$

Из выражений (а) и (б) получим:

$$\pi D_B n / 60 = \alpha \tau \text{ (е)}$$

Подставляя в выражение (е) значения α и τ , найдем:

$$\pi D_B n / 60 = \sigma_p^2 v / [E(d_H - d_K)(f g / v \rho)] (60/n) (\beta/360)$$

Или

$$n^2 = 10 g \sigma_p^2 f \beta / [\pi E D_B (d_H - d_K) \rho]$$

При ускорении силы тяжести $g = 9,81 \text{ м/с}^2$

$$n = \sqrt{\sigma_p^2 f \beta / [E \rho D_B (d_H - d_K)]} \text{ (3)}$$

где ρ – в Н/м^3 ; D_B , d_H и d_K – в м. Все величины, входящие в первую часть формулы, известны, кроме угла β . Этот

угол меняется от 0 до $\alpha/2$. С увеличением β частота вращения валка растет. Максимальной производительности соответствует рабочая частота вращения $\beta=d/2$. При этом валок на всей дуге, соответствующей углу $\alpha/2$, будет скользить по материалу. Это, естественно, приведет к завышенным потерям энергии на трение и к износу валков; при $\beta=0$ валок не вращается и дробление не происходит. Из этого следует, что в гладковалковой дробилке принципиально невозможно исключить потери энергии и износ валков, поскольку материал за счет трения должен приобрести скорость, равную окружной скорости валка. Исключением является случай, когда материал подается в дробилку со скоростью вращения валков.

Оптимальное значение угла β пока не удается найти аналитически, так как оно зависит от многих, трудно учитываемых факторов. На основании опытных данных значение этого угла можно принять равным $1/30\alpha$.

В этом случае формула (4) примет вид:

$$n = \sqrt{\sigma_p^2 f \alpha / [E \rho D_B (d_H - d_K)]} \quad (4)$$

где n – в об/мин. По этой формуле частота вращения соответствует наиболее приемлемым показателям работы дробилки по производительности, энергетическим затратам и износу.

Выше было сказано, что дробилка работает с максимальной производительностью, если n соответствует углу $\beta=\alpha/2$.

$$n_{max} = 3,94 \sqrt{\sigma_p^2 f \alpha / [E \rho D_B (d_H - d_K)]} \quad (5)$$

Дальнейшее увеличение частоты вращения уже не сказывается на производительность и только приводит к повышению расхода энергии и усилению износа дробилки. Поэтому не рекомендуется превышать n_{max} . Максимальную частоту вращения валков можно определить по формуле:

$$n_{max} = 308 \sqrt{f / \rho r R_B} \quad (6)$$

где f – коэффициент трения; ρ – плотность, кг/см³; r – радиус (условный) наибольших кусков сырья, см; R_B – радиус валка, см;

Расчеты по этой формуле близки к расчетам по формуле (5).

Большинство зарубежных заводов, а так же заводы РФ выпускают дробилки этого типа (только для перетирания влажных глин), окружная скорость валков в них 2 – 4 м/с. Допустимы окружные скорости и порядка 8 – 10, м/с, но в этом случае валковая дробилка работает как глиномялка.

Потребляемая мощность. В валковых дробилках энергия расходуется на дробление материала, преодоление сил трения, за счет которых скорость продвижения материала к выходу достигает окружной скорости валков, и на преодаление сил трения в подшипниках. При расчете определяют затрачиваемую энергию по каждому виду из указанных затрат и полученные результаты суммируют. Этот расчет необходим только в том случае, если процесс измельчения ведут при высоких скоростях валков, заведомо предполагая большой удельный расход энергии и повышенный износ металла. Если процесс измельчения идет при окружных скоростях 2 – 4 м/с, потребляемую мощность рассчитывают по формуле:

$$P_{max} = 1,39 \cdot 10^{-6} (\sigma_{сж} \cdot G) / (\mu \cdot E_r) \log i$$

где i – линейная степень дробления:

$\sigma_{сж}$ – предел прочности при одноосном сжатии дробимой горной породы, Н/м²

E – модуль упругости дробимой горной породы, Н/м²

$$i = d_H / d_K$$

Общий механический коэффициент полезного действия гладковалковых дробилок составляет 0,32 – 0,38.

Опыт эксплуатации показывает, что работа гладковалковых дробилок существенно зависит от условий подачи измельчаемого материала. Если питание не равномерно по времени и сырье подают порциями, то пасть дробилки может целиком заполняться сырьем, либо оставаться свободной. Когда пасть дробилки завалена материалом, валки, забирая большие порции сырья, расходятся шире, чем предусмотрено, выходная щель увеличивается, в продуктах дробления увеличивается содержание крупной фракции.

Неравномерность питания по ширине валков приводит к таким же результатам, что и неравномерность во времени. Кроме того, нагрузка одной стороны валка ведет к перекосам и одностороннему износу.

Лучшим вариантом питания валковой дробилки является равномерная во времени и по ширине валков подача материала в пасть дробилки со скоростью, приближающейся к окружной скорости валков.

Заключение

1. Применяющиеся в настоящее время щековые, клнусные, валковые и другие виды дробилок, не смотря на широкое распространение в промышленности, не в полной мере удовлетворяют требованиям современных технологий дробления, что требует разработки более совершенного способа дробления
2. Заявляемый инновационный способ дробления и конструкция вертикальной валковой дробилки для дробления горной массы представляет собой комбинацию известных способов: раздавливание кусков между валками, реализуемый в в горизонтальной валковой дробилке, и раздавливание с истиранием между валком и корпусом, реализуемый в конусной дробилке. Использование предлагаемого способа и конструкции дробилки позволят значительно увеличить степень дробления, улучшить качество фракционного состава готового продукта (фракционный состав готового продукта является стабильным при высокой степени дробления), уменьшить переизмельчение и снизить расходы энергии на единицу готовой продукции.
3. Разработка и создание инновационной конструкции энергосберегающего агрегата для комплексного дробления и классификации горной массы, сочетающее преимущества рассмотренных выше дробилок и устраняющее их конструктивные недостатки, позволило бы значительно

продвинуться в решении обозначенной проблемы.

Библиографический список

1. Андреева Е. Е., Тихонов О. Н. Дробление, измельчение и подготовка сырья к обогащению – СПб.: СПбГИ, 2007. – 439 с.
2. Naumova M. G., Basyrov I. I., Aliev Kh. V. Reengineereng of the ore preparation production process in the context of «Almalyk MMC» JSC // MATEC Web Conference, 2018, Vol. 224, article number 01030.
3. Bardovskiy A. D., Gorbatuk S. M., Keropyan A. M., Bibikov P. Ya. Assessing parameters of the accelerator disk of a crntrifugal mill taking into account fetures of particle moton on the disk surface // Journal of Friction and Wear, 2018, Vol. 39, no 4, pp. 326 – 329.
4. Сивченко Л. А., Добровольский Ю. К. История развития и современный уровень техники измельчения // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2012. – №4(37). – с. 69 – 76.
5. Bardovsky A. D., Gerasimova A. A., Basyrov I. I. Study of oscillating process of harp screens // Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2019, Vol. 0, no 9783319956299, pp. 133 – 139.
6. Дворников Л. Т., Макаров А. В. К проблеме совершенствования шелковых дробильных машин // Машиностроение. – 2011. - №21. – с. 115 – 131.
7. Dats N. A. Selecting of the crusher type that can provide the charge with a narrow range of granule size composition // Metallurgical and Mining Industry, 2015, Vol. 7, no 5, pp 398 – 400.
8. Павленко О. И., Левченко Э. П., Чебан В. Г. Анализ возможности использования существующих технических средств для получения стальной колотой дробы // Вестник Донецкого национального технического университета. – 2016. - №(4). – с. 38 – 44.
9. Бибииков П. Я., Бардовский А. В., Митусов П. Е., Калакуцкий А.В.

- Разработка конструкций
измельчителя-классификатора для
переработки слабых горных пород //
Горный информационно-
аналитический бюллетень. – 2015. -
№8. – с. 166 – 170.
10. Фурсов Е. Г. Дробление горных пород
воздействием скалывающих нагрузок
// Горное оборудование
электромеханика. – 2009. №7. – с. 32 –
33.
 11. Супрун В. И., Пастихин Д. В.,
Радченко С. А., Перельгин В. В.
Проблемы и перспективы циклично-
поточной технологии для обработки
крупных угольных и рудных
месторождений // Горный
информационно-аналитический
бюллетень. – 2014. - №S1. – с. 332 –
346.
 12. Altun D., Gerold C., Benzer H., Altun
O., Aydogan N. Copper in mobile
vertical roller mill pilot plant //
International Journal of Mineral
Processing, 2015, Vol. 136, pp. 32 – 36.
 13. Бауман В. А., Клушанцев Б. В.,
Мартынов В. Д. Механическое
оборудование предприятий
строительных материалов, изделий и
конструкций. – 2-е изд., перераб. – М.:
Машиностроение, 1981. – 324 с.
 14. Yilmaz E. Field minitoring and
performace evaluating plant operation //
Physsicochemical Problems of Mineral
Processing, 2014, Vol. 50, no 2, pp. 615
– 630.
 15. Argimbaev K. R., Maya B. O. The
experience of the introduction of mobile
crushing and screening complexes on a
deposit of building materials // Research
Journal of Applied Sciences, 2016, Vol.
11, no 6, pp. 300 – 303/
 16. Клушанцев Б. В., Косарев А. И.,
Муйземнек Ю. А. Дробилки.
Конструкция, расчет, особенности
эксплуатации. – М.:
Машиностроение, 1990. – 320 с.
 17. Бардовский А. Д., Рахутин М. Г.,
Бибиков П. Я., Басыров И. И. Способ
дробления материалов и устройство
для его осуществления. Патент РФ
2654788 С1 30.06.2017. 2018, бюл.
№15.
 18. Бардовский А. Д., Рахутин М. Г.,
Бибиков П. Я., Басыров И. И.,
Герасимова А. А. Вертикальная
многостадийная валковая дробилка.
Патент РФ 187418 U1, 23.11.2018.
2019, бюл. №7.

Information about the paper in English

P.Ya. Bibikov, A.I. Visloguzov, S.S. Elashko
Limited Liability Company Moscow Research,
Design and Survey
Institute of Technologies and Innovations
Moscow, Russia
E-mail: info@mnipti.ru
Received 25.11.2021

DETERMINING MAIN PARAMETERS OF A VERTICAL ROLL CRUSHER DESIGN

Abstract

The paper contains the calculation of main design parameters of a vertical roll crusher. They include the roll gap, roll size and rate of rotation. The crusher is manufactured according to patent RU 187 418 U1. The design is applied to crush rock in an innovative method with a higher crushing rate, lower regrinding, reduced consumption of electricity per unit of finished products due to separation of fine fractions and selective crushing between rotating rolls and then between each roll and an internal surface of a fixed frame, the quality of a fractional composition of finished products (the fractional composition of finished products is steady at a high crushing rate), namely by getting advantages of crushing in cone and roll crushers.

Keywords: rock crushing, roll crusher, fractional composition, crushing rate.



УДК 62.772.2

Р.В. Залилов
ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный
технический университет им. Г.И. Носова»
г. Магнитогорск, Россия
E-mail: r.zalilov@magtu.ru
Дата поступления 25.11.2021

ПОВЫШЕНИЕ КОМПЕТЕНТНОСТИ ТЕХНИЧЕСКОГО ПЕРСОНАЛА, ПРОВОДЯЩЕГО ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ И РЕМОНТ ОБОРУДОВАНИЯ

Аннотация

Предложена методика подготовки к тренингу по повышению технической компетенции персонала, которая позволяет оценить навыки и умения персонала. Она также позволит более верно определить тематику тренингов, позволяющих обслуживающему персоналу провести диагностику и ремонт оборудования.

Ключевые слова: ремонт; диагностика; технические компетенции.

В современном производстве техническая служба (ремонтная служба) отвечает за работу оборудования и технологических линий и должна обладать соответствующими компетенциями, чтобы выполнять главную цель – сохранение производительности и работоспособности машин. Для выполнения данной цели необходимо решать следующие задачи:

- своевременное выполнение регламентного технического обслуживания;
- наличие технической документации по выполнению ремонта;
- своевременно проводить плановую диагностику с использованием инструментальных методов анализа;
- наличие специальных инструментов для выполнения технического обслуживания и ремонтов;
- наличие технического грамотного и компетентного персонала;
- умение работать персонала с технической документацией;
- анализ рисков при выполнении технического обслуживания и ремонтов;
- оценивание критериев и параметров при проведении диагностики;
- знание технологического процесса;

- знание конструкции и принципов работы обслуживаемого оборудования;
- своевременное внесение актуальной информации в техническую документацию при проведении модернизации и реконструкции.

В условиях современного производства и нехватки квалифицированного персонала перед руководством предприятий возникает вопрос о проведении тренингов с целью повышения компетентности персонала. Их умения и навыки существенно влияют на производство продукции, а именно на экономические потери связанные с остановкой (простоем) линии и оборудования.

Работа линии или оборудования может быть остановлено по плану для выполнения регламентных работ по техническому обслуживанию или ремонту. Данный вид работ позволяет при грамотном и квалифицированном подходе оценить состояние оборудования, то есть сделать заключение о работоспособности оборудования и линии. Вышесказанный вид работ чаще всего хорошо настроен на предприятии, так как проходит под контролем нескольких ведущих специалистов.

Более сложной задачей для технической службы является - внеплановая остановка оборудования в следствии:

- выхода из строя оборудования по причине поломке узла или агрегата;
- выпуска продукции несоответствующего качества, согласно технической документации;
- аварийной остановки оборудования средствами автоматического и компьютерного управления;
- неверных действий оператора линии или оборудования.

В этом случае персоналу технической службы необходимо оперативно выполнить диагностику и ремонт оборудования. Для выполнения данных работа необходимо произвести определённый алгоритм действий, который позволит в максимально короткий срок и с минимальными затратами провести диагностику и ремонт оборудования.

Для выполнения диагностики от персонала требуется следующее:

- знания устройства и принципа работы обслуживаемого оборудования;
- умение работать с технической документацией (чертежи, руководства по ремонту обслуживанию и т.д.)

- умение работы с измерительным оборудованием и обработкой полученных результатов прямым и косвенным способами;
- навыки применения специальных инструментов;
- навыки работы в команде с персоналом смежных специальностей в области электротехники, автоматизации, технологии производства и т.п.
- проведение логического анализа неисправности с целью выявления причины возникновения и ее устранения.
- провести качественный ремонт и убедиться в правильности проведенной диагностики и установления причины аварии.

В ходе подготовки к тренингу для технического персонала был проведен анализ простоев оборудования вне регламентного обслуживания ремонта. Результаты представлены в диаграмме (рисунок 1).

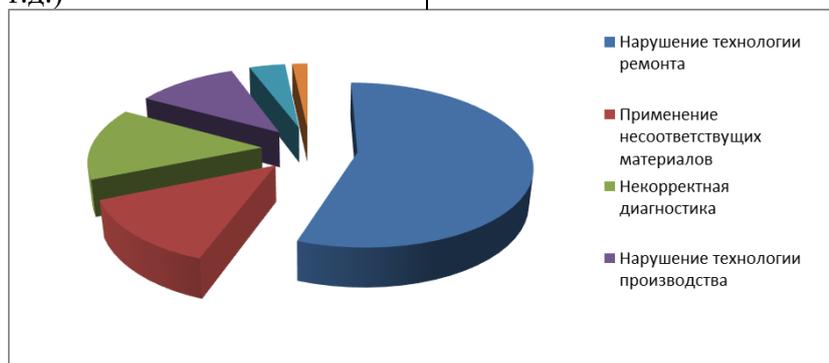


Рисунок 1. Причины внеплановой остановки оборудования

Как видно в диаграмме основной причиной простоя оборудования является нарушение технологии выполнения технического обслуживания и ремонта. В ходе дальнейшего анализа были проведены тестирования и собеседования с персоналом (слесарями по ремонту), выполнявшим ремонт.

В тестировании были использованы вопросы по следующим темам:

- стандартные детали машин (типоразмеры, правила монтажа и дефектовочные признаки);
- детали разового монтажа;
- типовые методы технологии монтажа и демонтажа узлов, деталей и агрегатов, применяемых при ремонте на данном предприятии;
- технология производства;
- правила техники безопасности и охраны труда;

- терминология.

В ходе собеседования персоналу заданы:

- вопросы по устройству оборудования;
- ситуационные задачи, с условиями описанных признаков неисправностей оборудования, где в ответе должно быть представлен алгоритм действий по поиску неисправности и методу устранения.

Проведены практические задания по:

- выполнению поиска информации в технической документации;
- выполнению поиска контрольных значений параметра и выполнение его измерения;
- подбору необходимого инструмента и демонстрации его применения.

Анализ по данным темам позволяет получить представление о текущем уровне владения техническими компетенциями. Личное собеседование при отсутствии руководителей работника, позволило выявить причины низкого уровня умений и навыков работников. В результате ответов и пояснений, полученных в ходе беседы выявлены следующие причины:

- отсутствие профильного образования;
- боязнь показать свои слабые навыки;
- незнание склада специальных инструментов и приспособлений;
- нежелание взять ответственность за принятие решения;
- неиспользование технической документации.

Исходя из результатов, были установлены «проблемные места» (рисунок 2).

На основе полученных данных из оценки уровня компетенций был разработан тематический план проведения тренинга. В который входило изложение теоретического материала по темам: устройство и принцип работы оборудования, анализ данных параметров и их влияние на качество и работу оборудования, методы демонтажа и монтажа элементов и систем оборудования, типовые неисправности и методы их устранения.

В качестве практического материала были предложены следующие упражнения:

- поиск информации в технической документации (найти параметр, процедуры настройки, регулировки и т.д.);
- знакомство и совершенствование навыком использования средств измерений (микрометр, нутромер, индикатор, пластиковые полочки и т.д.);
- поиск и применение специальных инструментов и приспособлений рекомендованных при выполнении диагностик и ремонтов;
- решение ситуационной задачи с заданными исходными данными (например: выход из строя подшипника вследствие перегрева)
- выполнение отчета о проделанной работе с кратким анализом о состоянии оборудования, прогнозирования необходимых запчастей и расходных материалов для следующего ремонта и оборудования.

Сотрудников технических служб также необходимо отправлять на различные мероприятия (презентации, выставки), где происходит демонстрация материалов по обслуживанию и ремонту оборудования. При этом сотрудник, посетивший мероприятие, должен предоставить отчет о возможностях применения технологий, запчастей на предприятии. Представить доклад для своих коллег с последующим обсуждением о возможности внедрения инновации.

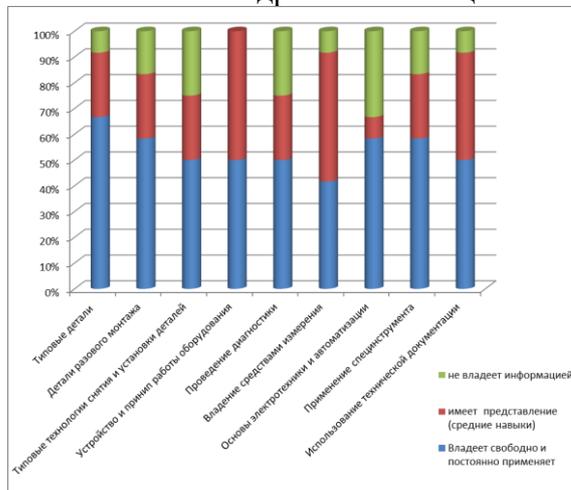


Рисунок 2. Оценка уровня компетенций

На современных предприятиях следует периодически и по мере необходимости проводить данные тренинги, это позволит:

- более качественно проводить техническое обслуживание и ремонт всего парка оборудования, а также избежать аварийных остановок производства;
- обеспечить качество выпускаемой продукции и уменьшить количество брака;
- по полученным данным из кратких отчетов от технического персонала выявить «болевые точки», что позволит разработать мероприятия по их устранению.

Библиографический список

1. Гилязова, С. Р. Готовность преподавателей технических вузов к формированию профессиональных компетенций студентов / С. Р. Гилязова, И. М. Зарипова // Вестник Казанского технологического университета. – 2011. – № 24. – С. 222-226.
2. Горшкова, О. О. Развитие исследовательских компетенций студентов технического вуза / О. О. Горшкова, А. Т. Глазунов // Актуальные проблемы научного знания. Новые технологии ТЭК-2017: материалы I Международной научно-практической конференции, Тюмень, 21–22 апреля 2017 года. – Тюмень: Тюменский индустриальный университет, 2017. – С. 128-131.
3. Stamgaliyeva, N. K. Formation of foreign communicative competence of technical universities students / N. K. Stamgaliyeva // Bulletin of the Academy of Pedagogical Sciences of Kazakhstan. – 2021. – No 1(99). – P. 95-100. – DOI 10.51883/20704046_2021_1_95.
4. Залилов, Р. В. Повышение эффективности освоения практических навыков при подготовке студентов технических специальностей / Р. В. Залилов // Механическое оборудование металлургических заводов. – 2017. – № 2(9). – С. 67-71.

Information about the paper in English

R.V. Zalilov
Nosov Magnitogorsk State Technical University
Magnitogorsk, Russia
E-mail: r.zalilov@magtu.ru
Received 25.11.2021

INCREASING COMPETENCE OF MAINTENANCE PERSONNEL

Abstract

The paper describes the methods used to prepare for training in increasing technical competence of personnel and aimed at appraising their skills. They also contribute to a more accurate identification of training subjects for maintenance personnel to perform diagnosis and repair of equipment.

Keywords: repair, diagnosis, technical competencies.

ТРЕБОВАНИЯ

к оформлению материалов представляемых для публикации

1. Материалы предоставляются в электронном виде, оформленные в программе MS Word 97-2003.
2. Объём представленных материалов должен быть не менее 6-ти страниц (в режиме оформления одной колонкой на листах формата А4), включая рисунки и таблицы.
3. Формат листа: А4 (210х297 мм).
4. Межстрочный интервал: одинарный.
5. Размер полей слева, справа и сверху страницы 18 мм, снизу 20 мм.
6. Нумерация страниц осуществляется внизу по центру страницы.
7. Шрифт текста: Times New Roman, размер 12 пт.
8. Отступ перед каждым абзацем (красная строка) – 10 мм.
9. Формулы должны быть набраны в тексте, вписывание формул от руки не допускается, размер базового шрифта в формулах – 12 пунктов.
10. Рисунки должны быть вставлены в текст и обязательно представлены в виде отдельного файла в формате jpeg, tiff, bmp с разрешением не менее 300 dpi. Наличие подрисовочной надписи обязательно.
11. Не допускается разрыв таблиц, рисунков, заголовков при переходе со страницы на страницу.
12. Структура текста.
 - 12.1. Индекс УДК.
 - 12.2. Имя, отчество и фамилия авторов, жирный шрифт – Times New Roman, размер – 12 пт.
 - 12.3. Наименование организации.
 - 12.4. Город, страна.
 - 12.5. Контактный адрес электронной почты (E-mail).
 - 12.6. Название (должно быть набрано прописными буквами не в режиме CAPS LOCK (SHIFT)).
 - 12.7. Аннотация (объем не менее 100 слов).
 - 12.8. Ключевые слова (не менее 8 слов).
 - 12.9. Введение.
 - 12.10. Основная часть.
 - 12.11. Заключение (Выводы).
 - 12.12. Библиографический список.
13. Библиографический список составляется в последовательности ссылок в тексте. В тексте статьи ссылки на литературный источник заключаются в квадратные скобки. Библиографическое описание регламентировано ГОСТ 7.05-2008 «Библиографическая ссылка. Общие требования и правила составления».

Материалы для публикации направлять по адресу: 455000, г. Магнитогорск, пр. Ленина, 38, ФГБОУ ВО «МГТУ им. Г.И. Носова, кафедра «Проектирование и эксплуатация металлургических машин и оборудования».

Контактные телефоны: (3519) 29-85-07, 29-84-51.

E-mail: momz-magtu@yandex.ru, momz-magtu@mail.ru с указанием темы электронного письма «Журнал МОМЗ».

Сайт журнала: www.momz.magtu.ru

Контактное лицо, отв. редактор к.т.н. Слободянский Михаил Геннадьевич.

ПРАЙС-ЛИСТ

на размещение рекламы в журнале
«Механическое оборудование металлургических заводов»

№ п/п	Цветная реклама на обложке издания		Черно-белые внутренние полосы	
	Объем	Цена, руб	Объем	Цена, руб
1	2-ая полоса (формат А4)	8000	1 полоса	6000
2	3-ая полоса (формат А4)	8000	½ полосы	4000
3	4-ая полоса (формат А4)	10000	¼ полосы	2000

Статья рекламного содержания		Реклама на сайте издания			
Объем	Цена, руб	Место расположения рекламного контента	Объем / размер	Срок размещения	Цена, руб
1 полоса	3000	Слайдер на главной странице (изображение)	700 x 380 pixels	1-6 месяцев	4000
				6-12 месяцев	6000

Пример оформления рекламного изображения в слайдере на главной странице сайта издания



- Главная
- О журнале
- Автору
- Архив
- Редакция
- Партнеры
- Контакты

Журнал "Механическое оборудование металлургических заводов"

Журнал "Механическое оборудование металлургических заводов" является бесплатным изданием открытого доступа.



700 x 380 pixels

Журнал "Механическое оборудование металлургических заводов" является информационным партнером XIV-го международного конгресса сталеплавателей

Научно-технический журнал MOM3

ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный технический университет им. ГИ. Носова» приглашает Вас опубликовать результаты Ваших научных исследований в журнале «Механическое оборудование металлургических заводов». Журнал «МOM3» включен в Российский индекс научного цитирования (РИНЦ) и ему присвоен международный стандартный номер сериального издания ISSN 2311-1364. Сведения о журнале