

В статті оптимізовано алгоритм отримання адекватного кількісного математичного опису багатофакторної технологічної системи при рельєфному зварюванні різнойменних матеріалів. Подано математичний опис нової технології рельєфного зварювання титану та сталі, який забезпечує достатньо високу працездатність (міцність і пластичність) зварних з'єднань і повну відсутність несутцільностей в зварних точках.

Ключові слова: фізико-механічні властивості, точкова рельєфна зварювання, оптимізація, деформація, інтерметалідна фаза, поверхня відгуку.

The paper is optimized algorithm to obtain adequate quantitative mathematical description of multi-technology system for projection welding of dissimilar materials. A mathematical description of the new technology projection welding of titanium and steel, which ensures a sufficiently high efficiency (strength and ductility) of welded joints and the complete absence of discontinuities in welds.

Keywords: physical and mechanical properties, spot projection welding, optimization, strain intermetalid faza, response surface.

УДК 621.883.6(045)

В. И. РЫНДЯЕВ, канд. техн. наук, доц., УИПА, Харьков

КИНЕМАТИКО - СИЛОВОЙ АНАЛИЗ АДАПТИВНОГО ПРИВОДА КОНВЕЙЕРА

Предложена методика кинематико – силового анализа адаптивного привода конвейера, созданного на основе несимметричного дифференциала. Показана возможность использования в качестве критерия адаптации различных соотношений силовых параметров.

Ключевые слова: адаптивный привод, передаточное число, барабаны.

Введение. Интенсификация процессов транспортирования сырья и материалов в различных отраслях промышленности оказывает существенное влияние на схемные и конструктивные решения систем приводов современного транспортирующего оборудования.

Создание работоспособных систем трансмиссий для приводов конвейеров в условиях интенсивного роста действующих нагрузок превратилось в острую проблему, от решения которой в значительной мере зависят технико - экономические показатели предприятий.

Реализация схемы с использованием несимметричных дифференциалов для приводов конвейеров позволяет повысить надежность конструкции [1,2].

Цель работы. Целью работы является исследование системы адаптивного привода конвейера и разработка методики его кинематико – силового анализа.

Изложение основного материала работы. Условие отсутствия проскальзывания между барабанами и лентой в двухбарабанном тянущем устройстве конвейера эквивалентно условию обеспечения определенного соотношения моментов на барабанах, определяемого наименьшими гарантированными коэффициентами трения между лентой и барабанами μ и углами обхвата α (рис. 1).

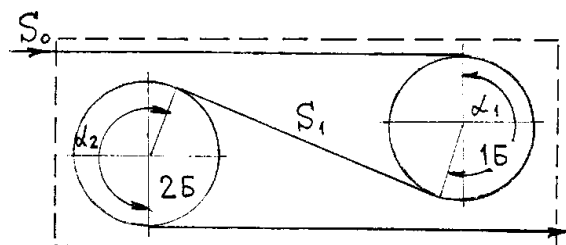


Рис. 1 - Расчетная схема двухбарабанного тянущего устройства конвейера

Совмещение этих условий возможно только в саморегулируемой по скорости системе с передаточным числом между барабанами, соответствующим расчетным

соотношениям моментов. Адаптация механической системы из n барабанов возможна, когда число степеней свободы в ней на единицу меньше числа барабанов, т. е. когда любые $(n - 1)$ из них могут изменять скорость независимо друг от друга.

На рис. 2 приведена адаптивная система трансмиссии привода тянущего устройства конвейера. Устройство включает барабаны 1Б – 2Б, связанные несимметричным дифференциалом 1, ведомые звенья которого (солнечные и коронные колеса) соединены с барабанами, и электродвигатель Д. Связь коронного колеса с барабаном 2Б осуществляется посредством зубчатой передачи 4 – 2.

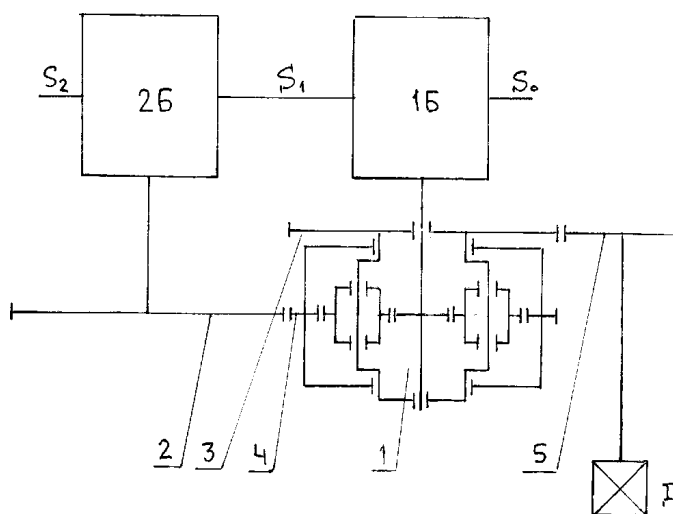


Рис. 2 - Адаптивная система трансмиссии привода тянущего устройства конвейера

При работе конвейера в замкнутом адаптивном двухбарабанном контуре мощность между ведомыми звеньями перераспределяется в соответствии с

натяжением между барабанами и общей нагрузкой на устройство. Регуляторами в паре барабанов являются ведомые звенья несимметричного дифференциала, при этом отношение моментов на выходных звеньях несимметричного дифференциала всегда соответствует заданному передаточному числу между барабанами.

Нагруженность двухбарабанного тянущего устройства при заданном режиме работы определяется разностью натяжений ленты на входе в устройство и выходе из него, т.е.

$$\Sigma M = (S_2 - S_0) \cdot R, \quad (1)$$

где ΣM – суммарный активный момент, развиваемый двухбарабанным устройством;

S_0, S_2 – соответственно переднее и заднее натяжение ленты;

R – радиус барабана.

Суммарный момент или, то же самое, разность натяжений, не должны превышать критические, определяемые суммарными углами обхвата и действительными коэффициентами трения, гарантирующими определенную силу сцепления между лентой и барабанами. Критические моменты для барабанов определены соотношениями

$$\begin{aligned} S_1 - S_0 &= S_0 \cdot (e^{\mu \alpha_1} - 1) \\ S_2 - S_1 &= S_1 \cdot (e^{\mu \alpha_2} - 1) \end{aligned} \quad (2)$$

Если на основе этих уравнений определить соотношение несущих способностей барабанов устройства и закрепить эти соотношения для всех рабочих режимов, то будет выполняться условие отсутствия проскальзывания.

Расчетные передаточные числа, определяющие необходимое отношение несущих способностей барабанов, реализуются в передачах двухбарабанного адаптивного контура.

Кинематическое уравнение, характеризующее связь между движением ведущего звена (колеса 3) и барабанов 1Б – 2Б имеет вид

$$n_3 = \frac{n_{1Б} + n_{2Б} \cdot (z_b / z_a) \cdot u_{4-2Б}}{(z_b / z_a + 1)}, \quad (3)$$

где n_3 – скорость вращения зубчатого колеса 3;

$n_{1Б}, n_{2Б}$ – скорости вращения соответствующих барабанов;

z_b, z_a – числа зубьев соответственно коронного и солнечного колес несимметричного дифференциала 1;

$u_{4-Б}$ – передаточное число от зубчатого колеса 4 к барабану 2Б.

Скорости барабанов 1Б и 2Б отличаются на величину деформации ленты в межбарабанном промежутке. Связь между скоростями барабанов устройства определяется зависимостью

$$\frac{(n_{2Б} - n_{1Б})}{n_{1Б}} = \varepsilon_{1-2}$$

или

(4)

$$\frac{n_{2Б}}{n_{1Б}} = 1 + \varepsilon_{1-2},$$

где ε_{1-2} – деформация ленты в межбарабанном промежутке барабанов 1Б и 2Б.

После введения коэффициентов, а также с учетом выражения (4) уравнение (3) имеет вид

$$\frac{n_3}{n_{1Б}} = a + \varepsilon \cdot (1 + \varepsilon_{1-2}), \quad (5)$$

где $a = \frac{1}{(z_b / z_a + 1)}, \quad \varepsilon = \frac{(z_b / z_a) \cdot u_{4-2Б}}{(z_b / z_a + 1)},$

Пренебрегая упругой деформацией ленты, примем

$$n_{1Б} = n_{2Б}. \quad (6)$$

Получим с достаточной степенью точности передаточное число между барабанами и ведущим звеном

$$\frac{n_3}{n_{1Б}} = \frac{1 + (z_b / z_a) \cdot u_{4-2Б}}{(z_b / z_a + 1)} \quad (7)$$

При кинематико – силовом синтезе приведенной адаптивной системы с использованием изложенной методики должны быть дополнительно учтены условия необкатываемости зубчатых колес в дифференциальном механизме с целью применения в скоростных машинах.

Выводы. Приведенные математические зависимости дают возможность определить кинематические и силовые параметры адаптивного привода конвейера, созданного на основе несимметричного дифференциала. Предложенная методика может быть использована при проектировании и расчете вновь создаваемых приводов конвейеров с адаптивными контурами.

Список литературы: 1. Рындяев В. И. Адаптивные системы трансмиссий приводов конвейеров и перспективы их использования / В. И. Рындяев // Восточно – европейский журнал передовых технологий. 2012 №3/7 (51). – С. 38-39. 2. Привод рабочей клетки прокатного стана [текст] А.С. СССР № 1315058 В21В35/12/ Дунаевский В. И., Рындяев В. И.; Заявлено 20.01.1986; опубл. 07.06.1987. – Бюл. №21.

Надійшла до редколегії 20.04.2013

УДК 621.883.6(045)

Кинематико - силовой анализ адаптивного привода конвейера / В.И. Рындяев // Вісник НТУ «ХП». Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. – Х: НТУ «ХП», – 2013. - № 26 (999). – С. . – Бібліогр.:2 назв.

Запропонована методика кінематично - силового аналізу адаптивного приводу конвеєра, який створений на основі застосування несиметричного диференціалу. Приведена можливість використання в якості критерію адаптації різних співвідношень силових параметрів.

Ключові слова: адаптивний привод, передаточне число, барабани.

The technique of kinematic - the power of analysis of adaptive conveyor drive that is based on single-ended differential. The possibility to use as a criterion for adapting different ratios of force parameters.

Keywords: adaptive drive, gear ratio, reels.

УДК 621.771.073.8:681.3.06

В. С. МЕДВЕДЕВ, д-р техн. наук, г.н.с., ГП «УкрГНТЦ «Енергосталь», Харьков;

В. А. ШПАКОВ, канд. техн. наук, ДонГТУ, Алчевск;

Е. В. БАЗАРОВА, ассистент, ДонГТУ, Алчевск

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ОЧАГА ДЕФОРМАЦИИ ПРИ ПРОКАТКЕ ФЛАНЦЕВЫХ ПРОФИЛЕЙ. СООБЩЕНИЕ 2

Приведена методика аналитического определения геометрических параметров очага деформации при прокатке фланцевых профилей в калибрах с открытыми и закрытыми ручьями. Путем совместного решения уравнений поверхностей вращения валков и плоских поверхностей заготовки получены общие аналитические выражения для расчета координат граничных точек очага деформации. Методика может быть использована при создании универсальной математической модели прокатки фасонных профилей.

Ключевые слова: фланцевый профиль, прокатка, очаг деформации, геометрические параметры

Введение. Для математического моделирования процесса прокатки фасонных профилей необходимо иметь аналитическое описание контура калибра и очага деформации.

Обзор различных методов аналитического описания контуров калибров и очага деформации показал, что известные методы либо разработаны для конкретных условий решения частных задач и не обладают достаточной универсальностью, либо весьма сложны для практического осуществления.

Для реализации единого методологического и системного подхода к решению задач прокатки сложных фасонных профилей методы построения и аналитического описания контуров калибров и очагов деформации должны быть максимально универсальными. Это позволит системно подойти к постановке и проведению теоретических исследований течения металла в фасонных калибрах, разработать универсальные математические модели расчета формоизменения и энергосиловых параметров прокатки, а также создать универсальное математическое обеспечение автоматизированного проектирования калибровок прокатных валков и автоматизированной подготовки производства (подготовки и обработки исходных данных для управляющих программ станков с ЧПУ для расточки валков, изготовления привалковой арматуры, шаблонов и т.д.).

Фланцевые профили формируются в фасонных калибрах с пластовыми ребровыми элементами, имеющих стенку, открытый и закрытый фланцы [1,2]. При математическом моделировании течения металла в фасонных калибрах необходимо знать форму и размеры очага деформации. Определение геометрических параметров очага деформации позволяет более точно рассчитать формоизменение металла и

© В. С. МЕДВЕДЕВ, В. А. ШПАКОВ, Е. В. БАЗАРОВА, 2013