

развивать и в дальнейшем применить математический аппарат оптимизации свойств и параметров изделия для достижения оптимального значения экономико-управленческого функционала (3), что позволит управлять процессом производства с минимальными затратами при максимальном управленческом эффекте, а также разработать механизм влияния этих параметров на структуру и параметры технологического объекта.

Список литературы: 1. Смолий В.Н. Принципы управления процессом производства электронных аппаратов// Прогресивні технології і системи машинобудування: Міжнародний зб. наукових праць. – Донецьк: ДонНТУ, 2007.- Вип. 33. – С.282-289. 2. Саати Т. Принятие решений. Метод анализа иерархий: Пер. с англ.- М.: "Радио и связь", 1993.- 320 с. 3. Саати Т., Кернс К. Аналитическое планирование. Организация систем М.; Радио и связь, 1991 - 224с. 4. Смолий В.М. Метод анализа иерархий для исследования системы управления процессом производства электронных аппаратов// Вісник Херсонського національного технічного університету. - 2007. – №4(27). - С. 428-432.

Сдано в редакцию 16.01.08

УСТАНОВЛЕНИЕ ДОПУСТИМОГО УРОВНЯ ДЕФОРМАЦИИ УПРУГИХ ПРОМЕЖУТОЧНЫХ ТЕЛ КАЧЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Стрельников В.Н. (ЗАО НКМЗ, г. Краматорск, Украина)

Admissible borders of radial deformation of intermediate bodies, with reference to mechanical transfers with circular gear gearing are established. The problem about intense – deformed a condition of intermediate bodies is considered according to the theory of covers, the decision is received by means of a principle of virtual movings.

Новый способ образования зацепления высших кинематических пар, предназначенный для синтеза высоконагруженных механических передач, основан на введении упругих промежуточных тел качения (ПТК) между зубьями [1]. Постоянство заданного передаточного отношения обеспечивается путем многопарности зацепления, достигающейся за счет радиальной податливости ПТК и минимальной разности зубьев во внутреннем зацеплении. Поэтому задача о напряженно–деформированном состоянии ПТК является актуальной.

Целью работы является установление допустимого уровня радиальной деформации ПТК из условий максимальной нагрузки механической передачи и обеспечения стабилизации заданного передаточного отношения. Для достижения поставленной цели необходимо разработать математическую модель напряженно–деформированного состояния цилиндрической оболочки и через принцип виртуальных перемещений установить экстремальную зависимость деформаций и напряжений.

В качестве расчетной модели ПТК рассмотрим оболочку нагруженную двумя сосредоточенными диаметрально противоположными силами \vec{P} , приложенными на расстоянии ξ от нормального срединного сечения оболочки (рис. 1). Полярный угол φ отсчитывается от диаметра, проведенного через точки приложения сил. Этим точкам соответствуют значения угла φ равные 0 и π .

Компоненты вектора смещения представим в виде рядов

$$\begin{aligned}
u &= -a \sum_{n=1}^{\infty} \left(\frac{b_n}{n} \sin n\varphi + \frac{b'_n}{n} \cos n\varphi \right), \\
v &= - \sum_{n=1}^{\infty} \left[(a \cdot a_n + x b_n) \cdot \cos n\varphi - (a \cdot a'_n + x b'_n) \cdot \sin n\varphi \right], \\
w &= - \sum_{n=1}^{\infty} \left[n \cdot (a \cdot a_n + x b_n) \cdot \sin n\varphi + n \cdot (a \cdot a'_n + x b'_n) \cdot \cos n\varphi \right].
\end{aligned} \tag{1}$$

Потенциальная энергия деформированной оболочки Π

$$\Pi = \frac{\pi D l}{2a^3} \sum_{n=2}^{\infty} (n^2 - 1)^2 \left\{ n^2 \left[a^2 (a_n^2 + a_n'^2) + \frac{1}{3} l^2 (b_n^2 + b_n'^2) \right] + 2(1 - \nu) a^2 (b_n^2 + b_n'^2) \right\}, \tag{2}$$

где $D = \frac{E h^3}{12(1 - \nu^2)}$ - цилиндрическая жесткость оболочки; ν - коэффициент Пуассона;

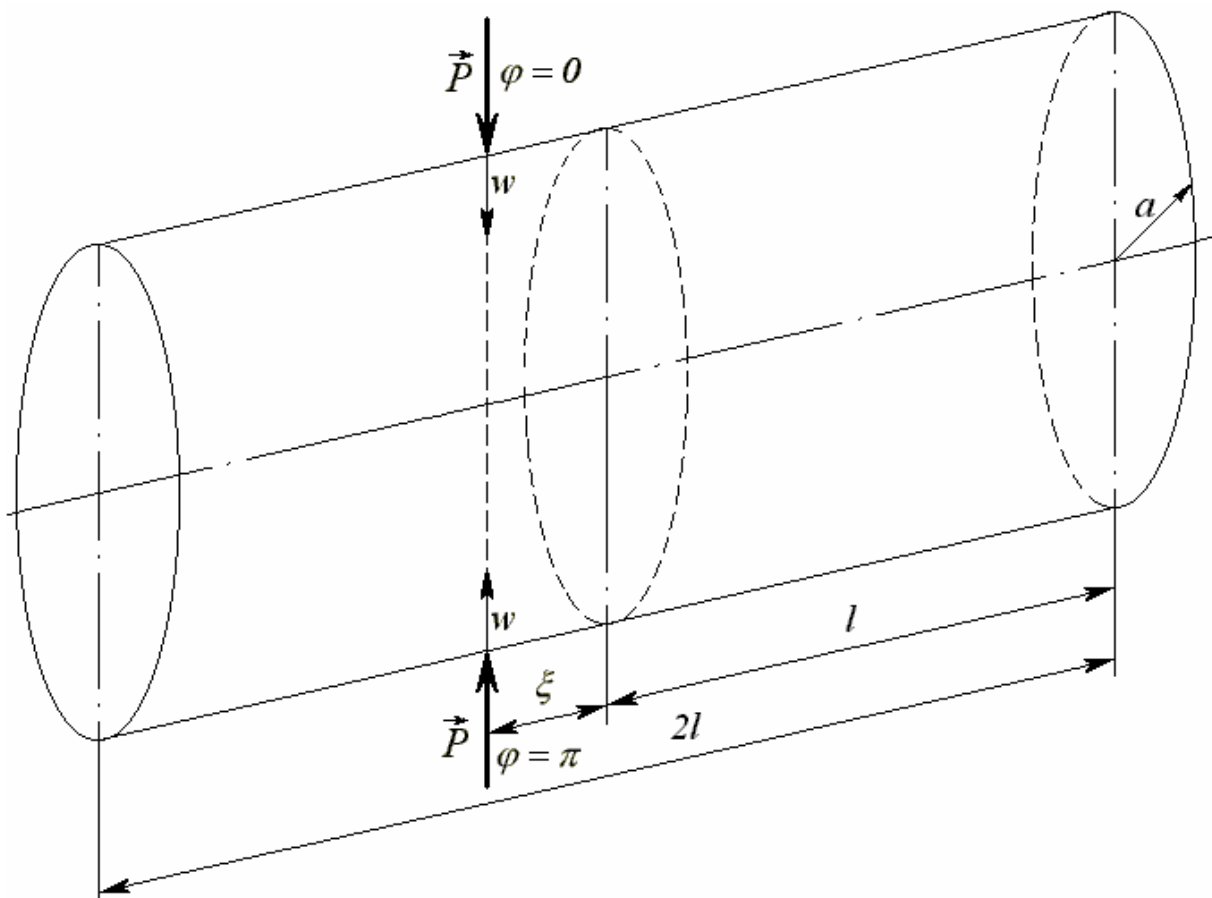


Рис. 1. Расчетная модель нагрузки оболочки радиальными силами
 a – радиус срединной поверхности оболочки; h – толщина стенки; $2l$ – длина оболочки.

Силы P совершают работу на перемещениях δw , связанных с вариацией упругих деформаций w при $\varphi = 0$ и $\varphi = \pi$

$$w_{\varphi=0} = - \sum_{n=2}^{\infty} n \left(a'_n a + b'_n \xi \right), \quad (3)$$

$$w_{\varphi=\pi} = - \sum_{n=2}^{\infty} n \left(a'_n a + b'_n \xi \right) \cos \pi n. \quad (4)$$

На основании принципа виртуальных перемещений получим

$$\delta \Pi = -P \left[\sum_{n=2}^{\infty} n \left(a \delta a'_n + \xi \delta b'_n \right) + \sum_{n=2}^{\infty} n \cos(\pi n) \left(a \delta a'_n + \xi \delta b'_n \right) \right]. \quad (5)$$

Подставляя значение (2) в равенство (5) и приравнявая выражения при одинаковых вариациях, определим коэффициенты a'_n , b'_n . Отличными от нуля окажутся четные коэффициенты, остальные коэффициенты равны нулю.

$$a'_n = - \frac{Pa^2}{\pi Dl} \cdot \frac{1}{n(n^2-1)^2}, \quad n=2,4,6 \dots \quad (6)$$

$$b'_n = - \frac{Pa^3 \xi}{\pi Dl \left[\frac{1}{3} l^2 n^2 + 2(1-\nu)a^2 \right]} \cdot \frac{n}{(n^2-1)^2}, \quad n=2,4,6 \dots \quad (7)$$

Согласно формулам (1), (6) и (7) получим ряды для компонент вектора смещения элемента срединной поверхности оболочки

$$u = \frac{Pa^4 \xi}{\pi Dl} \sum_{n=2,4 \dots}^{\infty} \frac{\cos n\varphi}{\left[\frac{1}{3} l^2 n^2 + 2(1-\nu)a^2 \right] (n^2-1)^2},$$

$$v = \frac{Pa^3}{\pi Dl} \sum_{n=2,4 \dots}^{\infty} \left\{ \frac{1}{n(n^2-1)^2} + \frac{x\xi n}{\left[\frac{1}{3} l^2 n^2 + 2(1-\nu)a^2 \right] (n^2-1)^2} \right\} \sin n\varphi, \quad (8)$$

$$w = \frac{Pa^3}{\pi Dl} \sum_{n=2,4 \dots}^{\infty} \frac{1}{(n^2-1)^2} \left[1 + \frac{x\xi n^2}{\frac{1}{3} l^2 n^2 + 2(1-\nu)a^2} \right] \cos n\varphi.$$

Напряженное состояние оболочки определяется с помощью обобщенного закона Гука через компонент вектора смещения (8), (рис. 2)

$$\begin{aligned}\sigma_x &= -\frac{Ez}{(1-\nu^2)} \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\nu}{a^2} \left(\frac{\partial v}{\partial \varphi} + \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} \right) \right], \\ \sigma_\varphi &= -\frac{Ez}{(1-\nu^2)} \left[\frac{1}{a^2} \left(\frac{\partial v}{\partial \varphi} + \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} \right) - \nu \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right], \\ \tau_{\varphi x} &= -\frac{Ez}{(1+\nu)a} \left[\frac{1}{2} \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \varphi} \right].\end{aligned}\quad (9)$$

Координата z отсчитывается по нормали от срединной поверхности оболочки и изменяется в пределах $\left[-\frac{h}{2}, +\frac{h}{2} \right]$. Из формул (8) следует равенство

$$\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} = 0. \quad (10)$$

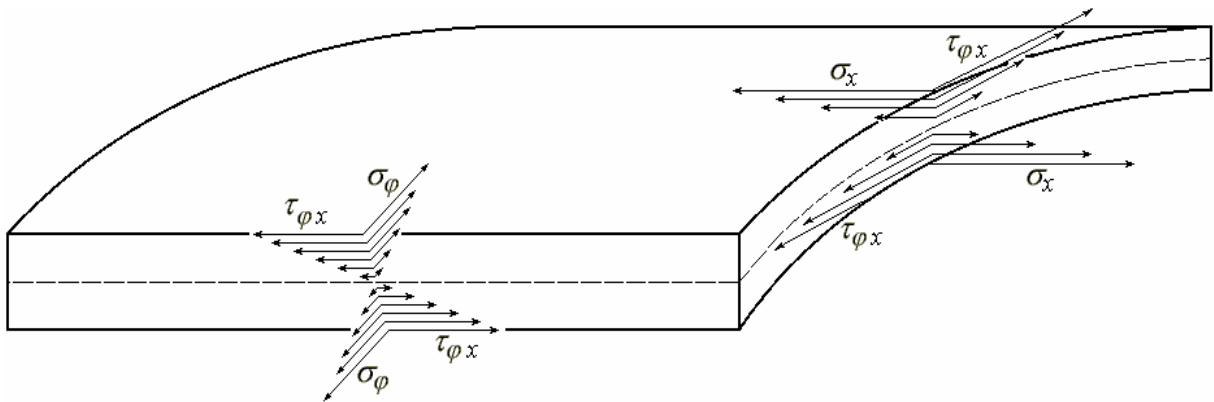


Рис. 2. Напряженное состояние элемента оболочки выделенного координатными линиями $x = const$, $y = const$

Подставляя значение (10) в формулы (9) получим соотношение между напряжениями

$$\sigma_x = \nu \sigma_\varphi. \quad (11)$$

Подставляя выражения для компонент вектора смещения (8) в формулы (9), получим напряжения σ_φ , $\tau_{x\varphi}$

$$\sigma_\varphi = \frac{Ez}{(1-\nu^2)} \cdot \frac{Pa}{\pi D l} \sum_{n=2,4 \dots}^{\infty} \frac{n^2}{(n^2-1)^2} \cos n\varphi, \quad (12)$$

$$\tau_{x\varphi} = \frac{E z \xi}{(1+\nu)} \cdot \frac{Pa^2}{\pi D l} \sum_{n=2,4 \dots}^{\infty} \frac{\xi n \left(n^2 - \frac{1}{2} \right)}{\left(n^2 - 1 \right)^2} \cdot \frac{1}{\left[\frac{1}{3} l^2 n^2 + 2(1-\nu) a^2 \right]} \sin n\varphi. \quad (13)$$

Максимальные значения напряжений соответствуют точкам, удаленным от нейтрального слоя оболочки $\left(z = \pm \frac{h}{2} \right)$. Максимальные значения напряжения σ_x принимают в точках принадлежащим образующим оболочки, к которым приложены внешние силы P .

Сопоставляя максимальные значения напряжений σ_φ и радиальной деформации w в сечении, соответствующем координате $x = 0$, получим

$$\sigma_{\varphi \max} = \frac{E h/2}{(1-\nu^2)} \cdot \frac{Pa}{\pi D l} \sum_{n=2,4 \dots}^{\infty} \frac{n^2}{\left(n^2 - 1 \right)^2}, \quad (14)$$

$$w_{\max} = \frac{Pa^3}{\pi D l} \sum_{n=2,4 \dots}^{\infty} \frac{1}{\left(n^2 - 1 \right)^2}. \quad (15)$$

Суммируя ряды, получим величину отношения максимального радиального смещения к максимальному радиальному смещению в среднем сечении оболочки ($x = 0$)

$$\frac{w_{\max}}{\sigma_{\varphi \max}} = 0,38 \left(1 - \nu^2 \right) \frac{a^2}{E h}. \quad (16)$$

Для стального тонкостенного цилиндра: $\nu = 0,3$; $E = 2,1 \cdot 10^5 \frac{\kappa\text{H}}{\text{мм}^2}$, получим

$$\frac{w_{\max}}{\sigma_{\varphi \max}} = 0,17 \cdot 10^{-6} \frac{a^2}{h}. \quad (17)$$

Из формул (14), (15) следует, что w_{\max} и $\sigma_{\varphi \max}$ не зависят от координаты ξ точки приложения силы и среднего сечения ($x = 0$). Поэтому полученное соотношение (17) распространяется на цилиндрическую оболочку, нагруженную нормальными давлениями по узким диаметрально противоположным полоскам, что соответствует условиям нагрузки (сжатия) ПТК в механических передачах [2]. Для редуктора Пк-165 (рис. 3) $a = 7 \text{ мм}$; $h = 1,5 \text{ мм}$; $\sigma_{\varphi \max} = 200 \frac{\kappa\text{H}}{\text{мм}^2}$. При таких данных получим: $w_{\max} = 0,01 \text{ мм}$.

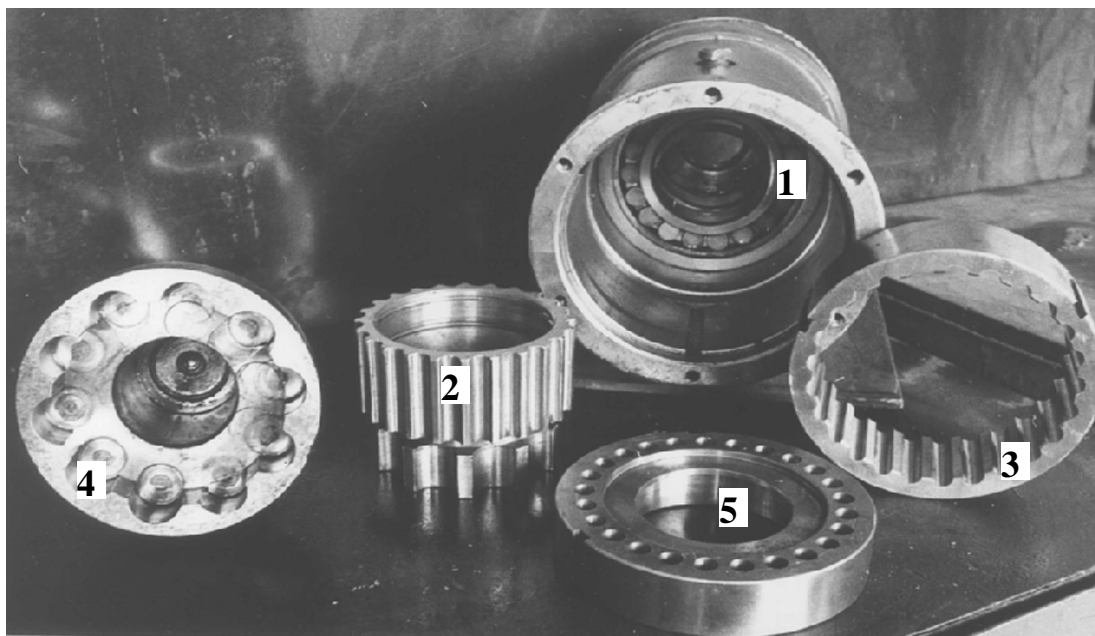


Рис. 3. Редуктор с промежуточными телами качения ПТК – 165 в разобранном состоянии: 1 - корпус, 2 – сателлит, 3 – центральное колесо, 4 – ведомый вал с обоймой, 5 – сепаратор

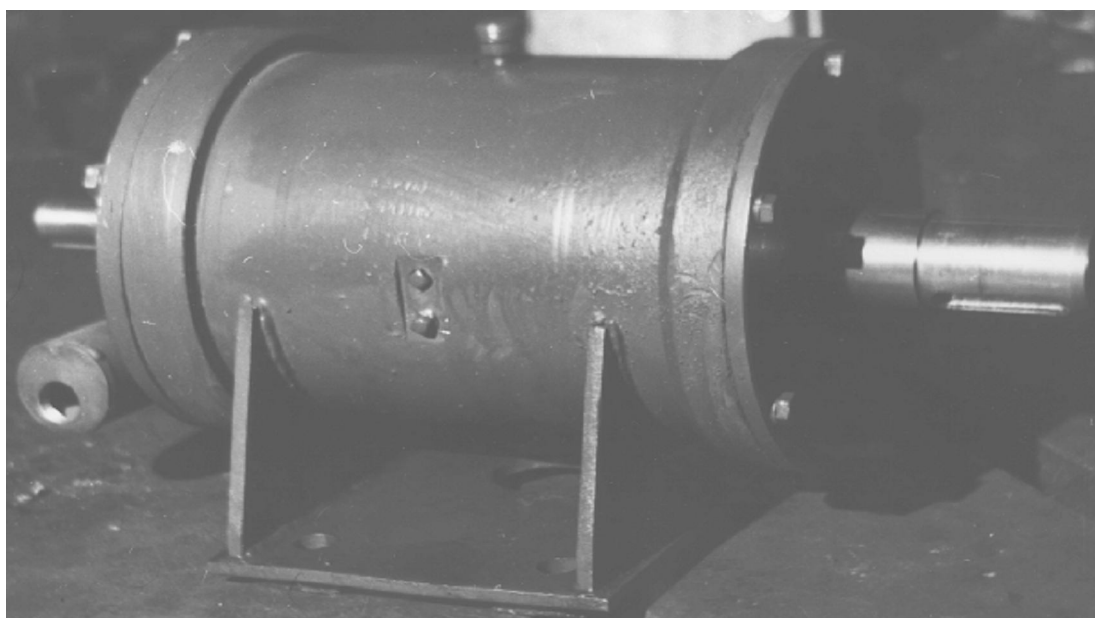


Рис. 4. Редуктор с промежуточными телами качения ПТК – 165 в сборе:
 $u = 24$; $z_1 = 24$; $z_2 = 25$; $M_2 \max = 1500 \text{ Нм}$; масса редуктора $m = 64 \text{ кг}$

Для передачи больших по величине крутящих моментов удобно использовать полые цилиндрические ролики, соотношение диаметра и толщины стенки которых обеспечивают радиальную податливость, достаточную для удовлетворения условий отсутствия интерференции зубчатого зацепления с ПТК и обеспечения постоянства заданного передаточного отношения. При передаче небольших по величине крутящих моментов принимаются сравнительно малые диаметры ПТК, жесткость которых не может одновременно обеспечить геометрические, кинематические и прочностные условия кругового зацепления. Для удовлетворения указанных условий следует повысить податливость ПТК. На практике применяют два метода изменения жесткости –

это целенаправленное использование материалов, исходя из их механических свойств, а также внесение необходимых конструктивных изменений.

Выводы. Поставлена и решена задача о напряженно–деформированном состоянии промежуточных тел качения применительно к механическим передачам с круговым зубчатым зацеплением. В качестве промежуточных тел качения приняты полые тонкостенные цилиндрические ролики, напряженно–деформированное состояние которых рассматривается в соответствии с моментной теорией оболочек. Решение математической модели получено через принцип виртуальных перемещений, в результате чего установлены допустимые границы радиальной деформации промежуточных тел качения, исходя из максимальной нагрузочной способности механической передачи.

Список литературы: 1. Стрельников В. Н. Взаимодействие упругих роликов с вогнутыми зубьями близкой кривизны. — М.: Машиностроение, 1992. — 322 с. 2. Стрельников В.Н. Перспективные направления развития механических приводов тяжёлых машин. (Часть 2). — М.: ВНИИМЕТМАШ, 1990. — 97с.

Сдано в редакцию 23.01.08

ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ РАБОТАЮЩИХ В СРЕДАХ С НАЛИЧИЕМ АБРАЗИВА

Стрельников В.Н., Суков Г.С., Волошин А.И.

(ЗАО НКМЗ, г. Краматорск, Украина)

Bases of a quantitative estimation of wear resistance of hard loaded tooth gearings working in environments with abrasive presence are developed. These are tooth gearings built in it is mountain - ore and other equipment which is let out by branch heavy engineering.

Отсутствие достоверных расчетных методик снижает эффективность проектных работ из-за необоснованного завышения запасов прочности, вызывает применение и перерасход дорогих материалов, увеличивает габаритно–весовые характеристики и себестоимость изделий, не способствует повышению качества и конкурентных свойств выпускаемой продукции [1, 2]. Наиболее ощутима эта проблема в тяжелом машиностроении, где масса изделий исчисляется десятками и сотнями тонн, а в условиях единичного и мелкосерийного производства еще и осложняются условия проведения экспериментальных исследований, в т.ч. из-за высокой стоимости. Поэтому разработка уточненных расчетных методик деталей машин представляет актуальную проблему для отрасли тяжелого машиностроения.

Цель работы состоит в том, чтобы установить закономерности фактического износа высоконагруженных зубчатых передач, работающих в средах с наличием абразива, в зависимости от конструктивных форм, геометрических и кинематических факторов зубчатого зацепления, а также физико–механических свойств поверхностей зубьев и параметрических характеристик абразива.

В основе методики оценки износостойкости тяжело нагруженных зубчатых передач, работающих в средах с наличием абразива, лежит концепция контактного взаимодействия активных поверхностей зубьев с абразивными частицами, притом учитываются физико–механические свойства и геометрические параметры сопряженных элементов [3]. Скорость движения абразивной частицы определяется как линейная комбинация скоростей скольжения контактирующих поверхностей V_1 и V_2