№ 11 2008

62-585.13; 62-585.17

МИНИМИЗАЦИЯ ПОПЕРЕЧНОГО ИЗГИБА ГИБКОГО ЭЛЕМЕНТА ВО ФРИКЦИОННОМ КЛИНОРЕМЕННОМ ВАРИАТОРЕ

Асп. В. Ю. КАМЕНСКОВ

На настоящем этапе развития автомобилестроения перспективность фрикционных вариаторов с металлическим гибким элементом подтверждена не только рядом научных трудов, но и спектром серийно выпускаемых трансмиссий. Исследованы многие явления, присущие таким передачам, однако вопросы выбора форм поверхностей фрикционного контакта изучены слабо. В (1), посвященной колебаниям гибкого элемента, автором упоминается величина рассогласования взаиморасположения шкивов, зависящая от величины передаточного отношения и радиуса дуги образующей шкива. В ряде работ упоминается о негативном влиянии рассогласования взаиморасположения на долговечность и шум вариатора. Однако причины, свойства и методы снижения рассогласования не изучены в достаточной степени.

Несвязанное с погрешностями изготовления и установки рассогласование взаиморасположения шкивов называется поперечным смещением ветви гибкого элемента ε (рис.1).

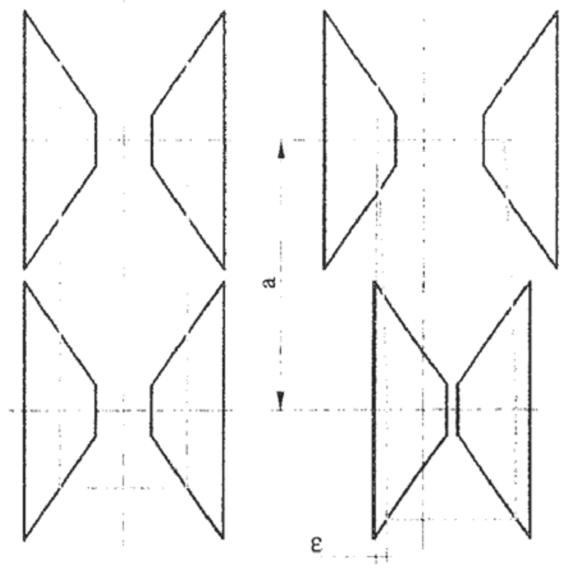

Рис. 1. Поперечный изгиб ветви гибкого элемента

Поперечное смещение отсутствует, если одноименные точки гибкого элемента лежат в одной плоскости, и он перемещается параллельно самому себе при изменении передаточного числа. Таким образом, поперечное смещение ε - это расстояние между плоскостями, в которых лежат одноименные точки силовых элементов, находящихся в контакте с ведущим и ведомым шкивами.

Анализ кинематических соотношений указывает на причину возникновения смещения – геометрическое несовершенство линейной формы образующих поверхностей контакта шкива и торца гибкого элемента. При этом, если для некоторого передаточного отношения u поперечное смещение отсутствует, то оно возрастает с удалением от u в сторону как увеличения, так и уменьшения. С другой стороны, расчеты методом конечных элементов показывают, что нижняя кромка торца гибкого элемента при линейной образующей является сильным концентратором напряжений.

С целью минимизации поперечного смещения проведено совершенствование образующих поверхностей контакта. Рассмотрена плоская задача геометрии контакта (рис. 2). Приняты следующие допущения:

- образующая торца гибкого элемента имеет форму дуги окружности
- контактные поверхности несогласованны, то есть, ненагруженный контакт шкива и силового элемента происходит в точке
- гибкий элемент нерастяжим

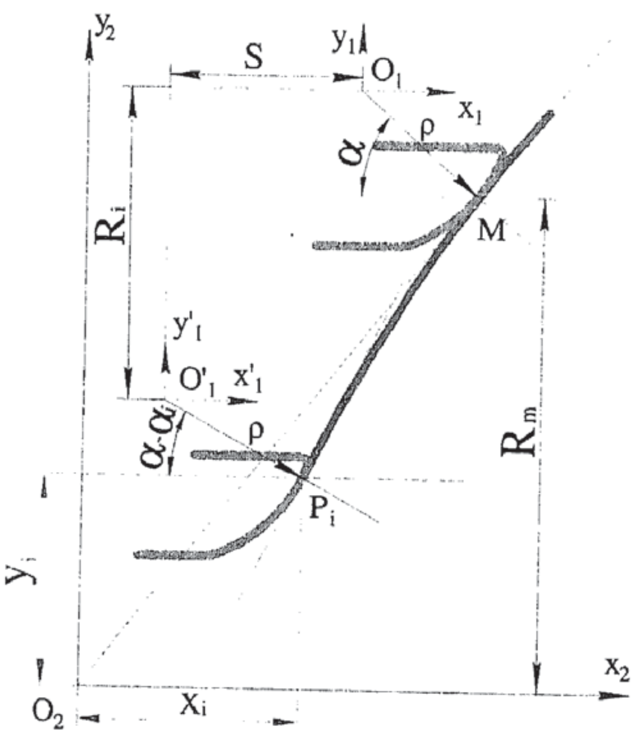

Рис. 2. Плоская модель геометрии контакта

$x_2O_2y_2$ - неподвижная система координат,

x_2 - ось вращения шкива,

M - начальная точка контакта (при $i=1$),

R_m - радиус траектории вращательного движения гибкого элемента при $i=1$,

O_1 - центр дуги ρ образующей торца гибкого элемента,

$x_1O_1y_1$ - система координат, связанная с гибким элементом,

P_i - точка контакта (x_i, y_i) в некоторый момент времени,

S - поперечное перемещение гибкого элемента,

R_i - радиальное перемещение гибкого элемента,

α - угол наклона касательной к образующей шкива в точке M,

α_i - изменение угла наклона касательной к образующей шкива.

Функциональная зависимость $y_i(x_i)$ является искомой формой образующей.

Индекс i соответствует перемещению гибкого элемента к оси вращения на одном шкиве, а индекс o - от оси на другом. Рассматривая перемещение точки контакта из M в P_i на одном шкиве и соответствующее ему перемещение из M в P_o на другом, составляется система уравнений, включающая:

векторное уравнение конгруэнтности:

$$\overline{O_2P_i} = \overline{O_2M} + \overline{MO_2} + \overline{O_1O_1^{'}} + \overline{O_1^{'}P_i}$$

дифференциальное уравнение касания образующих:

$$\begin{cases} \dfrac{dy_i}{dx_i} = \cot(\alpha - \alpha_i) \\ \dfrac{dy_o}{dx_o} = \cot(\alpha - \alpha_o) \end{cases}$$

уравнение нерастяжимости гибкого элемента:

$$\begin{cases} L_c = 2a\cos\beta + (R_M - R_i)(\pi - 2\beta) + (R_M + R_o)(\pi + 2\beta) = 2a + 2R_M\pi \\ \sin\beta = \dfrac{R_i + R_o}{a} \end{cases}$$

и уравнение плавности перехода внешней части образующей во внутреннюю часть:

$$c \cdot \frac{\alpha_i}{R_o} = \frac{\alpha_o}{R_i},$$

где c - варьируемый коэффициент кривизны.

Преобразование и решение системы уравнений для заданных геометрических параметров и ряда значений коэффициента кривизны позволяет получить семейство кривых образующих шкива в форме функций $y(x)$, обеспечивающих отсутствие поперечного смещения (рис. 3).

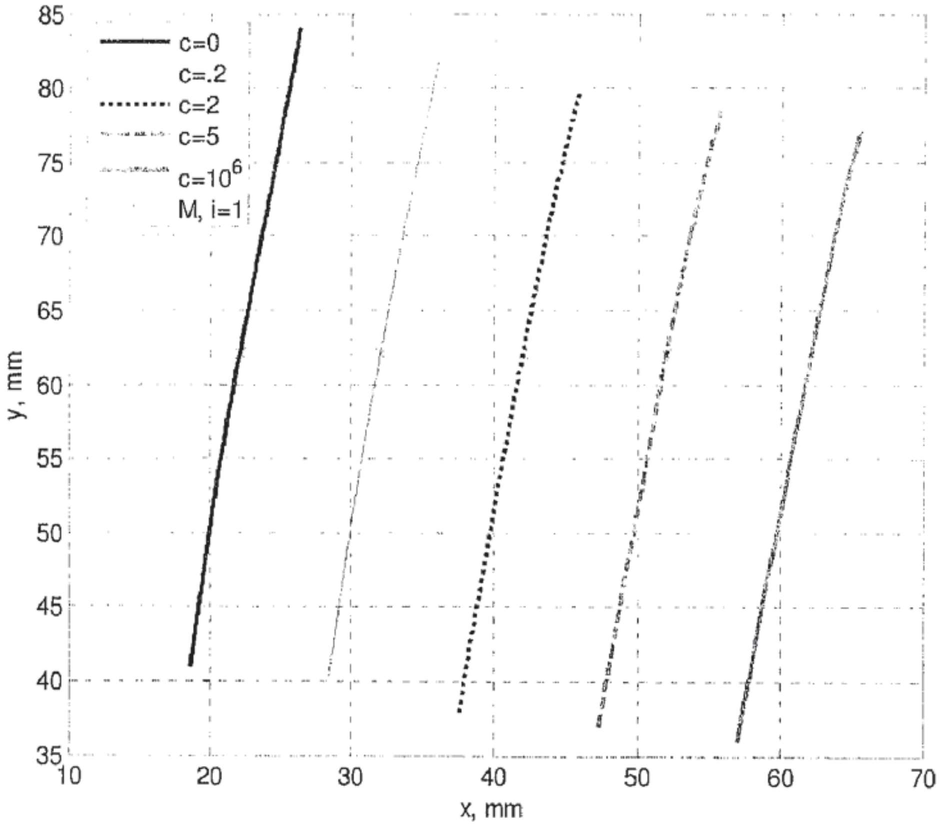

Рис. 3. Семейство образующих шкива

Полученные образующие отличаются кривизной. При малых значениях c внешняя часть образующей имеет меньшую кривизну по сравнению с внутренней частью. С ростом c кривизна внешней части образующей увеличивается, а внутренней – уменьшается. Каждой из полученных образующих соответствует образующая торца гибкого элемента (рис. 4). Аналогично, составлена и решена система уравнений для дугообразной образующей шкива, применяемой на серийно выпускаемых трансмиссиях. Расчеты показали, полностью избежать поперечного смещения в этом случае не представляется возможным. Но, дополнив систему уравнений методом одномерной оптимизации можно вычислить непрерывный ряд оптимальных сочетаний радиусов дуг образующей шкива и торца гибкого элемента, обеспечивающих пренебрежимо малое поперечное смещение во всем диапазоне передаточных чисел вариатора (Рис. 5).

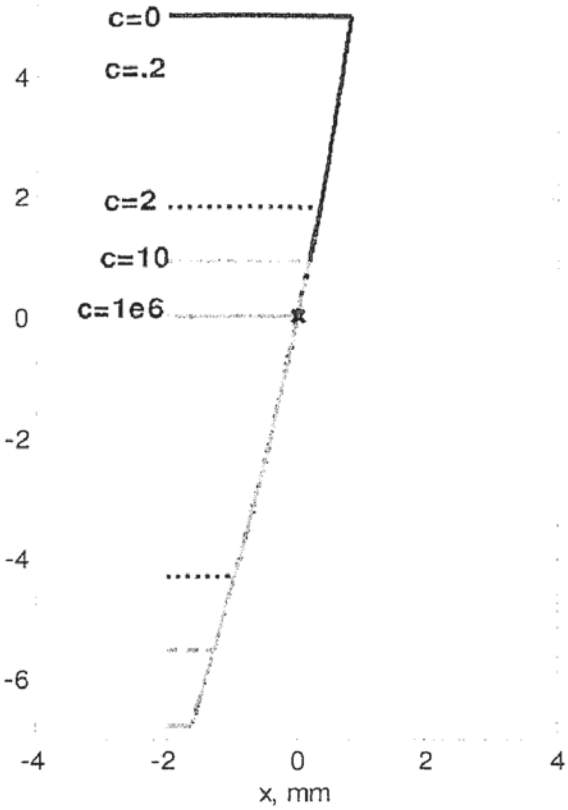

Рис. 4. Образующие поверхности торца гибкого элемента

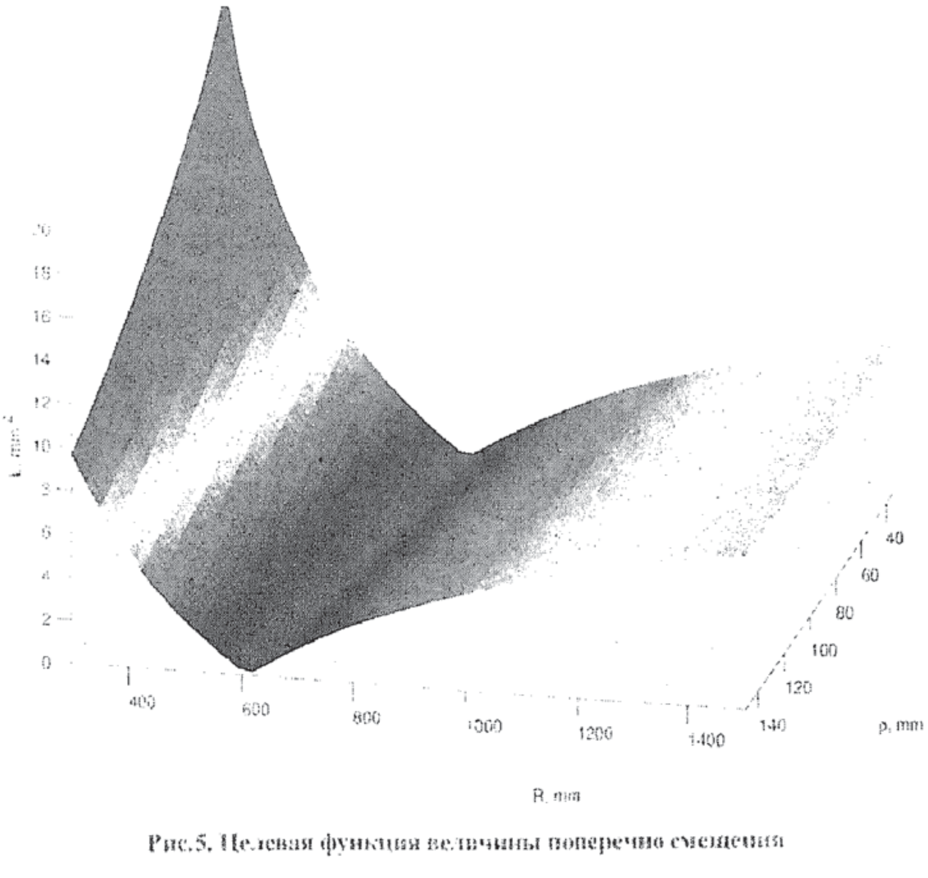

Рис.5. Целевая функция величины поперечно смещения

Таким образом, исследованы причины поперечного смещения ветви гибкого элемента, получена модель геометрии контакта и предложен метод получения семейства исключающих поперечное смещение кривых, а так же метод расчета оптимального значения радиуса дуги в случае применения дугообразной образующей шкива.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Friedrich Pfeiffer, Wolfram Lebrecht, Thomas Geier, «State-of-the-Art of CVT-Modelling». Institute of Applied Mechanics. Technical University of Munich