

УДК 621. 91

**И. И. Зиновьева**, аспирант,

Научный руководитель: **В. У. Мнацакян**, д.т.н., проф., Московский государственный горный университет

E-mail: [kaftmr@mail.ru](mailto:kaftmr@mail.ru)

## **Уменьшение радиального биения валов на опорах скольжения**

*Рассмотрены методы, позволяющие уменьшить величину радиального биения валов на различных участках, обеспечивая при этом качественное зацепление зубчатых передач редукторов горных машин.*

**Ключевые слова:** радиальное биение, зубчатая передача, валы, опоры скольжения.

**I. I. Zinoveva, V. U. Mnatsakanyan**

## **The Decrease of the Radial Shaft Runout on Sliding Supports**

*The methods that reduce the magnitude of the radial shaft runout at different sites, while providing a high quality mesh gear reducers mining machines.*

**Keywords:** radial runout, gear, shaft, sliding support.

Качественное зацепление двух зубчатых колес, цилиндрических или конических, обеспечивается при совпадении образующих их делительных цилиндров. Поэтому для создания условий качественного зацепления зубчатых колес в различных по служебному назначению механизмах необходимо при сборке и ремонте добиться минимально возможного радиального биения валов [1].

Схема размерных связей, определяющих формирование радиального биения оси делительного конуса конического колеса, установленного на конце вала, представлена на рис. 1, б. Радиальное биение  $B$  оси делительного конуса представляет собой удвоенный эксцентриситет  $E$ , определяющий смещение оси конуса относительно оси вращения вала [2]:

$$B = 2 \cdot E$$

Положение оси вращения вала определяют центра двух отверстий во втулочных опорных подшипниках вала. В соответствии с этим величина эксцентриситета  $E$  зависит от смещения  $A_{\Delta}$ , формируемого в передней опоре, и от смещения  $B_{\Delta}$ , формируемого в задней опоре вала:

$$E = A_{\Delta} + B_{\Delta} . \quad (1)$$

Смещение  $A_{\Delta}$ , формируемое в передней опоре, определяет замыкающее звено  $A_{\Delta}$  размерной цепи:

$$A_{\Delta} = A_1 + A_2 + A_3 . \quad (2)$$

Номинальные размеры  $A_1, A_2, A_3$  численно равны нулю. Они характеризуют, соответственно,

$A_1$  – соосность оси делительного конуса и базового отверстия колеса;

$A_2$  – соосность оси ступени под колесо и оси передней опорной шейки;

$A_3$  – соосность передней опорной шейки и оси отверстия в опоре.

Фактические отклонения указанных размеров  $\Delta_{A1}, \Delta_{A2}, \Delta_{A3}$  могут быть в пределах от верхнего  $\Delta^6$  до нижнего  $\Delta^H$  допустимого значения отклонений:

$$\Delta_{A1} \in (\Delta_1^6, \Delta_1^H) , \quad \Delta_{A2} \in (\Delta_2^6, \Delta_2^H) , \quad \Delta_{A3} \in (\Delta_3^6, \Delta_3^H).$$

Отклонение на замыкающем звене  $\Delta_{A\Delta}$  определяется как алгебраическая сумма отклонений, формируемых на составляющих звеньях:

$$\Delta_{A\Delta} = \Delta_{A1} + \Delta_{A2} + \Delta_{A3} . \quad (3)$$

В свою очередь, смещение  $B_{\Delta}$ , формируемое в задней опоре, определяет замыкающее звено  $B_{\Delta}$  размерной цепи:

$$B_{\Delta} = B_1 + B_2 + B_3 . \quad (4)$$

Номинальные размеры  $B_1, B_2, B_3$ , соответственно, характеризуют:

$B_1$  – соосность оси делительного конуса и базового отверстия колеса;

$B_2$  – соосность оси ступени под колесо и оси задней опорной шейки;

$B_3$  – соосность задней опорной шейки и оси отверстия в опоре.

Фактические отклонения указанных размеров проявляются в пределах от верхнего  $\Delta^6$  до нижнего  $\Delta^H$  допустимого значения отклонений:

$$\Delta_{B1} \in (\Delta_1^6, \Delta_1^H) , \quad \Delta_{B2} \in (\Delta_2^6, \Delta_2^H) , \quad \Delta_{B3} \in (\Delta_3^6, \Delta_3^H).$$

Отклонение на замыкающем звене  $\Delta_{B\Delta}$  также определяется как алгебраическая сумма отклонений составляющих звеньев:

$$\Delta_{B\Delta} = \Delta_{B1} + \Delta_{B2} + \Delta_{B3} , \quad (5)$$

и с учетом выражений (3) и (5) окончательно получим

$$E = (\Delta_{A1} + \Delta_{A2} + \Delta_{A3}) + (\Delta_{B1} + \Delta_{B2} + \Delta_{B3}) . \quad (6)$$

Схемы формирования возможных предельных смещений оси делительного конуса  $E_{max}$  и  $E_{min}$  показаны на рис. 1.

Наиболее неблагоприятный вариант, при котором имеет место максимальное смещение  $E_{max}$ , а следовательно, и максимальное радиальное биение зубчатого колеса, возникает при условии, когда смещение, формируемое в передней опоре наибольшее  $\Delta_{A\Delta}^6$ , а в задней наименьшее  $\Delta_{B\Delta}^H$  (см. рис. 1). Это можно представить как условную вероятность:

$$(E = E_{max}) \subseteq (\Delta_{A\Delta} = \Delta_{A\Delta}^6, \Delta_{B\Delta} = \Delta_{B\Delta}^H) . \quad (7)$$

Наилучший вариант, при котором формируется минимальное смещение  $E_{min}$ , а следовательно, и минимальное радиальное биение зубчатого колеса, имеет место при условии, когда смещение,

формируемое в передней опоре наименьшее  $\Delta_{A\Delta}^H$ , а в задней наибольшее  $\Delta_{B\Delta}^B$  (рис. 1г), что можно представить как условную вероятность:

$$(E = E_{min}) \subseteq (\Delta_{A\Delta} = \Delta_{A\Delta}^H, \Delta_{B\Delta} = \Delta_{B\Delta}^B). \quad (8)$$

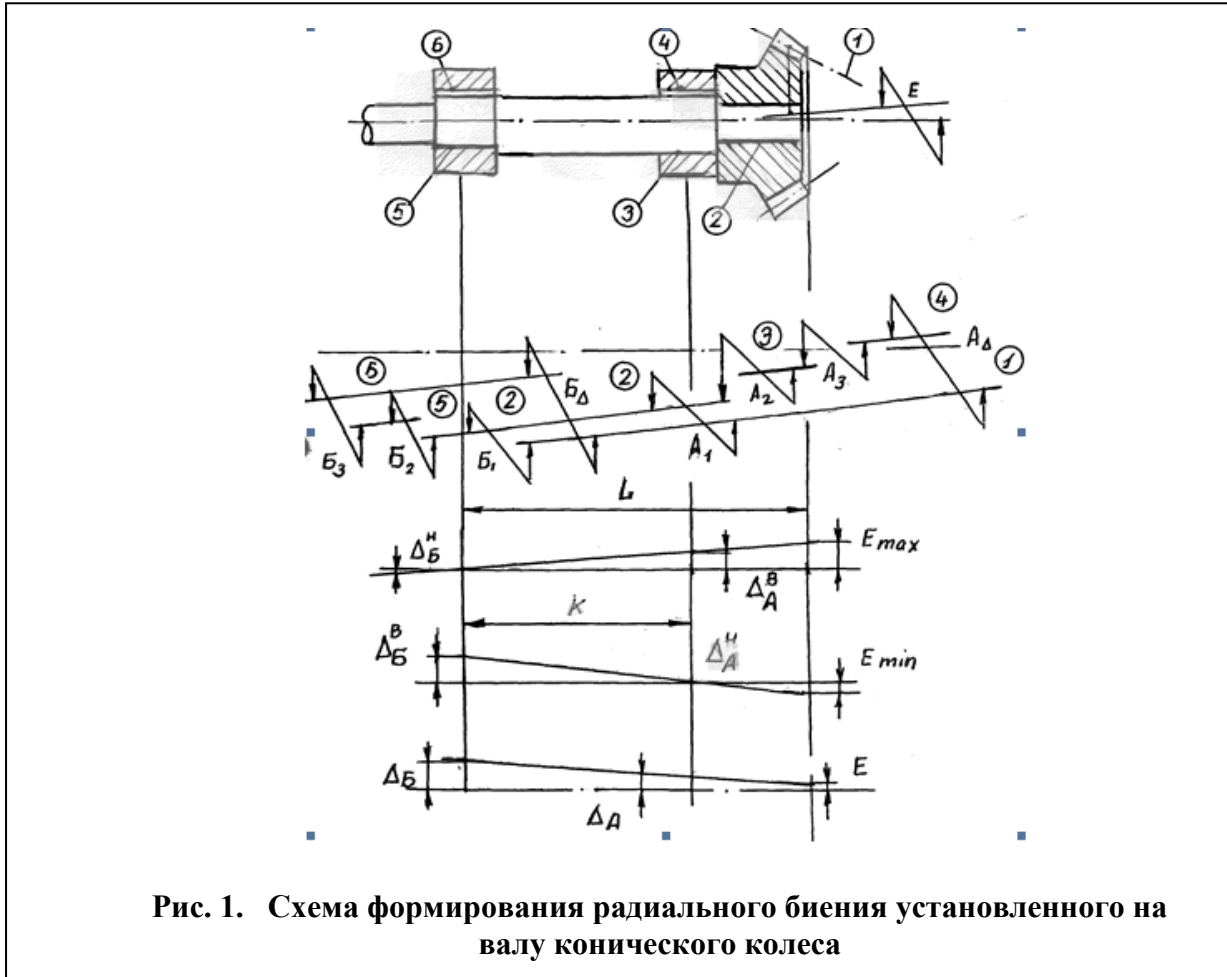


Рис. 1. Схема формирования радиального биения установленного на валу конического колеса

Таким образом, радиальное биение ведущей конической шестерни, расположенной на конце вала, рассматривается как результат биения вала относительно каждой из двух опор. При этом смещения, возникающие в опорах  $\Delta_{A3}$  и  $\Delta_{B3}$ , обусловленные интенсивным износом нагруженных втулок, оказывают влияние на отклонения замыкающих звеньев  $\Delta_{A\Delta}$ ,  $\Delta_{B\Delta}$  с учетом соответствующих передаточных отношений.

Передаточные отношения учитывают расстояние  $K$  между опорами и расположение рассматриваемого сечения вала, которое в данном случае определяется размером  $L$  от задней опоры. Согласно схеме, приведенной на рис. 1 в, отклонение в передней опоре  $\Delta_{A3}$  проявляется на конце вала с увеличением его численного значения:

$$E_{max} = \Delta_{A\Delta}^B = \Delta_{A1}^B + \Delta_{A2}^B + \Delta_{A3}^B \cdot L/K.$$

Это означает, что передаточное отношение звена  $A_3$  составляет:

$$\xi(A_3) = L/K. \quad (9)$$

В свою очередь, согласно схеме рис. 1, отклонение в задней опоре  $\Delta_{Б3}$  проявляется на конце вала с уменьшением его численного значения:

$$E_{min} = \Delta_{БA}^e = \Delta_{Б1}^e + \Delta_{Б2}^e + \Delta_{Б3}^e \cdot (L - K) / K .$$

Это показывает, что передаточное отношение звена  $B_3$  составляет:

$$\xi (B_3) = (L - K) / K . \quad (10)$$

В соответствии с проведенными исследованиями разработанная реновационная технология по восстановлению работоспособности приводного вала предусматривает подбор в переднюю опору втулочного подшипника с минимально возможным зазором  $\Delta_{A3}$ , величина которого меньше, чем зазор  $\Delta_{Б3}$  в задней опоре:

$$\Delta_{A3} \Rightarrow \min ; \quad \Delta_{A3} < \Delta_{Б3} .$$

При этом в процессе монтажа опорные втулки следует развернуть так, чтобы эксцентриситеты в опорах  $\Delta_{A3}$  и  $\Delta_{Б3}$  были направлены по одну сторону относительно оси вращения приводного вала согласно схеме приведенной на рис. 1.

Таким образом, применение изложенных методов позволяет значительно уменьшить величину радиального биения валов на различных участках, обеспечивая при этом качественное зацепления зубчатых передач.

### Список литературы

1. **Технология** машиностроения / Л.В. Лебедев, В.У. Мнацаканян, А.Г. Схиртладзе и др. Учебник для вузов. Изд. центр Академия. М. 2008. 526 с.
2. **Проектирование** технологии автоматизированного машиностроения: Учебник. /Под ред Ю.М. Соломенцева. – М.: Высшая школа, 1999. – 416 с.