

УДК 539.43: 621.982: 621.81
**СИЛОВЫЕ ПАРАМЕТРЫ КАЛИБРОВАНИЯ
 БЕСШОВНЫХ КОЛЕЦ В КОЛЬЦЕРАСКАТНЫХ КОМПЛЕКСАХ**

В. Е. АНТОНЮК¹, В. В. ЯВОРСКИЙ²

¹Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси
 Минск, Беларусь

²Белорусский автомобильный завод
 Жодино, Беларусь

В Беларуси изготавливается большое количество деталей, имеющих форму бесшовных колец, – подшипники на Минском подшипниковом заводе, коронные шестерни планетарных передач на Минском тракторном, Минском автомобильном, Белорусском автомобильном заводах и Минском заводе колесных тягачей, специальные подшипники на Белорусском автомобильном заводе.

Процесс кольцераскатки начинается при температуре около 1250 °С и заканчивается при температуре около 900 °С. Дальнейшая технология охлаждения и правки кольца при поставке кольцераскатных комплексов обычно не предусматривается и разрабатывается для конкретных колец непосредственно изготовителем колец. При охлаждении кольца происходит температурная усадка и коробление кольца, в результате достижение окончательной точности колец зависит от ряда факторов и может различаться при изготовлении одних и тех же колец для различных производств.

Для повышения точности бесшовных колец, изготовленных на кольцераскатных комплексах, используются экспандеры, которые имеют практически одну кинематическую схему, основанную на использовании клинового механизма с углом наклона клиньев 6°. Наиболее распространенная конструкция экспандера представлена на рис. 1.



Рис. 1. Конструкция экспандера для исправления геометрической формы кольца

Экспандер состоит из подвижных в радиальном направлении плунжеров, которые перемещаются конусом от гидравлического привода. Ис-

пользуемая схема экспандеров позволяет выполнять статическую правку кольца, что требует создания напряжений в кольце выше предела текучести, в результате в известных экспандерах используется гидропривод, создающий усилия от 5000 до 15000 кН.

Усилие разжима, действующее на один плунжер,

$$W = \frac{Q}{n} \cdot \frac{1 - \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) \cdot \operatorname{tg}\varphi_{2np}}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}, \quad (1)$$

где Q – усилие гидроцилиндра для перемещения конуса; α – угол конуса; φ – угол трения на наклонной плоскости конуса; φ_{2np} – угол трения плунжера; n – число плунжеров.

С целью повышения усилий правки, а также возможности использования технологии динамической стабилизации, предлагается вместо клинового механизма для перемещения плунжеров использовать рычажно-шарнирный механизм, конструктивная схема которого приведена на рис. 2.

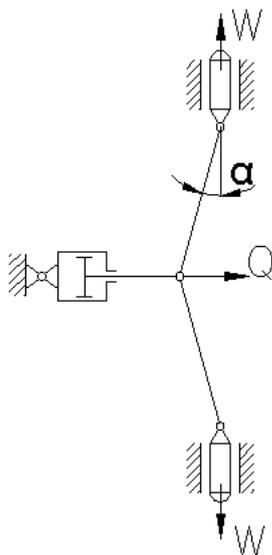


Рис. 2. Конструктивная схема рычажно-шарнирного механизма

В этом случае усилие разжима, действующее на один плунжер,

$$W = \frac{2Q}{n} \cdot \left[\frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \beta)} - \operatorname{tg}\varphi_{2np} \right], \quad (2)$$

где Q – усилие гидроцилиндра; α – угол наклона; β – дополнительный угол, учитывающий потери на трение в шарнирах; φ_{2np} – угол трения плунжера; n – число плунжеров.

Использование рычажно-шарнирного механизма позволяет увеличить усилие на плунжере в 2,5 раза по сравнению с клиновым механизмом при одних и тех же параметрах гидропривода, что создает возможности для существенного снижения стоимости экспандера.