



## ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ РАБОТЫ КАНАТНЫХ БАРАБАНОВ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

Л.С. Дмитриев, инженер,  
ЗАО «Сибтяжмаш»

*Рассмотрена физическая природа явлений, происходящих при работе нагруженного канатного барабана и приводящих к его «сползанию» - выталкиванию оси из ступиц. Рекомендованы мероприятия по устранению этих неблагоприятных процессов.*

Канатные барабаны являются важным элементом грузоподъемных и тяговых механизмов. В их реальных конструкциях используются технические решения, рациональность которых требует более подробного рассмотрения и анализа.

Типовая конструкция (рис. 1) включает барабан с двумя ступицами 1 и 2, отверстия которых, опираясь на посадочные поверхности оси 3, образуют две пары «втулка-ось». Крутящий момент прикладывается непосредственно к барабану и через посадочные поверхности ступиц 1 и 2 оси не передается.

При вращении нагруженного барабана, особенно диаметром свыше 1000 мм, проявляется эффект «сползания» - выталкивания оси из ступиц барабана.

Для анализа физической природы явлений, происходящих при «сползании» нагруженного барабана, длину посадочной поверхности каждой ступицы принимаем бесконечно малой. В состоянии покоя (рис. 2) под действием рабочих нагрузок втулки каждой ступицы 1 и 2 опираются на ось в опорных точках  $4_1$  и  $4_2$ , находят-

ся которые в одной вертикальной плоскости, проходящей через геометрические центры обеих втулок и осей.

По технологическим причинам, в пределах допуска на изготовление, обе пары «втулка-ось» фактически имеют разные диаметры с гарантированными и реально всегда разными зазорами. В связи с тем, что  $D_1$  больше  $d_1$  и  $D_2$  больше  $d_2$  на величину разных зазоров  $\Delta_1$  и  $\Delta_2$ , в ступицах 1 и 2 образуются две пары внутреннего фрикционного зацепления, каждая из которых характеризуется своим передаточным отношением  $D_1/d_1$  и  $D_2/d_2$ , которые не равны.

Обе фрикционные пары замкнуты, как по втулкам через барабан, так и по общей для них оси, являющейся одной деталью. Поэтому при вращении барабана, из-за разности передаточных отношений соединенных параллельно двух фрикционных передач, происходит угловое проскальзывание втулки по оси в одной из опорных точек  $4_1$  или  $4_2$  с меньшим моментом трения. Тангенциальные противоположно направленные силы трения в этих точках при вращении

барабана смещают их, как показано на рис. 3. В результате геометрические центры втулок  $0_1$  и  $0_2$  и центры соответствующих сечений оси  $0$ , которые в состоянии покоя находились в одной вертикальной плоскости на параллельных прямых (см. рис. 2), находятся теперь в пересекающихся плоскостях на скрещивающихся прямых. Барабан в каждой из пар «втулка-ось» по винтовой линии перекачивается по оси.

Углы подъема винтовой линии в каждой из фрикционных пар равны углам между проекциями геометрической оси  $0-0_2$  на геометрическую ось  $0-0$  в опорных точках. При этом из-за разных углов подъема винтовой линии в опорных точках  $4_1$  и  $4_2$  и разной величины сил трения, на одной из пар «втулка-ось» происходит также проскальзывание вдоль оси.

Более подробное рассмотрение явления «сползания» барабана позволило установить, что этот эффект не зависит от внешних нагрузок (моментов), не оказывающих влияние на направление и величину опорных реакций в парах «втулка-ось». Количественные характеристики «сползания» изменяются в случае, когда внешние нагрузки влияют на направление и величину опорных реакций, барабан «сползает» в сторону наименьшего относительного зазора  $\Delta_1/d_1$  или  $\Delta_2/d_2$ , направление вращения не влияет на направление «сползания», ось барабана поворачи-

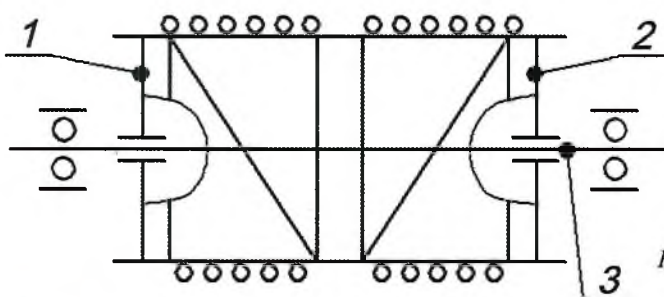


Рис. 1

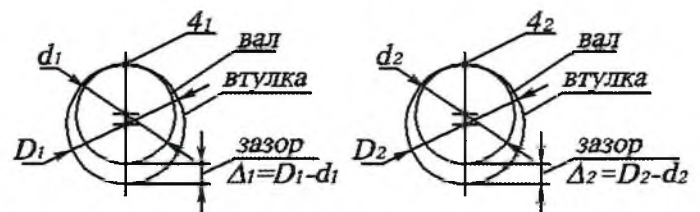


Рис. 2



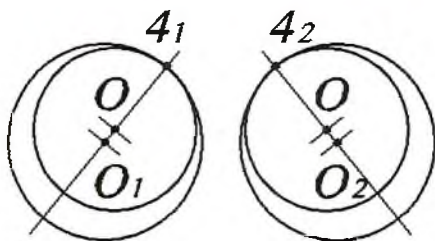


Рис. 3

вается относительно барабана.

Поворот оси относительно барабана может быть устранен установкой шпонки в одной из пар «втулка-ось». Крутящий момент от внутренних сил, не связанных с внешними рабочими нагрузками, приложенный к шпонке может достигать величины

$$M = \frac{P \cdot f \cdot D}{2},$$

где  $M$  – крутящий момент, приложенный к шпоночному соединению,

$P$  – радиальная нагрузка в паре «втулка-ось»,

$f$  – коэффициент сухого трения, достигающий в условиях задира величины  $f = 1$ ,

$D$  – диаметр втулки.

Перемещение барабана вдоль по оси («сползание») может быть устранено выполнением осевых упоров в виде буртов на оси и упорных втулок. Усилие сползания может достигать величины  $N = (P_1 + P_2) \cdot f$  и в ряде случаев быть достаточным для деформации высокой стойки опоры барабана.

«Сползанию» барабана сопутствуют нежелательные процессы износа втулок и оси в условиях сухого трения и задира. Фиксация оси от поворота установкой шпонки и выполнение осевых упоров на оси для барабана устраняют следствие, совершенно не затрагивая причину этого явления, поэтому не влияют на этот износ.

При отсутствии шпонки в обеих парах «втулка-ось» происходит проскальзывание и износу подвергается пара с меньшим моментом трения. При установке шпонки в одной из пар «втулка-ось» проскальзывание и износ имеет место в обеих парах. Путь скольжения за один оборот барабана будет равен разнице длин окружностей сечений втулки и оси, вне зависимости от наличия шпонки в паре. Этот путь и определяет величину износа. Имели место случаи, когда при диаметре барабана более 1 м и посадочном диаметре втулки чуть менее 200 мм износ ее превышал 5 мм.

Единственной причиной возникновения описанных процессов является наличие зазоров в парах «втулка-ось». Очевидное решение, устраняющее их – исключение зазоров в посадках ступиц на ось. Действующие удельные давления в опорах барабана от радиальных сил позволяют зазор между ступицей и осью запол-

нять, например, компаундом на базе полимеров. Кроме того, при установке барабана на ось могут быть использованы известные конструктивные решения с коническими кольцами или затяжными втулками, подобными тем, что используются в подшипниковой промышленности.

Для действующих кранов можно предложить введение смазки пар «втулка-ось» вместе с установкой упорных элементов, исключающих осевое перемещение барабана. Это не устранило явление «сползания», но существенно уменьшило усилия и интенсивность износа посадочных поверхностей ступиц и оси барабана.

Радикальным решением рассмотренных проблем является устранение оси барабана и самих пар «втулка-ось». Этот путь наиболее перспективный. Однако самое, казалось бы, простое решение с консольной цапфой, запрессованной в ступицу барабана, является ошибочным. Наличие внутренних напряжений от прессы посадки, перерезающей расчетное сечение, а также возможность ее раскрытия не обеспечивают надежность этой конструкции.

ЗАО «Сибтяжмаш» разработало целый ряд работоспособных конструкций барабанов, в которых эффект «сползания» устранен.

## ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНОЙ СХЕМЫ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИИ МОНТАЖНОГО КОЗЛОВОГО КРАНА ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬЮ 100 Т

**В.Ю. Сапьянов, аспирант,**

Балаковский институт техники, технологии и управления  
Саратовского государственного технического университета

*Вашему вниманию предлагается сравнительный анализ нескольких компоновочных схем металлоконструкций тяжелых козловых кранов при их последовательном усложнении, а также рекомендации по выбору схемы монтажного крана грузоподъемностью 100 т.*

Металлоконструкции современных тяжелых козловых кранов отличаются большим разнообразием конструктивных схем [1], поэтому стадия их выбора при проектировании крана заслуживает особого внимания.

Характеристики классических двухбалочных двухконсольных кранов (рис. 1, а) заметно разнятся от характерис-