

УДК 629.463.077-592-52

В.В. Сеницын, В.В. Кобищанов

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ РЫЧАЖНОГО ПРИВОДА АВТОРЕЖИМА НА ПАРАМЕТРЫ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ВАГОНА

Рассмотрено влияние конструктивных особенностей и технологических допусков в рычажном приводе авторежима типовой конструкции на отклонения давления в тормозных цилиндрах от нормативного уровня, а следовательно, снижение эффективности тормоза и вероятность юза. Определены условия применения привода с учетом методики расчета тормоза.

Ключевые слова: авторежим, эксплуатационная надежность, рычажный привод, прогиб подвешивания.

В тормозных системах некоторых типов грузовых вагонов используется рычажный привод авторежима. Как правило, применение такого привода предопределяет прогиб центрального рессорного подвешивания тележки, значительно превышающий максимальный ход вилки авторежима. Привод также используют из-за особенностей конструкции вагона (например, рама может иметь широкий нижний лист шкворневой балки, перекрывающий доступ к опорной балке, или расположение подкрепляющих раскосов не позволяет устанавливать авторежим над контактной планкой и др.). Применение таких устройств является исключительной мерой, в связи с чем, по-видимому, нормативы на их использование отсутствуют. Учебная литература, как правило, практически не содержит сведений о подобных приводах авторежима.

При этом наиболее распространенные типовые конструкции (рис. а) оказывают влияние на параметры давления в тормозных цилиндрах и повышают скорость износа пяты штока авторежима. В связи с этим определение влияния привода типовой конструкции на эффективность торможения и изменение вероятности юза является актуальным.

Рассмотрим недостатки типовой конструкции.

1. Наиболее значимой проблемой является поворот плоской опорной площадки рычага привода в зоне контакта с пятой авторежима. При этом пята касается плоскости опорной площадки разными гранями (рис. б, в). Это приводит к изменению передаточного отношения рычага привода авторежима, что, в свою очередь, может приводить к снижению эффективности торможения или возможности юза.

2. Другим недостатком типовой конструкции, приводящим к отклонению от расчетного значения передаточного отношения рычага привода авторежима, является опирание пяты штока на опорную планку в точках, не лежащих на общей оси, соединяющей оси шарниров.

3. Технологические допуски размеров плеч рычага также влияют на величину передаточного отношения.

Применение рычажного привода показано в [1] на примере тормозных испытаний скоростной платформы для крупнотоннажных контейнеров модели 13-3103, имеющей тару 24 тс и максимальную расчетную грузоподъемность 48 тс на тележках типа КВЗ-И2. Показаны особенности работы авторежима 265А-1 (без промежуточного рычага), создающего максимальное давление в тормозных цилиндрах при загрузке 6,6 тс/ось при статическом прогибе рессорного комплекта 23 мм, что составляет примерно 55% от полной расчетной загрузки вагона. Реализованные при проведении испытаний значения δ_p превышают предельные значения по расчетному сцеплению колес с рельсами, что в эксплуатации может приводить к заклиниванию колесных пар при служебных или экстренных торможениях.

Был установлен оптимальный диапазон регулирования давления в тормозных цилиндрах, равный 80% от полной расчетной нагрузки. Для увеличения диапазона регулирования давления в цилиндре применялся рычажный привод авторежима. По результатам стационарных и ходовых тормозных испытаний платформы в [1] сделан вывод об обеспечении тормозной системой стабильной работы и достаточной эффективности тормозных средств и возможности эксплуатации платформы со скоростью до 140 км/ч.

С учетом опытных данных рассмотрим диапазон возможных передаточных отношений рычажного привода. Определим максимальный прогиб f_{Pmax} под полезной нагрузкой Q :

$$f_{Pmax} = \frac{0,8Q\lambda_{\text{ц}}}{2}, \quad (1)$$

где $Q = 23,25 \cdot 4 - T_{min}$; 23,25 тс/ось – расчетная нагрузка от колесной пары тележки КВЗ-И2 на рельсы; 0,8 – коэффициент, учитывающий загрузку вагона равной 80% от полной расчетной полезной нагрузки; $\lambda_{\text{ц}} = 1,455$ мм/тс - гибкость центральной ступени подвешивания тележки КВЗ-И2.

T_{min} определим как минимально возможную тару, учитывая ограничение по эффективности для композиционных колодок (исходя из анализа методики [2]).

1. Определим K_{Pmin} при полной загрузке вагона.

$$[\delta_p] = \frac{mK_{Pmin}}{T+Q},$$

$$K_{Pmin} = 1,628 \text{ тс.}$$

2. Определим K_D , для чего решим уравнение

$$K_{Pmin} = 1,22K_D \frac{K_D + 20}{4K_D + 20}. \quad (2)$$

$$K_D = 1,636 \text{ тс.}$$

3. Определим передаточное отношение рычажной передачи вагона $n_{p.n}$ с учетом давления для расчета эффективности при максимальной загрузке. Также учтем F_2 - усилие сжатия пружины авторегулятора, приведенное к штоку.

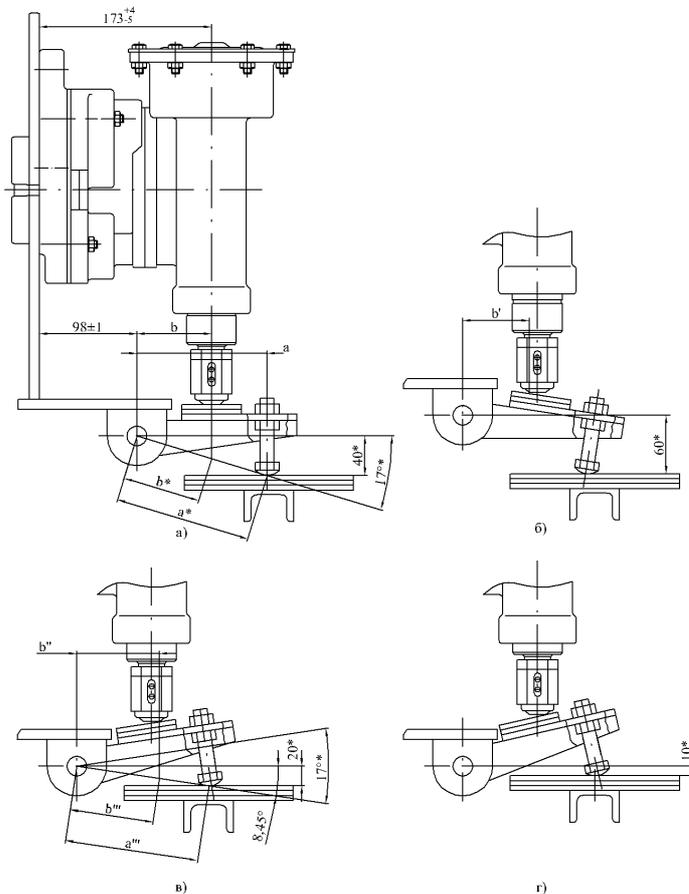


Рис. Расположение элементов рычага привода:
 а – среднее положение; б – начальное положение;
 в – положение, учитывающее 80% прогиба под полезной нагрузкой; г – крайнее положение, учитывающее полный прогиб под полезной нагрузкой

$$K_D = \frac{1}{1000m} \left(\frac{\pi d_{\text{ц}}^2}{4} p_{\text{ц}} \eta_{\text{ц}} - F_1 - F_2 \right) n_{p.n} \eta_n. \quad (3)$$

$$n_{p.n} = 5,97.$$

4. Для порожнего вагона с учетом полученного n и минимального давления в цилиндрах по формулам (3) и (2) найдем $K_{Д\ min}$ и $K_{P\ min}$.

$$K_{Д\ min} = 0,589 \text{ тс}; K_{P\ min} = 0,66 \text{ тс}.$$

5. С учетом $K_{P\ min}$ минимальная тара, при которой возможно использование композиционных колодок для вагонов с осевой нагрузкой 23,25 тс/ось,

$$T_{min} = \frac{mK_P}{[\delta_P]}; T_{min} = 24 \text{ тс}.$$

Максимально возможная грузоподъемность вагонов на тележках КВЗ-И2 (исходя из ограничения по эффективности тормоза) $Q = 69$ тс. Согласно формуле (1), $f_{P\ max} = 40,2$ мм.

С учетом полученного диапазона прогибов $f_{P\ max} = 23 \dots 40$ (вагоны, имеющие максимальный прогиб центральной ступени до 23 мм, не требуют применения рычага) определим диапазон передаточных отношений привода.

$$n = \frac{f_{P\ max}}{l_{Авм}}, \quad (4)$$

где $l_{Авм} = 23$ мм – эффективный ход штока авторежима.

Диапазон передаточных отношений для регулируемых величин прогибов $n = 1 \dots 1,75$.

Основными ограничивающими критериями длины рычага служат удобство в обслуживании и металлоемкость конструкции. Как правило, расстояние между осью крепления рычага на кузове и осью опоры (плечо a) не превышает 400 мм.

Рассмотрим наиболее неблагоприятный случай конструкции привода, учитывая следующее:

1. Максимальное передаточное число $n = \frac{a}{b}$ и минимальную длину плеча рычага b ,

где b выбирается минимальным исходя из конструкции рычага (рис. а): $b = 75$ мм, $a = 131$ мм.

2. Наибольшие отклонения размеров плеч вследствие опирания пяты штока на опорную планку в точках, не лежащих на общей оси, соединяющей оси шарниров, что вызывает дополнительное отклонение передаточного отношения от расчетного значения (на рис. а, в показаны соответственно среднее положение рычага и крайнее, наиболее неблагоприятное, соответствующее 80% загрузки вагона).

3. Наибольшие технологические отклонения плеч рычага (на рис. а показана размерная цепь, определяющая плечо b); расчет отклонений размера плеча, являющегося замыкающим звеном размерной цепи: $b = 75^{+5}_{-6}$ мм. Плечо $a = 131 \pm 1$ мм.

Определим отклонения давления для порожнего и загруженного от 40 до 80% вагона с учетом всех указанных выше возможных технологических и конструктивных отклонений.

Вначале определим отклонения давления, связанные с поворотом плоской опорной площадки рычага привода в зоне контакта с пятой авторежима, а также технологических допусков на размеры плеч рычага для порожнего и загруженного от 40 до 80% вагона. Учтем номинальные значения размеров плеч рычага.

Для порожнего вагона $b' = 75 - 8 - 6 = 61$ мм, $a' = 131 + 1 = 132$ мм. По формуле

$$n = \frac{a}{b} \quad n' = 2,16.$$

Для груженого вагона $b'' = 75 + 8 + 5 = 88$ мм, $a'' = 130$ мм. $n'' = 1,48$.

Для груженого (80 % полной загрузки) вагона с учетом опирания пяты штока на опорную планку в точках, не лежащих на общей оси, соединяющей оси шарниров, согласно рис. в, $a''' = \frac{130}{\cos 17^\circ} = 136$ мм, $b''' = \frac{88}{\cos 8,45^\circ} = 89$ мм. $n''' = 1,53$.

Полученный результат показывает отсутствие неблагоприятного влияния рассмотренного явления.

Обычно авторежим устанавливают таким образом, чтобы первая половина хода штока (под полезной нагрузкой) соответствовала положению, когда ось штока и рычаг взаимоперпендикулярны. Другой вариант установки предполагает, что положение оси штока и рычага, близкое к перпендикулярному, возникает при полном перемещении штока.

Рассмотрим процессы, происходящие при первом варианте установки авторежима.

1. Для порожнего вагона давление соответствует нормативному.

2. При частичной загрузке вагона (около 40% от полной загрузки) происходит смена передаточного отношения рычага с 2,16 на 1,48. В этом случае при $n' = 2,16$ необходимо проверить эффективность тормоза, а при $n' = 1,48$ – возможность юза. При этом изменения передаточного отношения рычага вследствие опирания пяты штока на опорную планку в точках, не лежащих на общей оси, соединяющей оси шарниров, практически не происходит (рис. а).

Для проверки эффективности минимальный уровень давления $P'_{ц.зр}$ при $f'_{Pmax} = \frac{40,2}{2} = 20,1$ мм и $n' = 2,16$ определим по формуле

$$P'_{ц.зр} = \frac{P_{ц.зр} - P_{ц.нор}}{l_{Авт}} \frac{f'_{Pmax}}{n'} + P_{ц.нор}, \quad (5)$$

где $P_{ц.зр} = 3$ кгс/см², $P_{ц.нор} = 1,3$ кгс/см² - минимальные значения давлений для полностью груженого и порожнего вагона соответственно при проверке эффективности тормоза.

$$P'_{ц.зр} = 1,99 \text{ кгс/см}^2.$$

Для сравнения: при $n = 1,75$ давление в цилиндре составит $P'_{ц.зр} = 2,15$ кгс/см². При $n' = 2,16$ и $P'_{ц.зр} = 1,99$ кгс/см² снижение нормативного давления составляет $\Delta P = -0,16$ кгс/см². Расчеты показывают достаточную эффективность.

Для проверки возможности юза уровень давления $P'_{ц.зр}$ при $f'_{Pmax} = 20,1$ мм, $n'' = 1,48$ определим по формуле (5).

$$P'_{ц.зр} = 2,66 \text{ кгс/см}^2.$$

При этом подставим $P_{ц.зр} = 3,4$ кгс/см², $P_{ц.нор} = 1,6$ кгс/см² - максимальные значения давлений для полностью груженого и порожнего вагона соответственно при проверке возможности юза.

Для сравнения: при $n = 1,75$ давление в цилиндре составит $P'_{ц.зр} = 2,49$ кгс/см². При $n'' = 1,48$ и $P'_{ц.зр} = 2,66$ кгс/см² превышение нормативного давления составляет $\Delta P = 0,17$ кгс/см². Расчеты показывают отсутствие юза.

3. Для вагона с полной (80% от полной загрузки) загрузкой получим полное перемещение штока авторежима при $n'' = 1,48$. С учетом формул (1) и (4) получим, что максимальное давление на выходе авторежима реализуется при 68% от полной загрузки. Расчеты показывают отсутствие юза.

Рассмотрим второй вариант установки, при котором положение оси штока и рычага, близкое к перпендикулярному, возникает при полном перемещении штока. В этом случае получаем $n' = n'' = \frac{132}{61} = 2,16$ практически во всем диапазоне регулирования. Для вагона с прогибом, соответствующим 80% от полной загрузки, с учетом формулы (5) $P''_{ц.зр} = 2,68 \text{ кгс/см}^2$. Расчеты показывают достаточную эффективность тормоза.

Рассмотрен наиболее неблагоприятный случай типовой конструкции привода, а именно: задана наименьшая длина рычага, учтены отклонения плеч рычага, связанные с поворотом плоской опоры рычага в зоне контакта с пятой авторежима, а также технологические допуски.

Рассмотрен вариант сочетания указанных отклонений и отклонений, связанных с опиранием пяты штока на опорную планку в точках, не лежащих на общей оси, соединяющей оси шарниров привода. Показано, что опирание пяты штока на опорную планку в точках, не лежащих на общей оси, соединяющей оси шарниров, не оказывает неблагоприятного эффекта на величину отклонения давления в тормозных цилиндрах.

Можно сделать вывод о возможности использования рычажного привода типовой конструкции с учетом отклонений давления в режиме полной и частичной загрузки. Основным недостатком применения такого привода является повышенный износ пяты штока.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Никитин, Г.Б. Тормозная система платформы для перевозок крупнотоннажных контейнеров с максимальной скоростью движения до 140 км/ч /Г.Б. Никитин, И.В. Назаров, Г.Н. Горюнов //Вестник ВНИИЖТ. – 2005. – Вып. 5. – С. 23-26.
2. Технические требования к тормозному оборудованию грузовых вагонов постройки заводов РФ. Типовой расчет тормоза грузовых и рефрижераторных вагонов. - М.: МПС РФ, 1996. – 77 с.

Материал поступил в редколлегию 21.02.14.