

**Обоснование параметров тормозных механизмов передних ведущих мостов тракторов «БЕЛАРУС»**

Жуковский Ю.М., Радченко П.В.

Белорусский национальный технический университет

Общеизвестна важность тормозных систем для обеспечения активной безопасности мобильных машин. Эксплуатационные качества тормозных систем во многом зависят от параметров, которые закладываются при их проектировании. Одним из важнейших этапов проектирования является расчётный этап, при выполнении которого проводятся силовой и параметрический расчёты узлов, в частности, тормозных механизмов (ТМ).

В настоящее время, на тракторах Минского тракторного завода (МТЗ) применяются многодисковые ТМ задних колёс. Как показано в работе [4], при торможении только задними колёсами трактор тягового класса 3, начиная со скорости 40 км/ч, не укладывается в нормативы по тормозному пути, установленные директивами ЕЭС 76/432 [3] и 96/63 [2], и очень близок по тормозным качествам к предельным значениям по ГОСТ 12.2.019-86 [1]. При торможении всеми колёсами, значения тормозного пути ниже регламентированных почти на 45-55%. Очевидно, что для выполнения требований директив необходимо использовать в тормозном режиме все колёса трактора. В связи с этим целесообразно провести опытно-конструкторские работы по оснащению тракторов с максимальными скоростями движения 50 км/ч и более ТМ передних ведущих мостов (ПВМ). По результатам анализа возможности использования различных вариантов конструкций ТМ ПВМ тракторов, проведенного совместно БНТУ и МТЗ, предложена конструкция ТМ, показанная на рис.1. Также разработана методика расчёта основных параметров таких ТМ.

Данный ТМ работает следующим образом. Жидкость под давлением из тормозного привода трактора подаётся в надпоршневую полость А и воздействует на кольцевой поршень. Поршень, перемещаясь, воздействует на пакет фрикционных дисков с силой  $F_0$ . В парах трения возникают силы трения и создаётся тормозной

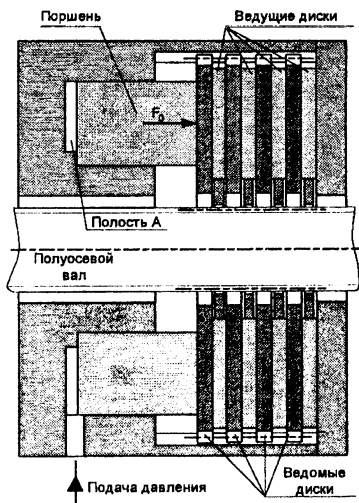


Рис.1. Схема перспективного тормозного механизма ПВМ трактора

ного момента, развиваемого механизмом и достаточного для остановки трактора с максимально возможным замедлением, ограниченным коэффициентом сцепления колёс трактора с опорной поверхностью. Расчёт тормозных моментов необходимо производить с учётом перераспределения нормальных реакций на колёсах трактора в процессе торможения. Для описания методики расчёта воспользуемся схемой трактора (рис.2).

На рис.2 буквами обозначены:  $O$  – центр масс трактора;  $F_i$  – инерционная сила;  $mg$  – вес трактора;  $F_{T1}$  – тормозная сила на передних колёсах;  $F_{T2}$  – тормозная сила на задних колёсах;  $N_1$  – нормальная реакция на передних колёсах трактора;  $N_2$  – нормальная реакция на задних колёсах трактора;  $l$  – продольная база трактора;  $a$ ,  $b$ ,  $h$  – горизонтальные и вертикальная координаты центра масс трактора.

момент. При осевом перемещении дисков в шлицевых соединениях возникают силы трения. Весь пакет дисков работает в масляной ванне, что способствует уменьшению сил трения в шлицевых соединениях по сравнению с механизмами сухого типа, а это при прочих равных условиях уменьшает потери осевых сил, сжимающих пакеты дисков, а также улучшает теплоотвод от дисков.

Для определения основных конструктивных параметров ТМ (количества дисков, наружного и внутреннего диаметров поршня) требуется рассчитать значение тормоз-

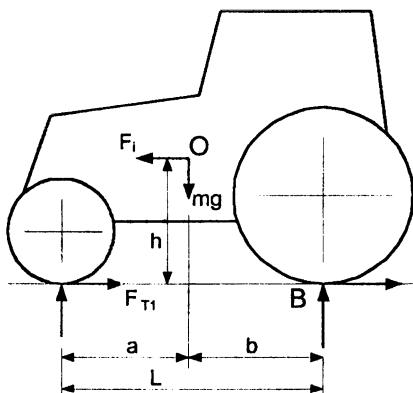


Рис.2. Расчётная схема трактора

Тогда максимальный тормозной момент на одном переднем колесе определяется по выражению

$$M_{T1} = \frac{m \cdot g \cdot \varphi \cdot (\varphi \cdot h + b) \cdot r_{k1}}{2 \cdot l},$$

где  $\varphi$  - максимальный коэффициент сцепления шин трактора с дорожным покрытием;  $r_{k1}$  - радиус передних колёс трактора.

Эти тормозные моменты с учётом передаточного числа  $u_{кп}$  и КПД  $\eta_{кп}$  конечной передачи ПВМ должны быть созданы ТМ, расположенными на полуосевых валах моста. Поэтому тормозной момент на каждой из полуосей ПВМ трактора определяем по следующей формуле  $M_T = M_{T1} \cdot \eta_{кп} / u_{кп}$ .

В многодисковом ТМ прямого действия каждый ведущий диск образует с ведомыми дисками две пары трения, на которых возникают силы трения  $F_{TP_i}$ , создающие суммарный тормозной момент  $M_T$  всего механизма. Количество пар трения  $n$  в многодисковом тормозном механизме всегда число чётное. Сила трения, создаваемая каждой парой трения, зависит от силы сжатия  $F_i$  элементов этой пары трения. В связи с потерями на трение в шлицевых соединениях дисков происходит прогрессирующее уменьшение силы сжатия пар трения по мере удаления от поршня. Момент трения (тормозной момент) всего пакета дисков равен  $M_T = \mu \cdot R_{cp} \cdot \Sigma F_i$ , где  $\mu$  - коэффициент трения фрикционных дисков;  $R_{cp}$  - средний радиус трения фрикционных дисков;  $\Sigma F_i$  - сумма сил сжатия пар трения ТМ.

Для дальнейших расчетов примем следующие обозначения:

$$A = \mu \cdot \mu_{ш} \cdot \frac{R_{ср}}{R_{вн}}; \text{ и } B = \mu \cdot \mu_{ш} \cdot \frac{R_{ср}}{R_{н}},$$

где  $\mu_{ш}$  - коэффициент трения в шлицевых соединениях;  $R_{вн}$  и  $R_{н}$  - средние радиусы шлицевых соединений ведущих дисков с валом и ведомых дисков с корпусом соответственно.

С учётом потерь на трение в шлицах получим выражения для определения силы сжатия  $i$ -ой пары трения (четной и нечетной).

$$F_i^ч = F_0 \cdot \frac{(1-A)^{i/2} \cdot (1-B)^{i/2}}{(1+A)^{i/2} \cdot (1+B)^{i/2}}; \quad F_i^н = F_0 \cdot \frac{(1-A)^{(i-1)/2} \cdot (1-B)^{(i-1)/2}}{(1+A)^{(i-1)/2} \cdot (1+B)^{(i+1)/2}}.$$

Из вышеприведенных формул следует, что чем больше средние радиусы шлицевых соединений, тем меньше потери на трение. Анализ показывает, что потери на трение в шлицевых соединениях существенны (особенно в шлицах меньшего диаметра), что делает применение большого количества фрикционных дисков в ТМ нецелесообразным.



Рис.3. Зависимость  $F_i/F_0$  от удалённости от поршня

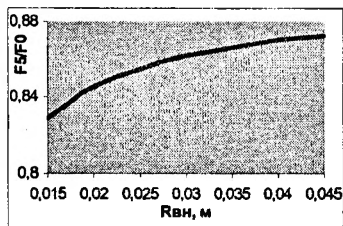


Рис.4. Зависимость  $F_5/F_0$  от  $R_{вн}$

На рис.3 приведена графическая зависимость отношения силы сжатия  $i$ -ой пары трения к силе давления со стороны поршня  $F_i/F_0$  от значения  $i$  (номера пары трения считая от поршня) при постоянных значениях  $\mu$ ,  $\mu_{ш}$ ,  $R_{вн}$ ,  $R_{н}$  и  $R_{ср}$ , которые были заданы исходя из реальных характеристик фрикционных элементов пар трения и геометрических параметров ТМ, с учётом

его установки на трактор «БЕЛАРУС»-2022. На рис.4 показана зависимость отношения силы сжатия 5-ой пары трения к силе давления со стороны поршня  $F_5/F_0$  от делительного радиуса шлицевого соединения ведущих дисков с полуосевым валом при постоянных значениях остальных переменных.

Из рис.3 следует, что с учётом возможности растормаживания ТМ без применения специальных устройств, усложняющих конструкцию, наиболее целесообразно использовать не более 8-10 пар трения в одном ТМ. Из рис.4 видно, что целесообразно увеличивать средний диаметр шлицевого соединения ведущих дисков с валом до максимально возможного по компоновочным параметрам ТМ.

Исходя из вышеприведенного можно определить необходимую силу со стороны поршня  $F_0$  и задавшись давлением рабочей жидкости в приводе тормозов трактора, можно рассчитать основные геометрические параметры кольцевого поршня ТМ (наружный  $d_n$  и внутренний  $d_g$  диаметры).

Определяемые по предложенной методике параметры ТМ и их анализ позволяют заключить, что можно создать целый ряд ТМ для различных тракторов МТЗ мощностью 100 – 200 кВт., обеспечив их высокую унификацию.

#### **Литература**

1. ГОСТ 12.2.019-86 «Тракторы и машины самоходные сельскохозяйственные. Общие требования безопасности», М.: «Издательство стандартов», 1989. - 25с.
2. Директива Комиссии Европейского Экономического Сообщества 96/63/ЕС от 30 сентября 1996 г. Поправка к Директиве Совета 76/432/ЕЭС по сближению законодательств государств-членов по тормозным устройствам колёсных сельскохозяйственных и лесных тракторов.
3. Директива Совета 76/432/ЕЭС от 6 апреля 1976 г. по Уравниванию правовых актов Государств-членов сообщества в отношении тормозных систем сельскохозяйственных и лесохозяйственных колёсных тракторов.
4. Жуковский Ю.М., Радченко П.В. Повышение тормозных качеств колёсных тракторов: Сборник материалов III международной межвузовской научно-технической конференции студентов, аспирантов и магистрантов. – Гомель, 2003.