

УДК 631.37

В. И. АНОСОВ, директор технический, АО «ХТЗ», Харьков;
В. Б. САМОРОДОВ, д-р. техн. наук, проф., НТУ «ХПИ»;
А. Ю. РЕБРОВ, канд. техн. наук, доц., НТУ «ХПИ»;
Е. С. ПЕЛИПЕНКО, аспирант, НТУ «ХПИ»

НАУЧНОЕ ОБОСНОВАНИЕ РЕЖИМОВ ЭКСПРЕСС-ПРОВЕРКИ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ АО «ХТЗ»

Предложены научно-обоснованные режимы экспресс-проверки тормозной эффективности колесных тракторов ХТЗ, которая происходит во время приемо-сдаточных испытаний тракторов на выходе с конвейера. Полученные в ходе исследования данные формируют требования к коэффициенту трения между накладками и тормозным барабаном из условий выполнения требований ГОСТ по тормозному пути. Сформированы требования к тормозному моменту на отдельном тормозном барабане тракторного моста.

Ключевые слова: тормозная система, тормозной барабан, тормозная накладка, тормозной путь, тормозная эффективность, коэффициент трения, колесный трактор, тормозной момент, рабочее давление воздуха, приемо-сдаточные испытания.

Введение. Одним из основных требование к тракторам в эксплуатации является безопасность движения и высокая эффективность тормозной системы. Определяющим параметром, характеризующим безопасность использования и тормозную эффективность колесного трактора, является тормозной путь [1], который регламентируется ГОСТом. В связи с этим возникает необходимость обоснования тормозной эффективности тракторов, способов и режимов ее проверки с целью обеспечения требований безопасности при широком варьировании влияющих факторов в эксплуатации.

Анализ последних достижений и публикаций. Задача по обоснованию тормозной эффективности колесного трактора, оснащенного пневмосистемой и барабанными тормозными механизмами, освещена в литературе не достаточно полно - большинство работ посвящено торможению автомобиля [2]. Вопросы, связанные с торможением колесных тракторов производства АО «ХТЗ», исследовались на предприятии в течение нескольких десятилетий [3]. В последние 10 лет современные тракторы АО «ХТЗ» оснащаются новыми типами двигателей (ЯМЗ-238М2, Д-260.4S2, Д-260.9S2, Deutz), альтернативными узлами и комплектующими, новыми мостами и элементами тормозных систем. С 2005 года введен в силу новый ГОСТ 12.2.019-2005 «Тракторы и машины самоходные сельскохозяйственные», регламентирующий более жесткие требования к тормозным системам колесных тракторов. Остро стал вопрос об обосновании требований к конструкции тормозной системы, к выбору параметров и материалов ее элементов для обеспечения требований безопасности и необходимости проверки тормозной эффективности при выходе тракторов с конвейера.

Цель и постановка задачи. Целью настоящей работы является формирование требований к тормозному моменту на отдельном тормозном барабане тракторного моста с учетом ГОСТ 12.2.019-2005 «Тракторы и машины самоходные сельскохозяйственные», обоснование необходимого коэффициента трения между тормозными накладками и барабаном, а также разработка научно-обоснованных

© В. И. Аносов, В. Б. Самородов, А. Ю. Ребров, Е. С. Пелипенко, 2014

рекомендаций для приемо-сдаточных испытаний тормозной эффективности рабочих тормозов колесных тракторов АО «ХТЗ» на обкаточном стенде при выходе тракторов с конвейера.

Математическая модель и алгоритм решения задачи. Необходимый тормозной момент определяется из условия равенства работы сил трения тормозных механизмов и сил сопротивления качению в процессе торможения трактора, движущегося со скоростью 30 км/ч (ГОСТ 12.2.019-2005). Изменение кинетической энергии трактора в процессе торможения равно сумме работ сил трения тормозных механизмов и сил сопротивления качению

$$\frac{m \cdot V^2}{2} \cdot \delta = (4 \cdot M_{\tau}^* / r_k + m \cdot g \cdot f) \cdot S,$$

где m – масса трактора (кг);

V – скорость движения (м/с);

δ – коэффициент учета вращающихся масс ($\delta = 1,1-1,15$);

M_{τ}^* – тормозной момент, развиваемый одним тормозным механизмом трактора (Н·м);

r_k – радиус колеса трактора (м);

f – коэффициент сопротивления качению (для тракторных шин при движении по горизонтальному сухому асфальто-бетонному покрытию $f = 0,04-0,05$);

S – путь торможения (м).

Исходя из этого определяется необходимый тормозной момент на одном тормозном механизме, обеспечивающий требования ГОСТ 12.2.019-2005

$$M_{\tau}^* = r_k \cdot \left(\frac{\delta \cdot m \cdot V^2}{2 \cdot [S]} - m \cdot g \cdot f \right) / 4, \quad (1)$$

где $[S]$ – тормозной путь в соответствии с указанным ГОСТ.

Однако тормозной момент, рассчитанный по формуле (1), не учитывает запаздывание в срабатывании тормозного механизма, связанное с наполнением пневмокамер воздухом. Проведенные на АО «ХТЗ» экспериментальные исследования показали, что время срабатывания тормозных механизмов составляет около 0,6 с. На рис. 1.а приведен типичный фрагмент осциллограммы, иллюстрирующий процесс наполнения пневмокамер воздухом. Его можно разделить на два периода: период запаздывания, от момента нажатия на педаль до момента начала повышения давления в полости пневмокамеры при срабатывании тормозного крана (этот период составляет 0,05 с.) и период повышения давления в полости пневмокамеры от нулевого до рабочего (этот период длится около 0,55 с.). Таким образом, от момента нажатия на педаль до развития тормозами номинального момента проходит 0,6 с. При этом во время второго периода тормозной момент нарастает пропорционально давлению в пневмокамере.

Уточним значение необходимого расчетного тормозного момента с учетом запаздывания срабатывания тормозного крана и процесса наполнения пневмокамер.

На рис. 1.б приведена диаграмма, в соответствии с которой тормозной момент, определенный с учетом наполнения пневмокамер оказывается существенно выше

рассчитанного по формуле (1). Так для трактора ХТЗ-17221-21 с двигателем ЯМЗ-238 тормозной момент, рассчитанный по формуле (1) составляет 4810 Нм, а с учетом процесса наполнения 6300 Нм. Это связано с тем, что для поглощения кинетической энергии при постоянном тормозном моменте, требуется гораздо меньшее его значение. При переменном тормозном моменте в соответствии с процессом наполнения, требуется больший тормозной момент, причем площади под кривыми тормозных моментов (рис. 1.б) (или площади S1 и S2) должны быть равны между собой поскольку они пропорциональны выполненной тормозными механизмами работе.

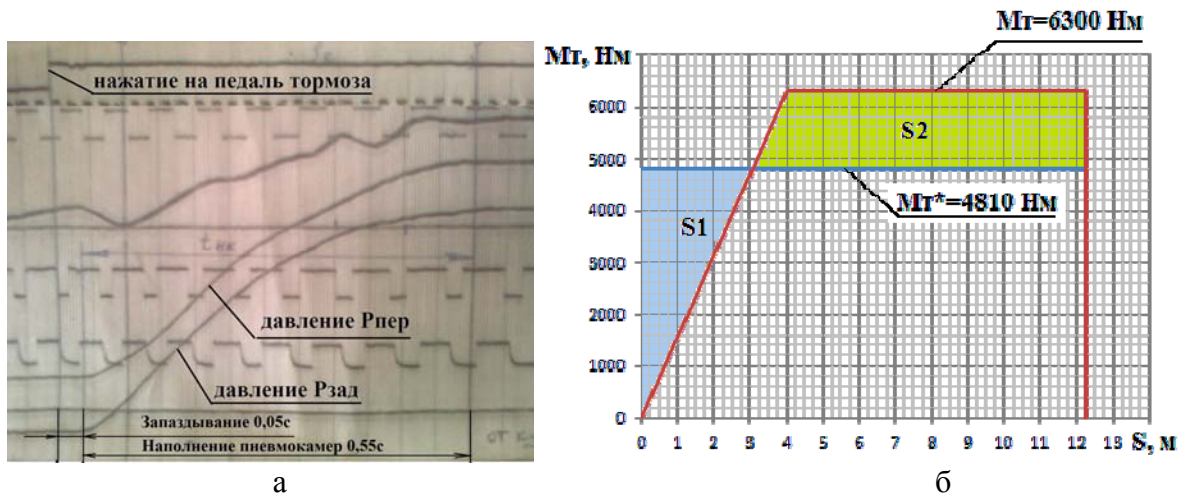


Рисунок 1 – Изменение тормозного момента при торможении:

а – фрагмент осциллограммы; б – диаграмма для определения тормозного момента

Необходимый тормозной момент с учетом запаздывания срабатывания тормозного крана и времени наполнения пневмокамер определяется в результате решения дифференциального уравнения движения трактора при торможении

$$J \cdot r_k^2 \cdot \delta \cdot \frac{d\omega_{\text{вк}}(t)}{dt} = -4 \cdot M_{\text{т}}(t) - m \cdot g \cdot f \cdot r_k, \quad (2)$$

где $M_{\text{т}}(t)$ – тормозной момент на барабане с учетом запаздывания срабатывания тормозного крана и времени наполнения пневмокамер (рис. 1.б);

$\omega_{\text{вк}}(t)$ – переменная во времени угловая скорость ведущего колеса трактора (рад/с);

$J = m \cdot r_k^2 \cdot \delta$ – приведенный к тормозному барабану момент инерции поступательно и вращательно движущихся масс трактора, определяемый из условия равенства кинетической энергии поступательно и вращательно движущихся масс трактора и кинетической энергии эквивалентного маховика, расположенного на оси тормозного барабана.

Начальное условие интегрирования уравнения (2) представляет собой угловую скорость ведущего колеса в момент времени $t = 0$ при движении трактора со скоростью 30 км/ч в соответствии с ГОСТ.

Интегрированием уравнения (2) получаем угловую скорость вращения колес до момента полной остановки пока $\omega_{\text{вк}}(t)$ не станет равной нулю.

$$\omega_{\text{BK}}(t) = \int_0^{\infty} \frac{d\omega_{\text{BK}}(t)}{dt} dt = \int_0^{\infty} \frac{-4 \cdot M_{\text{T}}(t) - m \cdot g \cdot f \cdot r_k}{m \cdot r_k^2 \cdot \delta} dt.$$

Тогда линейная скорость движения трактора

$$V(t) = r_k \cdot \omega_{\text{BK}}(t). \quad (3)$$

Тормозной путь получаем, интегрируя (3) при нулевых начальных условиях

$$S(t) = \int_0^{\infty} V(t) dt = r_k \cdot \int_0^{\infty} \omega_{\text{BK}}(t) dt = r_k \cdot \int_0^{\infty} \int_0^{\infty} \frac{-4 \cdot M_{\text{T}}(t) - m \cdot g \cdot f \cdot r_k}{m \cdot r_k^2 \cdot \delta} dt dt.$$

Значение тормозного пути $S(t)$ не должно превышать допускаемое по ГОСТ $[S] = 12,25\text{м}$ при соответствующем значении расчетного тормозного момента, который развивают механизмы после наполнения пневмокамер. Для трактора ХТЗ-17221-21 с двигателем ЯМЗ-238 расчетный тормозной момент на барабане с учетом запаздывания срабатывания тормозного крана и времени наполнения пневмокамер составляет 6300 Нм.

На рис. 2 приведены результаты решения уравнения (2) в виде кривых пройденного до полной остановки пути и снижения скорости трактора ХТЗ-17221-21 с двигателем ЯМЗ-238 при торможении со скорости 30 км/ч при $M_{\text{T}}(t)$ в соответствии с рис. 1.б.

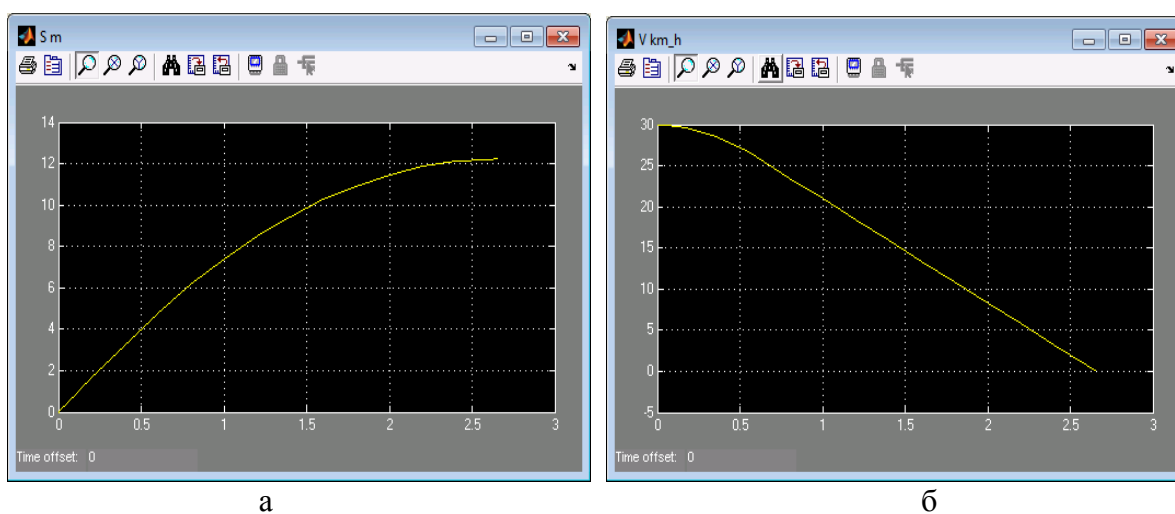


Рисунок 2 – Результаты моделирования торможения трактора ХТЗ-17221-21: а – пройденный до полной остановки путь; б – снижение скорости до полной остановки

В соответствии с изложенной методикой были определены необходимые тормозные моменты на барабанах линейки тракторов АО «ХТЗ» с учетом запаздывания срабатывания тормозного крана и времени наполнения пневмокамер. Данные расчетов приведены в табл. 1. При реализации расчетного тормозного момента на всех тракторах обеспечивается замедление не менее $3,5 \text{ м/с}^2$.

Таблица 1 – Расчетные тормозные моменты тракторов

Трактор	Двигатель	Масса, кг	Радиус колеса, м	Мтор, Нм при [S]=12,25	Замедление при [S]=12,25, м/с ²	Мтор, Нм на склоне 20 град
ХТЗ-17221-21	ЯМЗ-238М2	9100	0,75	6300	3,51	5050-5250
ХТЗ-17221-19	Д-260.4S2	8600	0,75	5800	3,51	4740-4970
ХТЗ-17021	Deutz	8700	0,75	5900	3,53	4800-5022
ХТЗ-150К-09-25	ЯМЗ-236	8600	0,67	5200	3,52	4236-4435
ХТЗ-16131	Д-260.9S2	8400	0,81	6150	3,52	5000-5237
ХТЗ-16131	Deutz	8400	0,81	6150	3,52	5000-5237

Кроме этого, трактор должен удерживаться рабочей тормозной системой на склоне 20 градусов. Тормозной момент $M_{т\alpha}$ для удержания на склоне с углом α определяется из условия статического равновесия сил, действующих на трактор

$$M_{т\alpha} = (m \cdot g \cdot \sin(\alpha) - f \cdot m \cdot g \cdot \cos(\alpha)) \cdot r_k / 4.$$

Расчетные моменты для удержания на склоне 20 градусов при коэффициенте сопротивления качению 0,03-0,045 приведены в табл. 1.

В соответствии с изложенной методикой были определены функциональные зависимости тормозного пути от величины тормозного момента с учетом запаздывания срабатывания тормозного крана и времени наполнения пневмокамер. Данные расчетов приведены на рис. 3.а.

Расчетные тормозные моменты на барабанах из табл. 1 должны обеспечиваться при рабочем давлении воздуха в пневмосистеме трактора 6,3-7,4 атм. Поэтому необходимо рассмотреть эффективность тормозной системы при пониженном до 6,3 атм давлении.

Качество или эффективность тормозной системы будем оценивать по величине коэффициента эффективности, равного

$$K = M_{ГОСТ} / p_{\min}; \quad K_{ХТЗ-17221-21} = 6300 / 6,3 = 1000 \text{ (Нм/атм)}.$$

Тормозные механизмы, у которых коэффициент эффективности менее 1000 Нм/атм будем считать неэффективными, поскольку при снижении давления до нижнего предела 6,3 атм они не обеспечат необходимый тормозной момент 6300 Нм. Тормозные механизмы с коэффициентом эффективности большим или равным 1000 обеспечат требования ГОСТ при нижнем пределе рабочего давления воздуха 6,3 атм.

На рис. 3.б представлена зависимость тормозного момента от давления в пневмосистеме при разной эффективности тормозных механизмов и показаны области эффективных и неэффективных тормозных механизмов, разделенные линией, соединяющей точки (6,3; 6300) и (7,4; 7400), которая характеризует механизмы, удовлетворяющие требованиям ГОСТ по тормозному пути. Поэтому для самого тяжелого трактора ХТЗ-17221-21 тормозные механизмы с $K < 1000$ являются неэффективными.

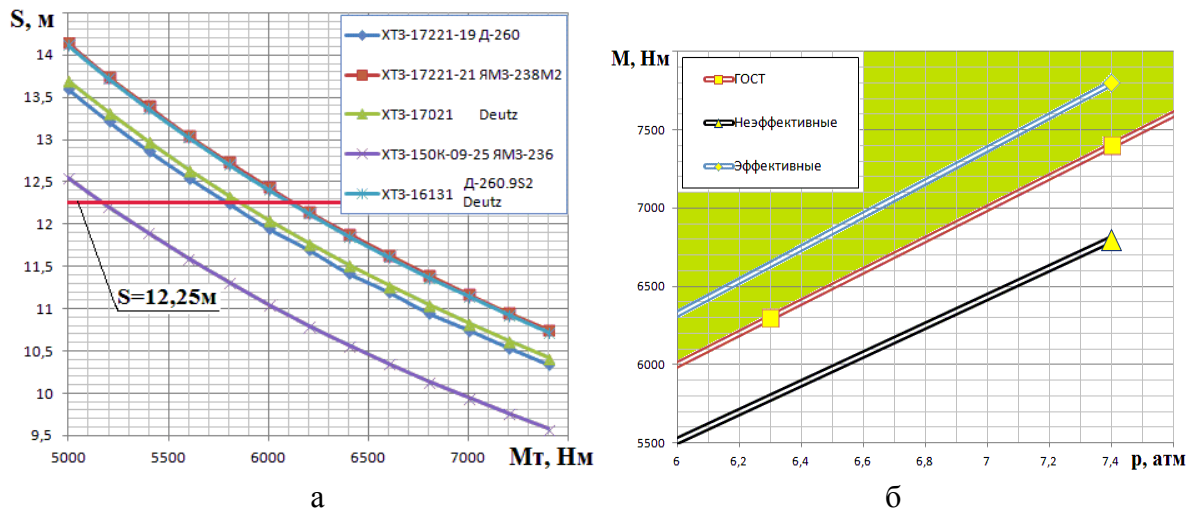


Рисунок 3 – Анализ необходимой эффективности тормозов:

а – зависимость тормозного пути от тормозного момента; б – зависимость тормозного момента от давления воздуха при разной эффективности тормозных механизмов

Тормозные механизмы колесных тракторов ХТЗ выполнены колодочными с простым кулаком. Расчетная схема тормозного механизма приведена на рис. 4.

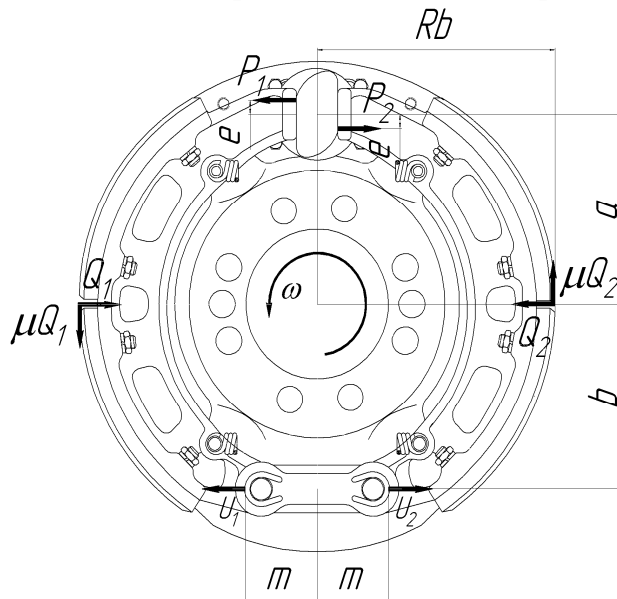


Рисунок 4 – Расчетная схема тормозного механизма колесных тракторов ХТЗ

Тормозные механизмы имеют следующие конструктивные параметры (рис. 4): $a=0,175$ м; $b=0,170$ м; $m=0,07$ м; $e=0,012$ м; $R_b=0,24$ м.

Тормозной момент на барабане для механизма с простым кулаком $Q_1=Q_2=Q$ равен

$$M_T = (Q_1 + Q_2) \cdot \mu \cdot R_b = 2 \cdot Q \cdot \mu \cdot R_b, \quad (4)$$

где μ – коэффициент трения накладки по барабану.

Из условия равновесия активной и пассивной колодки относительно осей

качания получаем усилия в контакте колодки с кулаком

$$P_1 = Q \cdot \frac{(b - \mu \cdot (R_0 - m))}{a + b}, \quad P_2 = Q \cdot \frac{(b + \mu \cdot (R_0 - m))}{a + b}.$$

Необходимый приводной момент на валике кулака

$$M_{\text{кул}} = (P_1 + P_2) \cdot e = \frac{2 \cdot Q \cdot b}{a + b} \cdot e = p \cdot F \cdot l_p, \quad (5)$$

где p – рабочее давление в пневмокамере (кгс/см²);

F – активная площадь диафрагмы пневмокамеры, равная 105 см²;

l_p – длина приводного рычага на валике кулака, равная 0,1 м.

Из выражений (4) и (5) получаем

$$M_T = 4000 \cdot p \cdot \mu \text{ (Нм)}. \quad (6)$$

Таким образом, тормозной момент зависит от конструктивных параметров механизма, рабочего давления в пневмосистеме и коэффициента трения накладок по барабану.

Коэффициент эффективности тормозного механизма

$$K = M_T / p; \quad M_T = K \cdot p = 4000 \cdot p \cdot \mu; \quad K = 4000 \cdot \mu.$$

Для обеспечения требований ГОСТ коэффициент эффективности самого тяжелого трактора ХТЗ-17221-21 с ЯМЗ-238М2 должен быть не менее 1000, откуда получаем значение минимально необходимого коэффициента трения: $\mu_{\text{min}} > 1000/4000 = 0,25$.

По результатам замеров тормозной путь трактора ХТЗ-17221-21 с ЯМЗ-238М2 оказался равным 13,5 м, что соответствует тормозному моменту 5350 Нм (рис. 3.а). Рабочее давление в пневмосистеме трактора при испытаниях было 7,4-7,5 кгс/см². Поэтому коэффициент трения находился в пределах

$$\mu = \frac{M_T}{4000 \cdot p}; \quad \mu = \frac{5350}{4000 \cdot (7,4 \dots 7,5)} = 0,178 \dots 0,181.$$

Эти данные были подтверждены при испытаниях на машине трения образцов тормозных накладок, которые показали коэффициент трения 0,15...0,16.

Для обеспечения требований ГОСТ при нагретых до 100⁰С тормозах необходимо, чтобы выполнялось условие

$$M_{\text{ГОСТ}} = K \cdot p_{\text{min}} - K_t \cdot (t - 20),$$

где K_t – коэффициент, учитывающий снижение тормозного момента при нагреве тормозных механизмов более 20⁰С, получен в результате многократных испытаний тормозов на тракторах ХТЗ ($K_t = 14$ Нм/град).

Откуда получаем минимально необходимое значение коэффициента эффективности тормозных механизмов

$$K > \frac{M_{\text{ГОСТ}} + K_t \cdot (t - 20)}{p_{\text{min}}}; \quad K > \frac{6300 + 14 \cdot (100 - 20)}{6,3} = \frac{6300 + 1100}{6,3} = 1175 \text{ Нм/атм.}$$

Этому значению K соответствует коэффициент трения на холодных тормозах

$$\mu_{\text{min}}^t > \frac{1175}{4000} = 0,294.$$

Таким образом, новое значение коэффициента эффективности тормозов ($K=1175$) позволяет обеспечить требование ГОСТ по тормозному пути 12,25 м не только при пониженном до 6,3 кгс/см² давлении в пневмосистеме, но и при нагреве тормозов до 100⁰С. При работе в нормальных условиях (давление в пневмосистеме 7,4 кгс/см², температура тормозов около 20⁰С) тормозные механизмы будут развивать момент

$$M_{\text{т}} = K \cdot p = 1175 \cdot 7,4 = 8700 \text{ Нм.}$$

При понижении давления и нагреве получаем

$$M_{\text{т}} = K \cdot p - K_t \cdot (t - 20) = 1175 \cdot 6,3 - 1100 = 6300 \text{ Нм.}$$

Следовательно, при экспресс - проверке во время приемо-сдаточных испытаний на холодных тормозах и рабочем давлении не менее 7,4 кгс/см² необходимо ориентироваться на тормозной момент 8700 Нм при коэффициенте трения μ около 0,3.

Для обоснования режимов экспресс-проверки тормозной системы во время приемо-сдаточных испытаний подбирались диапазоны и передачи, где необходимо осуществлять проверку. На начальном этапе по паспортным данным линейки двигателей были построены внешние скоростные характеристики дизелей. Далее определялся крутящий момент на колесе при работе двигателя в номинальном режиме и режиме максимального крутящего момента. Для осуществления проверки эффективности тормозной системы необходимо, чтобы тормозной момент был больше активного крутящего момента на колесе при работе двигателя в номинальном режиме и сопоставим с активным крутящим моментом на колесе при работе двигателя в режиме максимального крутящего момента.

Подтверждение необходимого тормозного момента в процессе торможения двигателя на обкаточном стенде описывается дифференциальным уравнением движения коленчатого вала двигателя трактора при торможении

$$J \cdot \frac{d\omega_{\text{дв}}(t)}{dt} = \frac{-4 \cdot M_{\text{т}}(t) - m \cdot g \cdot f \cdot r_k}{u_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}}}, \quad (7)$$

где $u_{\text{тр}}$ – передаточное число трансмиссии;

$u_{\text{тр}}$ – передаточное число трансмиссии;

$\eta_{тр}$ – КПД трансмісії;

$\omega_{дв}(t)$ – змінна во часі кутова швидкість колінчатого вала;

J – приведенний до колінчатому валу двигача момент інерції вращательно движущихся масс трактора

$$J = J_{дв} + m \cdot r_k^2 \cdot (\delta - 1) / u_{тр}^2,$$

где $J_{дв}$ – момент інерції маховика двигача.

Начальное условие для уравнения (7) является куговая швидкість колінчатого вала двигача, соответствующая номинальной. Интенсивность падения частоты вращения двигача зависит от разности крутящего момента двигача и приведенного к колінчатому валу тормозного момента. Результаты имитационного моделирования испытаний тормозов на обкаточном стенде приведены на рис. 5.

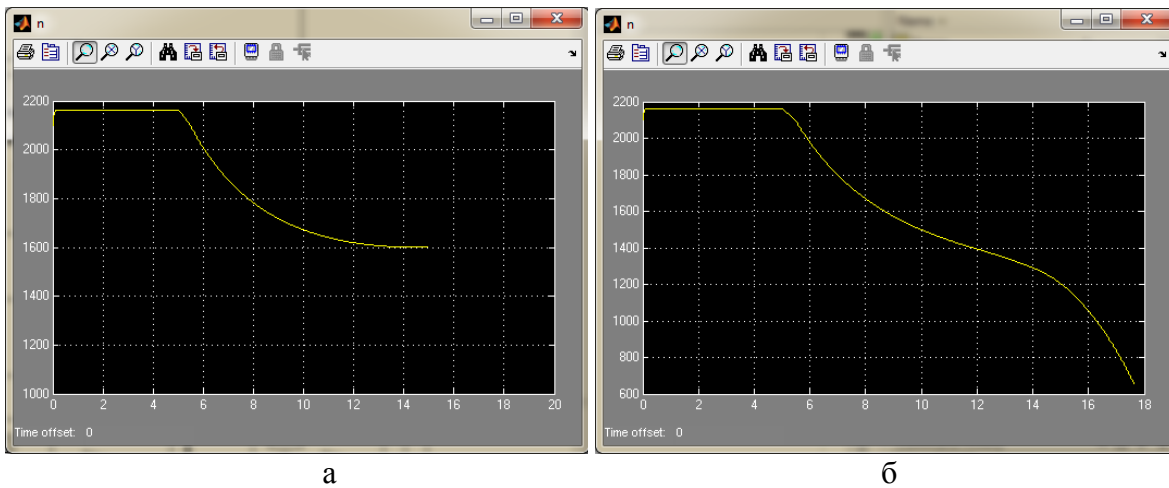


Рисунок 5 – Падение частоты вращения ЯМЗ-238М2 при торможении:
а – тормозной момент 8700 Нм ($\mu=0,295$); б – тормозной момент 9000 Нм ($\mu=0,305$)

Имитационное моделирование позволило уточнить режимы экспресс проверки тормозов на обкаточном стенде в динамике. Результаты расчетов приведены в табл. 2, где указаны: $M_{необх*}$ – необходимый тормозной момент (при 7,4 атм, $\mu=0,295$ при 20^0C) с учетом возможного падения давления до 6,3 атм, нагрева тормозов до 100^0C ($\mu=0,25$) для обеспечения тормозного пути 12,25м; $M_{подтв**}$ – гарантированно подтвержденный при испытаниях тормозной момент на холодных тормозах при давлении не менее 7,4 атм (за 3-5 сек падение частоты вращения с номинальной до 1600-1500 об/мин с последующей остановкой двигача от перегрузки).

Таблица 2 – Научно-обоснованные режимы экспресс-проверки тормозной эффективности колесных тракторов ХТЗ при приемо-сдаточных испытаниях на обкаточном стенде

Трактор	Двигатель	Мнеобх*, Нм	Мподтв**, Нм	Диапазон	Передача	Падение частоты вращения за 3-5 сек. до значений об/мин
ХТЗ-17221-21	ЯМЗ-238М2	8700	9000	3	1	1600-1500
ХТЗ-17221-19	Д-260.4S2	8100	7900	3	2	1600-1500
ХТЗ-17021	Deutz	8200	8300	2	3	1600-1500
ХТЗ-150К-09-25	ЯМЗ-236	7400	8400	2	3	1600-1500
ХТЗ-16131	Д-260.9S2	8500	9000	2	3	1600-1500
ХТЗ-16131	Deutz	8500	8300	2	3	1600-1500

Выводы. 1. Расчетный тормозной момент на барабане должен определяться только с учетом закона роста давления в тормозной пневмокамере. При упрощенном статическом подходе ошибка при определении тормозного момента достигает 31%, что недопустимо (рис. 1.б).

2. Для удовлетворения требований ГОСТ 12.2.019-2005 на тормозных барабанах мостов колесных тракторов АО «ХТЗ» необходимо обеспечить тормозной момент не менее 6300Нм для самого тяжелого и мощного трактора ХТЗ-17221-21 с двигателем ЯМЗ-238М2. В таком случае требования ГОСТ 12.2.019-2005 выполняются для всей линейки тракторов АО «ХТЗ» (рис. 3.а).

3. Учет влияния нагрева на тормозной момент обязателен из-за снижения коэффициента трения μ (между тормозными накладками и барабаном) от температуры на 10-20% при нагреве от 20⁰С до 100⁰С.

4. Для гарантированного удовлетворения требованию ГОСТ 12.2.019-2005 по тормозному пути при пониженном до 6,0 атм давлении в пневмосистеме и нагреве тормозов до температуры $t=100^0$ С необходим коэффициент трения не менее 0,33-0,35.

5. Режимы проверки тормозной эффективности предполагают падение частоты вращения с номинальной до 1600-1500 об/мин за 3-5 сек. с последующей возможной остановкой двигателя от перегрузки. При этом гарантированно подтверждается тормозной момент Мподтв** на холодных тормозах при давлении не менее 7,4 атм (табл. 2), который близок к необходимому тормозному моменту Мнеобх* (при 7,4 атм и 20⁰С) с учетом возможного падения давления до 6,3 атм и нагрева тормозов до 100⁰С.

6. Научно-обоснованные рекомендации, сведенные в таблицу 2, внедрены на АО «ХТЗ» и внесены в программу приемо-сдаточных испытаний тормозной эффективности рабочих тормозов колесных тракторов на обкаточном стенде при выходе тракторов с конвейера.

Список литературы. 1. ГОСТ 12.2.019-2005 «Тракторы и машины самоходные сельскохозяйственные». **2.** Кутьков Г.М. / Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. – М.: Колос, 2004. – 504 с. **3.** Тормоза колесные. Расчет / Расчет ХТЗ 151.38.013/014РР1-114.

Надійшла до редколегії 19.03.2014

УДК 631.37

Научное обоснование режимов экспресс-проверки тормозной системы колесных тракторов АО «ХТЗ» / В. И. Аносов, В. Б. Самородов, А. Ю. Ребров, Е. С. Пелипенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 8 (1051). – С. 3-13. – Бібліогр.: 2 назв. – ISSN 2078-6840.

Запропоновані науково-обґрунтовані режими експрес-перевірки гальмівної ефективності колісних тракторів ХТЗ, яка відбувається під час прийомо-здавальних випробувань тракторів на виході з конвеєра. Отримані в ході дослідження дані формують вимоги до коефіцієнту тертя між накладками і гальмівним барабаном з умов виконання вимог ДСТУ по гальмівному шляху.

Ключові слова: гальмівна система, гальмівний барабан, гальмівна накладка, гальмівний шлях, гальмівна ефективність, коефіцієнт тертя, колісний трактор, гальмівний момент, робочий тиск повітря, прийомо-здавальні випробування.

Scientific basis of express check modes of ХТЗ wheel tractors brake system / V. I. Anosov, V. B. Samorodov, A. Yu. Rebrov, E. S. Pelipenko // Bulletin of NTU «KhPI». Series: Car- and tractorbuilding. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. – № 8 (1051). – P. 3-13. – Bibliogr.: 2. – ISSN 2078-6840.

Proposed science-based regimes of brake efficiency express check of ХТЗ wheeled tractors, which occur during acceptance testing of tractors on the output conveyor. Obtained due the research data form requirements for coefficient of friction between the lining and the brake drum with the conditions meet the requirements of GOST braking distance.

Keywords: brake system, brake drum, brake lining, brake distance, braking efficiency, friction coefficient, wheel tractors, brake torque, operating air pressure, acceptance testing.