



УДК 629.33

*Д.Г. Мясищев, А.С. Вашуткин*

Северный (Арктический) федеральный университет имени М.В. Ломоносова

Мясищев Дмитрий Геннадьевич родился в 1959 г., окончил в 1981 г. Архангельский лесотехнический институт, доктор технических наук, профессор кафедры транспортных машин Северного (Арктического) федерального университета имени М.В. Ломоносова. Имеет более 30 печатных работ в области разработки, создания и исследования мобильных средств малой механизации лесного комплекса.  
E-mail: d.myasishchev@narfu.ru



Вашуткин Александр Сергеевич родился в 1980 г., окончил в 2004 г. Архангельский государственный технический университет, аспирант кафедры транспортных машин Северного (Арктического) федерального университета имени М.В. Ломоносова. Имеет около 10 печатных работ в области исследования лесовозного автомобильного транспорта.  
E-mail: Vashutkin.a@yandex.ru



## **РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА ПОДВОДА СЖАТОГО ВОЗДУХА МЕЖДУ ФРИКЦИОННЫМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ ТОРМОЗНОГО МЕХАНИЗМА**

Выполнен статистический анализ результатов экспериментального исследования подачи сжатого воздуха между фрикционными поверхностями тормозного механизма барабанного типа. На основании этого даны рекомендации по дальнейшему его совершенствованию.

*Ключевые слова:* коэффициент трения, коэффициент эффективности, коэффициент стабильности, уравнение регрессии, погрешность измерения, тормозная сила.

Ранее нами установлено [1], что после создания экспериментального тормозного механизма на основе теории оптимального планирования эксперимента требуется найти и проанализировать регрессионные математические модели, в которых функциями отклика будут коэффициенты эффективности  $C_T$  и относительной чувствительности  $e$ , а независимыми переменными – давление подаваемого воздуха  $P_B(X_1)$  и диаметры подводящих отверстий в штуцерах  $d_0(X_3)$ .

Целью работы является получение и анализ экспериментальных значений характеристик и параметров тормозной системы лесотранспортной машины.

Матрица опытов по плану Бокса–Хантера с результатами измерений тормозной силы  $P_T$  на правом и левом (экспериментальном) колесах и косвенных ( $C_T$  и  $e$ ) показателей представлена в табл. 1.

---

© Мясищев Д.Г., Вашуткин А.С., 2013

Таблица 1

Матрица факторного эксперимента (план Бокса-Хантера) с результатами измерений прямого ( $P_T$ ) и косвенных ( $C_T$  и  $e$ ) показателей

№ опыта	Независимые переменные		$\gamma$	Правое колесо		Левое колесо		$f$	$C_T$	$e$
	$X_1$ , МПа	$X_2$ , мм		$P_T$ , Н	$M_{гор.к.}$ , Н·м	$P_T$ , Н	$M_{гор.к.}$ , Н·м			
1	0,12	2,9	0,667	7320	3294,0	9 360	4 212,0	0,184	0,204	1
2	0,66	2,9	0,733	8520	3834,0	9 790	4 405,5	0,193	0,214	0,930
3	0,12	7,1	0,693	7580	3411,0	9 890	4 450,5	0,196	0,216	
4	0,66	7,1	0,738	8310	3739,5	8 850	3 982,5	0,174	0,193	
5	0	5,0	0,710	7920	3564,0	9 360	4 212,0	0,184	0,204	0,750
6	0,77	5,0	0,726	8050	3622,5	9 810	4 414,5	0,193	0,214	
7	0,39	2,0	0,632	8090	3640,5	9 830	4 423,5	0,194	0,215	
						9 710	4 369,5	0,191	0,212	
						9 750	4 387,5	0,192	0,213	
						12 030	5 413,5	0,237	0,263	0,980
						10 780	4 851,0	0,213	0,236	
						10 040	4 518,0	0,197	0,219	
						11 170	5 026,5	0,220	0,244	
						10 140	4 563,0	0,200	0,222	
						10 430	4 693,5	0,205	0,228	1,020
						9 360	4 212,0	0,184	0,204	
						10 450	4 702,5	0,205	0,228	
						9 400	4 230,0	0,185	0,205	
						9 520	4 284,0	0,187	0,208	1,000
						9 650	4 342,5	0,190	0,211	
						9 340	4 203,0	0,184	0,204	
						9 480	4 266,0	0,186	0,207	
						9 230	4 153,5	0,182	0,202	
						10 100	4 545,0	0,199	0,221	
						8 250	3 712,5	0,162	0,180	0,950
						8 210	3 730,5	0,163	0,181	
						8 040	3 618,0	0,159	0,176	
						7 710	3 469,5	0,151	0,168	

Окончание табл. 1

№ опыта	Независимые переменные		$\gamma$	Правое колесо		Левое колесо				$e$
	$X_1$ , МПа	$X_2$ , мм		$P_{т, Н}$	$M_{торм,к, Н\cdot м}$	$P_{т, Н}$	$M_{торм,к, Н\cdot м}$	$f$	$C_t$	
8	0,39	8,0	0,728	7600	3420	8 040	3 618,0	0,159	0,176	1,014
						8 530	3 838,5	0,168	0,186	
						8 530	3 838,5	0,168	0,186	
						8 470	3 811,5	0,167	0,185	
						7 960	3 582,0	0,157	0,174	
						9 850	4 432,5	0,194	0,215	
						9 520	4 284,0	0,187	0,208	
						10 590	4 765,5	0,208	0,231	
9	0,39	5,0	0,706	8230	3703,5	9 420	4 239,0	0,186	0,206	1,000
10	0,39	5,0	0,770	8720	3924,0	10 530	4 738,5	0,207	0,230	
11	0,39	5,0	0,718	8310	3739,5	9 650	4 342,5	0,190	0,211	
12	0,39	5,0	0,807	8420	3789,0	11 760	5 292,0	0,232	0,257	
13	0,39	5,0	0,716	8350	3757,5	9 540	4 293,0	0,187	0,208	

Примечание.  $\gamma$  – удельная тормозная сила задней оси лесовозного автомобиля;  $M_{торм,к}$  – тормозной момент на колесе;  $f$  – коэффициент трения фрикционной пары тормозного механизма на колесе.

После получения численных значений тормозной силы  $P_T$  определена точность ее измерения (для экспериментального колеса), данные представлены в табл. 2. Анализ полученных результатов показал, что точность измерения  $P_T$  не превышает 5 %, что допустимо при дальнейшей обработке результатов.

Таблица 2

№ опыта	Независимые переменные		Тормозная сила на левом колесе, Н	Среднее значение $P_T$ с основной погрешкой, Н	Среднее квадратичное отклонение	Точность опыта, %	Достоверность среднего значения	Коэффициент надежности
	$X_1$ , МПа	$X_2$ , мм						
1	0,12	2,9	9 360	9 540,00±195,75	437,721	2,052	48,734	4,588
2	0,66	2,9	9 790 9 890 8 850 9 360					
3	0,12	7,1	9 810 9 830 9 710	9 763,33±35,28	61,101	0,361	276,764	0,626
4	0,66	7,1	9 750 12 030 10 780 10 040 11 170 10 140 10 430 9 360 10 450 9 400 9 520	10 835,00±364,57	815,212	3,366	29,711	7,526
5	0	5,0	9 340 9 480	9 032,00±249,63	558,185	2,539	39,387	5,677
6	0,77	5,0	9 230 10 100	9 560,00±152,22	340,367	1,592	62,805	3,560
7	0,39	2,0	8 250 8 210 8 040	8 052,50±122,91	245,815	1,526	65,517	3,053
8	0,39	8,0	7 710 8 040 8 530 8 530 8 470 7 960 9 850 9 520	8 936,25±333,12	942,215	3,728	26,826	10,544
9	0,39	5,0	10 590	10 180,00±440,85	985,774	4,331	23,092	9,683
10	0,39	5,0	9 420					
11	0,39	5,0	10 530					
12	0,39	5,0	9 650					
13	0,39	5,0	11 760 9 540					

Следуя методике проведения эксперимента и обработки его результатов, требовалось определить погрешность вычисления косвенных показателей по ГОСТ Р 50.2.038–2004 [3]. Согласно проведенным вычислениям максимальная погрешность косвенных измерений для коэффициентов трения, эффективности и стабильности составляет 1,95, 2,16 и 4,33 %, что также допустимо при дальнейшей обработке экспериментальных данных.

Статистической обработке было подвергнуто изменение косвенных показателей  $f$ ,  $C_T$  и  $e$  от изменения независимых переменных  $X_1$  (давление подаваемого воздуха между тормозным барабаном и колодкой) и  $X_2$  (диаметр подводящего отверстия в штуцере).

При обработке результатов эксперимента требовалось получить уравнения регрессии, определить их значимость по критерию Фишера, а также значимость коэффициентов, входящих в них, по критерию Стьюдента. Обработку результатов проводили с помощью табличного редактора Microsoft Excel.

Используя функцию «Статистика», сначала определяли, какие критерии при корреляционном анализе будут применяться для обработки полученных экспериментальных данных: параметрические или непараметрические. В ходе корреляционного анализа выявляли, каким образом (линейно или нелинейно) прямые и косвенные показатели связаны с независимыми переменными.

Найденные корреляции (параметрические и непараметрические) указывают на присутствие как линейной, так и нелинейной связи между независимыми переменными  $X_1$  и  $X_2$  и косвенными показателями измерения.

Статистический анализ изменения коэффициента трения от двух независимых переменных показал, что это изменение плохо описывается линейной моделью, лучше – гиперболической моделью (при этом коэффициент детерминации для гиперболической модели выше, чем для линейной – соответственно 0,448 и 0,247):

$$f(X_1, X_2) = \alpha_0 + \alpha_1 \frac{1}{X_1} + \alpha_2 \frac{1}{X_2}, \quad (1)$$

где  $\alpha_0$ ,  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  – коэффициенты уравнения регрессии,  $\alpha_0 = 0,20763913$ ,  $\alpha_1 = 1,38699$ ,  $\alpha_2 = -0,0804$ .

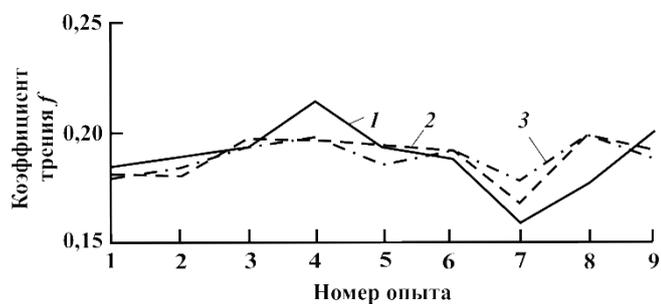
Полученное уравнение регрессии (1) гиперболической модели значимо при уровне значимости  $\alpha = 0,05$ . Также значимы и коэффициенты данного уравнения. На рисунке *a* приведены графики изменения коэффициента трения, построенные по эмпирическим данным, а также с использованием линейной и гиперболической моделей.

Статистический анализ изменения коэффициента эффективности  $C_T$  от двух независимых переменных показал, что это изменение хуже описывается гиперболической и квадратичной моделями, но лучше – линейной:

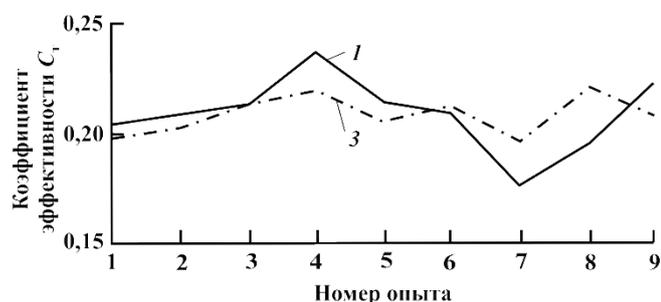
$$C_T = (X_1, X_2) = \alpha_0 + \alpha_1 X_1 + \alpha_2 X_2, \quad (2)$$

где  $\alpha_0 = 0,1861$ ,  $\alpha_1 = 0,0092$ ,  $\alpha_2 = 0,0038$ .

Изменение коэффициентов трения (*a*) и эффективности (*b*) от независимых переменных: 1 – модель, построенная на экспериментальных значениях, 2 – гиперболическая модель, 3 – линейная модель



а



б

Полученное уравнение регрессии (2) линейной модели значимо на уровне значимости  $\alpha = 0,05$ . Также значимы и коэффициенты данного уравнения. На рисунке б показаны графики изменения коэффициента  $C_T$  по эмпирическим данным, а также с использованием линейной модели.

Статистический анализ изменения коэффициента стабильности  $e$  от независимых переменных показал, что он не зависит ни от давления подаваемого воздуха, ни от диаметра подводющих отверстий в штуцерах.

В ходе анализа графиков (см. рисунок) установлено, что  $f$  и  $C_T$  изменяются от давления подаваемого воздуха и диаметра подводющих отверстий в следующих пределах:  $f = 0,167...0,198$  (на 15,66 %) и  $C_T = 0,197...0,2194$  (на 10,2 %). На коэффициент стабильности  $e$  кратковременные торможения вообще не оказывают никакого влияния. Известно, что коэффициент стабильности для рассматриваемых тормозных механизмов  $e = 1$ , значит подача сжатого воздуха под давлением между тормозными колодками и тормозным барабаном не приведет к его снижению. Следовательно, в экспериментальных и практических целях выбирать  $P_B$  и  $d_0$  нужно с учетом эффективного снижения температур пар трения, так как тепловая нагрузка в большей степени влияет на эти параметры.

В работе [2] показано, что для лучшего охлаждения тормозных механизмов давление воздуха должно находиться в пределах 0,324...0,617 МПа. Из полученных экспериментальных данных видно, что такое давление не приведет к динамической неустойчивости тормозного механизма в процессе

его работы, не создаст противодействия сжатого воздуха между тормозными колодками и тормозным барабаном на привод тормозных колодок и, следовательно, не уменьшит механический КПД тормозного привода.

На основании полученных экспериментальных данных можно сделать следующие выводы.

1. Рекомендуется для достижения максимальных значений коэффициентов трения  $f$  и эффективности  $C_T$  тормозного механизма применять следующие значения параметров тормозной подсистемы:  $P_B = 0,66$  МПа и  $d_0 = 7,1$  мм.

2. Максимальное давление воздушной подушки, образующейся между тормозными колодками и тормозным барабаном при  $P_B = 0,66$  МПа и  $d_0 = 7,1$  мм, не будет создавать противодействия силам, приводящим тормозные колодки в движение, тем самым будет обеспечено стабильное функционирование тормозного механизма.

3. Коэффициент стабильности для рассматриваемого тормозного механизма  $e = 1$  и не меняет свое значение при подаче сжатого воздуха между тормозными колодками и тормозным барабаном.

4. Мероприятие, связанное с подачей сжатого воздуха между тормозными колодками и тормозным барабаном, как показал эксперимент, не приводит к снижению основных параметров, регламентирующих работу тормозной системы лесотранспортной машины.

5. Для реализации процесса подачи сжатого воздуха между тормозными колодками и тормозным барабаном ко всем тормозным механизмам требуется разработать универсальные узлы и детали, которые компактно располагались бы на лесотранспортной машине, были недороги в изготовлении и просты в обслуживании.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Вашуткин А.С., Мясичев Д.Г.* Анализ функционирования барабанных тормозных механизмов автолесовозов и пути улучшения их показателей // Лесн. журн. 2010. № 3. С. 61–68. (Изв. высш. учеб. заведений).

2. *Вольченко А.И., Загора Ю.С.* Барабанно-колодочные тормозные устройства. Львов : Вища шк., 1980. 108 с.

3. ГОСТ Р 50.2.038–2004. Государственная система обеспечения единства измерений. Измерения прямые однократные. Оценивание погрешностей и неопределенности результата измерений. Введ. 2005-01-01. М.: Госстандарт России, 2005. 11 с.

Поступила 04.10.11

*D.G. Myasishchev, A.S. Vashutkin*

Northern (Arctic) Federal University named after M.V. Lomonosov

#### **Results of an Experimental Investigation of Compressed Air Supply between the Drum Brake Friction Surfaces**

The paper considers the results of an experimental investigation of the process of compressed air supply between the drum brake friction surfaces. Recommendations are given for its further improvement.

*Keywords:* coefficient of friction, efficiency factor, coefficient of stability, regression equation, error of measurement, braking force.