

УДК 634.0.37

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ И ХАРАКТЕРИСТИК КОЛЕСНОГО ТОРМОЗА ЛЕСОТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ В ЦЕЛЯХ МАКСИМИЗАЦИИ ТОРМОЗНОЙ СИЛЫ

© Д.Г. Мясищев, д-р техн. наук, проф.

А.С. Ваиуткин, канд. техн. наук, доц.

А.М. Швецов, асп.

Северный (Арктический) федеральный университет имени М. В. Ломоносова, наб. Северной Двины, 17, г. Архангельск, Россия, 163002; e-mail: d.myasishchev@narfu.ru

Рассмотрены вопросы, связанные с нахождением оптимальных параметров и характеристик тормозной подсистемы лесотранспортной машины, которая обеспечивает подачу сжатого воздуха на фрикционные поверхности тормозного механизма в процессе торможения, для нахождения максимального значения тормозной силы. Для охлаждения тормозных механизмов барабанного типа лесотранспортных машин, выноса продуктов износа из зоны трения было рекомендовано подавать сжатый воздух на их фрикционные поверхности. Установлено, что для повышения коэффициентов эффективности и стабильности тормозного механизма сжатый воздух требуется подавать в зону трения перед процессом торможения, т. е. перед тем, как тормозные колодки соприкоснутся с тормозным барабаном. В этом случае процесс торможения будет происходить более очищенными фрикционными поверхностями. Установлено, что подача сжатого воздуха перед процессом торможения повышает тормозную силу на 14 %. Это было определено на экспериментальном колесе автомобиля ЗИЛ ММЗ-554 при проведении эксперимента на компьютеризированном однорамном тормозном стенде с экраном «люкс» 28", 15Т / 2* 11кВт /44803, модель 7515-M 11FP NORD + 102561, серия № 330 (фирма «Muller-BEN»). После проведения эксперимента выполнен статистический анализ полученных данных, в результате которого были определены среднее значение выходной величины, с основной ошибкой, среднее квадратичное отклонение, точность опыта, достоверность среднего значения. На основании этих данных с помощью математического пакета MathCAD выполнен регрессионный анализ. Полученное уравнение регрессии и проверка его адекватности позволили определить оптимальные значения параметров и характеристик тормозной подсистемы, при которых будет наблюдаться максимальное значение тормозной силы, и построить график зависимости тормозной силы от диаметров подводящих отверстий и давления подаваемого воздуха. Максимальное значение тормозной силы составляет 10 400 Н при диаметре подводящих отверстий 5,9 мм и давлении воздуха 0,6 МПа. Следовательно, полученные экспериментально оптимальные параметры и характеристики тормозной подсистемы можно рекомендовать в дальнейшем для усовершенствования работы тормозного механизма барабанно-колодочного типа путем подачи сжатого воздуха на фрикционные поверхности во время процесса торможения, т. е. до соприкосновения тормозных колодок с тормозным барабаном.

Ключевые слова: сжатый воздух, оптимизация, уравнение регрессии, эксперимент.

Ранее нами было показано [1], что для повышения тормозной эффективности лесотранспортных машин требуется подавать сжатый воздух между тормозными колодками и тормозным барабаном в процессе торможения перед тем, как они соприкоснутся между собой, для удаления продуктов износа, грязи и влаги из зоны трения.

Целью данной работы является определение оптимальных значений характеристик и параметров тормозной подсистемы лесотранспортной машины, отвечающей за подачу воздуха между тормозными колодками и тормозным барабаном в процессе торможения.

Для определения тормозной силы на экспериментальном колесе автомобиля ЗИЛ ММЗ-554 была спроектирована экспериментальная установка [2]. Переменными факторами при проведении эксперимента являлись давление сжатого воздуха X_1 , и диаметр подводящих отверстий X_2 .

Для снижения числа весьма дорогих и трудоемких стендовых опытов планирование эксперимента базировалось на равномер-ротатабельном композиционном плане второго порядка. Характеристика плана эксперимента и его матрица приведены в табл. 1, 2.

Таблица 1

План эксперимента

Фактор	Уровень варьирования					ΔX_j при $j = 1,2$
	-	-1	0	+1	+ α	
X_1 , МПа	0	0,12	0,39	0,66	0,77	0,27

X_2 , мм | 2,0 | 2,9 | 5,0 | 7,1 | 8,0 | 2,1

Примечание. $-\alpha$ и $+\alpha$ – соответственно отрицательное и положительное значение звездных плеч; -1 и $+1$ – нижний и верхний уровни варьирования; 0 – центр эксперимента; ΔX_j – интервал варьирования факторов.

Таблица 2

Матрица факторного эксперимента

№ опыта	Кодированные факторы		$Z_{1K_i} Z_{2K_i}$	$Z_{1K_i}^2$	$Z_{2K_i}^2$
	Z_{1K}	Z_{2K}			
1	-1	-1	+1	+1	+1
2	+1	-1	-1	+1	+1
3	-1	+1	-1	+1	+1
4	+1	+1	+1	+1	+1
5	-1,41	0	0	1,988	0
6	+1,41	0	0	1,988	0
7	0	-1,41	0	0	1,988
8	0	+1,41	0	0	1,988
9	0	0	0	0	0
10	0	0	0	0	0
11	0	0	0	0	0
12	0	0	0	0	0
13	0	0	0	0	0

Для определения тормозной силы использовали компьютеризированный однорамный тормозной стенд с экраном «люкс» 28", 15Т / 2* 11кВ /44803, модель 7515–М 11FP NORD + 102561, серия № 330 (фирма «Muller-BEN»), который прошел периодическую поверку (периодичность поверки 12 мес.), что подтверждается соответствующим документом. Данный стенд позволяет регистрировать тормозную силу не только графически, сопоставляя на графике тормозную силу правого и левого (экспериментального) колес (рис. 1), но и с помощью карты диагностики, в которой указывается значение тормозной силы.



Рис. 1

Класс точности (погрешность) данного стенда $\Delta = \pm 200$ Н ($\delta = \pm 2$ %). Пределы измерений использовали по ГОСТ Р 51709–2001, значения тормозных сил на колесах грузовых автомобилей – по «Руководству по диагностике технического состояния подвижного состава автомобильного транспорта» (РД 200 РСФСР 15-0150–81).

После проведения эксперимента был выполнен статистический анализ полученных данных, в результате которого были получены: среднее значение тормозной силы x_{cp} с основной ошибкой Sx_{cp} ; среднее квадратичное отклонение S ; точность опыта; достоверность t среднего значения. Результаты расчетов приведены в табл. 3.

Таблица 3

Результаты расчетов статистических показателей экспериментальных данных

№ опыта	Кодированные факторы		Тормозная сила на левом колесе P_t , Н	Среднее значение тормозной силы x_{cp} , Н, с основной ошибкой Sx_{cp} , Н	Среднее квадратичное отклонение S , Н	Точность опыта, %	Достоверность среднего значения t
	X_1 , МПа	X_2 , мм					
1	0,12	2,9	9 360 8 790 8 900 9 200	9 062,50±131,68	263,36	1,453	68,822
2	0,66	2,9	9 790 9 890 8 850 9 360 9 810	9 540±195,75	437,72	2,052	48,734
3	0,12	7,1	9 830 9 710 9 750	9 763±35,28	61,10	0,361	276,764
4	0,66	7,1	12 030 10 780 10 040 11 170 10 140	10 835±364,57	815,21	3,366	29,711
5	0	5,0	10 430 9 360 10 450 9 400 9 520	9 032±249,63	558,18	2,539	39,387
6	0,77	5,0	9 650 9 340 9 480 9 230 10 100	9 560±152,22	340,37	1,592	62,805
7	0,39	2,0	8 250 8 210 8 040 7 710	8 052±122,91	245,81	1,526	65,517
8	0,39	8,0	8 040 8 530 8 530 8 470 7 960 9 850 9 520 10 590	8 936±333,12	942,21	3,728	26,826

Окончание табл. 3

№ опыта	Кодированные факторы		Тормозная сила на левом колесе P_t , Н	Среднее значение тормозной силы x_{cp} , Н, с основной ошибкой Sx_{cp} , Н	Среднее квадратичное отклонение S , Н	Точность опыта, %	Достоверность среднего значения t
	X_1 , МПа	X_2 , мм					
9	0,39	5,0	9 420				
10	0,39	5,0	10 530				
11	0,39	5,0	9 650	10 180,00±440,8	985,77	4,331	23,092

12	0,39	5,0	11 760
13	0,39	5,0	9 540

Далее по экспериментальным данным с помощью математического пакета MathCAD выполнен регрессионный анализ. После получения уравнения регрессии и проверки его адекватности стояла задача определения оптимальных значений параметров и характеристик тормозной подсистемы (давление подаваемого воздуха P_B и диаметр подводящих отверстий d_o), при которых будет наблюдаться максимальная тормозная сила P_T . Результаты регрессионного анализа и оптимизации характеристик и параметров тормозной подсистемы показаны на рис. 2, зависимость P_T от P_B и d_o – на рис. 3, а и б.

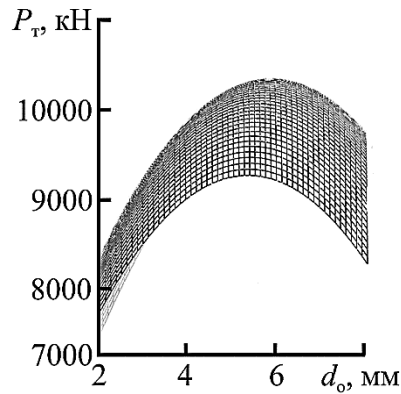
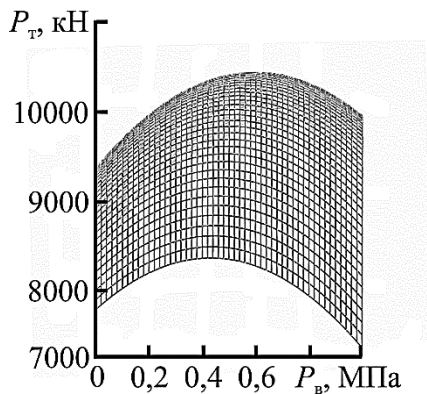
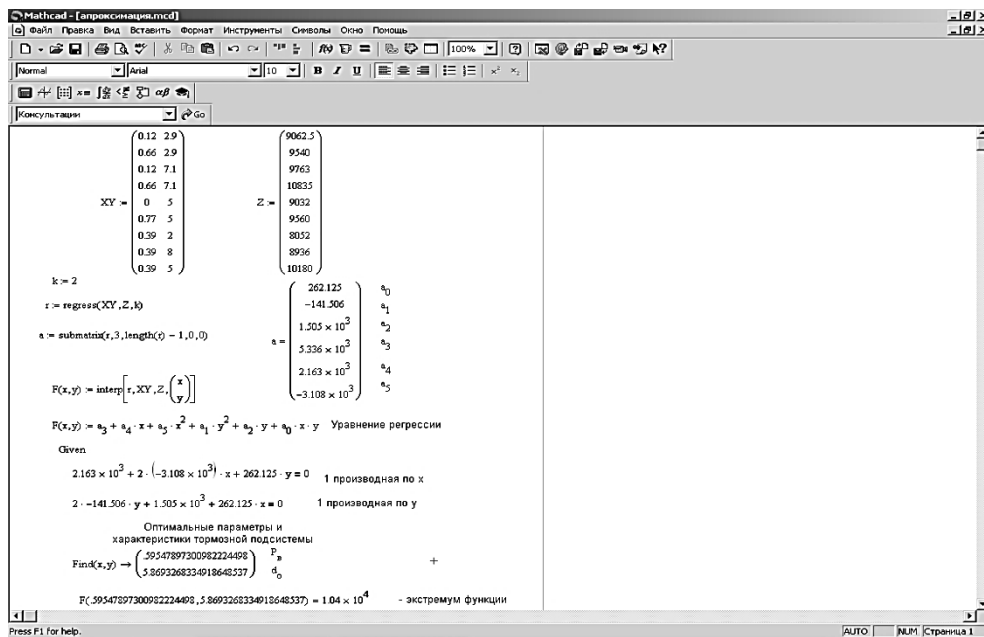


Рис. 2
Рис. 3

Полученные результаты показывают, что максимальная тормозная сила $P_T = 10\,400$ Н при $d_o = 5,9$ мм и $P_B = 0,6$ МПа. Следовательно, оптимальные значения параметров характеристик

и тормозной подсистемы можно рекомендовать для дальнейшего усовершенствования работы тормозного механизма барабанно-колодочного типа путем подачи сжатого воздуха на их фрикционные поверхности во время процесса торможения, т. е. до соприкосновения тормозных колодок с тормозным барабаном.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вахуткин А.С. Улучшение эксплуатационных свойств тормозной системы лесотранспортных машин: дис. ... канд. техн. наук. Архангельск, 2012. 139 с.

2. Мясищев Д.Г., Вахуткин А.С., Швецов А.М. Постановка задач исследования подачи сжатого воздуха на фрикционные поверхности тормозного механизма с учетом эффекта сопла Лаваля // Лесн. журн. 2014. № 5. С. 107–112. (Изв. высш. учебн. заведений).

Поступила 04.12.12

УДК 634.0.37

Parameter Optimization of the Wheel Brake of a Timber Car with the Objective of Brake Force Maximization

D.G. Myasishchev, Doctor of Engineering, Professor

A.S. Vashutkin, Candidate of Engineering, Associate Professor

A.M. Shvetsov, Postgraduate Student

Northern (Arctic) Federal University named after M. V. Lomonosov, Naberezhnaya Severnoy Dviny, 17, Arkhangelsk, 163002, Russia; e-mail: d.myasishchev@narfu.ru

The paper treats the questions of optimization of brake subsystem of timber cars providing air pressure supply to the frictional surfaces of the brake gear in the course of braking for finding out the maximum of brake force. For cooling of the drum type brake of timber cars, carrying out products of wear out from a friction zone, it was recommended to blow the compressed air on their frictional surfaces. It is established that for increasing of effectiveness and stability factors of the brake gear the compressed air should be blown to a friction zone before braking process that is before the brake blocks adjoin with the brake drum. In this case, the process of braking will proceed by more cleared frictional surfaces. It is established that supply of the compressed air before the braking process led to increasing of the brake force for 14 % which was determined at the experimental wheel of the track MMZ-554 ZIL during the experiment at the computerized one-framed braking stand with the luxury screen 28", 15T/2* by 11kW/44803, mod. 7515 – M 11FP NORD + 102561, of Muller-BEN company, ser. No. 330. After the experiment the statistical analysis of the obtained data was done and the next indicators were received: average value of output size, with the basic mistake; average square deviation; experience accuracy; reliability of the average value. By means of the mathematical MathCAD package the regression analysis on the obtained experimental data was made. After derivation of the regression equation and checking of its adequacy there was a problem of determination of optimum values of parameters and characteristics of a brake subsystem which provide the maximum value of brake force. The diagram of dependence of brake force on the inlets diameters and pressure of delivery air is received. The calculations showed that the maximum brake force is equal 10400 N, with the inlets diameters of 5,9 mm and pressure of delivery air – 0,6 MPas. Therefore, at the further improvement of the brake gear of the drum-block type by supplying compressed air at its frictional surfaces during the braking process, that is, before adjoining brake blocks with a brake drum, it is possible to recommend the received optimum parameters and characteristics of a brake subsystem.

Keywords: compressed air, optimization, the regression equation, experiment.

REFERENCES

1. Vashutkin A.S. *Uluchshenie jekspluatacionnyh svojstv tormoznoj sistemy lesotransportnyh mashin*: dis. ... kand. techn. nauk [Improvement of Operational Properties of the Brake System of Timber Cars: PhD in Techn. Sci. Diss. Abs.]. Arkhangelsk, 2012. 139 p.

2. Myasishchev D.G., Vashutkin A.S., Shvetsov A.M. Postanovka zadach issledovaniya podachi szhatogo vozduha na frikcionnye poverhnosti tormoznogo mehanizma s uchedom jeffekta sopla Lavalja [The Task Definition of Researching of Air Pressure Supply to the Brake Gear Friction Surfaces with the Convergent-Divergent Nozzle Effect]. *Izv. vissh. ucheb. zavedeniy. Lesnoi zhurnal*, 2014, no. 5, pp. 107–112.