

При расчете дорожных одежд на осушение следует помнить, что из-за неравномерности оттаивания земляного полотна вода скапливается под дорожной одеждой и отвод ее возможен только после полного оттаивания водоотводящих устройств. Поэтому расчет дренарующего слоя наиболее целесообразно выполнять по методу поглощения, применяя пески с коэффициентом фильтрации $K_f \geq 6$ м/сут. Значения общего объема воды, поступающего в основание в период оттаивания, а также удельное количество воды, рекомендуемые ВСН 46—83 в табл. 5.1, следует увеличить в 1,15 раза, а не уменьшить на 5...10 %, как это рекомендуется ВСН 46—83.

Предлагаемые уточнения к инструкции позволяют полнее учитывать суровые природные условия лесных районов Сибири, что обеспечивает проектирование дорожных одежд с гарантированной надежностью их в период эксплуатации.

ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Инструкция по проектированию дорожных одежд нежесткого типа. ВСН 46—83.— М.: Транспорт, 1985.— 157 с. [2]. Матросов А. П., Безбородов Ф. Т. Своевременность ремонта и качество дорожных покрытий // Автомобильные дороги.— 1986.— № 11.— С. 6—7. [3]. Повышение надежности автомобильных дорог / Под ред. И. А. Золотаря.— М.: Транспорт, 1977.— 183 с. [4]. Пузаков Н. А. Водно-тепловой режим земляного полотна автомобильных дорог.— М.: Автотрансиздат, 1960.— 168 с. [5]. Третьяк О. М. Оценка транспортно-эксплуатационных показателей нежестких дорожных одежд при обосновании оптимального срока их службы // Вопросы проектирования автомобильных дорог: Тр. / СибАДИ.— 1976.— № 7.— С. 81—90. [6]. Шелопаев Е. И. Расчет устойчивости автомобильных дорог в суровых природных условиях: Учеб. пособие.— Красноярск: КПИ, 1983.— 100 с.

Поступила 26 апреля 1988 г.

УДК 62-59 : 621.01.001

МЕТОД РАСЧЕТА И ПОДБОРА ФРИКЦИОННЫХ ПАР ПРИ СОЗДАНИИ ТОРМОЗНЫХ УЗЛОВ НА СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

В. П. БЕЛОКУРОВ, В. М. ПОПОВ

Воронежский лесотехнический институт

Проблема создания высокоэффективных и надежных тормозов на стадии их проектирования сопряжена с подбором оптимального сочетания фрикционных пар трения, обеспечивающих их необходимую износостойкость и долговечность. Оптимальность той или иной фрикционной пары определяется в настоящее время только экспериментально, что приводит зачастую к большим материальным затратам и значительно удлиняет сроки разработки и создания новых конструкций тормозных узлов.

Подбор фрикционных пар обычно ведется по заданным эксплуатационным параметрам: удельной нагрузке $P_{уд}$, относительной скорости скольжения $v_{ск}$ и коэффициенту трения μ . Однако эти параметры не увязаны с температурными условиями работы, теплофизическими свойствами пар трения, конструкцией тормозного узла и т. д. Большой набор оценочных показателей затрудняет выбор оптимальной пары трения. Необходимо иметь комплексный показатель, который учитывал бы теплостойкость и теплофизические свойства пар трения, их температурные условия и теплорассеивание.

При работе тормозного узла часть тепла, генерируемого при трении, расходуется на нагрев пар трения, а другая часть рассеивается за счет теплопроводности и конвективного теплообмена, поэтому:

$$dQ_{\text{тр}} = dQ_v + dQ_\lambda + dQ_\alpha. \quad (1)$$

Тепло $Q_{\text{тр}}$, выделившееся в тормозном узле за время $d\tau$ при трении фрикционной пары площадью F :

$$dQ_{\text{тр}} = \alpha_{\text{т.п}} \mu P_{\text{уд}} v_{\text{ск}} F d\tau, \quad (2)$$

где $\alpha_{\text{т.п}}$ — коэффициент, учитывающий долю тепла, проходящего через данный фрикционный материал.

Тепло Q_v , израсходованное на нагревание фрикционного материала:

$$dQ_v = c\gamma V d(t_k - t_n), \quad (3)$$

где $V = Fh$ — объем фрикционного материала;
 h — высота фрикционной накладки;
 c — удельная теплоемкость фрикционного материала;
 γ — плотность фрикционного материала;
 t_k — конечная температура в паре трения;
 t_n — температура в начальный период работы фрикционного узла, равная температуре окружающей среды ($t_n = t_c$).

Тепло Q_λ , отведенное за счет теплопроводности из зоны трения, по закону Фурье, равно:

$$dQ_\lambda = -\lambda \frac{dt}{dn} F d\tau,$$

где λ — коэффициент теплопроводности;
 $\frac{dt}{dn}$ — температурный градиент;
 n — нормаль к поверхности трения.

Поскольку закон изменения температуры между соседними точками можно приближенно считать линейным, то первую производную с достаточной степенью приближенности заменим конечной разностью:

$$\frac{dt}{dn} \approx \frac{t_k - t_n}{h}.$$

Тогда количество тепла, поступающего в фрикционный элемент за время $d\tau$ через поверхность площадью F ,

$$dQ_\lambda = -\lambda \frac{t_k - t_n}{h} F d\tau. \quad (4)$$

На основании закона Ньютона — Рихмана количество тепла Q_α , рассеивающегося в окружающей среде, можно определить по формуле:

$$dQ_\alpha = \alpha (t_k - t_n) F d\tau, \quad (5)$$

где α — коэффициент теплоотдачи.

Подставим выражения (2)–(5) в уравнение (1), которое затем проинтегрируем, используя теорему математического анализа о среднем по максимально-допустимой температуре и принимая теплофизические коэффициенты не зависящими от температуры. После преобразований окончательно получим

$$R = \alpha_{\text{т.п}} P_{\text{уд}} v_{\text{ск}} = \frac{t_k - t_n}{\mu} \left[\frac{c\gamma h}{\tau} + \frac{\lambda}{h} (Bi - 1) \right], \quad (6)$$

где R — мощность трения фрикционной пары;
 $Bi = \frac{\lambda}{\alpha} h$ — критерий Био.

Уравнение (6) позволяет установить, какими свойствами должна обладать фрикционная пара при той или иной заданной мощности трения тормозного узла. Левая часть уравнения (6) содержит величины, задаваемые конструктором ($\alpha_{т.п.}$, $P_{уд.}$, $v_{ск.}$), а правая — определяемые технологом. Уравнение содержит теплофизические величины (Bi , α , λ , t), которые определяют тепловую напряженность узла и позволяют наметить пути его конструктивного совершенствования. Предельно допустимая температура (t_k) предварительно может быть рассчитана по заданной работе трения на основе известных аналитических зависимостей [1, 2].

В уравнении (6) составляющая $\frac{c\gamma h}{\tau}$ характеризует теплоаккумулирующие свойства фрикционного материала, а $\frac{\lambda}{h}(Bi-1)$ — тепло-рассеивающие фрикционного узла в целом. Критерий Био $Bi = \frac{\alpha}{\lambda} h = \frac{h/\lambda}{1/\alpha}$ является количественной мерой отношения термического сопротивления фрикционного материала h/λ к термическому сопротивлению на поверхности теплообмена ($1/\alpha$).

В качестве примера рассмотрим использование формулы (6) при расчете фрикционной пары трения НСФ-6 (ГОСТ 1786—74) по чугуно СЧ 15-32, применяемой в дисковом тормозе КПП тракторов лесной промышленности и лесного хозяйства ГДТ-55, ЛХТ-55 и т. д. Для этого воспользуемся следующими паспортными данными пар трения: НСФ-6: $\lambda_2 = 0,725$ Вт/(м · град); $a_2 = 0,328$ м²/с; $\mu = 0,41$; $c_2 = 962$ Дж/(кг · град); $\gamma_2 = 2298$ кг/м³; $h_2 = 0,004$ м; СЧ 15-32: $\lambda_1 = 56,4$ Вт/(м · град); $a_1 = 15,3 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $c_1 = 521$ Дж/(кг · град); $\gamma_1 = 7075$ кг/м³; $\tau = 26$ с; $N = 42$ торможения.

По формуле А. В. Чичинадзе [3] определим $\alpha_{т.п.}$:

$$\alpha_{т.п.} = \frac{\sqrt{\lambda_2 c_2 \gamma_2}}{\sqrt{\lambda_1 c_1 \gamma_1} + \sqrt{\lambda_2 c_2 \gamma_2}} = 0,081.$$

Тогда в результате расчета по формуле (6) для $t_k = 200$ °С (при $t_n = 20$ °С) получим $R = 103\,082,9$ Вт/м². С другой стороны, R , являясь критерием мощности, определяется произведением:

$$R = \alpha_{т.п.} P_{уд.} v_{ск.}$$

Экспериментальное исследование комплексного влияния эксплуатационных факторов $P_{уд.}$, $v_{ск.}$ и коэффициента взаимного перекрытия $K_{вз}$ на тепловой режим и коэффициент трения мы проводили с использованием симплексно-решетчатого метода планирования экспериментов по Шеффе. Матрица планирования, условия экспериментов и полученные при этом результаты представлены в таблице.

По данным таблицы рассчитаны коэффициенты регрессии и построены адекватные квадратичные модели для μ (y_1) и t (y_2)

$$y_1 = 0,37z_1 + 0,38z_2 + 0,36z_3 - 0,1z_1z_2 + 0,16z_2z_3; \quad (7)$$

$$y_2 = 132z_1 + 178z_2 + 200z_3 - 68z_1z_2 - 88z_1z_3 - 172z_2z_3.$$

На основании этих математических моделей (7) построены в псевдокоординатах диаграммы 1 и 2, которые учитывают влияние на μ и t одновременно всех параметров: $P_{уд.}$, $v_{ск.}$, $K_{вз}$ при различном значении их варьирования.

Как следует из диаграмм, предварительный расчет критерия мощности R по паспортным данным дает хорошее совпадение с эксперимен-

Но- мер опы- та	Матрица планиро- вания для псевдоделичин			Условия проведения экспериментов			Результаты прове- дения экспери- ментов	
				Удельное давление P , МПа	Ско- рость сколь- жения v , м/с	Кэффи- циент взаимного перекры- тия $K_{вз}$	Кэффи- циент трения μ	Средняя поверх- ностная темпера- тура t , °С
	z_1	z_2	z_3					
1	1	0	0	0,6	0,25	0,5	0,37	132
2	0	1	0	0,2	6,25	0,5	0,38	178
3	0	0	1	0,2	0,25	1,0	0,36	200
4	0,5	0,5	0	0,4	3,25	0,5	0,35	138
5	0,5	0	0,5	0,4	0,25	0,75	0,365	144
6	0	0,5	0,5	0,2	3,25	0,75	0,41	146
7	0,333	0,333	0,333	0,33	2,25	0,67	0,38	234
8	0,2	0,6	0,2	0,28	3,85	0,6	0,38	140

Примечание. $K_{вз} = \frac{F_T}{F}$ — отношение площади трения к площади всей рабочей поверхности.

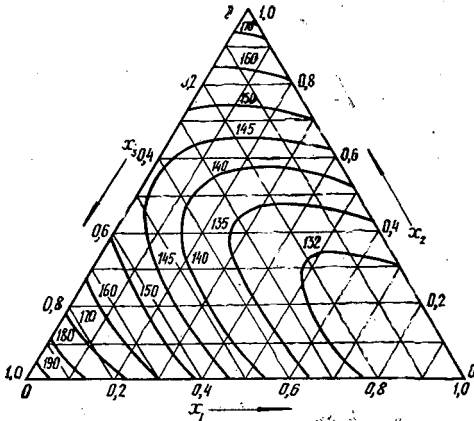


Рис. 2. Зависимость коэф-
фициента трения для пары
НСФ-6 по чугуно СЧ 15-32
от изменения параметров
 P , $v_{ск}$, $K_{вз}$

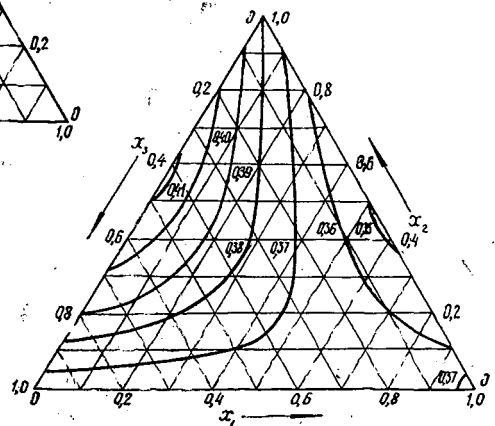


Рис. 1. Зависимость сред-
ней поверхностной темпера-
туры при трении пары
НСФ-6 по чугуно СЧ 15-32
от изменения параметров
 P , $v_{ск}$, $K_{вз}$

тальными значениями для температуры $t_k = 200$ °С. Так, из диаграммы 1 при $t_k = 200$ °С ($z_1 = 0$; $z_2 = 1$; $z_3 = 1$) по таблице имеем $P_{уд} = 0,2$ МПа; $v_{ск} = 6,25$ м/с; $K_{вз} = 1$. Отсюда

$$R = \alpha_{т.п} P_{уд} v_{ск} = 0,081 \cdot 0,2 \cdot 6,25 \cdot 9,8 \cdot 10^5 = 99225 \text{ Вт/м}^2.$$

Этот оценочный расчетный критерий хорошо совпадает с критерием R , рассчитанным по паспортным теплофизическим данным материала.

Из диаграмм 1 и 2 следует также, что уменьшение температурного режима с 200 до 140...150 °С и стабилизация коэффициента тре-

ния $\mu = 0,39 \dots 0,41$ при практически неизменном значении $P_{уд}v_{ск}$ обеспечивается в основном за счет изменения $K_{вз}$. В данном случае оптимально $K_{вз} = 0,65 \dots 0,8$, что объясняется увеличением коэффициента теплоотдачи α и, следовательно, улучшением теплорассеивания фрикционного узла. Однако это не означает, что во всех случаях целесообразно уменьшать $K_{вз}$, так как для сохранения критерия мощности R постоянным в паре трения необходимо увеличивать $P_{уд}$ (за счет уменьшения площади контакта), при этом существенно повышается средняя поверхностная температура t_k . Это видно из диграммы 1. Температурный же режим фрикционной пары трения тормозного узла в некоторых случаях ограничивает использование фрикционных материалов по их разрешающей теплостойкости.

Таким образом, наряду с μ и $P_{уд}v_{ск}$, важнейшими характеристиками пары трения, влияющими на ее работоспособность и температурный режим, являются коэффициент теплоотдачи и теплофизические свойства материалов. Использование данного критериального уравнения (6) позволит конструкторам и проектировщикам при разработке новых конструкций сделать оптимальный выбор фрикционного материала, а также оценить конструктивное совершенство тормозного узла по его температурному режиму работы.

ЛИТЕРАТУРА

[1]. Нартов П. С., Попов В. М., Белокуров В. П. Расчет температурного поля фрикционных пар лесных машин при клеевом способе крепления фрикционных накладок // Машины и орудия для механизации лесозаготовок и лесного хозяйства: Межвуз. сб. науч. тр.—Л.: ЛТА.—1981.—Вып. 10.—С. 65—69. [2]. Чичинадзе А. В. Расчет и исследование внешнего трения при торможении.—М.: Наука, 1967.—230 с.

Поступила 23 февраля 1988 г.

МЕХАНИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА ДРЕВЕСИНЫ

УДК 674.05.001.2

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ СУБГАРМОНИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ
В СИСТЕМЕ КАРЕТКА — НАПРАВЛЯЮЩИЕ НА СТАДИИ
ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДЕРЕВООБРАБАТЫВАЮЩИХ МАШИНВ. В. АМАЛИЦКИЙ, В. Г. БОНДАРЬ, А. П. ЧУВАШЕВ,
И. Я. НУЛЛЕР

Московский лесотехнический институт

В деревообработке можно выделить значительную группу станков, исполнительным органом которых является каретка или суппорт, совершающие прямолинейное возвратно-поступательное движение по направляющим на опорных катках. Применение направляющих качения перспективно для деревообрабатывающих машин, поскольку они могут обеспечить как быстрые, так и медленные равномерные перемещения рабочих органов на больших длинах хода с малыми энергетическими затратами и высокую точность установочных перемещений. Использование направляющих качения в машинах предъявляет повышенные требования к уровню их проектирования и изготовления. Создание качественных направляющих качения невозможно без целенаправленного исследования на моделях различных конструктивных вариантов с применением теории динамики, контактной прочности, износа и надежности. Рассматривая в данной работе один из аспектов динамики направляющих качения, следует отметить, что жесткость опорных катков, выполненных, как правило, на основе радиальных шарикоподшипников, сравнительно невелика (порядка 10 Н/мм); она существенно зависит от упругих перемещений, что характерно для контактных деформаций. В деревообрабатывающих станках часто имеют место значительные внешние возмущения, обусловленные силами инерции неуравновешенных, вращающихся с большой частотой масс. Инерциальные нагрузки вызывают в подвижных сопряжениях направляющих качения виброперемещения с амплитудами, составляющими десятки микрометров. В этих условиях линеаризация в оценке амплитуд колебаний, как это принято делать в расчетах, может привести к большим ошибкам. Кроме того, известно [1, 2], что вибрации в станках — источники интенсификации износа направляющих, а также режущего инструмента.

Погрешности в оценках амплитуд виброперемещений при создании оборудования могут привести к появлению станков с низкой эксплуатационной надежностью отдельных исполнительных механизмов и режущего инструмента. Особенно опасна, с точки зрения надежности, работа оборудования в зоне субгармонического резонанса.

Обычно при проектировании деревообрабатывающего оборудования отстройку упругой системы станка от резонанса ведут исходя из соотношения частоты вращения инструмента ω_n и основной собственной частоты упругой системы ω_0 , определяемой линейными дифференциальными уравнениями движения. В линейных системах резонанс наступает только при соотношении $\omega_0 = \omega_n$.

В нелинейной системе может возникнуть субгармонический резонанс соотношений $\omega_n = 2\omega_0$ [5], когда упругая система совершает колебания $2\omega_0$ с амплитудами в 1,5—2 раза большими, чем при $\omega_n = \omega_0$.