

чится и время контакта взаимодействующих фаз. Вместе с тем должен возрасти и брызгоунос жидкости из-за более длительного нахождения дисперсной фазы в областях с высокими осевыми скоростями, что ограничит применение конусообразных диспергирующих дисков при повышенных нагрузках по газовой фазе.

Таким образом, в результате проведенных исследований в широких диапазонах изменения нагрузок по газу и чисел оборотов ротора были изучены поля скоростей газового потока в роторном дисперсионно-пленочном массообменном аппарате, рассмотрен механизм брызгоуноса жидкости из контактной зоны, определено влияние распределения газа по скоростям и направлениям на протекание массообменного процесса. Полученные результаты можно использовать при проектировании и расчете роторных массообменных аппаратов без внешнего привода.

ЛИТЕРАТУРА

1. Боровик А.А., Ершов А.И. Исследование рабочих характеристик роторного дисперсионно-пленочного массообменного аппарата // Труды БГТУ. Сер. III - Мн., 1994. - Вып.2, с.83-88.
2. А.с. 1369742 СССР Контактное устройство для тепломассообменных аппаратов / А.А. Агаев и др. // Бюл. изобр. - 1983. - N13.

УДК 621.89

В.М.Шестаков, доц.;

В.А.Рябинин, асп.;

М.М.Ревяко, проф.;

В.Я.Полуянович, доц.

РАСЧЕТ НЕСТАЦИОНАРНОГО ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ТРЕНИИ ФРИКЦИОННЫХ ПОЛИМЕРОВ

The problems of friction and heat transfer in the brake-arrangements are discussed. The mathematic model of calculation of metal-polimeric pair friction is suggested.

Процессы трения являются результатом физико-химического и теплового взаимодействия контактирующих тел. В случае контакта металл-полимер под действием высокой температуры возможно разрушение полимерных связей. Пластический контакт быстро переводит поверхностный слой термопласта в расплавленное состояние, понижается коэффициент трения и увеличивается вероятность переноса полимера на металл. Все это приводит к значительному ухудшению теплоотвода из зоны трения. Последствия оказываются такими же, как и при чисто металлическом контакте: исключается возможность повторного использования тормозного устройства.

Энергоемкий процесс торможения требует повышенных значений коэффициента трения, но без названных отрицательных последствий. Этот процесс захватывает значительно большие, чем поверхностные слои, объемы контактирующих тел [1]. В другой работе [2] была представлена структурная модель, которая объясняла понятие "зоны рабочего слоя", состоящей из области надмолекулярных образований, области с высокой дисперсностью структурных элементов и области контакта с контртелом и окружающей средой. Таким образом, "зона рабочего слоя" по своим физико-химическим свойствам отличается от исходной структуры фрикционного полимерного материала. Эта модель хорошо объясняет необходимость образования при трении положительного градиента физико-механических свойств полимера, направленных на улучшение теплоотвода из зоны трения и получения требуемых значений коэффициента трения. При этом исключаются отрицательные последствия при контактировании тел.

Вот почему современные фрикционные полимерные материалы представляют собой многокомпонентную смесь, состоящую из основы (полимерное связующее) и наполнителей (компонентов, распределенных в связующем). Каждый из вводимых наполнителей выполняет определенные функции при трении, имеет свои теплофизические свойства, свою макроструктуру и соответствующим образом распределяется в связующем.

Процессы, возникающие при работе тормозного устройства, существенно зависят от приработки двух контактирующих тел, обеспечивающей их прилегаемость друг к другу по всей площади трения. Если контактирующие материалы приработаны, это значит, что при многократном торможении на поверхностях трения сформировалась устойчивая структура. Эта структура свидетельствует не только о постоянстве коэффициента трения, но и определенной скорости D приложения тормозной нагрузки, пропорциональной параметрам упруго-пластического контакта. Последнее обстоятельство влияет на выбор закона изменения мощности торможения, коэффициента трения и интенсивности износа, то есть по сути на всю динамику трения.

Таким образом, численное значение D , зависящее от природы контактирующих тел, условий образования фрикционного контакта, определяет надежность многократного использования фрикционной пары. В частности, стадия приработки важна тем, что если процесс торможения оказывается воспроизводимым, только тогда можно переходить к расчету сроков службы фрикционной пары.

В работе [3] приводится графическая зависимость безразмерной скорости приложения нагрузки D от безразмерного параметра Θ_1 , представляющего отношение времени $T_{\text{пк}}$ достижения максимума нагрузки ко времени $T(0)$ однократного торможения:

$$\Theta 1 = T_{\text{тн}} / T(O) \quad (1)$$

$$\text{Этот график декларирует линейную зависимость } D = f(\Theta 1) \quad (2)$$

Степень приработки (прилегаемости) двух контактирующих поверхностей в частности зависит от твердости фрикционного полимера, и в работе [4] приводится следующая формула зависимости твердости HB(TR) от температуры трения TR:

$$\text{HB}(\text{TR}) = \text{HB}(O) \cdot \text{EXP}[-(B \cdot (\text{TR} - 20) / (293 \cdot (273 + \text{TR})))], \quad (3)$$

где HB(O) - первоначальная твердость, B - константа.

В формуле (3) температура трения зависит от времени T, т.е.

$$\text{TR} = f(T)^2 \quad (4)$$

В случае пластического контакта предполагается, что численное значение удельного давления равно значению твердости. Автор [4] подчеркивает, что упругий контакт можно ожидать при температуре 50-150°C, а при температуре больше 200°C контакт будет для фрикционного полимера пластическим.

Следовательно, во время торможения удельное давление должно уменьшаться. Заметим, что твердость и удельное давление - параметры, имеющие разный физический смысл. В работе [4] приводится формула для изменения величины удельного давления:

$$P(T) = P(O) \cdot [1 - \text{EXP}(-T/T(O))] \quad (5)$$

$$\begin{array}{ll} \text{Тогда получается, что при } T = 0 & P(T) = 0; \\ T = T(O) & P(T) = 0.6 \cdot P(O); \\ T = \infty & P(T) = P(O). \end{array}$$

По нашему мнению, эффект прирабатываемости связан с приближением во времени первоначальной площади контакта тормозной колодки к ее номинальному значению. Но тогда по мере уменьшения твердости и возрастания площади контакта неизбежно уменьшение удельного давления. Это уменьшение давления должно коррелировать с оправданным ростом скорости приложения нагрузки D.

$$\text{Будем поэтому полагать, что } P(T) = P(O) \cdot \text{EXP}(-T \cdot D / T(O)) \quad (6)$$

Это значит, что при известных законах изменения мощности трения N(T), скорости торможения V(T) можно подсчитать величину коэффициента F(T) трения по формуле

$$F(T) = N(T) / [P(T) \cdot V(T) \cdot S], \quad (7)$$

где S - номинал площади контакта тормозной колодки, м².

В работе [6] получено выражение мощности торможения $N(T)$ для практически важного случая, когда нагрузка мало меняется. Малое изменение нагрузки означает небольшие изменения D .

$$\text{Поскольку } N(T) = (6 \cdot W/T(O)) \cdot [(T/T(O))^{0.5} - T/T(O)], \quad (8)$$

где W - работа торможения, Дж; T , $T(O)$ - соответственно текущее и полное время однократного торможения, то, обозначив величину

$$S1 = 6 \cdot W/T(O)^2, \quad (9)$$

перепишем формулу (8) в виде

$$N(T) = S1 \cdot [T^{0.5} \cdot T(O)^{0.5} - T]. \quad (10)$$

Взяв производную $\delta N(T)/\delta T$ и приравняв ее нулю, окончательно получим, что время достижения максимума мощности составит

$$T(*) = T(O)/4. \quad (11)$$

Для рассматриваемого случая (при почти постоянном удельном давлении за время торможения $T(O)$) можно воспользоваться следующими законами, изменения во времени:

$$\text{- безразмерной мощности } T(N) = 6 \cdot Y1 \cdot (1 - Y1); \quad (12)$$

$$\text{- безразмерной работы } T(W) = Y1^2 \cdot (3 - 2 \cdot Y1), \quad (13)$$

где $Y1 = T/T(O)$. Именно эти соотношения были заложены в операторы для расчета на ЭВМ.

При реализации процесса торможения можно сформулировать разные задачи: 1) полное торможение за заданное время; 2) торможение со средним замедлением; 3) торможение с производством работы на заданном пути трения.

Рассмотрим выполнение практически важной задачи для жесткого режима торможения и слабого внешнего теплообмена с окружающей средой: коэффициент теплоотдачи $6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Расчет выполняется при следующих исходных данных: работа торможения $5 \cdot 10^5$ Дж; коэффициент трения 0,3; начальное удельное давление $5 \cdot 10^5 \text{ Н}/\text{м}^2$, скорость скольжения 30 м/с; номинальная площадь контакта $0,05 \text{ м}^2$. Контактующие материалы: серый чугун ЧНМХ и фракционный полимер твердостью $4 \cdot 10^8$ Па. Теплофизические свойства материалов барабанной колодки соответственно: массивы значений теплопроводности 50-38 и 0.6-1.21 Вт/(м·К); теплоемкость 550 и 1200 Дж/(кг·К); плотность 7000 и 2100 кг/м³. Значения теплопроводности, зависящие от температуры, выбраны из экспериментальных данных, учитывающих, в частности, анизотропию свойств полимера (материала колодки). В расчете эти значения аппроксимируются по формулам подпрограммы. Толщины

барабана и колодки соответственно были 15 и 20 мм, массы - 16.7 и суммарно для колодок 3.3 кг. Коэффициент внешнего теплообмена с окружающей средой изменялся от 6 до 16 Вт/(м²·К).

В соответствии с исходными данными полное время торможения составило $T(0) = 4.115$ с, а $T(*) = 1.029$ с. При значениях чисел Фурье около 0.333 получены следующие значения коэффициентов распределения тепловых потоков: для тормозного барабана $A1 = 0.9054$ и для тормозной колодки $A2 = 0.0946$.

Изменение температуры поверхности трения при однократном торможении составило: $TR(0) = 20^\circ\text{C}$, $TR(1) = 229.48$, $TR(2) = 350.89$, $TR(3) = 355.41$, $TR(4) = 214.23$. В скобках указаны цифры соответствующего момента времени в секундах.

В табл. 1 приведены данные однократного торможения с шагом 0.5 с (значения температуры - с шагом 1 с).

Сопоставление данных по мощности трения $N(T)$ и поверхностной температуре трения $TR(T)$ показывает, что переход этих параметров через максимум совершается в разное время. Максимум мощности $N(T) = 182250$ Вт достигается через $T = 1.029$ с, а максимум температуры трения $T = 355.41^\circ\text{C}$ через $T = 3$ с. Это объяснимо: теплоперенос - производная процесса трения.

Данные однократного торможения

Время	$T(T)$	$TW(T)$	$TA(T)$	$N(T)$,Вт	$P(T)$,Па	$V(T)$,м/с	$F(T)$	$TR(T)^\circ\text{C}$
0	0	0	0	0	500000	30	0	
0.5	0.64	0.04	0.122	165533	496972	29.38	0.210	
1.0	1.11	0.14	0.243	182214	493962	27.68	0.247	229.48
1.5	1.39	0.30	0.365	174405	490970	25.07	0.262	
2.0	1.49	0.48	0.486	153919	487996	21.65	0.270	350.89
2.5	1.43	0.66	0.608	125332	486041	17.52	0.273	
3.0	1.18	0.82	0.729	90990	482103	12.75	0.274	355.41
3.5	0.76	0.94	0.851	52288	479183	7.37	0.274	
4.0	0.16	0.997	0.972	10134	476281	1.44	0.273	214.23

В табл. 1 $TA(T) = T/T(0)$; $TN(T)$, $TW(T)$ - соответственно безразмерные мощность и работа трения; $N(T)$, $P(T)$, $V(T)$, $F(T)$ - соответственно мощность торможения, удельное давление, скорость скольжения и коэффициент трения.

Обращает на себя внимание первая строка таблицы: физически в нулевой момент времени значения $N(T)$ и $F(T)$ не могут быть равны нулю. Их следует рассматривать как начало отсчета. В среднем данные расчета температуры трения отличаются от таковых для аналогичных конструкций примерно на 16-27%.

Как видно из табл. 1, значения коэффициента трения возрастают по мере уменьшения удельного давления, что объясняется устанавливающимися значе-

ниями фактической площади контакта и "глубинными" процессами в "активной зоне трения". Значения коэффициента трения следуют значениям температуры поверхности трения. Некоторое уменьшение температуры поверхности трения в конце однократного торможения объясняется охлаждением в результате теплообмена с окружающей средой.

По данным [2] тормозные устройства на основе полимерного комбинирующего связующего, порошкообразного материала на основе меди и железа, работающих без смазки в паре со сталью и чугуном, при давлении 1,5 МПа имеют допустимую температуру около 400-450°C (объемную - не выше 250°C). Указывается также, что эти конкретные значения пригодны для кратковременного режима продолжительностью $T(O)=60$ с. При более длительном торможении эти значения снижаются на 28-30%.

Заметим, что после уточнения теплофизических характеристик frictionного полимерного материала его теплопроводность возросла примерно на 14%. Соответственно этому изменились глубина проникновения теплоты и число Фурье до значения 0,462. Это привело к новому распределению тепловых потоков: $A1 = 0.862$ и $A2 = 0.138$. Это значит, что теплоотвод через полимерный материал увеличился. Вследствие этого возросли и температуры поверхности трения: 250.35, 400.41, 428.21, 291.81°C соответственно на 1-й, 2-й, 3-й и 4-й секундах торможения.

Полученные значения коэффициента трения коррелируют с данными [6], где приводятся аппроксимационные формулы, отражающие зависимость коэффициента трения от температуры.

Особый интерес представляет анализ температурного поля при трении в случае однократного торможения. Согласно работам [2], [5] температурное поле можно описать формулами:

$$M2 = [-Z2(i) \cdot (1 - 0.5 \cdot Z2(i)) + 0.333] \cdot TN(T, I) + TW(T, I) \cdot F_0(I); \quad (14)$$

$$TR[Z2(i), T] = A(i) \cdot Z1(i) \cdot W \cdot B(i) / [S(i) \cdot L(i) \cdot T(O)] \cdot M2, \quad (15)$$

где $I=1,2$; $S(i)$, $L(i)$, $Z1(i)$, $Z2(i)$, $B(i)$, $F_0(I)$ - соответственно площадь трения, теплопроводность, коэффициенты эффективного теплопоглощающего объема, относительная координата проникновения тепла вглубь контактирующих тел, глубина проникновения тепла и число Фурье для каждого материала. Значения коэффициентов распределения тепловых потоков $A(i)$ подставляются в формулу (15) после уточнения (повторного расчета) теплофизических характеристик контактирующих тел.

В табл.2 приведены результаты расчетов температурного поля при однократном торможении (1-й индекс - момент времени; 2-й индекс номер контакти-

рующего тела; Y -относительная координата по нормали, отсчитываемая от поверхности раздела контактирующих тел. Значение $Y=1$ соответствует 20 мм).

Табл. 2. Результаты расчета температурного поля контактирующих тел при однократном ($N1=1$) торможении

Температура	$Y=0$	$Y=0.25$	$Y=0.5$	$Y=0.75$	$Y=1$
$T(0,1)$	20	20	20	20	20
$T(0,2)$	20	20	20	20	20
$T(1,1)$	124.04	63.86	20.87	20	20
$T(1,2)$	250.35	122.92	31.89	20	20
$T(2,1)$	184.34	102.61	44.23	20	20
$T(2,2)$	490.41	227.35	103.74	29.58	20
$T(3,1)$	186.58	121.95	75.78	48.08	38.85
$T(3,2)$	428.21	291.35	193.59	134.93	115.38
$T(4,1)$	116.47	107.56	101.20	97.39	96.11
$T(4,2)$	291.81	272.95	259.49	251.40	248.71

Если сравнить эти данные с данными табл. 1, можно видеть, что переход мощности трения через максимум не совпадает с переходом через максимум температуры трения ($Y=0$ - поверхность раздела контактирующих тел), для которой $T = 3$ с. Это значит, что первопричиной теплопереноса является процесс в зоне контакта тел, что подтверждается данными табл. 3, где приведены средние объемные температуры при многократных ($N1>1$) торможениях.

Фактически контактирующие тела работают при значительной разности температур, направленной в сторону более теплопроводного материала. Так, для $Y=0$ эта разность составляет 241.63°C и соответствует моменту времени $T=3$ с. Для других моментов времени (нулевом, на 1-й, 2-й и 4-й секунды) эти значения соответственно равны 0, 126.31, 216.07 и 175.34°C .

В случае многократного торможения учитывается влияние предыдущих торможений. При этом принимаются во внимание условия теплообмена с окружающей средой, продолжительность охлаждения, а также объемные температуры перед новым торможением. В нашем случае коэффициент теплоотдачи был $6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а продолжительность охлаждения 12 с (время между двумя повторными торможениями, каждое из которых было чуть больше 4 с).

Расчет объемных температур важен потому, что они отражают влияние температуры на коэффициент теплопроводности сложного композиционного полимерного материала, а также массы и теплоемкости материалов контактирующих тел. Именно потому, что основной мостик теплоотвода идет из зоны трения через металл, масса которого значительно (в нашем случае почти в 5 раз)

больше массы тормозных колодок, средние объемные температуры тормозного барабана значительно больше, чем у полимерного материала.

Табл. 3. Значения средних объемных температур материалов барабана и колодки в зависимости от количества торможений ($N1 > 1$)

Число торможений	Средние объемные температуры, °С	
	барабана	колодки
2	69.17	31.24
3	118.23	42.47
4	167.17	53.68
5	216	64.87
6	264.71	76.05
7	313.31	87.21
8	361.79	98.36
9	410.16	109.49
10	458.42	120.61

Заметим, что в литературе [2] для автотранспорта, в среднем, допустимое значение температуры трения составляет около 500°С, а объемной температуры около 100-200°С.

Расчет температуры поверхности трения, мощности и коэффициента трения при многократном ($N1=3$) торможении дает следующие данные (числитель $N1=1$, знаменатель $N1=3$).

Табл. 4. Сравнительные данные одно- и трехкратного торможений

Параметры трения	с			
	T=1 с	T=2 с	T=3 с	T=4 с
Температура трения	250.35	400.41	428.21	291.81
	394.75	544.81	572.61	436.
Мощность трения, Вт	182214	153919	90990	10134
	174022	206090	160367	24507
Коэффициент трения	0.247	0.270	0.274	0.273
	0.236	0.361	0.483	0.661

Заметим, что при однократном торможении значение максимума тормозной мощности равно 182250 В., а коэффициента трения 0.243.

Данные табл.4 говорят о том, что уже при трехкратном торможении значения температур поверхности трения свидетельствуют о возможном наличии чисто пластического контакта (для термопласта). При этом не исключено наличие расплавленного полимера на металл, блокировка основного мостика теп-

лоотвода, соответственно - рост мощности и коэффициента трения выше допустимых значений. В этом случае тормозное устройство неработоспособно. Для терморезистивного материала возможно выкрашивание тормозной колодки вследствие многократного термохимического воздействия на поверхностные слои трения.

При утрате работоспособности фрикционной пластмассы следует изменить условия фрикционного контакта. Это можно сделать за счет уменьшения коэффициента взаимного перекрытия (изменить конструкцию тормозного устройства), длины тормозной колодки, улучшения теплопроводности полимерного композиционного материала за счет ввода наполнителей, повышающих и стабилизирующих коэффициентов трения. При этом неизбежно решение поисковой задачи, поскольку обеспечение надежности работы тормозного устройства связано со стоимостью технологии изготовления композиционных полимерных материалов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шестаков В.М. Работоспособность тонкослойных полимерных покрытий. - М.: Машиностроение, 1973.
2. Чичинадзе А.В. и др. Износостойкость фрикционных полимерных материалов. - Львов: изд. ЛГУ, 1989.
3. Задачи нестационарного трения в машинах, приборах и аппаратах. - М.: Наука, 1978.
4. Полимеры в узлах трения машины и приборов. - Справочник (общ.ред. д.т.н. Чичинадзе А.В.). - Машиностроение, 1988.
5. Чичинадзе А.В. Расчет и исследование внешнего трения при торможении. - М.: Наука, 1967.
6. Чичинадзе А.В. и др. Материалы в триботехнике нестационарных процессов. - М.: Наука, 1986.

УДК 678.4.074

С.С.Мигаль, аспирант.; Р.М.Долинская, вед.н.сотр.;
Е.И.Щербина, профессор; А.А.Ситнов, зав.лаб.;
В.В.Русецкий, гл. технолог; В.В.Рудаков, инж. 2 к.

ТЕРМОПЛАСТИЧНЫЕ КОМПОЗИЦИИ НА ОСНОВЕ СМЕСЕЙ КАУЧУКОВ И ПЛАСТИКОВ

Mixed elastomer-plastic compositions are attach great importance in modern science. Molecular structure and properties of polymer blends have been studied the method DTA and electron microscopy.