

Е. Г. Ю д и н

**ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ  
ФРИКЦИОННЫХ УЗЛОВ ТРАНСМИССИЙ  
ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН**

*На основании теоретического анализа гидродинамических процессов в многодисковых фрикционных узлах и выполненных экспериментальных исследований разработана методика, позволяющая оптимизировать ряд конструктивных параметров дисковых фрикционов и тормозов в целях сокращения потерь мощности, и определен общий вид зависимости износа металлокерамических дисков, работающих в масле в паре со стальными дисками, от параметров процесса буксования. Предлагаемые алгоритмы позволяют прогнозировать основные показатели долговечности и ресурса фрикционных узлов на стадиях проектирования, разработки и доводки трансмиссий гусеничных машин.*

Расчет и прогнозирование долговечности фрикционных устройств с металлокерамическими дисками трения (МКД), работающими в масле, которые широко применяются в трансмиссиях современных гусеничных машин, как правило, включают в себя определение потерь мощности в разомкнутых фрикционных узлах; расчет долговечности по износу МКД с учетом температурного поля в дисках трения и изменения их формы; определение коэффициентов запаса фрикционного узла во включенном и буксующем состояниях. Методика позволяет на стадиях проектирования и модернизации трансмиссий прогнозировать долговечность и ресурс управляемых фрикционных устройств с МКД, работающих в масле (в частности, имеющих накладку из материала марки МК-5) или всухую (с накладками, например из материала марки МКВ-50А).

Потери мощности в разомкнутых многодисковых тормозах и блокирующих фрикционных устройствах зависят от угловой скорости вращения дисков  $\omega$ , плотности  $\rho$ , вязкости  $\nu$  и расхода  $Q_{\Sigma}$  прокачиваемого масла, влияния гравитационных сил, характеризующихся ускорением свободного падения  $g$ , и наконец, от конструктивных параметров узла, к которым следует отнести ширину  $B$ , внутренний  $R_1$  и наружный  $R_2$  радиусы диска, средний осевой зазор  $h$  между сопряженными дисками, конфигурацию и размеры подводных отверстий внутреннего и разгрузочных окон наружного барабанов. Ввиду того, что для большинства

конструкций выполняется соотношение  $[B/2(R_2 - R_1)] \ll 1$ , трением на кромках дисков при принудительном смазывании можно пренебречь и исключить ширину диска  $B$  из числа определяющих параметров. Расчет определяют следующие параметры: независимые —  $\omega$ ,  $\nu$ ,  $h$ ;  $Q$  — расход масла, приведенный к одному вращающемуся диску; геометрические размеры дисков, координаты точек подвода смазочного материала и разгрузочных окон наружных барабанов; зависимые —  $\delta$  (толщина слоя масла на вращающемся диске); условия выхода масла из междисковой полости, характеризующиеся углом  $\varphi$  свободного выхода масла.

Алгоритм расчета потерь мощности в разомкнутых фрикционных узлах включает в себя следующие этапы.

1. При заданных  $\omega$ ,  $Q$ ,  $\nu$  определяют критерии  $Re_1$ ,  $Re_2$ ,  $Fr$ . Если нет точных сведений о распределении расхода масла по фрикционным элементам трансмиссии, можно принять, что расход масла равен частному от деления полного расхода на число вращающихся дисков.

2. Находим толщину слоя масла на вращающихся дисках

$$\frac{\delta}{R_1} = 3,17 \left( \frac{nd}{R_1} \right)^{-0,5} \left( \frac{\omega R_1}{\nu} \right)^{-0,75} \left( \frac{Q}{R_1 \nu} \right)^{0,5},$$

где  $n$  и  $d$  — число и диаметр сверлений или ширина пазов, подводящих смазочный материал.

3. Рассчитываем угол свободного выхода масла из междисковой полости. Экспериментально установлено, что рикошетирование смазочной жидкости от поверхности наружного барабана и ее рециркуляция в междисковом пространстве начинаются при  $Re > 8,6 \cdot 10^5$ . В этом случае

$$\varphi = 2 \sum_m \arcsin(l_m/r) + \sum_m \arcsin[(r - a_m)/(r + b_m)] - \sum_m \arcsin[(r - a_m)/r].$$

Когда рикошетирования нет, т.е.  $Re \leq 8,6 \cdot 10^5$ , то

$$\varphi = (1 + \cos \gamma) \sum_m \arcsin(l_m/r),$$

где  $Re$  — число Рейнольдса;  $l_m$  — ширина разгрузочного окна в окружном направлении;  $a_m$  — радиальный зазор между вращающимися дисками и наружным барабаном;  $b_m$  — толщина стенки барабана в зоне расположения  $m$ -го разгрузочного окна;  $r$  — расчетный радиус;  $\gamma$  — угол встречи потока с торцевой поверхностью разгрузочного окна.

4. Определяем потери мощности на вращение одного диска. Для тормозов, если  $\delta < h$ ,  $\varphi \gg 0$  и  $\text{Fr}^{0,4}\text{Re}_2^{0,2} \geq 9,6$ , то

$$C_N = \left[ 1 + 6,59 \left( 1 - \frac{\varphi}{2\pi} \right)^{4,7} \right] \text{Re}_1^{-1,0} \text{Re}_2^{0,8};$$

при  $\text{Fr}^{0,4}\text{Re}_2^{0,2} < 9,6$

$$C_N = \left[ 1 + 8,93 \left( 1 - \frac{\varphi}{2\pi} \right)^{4,7} \right] \text{Re}_1^{-1,0} \text{Re}_2^{0,6} \text{Fr}^{-0,4}; \quad (1)$$

если  $\delta \geq h$ ,  $\varphi \approx 0$ , а  $\text{Fr}^{0,4}\text{Re}_2^{0,2} \geq 9,6$ ,

$$C_N = 2,26 \left( \frac{R_1 + R_2}{2h} \right)^{0,21} \text{Re}_1^{-1,0} \text{Re}_2^{0,8}, \quad (2)$$

когда  $\text{Fr}^{0,4}\text{Re}_2^{0,2} < 9,6$ , потери мощности находятся из зависимостей, предложенных в работе [1].

Для блокирующих фрикционов, если  $h > \delta$ , наружный барабан вращается и  $\text{Fr}^{0,4}\text{Re}_2^{0,2} \geq 9,6$ ,

$$C_N = 1,83 \text{Re}_1^{-1,0} \text{Re}_2^{0,8};$$

при  $\text{Fr}^{0,4}\text{Re}_2^{0,2} < 9,6$  также можно использовать формулы, полученные в работе [1]; если  $\varphi \approx 0$ , наружный барабан вращается или остановлен и  $\text{Fr}^{0,4}\text{Re}_2^{0,2} \geq 9,6$ , расчет проводится по формуле (2), а когда  $\text{Fr}^{0,4}\text{Re}_2^{0,2} < 9,6$  — аналогично расчетам в работе [1].

Для конструкции “фрикцион под тормозом”, если тормоз замкнут, а фрикцион разомкнут и  $\text{Fr}^{0,4}\text{Re}_2^{0,2} \geq 9,6$ , расчет проводится также по формуле (2), а при  $\text{Fr}^{0,4}\text{Re}_2^{0,2} < 9,6$  — по формулам из работы [1]; если тормоз разомкнут, фрикцион замкнут, то при  $h < \delta$  и  $\varphi \approx 0$  также используется формула (2); в случае же, когда  $h > \delta$  и  $\varphi \gg 0$  при  $\text{Fr}^{0,4}\text{Re}_2^{0,2} \geq 9,6$  — формула из работы [1], а при  $\text{Fr}^{0,4}\text{Re}_2^{0,2} < 9,6$  — формула (1); если тормоз и фрикцион разомкнуты, то при  $\text{Fr}^{0,4}\text{Re}_2^{0,2} \geq 9,6$ ,  $h > \delta$ ,  $\varphi \gg 0$

$$C_N = [2,83 + 6,59 \left( 1 - \frac{\varphi}{2\pi} \right)^{4,7}] \text{Re}_1^{-1,0} \text{Re}_2^{0,8};$$

а при  $\text{Fr}^{0,4}\text{Re}_2^{0,2} < 9,6$ ,  $\varphi \approx 0$  и  $\delta > h$

$$C_N = \left[ 1 + 8,93 \left( 1 - \frac{\varphi}{2\pi} \right)^{4,7} \right] \text{Re}_1^{-1,0} \text{Re}_2^{0,6} \text{Fr}^{-0,4} + 1,83 \text{Re}_1^{-1,0} \text{Re}_2^{0,8}.$$

5. Определяем на расчетном режиме суммарные потери мощности в разомкнутых тормозных и фрикционных узлах по следующей формуле:

$$N_j = \sum_i \rho \omega_{ij}^3 R_i^5 s_i C_{N_{ij}},$$

где  $s_i$  — число вращающихся дисков в  $i$ -м узле;  $i, j$  характеризуют соответственно фрикционный узел и расчетный режим.

Рассмотренная методика дает возможность учитывать влияние основных конструктивных и режимных параметров на величину гидродинамического сопротивления и еще на стадиях проектирования трансмиссии и оценки ее трибологической надежности избежать повышенных потерь мощности. Приведенные зависимости позволяют оптимизировать ряд конструктивных параметров фрикционных узлов, например, условия выхода масла из междисковой полости, геометрические размеры зон подвода смазочного материала, величину осевого зазора между дисками. Оценка потерь мощности в разомкнутых элементах управления планетарных механических и гидромеханических трансмиссий нескольких типов показала удовлетворительную сходимость расчетных и экспериментальных значений. Погрешность не превышает  $\pm 10\%$ .

Сложность физико-механических и химических процессов, сопутствующих изнашиванию МКД, наличие большого числа факторов, определяющих их работоспособность, затрудняют получение расчетных зависимостей, позволяющих успешно прогнозировать долговечность фрикционных узлов по износу.

В общем случае кривая износа имеет три явно выраженных участка: приработка, нормальное изнашивание и катастрофический износ. Во время приработки происходит некоторое увеличение площади фактического контакта, и более равномерно перераспределяется нагрузка по поверхностям трения. Одновременно микронеровности сопряженного стального диска, полученные при первоначальной механической обработке заготовки, сглаживаются, и его поверхность приобретает так называемую условно равновесную шероховатость, свойственную заданному диапазону режимов нагружения узла. Она характеризует период работы дисков с постоянной скоростью изнашивания. При достижении критического значения линейного износа, определяемого глубиной смазочных канавок на поверхности трения, интенсивность процесса резко возрастает, и начинается катастрофический износ, обусловленный ухудшением условий смазывания. Так как в реальных фрикционных узлах такой режим не допустим, практический интерес представляют два первых участка кривой износа.

Зависимость изношенного слоя дисков  $\Delta$  от числа буксований  $n$  можно аппроксимировать выражением

$$\Delta = a [1 - \exp(-Bn)] + Cn, \quad (3)$$

где  $a = (C_1 - C) / [1 - \exp(-B)]$ ,  $B$ ,  $C$ ,  $C_1$  — коэффициенты, постоянные для заданного режима работы. При этом физический смысл коэффициента  $C$  — износ за одно включение на установившемся режиме эксплуатации фрикционного узла, а  $C_1$  — износ за первое включение.

Расчетный анализ глубины внедрения микронеровностей поверхностей трения [2] показал, что фрикционные узлы трансмиссий транспортных машин, как правило, работают в условиях пластического деформирования поверхности МКД микронеровностями сопряженной стальной поверхности. При этом обеспечивается граничный режим смазывания. В отдельных случаях при наиболее тяжелых условиях работы узла возможен переход к полусухому трению из-за частичного разрушения и выгорания несущего слоя масла в местах фактического контакта дисков. Тем не менее, адсорбированная граничная масляная пленка должна предотвращать непосредственное касание и схватывание пар трения. Являясь упругим промежуточным звеном, она частично выравнивает нагрузку, однако исключить деформацию и разрушение поверхностных слоев материала трущихся тел не может.

Износостойкость фрикционных элементов обычно оценивают энергетической интенсивностью изнашивания

$$I_A = \Delta / A_{\text{уд}}, \quad (4)$$

где  $A_{\text{уд}}$  — удельная работа трения, т.е. работа сил трения на единицу площади контактирующей поверхности. На основании положений молекулярно-механической теории трения и современных представлений об усталостном характере изнашивания [2–4] критерий  $I_A$  можно представить в виде функции параметров режима работы узла, физико-механических свойств материалов и микрогеометрии поверхностей трения, т.е.

$$I_A = \frac{k^{1/2v} h_{\text{max}}^{1/2} p_a^{1/2v}}{2^{3/2} (v+1) b^{1/2v} r_b^{1/2} m f H B^{(1+(1/2v))}}, \quad (5)$$

где  $k$  — коэффициент, характеризующий напряженное состояние в месте контакта;  $h_{\text{max}}$  — максимальная высота микронеровностей;  $p_a$  — номинальное удельное давление;  $v$ ,  $b$  — геометрические параметры опорной поверхности;  $r_b$  — радиус закругления вершин микронеровностей;  $m$  — число циклов деформаций, приводящих к разрушению

материала;  $f$  — коэффициент трения;  $HB$  - твердость по Бринеллю более мягкого материала (например, металлокерамики МК-5).

Для большинства применяемых материалов предельное число циклов нагружения при пластическом деформировании можно выразить степенной функцией

$$m = \left( \frac{\delta_1}{\delta_{\text{пл}}} \right)^x,$$

где  $\delta_1$  — относительная деформация, соответствующая разрыву образца при однократном нагружении;  $\delta_{\text{пл}}$  — относительная деформация, при которой разрушение наступает через  $m$  циклов;  $x$  — показатель кривой малоциклового усталости.

Величина пластической деформации зависит от скорости приложения нагрузки. Принимая характер изменения скорости пластической деформации от действующих напряжений степенным, получим

$$\delta_1 = \frac{k_1 l \sigma_{\text{в}} y}{V},$$

где  $k_1, y$  — константы;  $l$  — средний диаметр фактического пятна касания;  $\sigma_{\text{в}}$  — предел прочности изнашиваемого материала (металлокерамики);  $V$  — относительная скорость скольжения.

Возникающие на поверхности трения фактические пластические деформации определяются не только свойствами самого деформируемого материала, но также и величинами коэффициента трения, глубины относительного внедрения и другими параметрами, иначе

$$\delta_{\text{пл}} = k_2 f \frac{h}{r},$$

где  $k_2$  — константа;  $h/r$  — глубина относительного внедрения.

В приведенные формулы следует подставлять значения параметров  $\sigma_{\text{в}}$  и  $HB$ , характеризующих прочностные свойства изнашиваемого материала при температуре поверхностного слоя трущихся тел. Их связь с температурой для металлокерамики МК-5 в настоящее время практически мало изучена, однако с некоторыми допущениями можно принять

$$\sigma_{\text{в},T} = \sigma_{\text{в},0} \exp(-uT); \quad HB_T = HB_0 \exp(-zT);$$

где  $\sigma_{\text{в},T}, HB_T$  и  $\sigma_{\text{в},0}, HB_0$  — пределы прочности и твердость материала при температурах поверхностного слоя и окружающей среды соответственно;  $u, z$  — постоянные коэффициенты.

Таким образом, окончательное выражение для энергетической интенсивности износа при пластическом деформировании имеет вид

$$I_A = \frac{k_1^{(x+3)/2v} k_2^x h_{\max}^{0,5x+1,5} f^{x-1} p_a^{(x+3)/2v} v^x \exp\left(\left(xz + \frac{x+3}{2v} + 1\right) T\right)}{2^{1,5(x-1)} k_3^x (v+1) b^{(x+3)/2v} r_B^{1,5x-0,5} \sigma_{B,0}^{xz} H B_0^{[(x+3)/2v]+1}},$$

где  $k_1$  — коэффициент, характеризующий напряженное состояние в месте контакта;  $k_2, k_3, x, z$  — константы, зависящие от физико-механических свойств материалов и микрогеометрии поверхностей трения.

Принимая во внимание отношение (4), найдем принципиальный характер зависимости линейного износа МКД от основных параметров режима работы с учетом выражения (5):

$$\Delta = \alpha j^\beta p_a^\gamma v^x \exp(\psi T) V^x A_{уд},$$

где

$$\alpha = \frac{k_1^{(x+3)/2v} k_2^x h_{\max}^{0,5x+1,5}}{2^{1,5(x-1)} k_3^x (v+1) b^{(x+3)/2v} r_B^{1,5x-0,5} \sigma_{B,0}^{xz} H B_0^{[(x+3)/2v]+1}};$$

$$\beta = x - 1; \quad \gamma = (x + 3)/2v; \quad \psi = xy + (x + 3)/2v + 1.$$

Поскольку физико-механические свойства металлокерамики МК-5 в условиях действия процессов механического, теплового, адсорбционного упрочнений и разупрочнений не исследованы, численные значения коэффициентов  $\alpha, \beta, \gamma, \psi, x$ , определяющих износостойкость металлокерамических и сопряженных стальных дисков, могут быть получены только экспериментально. Для нахождения зависимости интенсивности изнашивания от параметров режима работы узла были проведены испытания партии МКД на одномассовом инерционном стенде в широком диапазоне изменения режимных параметров [5]. Металлокерамические накладки были изготовлены из шихты МК-5 следующего состава: олово — 9,4 %, свинец — 8,9 %, железо — 4,3 %, карандашный графит — 6,4 %, медь — 71,0 % — и имели на поверхности однозаходную спиральную канавку с шагом 2,24 мм.

В результате математической обработки экспериментальных данных получены эмпирические выражения для коэффициентов уравнения (3):

$$B = 0,74 \cdot 10^{-1} f p_a^{0,25} \exp(-0,02T) A_{уд};$$

$$C = 0,15 \cdot 10^{-2} f^{0,5} p_a V \exp(0,005T) A_{уд};$$

$$C_1 = 0,67 \cdot 10^{-5} f^{0,67} p_a V^{1,5} \exp(0,02T) A_{уд}.$$

Средняя величина отклонения износов, рассчитанных по предложенным зависимостям, от соответствующих им экспериментальных значений не превышает 10 %.

Таким образом, на основании теоретического анализа и экспериментального исследования износостойкости натуральных МКД можно рекомендовать экспериментально-теоретические зависимости, позволяющие оценить долговечность фрикционных узлов с МКД, работающими в масле, по известным параметрам режима работы.

Коэффициент запаса фрикционного узла во включенном состоянии определяется зависимостью

$$K_{\text{вк}} = pzR_{\text{ср}}f_0/M_{\text{max}},$$

где  $f_0$  — коэффициент трения покоя при срыве;  $M_{\text{max}}$  — максимальный крутящий момент, действующий на фрикционный узел.

Для фрикционных устройств, обеспечивающих трогание, переключение передач и поворот гусеничной машины,  $K_{\text{вк}}$  следует рассчитывать по максимальному крутящему моменту двигателя и затем проверить по сцеплению гусениц с грунтом. Для фрикционных узлов, выполняющих функцию стояночного тормоза, необходимо учитывать условие удержания машины на участке местности с заданным углом подъема.

Например, для МКД с накладками из металлокерамики МК-5, работающих в паре со стальными дисками в масле марки МТ-8п,  $f_0$  можно выбирать по графику (рис. 1, а) в зависимости от давления на поверхности трения  $p_{\text{эф}} = P/F_{\text{эф}}$ , а для МКД с накладками из металлокерамики МКВ-50А при работе в паре со стальными дисками или дисками, имеющими накладки из чугуна или металлокерамики,  $f_0$  зависит также и от материала сопряженного диска (рис. 1, б).

Коэффициент запаса буксующего фрикционного узла определяется как

$$K_{\text{вык}} = pzR_{\text{ср}}f_{\text{ск}}/M_{\text{max}},$$

где  $f_{\text{ск}}$  — коэффициент трения скольжения. Для фрикционных узлов, обеспечивающих трогание, переключение передач и поворот транспортной машины,  $M_{\text{max}}$  рассчитывается из условия обеспечения сцепления гусениц с грунтом; для фрикционных устройств, участвующих в торможении, — исходя из требуемого замедления.

Для МКД из металлокерамики МК-5, работающих в паре с сопряженными стальными дисками в масле марок МТ-8п и ТСЗп-8,  $f_{\text{ск}}$  можно рассчитать по формуле

$$f_{\text{ск}} = f_p + (0,16 - f_p) \exp(-0,28(V_1 - V_2)),$$

где  $f_p$  — составляющая коэффициента трения скольжения, зависящая от давления на дисках  $p_{\text{эф}}$ ;  $V_1$  и  $V_2$  — линейные скорости вращения ведущего и ведомого дисков соответственно, м/с.



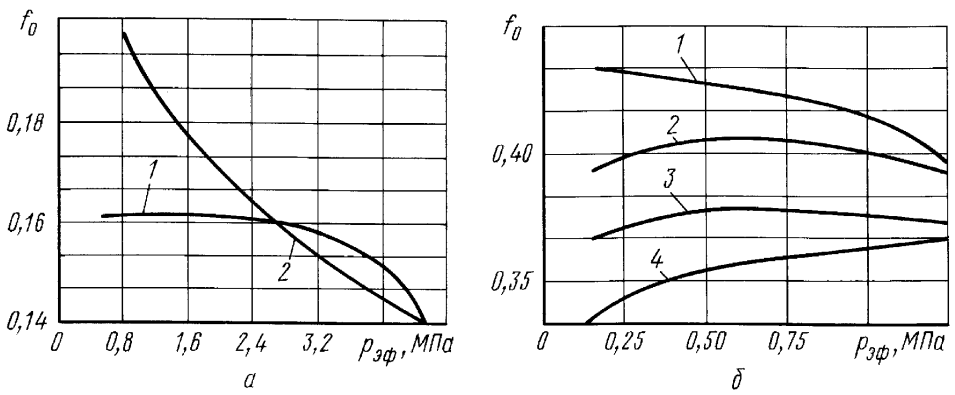


Рис. 1. Зависимость коэффициента трения покоя при срыве  $f_0$  от давления  $p_{эф}$  на поверхности трения для МКД с накладками из металлокерамики марки МК-5 и шагом спиральной канавки 2,24 (1) и 5 мм (2) — а; с накладками из металлокерамики марки МКВ-50А, работающих в паре с дисками с накладками из чугуна ЧНМХ (1), стали 38ХС (2), металлокерамики ФМК-845 (3), стали 30ХГСА (4) — б

Для МКД с накладками из МКВ-50А, работающих без смазывания в паре со стальными дисками или дисками, имеющими накладки из чугуна или металлокерамики,  $f_{ск}$  определяется зависимостью

$$f_{ск} = f_p + [0,13 + 0,03(V_1 - V_2)] \exp[-0,177(V_1 - V_2)],$$

причем  $f_p$  определяется по формуле

$$f_p = 0,09 + 0,32 \exp(-4,7p_{эф}) + a_m,$$

где  $a_m$  — параметр, зависящий от материала сопряженных дисков. Например, для металлокерамики ФМК-845, чугуна ЧНМХ  $a_m = 0,1$ ; для стали 30ХГСА, 38ХС или 40ХНЛ  $a_m = 0$ . На рис. 2 графически представлена зависимость  $f_p = \varphi(p_{эф})$ .

Долговечность фрикционного узла по износу МКД с накладками из материала марки МК-5, работающих в масле, определяется формулой

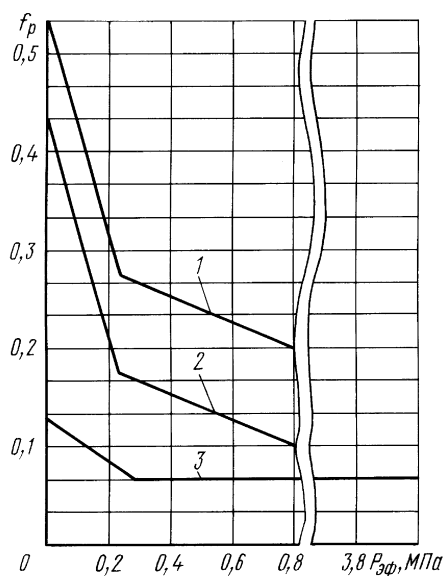
$$L_{ф.м} = [\Delta_m] / \Delta_{д1000},$$

где  $L_{ф.м}$  — долговечность фрикционного узла, 1000 км;  $[\Delta_m]$  — средний допустимый износ пары трения, работающей в масле, мкм;  $\Delta_{д1000}$  — износ одного МКД за 1000 км наработки, мкм.

При работе диска с накладками из металлокерамики МК-5 по сопряженному стальному диску в масле, как правило, изнашивается только МКД. Линейный износ одного такого диска с двух сторон за  $n$  включений на заданном режиме работы определяется зависимостью (3).

Для фрикционных узлов, работающих на разных режимах, износ одного МКД за одно буксование на заданном режиме  $\Delta_m^*$  (при условии

**Рис. 2.** Зависимость составляющей коэффициента трения скольжения  $f_p$  от давления  $p_{эф}$  на поверхности трения для МКД с накладками из металлокерамики марки МК-5, работающими в паре с сопряженными стальными дисками (3); с дисками с накладками из металлокерамики марки МКВ-50А, работающими в паре с дисками с накладками из металлокерамики ФМК-845 или чугуна по ТУ ЧЛ-355 (1), стали 30ХГСА или 38ХС (2)



равномерного распределения дополнительного износа в процессе приработки на весь допустимый срок службы) определяется выражением

$$\Delta_M^* = 0,5 \cdot 10^{-5} \int_0^{t_{\text{букс}}} p^{2,0} V^{2,5} f_{\text{ск}}^{1,5} e^{0,02t_{\text{сп}}} d\tau,$$

где  $t_{\text{букс}}$  — продолжительность одного буксования. Отличия конструктивного исполнения дисков, технологии их изготовления и условий смазывания от тех, при которых получены эмпирические зависимости износостойкости МКД, можно учесть с помощью соответствующих коэффициентов. Тогда

$$\Delta_M = k_k k_m k_p k_M k_n \Delta_M^*,$$

где  $k_k$  — коэффициент, учитывающий форму смазочных канавок на поверхностях трения МКД (например, при шаге спиральной смазочной канавки 2,24 мм  $k_k = 1,0$ ; при шаге 5 мм —  $k_k = 0,8$ );  $k_m$  — коэффициент, определяемый технологией изготовления дисков (для МКД со штампованной спиральной смазочной канавкой  $k_m = 1$ ; с нарезанной —  $k_m = 2$ );  $k_p$  — коэффициент, учитывающий подачу масла;  $k_M$  — коэффициент сорта масла (для трансмиссионных масел МТ-8п и ТСЗп-8  $k_M = 1$ );  $k_n$  — коэффициент, учитывающий вероятностное отклонение износа от среднего значения, обусловленное колебаниями свойств применяемых материалов и других факторов, допустимых применяемой технологией изготовления МКД.

Износ одного МКД, работающего в масле, за 1000 км наработки гусеничной машины

$$\Delta_{Д1000} = \sum_{i=1}^m \Delta_{Mi} N_{1000i},$$

где  $\Delta_{Mi}$  — износ МКД за одно включение в  $i$ -м режиме работы, мкм;  $N_{1000i}$  — количество включений фрикционного узла в  $i$ -м режиме работы за 1000 км пробега машины;  $i = 1, 2, \dots, m$  — варианты режимов использования рассчитываемого фрикционного узла.

Для МКД, работающих в масле, допустимый износ поверхности трения ограничен толщиной металлокерамических накладок и глубиной смазочных канавок. Так, если толщина накладки равна 1 мм, а глубина смазочных канавок составляет 0,6–0,2 мм, то допустимый износ поверхности трения не должен превышать 0,5 мм. При расчете долговечности фрикционного узла используют меньший из полученных допустимых износов пары трения.

Долговечность фрикционного узла с металлокерамическими дисками, имеющими накладки из материала МКВ-50А и работающими всухую,

$$L_{ф.с} = [\Delta_c] / \Delta_{п1000},$$

где  $[\Delta_c]$  — средний допустимый износ пары трения, работающей всухую, мкм;  $\Delta_{п1000}$  — износ одной сопряженной пары трения за 1000 км наработки, мкм. При работе дисков с накладками из металлокерамики марки МКВ-50А по сопряженным стальным дискам и по дискам с накладками из чугуна или металлокерамики изнашиваются как металлокерамические, так и сопряженные диски. Износ  $\Delta_c$  одной сопряженной пары за одно включение равен сумме износов поверхностей трения МКД и сопряженного диска. Для его определения можно использовать выражение

$$\Delta_c = 0,25 \cdot 10^{-3} k_c k_n \Delta_c^*,$$

где  $k_c$  — коэффициент, учитывающий материал поверхности трения диска, сопряженного с МКД (для чугуна ЧНМХ, металлокерамики ФМК-845 или стали 30ХГСА  $k_c = 1$ ; для стали 38ХС или 40ХНЛ  $k_c = 2$ );  $k_n$  — коэффициент, учитывающий геометрические размеры поверхностей трения и способ крепления металлокерамических накладок к стальной основе диска (для дисков с прикрепленными накладками  $k_n = 1$  при  $\rho = (R_2 - R_1) / R_{cp} = 0,25 \dots 0,40$ ; для дисков с припеченными металлокерамическими накладками  $k_n = 0,35$ , если  $\rho = 0,10 \dots 0,15$ ).

Износ одной сопряженной пары трения за 1000 км наработки транспортной машины

$$\Delta_{п1000} = \sum_{i=1}^m \Delta_{ni} N_{1000i},$$

где  $\Delta_{ni}$  — износ пары трения за одно включение на  $i$ -м режиме работы. Допустимый износ дисков трения определяется сопоставлением ограничений, налагаемых конструкцией фрикциона и самого диска. Для МКД, работающих всухую, он лимитируется толщиной металло-керамических накладок и способом их крепления к основе диска.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Жучков В. М., Филиппов А. Н., Юдин Е. Г. К расчету гидродинамических потерь мощности в дисковых фрикционных узлах // Известия вузов. Машиностроение. – 1982. – № 4. – С. 3–7.
2. Крагельский И. В. Трение и износ. – М.: Машиностроение, 1968. – 480 с.
3. Трение, изнашивание и смазка: Справочник / Под ред. И.В. Крагельского и В.В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1979. – Т. 2. – 358 с.
4. Дроздов Ю. Н. Обобщенные характеристики для оценки износостойкости твердых тел // Трение и износ. – 1980. – Т. 1. – № 3. – С. 417–424.
5. Фанталов В. С., Жучков В. М., Юдин Е. Г. Износостойкость фрикционных элементов, работающих в масле // Известия вузов. Машиностроение. – 1982. – № 12. – С. 59–62.

Статья поступила в редакцию 24.02.04

---

УДК 539.3

А. Е. Белкин, Н. Л. Нарская

### **КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫЙ АНАЛИЗ КОНТАКТА АВТОМОБИЛЬНОЙ ШИНЫ С ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ НА ОСНОВЕ ОБОЛОЧЕЧНОЙ МОДЕЛИ**

*Рассмотрены формулировка и основные этапы решения геометрически нелинейной контактной задачи обжатия шины. Для выполнения условий контакта использован метод конечных элементов с процедурой множителей Лагранжа. Деформации шины описываются теорией оболочек типа Тимошенко. Расчеты выполнены с помощью четырехугольного четырехузлового оболочечного элемента МТС<sub>4</sub>, для которого подробно представлены определяющие соотношения и результаты тестирования. Приведен пример расчета обжатия автомобильной шины.*

Исследование контакта автомобильной шины с опорной поверхностью является одной из наиболее важных задач механики шин. Численному решению этой задачи посвящены работы [1–6], в которых используются различные по степени детальности моделирования и точности подходы. В основном используются две расчетные модели: сло-