

**Пожбелко В.И.**Южно-Уральский государственный  
университет,  
г. Челябинск, Россия**РЕОЛОГИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ  
И ДИАГРАММА НАГРУЖЕНИЯ  
ДЕФОРМИРУЕМЫХ ЧЕРЕЗ  
ФРИКЦИОННЫЙ КОНТАКТ ТЕЛ  
ПРИ ПЕРЕХОДЕ ОТ ПОКОЯ  
К ДВИЖЕНИЮ БЕЗ СМАЗКИ**

Трение играет определяющую роль во всех без исключения физических процессах фрикционного взаимодействия тел как в живой природе, так и в любых машинах и механизмах и потому исследуется в многочисленных трудах [1] - [12]. Под силой трения (которая существенно зависит от отсутствия или наличия смазки) понимают силу сопротивления, необходимую для тангенциального перемещения одного тела относительно другого при их фрикционном взаимодействии.

Трение без смазочного материала имеет место во фрикционных передачах, тормозах, демпферах сухого трения, в узлах машин пищевой, текстильной и химической промышленности и в узлах машин, работающих в условиях высоких температур (когда любой смазочный материал недопустим и непригоден), а также в транспорте с фрикционной опорой типа «колесо - рельс», а режим перехода от покоя к движению без смазки возникает при разгоне машин и постоянно происходит в контакте «колесо автомобиля-дорога». Более того, режим работы без смазки является неотъемлемой частью работы машин с гидродинамическими подшипниками скольжения, когда при их разгоне зазор в подшипнике равен нулю – между вращающимся валом и цапфой возникает сухое трение (турбины гидроэлектростанций, двигатели внутреннего сгорания и др.).

Явление трения представляет сложный с позиций динамического моделирования процесс механического и молекулярного взаимодействия контактирующих поверхностей при их проскальзывании [1 - 12]. Процесс скольжения трущихся поверхностей начинается только после достижения *наибольшей* силы трения покоя, которая традиционно и повсеместно определяется только экспериментально [1 - 5]. Большое число и сложные взаимосвязи параметров, влияющих на динамику процесса трения различных материалов, сдерживают поиск общих теоретических закономерностей при расчетах возникающей силы сопротивления (силы трения). В результате этого наиболее известные законы трения являются *экспериментальными* (например, Амонтона–Кулона), а *динамика* пар трения (трибодинамика) остается малоизученной.

В работе [11] впервые ставится и решается задача о доказательстве существования и аналитическом определении величины предельно достижимых в природе силы и коэффициентов трения при заданной нормальной нагрузке  $N'$  (т.е. точной количественной оценке предельных возможностей передачи трением усилий в машинах). С математической точки зрения это задача поиска глобального экстремума неопределенной функции *неизвестного* множества переменных (в виде силы трения), причем существующими математическими методами данная задача вообще неразрешима.

В работе [11] предложен другой путь решения этой задачи – создание механической модели трения и динамический анализ механизма трения. Разработанная на основе аналитического моделирования *динамическая теория предельного трения* содержит полученные автором следующие новые законы, универсальные константы и закономерности трения:

1. Аналитический закон предельного трения твердых тел:

$$F_s(t_0, v_n) = f_k \cdot N' \left\{ 1 + \frac{1}{2} [1 - \exp(-k_0 t_0)] \left[ 1 - \exp\left(-\frac{k_1}{v_n}\right) \right] \right\}; \Rightarrow F_k \leq F_s \leq \frac{3}{2} F_k, \quad (1)$$

который по сравнению с классическими законами Амонтона - Кулона [9] является более информативным, так как дополнительно содержит совместную зависимость статической силы трения от времени останковки ( $t_0$ ) и от скорости (т.е. времени) тангенциального нагружения фрикционного контакта ( $v_n$ ) – и поэтому может быть использован в *динамических* расчетах узлов трения машин. Здесь приняты обозначения:  $F_k$ ,  $f_k$  – сила и коэффициент трения движения;  $F_s$ ,  $f_s$  – сила и коэффициент трения покоя;  $k_0$ ,  $k_1$  – коэффициенты,  $N'$  – нормальная нагрузка на фрикционный контакт;  $v_n = c v_0$ ,  $c$  – жесткость привода,  $v_0$  – задающая скорость привода.

В работе [12] зависимость (1) преобразована (путем деления  $N'$  и  $F_s$  на фактическую площадь фрикционного контакта) в закон предельного *молекулярного* трения, связывающий возникающие при сдвиге в паре трения нормальные и касательные напряжения.

Таким образом, данный закон (1) описывает наиболее общий случай фрикционного взаимодействия контактирующих тел и *в частном случае* ( $t_0 \rightarrow 0$ ,  $v_n \rightarrow \infty$ ) приводится к закону Амонтона - Кулона (фигурная скобка в выражении (1) становится равной единице).

Закон предельного трения (1) в виде двойной экспоненциальной временной зависимости трения  $F_s(t_0, v_n)$  позволяет установить существующий в природе предел сил трения, определить условия его достижения ( $t_0 \rightarrow \infty, v_n \rightarrow 0$ ) и выявить следующую ранее неизвестную **закономерность**:

- в природе (а значит и в любой машине, механизме) существует динамический предел увеличения силы трения покоя, равный  $\frac{3}{2}$  силы трения движения и обусловленный динамикой триботехнической системы.

2. Аналитический закон предельного перепада силы трения:

$$\Delta F(t_0, v_n) = F_s - F_k = \frac{1}{2} \cdot f_k \cdot N' \left\{ \left[ 1 - \exp(-k_0 t_0) \right] \left[ 1 - \exp\left(-\frac{k_1}{v_n}\right) \right] \right\}; 0 \leq \Delta F \leq \frac{1}{2} F_k. \quad (2)$$

Двойной экспоненциальный временной закон предельного трения (2) является следствием закона (1) и позволяет установить существующий в природе предел перепада силы трения, определить условия его достижения ( $t_0 \rightarrow \infty, v_n = 0$ ) и выявить следующую ранее неизвестную **закономерность**:

- в природе (а значит и в любой машине, механизме) существует динамический предел перепада силы трения после срыва тела, равный  $\frac{1}{2}$  силы трения движения твердых тел и обусловленный динамикой триботехнической системы.

3. Из законов предельного трения (1) и (2) можно установить [10], [11] существование следующих физических пределов, представляющих новые универсальные физические константы трения твердых тел (общим числом девять):

$$\frac{4}{9}; \frac{2}{3}; \frac{3}{2}; \frac{1}{2}; \frac{2}{9}; \frac{2}{9} g; \arctg \frac{4}{9}; \arctg \frac{2}{3}; \arctg \frac{3}{2}, \quad (3)$$

определяющие предельно достижимые (для любых материалов и условий) коэффициенты и силы порогового трения движения и покоя, их перепады и максимальное ускорение любых твердых тел ( $a$ ) при переходе от покоя к движению за счет фрикционного взаимодействия с опорной поверхностью; соответствующие им предельно возможные углы трения покоя ( $\varphi_s$ ) и движения ( $\varphi_k$ ), а также максимально допустимый угол давления на холостом ходу механизмов ( $\vartheta_{\max}$ ), исключающий заклинивание фрикционной пары:

$$\lim f_k = \frac{4}{9}; \lim f_s = \frac{2}{3}; \lim \Delta f = \lim (f_s - f_k) = \frac{2}{9}; \lim \frac{\Delta f}{f_k} = \frac{1}{2};$$

$$\lim F_k = \frac{4}{9} N'; \lim F_s = \frac{2}{3} N'; \lim (F_s / F_k) = \frac{3}{2}; \lim \Delta F = \lim (F_s - F_k) = \frac{2}{9} N';$$

$$\lim a = \frac{2}{9} g; \lim \frac{\Delta F}{F_k} = \frac{1}{2}; \lim \varphi_k = \arctg(\lim f_k) = \arctg \frac{4}{9} = 23^\circ 57';$$

$$\lim \varphi_s = \arctg \frac{2}{3} = 33^\circ 41'; \lim \vartheta_{\max} = 90 - \arctg(\lim f_s) = \arctg \frac{3}{2} = 56^\circ 19'.$$

Практические выводы из анализа универсальных констант трения (3):

1. Для гарантированного предотвращения фрикционного заклинивания проектируемого, например, рычажного или кулачкового механизма следует вместо рекомендуемого на холостом ходу [9] эмпирического максимально допускаемого угла давления  $\vartheta_{\max} \approx 60^\circ$  задавать его более точный аналитический предел  $\vartheta_{\max} = 56^\circ$  (пороговое значение угла давления) – особенно при продолжительном неподвижном фрикционном контакте (до начала движения) и малых скоростях скольжения.

2. Нельзя создать фрикционные материалы с  $f_k > \frac{4}{9}$  (точный порог внешнего трения твердых тел) и потому для превышения указанного барьера силы трения необходимы специальные конструктивные решения (например, применение вакуумных сцеплений в автомобилях – для увеличения силы  $N'$  сжатия фрикционных дисков).

3. Максимально достижимый коэффициент сцепления *гладкого* колеса с опорной поверхностью равен  $\varphi_x = \lim f_s = \frac{2}{3}$  (точный порог внутреннего трения твердых тел).

На основе механической модели трения [10, 11] (рис. 1), аналитических законов предельного трения (1), (2) и универсальных констант (3) сложное явление трения и процесс образования силы сопротивления сдвигу твердых тел в машинах и механизмах без смазки можно формализовать и наглядно представить в виде обобщенной диаграммы и набора графиков (рис. 2 - 4), отображающих закономерности динамики изменения силы трения и износа в областях внешнего и внутреннего трения деформируемых твердых тел.

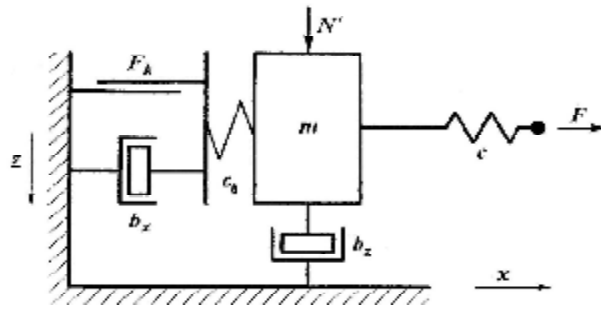


Рис. 1 – Механическая модель трения (двумерная модель динамического взаимодействия пары трения):  
 I период – внедрение твердого тела сосредоточенной массы по нормали вдоль оси  $z$  и усиление фрикционных связей  $b_x$  за время неподвижного фрикционного контакта;  
 II период – предварительное смещение деформируемого твердого тела распределенной массы до его срыва;  
 III период – скольжение твердого тела сосредоточенной массы вдоль оси  $x$  после разрыва фрикционных связей  $b_x$  в виде образовавшегося в I периоде объемного вязко-пластического «третьего тела»  
 ( $c_0$  – жесткость сдвигаемой системы;  $c$  – жесткость привода)

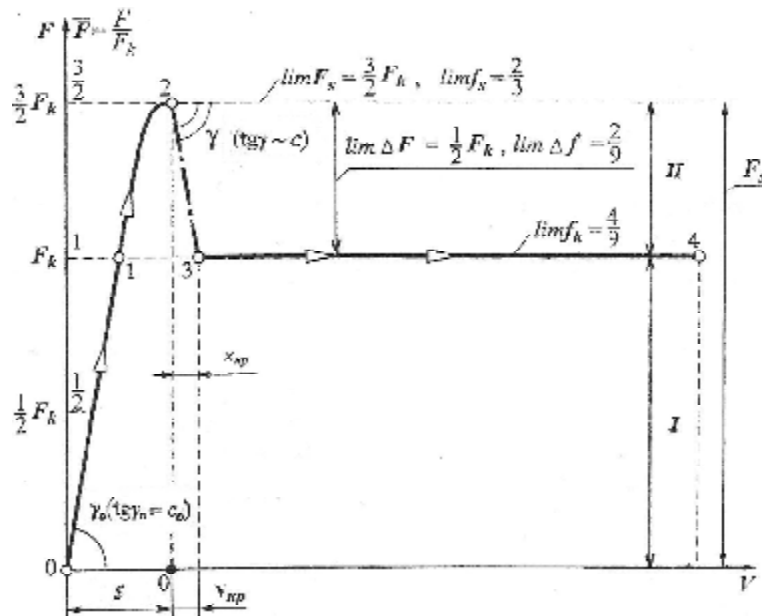


Рис. 2 – Обобщенная диаграмма перехода деформируемого твердого тела от покоя к движению без смазки:  
 $F$  – сила сопротивления сдвигу;  $V$  – скорость скольжения;  $S$  – предварительное смещение до срыва тела в точке 2;  
 точка 0 – фаза неподвижного фрикционного контакта ( $F = 0$ ); 0 – 1 – зона «А» упругой деформации ( $0 < F \leq F_k$ );  
 1 – 2 – зона «В» совместной упругой и пластической деформации ( $F_k \leq F \leq F_s$ );  
 2 – 3 – зона «С» – нестабильного трения и скачкообразного движения ( $F_s \geq F > F_k$ );  
 3 – 4 – зона «D» равномерного движения ( $F = F_k$ ); 1 – 2 – 3 – образование «зуба сухого трения»;  
 $g$  – угол наклона падающей упругой характеристики привода вида  $F(x) = F_s - xtg\gamma$  (где  $tg\gamma = k \cdot c$ ,  $c$  – жесткость привода);  
 I – область внешнего трения твердых тел; II – область внутреннего трения твердых тел

При моделировании динамики процесса трения фрикционные связи (образующие так называемое [1 - 3] «третье тело») предлагается рассматривать (рис. 1), как двунаправленный демпфер вязкого трения, представляющий вязкое течение фрикционных связей сначала по нормали оси  $z$  (при  $F = 0$ ), за время  $t_0$ , а затем вдоль оси  $x$  под действием сдвигающей силы  $F > F_k$ .

Механическая модель трения (рис. 1) отражает все фазы реального процесса динамического взаимодействия пары трения, как во время остановки твердых тел, так и во время их последующего сдвига – и поэтому данная модель трения пригодна как для построения физической картины «передачи сил» [10], так и для рассмотрения процесса возникновения движения в механической системе с учетом ее динамической деформации (рис. 2).

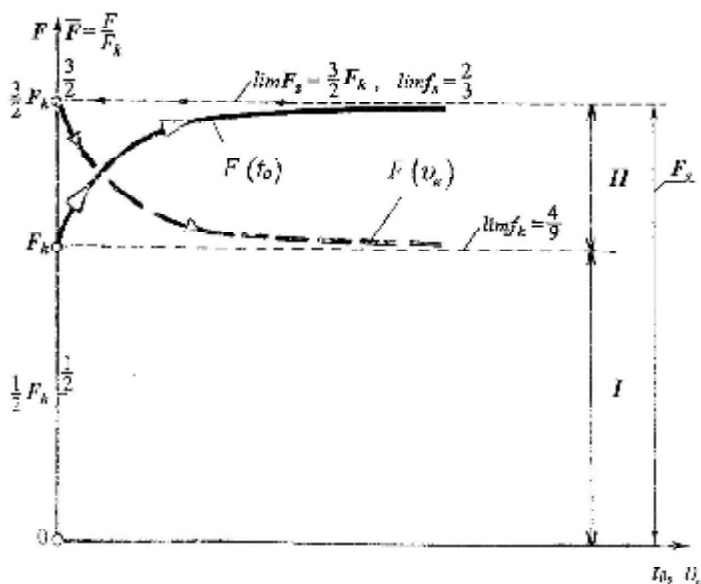


Рис. 3 – Двойная экспоненциальная предельная зависимость силы и коэффициента трения покоя от продолжительности неподвижного фрикционного контакта ( $t_0$ ) и скорости его тангенциального нагружения ( $v_n$ ):  
I – область внешнего трения твердых тел;  
II – область внутреннего трения твердых тел

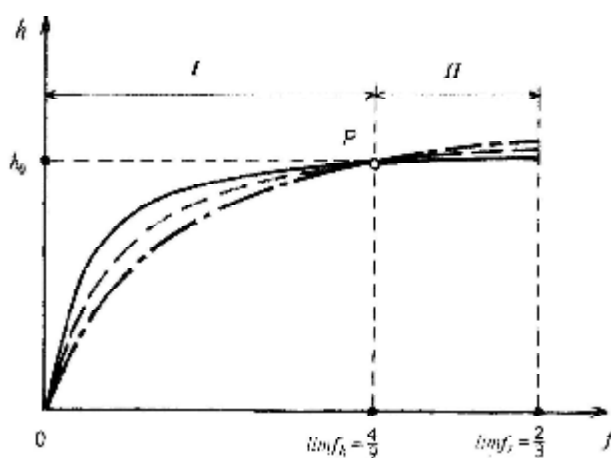


Рис. 4 – Закономерности износа фрикционных поверхностей твердых тел:  
I – область внешнего трения;  
II – область внутреннего трения;  
точка P – порог внешнего трения с одинаковым износом твердых тел  $h = h_0$  (нулевой уровень износа)

Представленные на рис. 2, 3 и 4 графики имеют следующие особенности:

1. Обобщенная диаграмма на рис. 2 содержит зону «A» упругой деформации (прямая 0 - 1), зону «B» совместной упругой и пластической деформаций (кривая 1 - 2) и зону «C» нестабильного трения после срыва тела в точке 2 (прямая 2 - 3).

2. Показанная на рис. 2 и 3 область II (перепада силы трения) представляет собой разность между силой трения покоя до срыва тела и силой трения при его последующем движении.

3. Показанная на графиках рис. 4 уменьшение интенсивности износа при увеличении коэффициента трения за пределы точки P (нулевой уровень износа [3, с. 90]) объясняется начинающимся после точки P пластическим сдвигом поверхностных контактирующих слоев пары трения именно в следствии перехода внешнего сухого трения твердых тел в область их внутреннего вязкого трения.

## Заключение

На основе аналитических временных зависимостей трения (1), (2), универсальных констант (3) и обобщенной диаграммы перехода от покоя к движению без смазки (см. рис. 2) можно предложить следующее представление о возникающем при динамическом фрикционном взаимодействии твердых тел явлении трения и сформулировать следующие законы предельного трения (согласующиеся с многолетними экспериментами разных авторов [1, с. 355], [2, с. 483], [3, с. 102], [4, с. 161], [5, с. 61]).

### I. Динамическая теория предельного трения

1. Возникающая в упругой триботехнической системе деформируемых твердых тел сила сопротивления их относительному сдвигу формируется динамическими процессами в самой системе по законам предельного трения (1) и (2) и диаграмме перехода от покоя к движению (см. рис. 2) с четко выраженными абсолютными численными пределами роста силы и коэффициента трения.

2. Так называемая «сила трения покоя»  $F_s$  [1 - 9] в действительности представляет собой «силу сопротивления движению отдельных частиц деформируемого твердого тела», возникающую в процессе его предварительного смещения в результате упругой и пластической деформации (зоны «А» и «В» на рис. 2). Величина  $F_s$  зависит от трех основных динамических параметров, определяющих динамику пары трения и размер зоны «С» неустойчивого трения:

а) продолжительности неподвижного (по оси  $x$ ) фрикционного контакта, за время  $t_0$  которого происходит внедрение сдвигаемого тела по нормали (ось  $z$ ) и усиление фрикционных связей по законам (1) и (2), представленным на рис. 3;

б) скорости последующего тангенциального нагружения фрикционного контакта  $v_n$ , равной произведению задающей скорости сдвигающего привода на его жесткость; указанное в законах (1) и (2) и на графике рис. 3 снижение силы трения  $F_s$  и ее перепада  $\Delta F$  при увеличении  $v_n$  можно объяснить возникновением дополнительной силы инерции от волновой деформации частиц сдвигаемого тела, ослабляющей фрикционной связи;

в) жесткости сдвигающего привода, влияющей не только на скорость тангенциального нагружения фрикционного контакта (а, следовательно, согласно (1) и (2) на величину  $F_s$  и  $\Delta F$ ), но и на размер зоны «С» скачкообразного движения после срыва тела – по диаграмме перехода, где  $\operatorname{tg}\gamma = \frac{\Delta F}{x_{кр}} = k_* c$ ,

сразу легко определяем:  $x_{кр} = \frac{\Delta F}{k_* c} \leq \frac{F_k}{2k_* c}$  (аналогично из условия перехода в точке 3 диаграммы накопленной до срыва упругой энергии привода жесткостью  $c$  в кинетическую энергию разгона тела массой  $m$  получаем:  $v_{кр} = x_{кр} \sqrt{\frac{c}{m}}$ ).

3. Согласно обобщенной диаграмме перехода (рис. 2), возникающее в машинах и механизмах без смазки превышение силы трения покоя по сравнению с силой трения движения (в виде «зуба сухого трения» на рис. 2) является неизбежным и объясняется возникающей в области внутреннего трения твердых тел (область II на рис. 2) пластической деформацией фрикционных связей (вязким течением «третьего тела»), увеличивающей силу сопротивления сдвигу ( $F_s > F_k$ ) до срыва тела в точке 2 диаграммы.

4. Согласно двойной экспоненциальной временной зависимости законов предельного трения (1) и (2) сила трения покоя формируется динамическими процессами в самой триботехнической системе в два этапа (рис. 3):

*I этап.* Сначала сила  $F_s$  увеличивается пропорционально продолжительности неподвижного (вдоль оси  $x$ ) фрикционного контакта  $t_0$ , стремясь к максимуму  $\lim F_s = \frac{3}{2} F_k$ , что объясняется усилением фрикционных связей за время  $t_0$ .

*II этап.* Затем необходимая для срыва тела сила  $F = F_s$  уменьшается, стремясь к минимуму  $F_s = F_k$ , пропорционально скорости тангенциального нагружения фрикционного контакта  $v_n$  и жесткости привода – что объясняется возникновением дополнительного нагружения фрикционных связей силой инерции от волновой деформации сдвигаемого тела.

5. В триботехнической системе с упругим приводом ( $\gamma < 90^\circ$  на рис. 2) *скачок* силы трения и, соответственно, *скачок* ускорения после срыва тела отсутствует. Сила трения после срыва тела (сила упругости привода) уменьшается постепенно (поэтому в области малых скоростей скольжения и перемещений тела образуется зона «С»); интенсивность этого падения пропорциональна жесткости привода.

В результате возникает важное *динамическое свойство триботехнической системы*:

- ускорение срыва тела при переходе от покоя к движению **равно** ускорению динамической деформации тела в конце предварительного смещения (граничная точка 2 диаграммы на рис. 2) и возникает сразу после разрыва фрикционной связей (следовательно, *скачок* ускорения и, соответственно, *скачок* силы трения в момент срыва тела отсутствует).

6. В жесткой триботехнической системе твердых тел ( $\gamma = 90^\circ$  на рис. 2) зона «С» скачкообразного движения отсутствует. В упругой триботехнической системе ( $\gamma < 90^\circ$ ) возникновение скачкообразного движения при малых перемещениях ( $x < x_{кр}$ ) и скоростях ( $V < V_{кр}$ ) в зоне «С» при  $F_s > F_k$  неизбежно из-за избыточной энергии, накопленной в упругом приводе до срыва тела (зона «В» на рис. 2).

7. Согласно диаграмме перехода от покоя к движению (рис. 2) и законам (1) и (2) для уменьшения зоны «С» вредного скачкообразного движения типа «прилипание – скольжение» (и тем самым увеличения точности позиционирования рабочих органов машин, например, станков и роботехники) необходимо:

а) повышать жесткость сдвигающего привода (т.е. угол  $\gamma$  на рис. 2);

б) уменьшать перепад силы и коэффициента трения  $\Delta F$ ,  $\Delta f$  (за счет уменьшения периода  $t_0$  и величины  $f_k$ , подбора пар трения с малой интенсивностью роста  $F_s$  за время  $t_0$ , применения гидроразгрузки направляющих и гидростатических подшипников и т.д.).

## II. Законы предельного трения

**Закон 1.** В природе, а, следовательно, в любой машине и механизме, существует динамический предел роста силы (коэффициента) трения покоя, равный  $\frac{3}{2}$  силы (коэффициента) трения движения, и возникающий при переходе от покоя к движению предел перепада силы (коэффициента) трения, равный  $\frac{1}{2}$  силы (коэффициента) трения движения:

$$F_s = F_k \left\{ 1 + \frac{1}{2} [1 - \exp(-k_0 t_0)] \left[ 1 - \exp\left(-\frac{k_1}{v_n}\right) \right] \right\}; \Rightarrow F_k \leq F_s \leq \frac{3}{2} F_k; \lim F_s = \frac{3}{2} F_k,$$

$$f_s = f_k \left\{ 1 + \frac{1}{2} [1 - \exp(-k_0 t_0)] \left[ 1 - \exp\left(-\frac{k_1}{v_n}\right) \right] \right\}; \Rightarrow f_k \leq f_s \leq \frac{3}{2} f_k; \lim f_s = \frac{3}{2} f_k,$$

$$\Delta F = F_s - F_k = \frac{1}{2} F_k \left\{ [1 - \exp(-k_0 t_0)] \left[ 1 - \exp\left(-\frac{k_1}{v_n}\right) \right] \right\}; \Rightarrow 0 \leq \Delta F \leq \frac{1}{2} F_k; \lim \Delta F = \frac{1}{2} F_k,$$

$$\Delta f = f_s - f_k = \frac{1}{2} f_k \left\{ [1 - \exp(-k_0 t_0)] \left[ 1 - \exp\left(-\frac{k_1}{v_n}\right) \right] \right\}; \Rightarrow 0 \leq \Delta f \leq \frac{1}{2} f_k; \lim \Delta f = \frac{1}{2} f_k.$$

**Закон 2.** В триботехнической системе без смазки сила трения покоя изменяется прямо пропорционально силе трения движения  $F_k$  и возрастает до предела, равного  $\frac{3}{2} F_k$ , при увеличении продолжительности неподвижного фрикционного контакта ( $t_0 \rightarrow \infty$ ) и/или уменьшении скорости его тангенциального нагружения ( $v_n \rightarrow 0$ ).

**Закон 3.** Ускорение срыва тела изменяется прямо пропорционально силе трения движения и в пределе равно отношению силы трения движения к удвоенной массе тела:

$$a = \frac{\Delta F}{m} \leq \frac{F_k}{2m}; \lim a = \frac{f_k}{2} g.$$

*Следствие 1.* Предел отношения силы (коэффициента) силы трения покоя к силе (коэффициенту) трения движения равен:

$$\lim \frac{F_s}{F_k} = \lim \frac{f_s}{f_k} = \frac{3}{2}.$$

*Следствие 2.* Предел отношения перепада силы (коэффициента) трения к силе (коэффициенту) трения движения равен:

$$\lim \frac{\Delta F}{F_k} = \lim \frac{F_s - F_k}{F_k} = \frac{1}{2}; \quad \lim \frac{\Delta f}{f_k} = \lim \frac{f_s - f_k}{f_k} = \frac{1}{2}.$$

*Следствие 3.* Предел коэффициента трения движения (порог внешнего трения твердых тел) равен:

$$\lim f_k = \frac{4}{9}.$$

*Следствие 4.* Предел коэффициента трения покоя (порог внутреннего трения твердых тел) равен:

$$\lim f_s = \frac{2}{3}.$$

*Следствие 5.* Предел перепада силы и коэффициента трения при переходе от покоя к движению равен:

$$\lim \Delta F = \frac{1}{2} \lim F_k; \quad \lim \Delta f = \frac{1}{2} \lim f_k = \frac{2}{9}.$$

*Следствие 6.* Предел ускорения тела массой  $m$  при переходе тела от покоя к движению за счет фрикционного взаимодействия с опорной поверхностью равен:

$$\lim a = \frac{\lim \Delta F}{m} = \frac{F_k}{2m} = \frac{G \lim f_k}{2m} = \frac{2}{9} g.$$

*Следствие 7.* Предел угла трения движения равен:

$$\lim \varphi_k = \arctg(\lim f_k) = \arctg \frac{4}{9} = 23^\circ 57'.$$

*Следствие 8.* Предел угла трения покоя равен:

$$\lim \varphi_s = \arctg(\lim f_s) = \arctg \frac{2}{3} = 33^\circ 41'.$$

*Следствие 9.* Предел угла давления на холостом ходу механизмов без заклинивания фрикционной пары равен:

$$\lim \alpha_{\max} = 90 - \arctg(\lim f_s) = 90 - \arctg \frac{2}{3} = \arctg \frac{3}{2} = 56^\circ 19'.$$

### III. Реология физических процессов трения деформируемых твердых тел

На основании представленной механической модели упруговязкого трения (рис. 1) и отвечающих ей графиков (рис. 2, 3 и 4) можно сделать следующее утверждение и дать новые определения, приводящие к любопытной (с практической точки зрения) гипотезе:

1. **Базовое утверждение.** В механической силовой системе деформируемых через фрикционный контакт твердых тел на пороге  $P$  внешнего трения (рис. 2) происходит переход от упругой деформации к совместной упругой и пластической деформации фрикционного контакта (вследствие возникающей выше порога  $P$  вязкоупругости фрикционных связей, образующих "третье тело").

2. **Определение.** Сила (кинетического) трения движения - это сила сопротивления упругому сдвигу на пороге  $P$  внешнего трения деформируемых твердых тел, возникающая в момент перехода упругой деформации фрикционных связей в упруго-пластическую.

3. **Определение.** Сила (статического) трения покоя - это совокупность силы трения движения и дополнительной силы сопротивления (вследствие возникающего выше порога  $P$  вязкоупругого сдвига фрикционных связей), величина которой стремится к точному пределу, равному  $3/2$  от силы трения движения (согласно представленным законам предельного трения 1, 2 и 3).

4. **Гипотеза.** При создании на пороге  $P$  (упругого) внешнего трения деформируемых твердых тел предварительно напряженного состояния и ослабления фрикционных связей отличными от приложения тангенциальной сдвигающей силы способами - должна возникать аномально низкая сила трения (сопротивления разрыву этих связей).

*Примечание к гипотезе.* В машиностроении явно просматриваются следующие 2 физических способа реализации данной гипотезы:

1. *Энергетических способ* — за счет постоянного облучения фрикционных связей ионизирующим потоком частиц (в работе [14], с. 92, п. 8 отмечен экспериментально зафиксированный эффект снижения первоначального коэффициента трения с 0,1 до 0,0015 под воздействием облучения сдвигаемых твердых тел энергоемким потоком частиц гелия – который теперь можно объяснить данной гипотезой; причем после прекращения облучения коэффициент трения восстанавливается опять до 0,1 – что тоже подтверждает данную гипотезу).

2. *Механический способ* – предполагает создание [13] напряженного состояния фрикционных связей их ослабление путем предварительного изгиба гибкого фрикционного тела с малым радиусом кривизны изгиба (на практике это подтверждается снижением в ременных передачах [17] окружной силы трения при уменьшении диаметра шкива).

*Примечание.*

Базовое утверждение и отвечающая ему диаграмма на рис. 2 согласуются с известными экспериментами разных авторов на полученных в процессе натуральных испытаний тяговых характеристиках фрикционных механизмов:

а) зависимости коэффициента сцепления колеса автомобиля от коэффициента его скольжения при моделировании антиблокировочной системы торможения [15, с. 33, рис. 1];

б) тяговые характеристики скольжения типовых ременных передач [16, с. 613], [17, с. 609];

в) тяговые характеристики относительного скольжения ведущего и ведомого контактирующих упругих колес фрикционного механизма [18, с. 264, рис. 13.4].

### Литература

1. Мур Д. Основы и применения трибоники (пер. с англ.) – М.: Изд-во «МИР», 1978. – 488 с.
2. Боуден Ф.П., Тейбор Д. Трение и смазка твердых тел (пер. с англ.). – М.: Машиностроение, 1968. – 542 с.
3. Польцер Г., Майсснер Ф. Основы трения и изнашивания (пер. с нем.). – М.: Машиностроение, 1984. – 263 с.
4. Трение, изнашивание и смазка. Справочник. В 2-х кн. Кн. 2. /Под ред. И.В. Крагельского и В.В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1979. – 358 с.
5. Пуш В.Э. Конструирование металлорежущих станков // М.: Машиностроение, 1977. – 358 с.
6. Чичинадзе А.В. Расчет и исследование внешнего трения при торможении. М.: Наука, 1967. – 232 с.
7. Дроздов Ю.Н. Передаточные механизмы. Справочник. Кн. 2. – М.: Машиностроение, 1979. – С. 113-147.
8. Горячева И.Г., Добычин М.Н. Контактные задачи в трибологии. М.: Машиностроение, 1988. – 256 с.
9. Теория механизмов и механика машин: Учебник для вузов/ К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др.; Под ред. К.В. Фролова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 664 с.
10. Пожбелко В.И. Динамическая теория предельного трения // Теория механизмов и механика машин в вопросах и ответах: Учебное пособие для вузов. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2004. – С. 143-156.
11. Пожбелко В.И. Механическая модель трения и нахождение универсальных триботехнических констант // Известия Челябинского научного центра. – Челябинск: УрО РАН, 2000. Вып. 1. – С. 33-38.
12. Пожбелко В.И. Аналитическая временная зависимость статического трения и пороговая прочность фрикционных связей // Известия Челябинского научного центра. – Челябинск: УрО РАН, 2000. Вып. 1. – С. 39-43.
13. Пожбелко В.И. Силовые закономерности упруго-деформируемой ременной передачи (новая постановка задачи Эйлера) / Известия Челябинского научного центра. – Челябинск: УрО РАН, 2000. Вып. 3. – С. 56-62.
14. Гаркунов Д.Н. Триботехника. – М.: Машиностроение, 1985. – 424 с.
15. Кравец В.Н., Мусарский Р.А., Мотренко А.В. Моделирование работы антиблокировочной системы легкового автомобиля / Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, №2 / 2011. – С. 31-35
16. Крайнев А.Ф. Механика машин. Фундаментальный словарь. - М.: Машиностроение, 2000. – 904 с.
17. Машиностроение. Энциклопедия / Детали машин. Том IV-1 // Отв.ред. К.С.Колесников. – М.: Машиностроение, 1995. – 864 с.
18. Вopilкин Е.А. Расчет и конструирование механизмов приборов и систем. - М.: Высш. школа, 1980. – 463 с.

Надійшла 29.06.2011