

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СТАТИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБИЛЬНОГО ФРИКЦИОННОГО СЦЕПЛЕНИЯ КАК ОБЪЕКТА АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ

К.Т.Н. Есаков А.Е., К.Т.Н., Кретов. А.В., Потепун И.В., Балабанов К.В.

Университет машиностроения

ravn@mail.ru

Сокращение расходов, связанных с эксплуатацией автомобилей, за счет повышения ресурса их систем является актуальной научно-технической задачей, решение которой может осуществляться различными путями. Один из таких путей состоит в использовании автоматики, обеспечивающей оптимальные режимы работы. Известно, что пары трения сцеплений самоходных машин – наименее долговечные узлы их трансмиссий, поэтому приведенные выше соображения особо актуальны именно для них. Дисковое фрикционное сцепление есть система, состояние которой меняется в процессе эксплуатации вследствие износа накладок ведомых дисков. Рассматривая его в качестве одного из объектов управления автоматической механической ступенчатой трансмиссии, следует отметить, что изменение состояния влечет за собой изменение характеристик протекания рабочих процессов. При отсутствии в системе автоматического управления средств устранения этого изменения или же его отслеживания и компенсации используемый данной системой алгоритм будет постепенно терять адекватность объекту, следствием чего станет ускоренный износ накладок и увеличение расходов, связанных как с заменами ведомого диска, так и с простоем автомобиля во время ремонтов. Наличие в конструкции сцепления элементов, имеющих нелинейные упругие характеристики, позволяет предположить, что описанный процесс будет иметь нетривиальный характер, требующий исследования собственных ему закономерностей, что в дальнейшем позволит оценить их влияние на нагруженность пар трения. В настоящей работе построением и реализацией соответствующей математической модели решается первая из упомянутых задач применительно к фрикционному однодисковому сухому сцеплению, нажимное усилие в котором создается разрезной тарельчатой пружиной с прямой установкой.

Ключевые слова: автомобиль, фрикционное сцепление, объект управления, статическая характеристика, тарельчатая пружина, ведомый диск, упругая характеристика, фрикционные накладки, износ, долговечность

Введение

Механические ступенчатые трансмиссии с автоматизированными и автоматическими приводами управления агрегатами, появившись в конце 20-х годов XX-го века [1], заняли к настоящему времени определенную нишу в автомобилестроении, чему в значительной степени поспособствовало развитие электронной техники. Первичными объектами автоматизации в таких трансмиссиях являются фрикционные сцепления, поскольку автоматическое управление коробкой передач в любом случае подразумевает четко согласованные с ним управляющие воздействия, направленные на размыкание сцепления и его последующее замыкание, которые водитель в связи с заведомо ограниченными возможностями организма не

в состоянии осуществлять должным образом. Это обстоятельство подтверждается и исторической практикой автомобилестроения, в которой известны так называемые полуавтоматические трансмиссии, где управление сцеплением возложено на автоматику, а переключение передач остается за водителем [1, 2].

Целью работы является теоретическое исследование статической характеристики автомобильного фрикционного сцепления как объекта автоматического управления.

Материалы и методы исследования

Автомобильное фрикционное сцепление как объект автоматического управления рассматривалось в значительном числе работ, тематический обзор которых проведен в [3].

В подавляющем их большинстве алгоритм управления представлен в виде функциональной зависимости момента сил трения в сцеплении от одного или нескольких параметров управления. Отдельными авторами в качестве управляемой величины рассматривается усилие прижатия фрикционных элементов или же усилие на органе управления, каковым является либо рычаг вилки выключения сцепления, либо подшипник выключения сцепления (выжимной подшипник). Вместе с тем, ни в одном из упомянутых трудов не учитывается историчность системы, являющейся объектом управления.

Для пояснения начнем с того, что определим функцию в системологическом смысле как предмет, составляющий назначение или роль объекта. Соответственно, функционирование есть выполнение объектом своего назначения или своей роли. Любое последовательное изменение свойств и состояний системы в целом и ее элементов и связей в отдельности назовем эволюцией (процессом) системы, а эволюцию при выполнении системой своих функций – рабочим процессом. Эволюция системы не всегда непосредственно соотносится с ее назначением или ролью. С течением времени свойства элементов и связи между ними могут изменяться в силу различных причин, влияя – чаще всего нежелательным образом – на протекание рабочего процесса. В этом и проявляется такая закономерность систем как историчность [4], которую следует принимать во внимание при решении связанных с ними задач.

Применительно к рассматриваемой проблеме, историчность выражается, прежде всего, в том, что в эксплуатации вследствие трения и связанных с ним физических явлений происходит естественный постепенный износ (уменьшение толщины) фрикционных накладок ведомого диска, и, соответственно, некоторым образом меняются силовые соотношения в механизме сцепления, а значит, и его передаточная функция. В результате алгоритм, созданный для определенного состояния накладок (как правило, рассматриваются неизношенные накладки), перестает быть оптимальным, что, в свою очередь, дает экспоненциальный рост интенсивности изнашивания и, как следствие, уменьшение потенциального ресурса. Косвенно эти соображения подтверждаются данными, приведенными в работе [5], а также

тем фактом, что некоторые из существующих ныне систем автоматического управления фрикционными сцеплениями включают узлы, предназначенные для компенсации вызванного линейным износом накладок изменения кинематических (но не силовых) соотношений [6].

Оценка данного изменения и его последствий в качественном и количественном аспектах возможна путем выявления и дальнейшего исследования передаточной функции механизма фрикционного сцепления, которая представляет собой зависимость момента сил трения (крутящего момента, передаваемого от двигателя в трансмиссию) M_c от усилия, прикладываемого к органу управления. Однако это подразумевает анализ влияния многих динамических факторов различной природы с привлечением достаточно сложного математического аппарата. При этом не исключено, что результаты исследования засвидетельствуют сугубо малое влияние описанной эволюции системы на протекание ее рабочих процессов. Поэтому более рациональным представляется предварительное исследование статической характеристики (статической передаточной функции) сцепления.

Данная характеристика может быть получена эмпирически путем стендовых испытаний, методика которых описана в работе [2]. Но помимо того, что проведение таких испытаний требует наличия специального оборудования и значительных временных затрат, полученные результаты не будут иметь универсального характера, относясь исключительно к тем конкретным конструкциям сцепления, которые послужат объектами испытаний. Эти соображения предрасполагают к проведению чисто теоретических изысканий, в ходе которых должна быть построена математическая модель, позволяющая исследовать изменения статической характеристики сцепления по мере износа накладок. Наличие такой модели позволит в дальнейшем произвести количественную оценку влияния данных изменений на показатели нагруженности и долговечности пар трения. Если это влияние действительно окажется существенным, то очевидной станет целесообразность изыскания мероприятий по его устранению или снижению для реализации оптимального управления сцеплением на всех стадиях эксплуатации.

Для решения поставленной задачи конкретизируем и формализуем ее.

Наиболее распространенным типом фрикционных сцеплений, используемых в механических трансмиссиях современных автомобилей, является одинарное нормально замкнутое однодисковое сухое сцепление, нажимное усилие в котором создается разрезной тарельчатой пружиной (модифицированной пружиной Бельвилля), именуемой также диафрагменной. Различают сцепления с прямой и обратной установкой тарельчатой пружины. Второй способ создания нажимного усилия имеет определенные преимущества [7], но при этом он пока не является преобладающим, в связи с чем в данной работе уместно ограничиться рассмотрением закономерностей, характерных для сцеплений первого типа.

Момент сил трения в дисковом сцеплении, как известно, определяется следующей формулой [7–10]:

$$M_c = F_n k_m n_n \frac{2(R_n^3 - R_g^3)}{3(R_n^2 - R_g^2)},$$

где F_n – усилие прижатия фрикционных накладок ведомого диска к контртелам (маховику и нажимному диску); k_m – коэффициент трения скольжения для сочетания материалов фрикционных накладок и контртел; n_n – число пар трения (для рассматриваемого случая $n_n = 2$); R_n – наружный радиус кольца фрикционной накладки; R_g – внутренний радиус кольца фрикционной накладки.

Величина k_m является переменной и зависит от текущего состояния и температуры поверхностей трения, а также скорости проскальзывания ведомых элементов сцепления относительно ведущих (скорости буксования), однако для рассмотрения статической характеристики примем ее постоянной согласно рекомендации [7].

Так как при принятом допущении момент сил трения в сцеплении изменяется только в зависимости от усилия прижатия, определение статической характеристики сцепления сводится к поиску аналитической зависимости F_f от усилия на органе управления. В качестве органа управления здесь станем рассматривать лепестки тарельчатой пружины, усилие на которых будем называть выжимным усилием F_g и считать равным усилию на выжимном подшипнике, что вполне обоснованно, поскольку в статике можно пренебречь потерями на трение в шлицах его муфты. При необходимости это

усилие легко можно привести к рычагу вилки выключения, полагая вилку с рычагом абсолютно жесткой конструкцией и зная ее геометрические размеры.

Опираясь на рассуждения, представленные в работах [8, 11], запишем уравнение равновесия моментов применительно к механической системе «тарельчатая пружина – опоры – нажимной диск – ведомый диск – маховик».

Условно тарельчатую пружину можно представить в виде рычага. Ее схематическое изображение в означенном качестве показано на рис. 1.

Геометрические соотношения рассматриваемого условного рычага формируются тремя размерами: радиусом r_o опорной окружности (геометрического места точек соприкосновения пружины с опорами); радиусом r_g выжимной окружности (геометрическим местом точек соприкосновения кожуха выжимного подшипника с пружиной); радиусом r_n нажимной окружности (геометрического места точек соприкосновения нажимного диска с пружиной). Разница радиусов r_n и r_o играет роль меньшего плеча рычага, а разница радиусов r_o и r_g – большего. Соответственно, выжимная окружность является местом приложения упомянутого ранее выжимного усилия. С другой стороны, на меньшем плече условного рычага одновременно действуют две противоположно направленные силы: сила реакции опирающегося на маховик ведомого диска F_d , передающаяся на пружину через нажимной диск, и упругая сила самой пружины F_n (нажимная сила), обусловленная механическими напряжениями в ее деформированном теле. Схема приложения названных сил представлена на рис. 1б (кожух выжимного подшипника и нажимной диск условно не показаны).

Силы F_g и F_d стремятся деформировать пружину, а сила F_n – привести в исходное состояние. Иными словами силовое равновесие подвергнутой деформации идеализированной пружины подразумевает, что сумма моментов от распределенных по выжимной и нажимной окружностям внешних усилий (относительно опорной окружности), равна моменту от ее внутренних сил упругости. В соответствии с этими соображениями и правилом рычага составим уравнение равновесия, не учитывая за сравнительной малостью трение в пятнах контакта пружины с опорами, нажимным диском

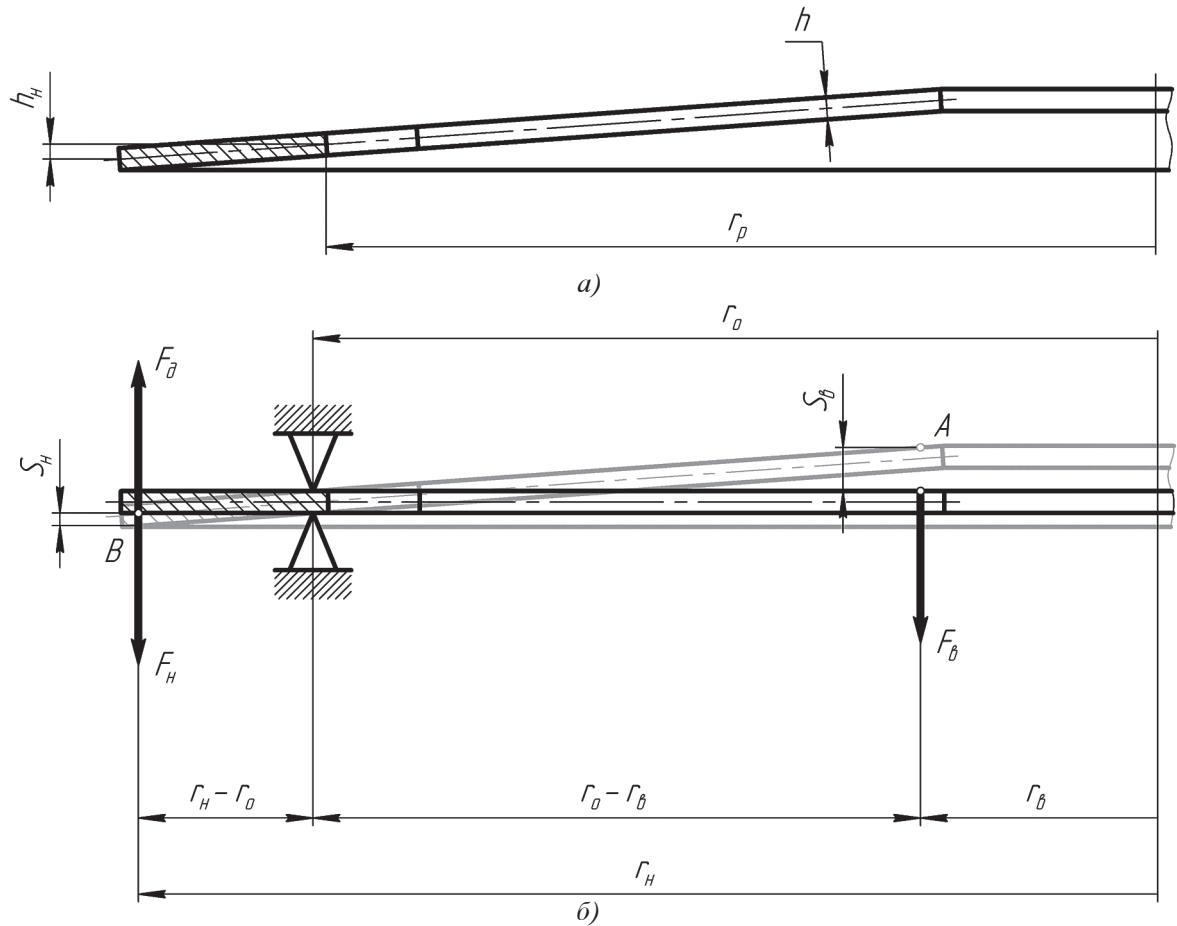


Рис. 1. Расчетная схема разрезной тарельчатой пружины

и кожухом выжимного подшипника, а также трение в шлицах ведомого диска и прогиб его металлического основания:

$$\frac{F_o}{2\pi}(r_o - r_e) + \frac{F_o}{2\pi}(r_n - r_o) - \frac{F_n}{2\pi}(r_n - r_o) = 0. \quad (1)$$

Следует уточнить, что последние два допущения оправданы только в статике.

Реальная кинематика взаимодействия тарельчатой пружины с другими компонентами рассматриваемой системы такова, что радиусы r_o , r_e и r_i изменяются как в рабочем процессе, так и по ходу эволюции, но изменения эти в обычных сцеплениях столь незначительны, что учет их при решении практических задач нецелесообразен.

Очевидно, что при подобном подходе $F_n = F_o$, а в полностью включенном сцеплении, когда $F_e = 0$, $F_n = F_o = F_n$. Тогда, заменяя в уравнении (1) величину F_o величиной F_n и преобразуя его относительно F_e , получаем следующую зависимость:

$$F_e = \frac{r_n - r_o}{r_o - r_e}(F_n - F_n). \quad (2)$$

Отношение $(r_n - r_o)/(r_o - r_e)$ представляет собой силовое передаточное отношение тарельчатой пружины [10]. Если пренебречь упругой деформацией ее лепестков (что по данным [7 – 10] вполне допустимо), то этой же величиной будут отличаться друг от друга вертикальное смещение S_e выжимной окружности и вертикальное смещение S_n нажимной окружности (точки A и B на рис. 1б, соответственно):

$$S_e = \frac{S_n}{(r_n - r_o)/(r_o - r_e)}. \quad (3)$$

Характеристика тарельчатой пружины имеет выраженную нелинейность и может быть описана аналитической зависимостью, полученной на основе формулы, предлагаемой в работе [7], сообразно принятым здесь обозначениям:

$$F_n = \frac{\pi E h \ln(r_n/r_p) S_n}{6(1 - \mu^2)(r_n - r_p)^2} \left[(h_n - S_n) \left(h_n - \frac{S_n}{2} \right) + h^2 \right], \quad (4)$$

где E – модуль Юнга (модуль упругости первого рода, модуль продольной упруго-

сти) для материала пружины; μ – коэффициент Пуассона для материала пружины; h , h_n и r_p – соответственно, толщина листа, из которого изготовлена пружина, высота неразрезанной части пружины по ее среднему сечению в ненагруженном состоянии и радиус разрезанной части пружины по ее среднему сечению в ненагруженном состоянии (рис. 1а).

Следует учесть, что среди деталей рассматриваемой системы отнюдь не только тарельчатая пружина обладает упругими свойствами. Применительно к маховику, нажимному диску, опорам, кожуху сцепления, с которым пружина сообщается через опоры, и тангенциальным пластинам, соединяющим с кожухом ведомый диск, эти свойства можно не принимать во внимание [9]. Однако ведомые диски с осевой податливостью (а именно такие диски преимущественно используются в настоящее время) обладают упругими характеристиками, существенно влияющими на происходящие в сцеплениях процессы, в связи с чем учет этих характеристик в рассматриваемом классе задач представляется обязательным.

Совокупную упругую характеристику ведомого диска (металлических упругих элементов и накладок) в работе [12] предлагается аппроксимировать степенной функцией:

$$F_o = kS_o^C, \quad (5)$$

где $k > 0$ – коэффициент, определяющий крутизну характеристики; S_o – деформация ведомого диска; $C \geq 1$ – показатель степени, определяющий кривизну характеристики.

Как правило, упругие характеристики ведомых дисков с осевой податливостью также не-

линейны (то есть, $C > 1$). Ниже можно видеть схему подобного диска в свободном (рис. 2а) и нагруженном (рис. 2б) состояниях с новыми (слева) и изношенными (справа) накладками (маховик и нажимной диск условно не показаны).

Функции (4) и (5) для начала следует привести к единому аргументу S_n .

Режимы предварительной затяжки и функционирования сцепления при полном его выключении не связаны с процессом буксования, что позволяет не рассматривать их в данном контексте детально.

При выключении сцепления, пока нажимной и ведомый диски соприкасаются, увеличение деформации тарельчатой пружины, выраженное через S_n , соответствует такому же уменьшению деформации S_o освобождающегося от нагрузки ведомого диска. При включении происходит обратный процесс. Все это подразумевает необходимость смены знака аргумента функции (5). А так как в отсутствие воздействия со стороны выжимного подшипника $F_o = F_n$, к аргументу противоположного знака следует прибавить константу, представляющую сумму значений смещения выжимной окружности при полностью включенном сцеплении S_{n0} и деформации ведомого диска в данной ситуации S_{o0} .

В свою очередь, уменьшение толщины фрикционных накладок ведет к компенсирующему их линейный износ уменьшению деформации тарельчатой пружины. При этом меняется как значение S_{n0} , так и значение S_{o0} . Для учета этого в формулы необходимо внести отрицательную поправку аргумента, являющуюся текущим значением суммарного ли-

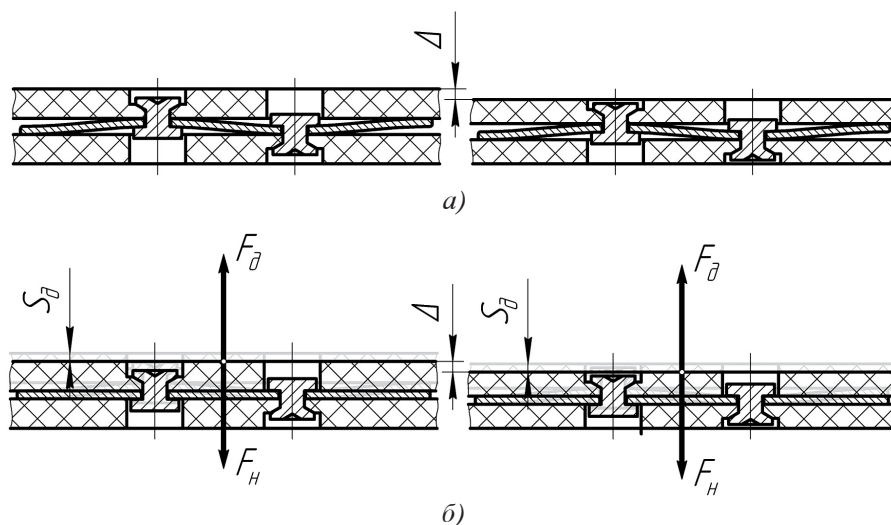


Рис. 2. Расчетная схема ведомого диска сцепления

нейного износа накладок $\Delta \in [0; \Delta_{\max}]$ (рис. 2). Здесь Δ_{\max} – предельный допустимый линейный износ накладок.

Значение смещения нажимной окружности в полностью включенном сцеплении с неизношенными ($\Delta=0$) накладками $S_{i0\max}$ обусловлено его конкретными конструктивными особенностями и должно быть заведомо известно. В принципе, то же относится и к значению Δ_{\max} . Однако его можно также найти, исходя из того соображения, что в практике проектирования фрикционных сцеплений с тарельчатыми пружинами параметры обычно задаются таким образом, чтобы значения прижимного усилия в полностью включенном сцеплении в начале и конце эксплуатации ведомого диска были одинаковыми. Формализация этого условия с использованием фигурирующих здесь обозначений и формул приводит нас к кубическому уравнению:

$$\frac{\pi E h \ln(r_u/r_p)}{12(1-\mu^2)(r_u-r_p)^2} S_u^3 - \frac{\pi E h h_u \ln(r_u/r_p)}{4(1-\mu^2)(r_u-r_p)^2} S_u^2 + \frac{\pi E h (h_u^2 + h^2) \ln(r_u/r_p)}{6(1-\mu^2)(r_u-r_p)^2} S_u - \frac{\pi E h \ln(r_u/r_p) S_{u0\max}}{6(1-\mu^2)(r_u-r_p)^2} \times \left[(h_u - S_{u0\max}) \left(h_u - \frac{S_{u0\max}}{2} \right) + h^2 \right] = 0.$$

Метод Кардано [13] позволяет аналитически найти три его корня, каждый из которых в данном случае является действительным. Наименьший из корней представляет собой смещение выжимной окружности в полностью включенном сцеплении с предельно изношенными накладками:

$$S_{u0\min} = \frac{3h_u - S_{u0\max}}{2} - \sqrt{\frac{h_u^2 - 3S_{u0\max}^2}{4} + \frac{3h_u S_{u0\max}}{2} - 2h^2}.$$

Вычитая данную величину из $S_{i0\max}$, получаем искомое:

$$\Delta_{\max} = \frac{3(S_{u0\max} - h_u)}{2} + \sqrt{\frac{h_u^2 - 3S_{u0\max}^2}{4} + \frac{3h_u S_{u0\max}}{2} - 2h^2}$$

Нажимное усилие в полностью включенном сцеплении на любой стадии износа накладок F_{n0} вычисляется по формуле (4) при подста-

новке в нее значения $S_{n0} = S_{n0\max} - \Delta$, что позволяет, преобразуя (5), найти $S_{\Delta 0}$:

$$S_{\Delta 0} = \sqrt[3]{\frac{F_{n0}}{k}}.$$

Руководствуясь вышеизложенным, зависимость усилия прижатия от сдвига нажимной окружности пружины можем записать в следующем окончательном виде:

$$F_n = k \left(S_{n0\max} + \sqrt[3]{\frac{F_{n0}}{k}} - \Delta - S_n \right)^c, \quad (6)$$

памятуя о том, что он справедлив только

для $S_i \in \left[S_{i0\max} - \Delta; S_{i0\max} + \sqrt[3]{\frac{F_{i0}}{k}} - \Delta \right]$,

поскольку для $S_n < S_{n0\max} - \Delta$ (в режиме предварительной затяжки) $F_n = F_n$, а для

$S_n > S_{n0\max} + \sqrt[3]{\frac{F_{n0}}{k}} - \Delta$ (при выключенном сцеплении) $F_n = 0$.

Совокупность (6), (4) и (2) по сути является искомой математической моделью статической характеристики, представленной в параметрическом виде, где параметром служит величина S_n , которую можно заменить величиной S_s , если учесть (3).

Наряду с точками, соответствующими $\Delta = 0$ ($S_n = S_{n0\max}$) и $\Delta = \Delta_{\max}$ ($S_n = S_{n0\min}$), на характеристике тарельчатой пружины имеется точка пика нажимного усилия, с которой сопоставляются некоторые значения $S_n = S_{n0\text{ext}}$ и $\Delta = \Delta_{\text{ext}}$. Особенность данной точки требует исследования статической характеристики сцепления в данном состоянии, для чего необходимо определение $S_{n0\text{ext}}$ и Δ_{ext} .

Согласно лемме Ферма [14] в точке локального экстремума функции ее производная (если таковая существует) равна нулю. Очевидно, что производная (4) по переменной S_n так же, как и сама функция определена на всем множестве действительных чисел и не имеет разрывов:

$$\frac{dF_n}{dS_n} = \frac{\pi E h \ln(r_u/r_p)}{4(1-\mu^2)(r_u-r_p)^2} S_n^2 - \frac{\pi E h h_u \ln(r_u/r_p)}{2(1-\mu^2)(r_u-r_p)^2} S_n + \frac{\pi E h (h_u^2 + h^2) \ln(r_u/r_p)}{4(1-\mu^2)(r_u-r_p)^2}.$$

Приравнявая ее к нулю, получаем квадратное уравнение:

$$\frac{\pi E h \ln(r_n/r_p)}{4(1-\mu^2)(r_n-r_p)^2} S_{n0\text{ext}}^2 - \frac{\pi E h h_n \ln(r_n/r_p)}{2(1-\mu^2)(r_n-r_p)^2} S_{n0\text{ext}} + \frac{\pi E h (h_n^2 + h^2) \ln(r_n/r_p)}{4(1-\mu^2)(r_n-r_p)^2} = 0,$$

меньший из двух действительных корней которого, найденных по известной методике [13], является интересующей нас величиной:

$$S_{n0\text{ext}} = h_n - \sqrt{\frac{1}{3}(h_n^2 - 2h^2)}.$$

Тогда:

$$\Delta_{\text{ext}} = S_{n0\text{max}} - S_{n0\text{ext}} = S_{n0\text{max}} - h_n - \sqrt{\frac{1}{3}(h_n^2 - 2h^2)}.$$

Результаты и их обсуждение

Для проведения исследования сформированная математическая модель была реализована в виде программы при помощи системы компьютерной математики «Mathcad» [15].

Объектом исследования послужило сцепление легкового автомобиля малого класса. Всего было исследовано пять состояний сцепления. Кроме упомянутых выше ($\Delta = 0$, $\Delta = \Delta_{\text{ext}}$ и $\Delta = \Delta_{\text{max}}$), были приняты во внимание еще два «промежуточных»: $\Delta = (S_{n0} - S_{n0\text{ext}})/2$ и $\Delta = (S_{n0} - S_{n0\text{ext}} + \Delta_{\text{max}})/2$. Разумеется, число и параметры исследуемых состояний при необходимости могут быть произвольно изменены, ибо такая возможность заведомо предусмотрена в архитектуре программы.

Полученные результаты проиллюстрированы графиками соответствующих функций в прямоугольных декартовых системах координат на плоскости (рис. 3 и рис. 4).

Как можно видеть, по мере уменьшения толщины накладок график усилия прижатия смещается вдоль оси абсцисс к началу координат относительно графика характеристики пружины вплоть до предельного значения линейного износа, что приводит к изменению не только вышеупомянутого усилия прижатия в полностью включенном сцеплении (рис. 3), но и характера протекания функции $F_s = f(S_n)$ (рис. 4). При этом в количественном аспекте усилие прижатия меняется в пределах 12,5 %, а минимальное необходимое для полного выключения сцепления

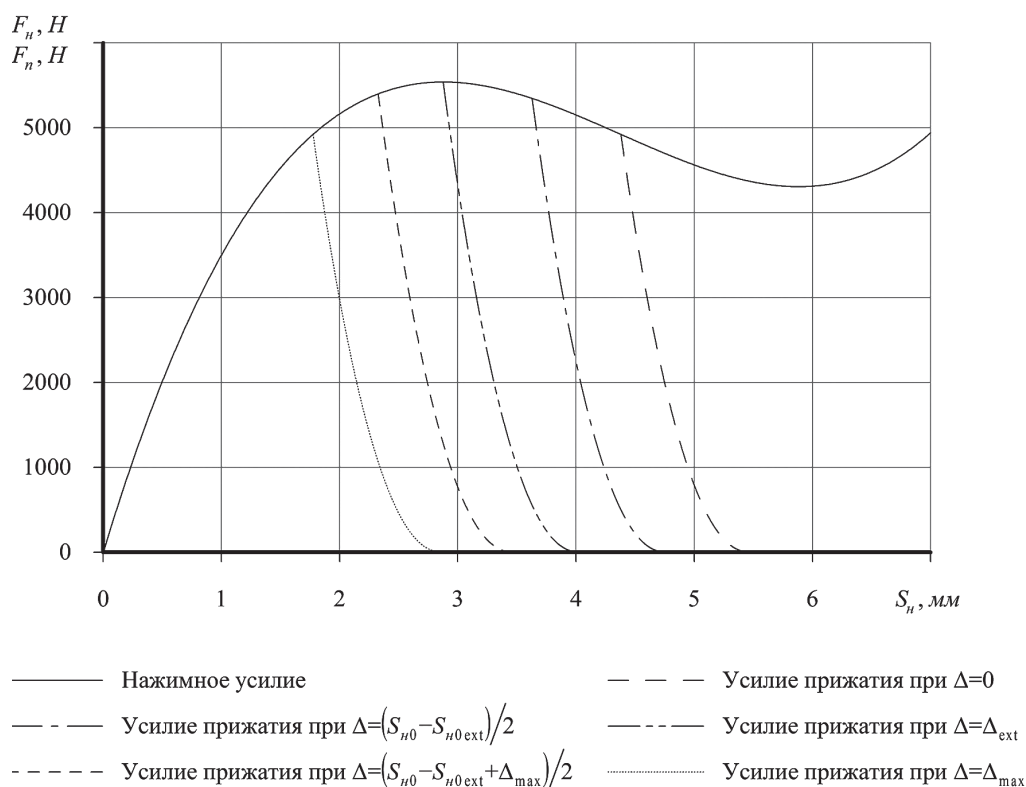


Рис. 3. Изменение усилия прижатия и нажимного усилия в зависимости от смещения нажимной окружности при различных степенях износа фрикционных накладок

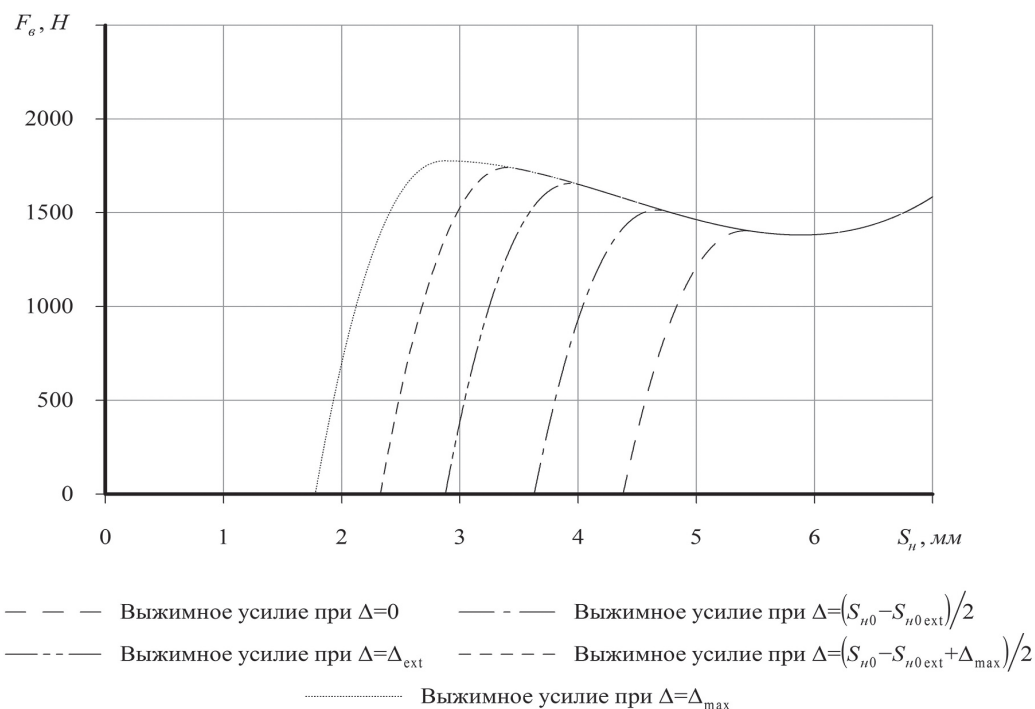


Рис. 4. Изменение выжимного усилия в зависимости от смещения нажимной окружности при различных степенях износа фрикционных накладок

выжимное усилие (к моменту окончания эксплуатации ведомого диска) – на 26,8 %.

Большую наглядность совокупного представления этих изменений обеспечивают графики статических характеристик для рассматриваемых степеней износа накладок. Пользуясь приведенными выше соотношениями, можем путем исследования взаимного изменения зависимостей $F_n = f(S_n)$ и $F_g = f(S_n)$ построить таковые.

При рассмотрении полученных кривых (рис. 5) можно констатировать наличие достаточно значительного влияния степени износа накладок на протекание процессов включения и выключения сцепления еще до достижения им предельного состояния. Данный факт свидетельствует в пользу справедливости тех предположений, которые легли в основу настоящей работы, и позволяет сделать вывод о целесообразности проведения дальнейших изысканий в рамках данной темы, чему вполне может поспособствовать сформированный здесь математический аппарат.

Вывод

Результаты теоретических исследований статической характеристики автомобильного фрикционного сцепления как объекта автоматического управления подтвердили целесоо-

бразность проведения дальнейших изысканий в рамках данной темы с использованием разработанного математического аппарата.

Литература

1. Петров В.А. Автоматические сцепления автомобилей. М.: Машгиз, 1961. 278 с.
2. Румянцев Л.А. Проектирование автоматизированных автомобильных сцеплений. М.: Машиностроение, 1975. 176 с.
3. Есаков А.Е. Методика создания алгоритмов для систем управления фрикционными сцеплениями автомобильных автоматических трансмиссий: Дис. ... канд. техн. наук. М., 2010. 161 с.
4. Плотникова Н.В. Теория систем: Учеб. пособие. Челябинск: ЮУрГУ, 2005. 56 с.
5. Карунин А.Л., Круглов В.А., Кретов А.В. Пути проведения оптимизации силовых характеристик диафрагменных сцеплений // Безопасность и надежность автомобиля: Межвуз. сб. науч. тр. Вып. № 3. М.: МАМИ, 1981. С. 143 – 148.
6. Кретов А.В., Есаков А.Е., Минаев В.В. Современные тенденции в управлении механическими трансмиссиями легковых автомобилей // Известия МГТУ «МАМИ». 2007. № 2 (4). С. 55 – 57.
7. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 2009. 752 с.
8. Малаховский Я.Э., Лапин А.А. Сцепления. М.: Машгиз, 1960. 191 с.
9. Барский И.Б., Борисов С.Г., Галягин В.А. и др.

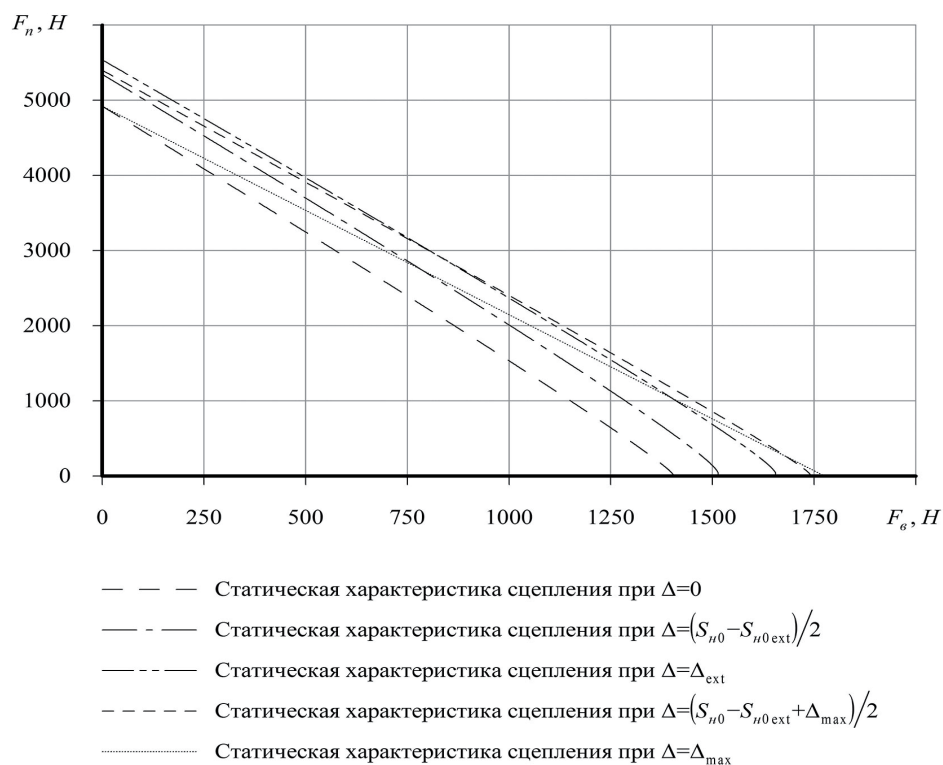


Рис. 5. Статические характеристики сцепления для различных степеней износа фрикционных накладок

Сцепления транспортных и тяговых машин / Под ред. Ф.Р. Геккера, В.М. Шарипова, Г.М. Щернкова. М.: Машиностроение, 1989. 334 с.

10. Гришкевич А.И., Бусел Б.У., Бутусов Г.Ф. и др. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник / Под общ. ред. А.И. Гришкевича. М.: Машиностроение, 1984. 272 с.
11. Maucher P. Optimized clutch design: release load and operating comfort // 3-rd LuK Symposium 1986 [Electronic resource] / Schaeffler Technologies AG & Co. KG. – Available at: http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/symposia_1/downloads_11/04_Optimized_Clutch_Design_-_Release_Load_and_Operating_Comfort_1.pdf, accessed 06.05.2016.
12. Шарипов В.М., Шарипов Н.Н., Шевелев А.С., Щетинин Ю.С. Теория и проектирование фрикционных сцеплений колесных и гусеничных машин / Под общ. ред. В.М. Шарипова. М.: Машиностроение, 2010. 170 с.
13. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике (для научных работников и инженеров). М.: Наука, 1974. 832 с.
14. Зорич В.А. Математический анализ. Часть I. М.: МЦНМО, 2012. XVIII. 702 с.
15. Очков В.Ф. Mathcad 14 для студентов и инженеров: русская версия. СПб.: БХВ-Петербург, 2009. 512 с.

References

1. Petrov V.A. *Avtomaticheskie stsepleniya avtomobilye* [Automatic clutches of vehicles]. Moscow: Mashgiz Publ., 1961. 278 p.
2. Rumyantsev L.A. *Proektirovanie avtomatizirovannykh avtomobil'nykh stsepleniy* [Design of automated automobile clutches]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1975. 176 p.
3. Esakov A.E. *Metodika sozdaniya algoritmov dlya sistem upravleniya friktsionnymi stseplenyami avtomobil'nykh avtomaticheskikh transmissiy*. Dis. ... kand. tekhn. nauk [The technique of creating algorithms for control systems of automatic transmission automotive friction clutch. sci. diss.]. Moscow, 2010. 161 p.
4. Plotnikova N.V. *Teoriya sistem. Ucheb. posobie* [Systems theory: textbook]. Chelyabinsk: YuUrGU Publ., 2005. 56 p.
5. Karunin A.L., Kruglov V.A., Kretov A.V. Ways of optimizing the power performance characteristics of diaphragm clutches. *Bezopasnost' i nadezhnost' avtomobilya: Mezhevuz. sb. nauch. tr. Vyp. No 3*. Moscow: MAMI, 1981, pp. 143 – 148 (in Russ.).
6. Kretov A.V., Esakov A.E., Minaev V.V. Modern trends in control of vehicles mechanical transmissions. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2007. № 2 (4), pp. 55 – 57 (in Russ.).
7. Sharipov V.M. *Konstruirovaniye i raschet traktorov* [Design and calculation of tractors]. Moscow:

- Mashinostroenie, 2009. 752 p.
8. Malakhovskiy Ya.E., Lapin A.A. *Stsepleniya* [Clutches]. Moscow: Mashgiz Publ., 1960. 191 p.
 9. Barskiy I.B., Borisov S.G., Galyagin V.A. i dr. *Stsepleniya transportnykh i tyagovykh mashin* [Clutches of transport and traction machines]. Pod red. F.R. Gekker, V.M. Sharipova, G.M. Shcherenkova. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1989. 334 p.
 10. Grishkevich A.I., Busel B.U., Butusov G.F. i dr. *Proektirovanie transmissiy avtomobiley. Spravochnik* [Design of vehicles transmissions: handbook]. Pod obshch. red. A.I. Grishkevicha. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1984. 272 p.
 11. Maucher P. Optimized clutch design: release load and operating comfort // 3-rd LuK Symposium 1986 [Electronic resource] / Schaeffler Technologies AG & Co. KG. – Available at: http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/symposia_1/downloads_11/04_Optimized_Clutch_Design_-_Release_Load_and_Operating_Comfort_1.pdf, accessed 06.05.2016.
 12. Sharipov V.M., Sharipov N.N., Shevelev A.S., Shchetinin Yu.S. *Teoriya i proektirovanie friktsionnykh stseplenykh kolesnykh i gusenichnykh mashin* [Theory and design of friction clutches of wheeled and tracked vehicles]. Pod obshch. red. V.M. Sharipova. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2010. 170 p.
 13. Korn G., Korn T. *Spravochnik po matematike (dlya nauchnykh rabotnikov i inzhenerov)* [Handbook on mathematics (for scientists and engineers)]. Moscow: Nauka Publ., 1974. 832 p.
 14. Zorich V.A. *Matematicheskiy analiz* Chast' I. [Mathematical analysis. Part 1]. Moscow: MTsNMO, 2012. XVIII. 702 p.
 15. Ochkov V.F. *Mathcad 14 dlya studentov i inzhenerov*. Russkaya versiya. [Mathcad 14 for students and engineers: the Russian version]. SPb.: BKhV-Peterburg Publ., 2009. 512 p.

THEORETICAL STUDY OF THE STATIC CHARACTERISTICS OF AUTOMOTIVE FRICTION CLUTCH AS THE AUTOMATIC CONTROL FACILITY

Ph.D. **A.E. Esakov**, Ph.D. **A.V. Kretov**, **I.V. Potepun**, **K.V. Balabanov**
 Moscow State University of Mechanical Engineering (MAMI)
 ravn@mail.ru

Reduction of costs related to automobile operation due to increase of their systems resource is the actual scientific and technical task that can be done in various ways. One of the ways is to use automatics which provide optimal operating modes. It is known that clutch friction pairs of self-propelled machines are less durable components of transmissions therefore above mentioned ideas are especially relevant for them. The disk friction clutch is a system whose state changes during operation due to wear disk pads. Considering it as one of the objects of automatic control of stepped mechanical transmission, it should be mentioned that the change in its state entails a change in the characteristics of work processes flow. If there is no means to address this change or to track and compensate it in automatic control system the algorithm used by system will gradually lose the adequacy to object, which will result the accelerated wear of pads and increase of costs related with both disc replacement and downtime of automobiles during repairs. The presence of clutch elements that have non-linear elastic characteristics in the design allows to assume that this process will have a non-trivial nature requiring to study regularities that in the future will assess their impact on the loading of friction pairs. In this paper, the construction and implementation of appropriate mathematical model solves first of these tasks in relation to the friction of single-disc dry clutch, where pressure is created by the split diaphragm spring with a direct installation.

Keywords: automobile, friction clutch, control object, static characteristic, diaphragm spring, clutch plate, elastic characteristic, friction pads, wear, durability.