

О ВЕЛИЧИНЕ МОМЕНТА ТРЕНИЯ ФРИКЦИОННОГО СЦЕПЛЕНИЯ ПРИ РАЗГОНЕ АВТОМОБИЛЯ ИЛИ ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА С МЕСТА

Д.Т.Н. Шарипов В.М., К.Т.Н. Дмитриев М.И., Климова Е.В.
Московский политехнический университет, Москва, Россия, trak@mami.ru

В настоящее время встречаются еще работы, где принимается, что момент трения фрикционного сцепления в динамике больше чем в статике. В действительности это не так. Показано, что для существующих типов фрикционных накладок (на основе асбеста, безасбестовых полимерных или порошковых спеченных), работающих в сухую в паре с чугуном коэффициент трения скольжения равен 0,23...0,27. При этом его величина составляет 60...70% от коэффициента трения покоя (статического). Для фрикционных сцеплений, работающих в масле, значение статического коэффициента трения в контакте дисков замкнутого фрикционного сцепления выключаемой передачи в 1,7...2,2 больше динамического коэффициента трения фрикционного сцепления выключаемой передачи. Эти данные получены экспериментально для фрикционных дисков со спеченным порошковым материалом МК-5 на медной основе, Шадеф на железной основе, а также HS43 и HS09 (Hoerbiger, Австрия) на медной основе. Это подтверждает, что момент трения фрикционного сцепления в динамике всегда меньше чем в статике. Приведены осциллограммы с результатами процесса разгона с места различных тракторных агрегатов, из которых следует, что в большинстве случаев разгона машины с места сцепление заканчивает свое буксование до полного включения. Следовательно, в большинстве случаев разгона машины с места не используется максимальный момент трения сцепления в динамике, который, как было показано выше, всегда меньше момента трения фрикционного сцепления в статике. Только при тяжелых условиях нагружения при разгоне машины с места момент трения фрикционного сцепления может достигать максимального значения, и оно буксует при этом моменте до выравнивания угловых скоростей ведущих и ведомых деталей.

Ключевые слова: разгон автомобиля или тракторного агрегата, фрикционное сцепление, момент трения.

Введение

Основным параметром, определяющим функциональную пригодность фрикционного сцепления (ФС), является величина передаваемого им крутящего момента [1–3]. При этом различают величину момента трения ФС в статике и в динамике.

Поскольку ФС является одним из агрегатов трансмиссии машины, то при исследовании работы самого ФС или динамических процессов в трансмиссии машины необходимо разработать математическую модель работы ФС в системе всей машины.

В настоящее время разработаны методы расчета статического и динамического момента трения ФС [1, 3]. При этом доказано, что момент трения ФС в статике всегда больше, чем в динамике [1–3].

Однако до сих пор в печати появляются работы [4–7], где авторы принимают, что момент трения ФС в динамике существенно больше чем в статике.

Все это в действительности является глубоким заблуждением авторов указанных работ [4–7].

Цель исследования – обосновать величину момента трения ФС при разгоне автомобиля и тракторного агрегата с места.

Методы, результаты исследования и их обсуждение

Нами в работе [8] сделана попытка на основе теоретических и экспериментальных исследований объяснить причину указанных заблуждений авторов работ [4–7]. Однако оказалось, что этого недостаточно. В 2012 г. появилась работа [9], где опять ее авторы при создании математической модели процесса разгона автомобиля с места неверно описывают характер изменения момента трения ФС.

В Московском политехническом университете длительное время проводились теоретические и экспериментальные исследования процесса разгона различных тракторных агре-

гатов с различными тракторами в самых разнообразных условиях эксплуатации. Анализ экспериментальных исследований, выполненных в Московском политехническом университете, и аналогичных исследований в других организациях показал, что в тех работах, где экспериментально замер момента трения ФС осуществлялся на его валу, величина этого момента всегда была меньше статического момента трения ФС [8]. Аналогичные результаты были получены при разгоне с места автомобилей [10] и быстроходных гусеничных машин [11].

В работах, где экспериментально момент замерялся на других элементах валопровода трансмиссии, например на полуоси автомобиля или трактора, и после этого приводился к валу ФС величина этого момента превышала иногда в несколько раз величину статического момента трения ФС.

Экспериментальное измерение величины крутящего момента непосредственно на валу ФС представляет определенные трудности. В связи с этим многие исследователи выполняют аналогичные замеры в более доступных местах трансмиссии автомобиля и трактора, например на полуоси, и далее его приводят к валу ФС.

Такой подход справедлив только для статических условий нагружения элементов трансмиссии автомобиля и трактора. При работе же машины на переходных режимах, т.е. при переменной скорости ее движения, оценивать нагруженность элементов трансмиссии по таким экспериментальным данным недопустимо. Результаты таких исследований очень часто приводят к ложным выводам.

К сожалению, в России длительное время проводились теоретические исследования динамики машин [6, 7], где принималось, что момент трения ФС в динамике в несколько раз превышает величину статического момента трения. На эти исследования были затрачены финансовые ресурсы, время, и они длительное время вводили в заблуждение конструкторские бюро заводов автотракторной отрасли. В этих работах предлагались мероприятия по снижению динамических нагрузок на парах трения ФС. Однако они заканчивались только разработкой математических моделей, достоверность которых не подтверждалась экспериментальными исследованиями на автомобилях, тракторах и быстроходных гусеничных машинах.

Следовательно, при исследовании динамических процессов в трансмиссии машины для

получения достоверной информации о нагруженности ее какого-либо элемента необходимо экспериментально мерить величину этого момента только на этом элементе.

Максимальный расчетный момент трения ФС без учета потерь в направляющих ведущих и ведомых дисках [1, 2]

$$M_T = \beta M_{он} = Q f R_c i,$$

где β – коэффициент запаса ФС; $M_{он}$ – номинальный крутящий момент двигателя; Q – сила сжатия дисков ФС; f – коэффициент трения скольжения в контакте фрикционной накладки с металлическим ведущим диском; R_c – радиус расположения равнодействующей сил трения; i – число пар поверхностей трения.

В действительности реальное значение максимального момента M_T трения ФС зависит при прочих равных условиях от потерь в направляющих ведомых и ведущих дисках и может быть определено по методике, приведенной в работах [1, 3].

Для существующих типов фрикционных накладок (на основе асбеста, безасбестовых полимерных или порошковых спеченных), работающих в сухую в паре с чугуном $f = 0,23 \dots 0,27$ [1, 2]. При этом $f \approx (0,6 \dots 0,7) f_{cm}$, где f_{cm} – коэффициент трения покоя (статический) в контакте фрикционной накладки с металлическим ведущим диском.

Для ФС, работающих в масле, значение статического коэффициента трения в контакте дисков замкнутого ФС выключаемой передачи в 1,7...2,2 больше динамического коэффициента трения ФС включаемой передачи [12, 13]. Эти данные получены экспериментально для фрикционных дисков со спеченным порошковым материалом МК-5 на медной основе, Шадеф на железной основе, а также HS43 и HS09 (Hoerbiger, Австрия) на медной основе (см. рис. 1).

В математических моделях процесса разгона автомобиля и тракторного агрегата с места и при переключении передач, достоверность которых подтверждена экспериментальными исследованиями, учитываются реальные значения момента трения ФС и характер их изменения [1, 2, 10, 14, 15].

Поскольку для ФС, работающих в сухую и в масле, всегда соблюдается условие, что $f_{cm} > f$, то момент трения ФС в статике всегда больше чем в динамике.

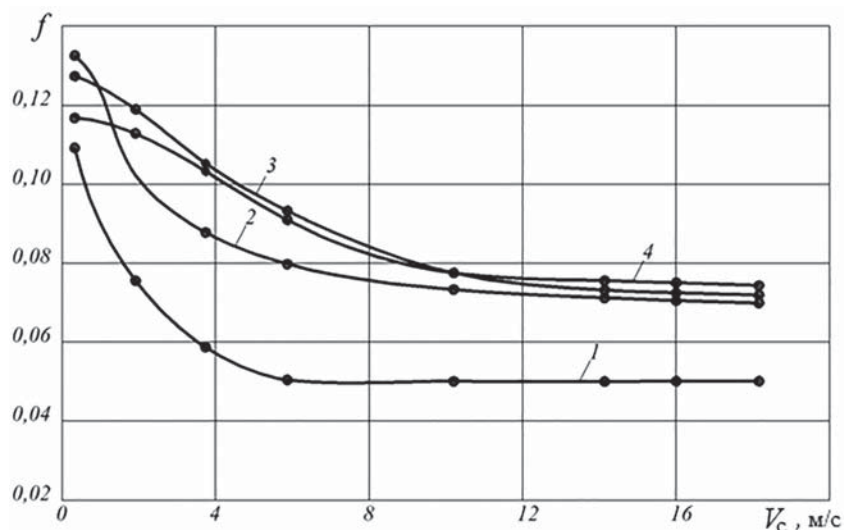


Рис. 1. Зависимость коэффициента трения от скорости скольжения для спеченных порошковых материалов по стали в масле:
1 – МК-5; 2 – Шадеф; 3 – HS43; 4 – HS09

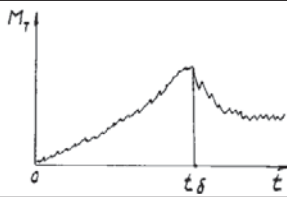
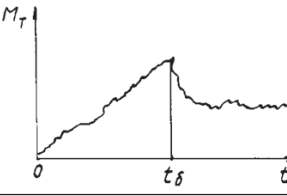
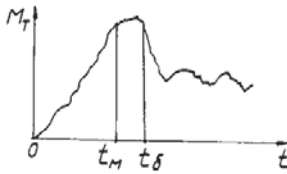
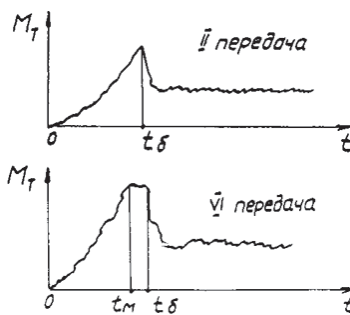
В качестве примера в табл. 1 приведены типичные осциллограммы моментов на валу ФС в процессе разгона различных тракторных агрегатов, из которых следует, что буксование

ФС может заканчиваться до полного его включения, или оно может кратковременно буксовать при максимальном динамическом моменте трения до полного выравнивания угловых скоростей ведущих и ведомых дисков [16].

Таблица 1

Типичные осциллограммы моментов на валу ФС в процессе разгона тракторного агрегата

Источник информации	Тип тракторного агрегата	Осциллограмма момента на валу ФС
[17]	МТЗ-50 с одноосным прицепом	
[18]	Т-75, разгон трехсечлочного агрегата на VII передаче	
[19]	Т-40М, разгон транспортного агрегата на IV передаче	
[20]	Т-150К с прицепом 1-ПТС-9, разгон на V передаче	

[20]	Т-4А с плугом ПЛ-5-35, пахота на VI передаче	
[20]	Т-4АП2, бульдозерные работы на IV передаче	
[20]	ДТ-75М, с плугом ПЛ-5-35, пахота на IV передаче	
[21]	ТТ-4, трелевка леса комлями на щите, объем пачки 12 м3	

t_m и t_0 – время включения и буксования ФС, соответственно.

Выводы

1. На основе теоретических и экспериментальных исследований доказано, что в процессе разгона с места автомобиля или тракторного агрегата в большинстве случаев разгона ФС заканчивает свое буксование до полного включения. Следовательно, в большинстве случаев разгона машины с места не используется максимальный момент трения ФС в динамике, который всегда меньше момента трения ФС в статике. Только при тяжелых условиях нагружения при разгоне машины с места момент трения ФС может достигать максимального значения, и оно буксует при этом моменте до выравнивания угловых скоростей ведущих и ведомых дисков.

2. В процессе разгона автомобиля и тракторного агрегата с места максимальное значение момента трения ФС в динамике всегда меньше его момента трения в статике.

Литература

1. Барский И.Б., Борисов С.Г., Галягин В.А. Сцепления транспортных и тяговых машин / под ред. Ф.Р. Геккера, В.М. Шарипова, Г.М. Щеренкова. М.: Машиностроение, 1989. 344 с.
2. Шарипов В. М. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 2009. 752 с.
3. Барский И.Б., Эглит И.М., Колодий Ю.К., Шарипов В.М. К определению момента трения при включении дисковой муфты сцепления // Тракторы и сельхозмашины. 1979. № 3. С. 15–17.
4. Соколов-Добрев Н.С. Разработка методов анализа и снижения динамической нагруженности силовых передач гусеничных сельскохозяйственных тракторов: автореф. дис. ...канд. техн. наук. Волгоград, 2007. 20 с.
5. Ефимов М.А., Рьжков Ю.Н., Долгов Е.П. Расчет динамических нагрузок в системе фрикционное сцепление – гидравлический усилитель с применением численных методов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2007. № 9. С. 29–30.
6. Геккер Ф.Р. Динамика машин, работающих без

- смазочных материалов в узлах трения. М.: Машиностроение, 1983. 168 с.
7. Федоров А.И., Геккер Ф.Р., Борисов С.Г. Исследование динамических процессов в двухдисковой муфте сцепления // Тракторы и сельхозмашины. 1976. № 3. С. 11–14.
 8. Шарипов В.М., Дмитриев М.И., Крючков В.А. К вопросу о величине момента трения фрикционного сцепления // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2008. № 3. С. 23–24.
 9. Рябов И.М., Чернышов К.В., Голубев Д.А., Талызов А.М. Математическое моделирование процесса трогания автомобиля с места при наличии дополнительной упругодемпфирующей связи в трансмиссии // Известия Волгоградского государственного технического университета. 2012. № 5. Т. 2. С. 38–41.
 10. Щеренков Г.М. Пары трения автомобильных сцеплений (теория, испытания и расчет): дис. ... д-ра техн. наук. Ярославль, 1976. 370 с.
 11. Талу К.А. Конструкция и расчет танков. М.: Издание академии БТВ, 1963. 541 с.
 12. Шарипов В.М., Дмитриев М.И., Городецкий К.И. О коэффициенте трения в контакте пар трения фрикционных муфт в коробках передач автомобилей и тракторов при переключении передач без разрыва потока мощности // Наука и Образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2016. № 8. С. 21–30. DOI: 10.7463/0816.0842932.
 13. Шарипов В.М., Городецкий К.И., Сопкин В.А., Дмитриев М.И. К вопросу о коэффициенте трения в контакте пар трения фрикционных муфт в коробках передач автомобилей и тракторов // Современные тенденции развития науки и технологий. 2016. № 5–3. С. 131–135.
 14. Шарипов В.М., Дмитриев М.И., Зенин А.С. Математическая модель процесса переключения передач в коробке передач трактора // Наука и Образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2014. № 5. С. 50–69.
 15. Шарипов В.М., Городецкий К.И., Дмитриев М.И. Математическая модель процесса переключения передач в коробке передач трактора с помощью фрикционных муфт // Известия МГТУ «МАМИ». 2012. № 1(13). С. 112–121.
 16. Шарипов В.М., Городецкий К.И., Дмитриев М.И. Автоколебательные процессы в сцеплениях автомобилей и тракторов // Известия МГТУ «МАМИ». 2013. № 1(15). Т. 1. С. 239–242.
 17. Вернигор В.А., Солонский А.С. Переходные режимы тракторных агрегатов. М.: Машиностроение, 1983. 183 с.
 18. Барский И.Б., Анилович В.Я., Кутьков Г.М. Динамика трактора. М.: Машиностроение, 1973. 280 с.
 19. Чунихин В.И. Исследование долговечности пар трения тракторных муфт сцепления и некоторых путей ее повышения: дис. ... канд. техн. наук. М., 1977. 204 с.
 20. Шарипов В.М., Шарипова 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.
 21. Лялин В.П. Выбор оптимальных геометрических параметров пар трения с целью улучшения характеристик теплового режима и работоспособности муфты сцепления трактора: дис. ... канд. техн. наук. М., 1984. 167 с.

References

1. 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. 344 p.
2. Sharipov V. M. Konstruirovaniye i raschet traktorov [Design and calculation of tractors]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2009. 752 p.
3. Barskiy I.B., Eglit I.M., Kolodiy Yu.K., Sharipov V.M. Definition of the moment of friction when disk clutch is enabled. Traktory i sel'khoz mashiny. 1979. No 3, pp. 15–17 (in Russ.).
4. Sokolov-Dobrev N.S. Razrabotka metodov analiza i snizheniya dinamicheskoy nagruzhennosti silovykh peredach gusenichnykh sel'skokhozyaystvennykh traktorov: avtoref. dis. ...kand. tekhn. nauk [Development of methods for analyzing and reducing the dynamic loading of power transmissions of caterpillar agricultural tractors: abstract of dissertation for Degree of Candidate of Technical Sciences]. Volgograd, 2007. 20 p.
5. Efimov M.A., Ryzhkov Yu.N., Dolgov E.P. Calculation of dynamic loads in the friction clutch system - hydraulic amplifier using numerical methods. Traktory i sel'skokhozyaystvennyye mashiny. 2007. No 9, pp. 29–30 (in Russ.).
6. Gekker F.R. Dinamika mashin, rabotayushchikh bez smazochnykh materialov v uzлах treniya [Dynamics of machines operating without lubricants in friction units]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1983. 168 p.
7. Fedorov A.I., Gekker F.R., Borisov S.G. Investigation of dynamic processes in a double-disk clutch. Traktory i sel'khoz mashiny. 1976. No 3, pp. 11–14 (in Russ.).
8. Sharipov V.M., Dmitriev M.I., Kryuchkov V.A. The magnitude of frictional clutch moment. Traktory i sel'skokhozyaystvennyye mashiny. 2008. No 3, pp. 23–24 (in Russ.).
9. Ryabov I.M., Chernyshov K.V., Golubev D.A., Talyzov A.M. Mathematical modeling of the process of starting the automobile in the presence

- of an additional elastic-damping coupling in the transmission. *Izvestiya Volgogradskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*. 2012. No 5. Vol. 2, pp. 38–41 (in Russ.).
10. Shcherenkov G.M. Pary treniya avtomobil'nykh stseplenyi (teoriya, ispytaniya i raschet): dis. ...d-ra tekhn. nauk [Couples of friction of automobile clutches (theory, tests and calculation): : dissertation for Degree of Doctor of Technical Sciences]. Yaroslavl', 1976. 370 p.
 11. Talu K.A. Konstruktsiya i raschet tankov [Design and calculation of tanks]. Moscow: Izdanie akademii BTV Publ., 1963. 541 p.
 12. Sharipov V.M., Dmitriev M.I., Gorodetskiy K.I. The coefficient of friction in the contact friction couplings of friction clutches in the gearboxes of automobiles and tractors when changing gears without breaking the power flow. *Nauka i Obrazovanie. MGTU im. N.E. Bauman. Elektron. zhurn.* 2016. No 8, pp. 21–30. DOI: 10.7463/0816.0842932 (in Russ.).
 13. Sharipov V.M., Gorodetskiy K.I., Sopkin V.A., Dmitriev M.I. The coefficient of friction in the contact of friction couplings in friction clutches in gearboxes of automobiles and tractors. *Sovremennye tendentsii razvitiya nauki i tekhnologii*. 2016. No 5–3, pp. 131–135 (in Russ.).
 14. Sharipov V.M., Dmitriev M.I., Zenin A.S. Mathematical model of the gearshift in the transmission of the tractor. *Nauka i Obrazovanie. MGTU im. N.E. Bauman. Elektron. zhurn.* 2014. No 5, pp. 50–69 (in Russ.).
 15. Sharipov V.M., Gorodetskiy K.I., Dmitriev M.I. i dr. Mathematical model of the gearshift in the transmission of the tractor using friction clutches. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2012. No 1(13), pp. 112–121 (in Russ.).
 16. Sharipov V.M., Gorodetskiy K.I., Dmitriev M.I. i dr. Self-oscillatory processes in couplings of automobiles and tractors. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2013. No 1(15). Vol. 1, pp. 239–242 (in Russ.).
 17. Vernigor V.A., Solonskiy A.S. Perekhodnye rezhimy traktornykh agregatov [Transient modes of tractor units]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1983. 183 p.
 18. Barskiy I.B., Anilovich V.Ya., Kut'kov G.M. Dinamika traktora [Dynamics of the tractor]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1973. 280 p.
 19. Chunikhin V.I. Issledovanie dolgovechnosti par treniya traktornykh muft stsepleniya i nekotorykh putey ee povysheniya: dis. ... kand. tekhn. nauk [Investigation of the longevity of friction pairs of tractor clutches and some ways to increase it: dissertation for Degree of Candidate of Technical Sciences]. Moscow, 1977. 204 p.
 20. Sharipov V.M., Sharipova N.N., Shevelev A.S., Shchetinin Yu.S. Teoriya i proektirovanie friktsionnykh stseplenyi kolesnykh i gusenichnykh mashin [Theory and design of friction clutches of wheeled and caterpillar vehicles]. Pod obshch. red. V.M. Sharipova. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2010. 170 p.
 21. Lyalin V.P. Vybór optimal'nykh geometricheskikh parametrov par treniya s tsel'yu uluchsheniya kharakteristik teplovogo rezhima i rabotosposobnosti mufty stsepleniya traktora: dis. ... kand. tekhn. nauk [The choice of the optimal geometric parameters of friction pairs in order to improve the characteristics of the thermal regime and the operability of the tractor clutch: dissertation for Degree of Candidate of Technical Sciences]. Moscow, 1984. 167 p.

THE MAGNITUDE OF FRICTIONAL CLUTCH MOMENT DURING THE START ACCELERATION OF AUTOMOBILE OR TRACTOR

DSc in Engineering **V.M. Sharipov**, PhD in Engineering **M.I. Dmitriev**, **E.V. Klimova**
Moscow Polytechnic University Moscow, Russia, trak@mami.ru

At the present time there are still works where it is assumed that the frictional clutch moment in dynamics is greater than in static. In reality, this is not the case. It is shown that for existing types of friction linings (based on asbestos, asbestos-free polymer or powdered sintered), working in a dry environment with cast iron, the sliding friction coefficient is 0.23 ... 0.27. In this case, its value is 60 ... 70% of the coefficient of static friction. For friction clutches operating in oil, the value of the static coefficient of friction in the contact of the closed clutch discs of the disconnected gear is 1.7 ... 2.2 larger than the dynamic friction coefficient of the friction clutch of the gear involved. These data were obtained experimentally for friction discs with sintered powdered material MK-5 on a copper basis, Shadef on an iron basis, as well as HS43 and HS09 (Hoerbiger, Austria) on a copper basis. This confirms that frictional clutch moment in the dynamics is always less than in the static. The oscillograms with the results of the process of dispersal from the place of various tractor units are given, from which it follows that in most cases of start acceleration of the vehicle the clutch ends its slipping until it is fully turned on. Consequently, in most cases start, the acceleration of the vehicle does not use the maximum friction torque of the clutch in the dynamics, which, as was shown above, is always less than the frictional clutch in static.

Keywords: acceleration of the automobile or tractor unit, friction clutch, friction torque.