

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАНСПОРТНОЙ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ С АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ И ИХ ВЛИЯНИЕ НА РЕСУРС РАБОТЫ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

1. Введение. Современные автоматизированные гидромеханические коробки передач (ГМКП) на транспортных колесных машинах специального назначения представляют собой сложные гидро- электро- механические системы, в которых слаженную работу всех узлов и деталей обеспечивает система автоматического управления (САУ). От качества разработки САУ для ГМКП зависят не только эффективность задания динамичного и экономичного режимов движения машины, но и длительность ресурса работы ГМКП. Поэтому инженерам и ученым при проектировании данного класса систем помимо определения моментов времени переключения передач и блокировки-разблокировки гидротрансформатора в заданных условиях движения машины приходится решать научно-технические задачи обеспечения плавности переключения передач, так как она непосредственно влияет на ресурс работы автоматизированной ГМКП в целом.

С одной стороны САУ ГМКП должна так управлять переключениями передач, чтобы исключить слишком длительное скольжение фрикционных элементов в коробке. С другой стороны не рекомендуется быстро включать передачи, так как будут ощущаться толчки при переключениях и появятся ударные нагрузки. В результате каждый из перечисленных процессов включения фрикционных элементов ведет к уменьшению их срока службы. Поэтому возникает вопрос, какой способ включения передач обеспечит наибольший срок службы фрикционных элементов и исключит возникновение рывков при переключениях. Для решения этого вопроса выполним анализ динамических характеристик транспортной колесной машины специального назначения, совершающей разгон на ровном участке дороги, а также анализ конструктивных элементов ГМКП, влияющих на плавность переключения передач.

2. Анализ последних достижений и публикаций.

Плавность переключения передач требуется в любых трансмиссиях, но особенно остро эта проблема стоит в случае автоматического переключения передач, так как при этом переключения происходят неожиданно для водителя, и он лишен возможности управлять процессом переключения или выбирать его момент. Все мероприятия, связанные с плавностью переключения передач, обусловлены заданием и управлением скоростью изменения давления в гидроприводах фрикционных элементов управления коробкой передач [1]. При слишком медленном нарастании давления фрикционные элементы будут слишком долго скользить, что отражается неоправданным увеличением оборотов двигателя и отрицательно сказывается на долговечности фрикционных элементов. Кроме того, уменьшается скорость движения машины и увеличивается время разгона. Очень быстрое нарастание давления исключит выше перечисленные недостатки, но при этом приведет к ударному включению фрикционов и их быстрому разрушению.

САУ любой ГМКП содержит элементы, отвечающие за плавность переключения передач. К таким элементам можно отнести жиклеры и гидроаккумуляторы. Жиклеры применяются в гидросистемах ГМКП для обеспечения плавности нарастания давления или управления расхода масла. Например, система питания бустера через жиклер [2].

Этот способ конструктивно прост, но обладает существенными недостатками. Во-первых, гидравлическое сопротивление жиклера и время заполнения бустера зависят от вязкости масла, изменяющейся с температурой. Во-вторых, закон нарастания давления в бустере не зависит от величины крутящего момента, подводимого к фрикциону, что в случае малых нагрузок может привести к мгновенному замыканию фрикциона из-за крутой характеристики нарастания давления.

Задачей гидроаккумулятора является снижение скорости нарастания давления в гидроприводе и поддержание ее постоянной. Его включают параллельно бустеру с фрикционными. Жиклер с аккумулятором в линии питания бустера фрикционных могут обеспечить требуемую величину изменения давления и продолжительность буксования при включении передачи. Эти величины обуславливаются пропускной способностью жиклера, объемом аккумулятора и жесткостью его пружины. Однако эксплуатация тяжелых внедорожных машин выявила ряд недостатков такого устройства. Уменьшение диаметра жиклера приводит к недопустимому увеличению влияния температуры масла на время заполнения и буксования, что приводит к чрезмерному увеличению времени заполнения бустера, продолжительным разрывам включения между передачами и разгону разгруженного двигателя. Удовлетворительные результаты могут быть получены при диаметре жиклера не менее 2,3 мм. Такое увеличение жиклера требует применения гидроаккумулятора чрезмерно большого объема для сокращения времени буксования до величины менее 1 секунды [3].

Также для обеспечения плавности переключения передач в САУ ГМКП применяют регуляторы давления: центральный и индивидуальный для каждого бустера с коррекцией по нагрузке двигателя [2]. Центральный регулятор давления. Это устройство, объединяющее аккумулятор плавности с главным клапаном, который перепускает масло из магистрали управления на подпитку гидротрансформатора и в систему смазки. Закон повышения давления определяется рабочим объемом аккумулятора, жесткостью его пружины и диаметром жиклера. Существенный недостаток устройства – постоянство закона нарастания давления для всех бустеров переключения передач и режимов работы. Поэтому приходится либо подбирать компромиссный закон управления переключением передач при разных нагрузках, либо выполнять фрикционные элементы, бустеры и гидравлические трассы с разными характеристиками для разных передач.

Индивидуальный регулятор давления представляет собой аккумулятор с дифференциальным клапаном, подключенный к линии питания бустера параллельно. После заполнения бустера растущее давление отжимает клапан в рабочее положение и избыток масла сбрасывается на слив. Через жиклер в клапане масло заполняет аккумулятор, повышая тем самым давление в линии питания, поддерживаемое клапаном. Недостаток описанного устройства – отсутствие зависимости закона нарастания давления от нагрузки двигателя, что может привести или к преждевременному замыканию фрикциона, или к его буксованию при высоком давлении. Коррекцию по нагрузке двигателя можно осуществить посредством подвода давления, пропорционального нажатию на педаль подачи топлива, под обратную сторону поршня аккумулятора индивидуального регулятора. Увеличение этого давления при нажатии на педаль вызывает соответствующее повышение давления регулируемого клапана в линии питания бустера и обеспечивает плавное переключение при любой нагрузке двигателя.

Является перспективной электронная система управления, регулирующая давление в бустерах. Поскольку она может обеспечить синхронизацию по числу оборотов с точностью до 0,5% [4]. В такой системе управление давлением возлагается на электронный блок управления, который может выполнять коррекцию закона управления по температуре масла, нагрузке двигателя и состоянию фрикционных элементов, изме-

няючись в течение времени эксплуатации трансмиссии. Кроме того, электронная система управления позволяет изменять время включения фрикционного элемента в зависимости от того, с какой интенсивностью водитель нажимает на педаль подачи топлива. Тем самым обеспечивается адаптивное управление плавностью переключения передач в зависимости от стиля вождения машины, при условии выполнения плавности и минимальной работы буксования фрикционных.

3. Постановка задачи

Выполним анализ динамических характеристик транспортной колесной машины специального назначения, определим факторы, влияющие на плавность переключения передач в ГМКП, и определим условия переключения передач, обеспечивающие наибольший ресурс работы ГМКП.

4. Анализ динамики разгона колесной машины с ГМКП

Плавность переключения передач в ГМКП определяется четырьмя факторами:

- параметрами фрикционного элемента;
- изменением коэффициента трения фрикционных дисков в зависимости от скорости буксования;
- отношением передаточных чисел переключаемых передач;
- удельным давлением на фрикционных дисках.

Первые два фактора не поддаются управлению в процессе переключения передач. Параметры фрикционного элемента должны выбираться исходя из максимального передаваемого крутящего момента и из соображений отвода тепла, так как продолжительное буксование, необходимое для плавного переключения, приводит к значительному тепловыделению. На дисках недопустимы высокие значения удельной работы и удельной мощности буксования, которые даже при небольших крутящих моментах вызывают местные перегревы и высокие температурные перепады на дисках. Это приводит к короблению дисков, к уменьшению зазора в выключенном состоянии и к ускоренному их износу.

Рост коэффициента трения материала дисков с уменьшением скорости скольжения приводит к резкому возрастанию крутящего момента, передаваемого фрикционным элементом в процессе его замыкания, то есть к ухудшению плавности. Идеальным был бы фрикционный материал, для которого коэффициенты трения покоя и скольжения равны.

Влияние отношения передаточных чисел переключаемых передач на плавность переключений уменьшается благодаря установке гидротрансформатора (ГТ). Однако, чем больше их отношение, тем больший крутящий момент требуется для синхронизации частот вращения элементов коробки передач и тем меньше ГТ сглаживает толчки, возникающие при переключениях.

Рассмотрим, как протекает переходной процесс в гидромеханической трансмиссии (ГМТ) во время разгона колесной машины. Переключение передач в ГМТ осуществляется при разблокированном ГТ. Динамическая модель машины с ГМТ представлена на рис. 1 [3].

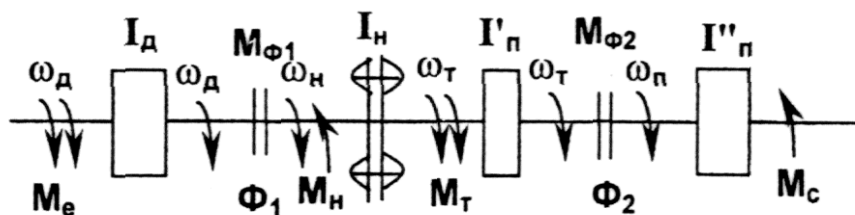


Рис. 1. Динамическая модель ГМТ колесной машины

где Φ_1 – фрикцион имитирующий фрикционы включения передач в планетарной коробке; Φ_2 – фрикцион имитирующий буксование ведущих колес во время разгона; I_d – момент инерции вращающихся деталей двигателя; I_H – момент инерции насосного колеса приведенный к валу двигателя; I_{II} – момент инерции трансмиссии приведенный к валу турбинного колеса; I_{II}^* – момент инерции всей машины приведенный к валу турбинного колеса; ω_d – угловая скорость коленчатого вала двигателя; ω_H – угловая скорость вала насосного колеса ГТ; ω_T – угловая скорость вала турбинного колеса ГТ; ω_{II} – угловая скорость вращения приведенных масс; M_e – крутящий момент двигателя при установившейся нагрузке; M_H – крутящий момент на валу насосного колеса ГТ; M_T – крутящий момент на валу турбинного колеса ГТ; $M_{\Phi 1}$, $M_{\Phi 2}$ – крутящие моменты на фрикционах Φ_1 и Φ_2 ; M_c – крутящий момент сопротивления движения, зависящий от дорожных условий.

Характеристики разгона колесной машины с ГМТ, соответствующие выше представленной динамической модели, показаны на рис. 2. Весь процесс разгона колесной машины можно представить в виде двух периодов: первого ($0 - t_1$), который характеризуется снижением угловой скорости двигателя до минимального значения $\omega_{d \min}$, и второго ($t_1 - t_p$), характеризующегося повышением угловых скоростей коленчатого вала двигателя ω_d , насосного ω_H и турбинного ω_T валов ГТ. Процесс разгона заканчивается, когда угловая скорость ω_T достигает установившегося значения. В момент полного включения фрикциона Φ_1 угловые скорости ω_d и ω_H становятся равными. Буксование фрикциона Φ_1 длится в течение периода времени $0 - t_m$.

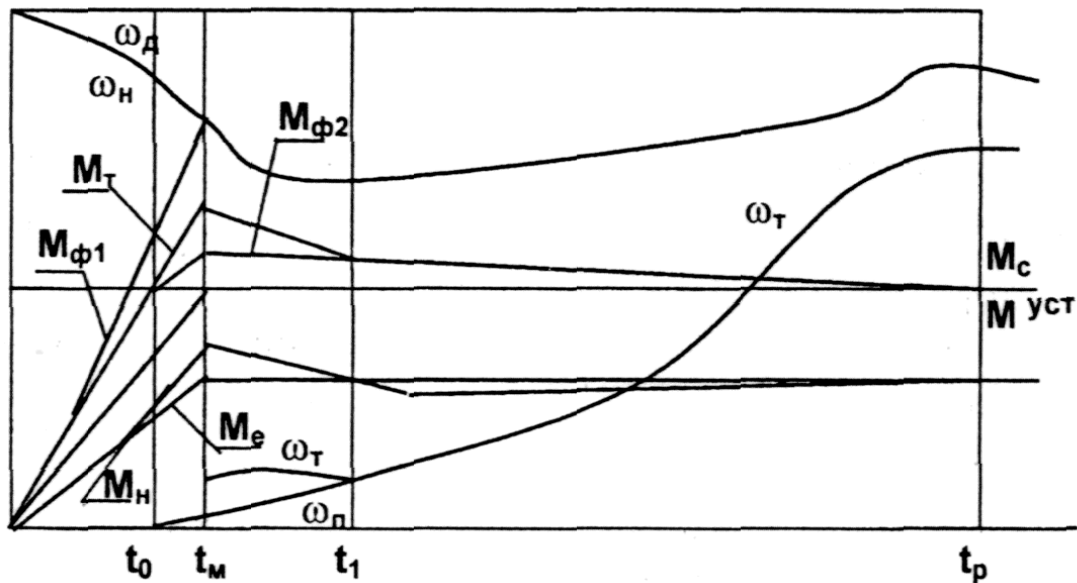


Рис. 2. Расчетные характеристики разгона колесной машины с ГМТ.

Чтобы найти время первого периода разгона, запишем уравнение баланса моментов для участка $t_m - t_1$, которое имеет вид:

$$M_H = M_e + (I_d + I_H) \frac{d\omega_d}{dt} \quad (1)$$

Если принять, что на этом участке изменение моментов M_H и M_e происходит по линейному закону, тогда получим:

$$t_1 = t_M + \frac{(\omega_D - \omega_{D \min})2(I_D + I_H)}{\lambda_n \omega_D - k_{II}' M_{ep}} \quad (2)$$

где $\lambda_n = \gamma \lambda_1 D^5$; γ – удельный вес рабочей жидкости ГТ; λ_1 – коэффициент первичного момента; D – активный диаметр ГТ; k_{II}' – отношение момента, развиваемого двигателем при полностью включенном фрикционе Φ_1 к номинальному моменту M_{ep} .

Буксование фрикциона Φ_2 в этот период времени вызывает резкое повышение угловой скорости турбины, а следовательно снижение коэффициента λ_n . При этом допускается, что на участке $t_m - t_1$ коэффициент λ_n имеет постоянное значение, соответствующее наибольшему моменту, который передается фрикционом Φ_2 .

Продолжительность процесса разгона колесной машины в основном определяется длительностью второго периода, в течение которого происходит совместный разгон турбинного вала ГТ и коленчатого вала двигателя. Но этот период времени зависит от внешней характеристики ГТ и определяется законами изменения кинематического и силового передаточных отношений ГТ.

Таким образом, из анализа работы динамической модели ГМТ колесной машины следует, что для обеспечения плавности переключений в ГМКП необходимо регулировать время t_m буксования фрикциона Φ_1 , величина которого в свою очередь будет влиять на срок службы фрикционных элементов. Причем это время будет наименьшим в том случае, если перед включением фрикциона Φ_1 угловые скорости ω_D и ω_H будут приблизительно равными.

Рассмотрим динамическую характеристику изменения частоты вращения коленчатого вала дизельного двигателя транспортной колесной машины специального назначения, которая была получена в результате математического моделирования разгона машины на ровном участке дороги [5]. Характеристика представлена на рис. 3.

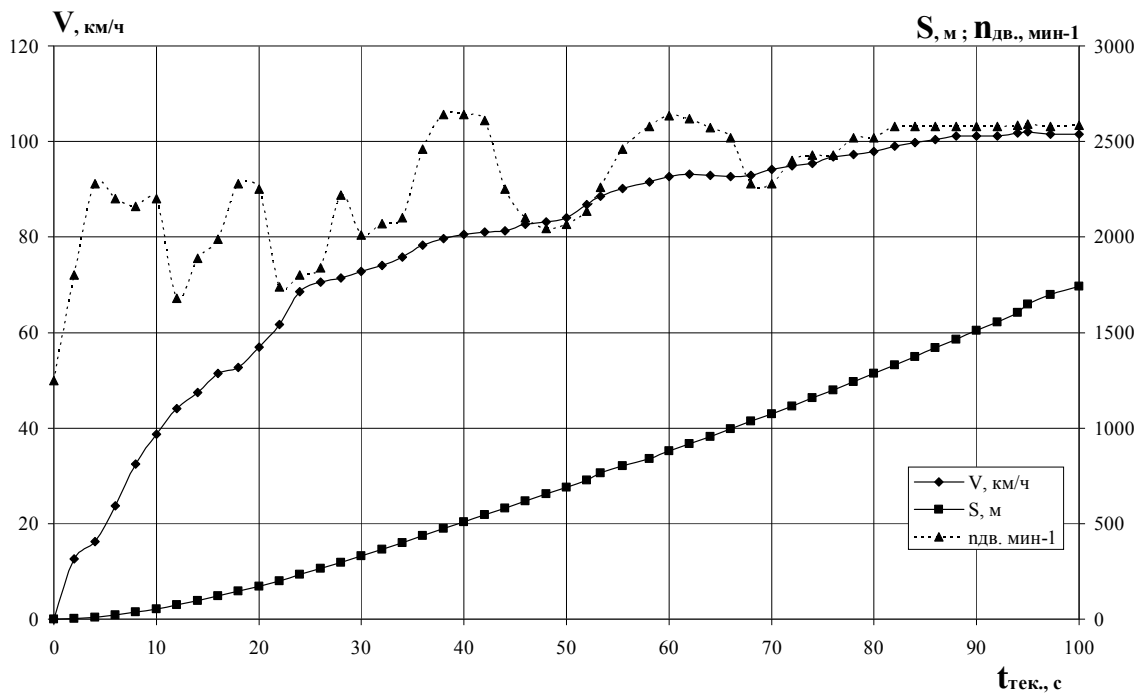


Рис.3. Разгонная и динамическая характеристики транспортной колесной машины специального назначения.

Из анализа динамической характеристики изменения частоты вращения коленчатого вала дизельного двигателя следует, что в моменты выключения передач частота вращения коленчатого вала двигателя увеличивается, а в моменты включения передач уменьшается, не смотря на наличие гидравлической связи между валом двигателя и трансмиссией машины через ГТ. При этом частота вращения выходного вала коробки передач после выключения фрикционов некоторое время будет поддерживаться постоянной благодаря наличию инерции машины, приведенной к выходному валу коробки. В результате получаем, что перед включением фрикционов угловые скорости на входе и выходе коробки передач не равны друг другу. И чем больше их разность, тем больше времени требуется на буксование фрикционов для обеспечения синхронизации вращения входного и выходного валов коробки передач. В результате этого существенно уменьшается срок службы фрикционных элементов. Поддерживать постоянной угловую скорость на входном валу коробки передач в моменты выключения бустеров фрикционов и приблизительно равной угловой скорости выходного вала возможно посредством применения электронного регулятора режимов работы двигателя и взаимодействия его с электронным блоком управления ГМКП.

5. Выводы

Проведенный анализ динамических характеристик транспортной колесной машины специального назначения с автоматизированной ГМТ показал:

1. Для обеспечения плавности переключения передач в ГМТ необходимо управлять временем буксования фрикционов в моменты их включения.
2. Для получения наибольшего ресурса работы фрикционных элементов в коробке передач необходимо поддерживать приблизительно равными величины частот вращения входного и выходного валов коробки передач в моменты включения бустеров фрикционов.

Литература: 1. Стримовский С.В. Обеспечение качества переключения передач в гидромеханической трансмиссии колесной машины / С.В. Стримовский // *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. – 2007. – №4/4(28). – С. 38-41. 2. Харитонов С.А. Автоматические коробки передач. – М.: Астель, 2003. – 479с. 3. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / [Александров Е.Е., Волонцевич Д.О., Карпенко В.А. и др.]; под ред. А.Н. Туренко. – Харьков: ХГАДТУ(ХАДИ), 2001. – 642 с. 4. Александров Е.Е. Перспективы применения гидромеханической трансмиссии с микропроцессорной системой управления на военных машинах / Е.Е. Александров, С.В. Стримовский // *Механіка та машинобудування*. – 2006. – №1. – С. 92–98. 5. Волонцевич Д.О. Синтез гидродинамической трансмиссии транспортной машины с использованием модели двигателя внутреннего сгорания с системой топливоподачи / Д.О. Волонцевич, С.В. Стримовский // *Вісник НТУ "ХПИ". Транспортне машинобудування*. –2008. – № 46. – С.58–72.

Bibliography (transliterated):

1. Strimovskiy S.V. Obespechenie kachestva pereklyucheniya peredach v gidromehanicheskoy transmissii kolesnoy mashiny / S.V. Strimovskiy // *Vostochno-evropeyskiy zhurnal peredoviyh tehnologiy*. – 2007. – #4/4(28). – S. 38-41. 2. Haritonov S.A. Avtomati-cheskie korobki peredach. – М.: Astel, 2003. – 479s. 3. Dinamika transportno-tyagovyih kolesnyih i gusenichnyih mashin /

[Aleksandrov E.E., Volontsevich D.O., Karpenko V.A. i dr.]; pod red. A.N. Turenko. – Harkov: HGADTU(HADI), 2001. – 642 s. 4. Aleksandrov E.E. Perspektivy primeneniya gidromekhanicheskoy transmissii s mikroprotsessornoy sistemoy upravleniya na voennyih mashinah / E.E. Aleksandrov, S.V. Strimovskiy // *Mehanika ta mashinobuduvannya*. – 2006. – #1. – S. 92–98. 5. Volontsevich D.O. Sintez gidrodinamicheskoy transmissii transportnoy mashiny s ispolzovaniem modeli dvigatelya vnutrennego sgoraniya s sistemoy toplivopodachi / D.O. Volontsevich, S.V. Strimovskiy // *VIsnik NTU "HPI". Transportne mashinobuduvannya*. – 2008. – # 46. – S.58–72.

Стрімівський С.В.

АНАЛІЗ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАНСПОРТНОЇ КОЛІСНОЇ МАШИНИ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ З АВТОМАТИЗОВАНОЮ ГІДРОМЕХАНІЧНОЮ ТРАНСМІСІЄЮ ТА ЇХ ВПЛИВ НА РЕСУРС РОБОТИ ГІДРОМЕХАНІЧНОЇ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

У статті виконано аналіз динамічних характеристик транспортної колісної машини спеціального призначення з автоматизованою гідромеханічною трансмісією, які були отримані в результаті математичного моделювання процесу розгону машини на рівній ділянці дороги. Вирішується важливе питання – пошук методів підвищення ресурсу роботи гідромеханічної коробки передач.

Стримовский С.В.

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАНСПОРТНОЙ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ С АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ И ИХ ВЛИЯНИЕ НА РЕСУРС РАБОТЫ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

В статье выполнен анализ динамических характеристик транспортной колесной машины специального назначения с автоматизированной гидромеханической трансмиссией, полученных в результате математического моделирования процесса разгона машины на ровном участке дороги. Решается важный вопрос – поиск методов повышения ресурса работы гидромеханической коробки передач.

Strimovskiy S.V.

ANALYSIS DYNAMIC PERFORMANCES OF THE SPECIAL-PURPOSE TRANSPORT WHEELED VEHICLE WITH AUTOMATIZED HYDROMECHANICAL TRANSMISSION AND THEIRS INFLUENCED ON ENDURANCE HYDRO-MECHANICAL GEAR-BOX.

In article the analysis dynamic performances of the special-purpose transport wheeled vehicle with automatized hydro-mechanical transmission as a result of mathematical modeling the process of acceleration vehicle on even road –plot. Doing the decide crucial issue – the search methods increase endurance hydro-mechanical gear-box.