

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ УПРАВЛЕНИЯ ЗУБЧАТЫМИ МУФТАМИ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ

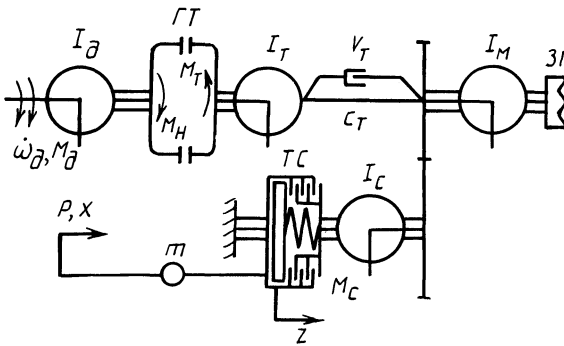
В большинстве гидромеханических трансмиссий силовой поток от двигателя к движителю передается с помощью фрикционных муфт, установленных на каждой передаче. Продолжительность использования фрикционных муфт на первой передаче заднего хода или реверсе составляет 1...3 % от общего времени эксплуатации машины. Остальное время, находясь в выключенном состоянии, они частично поглощают мощность двигателя, затрачиваемую на преодоление момента сопротивления вращению между ведущими и ведомыми элементами выключенных фрикционных муфт. На указанных передачах вместо сложных и дорогостоящих фрикционных муфт наиболее целесообразно применять зубчатые, как более надежные в эксплуатации, простые и дешевые в изготовлении. Кроме того, они обладают высокой нагрузочной способностью, небольшими габаритами, малой чувствительностью к высоким температурам и перепадам температур [1]. Применение их позволяет создавать более компактные конструкции гидромеханических передач (ГМП) с малыми внутренними потерями мощности.

Основным препятствием для широкого применения зубчатых муфт в ГМП является необходимость синхронизации включаемых полумуфт. Задача обеспечения проворота включаемой полумуфты с угловой скоростью в 1...5 рад/с, при которой ее шлицы беспрепятственно входят в зацепление, решалась на опытных машинах путем установки гидроуправляемого тормоза-синхронизатора (ТС), связанного с турбинным валом гидротрансформатора (ГТ) и корпусом ГМП, с последующим подбором закона управления им. Для определения закона, по которому обеспечивается надежное включение зубчатых муфт, необходимо исследовать процессы, происходящие при их включении, с учетом особенностей работы двигателя, гидротрансформатора, упругих и демпфирующих свойств элементов, расположенных между двигателем и ТС.

Динамическая схема моторно-трансмиссионной установки и ТС приведена на рис. 1. По этой схеме составлена математическая модель в форме уравнений Лагранжа второго рода на основании выражений кинетической и потенциальной энергий и диссипативной функции Рэлея. При этом характеристики двигателя и гидротрансформатора описаны регрессионными моделями, полученными опытным путем, и дополнены уравнением регулятора двигателя [2]. Моделирование работы ТС осуществлялось с учетом изменения коэффициента трения дисков в зависимости от относительной скорости их скольжения в зоне контакта и инерционности рабочей жидкости, потерь давления по длине и в местных сопротивлениях магистрали управления [3].

Исследование переходных процессов в динамической системе при управлении ТС зубчатыми муфтами ГМП проводили, подводя в ТС жидкость под давлением, изменяющимся по определенному закону. При подводе в ТС жидкости с постоянным давлением 1,4...0,8 МПа данная динамическая система реагирует через 0,3...0,4 с. За это время заполняются каналы и полости тормоза. Угло-

Рис. 1. Динамическая схема объекта управления:



M_D, M_H, M_T — крутящие моменты соответственно на валу двигателя, насосного и турбинного колес ГТ; M_C — крутящий момент, создаваемый ТС; ω_D — угловая скорость вращения вала двигателя; I_D, I_T, I_M, I_C — моменты инерции вращающихся масс, приведенные соответственно к валу двигателя, турбинному колесу ГТ, зубчатой муфте (ЗМ) и тормозу-синхронизатору; C_T, r_T — коэффициенты соответственно жесткости и демпфирования упругого элемента; m — масса жидкости в канале управления; p — давление в ТС; x, z — направление потока жидкости в канале управления и перемещения поршня ТС

вая скорость турбины изменяется от ее первоначального значения при холостом ходе двигателя до нуля при полной остановке за 0,12...0,4 с (рис. 2). В этот промежуток времени турбина находится в зоне включения зубчатой муфты всего 0,05 с, что явно недостаточно. При снижении давления до 0,76 МПа турбина останавливается, но через 0,3...0,4 с вновь разгоняется до достаточно высокой угловой скорости, при которой включение муфты может привести к большим ударным нагрузкам. При дальнейшем снижении давления до 0,7 МПа турбинное колесо постоянно вращается с высокой угловой скоростью. Такие изменения угловой скорости объясняются тем, что ответное воздействие двигателя на турбину ГТ при ее затормаживании запаздывает и носит колебательный характер. Поэтому в начале торможения при небольшом тормозном моменте ТС турбина останавливается, а у двигателя при нагрузке увеличивается крутящий момент и турбина раскручивается. Поскольку коэффициент трения дисков ТС с ростом относительной скорости их скольжения уменьшается, нагрузка на двигатель соответственно снижается. Регулятором уменьшается подача топлива, крутящий момент на турбине уменьшается и ТС турбина затормаживается. Процесс повторяется. Из-за запаздывания реакции двигателя турбина в момент растормаживания разгоняется до высокой скорости. Поэтому при использовании силовых установок с дизельным двигателем невозможно подобрать постоянное давление в магистрали управления, которое обеспечивало бы вращение зубчатой полумуфты с небольшой скоростью.

Увеличить продолжительность буксования ТС с низкой угловой скоростью можно, используя в гидрوليнии его управления устройства типа клапана плавности. Нарастание давления в ТС до определенного происходит аналогично описанному выше, затем в период падения момента двигателя медленно нарастает давление и резко окончательно сжимаются диски при его увеличении. Процесс функционирования динамической системы показан на рис. 2. Из него видно, что возможны режимы, при которых вращение турбинного вала будет

Рис. 2. Изменение угловой скорости турбинного колеса ГТ при подводе в ТС жидкости с постоянным и регулируемым давлением:

постоянным: — $p = 1,4$ МПа; — — — $p = 0,76$ МПа; - - - - $p = 0,7$ МПа;
 регулируемым: — · — $p = 0,625 \dots 0,975$ МПа;
 — — — $p = 0,605 \dots 0,960$ МПа;
 — x — $p = 0,650 \dots 0,850$ МПа;

$\omega_{в.м}$ — максимально допустимая угловая скорость турбинного колеса ГТ, при которой обеспечивается включение зубчатой муфты

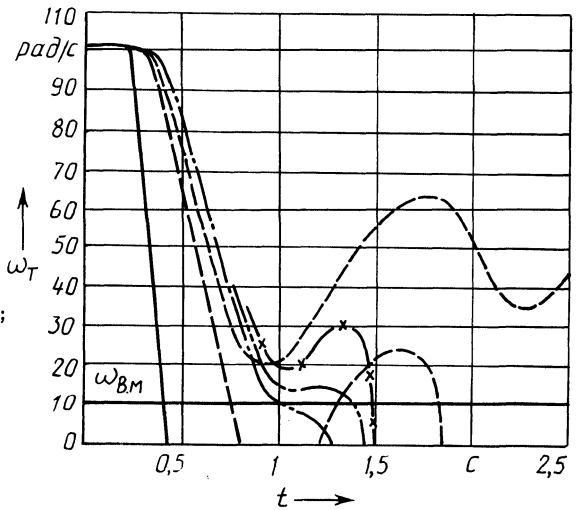
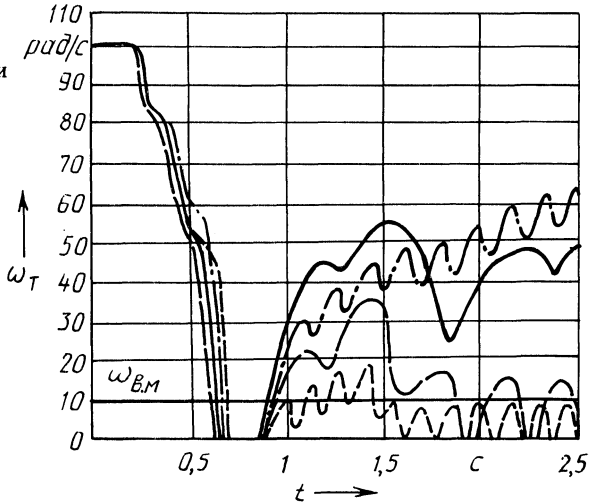


Рис. 3. Изменение угловой скорости турбинного колеса ГТ при подводе в ТС жидкости с переменным давлением:

— $p_{\min} = 0,6$ МПа, $p_{\max} = 0,9$ МПа, $f = 2,5$ Гц;
 - - - $p_{\min} = 0,6$ МПа, $p_{\max} = 1,0$ МПа, $f = 4$ Гц;
 - - - - $p_{\min} = 0,6$ МПа, $p_{\max} = 1,0$ МПа, $f = 7$ Гц;
 — · — $p_{\min} = 0,6$ МПа, $p_{\max} = 0,9$ МПа, $f = 6$ Гц;

$\omega_{в.м}$ — максимально допустимая угловая скорость турбинного колеса ГТ, при которой обеспечивается включение зубчатой муфты



медленным в промежуток времени, достаточный для включения муфты. Незначительное же изменение параметров устройства приводит к существенному изменению скорости вращения турбины. Такое устройство не может работать при значительных изменениях внешних условий и практического применения не нашло.

Решить задачу надежного включения зубчатых муфт можно, подавая в ТС управляющий сигнал пилообразного вида. При верхнем пределе давления в ТС должна обеспечиваться надежная остановка турбины, а при нижнем — надежное растормаживание. Частотой импульсов давления определяется максимальная скорость разгона турбины.

На рис. 3 приведены графики переходных процессов, позволяющие определить необходимые параметры управляющего сигнала для данной динамической системы. При изменении давления от 0,6 до 0,9 МПа и частоты импульсов от 2 до 10 Гц турбинный вал затормаживается, а затем разгоняется до угловой скорости 30...50 рад/с. С увеличением верхнего предела давления в ТС до 1 МПа происходит остановка и проворот турбинного вала с угловой скоростью, определяемой частотой импульсов давления. Подбирая параметры импульсов, можно добиться того, чтобы угловая скорость вращения турбины длительное время находилась в зоне устойчивого включения зубчатых муфт ГМП. Рассмотренный способ управления тормозом-синхронизатором обеспечивает надежное включение зубчатых муфт гидромеханической передачи и реализован на перспективных гусеничных машинах.

ЛИТЕРАТУРА

1. А й р а п е т о в Э.Л., К о с а р е в О.И. Зубчатые муфты. – М., 1982. – 126 с.
2. К с е н е в и ч И.П., Т а р а с и к В.П. Системы автоматического управления ступенчатыми трансмиссиями тракторов. – М., 1979. – 280 с.
3. М е т л ю к Н.Ф., А в т у ш к о В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. – М., 1980. – 231 с.

УДК 658.382.2-729.8

А.Ф. АНДРЕЕВ, Р.И. КРЖИВИЦКИЙ,
В.В. КУХАРЕНКО, М.А. РАЗУМОВСКИЙ

МЕТОДЫ ОЦЕНКИ СРЕДНЕГО КОЭФФИЦИЕНТА ЗВУКОПОГЛОЩЕНИЯ В ЗАМКНУТОМ ОБЪЕМЕ КАБИН АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Акустической обработке интерьера кабин транспортных средств, дорожно-строительных и сельскохозяйственных машин уделяется серьезное внимание. Для обработки интерьера кабин используются специальные обивочные материалы и звукопоглотители, способствующие снижению шума, воздействующего на водителя.

Эффективность акустической обработки кабин оценивается общим фоновым звукопоглощением

$$A = a_{\text{ср}} A_{\text{п}} ,$$

где $a_{\text{ср}}$ – средний коэффициент звукопоглощения; $A_{\text{п}}$ – площадь внутренних поверхностей кабины.

Для определения $a_{\text{ср}}$ можно использовать формулу Эйринга [1]:

$$T = \frac{0,16V}{-A \ln(1 - a_{\text{ср}})} ,$$

где T – время реверберации; V – объем кабины.