

В. Г. Ревский, А. А. Цереня

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ МЕХАНИЧЕСКОЙ И ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ ТРАКТОРА Т-130

Трансмиссии таких машин, как трактор, автомобиль и т. п., содержащие гидротрансформатор, обладают целым рядом положительных качеств, отсутствующих у обычных механических трансмиссий. Среди них — меньшая динамическая нагруженность и более высокая долговечность.

Упомянутые качества в значительной мере обусловлены защитными свойствами гидротрансформатора. Под этими свойствами подразумевается способность гидротрансформатора сглаживать или даже гасить в значительной мере импульсы нагрузок, проходящих через него. В результате на выходе гидротрансформатора колебания нагрузки (крутящего момента) становятся по амплитуде значительно меньше, чем на его входе, и, следовательно, часть трансмиссии, связанная с выходом гидротрансформатора, защищается от воздействия значительных колебаний нагрузки.

Существование защитных свойств было подтверждено в ряде экспериментальных работ, проведенных на автомобилях и тракторах в реальных условиях эксплуатации [1, 2, 3, 4].

В настоящей работе сделана попытка оценить влияние гидротрансформатора на сглаживание динамических нагрузок в трансмиссии путем моделирования процесса нагружения на аналоговой вычислительной машине МНБ-1. Моделировалось нагружение обычной механической и гидромеханической трансмиссий трактора Т-130 Челябинского тракторного завода.

В основу моделирования был положен процесс, при котором на входном звене трансмиссии создавался с некоторой скоростью импульс нагрузки определенной величины, а затем после прохождения импульса через промежуточные звенья регистрировалась его величина на выходном звене.

В гидромеханической трансмиссии в отличие от механической среди промежуточных звеньев находилась и модель гидротрансформатора.

Для создания импульсов нагружения трансмиссии между массой, имитирующей массу вращательных и поступательно-движущихся масс двигателя, и остальными звеньями модели трансмиссии было поставлено фрикционное сцепление. Включением сцеп-

ления с определенным темпом и обеспечивалось получение соответствующей скорости нарастания нагрузки на входе трансмиссии. В процессе исследования варьировались числа оборотов вращения маховика двигателя, при котором производилось включение сцепления, режим работы гидротрансформатора, скорость включения сцепления и скорость движения трактора.

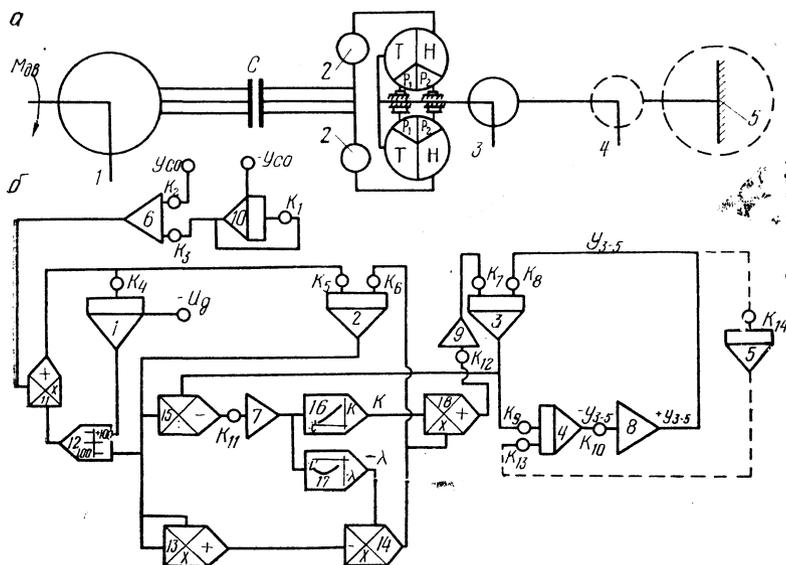


Рис. 1. Динамическая схема и блок-схема для гидромеханической трансмиссии трактора Т-130:

a — динамическая схема: 1, 2, 3, 4, 5 — массы деталей трансмиссии; С — фрикционное сцепление; Т — турбинное колесо гидротрансформатора; Н — насосное колесо гидротрансформатора; Р — реакторы гидротрансформатора; М — крутящий момент двигателя на входе в трансмиссию; *b* — блок-схема: 1, 2, 3, 4, 5, 10 — интеграторы; 6 — сумматор; 7, 8, 9 — инверторы; 11, 13, 14, 15, 18 — блоки деления-умножения; 12 — блок спещнелинейностей; 16, 17 — блоки нелинейностей; K_1 — K_{14} — передаточные коэффициенты; u_{co} — напряжение, соответствующее максимальному моменту в сцеплении; u_{3-5} — напряжение, соответствующее величине крутящего момента на упругом звене 3—5.

При расчетах нагруженности трансмиссии Т-130 с использованием АВМ реальные детали трансмиссии заменялись соответствующими им массами и упругими звеньями. Соединенные определенным образом между собой они образовали динамическую схему машинного агрегата.

Исходя из условий исследования (регистрировать нагрузки на входе в гидротрансформатор и на упругом звене, связанном с турбинным валом гидротрансформатора) и возможностей аналоговой машины МНБ-1 (ограниченное количество решающих блоков) были составлены две упрощенные динамические схемы.

Динамическая схема, соответствующая гидромеханической трансмиссии, представлена на рис. 1, *а*. Она содержит пять масс, каждая из которых имеет определенный момент инерции, и одно упругое звено с определенной податливостью.

Массы: 1 — маховика, коленчатого вала и движущихся деталей двигателя, 2 — насосного колеса гидротрансформатора, 3 — турбинного колеса гидротрансформатора и деталей коробки передач, приведенных к турбинному валу, 4 — деталей главной передачи, приведенных к турбинному валу гидротрансформатора, 5 — маховика, заменяющего массу поступательно-движущегося трактора.

Податливость упругого звена между массами 3 и 5 соответствует суммарной податливости деталей коробки передач и валов на участках от ведомого колеса главной передачи до левого и правого фрикционных в приводе к турбинному валу гидротрансформатора. Приведение моментов инерции масс и податливостей выполнялось для первой передачи переднего хода в коробке передач Т-130.

Динамическая схема для механической трансмиссии построена подобно схеме для гидромеханической. Однако для большей сопоставимости результатов расчетов в ней масса 3 объединена с массой насосного колеса гидротрансформатора.

На основе упрощенных динамических схем составляются блок-схемы. Блок-схема для гидромеханической трансмиссии представлена на рис. 1, *б*. Соединение решающих устройств аналоговой вычислительной машины в одну блок-схему производилось по методу динамических аналогий и с использованием частных блок-схем [5, 6].

При использовании упомянутого метода блок-схема изображается под расчетной динамической схемой и каждый элемент ее моделируется отдельно. Причем масса моделируется интегратором, а упругое звено сочетанием интегратора и инвертора. Для динамической схемы (рис. 1) массам 1, 2, 3 и 5 соответствуют интеграторы 1, 2, 3 и 5, а упругому звену 3—5 — интегратор 4 и инвертор 8.

Так как в динамической схеме содержатся фрикционное сцепление и гидротрансформатор, то из решающих блоков АВМ набирают, используя частные блок-схемы, модели этих устройств. После соединения их с соответствующими массами (интеграторами) образуется полная блок-схема.

Частная блок-схема для фрикционного сцепления моделирует нарастание момента трения в нем по экспоненциальному закону. Этот закон обеспечивается совместной работой интегратора 10, суммирующего усилителя 6, блока перемножения 11 и блока нелинейности 12.

Блоки 11 и 12 моделируют процесс буксования сцепления до выравнивания угловых скоростей масс 1 и 2.

Величина максимального момента трения, на передачу которого рассчитывается сцепление, устанавливается заданием напряжения U_{co} .

Темп включения сцепления задается изменением коэффициента передачи K_1 . Значения K_1 рассчитываются по формуле

$$K_1 = \frac{3}{t_n M_t}, \quad (1)$$

где t_n — время нарастания момента трения в сцеплении до максимального значения, сек; M_t — масштаб времени.

Число оборотов маховика двигателя перед включением сцепления задается величиной напряжения U_d , подаваемого на выход интегратора 1.

Модель гидротрансформатора составляется из блоков АВМ 13—18,9. Назначение и работа отдельных блоков состоит в следующем.

С выходов интеграторов 2 и 3 снимаются напряжения U_2 и U_3 , соответствующие угловым скоростям насосного и турбинного колес гидротрансформатора ω_n и ω_t .

Введение этих напряжений в блок деления 15 дает на его выходе

$$\frac{U_3}{U_2} = \frac{\omega_t}{\omega_n} = 10 i',$$

где i' — передаточное отношение между турбинным и насосным колесами гидротрансформатора.

Модель гидротрансформатора построена на основе формулы

$$M_t = K M_n = K \lambda \omega_n^2 \frac{900}{\pi^2} \gamma 10^4 D^5, \quad (2)$$

где M_t — крутящий момент на турбинном колесе; K — коэффициент трансформации; M_n — крутящий момент на насосном колесе; λ — коэффициент входного момента; ω_n — угловая скорость вращения насосного колеса; γ — объемный вес рабочей жидкости; D — активный диаметр гидротрансформатора.

Напряжение, соответствующее i' , после масштабного усилителя 7 вводится в блоки нелинейностей 16 и 17, формирующие функции $K=f(i')$ и $\lambda=f(i')$.

Напряжение с выхода интегратора 2 U_2 проходит через блок умножения 13 и образует на его выходе напряжение $0,01 U_2^2$. Затем оно поступает в блок умножения 14, перемножается с напряжением $\lambda=f(i')$, и на выходе блока получаем напряжение, соответствующее M_n . Последнее вводится в интегратор 2.

Напряжение, соответствующее $K=f(i')$, подается на блок умножения 18. В нем перемножается с напряжением, соответствующим M_n , что дает напряжение, соответствующее M_T , и вводится в интегратор 3 через масштабный усилитель 9.

Для обеспечения работы усилителей аналоговой машины без перегрузок производился выбор масштабов угловой скорости и крутящего момента, а соответственно им расчет масштаба времени и коэффициентов передач $K_1—K_{14}$.

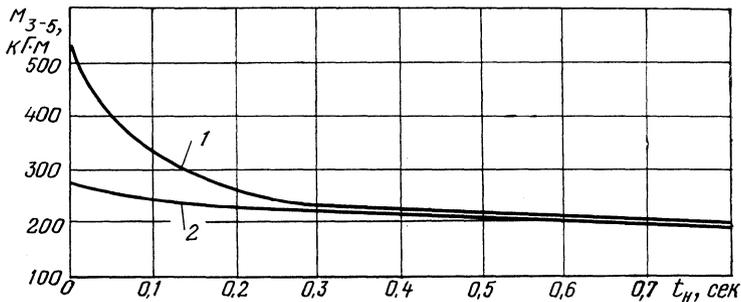


Рис. 2. График зависимости величины крутящего момента на упругом звене 3—5 от длительности процесса включения сцепления:

1 — для трансмиссии без гидротрансформатора; 2 — для трансмиссии с гидротрансформатором; M_{3-5} — величина в кг·м крутящего момента на упругом звене 3—5; t_n — продолжительность процесса включения сцепления, сек.

В блок-схеме для механической трансмиссии отсутствуют блоки АВМ, моделирующие гидротрансформатор. В остальном пояснения, сделанные для блок-схемы, содержащей гидротрансформатор, сохраняют свой смысл и для блок-схемы механической трансмиссии.

При работе блок-схем на модели упругого звена 3—5 возникают напряжения, соответствующие в определенном масштабе величине крутящего момента, нагружающего это звено. Напряжения снимаются с выхода интегратора 4 и пересчитываются в значения крутящего момента. На основе сопоставления этих величин делаются выводы о динамической нагруженности трансмиссии.

Для большей сопоставимости величин крутящих моментов, нагружающих упругое звено 3—5, в динамических системах, соответствующих гидромеханической и механической трансмиссиям трактора, были приняты одинаковые режимы работы систем:

1. Трактор неподвижен (массы 3 и 5 имеют угловую скорость, равную нулю. Масса 5 может быть заменена закреплением конца упругого звена 3—5 в заделке).

2. Обороты маховика двигателя (масса 1) перед включением сцепления максимальные (по внешней скоростной характеристике двигателя трактора Т-130).

3. Продолжительность включения сцепления варьировалась в пределах 0—0,8 сек.

Значения крутящих моментов, возникавших на упругом звене 3—5, для механической и гидромеханической трансмиссии трактора Т-130 в зависимости от продолжительности включения сцепления, представлены на рис. 2.

Выводы

1. Наибольшие значения крутящего момента на выходе трансмиссии (звено 3—5 на рис. 1, а) возникают при мгновенном создании нагрузки на входе в трансмиссию. При этом величина крутящего момента, нагружающего гидромеханическую трансмиссию, примерно в два раза меньше момента, нагружающего механическую трансмиссию.

2. С ростом продолжительности включения сцепления происходит снижение величин крутящих моментов, нагружающих трансмиссии; при $t_n = 0,4$ сек и более они становятся примерно равными.

3. Результаты моделирования согласуются с экспериментальными данными [1, 2, 3, 4] и подтверждают существование защитных свойств гидротрансформатора.

4. Результаты могут быть использованы для первичной оценки величины снижения динамической нагруженности гидромеханической трансмиссии трактора Т-130 по сравнению с механической трансмиссией.

Литература

- [1] Анохин В. А., Харитонов Н. П. К вопросу о динамике систем с гидромеханической передачей. — «Автомобильная промышленность», 1970, № 1.
[2] Иванов В. М., Золотухин В. А. Влияние гидротрансформатора на динамические нагрузки в трансмиссии трактора. — «Тракторы и сельхозмашины», 1968, № 9. [3] Рева Л. П., Курников И. П. О влиянии гидротрансформатора на нагрузочные и износные режимы работы агрегатов автомобиля. — «Автомобильная промышленность», 1970, № 3. [4] Ягант А. И., Чжуан Ци-дэ. Нагрузочные режимы трансмиссии автомобиля с гидротрансформатором. — «Автомобильная промышленность», 1959, № 10. [5] Малиновский Е. Ю. и др. Математическое моделирование в исследовании строительных машин. М., 1966. [6] Цитович И. С. и др. Блок-схемы для расчетов нагрузок в трансмиссиях автомобилей, тракторов и тепловозов. Минск, 1969.