

А. В. Карпов, Б. Е. Митин, А. Н. Сидоров

СТЕНД С ДВУМЯ ЗАМКНУТЫМИ КОНТУРАМИ ДЛЯ СНЯТИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОТРАНСФОРМАТОРОВ

Использование вращения направляющего аппарата гидротрансформатора (внутреннее разветвление силового потока) в гидромеханических передачах позволяет существенным образом изменять характеристику исходной гидродинамической передачи. Примеры выполненных конструкций гидромеханических передач с внутренним разветвлением силового потока (трансмиссии Трилок, SRM, Гидроматик образца 1961 г., Вольвомастик и др.) показывают, что преимуществом подобных схем является значительное расширение зоны высоких значений к. п. д. при бесступенчатом изменении передаточного отношения. В некоторых передачах противовращение направляющего аппарата используется для получения заднего хода. Кроме того, вращение направляющего аппарата в значительной степени изменяет нагрузочную способность исходной гидродинамической передачи, характеризующую коэффициентом момента насосного колеса. Это обстоятельство может быть использовано для решения вопроса совместной работы серийных гидродинамических передач с двигателями различных типов и мощностей.

Для выбора наиболее целесообразной схемы передачи с внутренним разветвлением силового потока и ее параметров необходимо знать характеристику гидротрансформатора с вращающимся направляющим аппаратом, определяемую расчетным или опытным путем.

С целью экспериментального исследования влияния вращения направляющего аппарата комплексного полимерического гидротрансформатора МАЗ на его характеристику в проблемной автомобильной лаборатории Белорусского политехнического института был создан испытательный стенд с двумя замкнутыми контурами, кинематическая схема которого представлена на рис. 1.

В отличие от обычных стендов, используемых для снятия характеристик гидротрансформатора, в стенде с замкнутым контуром отсутствует тормозное устройство, нагружающее выходной вал. В основу работы стенда с замкнутым контуром положены следующие свойства гидродинамических передач: 1) отсутствие

жесткой кинематической связи между входным и выходным валами; 2) существование однозначной зависимости между скоростным и силовым режимами, определяемой характеристикой гидродинамической передачи.

Таким образом, если установить какой-то скоростной режим, т. е. передаточное отношение между оборотами выходного и входного валов передачи, то отношение крутящих моментов выходного вала к входному (коэффициент трансформации) будет вполне определенным.

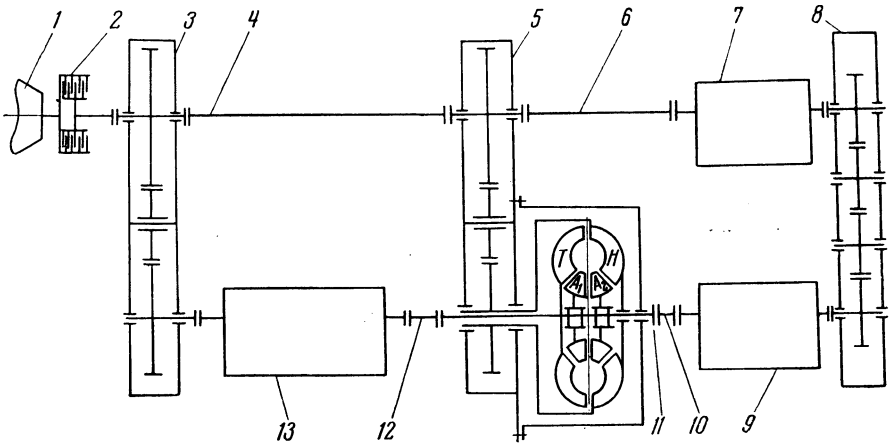


Рис. 1.

Для этой цели на стенде с двумя замкнутыми контурами турбинное колесо и колеса направляющего аппарата соединены жесткой кинематической связью с насосным колесом гидротрансформатора. Причем передаточное отношение этих двух кинематических связей, образующих два замкнутых контура, может изменяться за счет введенных в них редукторов в зависимости от передаточного отношения. Роль этих редукторов в стенде играют десятискоростная коробка передач (КП) 13, изменяющая передаточное отношение между оборотами насосного и турбинного колес, и две коробки передач 7 и 9, изменяющие отношения оборотов направляющего аппарата и насосного колеса гидротрансформатора. Кроме указанных узлов, в стенде используются повышающий редуктор 3 и 5 гидромеханической трансмиссии автомобиля МАЗ-530 и повышающий редуктор 8 БелАЗ-540, соединенные карданными валами 4, 6. В конструкцию гидротрансформатора внесены некоторые изменения, необходимые для установки на стенде. Колеса направляющего аппарата соединены с помощью муфт свободного хода с вала 11, направление вращения и число оборотов которого

определяются передаточными числами КП 7 и 9. Передаточное число редуктора 8 равно 1. Вал турбинного колеса пропущен через полый выходной вал редуктора 5; число оборотов и направление вращения определяется передаточным числом КП 13.

Двигатель 1 (Д-12А) мощностью 370 л. с. при 1800 об/мин служит для создания скоростного режима и восполнения потерь мощности в стенде.

Для изменения режима работы гидротрансформатора без остановки двигателя (для переключения передач в КП 13, 7 и 9) используется многодисковая фрикционная муфта 2.

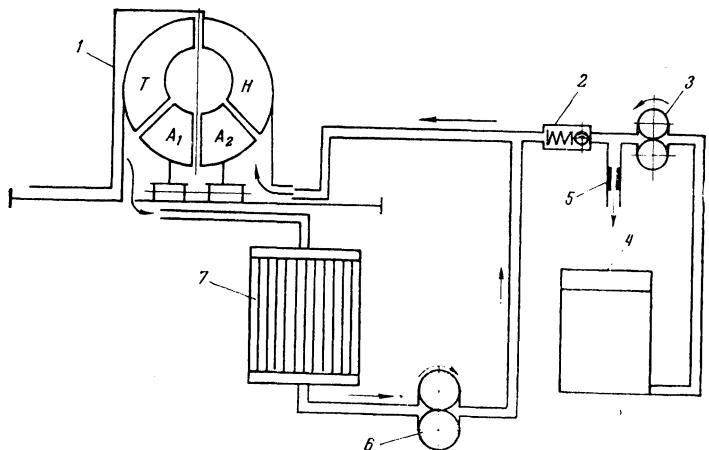


Рис. 2.

Таким образом, кинематическая схема стенда позволяет снимать характеристику при вращении всех колес гидротрансформатора. Причем направление вращения колес турбины и направляющего аппарата может совпадать с направлением действия потока жидкости на них, а может быть и противоположным (при включении в КП 13, 7 или 8 передач заднего хода).

Недостатком стенда является ограниченный выбор передаточных отношений, что не позволяет исследовать точки перехода на режим гидромолоты.

Система подпитки и охлаждения гидротрансформатора (рис. 2) закрытого типа. Шестеренный насос подпитки 3 подает рабочую жидкость из бака 4 через клапан подпитки 2 в замкнутый круг циркуляции, включающий гидротрансформатор 1, радиатор 7 и шестеренный насос гидротрансформатора 6. Давление подпитки на входе в гидротрансформатор поддерживается клапаном подпитки и регулируемым дросселем 5 в пределах 3,5—4 кг/см². Рабочая жидкость подается в гидротрансформатор в зазор между колесом направляющего аппарата и насосным колесом.

Для охлаждения жидкость отводится из круга циркуляции гидротрансформатора на выходе и подается в радиатор с водяным охлаждением. Производительность насоса подпитки 15 л при 1500 об/мин, производительность насоса гидротрансформатора 60 л при 1500 об/мин. В качестве рабочей жидкости используется турбинное масло.

Измерение температуры рабочей жидкости на выходе из гидротрансформатора производится с помощью термистора, наклеенного на медную трубку и милливольтметр типа М 198/3. Тарировка датчика температуры (термистора) осуществляется с помощью ртутного термометра. При испытаниях рабочая температура жидкости поддерживалась в пределах 100—110°C регулированием циркуляции охлаждающей воды вокруг радиатора.

Система измерения включает систему измерения крутящих моментов и систему измерения оборотов.

Измерение крутящих моментов турбины и направляющего аппарата гидротрансформатора производится на соединительных валах 10 и 12 (рис. 1) с помощью проволочных датчиков сопротивления и проходных ртутных токосъемников. Для усиления сигналов используется тензометрический усилитель ТА-5, выходные сигналы которого регистрируются с помощью милливольтметров.

Тарировка валов производилась на специальном тарировочном стенде, горизонтальность установки рамы которого проверялась с помощью уровня.

По результатам тарировки были определены коэффициенты пропорциональности, выражающие зависимость показаний приборов от величины нагрузки: k_T для вала турбины и k_A для вала направляющего аппарата. Эти результаты приведены в табл. 1.

Таблица 1

Нагрузка, кгм	20	40	60	80	100	120	140	150	180	200
k_T	2,65	2,66	2,68	2,66	2,66	2,64	2,64	2,65	2,63	2,63
k_A	1,42	1,37	1,39	1,38	1,39	1,39	1,39			

При обработке результатов испытаний на стенде принимались среднеарифметические значения коэффициентов пропорциональности:

$$k_T = 2,65 \text{ кгм/делен} \text{ и } k_A = 1,39 \text{ кгм/делен.}$$

Отклонение значений коэффициентов пропорциональности k_T и k_A для основного диапазона крутящих моментов от среднеарифметического не превышает 0,5%.

Крутящий момент насосного колеса M_H определяется выражением

$$M_H = M_T - M_A.$$

В системе измерения оборотов колеса турбины и направляющего аппарата гидротрансформатора применяются импульсные датчики оборотов, устанавливаемые на валах 10 и 12 (рис. 1), счетчики импульсов СБ-1М/50 и реле времени.

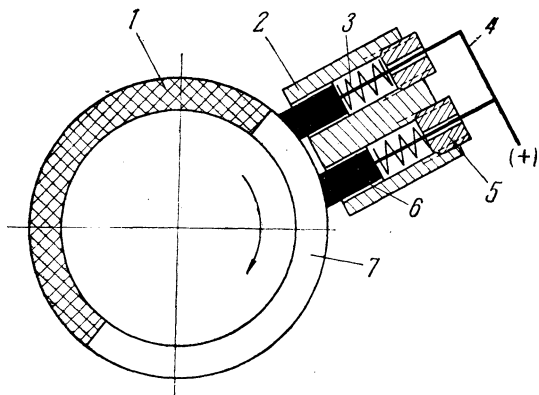


Рис. 3.

Импульсный датчик оборотов (рис. 3) представляет собой контактное кольцо, состоящее из двух полуколец 1 и 7, причем одно из них выполнено из диэлектрического материала (текстолита), по которому скользят две меднографитовые щетки 6, установленные в неподвижном корпусе из текстолита 2. Щетки прижимаются к контактному кольцу, связанному с валом, пружинками 3, усилие которых регулируется резьбовыми пробками 5. Обе щетки работают параллельно и соединены общим проводом 4 со счетчиком импульсов. При вращении контактного кольца за каждый оборот происходит один разрыв в цепи между щетками датчика и «массой» стенда, соединенной с зажимом «+» аккумуляторной батареи. Этот импульс регистрируется счетчиками импульсов, вторая клемма которого через реле времени соединена с минусовым полюсом батареи.

Реле времени выключает всю систему измерения оборотов через 30 сек после начала отсчета. Оператор при проведении испытаний по показаниям тахометра двигателя следит за соблюдением постоянного режима.

Ввиду высокой надежности работы импульсных датчиков оборотов, обеспечиваемой применением двух параллельных контактных щеток, погрешность измерения оборотов определяется погреш-

ностью счетчиков импульсов и не превышает 0,1% (по паспортным данным СБ-1М/50).

Установленные на стенде коробки передач для изменения передаточных отношений между насосным колесом и турбиной (КП 13) и насосным колесом и направляющим аппаратом (КП 7 и 9), позволяют задавать 10 значений передаточных отношений $i_{Т.Н} = \frac{n_T}{n_H}$ и 20 значений передаточных отношений $i_{А.Н} = \frac{n_A}{n_H}$ в режиме вращения направляющего аппарата под действием потока жидкости в круге циркуляции, а также 9 значений передаточных отношений в режиме вращения направляющего аппарата против действия потока жидкости.

Таким образом, характеристика гидротрансформатора может быть получена в широком диапазоне передаточных отношений.

Установленный режим работы стенда выдерживался в течение 30 сек, а затем включалась система измерения оборотов. Включение системы измерения оборотов служило сигналом для записи показаний приборов, измеряющих крутящие моменты. Показания счетчиков оборотов записывались после выключения системы измерения оборотов.

Затем переключением в коробках передач 7, 9 или 13 (см. рис. 1) устанавливались требуемые передаточные отношения $i_{А.Н}$ и $i_{Т.Н}$ и процесс повторялся.

Следует отметить, что стабильность показаний приборов измерения крутящих моментов для различных режимов работы (при повторении) не одинакова. Наибольший разброс в показаниях наблюдался на режимах работы с низкими значениями к. п. д. гидротрансформатора и являлся результатом влияния неустановившегося температурного режима.