РЕГУЛИРУЕМЫЙ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ ПРИВОД ДЛЯ ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ

Малясов В.В., Лазуткина Н.А., Лодыгина Н.Д., Алексеев А.Н.

Муромский институт Владимирского государственного университета

Муром, Россия

В современном транспортном машиностроении достаточно широко применяется гидродинамический привод. Стремление к повышению эффективности и надежности определило основные направления его дальнейшего совершенствования: использование простых конструктивных схем с двумя гидротрансформаторами (ГТР) и общим для них турбинным валом; использование конструкций с гидравлическим реверсом вместо механического; применение гидроторможения; упрощение управления приводом.

Такое качественное совершенствование особенно необходимо для приводов транспортных машин (ТМ), работающих в напряженных условиях, когда установившиеся режимы работы привода практически отсутствуют. Но процессы гидроторможения и реверса требуют регулирования привода как по частоте вращения входного вала, так и по степени наполнения полости пускового ГТР рабочей жидкостью.

При таких режимах работы характеристики ГТР могут быть определены только экспериментально с использованием критериев Эйлера $Eu = \frac{P_a}{r w_н^2 r_{2н}^2}$, Рейнольдса $\mathrm{Re} = \frac{r_{2н}^2 w_н r}{m}$, Фруда $Fr = \frac{r_{2н} w_н^2}{g}$.

Как показали результаты экспериментального исследования ГТР Т522 [1], при гидроторможении в режиме противовращения турбинного и насосного колес характеристики моментов колес могут быть определены с использованием одного, основополагающего критерия Эйлера в виде зависимости для коэффициентов моментов

$$l_{н,т} = \frac{M_{н,т}}{r w_н^2 r_{2н}^5} = f\left(i = \frac{n_т}{n_н}, Eu = \frac{P_a}{r w_н^2 r_{2н}^2} \right),$$

где r - плотность рабочей жидкости; $w_н$, $r_{2н}$ - угловая частота и радиус выхода насосного колеса; P_a - давление в рабочей полости ГТР.

По критериям Рейнольдса и Фруда режимы работы ГТР оказались автомодельными.

Таким образом, характеристика тормозного момента $M_т$ на турбинном колесе ГТР и колесах ТМ может быть получена различным сочетанием частот вращения насосного $n_н$, турбинного $n_т$ колес и давления P_a жидкости в рабочей полости ГТР. Это означает регулирование степени наполнения рабочей полости ГТР в зависимости от частоты вращения вала двигателя и (или) скорости движения ТМ. Такое регулирование должно быть достаточно экономичным и эффективным в смысле получения высоких значений момента $M_т$, но исключающих перетормаживание и юз колес ТМ.

В современном транспортном машиностроении используются гидродинамические приводы (турборедукторы фирмы Voith) мощностью 250…1170 кВт, обеспечивающие гидроторможение при скоростях до 40 км/ч. В них пусковые ГТР переднего и заднего хода снабжены расположенными снаружи сливными клапанами. Эти клапаны либо не регулируются и ограничивают только максимальное давление $P_{a\max}$ в полости ГТР, либо регулируются в зависимости от скорости движения ТМ (частоты n_T вращения турбинного колеса), а частота n_H вращения несоосного колеса (вала двигателя) остается постоянной при гидроторможении (Патент ФРГ №1755916 кл. B61H 11/06), [2].

По авторскому свидетельству СССР №500099 М. кл^2 B61C 9/18, с целью упрощения конструкции и повышения экономичности гидроторможения, пусковые ГТР переднего и заднего хода снабжены позиционными устройствами, которые связаны со сливными клапанами и контроллером двигателя. Открытие сливных клапанов зависит только от позиции контроллера, т.е. от частоты вращения вала двигателя (насосного колеса ГТР).

Такая неизменная и односторонняя зависимость открытия сливных клапанов снижает степень наполнения полости ГТР рабочей жидкостью и экономичность гидроторможения. Возможен также перегрев рабочей жидкости.

Универсальным, более эффективным и надежным является устройство для регулирования тормозной мощности по АС СССР №996245 М. кл^2 B61C 9/18, B61H 11/06. В нем при регулировании тормозной мощности взаимодействуют все три параметра $n_н$, $n_т$, P_a: при высоких скоростях движения ТМ сразу же значительно снижается частота $n_н$ вращения насосного колеса и открывается большое сечение сливного клапана, уменьшающее давление P_a в полости ГТР. С уменьшением в процессе гидроторможения частоты $n_т$ вращения турбинного колеса (скорости ТМ) работа устройства происходит в обратном направлении – уменьшается сечение слива клапана и увеличивается частота $n_н$ вращения насосного колеса ГТР (вала двигателя). Корректировка сечения сливных клапанов переводит работу ГТР на большие значения давления P_a и более высокую экономичность при всех скоростях движения ТМ. Кроме того, параметры процесса подбираются так, чтобы обеспечить расположение тормозных характеристик в зоне, близкой к ограничению тормозной мощности по теплоотводу и по сцеплению колес ТМ, что повышает надежность работы ТМ.

Развитием такого способа регулирования процесса гидроторможения является его применение в гидрореверсивной передаче с блоками пускового и маршевого ГТР для каждого направления движения ТМ (АС СССР $_{(19)}$ SU $_{(11)}$ 1579818 A1 (51)5 B61C 9/00, 9/18).

С целью реализации устройства регулирования тормозной мощности были использованы экспериментальные зависимости для коэффициентов моментов на колесах ГТР Т522.

На рисунке величина $\overline{P}$ пропорциональна критерию Эйлера и составляет $\overline{P} = \dfrac{10^7 P_a}{n_н^2}$. Полученные зависимости позволяют рассчитать тормозную характеристику ТМ и определить параметры ее регулирования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Тресков Ю.П., Малясов В.В. Характеристики двухступенчатого гидротрансформатора в режиме противовращения. «Вестник машиностроения», 1973, №10.

2. Keller Rolf. Das Turbowendegetriebe, eine Vollhydraulische Losung aller Aufgaben einer Ra ngier – Lokomotive. «Motortechnishe Zeitschrift», 32, №6, 1971.