

**ОПИСАНИЕ
ИЗОБРЕТЕНИЯ
К ПАТЕНТУ**
(12)

РЕСПУБЛИКА БЕЛАРУСЬ



НАЦИОНАЛЬНЫЙ ЦЕНТР
ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ
СОБСТВЕННОСТИ

(19) **ВУ** (11) **4796**
(13) **С1**
(51)⁷ **F 04В 51/00**

(54) **СПОСОБ КОНТРОЛЯ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА**

(21) Номер заявки: а 19980288
(22) 1998.03.25
(46) 2002.12.30

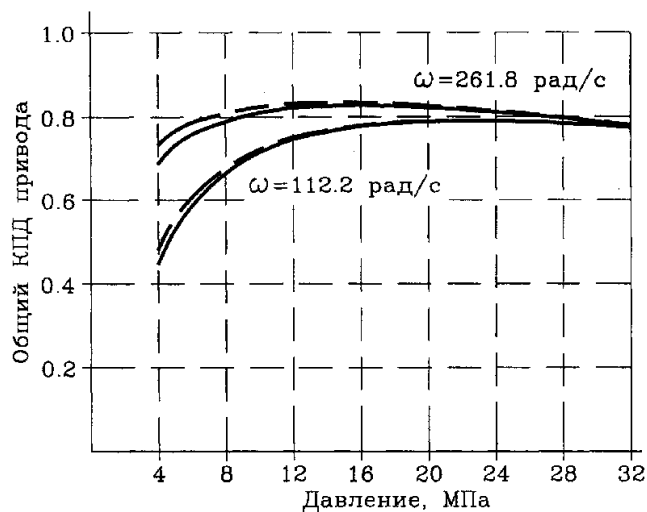
(71) Заявитель: Белорусский национальный
технический университет (ВУ)
(72) Автор: Колесников Л.А. (ВУ)
(73) Патентообладатель: Белорусский национальный
технический университет (ВУ)

(57)

Способ контроля объемного гидропривода, включающий измерение рабочего давления и разности температур на входе и выходе гидропривода, расчет отношения теплосодержания рабочей жидкости на входе и выходе гидропривода к рабочему давлению, расчет общего КПД гидропривода, **отличающийся** тем, что значение рабочего давления увеличивают на величину, равную предельно допустимым потерям давления в насосе.

(56)

RU 2027907, С1, 1995.
RU 2052675, С1, 1996.
SU 779641, 1980.
SU 937770, 1982.
SU 1469216 А1, 1989.
SU 1671970 А1, 1991.



Фиг. 1

ВУ 4796 С1

ВУ 4796 С1

Изобретение относится к области диагностирования объемных гидроприводов и может быть использовано для определения общего коэффициента полезного действия объемного гидропривода вращательного движения.

Наиболее близким по технической сущности и достигаемому результату является способ определения общего КПД гидропривода, включающий измерение перепада давлений на гидромашинах, разности температур рабочей жидкости между потоками утечек и в линии низкого давления гидромашин, объединение потока утечек с потоком, температура и расход которого известны и по изменению температуры которого до и после слияния с потоком утечек определение расхода утечек, расчет общего КПД гидромашин, расчет общего КПД привода как произведение общих КПД гидромашин, при этом поток утечек объединяют с потоком, создаваемым вспомогательным насосом, подача которого пропорциональна теоретическому расходу рабочей жидкости через гидромашину [1].

Основным недостатком указанного способа является сложность процесса определения КПД. Необходимо измерение температуры рабочей жидкости в пяти точках привода. В ряде случаев, например для гидropередач с замкнутым потоком нераздельного исполнения, измерение температуры в корпусе передачи затруднительно.

При тестовом контроле гидропривода достаточно контролировать только соответствие общего КПД заданным значениям. Тогда становится возможным упрощение схемы измерения за счет некоторой потери точности определения общего КПД привода.

Задачей предлагаемого способа является упрощение контроля гидропривода вращательного движения по критерию превышения общего КПД привода заданной величины.

Поставленная задача решается следующим образом: в способе контроля объемного гидропривода, включающем в себя измерение рабочего давления и разности температур рабочей жидкости на входе и выходе гидропривода, расчет отношения разности теплосодержания рабочей жидкости на входе и выходе гидропривода к рабочему давлению, расчет общего КПД гидропривода, при этом значение рабочего давления увеличивается на величину, равную предельно допустимым потерям давления в насосе.

По известному способу общий КПД привода η_o^o возможно определить по следующей формуле:

$$\eta_o^o = 1 - K_{\Pi} \frac{\rho c (T_{\text{ВЫХ}} - T_{\text{ВХ}}) \eta_{\text{мех}}^H}{P},$$

где P - давление в напорной магистрали; ρ, c - плотность и теплоемкость рабочей жидкости на входе и выходе привода; $T_{\text{ВХ}}$ и $T_{\text{ВЫХ}}$ - температуры рабочей жидкости на входе и выходе привода; $\eta_{\text{мех}}^H$ - гидромеханический КПД насоса; K_{Π} - отношение потока рабочей жидкости через привод к теоретической подаче насоса. Для гидроприводов с разомкнутым потоком K_{Π} равно единице, а с замкнутым - отношению объемных постоянных подпиточного и основного насосов.

Гидромеханический КПД насоса $\eta_{\text{мех}}^H$ определяется как отношение общего КПД насоса к объемному. Общий и объемный КПД насоса определяется из измерений рабочего давления и температуры потока, создаваемого вспомогательным насосом, до и после объединения с потоком основного насоса.

Предлагаемый способ контроля объемного гидропривода позволяет контролировать выход общего КПД привода за заданные значения по измерениям только рабочего давления и температур рабочей жидкости на входе и на выходе гидропривода. При этом точное значение гидромеханического КПД насоса заменяется приближенным значением, принимаемым равным отношению рабочего давления P к сумме допустимых потерь давления в насосе ψ и рабочему давлению.

Для гидромеханического КПД насоса возможно записать следующее выражение:

$$\eta_{\text{мех}}^H = \frac{P}{P + \Delta P_{\text{факт}}},$$

где $\Delta P_{\text{факт}}$ - фактические потери давления в основном насосе. Подставив значение $\eta_{\text{мех}}^H$ в формулу

ВУ 4796 С1

$$\eta_o^o = 1 - K_{\Pi} \frac{\rho c (T_{\text{ВЫХ}} - T_{\text{ВХ}}) \eta_{\text{МЕХ}}^H}{P},$$

для фактического значения общего КПД привода $\eta_o^o(\Phi)$ можно записать:

$$\eta_o^o(\Phi) = 1 - K_{\Pi} \frac{\rho c (T_{\text{ВЫХ}} - T_{\text{ВХ}})}{P + \Delta P_{\text{ФАКТ}}}.$$

Заменяем точное значение потерь давления в насосе $\Delta P_{\text{ФАКТ}}$ приближенным, равным ψ . В этом случае выражение для приближенного значения общего КПД привода $\eta_o^o(\tau)$ принимает вид:

$$\eta_o^o(\tau) = 1 - K_{\Pi} \frac{\rho c (T_{\text{ВЫХ}} - T_{\text{ВХ}})}{P + \psi}.$$

Значение ψ выбирается равным предельно допустимым потерям давления для конкретного типа гидромашин.

Погрешность $\Delta\eta$ определения общего КПД предлагаемым способом описывается следующей зависимостью:

$$\Delta\eta = \eta_o^o(\Phi) - \eta_o^o(\tau)$$
$$\Delta\eta = \left[1 - \eta_o^o(\Phi) \right] \cdot \frac{\Delta P_{\Phi} - \psi}{P + \psi}.$$

Сущность способа поясняется конкретными примерами.

Пример 1.

Средние за этап испытания гидропривода ГСТ-90 (гидромашин типа Зауэр № 23) значения измеряемых параметров составили:

рабочее давление ($P_{\text{ВЫСОКОЕ}} - P_{\text{НИЗКОЕ}}$) $P = 22,9$ МПа;

угловая скорость вращения вала насоса $\omega_n = 261,8$ рад/с;

момент на валу насоса $M_n = 2155$ Н·м;

угловая скорость вращения вала гидромотора $\omega_r = 236,7$ рад/с;

момент на валу гидромотора $M_r = 1900$ Н·м;

температура на входе в гидропривод $T_{\text{ВХ}} = 295,6$ °К;

температура на выходе из гидропривода $T_{\text{ВЫХ}} = 307,3$ °К;

$K_{\Pi} = 0,244$;

$\rho c = 1670400$ Дж/град·м³.

Используя предлагаемый способ, общий КПД привода определится из выражения:

$$\eta_o^o = 1 - 0,244 \cdot \frac{(307,3 - 295,6)}{22,9 \times 10^6 + 1,6 \times 10^6} \cdot 1670400 = 0,805.$$

Для сравнения КПД определялся также способом, основанном на измерениях моментов и угловых скоростей на валах гидромашин, по следующим формулам:

$$\eta_o^o = \frac{M_r \times \omega_r}{M_n \times \omega_n}$$
$$\eta_o^o = \frac{1900 \times 236,3}{2155 \times 261,8} = 0,796.$$

Пример 2.

Исходные данные по потерям в гидромашине типа Зауэр № 20, в частности потери давления в насосе $\Delta P_{\text{ТАБЛ}}$, брались из таблицы [2]. Рассчитывались значения общего КПД привода по предлагаемому способу в

ВУ 4796 С1

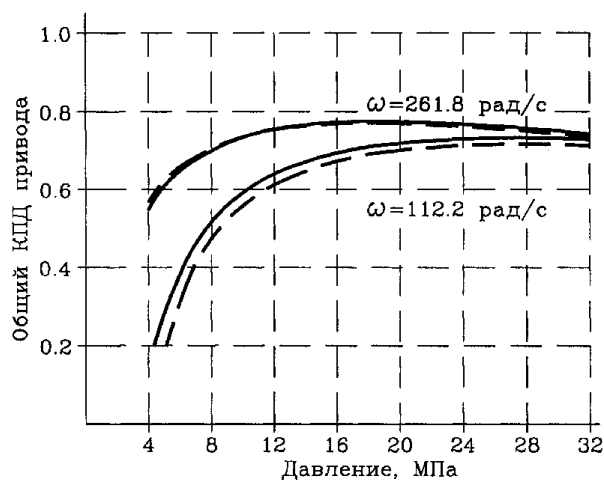
сравнении с данными таблицы для исправного насоса и для насоса, мощность гидромеханических потерь в котором в два раза превышает табличные.

Сущность примера 2 изобретения подтверждают чертежи фиг. 1 и 2. Сплошной линией показано изменение фактического значения общего КПД привода для исправного ($\Delta P_{\text{факт}} = \Delta P_{\text{табл}}$) насоса (фиг. 1) и для насоса с повышенными гидромеханическими потерями ($\Delta P_{\text{факт}} = 2 \cdot \Delta P_{\text{табл}}$) (фиг. 2) как функция рабочего давления для частот вращения приводного вала $\omega = 261,8$ рад/с и $\omega = 112,2$ рад/с. Штриховой линией показаны значения общего КПД привода, рассчитанные по предлагаемому способу. Значение ψ принималось равным 1,6 МПа. Анализ результатов показывает, что для исправного насоса погрешность не превышает нескольких процентов при давлении, больших давления холостого хода. Для насоса с повышенными гидромеханическими потерями ($\Delta P_{\text{факт}} = 2 \cdot \Delta P_{\text{табл}}$) значение общего КПД, рассчитанное по предлагаемому способу, практически во всем диапазоне нагрузок будет меньше, чем фактический КПД. Это позволяет раньше заметить снижение общего КПД привода за пределы заданных значений, что полезно при тестовом контроле или мониторинге привода.

Значения КПД, рассчитанные предлагаемым способом и способом, основанном на измерениях моментов и угловых скоростей на валах гидромашин, близки между собой, что доказывает возможность использования предлагаемого способа для контроля гидропривода.

Источники информации:

1. RU 2027907 С1, 1995.
2. Объемные гидромеханические передачи. Расчет и конструирование / Под ред. Е.С. Кисточкина. - Л.: Машиностроение, 1987.



Фиг. 2