



РОССИЙСКОЕ АГЕНТСТВО  
ПО ПАТЕНТАМ И ТОВАРНЫМ ЗНАКАМ

(19) RU<sup>(11)</sup> 2 011 910<sup>(13)</sup> C1  
(51) МПК<sup>5</sup> F 16 H 61/46

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

(21), (22) Заявка: 4941619/29, 09.04.1991

(46) Опубликовано: 30.04.1994

(71) Заявитель(и):

Белорусская государственная политехническая академия

(72) Автор(ы):

Филонов И.П.,  
Черкас А.А.

(73) Патентообладатель(ли):

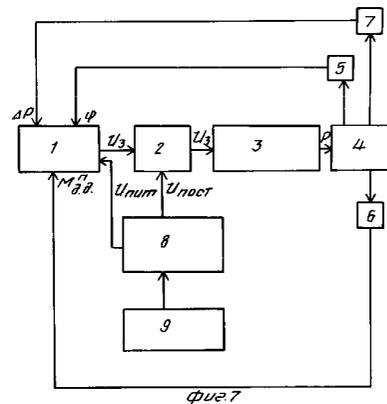
Белорусская государственная политехническая академия

(54) СПОСОБ УПРАВЛЕНИЯ ЭЛЕКТРОГИДРОМЕХАНИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ

(57) Реферат:

ил.

Использование: в гидроавтоматике, в частности в приводах строительных, дорожных и сельскохозяйственных машин. Сущность: сигнал с датчика 5 поступает в вычислитель 1, в котором определяется значение заданного приведенного крутящего момента, которое сравнивается со значением сигнала датчика 6. По значению угловой скорости вала гидродвигателя 4 и значению приведенного крутящего момента на валу гидродвигателя 4 определяется значение заданного перепада давления на гидродвигателе 4, которое сравнивается с значением сигнала датчика 7. На выходе вычислителя 1 формируется сигнал, который непосредственно управляет напряжением постоянного тока, которое подается на электродвигатель пульт управления 9. Вращение последнего через дифференциальный редуктор 8 передается насосу. В дальнейшем при изменении сигналов датчиков 5 - 7 изменяется напряжение, подаваемое на электродвигатель 9. 1 з. п. ф-лы, 8



RU 2 011 910 C1

RU 2 011 910 C1



Изобретение относится к машиностроению, в частности к управлению приводом машины.

Известный способ управления электрогидромеханическим приводом, реализованный в гидромеханической передаче, в которой второй дифференциальный механизм снабжен вторым двигателем и его боковое звено соединено с второй объемной гидравлической машиной, причем обе гидравлические машины связаны между собой (авт. св. СССР N 612084, кл. F 16 H 47/04, 1976).

Недостатком этого способа является то, что он не учитывает закона изменения приводного вала машины, зависящего от геометрических, массовых, кинематических характеристик машины в целом, а также от механической характеристики выполняемой операции технологического процесса. В связи с этим известный способ не связывает регулируемые параметры привода машины (закон изменения приводного момента, скорости, мощности) с законом изменения силы технологического сопротивления, ее мощности и скорости рабочего органа.

Цель изобретения - повышение точности и надежности за счет снижения динамических нагрузок.

Для машин с одной степенью подвижности управляющая программа по силе (крутящему моменту) может быть представлена в виде

$$M_n^D = M_n^C + J_n \omega \cdot \omega^1 + J_n \frac{\omega^2}{z}, \quad (1) \text{ где } M_n^D - \text{приведенный крутящий момент на валу приводного}$$

двигателя;

$\omega' = d\omega/d\varphi$  - аналог углового обобщенного ускорения;

$J_n' = dJ_n/d\varphi$  - производная от приведенного момента по  $\varphi$ .

Управление (1) определяет закон изменения крутящего момента на валу приводного двигателя в случае, если задан закон изменения его угловой скорости  $\omega$  в функции обобщенной координаты  $\varphi$ . При этом закон изменения  $\omega$  должен учитывать взаимосвязь между массово-геометрическими характеристиками передаточных и исполнительных механизмов машины. Эта взаимосвязь может быть выявлена следующим образом.

Предположим, что  $M_n^D = M_n^C$  - это означает, что крутящий момент на валу двигателя изменяется по закону, являющемуся зеркальным отражением закона  $M_n^C$ , т.

е.  $M_n^D$  компенсирует только момент от сил сопротивления  $M_n^C$ . В этом случае скорость  $\omega$  вала приводного двигателя определяется из выражения

$$J_n \omega \cdot \omega^1 + J_n \frac{\omega^2}{z} = 0. \quad (2)$$

Преобразование уравнения (2) дает возможность выразить зависимость между  $\omega$  и массово-геометрическими характеристиками машины следующим образом

$$\omega J_n \omega^1 = -J_n \frac{\omega^2}{z}$$

Разделив левую и правую части последнего уравнения на  $J_n$ , получим

$$J_n \omega^1 = -J_n \frac{\omega^2}{z}$$

или

$$J_n \frac{d\omega}{d\varphi} = -\frac{dJ_n}{d\varphi} \cdot \frac{\omega}{z}$$

Предположив, что в дальнейшем каждому значению  $\varphi$  будет соответствовать значения  $J_n$  и  $\omega$ , умножим левую и правую части последнего уравнения на  $d\varphi$ , получим

$$J_n d\omega = -\frac{\omega}{z} dJ_n$$

или

$$\frac{d\omega}{\omega} = -\frac{1}{z} \frac{dJ_n}{J_n}$$

Интегрирование левой и правой частей уравнения дает

$$l_n \left| \frac{\omega}{\omega_{сп}} \right| = l_n \left| \left( \frac{J_n^\varphi}{J_n} \right)^{\frac{1}{2}} \right| \quad \text{или} \quad \frac{\omega}{\omega_{сп}} = \sqrt{\frac{J_n^\varphi}{J_n}}, \quad (3) \quad \text{где } \omega_\varphi \text{ и } J_n^\varphi - \text{ значения } \omega \text{ и } J_n,$$

5 соответствующие некоторому определенному углу  $\varphi$ .

Из уравнения (3) получаем

$$\omega = \omega_\varphi \sqrt{\frac{J_n^\varphi}{J_n}}. \quad (4)$$

10

Уравнение (4) имеет следующий физический смысл. Если умножить левую и правую часть этого уравнения на  $1/2$  и возвести в квадрат, получим

$$\frac{1}{2} \omega^2 = \frac{1}{2} \omega_\varphi^2 \frac{J_n^\varphi}{J_n}$$

15

или

$$\frac{J_n \omega^2}{2} = \frac{J_n^\varphi \omega_\varphi^2}{2}.$$

20

Последнее равенство - выражение, определяющее равенство кинетической энергии системы при различных  $\varphi$  и соответствующее этим углам  $\omega$  и  $J_n$  при равенстве  $M_n^D$  и  $M_n^C$ . Другими словами, кинетическая энергия  $(J_n^\varphi \omega_\varphi^2)/2$  в каком-то фиксированном значении  $\varphi$  остается неизменной для любых значений текущих  $\varphi$ .

25

При переменной величине  $J_n = f(\varphi)$  уравнение (4) указывает на неравномерность вращения главного приводного вала, обусловленную "внутренней динамикой" машины, т. е. массово-геометрическими характеристиками ее исполнительных и передаточных механизмов. Таким образом, уравнение (4) описывает закон изменения обобщенной скорости машины, присущий ей и неизменный при отсутствии движущих сил, сопротивления, трения и др. В связи с этим управление переходными процессами (разгон, торможение) требует не только выбора (назначения) закона изменения обобщенной скорости от начального до конечного значений, но и учета указанной закономерности, так как наличие "собственной" скорости машины, описанной выражением (4), в значительной степени влияет на динамическую нагруженность вала приводного двигателя, в данном случае гидродвигателя. Таким образом  $\omega$ , входящая в уравнение (1), должна

35

быть представлена в виде (с учетом уравнения (4))

$$\omega = \omega_{зад} + \omega_\varphi \sqrt{\frac{J_n^\varphi}{J_n}}. \quad (5)$$

40

Напряжение, подаваемое на корректирующий электродвигатель постоянного тока, в электрогидромеханическом приводе машины определяется из равенства мощностей, которое имеет вид

$$UI = P_{гидравл} = M_n^D \cdot \omega$$

или

45

$UI = Q \cdot \eta \cdot \Delta P = M_n^D \cdot \omega$ . при этом значение заданного перепада давления на гидродвигателе определяется выражением, которое имеет вид

$$\Delta P = \frac{M_n^D \cdot \omega}{Q \cdot \eta}, \quad (6) \quad \text{где } M_n^D - \text{ приведенный крутящий момент на валу гидродвигателя,}$$

50

определяемый по выражению (1);

$\omega$  - скорость вращения вала гидродвигателя, определяемая по выражению (5);

$Q$  - идеальный расход жидкости через гидродвигатель за один оборот;  $\eta$  - общий КПД гидродвигателя.

С учетом зависимости (6) значение подаваемого напряжения на корректирующий электродвигатель определяется выражением

$$U = \frac{Q \cdot \eta \cdot \Delta P}{I}, \text{ где } U - \text{напряжение, подаваемое на электродвигатель};$$

$I$  - ток, потребляемый двигателем.

Таким образом, закон изменения напряжения, подаваемого на двигатель постоянного тока, учитывает динамические характеристики машины, в частности изменения приведенного момента инерции, при использовании в ней механизмов с переменным передаточным отношением и динамические характеристики гидропри- вода.

Машина, на примере которой объясняется сущность способа управления, представлена на фиг. 1, где приведена схема машины с электрогидромеханическим приводом, включающим исполнительный механизм (кривошипно-ползунный) с подвижными звеньями: кривошип 1, шатун 2, ползун 3, регулируемый гидродвигатель 4 и регулируемый насос 5 гидрообъемной передачи 6. Гидродвигатель 4 связан с кривошипом 1, а насосу 5 передается вращение от двигателя 7 через дифференциальный механизм 8. С насосом 5 связан также корректирующий электродвигатель 9, через дифференциальный механизм 8.

Взаимосвязь силовых, скоростных и массово-геометрических характеристик машины может быть выражена уравнением:

$$M_n^A = J_n^I \cdot \omega^1 + J_n^{II} \omega \omega^1 + J_n^Z \frac{\omega^2}{n} \cdot (7)$$

В уравнении (7) принято  $M_n^C = 0$ ,  $J_n^I = \text{const}$  и определяет кинетическую энергию всех масс подвижных звеньев механизмов машины, имеющих постоянное передаточное отношение;  $J_n^{II}$  учитывает изменение кинетической энергии подвижных звеньев механизмов машины и является функцией обобщенной координаты  $\varphi$ , т. е.  $J_n^I + J_n^{II} = J_n$ .

Для рассматриваемого примера значение приведенного момента инерции, определяемое из равенства кинетических энергий, имеет вид

$$J_n = J_{р.эл.} \left( \frac{\omega_{дв}}{\omega_1} \right)^2 + \frac{z}{\omega_1^2} \sum T_{диф.мех}^i + J_1 + J_{S_2} \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + J_{дв} \left( \frac{\omega_{дв}}{\omega_1} \right)^2 + J_{г.п.} + m \left[ \frac{v_{S_2}}{\omega_1} \right]^2 + m \left[ \frac{v_3}{\omega_1} \right]^2 = J_n^I + J_n^{II}, (8) \text{ где}$$

$$J_n^I = J_{р.эл.} \left( \frac{\omega_{дв}}{\omega_1} \right)^2 + \frac{z}{\omega_1^2} \sum_{i=1}^N T_{диф.мех}^i + J_1 + J_{дв} + J_{г.п.};$$

$$J_n^{II} = J_{S_2} (\varphi_2')^2 + m_2 [(x_{S_2}')^2 + (y_{S_2}')^2] + m_3 (x_3')^2;$$

$J_{г.п.}$  - момент инерции подвижных звеньев гидропередачи;

$J_{дв}$  - момент инерции движущихся частей основного двигателя;

$J_{р.эл.}$  - момент инерции ротора корректирующего электродвигателя;

$T_{диф.мех}^i$  - кинетическая энергия  $i$ -го элемента дифференциального механизма.

Индексы в приведенных уравнениях соответствуют обозначениям звеньев на фиг. 1.

В последнем уравнении

$$\varphi^2 = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1}.$$

Аналогично

$$x_3^1 = \frac{v_3}{\omega_1} = \frac{dx_3}{d\varphi_1}.$$

Используя аналогичные преобразования, имеем

$$\left( \frac{v_{s_2}}{\omega_1} \right)^2 = \left[ \left( \frac{x_{s_2}}{s_2} \right)^2 + \left( \frac{y_{s_2}}{s_2} \right)^2 \right].$$

Производная  $J_n$  по обобщенной координате имеет вид

$$\frac{dJ_n}{d\varphi} = 2J_{s_2} \frac{I_{\varphi_2} I_{\varphi_2} + 2m_z \left[ x_{s_2}^I x_{s_2}^{II} + y_{s_2}^I y_{s_2}^{II} \right] + 2m_3 x_{s_2}^I x_{s_2}^{II}}{s_2} \quad (9)$$

Как видно, уравнения (8) и (9) есть функции обобщенной координаты и отображают внутреннюю динамику машины (фиг. 1)

Графики функции  $J_n^I$  и  $J_n = J_n^I + J_n^{II}$  представлены на фиг. 2.

На фиг. 3 изображен график зависимости  $J_n'$  от  $\varphi$ .

Пусть требуется разогнать машину, изменив ее обобщенную скорость от нуля до  $\omega_{cp}$  (средняя скорость установившегося движения) по линейному закону

$$\omega = \frac{\omega_{cp}}{\varphi_p} \varphi, \quad (10) \text{ где } \varphi_p - \text{угол разгона (угол за который происходит изменение от нуля}$$

до  $\omega_{cp}$ ).

Зависимость (10), представленная на фиг. 4, позволяет построить зависимость отдельных составляющих формулы (7), которые дают возможность видеть раздельное влияние массово-геометрических и кинематических характеристик машины на динамическую нагруженность приводного вала.

На фиг. 5 показаны графики зависимости отдельных составляющих, входящих в уравнение (7), на фиг. 6 - зависимость  $M_n^D$  от  $\varphi$ , т. е. сумма составляющих, изображенных на фиг. 6, за время разгона по закону, соответствующему выражению (10). Из фиг. 5 видно, что наибольшее влияние на неравномерность движения оказывают функции  $J_n^{II}(\varphi)$  и  $J_n^I(\varphi)$ .

Рассматриваемый пример указывает на то, что закон изменения скорости в процессе разгона должен выбираться с учетом функций  $J_n$  и  $J_n^I$  таким образом, чтобы значение крутящего момента на приводном валу машины не выходило за пределы некоторых значений  $M_{max}^{Dn}$  и  $M_{min}^D$ . При этом выбор закона изменения  $\omega$  в функции  $\varphi$  должен учитывать массово-геометрические характеристики исполнительных и передаточных механизмов машины. Это сводится к тому, чтобы увеличение (уменьшение) значений  $M_n^D$ , обусловленное изменением  $J_n$  и  $J_n^I$ , компенсировалось уменьшением (увеличением)  $M_n^D$  за счет изменения  $\omega$  и  $\omega^I$ .

Закон изменения скорости определяется уравнениями управления (3) и (8) и может быть представлен в виде

$$\omega = \frac{\omega_{cp}}{\varphi_p} \cdot \varphi + \omega_{\varphi} \sqrt{\frac{J_n^I \varphi}{J_n}}. \quad (11)$$

Выражение (11) учитывает, с одной стороны, рост скорости по закону, определенному зависимостью (10), а с другой стороны, необходимость изменения скорости в процессе разгона по закону, определенному уравнением (7).

Преимущества такого закона изменения скорости видны из следующих соображений. Как видно из уравнения (7) и графиков (фиг. 5) первая составляющая  $M_n^D(J_n' \cdot \omega \cdot \omega')$  представляет собой уравнение прямой в случае, если  $\omega$  изменяется по закону, соответствующему формуле (10). В случае же если скорость изменяется по закону, описанному уравнением (11), первая составляющая уравнения (7)  $M_n^D$  будет переменной. Изменяются также вторая и третья составляющие  $M_n^D$  (см. уравнение 7). При этом суммарное значение  $M_n^D$  будет составлять другую функцию в сравнении с фиг. 6.

Предлагаемый способ программного управления дает возможность определить

значения крутящего момента на приводном валу машины по формуле (1) с учетом (11). Это дает возможность определить допустимые  $M_n^d$  и выбрать тем самым величину  $\varphi_p$ , в пределах которой значения  $M_n^d$  остаются в требуемых диапазонах. Выбор  $\varphi_p$  связан с временем разгона, т. е. производительностью машины. Время разгона может быть

$$t_p = \int_{\omega}^{\varphi_p} \frac{d\varphi}{\omega} \quad (12)$$

В выражении (12) значение  $\omega$  выбирается из выражения (11).

Предлагаемый способ управления электрогидромеханическим приводом машины может быть реализован с помощью системы управления, включающей вычислительное устройство.

На фиг. 7 дана структурная схема системы управления, реализующая описанный способ управления электрогидромеханическим приводом машины. Система управления состоит из вычислителя 1, регулятора 2, корректирующего двигателя 3 постоянного тока, связанного с регулируемым насосом через дифференциальный механизм (дифференциальный механизм и основной привод насоса не показаны), гидродвигателя 4, датчика 5 угла поворота главного приводного вала Д 1, датчика 6 крутящего момента на главном приводном валу Д 2, датчика 7 перепада давления на гидродвигателе ДЗ, источник 8 постоянного напряжения 8, пульт управления 9.

Вычислитель 1 на основании сигналов с датчиков Д1 и Д2 формируют сигнал  $U_3$ , пропорциональный величине напряжения, подаваемого от источника 8 постоянного напряжения через регулятор 2 на корректирующий двигатель 3 постоянного тока

$U_3 = KU_3$ , где  $U_3$  - сигнал управления, вырабатываемый вычислителем 1;

$K$  - коэффициент пропорциональности (усиления);

$U_3$  - напряжение, подаваемое на корректирующий двигатель 3.

Датчики Д1 5 и Д2 6 механически связаны с главным приводным валом машины и вырабатывают сигналы, пропорциональные углу поворота и крутящему моменту соответственно. Датчик ДЗ 7 связан с напорной и сливной магистралями гидродвигателя 4 главного приводного вала машины и вырабатывает сигнал, пропорциональный перепаду давления на гидродвигателе. Пульт управления 9 предназначен для включения-отключения привода машины.

На фиг. 8 дана структурная схема вычислителя 1.

В блоке 10 вычисляется значение угловой скорости  $\omega$  по формуле (9), т. е.

$$\omega = f_1(\varphi) = \frac{\omega_{cp}}{\varphi_{cp}} \cdot \varphi + \omega_{\varphi} \sqrt{\frac{J_{\varphi}}{J_n}}$$

В блоке 11 вычисляется значение приведенного момента сопротивления  $M_n^c$  как функция угла поворота  $\varphi$  приводного вала машины. Эта зависимость является заданной для каждой технологической операции.

В блоке 12 вычисляется значение приведенного момента инерции

$$J_n = J_n^I + J_n^I$$

В блоках 10-12 вычисления величин производится на основании сигнала с датчика угла поворота Д1 5 главного приводного вала машины.

В блоках 13 и 14 вычисляются соответственно производные от угловой скорости  $\omega$ , вычисленной в блоке 10, и приведенного момента инерции, вычисленного в блоке 12, по углу поворота главного приводного вала машины  $\varphi$ .

В блоке 15 вычисляется значение заданного приведенного движущего момента инерции  $M_n^{дпз}$  по формуле

$$M_n^d = M_n^c + J_n \frac{d\omega}{d\varphi} + \omega^2 \frac{dJ_n}{d\varphi}, \quad \text{где все составляющие правую часть этого уравнения есть}$$

значения, вычисленные в блоках 10-14.

Вычисленная величина  $M^{ДПЗ}$  в блоке 16 сравнивается с сигналом, поступающим с датчика Д2 6 действительного момента на приведенном валу машины  $M^{ДПД}$ , находится их разность  $\Delta M_n^Д$

$$\Delta M_n^Д = M_n^Д - M_{пд}^Д$$

В блоке 17 вычисляется расчетное значение приведенного момента

$$M_{пр}^Д = M_n^Д + \Delta M_n^Д$$

В блоке 18 вычисляется значение заданного перепада давления на гидродвигателе по формуле

$$\Delta P_3 = M_{пр}^Д \cdot \omega / Q \eta$$

где все составляющие есть значения, вычисленные в блоках 10 и 17, а также дополнительно заложены характеристики гидродвигателя;

Q - идеальный расход жидкости через гидродвигатель за один оборот;

$\eta$  - общий КПД гидродвигателя.

Вычисленная величина  $\Delta P_3$  в блоке 19 сравнивается с сигналом, поступающим с датчика Д3 7 действительного перепада давления на гидродвигатель  $\Delta P_д$ , и находится их разность

$$\Delta P = \Delta P_3 - \Delta P_д$$

В блоке 20 вычисляется расчетное значение перепада давления

$$\Delta P_p = \Delta P_3 + \Delta P$$

И затем в блоке 21 вычисляется значение  $U_3$  управляющего сигнала

$$U_3 = \frac{Q \cdot \eta \cdot \Delta P_p}{I}$$

Система управления электрогидромеханическим приводом машины работает следующим образом.

В начальном положении система управления обесточена, т. е.

напряжение  $U_{пит}$  и  $U_{пост}$  равны нулю. Двигатель 3 не вращается. С пульта управления 9 включается источник 8 постоянного напряжения. На вычислитель 1 приходит питающее напряжение. Сигнал с датчика Д1 5 поступает в вычислитель 1. На основании этого сигнала в вычислителе 1 определяется значение  $M^{ДПЗ}$ . В том случае, если  $\varphi_{нач} = 0$

$$\omega = \omega_{ср} \sqrt{\frac{J_n \varphi}{J_n}}$$

$$\text{Если } \varphi_{нач} \neq 0$$

$$\omega = \frac{\omega_{ср}}{\varphi_p} \varphi_{нач} + \omega_{\varphi} \sqrt{\frac{J_n \varphi}{J_n}} \quad \text{т. е. в любом случае } \omega, \text{ вычисленное в блоке 10, не равно}$$

нулю.

Значение вычислительного  $M^{ДПЗ}$  сравнивается со значением  $M^{ДПД}$ , поступающим в виде сигнала с датчика Д2 6. В начальный момент  $M^{ДПД} = 0$  поэтому  $\Delta M_n^Д = M^{ДПЗ}$ .

По значению  $\omega$ , полученному в блоке 10, и полученному в блоке 17

значению  $\Delta M^{Дпр}$  определяется значение заданного перепада давления на

гидродвигателя  $\Delta P_3$ , которое сравнивается с  $\Delta P_д$ , поступающим в виде сигнала с датчика Д3 7. В начальный момент  $\Delta P_д \neq 0$ , т. к. работает основной привод насоса, поэтому имеется их разность  $\Delta P = \Delta P_3 - \Delta P_д$ , которая позволяет получить расчетное значение перепада давления  $\Delta P_p = \Delta P_3 + \Delta P$ .

В связи с этим на выходе вычислителя в начальный момент появляется сигнал

$$U_3 = \frac{Q \cdot \eta \cdot \Delta P_p}{I}$$

Этот сигнал поступает на вход регулятора 2, который непосредственно управляет напряжением  $U_3$ , подаваемым на корректирующий двигатель 3. Таким образом в начальный

момент на двигатель 3 подается напряжение

$U_{3.нач} = K \cdot U_{3.нач}$ , которое заставляет двигатель вращаться. Вращение от корректирующего двигателя 3 через дифференциальный механизм передается к насосу, что приводит к изменению характеристик на гидродвигателе, и соответственно к изменению сигналов с датчиков Д1 5, Д2 6, Д3 7. Эти сигналы поступают в вычислитель 1, который вырабатывает новое значение  $U_3$ , соответствующее сигналам с датчиков.

Обратная связь по крутящему моменту позволяет стабилизировать действительный приведенный крутящий момент  $M^{дпд}$  на уровне заданного  $M^{дпз}$ .

Использование данного способа управления приводом машины обеспечивает уменьшение динамической нагруженности на главный приводной вал машины, позволяет снизить энергоемкость и металлоемкость проектируемых машин, повысить точность и надежность привода.

#### Формула изобретения

1. СПОСОБ УПРАВЛЕНИЯ ЭЛЕКТРОГИДРОМЕХАНИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ, при котором приводной двигатель осуществляет разгон до достижения средней скорости установившегося движения за временной период, продолжительность которого задают исходя из допустимых динамических нагрузок на выходном валу гидродвигателя путем изменения приводной мощности регулируемого насоса, подающего рабочую жидкость в полости гидродвигателя и приводимого во вращение с помощью дифференциального редуктора, два вала которого приводятся во вращение электродвигателями, отличающийся тем, что, с целью повышения точности и надежности за счет снижения динамических нагрузок, измеряют и сравнивают с расчетными значениями перепад давления в полостях гидродвигателя, а также угол поворота и крутящий момент на валу гидродвигателя, а для изменения приводной мощности насоса, при наличии рассогласования расчетных и измеренных значений, питание одного из электродвигателей осуществляют постоянным током с регулируемой величиной напряжения, значение которой определяют из соотношения

$$U = \frac{Q \Pi \eta \Delta P_{расч}}{I},$$

где  $Q$  - идеальный удельный объем гидродвигателя;

$\eta$  - общий КПД гидродвигателя;

$I$  - сила постоянного тока;

$\Delta P_{расч}$  - расчетное значение перепада давления, определяемое из соотношения

$$\Delta P_{расч} = \frac{M_n^д \omega}{Q \eta},$$

где  $M_n^д$  - приведенный крутящий момент на валу гидродвигателя, определяемый из соотношения

$$M_n^д = M_n^с + J_n \omega \frac{d\omega}{d\varphi} + \frac{\omega^2}{z} \frac{dJ_n}{d\varphi},$$

где  $M_n^с$  - приведенный момент сопротивления;

$J_n$  - приведенный момент инерции;

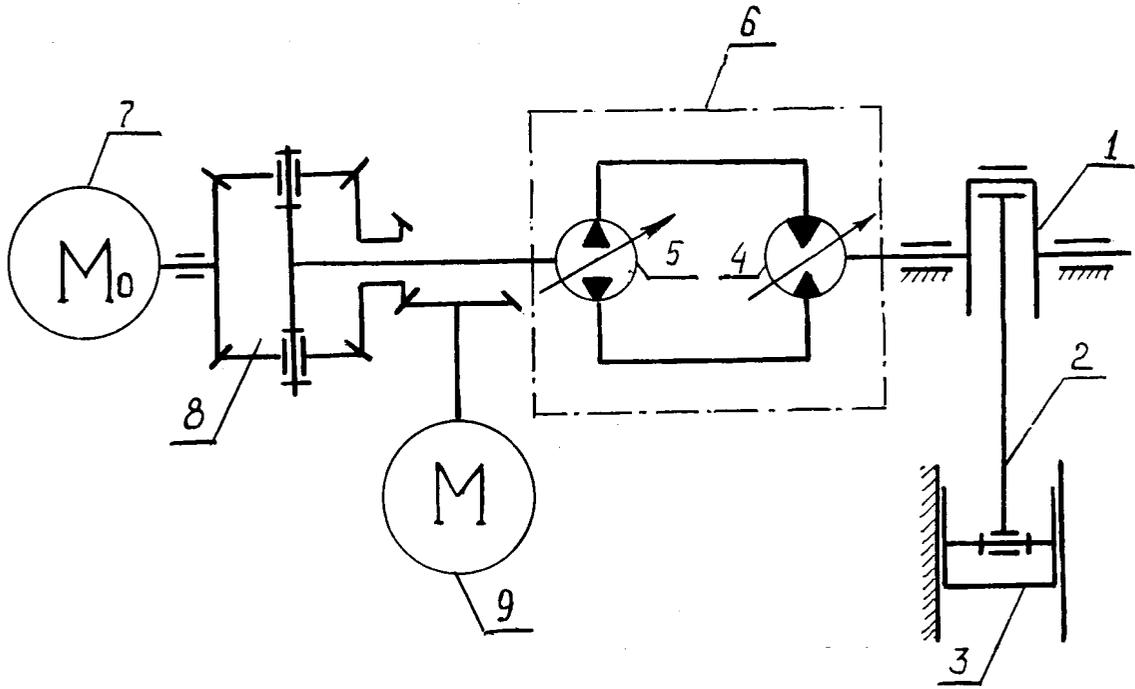
$\varphi$  - угол поворота вала гидродвигателя;

$\omega$  - расчетная частота вращения вала гидродвигателя, определяемая из соотношения

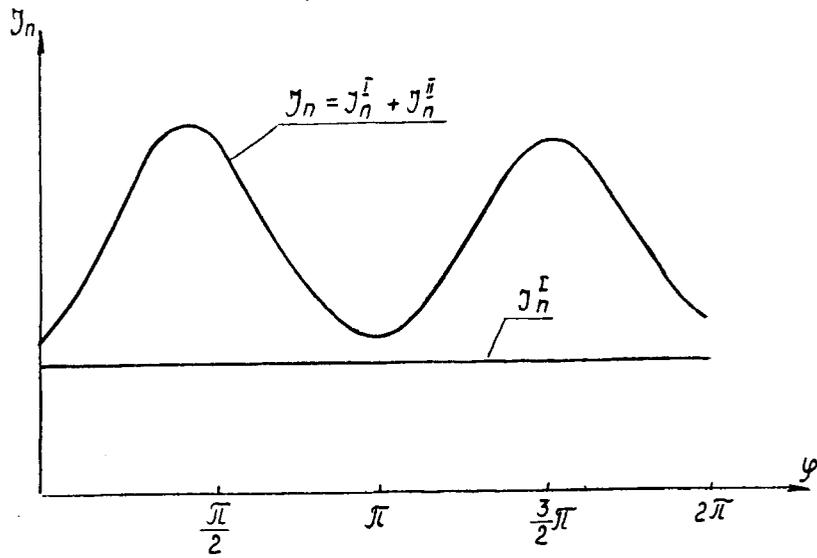
$$\omega = \omega_{зад} + \omega_4 \sqrt{\frac{J_n^\varphi}{J_n}},$$

где  $\omega_\varphi$ ,  $J_n^\varphi$  - частота вращения и приведенный момент инерции, определяемые углом  $\varphi$  поворота вала гидродвигателя.

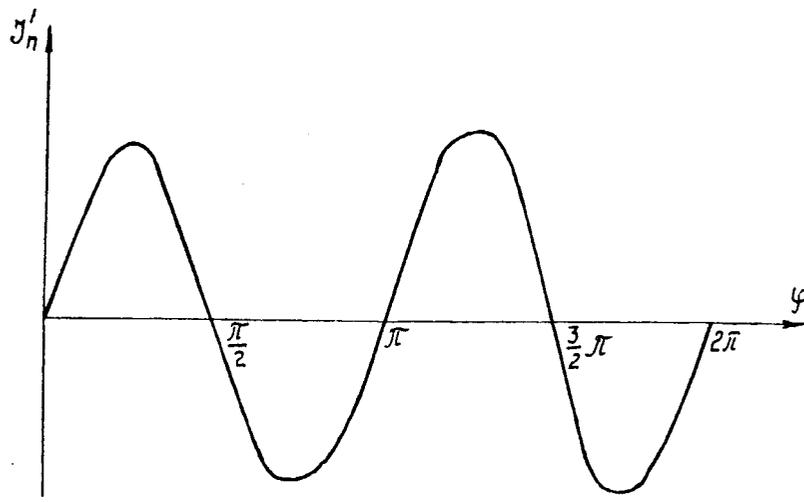
2. Способ по п. 1, отличающийся тем, что питание другого электродвигателя осуществляют переменным током с постоянной амплитудой напряжения.



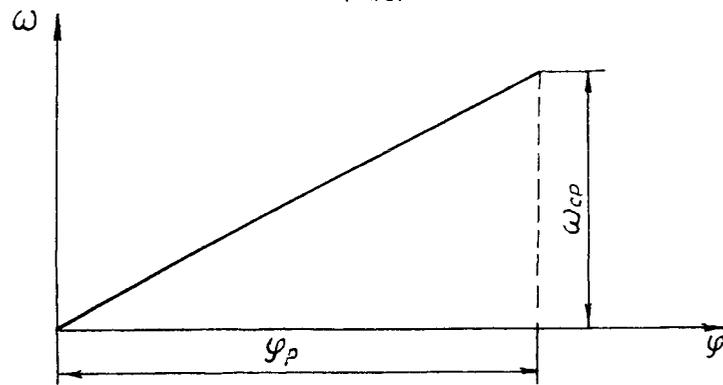
Фиг. 1.



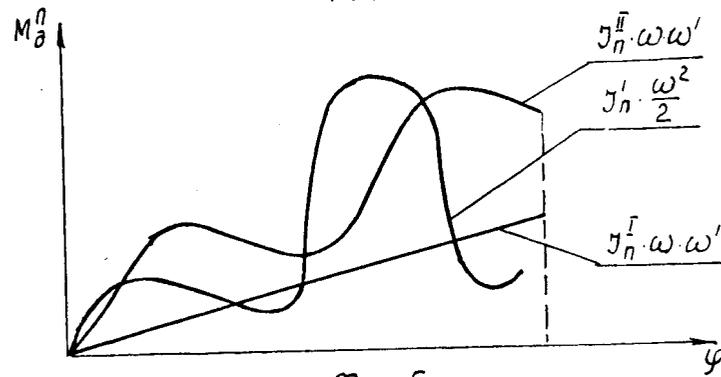
Фиг. 2



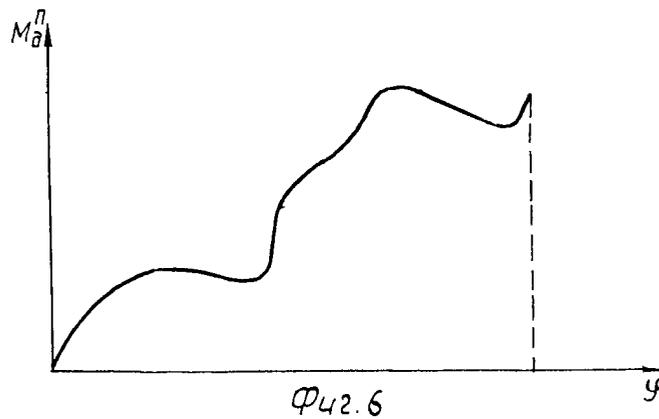
Фиг. 3



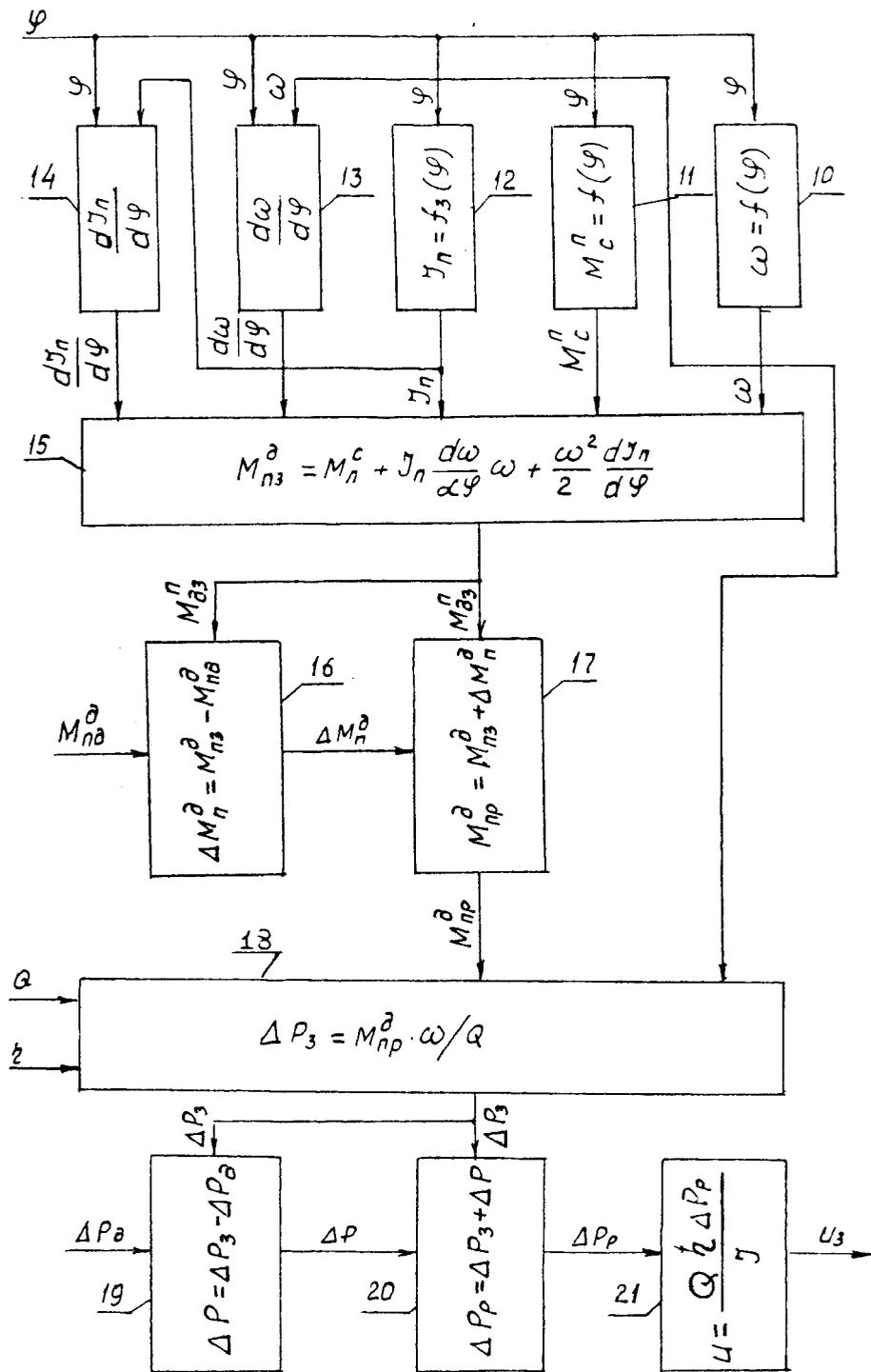
Фиг. 4



Фиг. 5



Фиг. 6



Фиг. 8