

УДК 531.8

ПОДХОДЫ К ОПРЕДЕЛЕНИЮ И КОМПЕНСАЦИИ ВЛИЯНИЙ НЕЛИНЕЙНОСТЕЙ ЭЛЕКТРО- И ГИДРОПРИВОДОВ, СОДЕРЖАЩИХ МНОГОЗВЕННЫЕ РЫЧАЖНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

APPROACHES TO DETERMINATION AND COMPENSATION OF NONLINEARITIES OF ELECTRIC AND HYDRAULIC DRIVES WITH COMPOUND-CHAIN LEVER MECHANISMS

А. Г. Стрижнев,

нач. сектора СКБ-4 НПООО «ОКБ ТСП», канд. техн. наук, доцент

A. Strizhnev

А. Н. Русакович

инженер-конструктор СКБ-4 НПООО «ОКБ ТСП», аспирант кафедры СУ БГУИР

A. Rusakovich

Дата поступления в редакцию — 27.03.2015 г.

В статье аналитически определены коэффициенты преобразований механических передач электро- и гидроприводов, используемых в радиолокационной технике. Выявлены нелинейности коэффициентов преобразований механических передач, для компенсации влияний которых на работу электро- и гидроприводов предлагается использовать нормированный коэффициент преобразования. Для компенсации выявленных нелинейностей в режиме реального времени требуется осуществлять достаточно сложные тригонометрические вычисления, поэтому реализация предложенного метода рассчитана на использование информационных технологий и предполагает применение цифровой микропроцессорной техники. Такой подход хорошо вписывается в современную теорию систем автоматического управления и является перспективным.

This article presents analytical expressions for nonlinear conversion coefficient of mechanical transmission of electrical and hydraulic drives, using in radiolocation stations. The authors have determined nonlinearities of conversion coefficients and they suggest using standardized conversion coefficient for nonlinearity effect compensation. It requires sufficiently difficult trigonometric calculations in real-time mode for nonlinearity effect compensation. Therefore, presented compensation method involves the use of modern information technologies and microprocessor systems. The proposed approach is perspective and agrees well with the modern control theory.

Введение. В радиолокационных станциях (РЛС) широко применяют электро- и гидроприводы, осуществляющие возвратно-поступательные перемещения выходных звеньев, которые соединены с управляемыми устройства-

ми посредством различных рычажных механизмов [1]. Ранее были рассмотрены механические передачи, содержащие простейшие и сложные рычажные механизмы [2, 3], используемые в электро- и гидроприводах специальной техники,

и определены существующие в них естественные нелинейности. Вместе с тем в РЛС используют многозвенные рычажные механизмы, которые также имеют естественные нелинейности, не учет которых может привести к существенным погрешностям в расчетах при проектировании систем автоматического управления (САУ), содержащих различные приводы. Для эффективно и качественного проектирования САУ нужно определить имеющиеся в механических передачах нелинейности [4, 5, 6] и компенсировать их влияние на работу указанных приводов. В дальнейшем будут рассмотрены механические передачи, используемые в электро- и гидроприводах РЛС и содержащие четырехзвенные рычажные механизмы.

Механическая передача привода развертывания антенны (ПРА) предназначена для преобразования вращения ротора электродвигателя в угловое (по углу места) поворотное движение приемной антенны РЛС. Механиче-

ская передача ПРА расположена на платформе привода вращения антенны, установленной на шасси транспортной машины.

Механическая передача ПРА состоит из двух частей, первая из которых представляет собой редуктор с червячной передачей, имеющий общее передаточное число $i_p = 28$ и соединяющий вал электродвигателя с винтовой передачей. Скорость вращения винтовой передачи определяется выражением $\omega_B = \omega_D / i_p$, где ω_D — угловая скорость вращения ротора электродвигателя. Из данного выражения следует, что первая часть механической передачи ПРА имеет постоянный коэффициент передачи $K_1 = \omega_B / \omega_D = 1 / i_p = 1/28 = 0,0357$.

Вторая часть механической передачи ПРА имеет более сложную структуру и требует подробного рассмотрения. Упрощенная схема второй части механической передачи ПРА для промежуточного положения антенны 2 представлена на рис. 1, а.

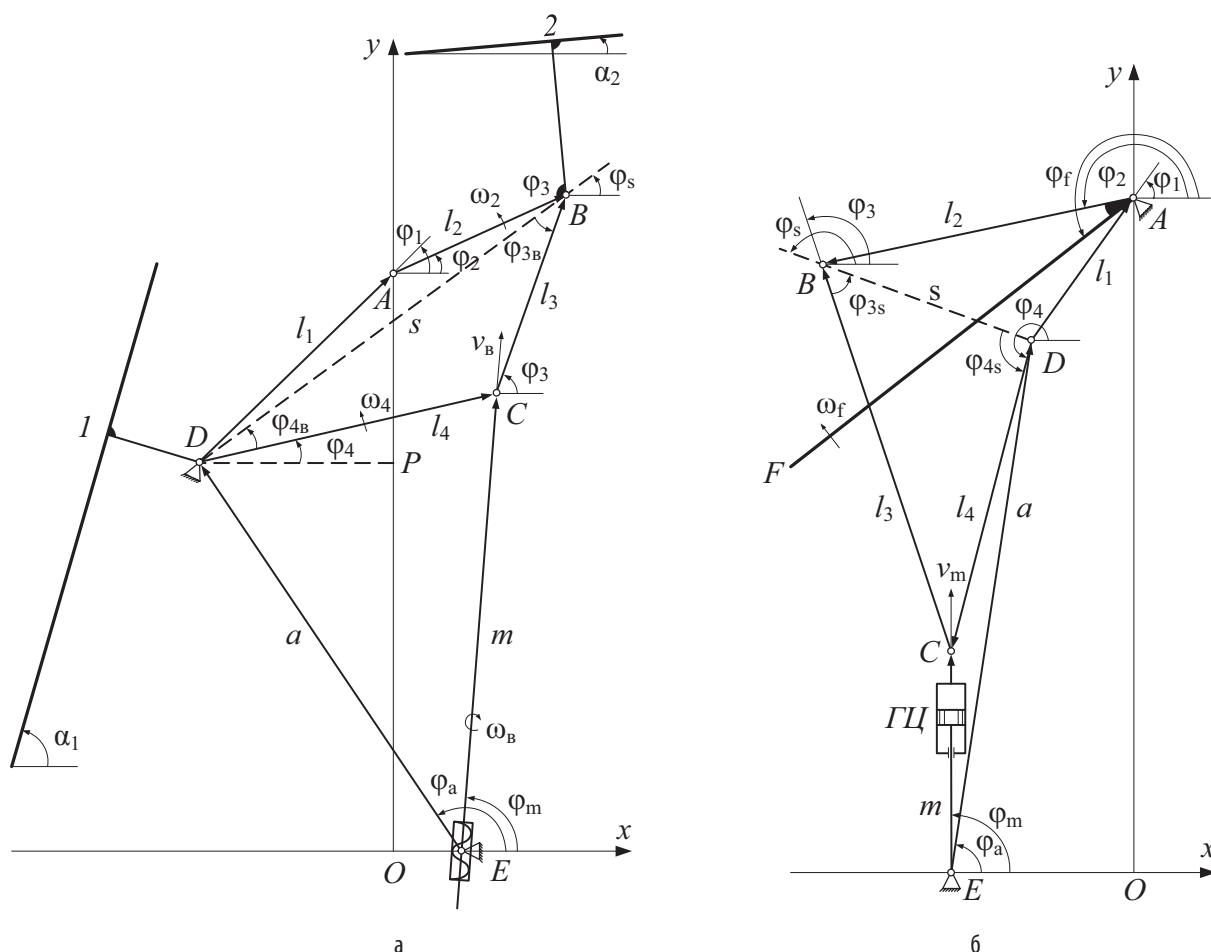


Рис. 1. Упрощенная схема механической передачи: а — второй части привода ПРА в промежуточном положении; б — привода ППА в транспортном положении

Механическая передача (рис. 1, а) содержит:
 – неподвижную (опорную) конструкцию с передающей антенной 1, установленной под углом $\alpha_1=74^\circ$ к координатной оси Ox , и подвижную (поворотную) конструкцию с приемной антенной 2, которая может поворачиваться вокруг оси A на угол α_2 ;

– винтовую передачу CE , вращающуюся с помощью электродвигателя и редуктора (на схеме не показаны) вокруг собственной оси; гайка винтовой передачи расположена на оси E , установленной на неподвижной конструкции, а сама винтовая передача шарнирно соединена осью C с рычагами CD и BC ;

– опорные рычаги AB и CD , соединенные осями A и D с неподвижной конструкцией, и приводной рычаг BC , соединенный осями C и B с опорными рычагами CD и AB .

Рычаги AB , BC и CD и расстояние AD образуют четырехзвенный рычажный механизм, который приводится в движение винтовой передачей CE .

При работе ПРА электродвигатель и редуктор вращают с угловой скоростью ω_B винтовую передачу CE , которая перемещает подвижную ось C относительно неподвижной оси E и поворачивает рычаги CD и AB вокруг осей D и A соответственно. При этом сама винтовая передача и приемная антенна 2 поворачиваются вокруг осей E и A соответственно.

Для определения углового положения приемной антенны 2 относительно координатной оси Ox , на оси A установлен датчик, который контролирует угол φ_2 поворотного механизма. В процессе работы ПРА устанавливаются требуемый угол φ_2 , соответствующий развернутому или походному положениям приемной антенны 2. При этом в развернутом положении приемная антенна 2 находится несколько выше передающей антенны 1 и образует с ней единую плоскость, наклоненную под углом $\alpha_{2p}=\alpha_1=74^\circ$ к координатной оси Ox . В походном положении приемная антенна 2 находится по отношению к передающей антенне 1 в зеркальном положении и образует с координатной осью Ox угол $\alpha_{2п}=-74^\circ$.

Во время вращения винтовой передачи CE с постоянной скоростью ω_B происходит линейное перемещение оси C со скоростью v_B и поворот механизма приемной антенны 2 с изменяющейся скоростью ω_2 . Следовательно, в процессе работы механической передачи коэффициент

преобразования K_2 второй части механической передачи ПРА изменяется, и эти изменения нужно определить и учитывать.

Здесь и далее для упрощения расчетов механизмов, совершающих поступательные и переносные движения, применена известная методика [1] определения коэффициентов передачи без учета кориолисова ускорения.

Для расчета коэффициента K_2 введем обозначения (см. рис. 1, а):

l_1, a — опорные расстояния AD, DE ;

l_2, l_3, l_4 — длины рычагов AB, BC, CD ;

s — расстояние между осями B и D ;

m — длина винтовой передачи CE ;

$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_a, \varphi_s, \varphi_m$ — углы наклона звеньев $l_1, l_2, l_3, l_4, a, s, m$;

φ_{3s} — угол между звеньями l_3 и s ;

φ_{4s} — угол между звеньями l_4 и s ;

ω_B, n_B — угловая скорость и частота вращения винтовой передачи CE вокруг собственной оси;

v_B — скорость движения подвижной оси C относительно неподвижной оси E ;

p — шаг винтовой передачи;

z — число заходов резьбы винтовой передачи.

Для схемы (см. рис. 1, а) справедливы следующие соотношения [7, 8]:

$$\begin{aligned} K_2 &= \frac{v_B}{\omega_B} \frac{\omega_4}{v_B} \frac{\omega_2}{\omega_4}; \\ v_B &= n_B p z; \\ \omega_B &= 2\pi n_B; \\ m^2 &= a^2 + l_4^2 + 2al_4 \cos(\varphi_a - \varphi_4); \\ s^2 &= l_1^2 + l_2^2 + 2l_1 l_2 \cos(\varphi_1 - \varphi_2); \\ s \cos \varphi_s &= l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2; \\ l_3^2 &= l_4^2 + s^2 - 2sl_4 \cos(\varphi_{4s}); \\ l_4^2 &= l_3^2 + s^2 - 2sl_3 \cos \varphi_{3s}; \\ l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 - l_3 \cos \varphi_3 - l_4 \cos \varphi_4 &= 0; \\ \varphi_3 &= \varphi_s + \varphi_{3s}; \\ \varphi_4 &= \varphi_s - \varphi_{4s}. \end{aligned} \quad (1)$$

Здесь все углы расположены в вертикальной плоскости.

Из четвертого уравнения (1) получаем:

$$\varphi_4 = \varphi_a - \arccos \frac{m^2 - a^2 - l_4^2}{2al_4}. \quad (2)$$

Для определения аналога угловой скорости $\frac{\omega_4}{v_B} = \frac{d\varphi_4}{dm}$ звена l_4 про дифференцируем

уравнение (2) по обобщенной координате m и получим:

$$\frac{\omega_4}{v_B} = \frac{d\varphi_4}{dm} = \frac{m}{al_4 \sin(\varphi_a - \varphi_4)}. \quad (3)$$

Используя пятое и шестое уравнения (1), находим:

$$s = \sqrt{l_1^2 + l_2^2 + 2l_1l_2 \cos(\varphi_1 - \varphi_2)}; \\ \varphi_s = \arccos \frac{l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2}{s} \quad (4)$$

Из седьмого и восьмого уравнений (1) получим:

$$\varphi_{3s} = \arccos \frac{l_3^2 + s^2 - l_4^2}{2sl_3}; \\ \varphi_{4s} = \arccos \frac{l_4^2 + s^2 - l_3^2}{2sl_4} \quad (5)$$

Для определения аналога угловой скорости $\frac{\omega_2}{\omega_4} = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_4}$ звена l_2 продифференцируем девятое уравнение (1) по обобщенной координате φ_4 и получим:

$$-l_2 \sin \varphi_2 \frac{d\varphi_2}{d\varphi_4} + l_3 \sin \varphi_3 \frac{d\varphi_3}{d\varphi_4} + l_4 \sin \varphi_4 = 0. \quad (6)$$

С учетом, что $\frac{d\varphi_2}{d\varphi_4} = \frac{d\varphi_2/dt}{d\varphi_4/dt} = \frac{\omega_2}{\omega_4} = u_{24}$ явля-

ется аналогом угловой скорости φ_2 звена 2, а $\frac{d\varphi_3}{d\varphi_4} = \frac{d\varphi_3/dt}{d\varphi_4/dt} = \frac{\omega_3}{\omega_4} = u_{34}$ — аналогом угловой скорости φ_3 звена 3, имеем $u_{24}l_2 \sin \varphi_2 - u_{34}l_3 \sin \varphi_3 = l_4 \sin \varphi_4$.

Из углов, входящих в данное уравнение, вычтем общий угол φ_3 , что соответствует повороту осей координат xOy на угол φ_3 и получим $u_{24}l_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_3) = l_4 \sin(\varphi_4 - \varphi_3)$.

Используя данное выражение, находим:

$$u_{24} = \frac{\omega_2}{\omega_4} = \frac{l_4 \sin(\varphi_4 - \varphi_3)}{l_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}. \quad (7)$$

После подстановки выражений (3) и (7) в первое уравнение (1) и с учетом, что $\omega_B = 2\pi n_B$ и $v_B = n_B p z$, получим выражение для определения коэффициента преобразования K_2 в общем виде:

$$K_2 = \frac{v_B}{\omega_B} \frac{\omega_4}{v_B} \frac{\omega_2}{\omega_4} = \frac{pzm \sin(\varphi_4 - \varphi_3)}{2\pi al_2 \sin(\varphi_a - \varphi_4) \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}, \quad (8)$$

где $\varphi_3 = \varphi_s + \varphi_{3s}$;
 $\varphi_4 = \varphi_s - \varphi_{4s}$

$$\varphi_s = \arccos \frac{l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2}{s};$$

$$\varphi_{3s} = \arccos \frac{l_3^2 + s^2 - l_4^2}{2sl_3};$$

$$\varphi_{4s} = \arccos \frac{l_4^2 + s^2 - l_3^2}{2sl_4};$$

$$s = \sqrt{l_1^2 + l_2^2 + 2l_1l_2 \cos(\varphi_1 - \varphi_2)};$$

$$m = \sqrt{a^2 + l_4^2 + 2al_4 \cos(\varphi_a - \varphi_4)}.$$

С учетом известных величин ($l_1=336$ мм; $l_2=234$ мм; $l_3=261$ мм; $l_4=379$ мм; $a=593$ мм; $\varphi_a=123,882^\circ$; $\varphi_1=44,393^\circ$; $p=7$ мм; $z=1$; $\pi=3,14$) выражение (8) преобразуем к виду:

$$K_2 = \frac{0,0082 m \sin(\varphi_4 - \varphi_3)}{\sin(123,882^\circ - \varphi_4) \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}, \quad (9)$$

где $m = \sqrt{0,4835 + 0,4419 \cos(123,882^\circ - \varphi_4)}$;

$s = \sqrt{0,1677 + 0,1573 \cos(44,393^\circ - \varphi_2)}$;

$$\varphi_s = \arccos \frac{0,2401 + 0,234 \cos \varphi_2}{s};$$

$$\varphi_{3s} = \arccos \frac{s^2 - 0,0755}{0,522 s};$$

$$\varphi_{4s} = \arccos \frac{s^2 + 0,0755}{0,758 s};$$

$$\varphi_3 = \varphi_s + \varphi_{3s};$$

$$\varphi_4 = \varphi_s - \varphi_{4s}.$$

Зависимость (9) коэффициента преобразования K_2 от угла φ_2 (рис. 2, а) представлена в табл. 1.

При изменении угла φ_2 в пределах рабочей зоны от $-49,455$ до $99,545^\circ$ коэффициент K_2 изменяется по нелинейному закону от 0,0048 до 0,024. Это значит, что механическая передача ПРА обладает переменным коэффициентом преобразования K_2 , который в процессе работы ПРА изменяется примерно в 5 раз. Среднему значению угла $\varphi_{2,ср}=25^\circ$ соответствует величина $m_{ср}=0,572$ м и коэффициент преобразования $K_{2,ср}=0,0059$. Для определения общего коэффициента преобразования механической передачи ПРА нужно пользоваться выражением $K=K_1K_2$. Следует заметить, что текущее угловое положение приемной антенны 2 (см. рис. 1, а) определяется из выражения $\alpha_2 = \varphi_2 - 25,545^\circ$.

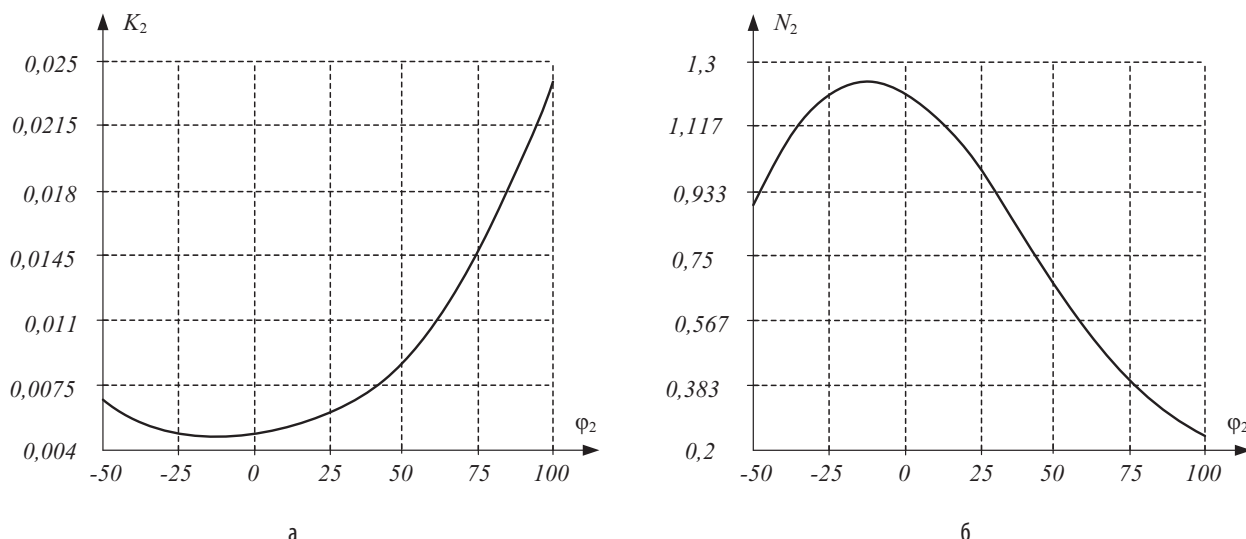


Рис. 2. Зависимость коэффициентов преобразования K_2 и N_2 от угла φ_2 : а — K_2 ; б — N_2

Таблица 1

Зависимость коэффициентов K_2 и N_2 от угла φ_2

φ_2 , град	-49,455	-40	-20,0	0	20	25	40	60	80	99,545
α_2 , град	-74,0	-65,545	-45,545	-25,545	-5,545	-0,545	14,455	34,455	54,455	74,0
m , м	0,289	0,320	0,397	0,479	0,555	0,572	0,617	0,662	0,691	0,709
K_2 , раз	0,0065	0,0056	0,0048	0,0048	0,0056	0,0059	0,0073	0,011	0,017	0,024
N_2 , раз	0,903	1,059	1,230	1,216	1,057	1,0	0,804	0,544	0,355	0,249

В тех случаях, когда требуется компенсировать влияние нелинейной зависимости коэффициента K_2 на работу электропривода, удобно использовать нормированный коэффициент преобразования (10):

$$N_2 = \frac{K_{2,\varphi_2=25^\circ}}{K_2} = \frac{0,7178 \sin(123,882^\circ - \varphi_4) \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}{m \sin(\varphi_4 - \varphi_3)}$$

В качестве нормирующей величины целесообразно выбрать значение коэффициента K_2 , вычисленное при среднем угле $\varphi_{2,ср}=25^\circ$.

Зависимость (10) нормированного коэффициента преобразования N_2 от угла φ_2 (рис. 2, б) представлена в табл. 1.

При работе ПРА и изменении угла φ_2 от $-49,445$ до $99,545^\circ$ коэффициент N_2 изменяется по нелинейному закону от 0,249 до 1,230. При угле $\varphi_2=25^\circ$ коэффициент $N_2=1,0$.

Для компенсации влияния нелинейной зависимости (см. рис. 2, а) на работу электропри-

вода достаточно, используя функцию нормированного коэффициента преобразования (10), осуществить модуляцию сигнала управления электродвигателем.

Механическая передача привода подъема антенны (ППА) предназначена для преобразования линейных перемещений штока гидроцилиндра в угловое поворотное движение фермы антенны РЛС при ее подъеме или опускании. Механическая передача ППА расположена на платформе привода вращения антенны, установленного на шасси автомобиля.

Упрощенная схема механической передачи ППА для транспортного положения фермы антенны представлена на рис. 1, б.

Механическая передача (см. рис. 1, б) содержит:

- неподвижное основание АО антенны, установленное вертикально;
- ферму антенны AF, закрепленную в верхней части основания АО и поворачивающуюся вокруг оси А;

– гидроцилиндр ГЦ, шарнирно соединенный осью С с подвижными рычагами CD и BC, а штоком с осью E закрепленной на платформе ПВА;

– опорные рычаги AB и CD, соединенные осями A и D с неподвижным основанием АО, и приводной рычаг BC, соединенный осями С и В с опорными рычагами.

Рычаги AB, BC, CD и расстояние AD, образуют четырехзвенный рычажный механизм, который приводится в движение гидравлической передачей CE.

Во время работы ППА происходит выдвигание гидроцилиндра и изменение общей длины CE (цилиндра — штока). При этом гидроцилиндр CE поворачивается вокруг оси E, рычаг CD поворачивается вокруг оси D, направляющая BC перемещается, а ферма AF поворачивается вокруг оси A.

Для определения углового положения фермы AF относительно координатной оси Oх на оси А установлен датчик, который контролирует угол φ_2 поворотного механизма. В процессе работы ППА устанавливается требуемый угол φ_2 , соответствующий развернутому или походному положениям фермы AF, причем в развернутом положении ферма AF находится в вертикальном положении и образует с координатной осью Oх угол $\varphi_{f,p}=90^\circ$, а в походном положении — образует угол $\varphi_{f,n}=232^\circ$.

В процессе работы механической передачи ППА и линейном движении штока гидроцилиндра, происходит нелинейное изменение угла φ_2 и угловой скорости ω_2 поворота фермы DF. Следовательно, при работе ППА изменяется коэффициент преобразования K механической передачи, и эти изменения нужно определить.

Для расчета коэффициента K введем следующие обозначения (см. рис. 1, б):

l_1, a — опорные расстояния AD, DE;

l_2, l_3, l_4 — длины рычагов AB, BC, CD;

s — расстояние между осями B и D;

m — длина CE цилиндра и штока;

$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_a, \varphi_s, \varphi_m$ — углы наклона звеньев $l_1, l_2, l_3, l_4, a, s, m$;

φ_{3s} — угол между звеньями l_3 и s ;

φ_{4s} — угол между звеньями l_4 и s ;

v_m — скорость выдвигания гидроцилиндра.

Для схемы (см. рис. 1, б) справедливы следующие соотношения [7]:

$$K = \frac{\omega_4}{v_m} \frac{\omega_2}{\omega_4};$$

$$m^2 = a^2 + l_4^2 + 2al_4 \cos(\varphi_a - \varphi_4);$$

$$s^2 = l_1^2 + l_2^2 + 2l_1l_2 \cos(\varphi_1 - \varphi_2);$$

$$s \cos \varphi_s = l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2; \quad (11)$$

$$l_3^2 = l_4^2 + s^2 - 2sl_4 \cos(\varphi_{4s});$$

$$l_4^2 = l_3^2 + s^2 - 2sl_3 \cos \varphi_{3s};$$

$$l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 - l_3 \cos \varphi_3 - l_4 \cos \varphi_4 = 0;$$

$$\varphi_3 = \varphi_s - \varphi_{3s};$$

$$\varphi_4 = \varphi_s + \varphi_{4s}.$$

Здесь все углы расположены в вертикальной плоскости.

Заметим, что все обозначения элементов упрощенной схемы механической передачи ППА, представленной на рис. 1, б, соответствуют рассмотренным ранее (см. рис. 1, а). Схема ППА отличается только наличием в приводном механизме гидроцилиндра вместо винтовой передачи, используемой в ПРА.

После подстановки выражений (3) и (7) в первое уравнение (11) получим выражение для определения коэффициента преобразования K в общем виде:

$$K = \frac{\omega_4}{v_m} \frac{\omega_2}{\omega_4} = \frac{m \sin(\varphi_4 - \varphi_3)}{al_2 \sin(\varphi_4 - \varphi_a) \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}, \quad (12)$$

$$\text{где } \varphi_3 = \varphi_s - \varphi_{3s};$$

$$\varphi_4 = \varphi_s + \varphi_{4s};$$

$$\varphi_s = \arccos \frac{l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2}{s};$$

$$\varphi_{3s} = \arccos \frac{l_3^2 + s^2 - l_4^2}{2sl_3};$$

$$\varphi_{4s} = \arccos \frac{l_4^2 + s^2 - l_3^2}{2sl_4};$$

$$s = \sqrt{l_1^2 + l_2^2 + 2l_1l_2 \cos(\varphi_1 - \varphi_2)};$$

$$m = \sqrt{a^2 + l_4^2 + 2al_4 \cos(\varphi_4 - \varphi_a)}.$$

С учетом известных величин ($l_1=190$ мм; $l_2=358$ мм; $l_3=460$ мм; $l_4=360$ мм; $a=894$ мм; $\varphi_a=81,6^\circ$; $\varphi_1=66,8^\circ$) выражение (12) преобразуем к виду:

$$K = \frac{3,1245 m \sin(\varphi_4 - \varphi_3)}{\sin(\varphi_4 - 81,643^\circ) \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}, \quad (13)$$

$$\text{где } m = \sqrt{0,9288 + 0,6437 \cos(81,643^\circ - \varphi_4)};$$

$$s = \sqrt{0,1643 + 0,136 \cos(66,801^\circ - \varphi_2)};$$

$$\varphi_s = \arccos \frac{0,0749 + 0,358 \cos \varphi_2}{s};$$

$$\varphi_{3s} = \arccos \frac{0,082 + s^2}{0,92s};$$

$$\varphi_{4s} = \arccos \frac{s^2 - 0,082}{0,72s};$$

$$\varphi_3 = \varphi_s - \varphi_{3s};$$

$$\varphi_4 = \varphi_s + \varphi_{4s}.$$

Зависимость (13) коэффициента преобразования K в м^{-1} от угла φ_2 (рис. 3, а) представлена в табл. 2.

При изменении угла φ_2 в пределах рабочей зоны $50,0-192,0^\circ$, коэффициент K изменяется по нелинейному закону $2,438 - 12,552 \text{ м}^{-1}$. Это значит, что механическая передача ППА обладает переменным коэффициентом преобразования K , который в процессе работы ППА изменяет-

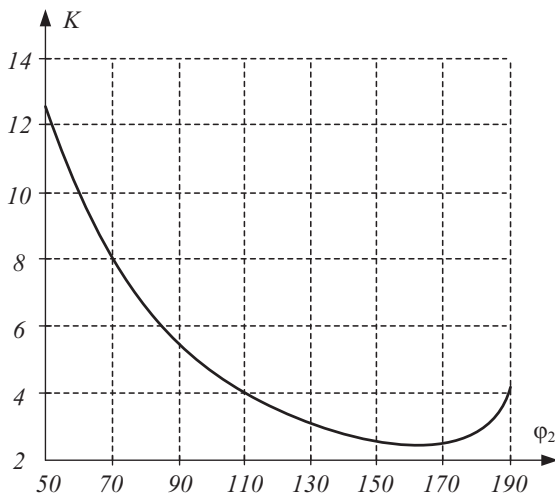
ся примерно в 5 раз. Среднему значению угла $\varphi_{2,ср}=120^\circ$ соответствует величина $m_{ср}=1,002$ м и коэффициент преобразования $K_{ср}=3,423 \text{ м}^{-1}$. Следует заметить, что текущее угловое положение фермы AF (см. рис. 1, б) определяется из выражения $\varphi_f = \varphi_2 + 40^\circ$.

В тех случаях, когда требуется компенсировать влияние нелинейной зависимости коэффициента K на работу гидропривода, удобно использовать нормированный коэффициент преобразования (14):

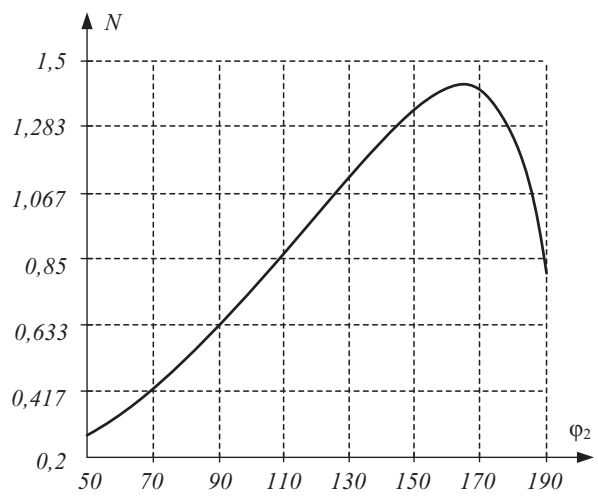
$$N = \frac{K_{\varphi_2=120^\circ}}{K} = \frac{1,0955 \sin(\varphi_4 - 81,643^\circ) \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}{m \sin(\varphi_4 - \varphi_3)}.$$

В качестве нормирующей величины целесообразно выбирать значение коэффициента K , вычисленное при среднем угле $\varphi_{2,ср}=120^\circ$.

Зависимость (14) нормированного коэффициента преобразования N от угла φ_2 (см. рис. 3, б) представлена в табл. 2.



а



б

Рис. 3. Зависимость коэффициентов преобразования K и N от угла φ_2 : а — K ; б — N

Таблица 2

Зависимость коэффициентов K и N от угла φ_2

φ_2 , град.	50,0	70	90	110	120	130	150	170	192,0
φ_f , град.	90,0	110	130,0	150,0	160,0	170,0	190,005	210,0	232,0
m , м	1,216	1,181	1,127	1,050	1,002	0,948	0,821	0,678	0,548
K , м^{-1}	12,562	7,945	5,400	3,921	3,423	3,038	2,538	2,438	5,007
N , раз	0,272	0,431	0,634	0,873	1,0	1,127	1,349	1,404	0,684

При работе ППА и изменении угла φ_2 от $50,0^\circ$ до $192,0^\circ$ коэффициент N изменяется по нелинейному закону от 0,2727 до 1,404. При угле $\varphi_2=120^\circ$, коэффициент $N=1,0$.

Для компенсации влияния нелинейной зависимости (см. рис. 3, а) на работу гидропривода достаточно, используя функцию нормированного коэффициента преобразования (14), осуществить модуляцию сигнала управления гидроприводом.

Вывод. Исходя из результатов проведенных исследований и расчетов, можно сделать следующие выводы. При работе электро- и гидропривода, которые содержат четырехзвенные рычажные механизмы, и линейном вращении ротора электродвигателя, или линейном движении штока гидроцилиндра происходят нелинейные изменения коэффициентов преобразования K механических передач. Величины нелинейностей коэффициентов преобразования механических передач более чем внушительны и достигают 5 раз в электро- и гидроприводе. В тех случаях, когда необходимо компенсировать влияние выявленных нелинейностей на работу приводов, предлагается с помощью нормированных коэффициентов преобразования N механических передач осуществлять модуляцию сигналов управления электродвигателя или гидроцилиндра. Причем нормирование целесообразно проводить относительно значений коэффициентов передачи K , вычисленных для середин рабочих углов φ_2 , характеризующих положения приемной антенны и фермы антенны РЛС при переводе их в транспортные или рабочие положения. Представленный метод определения и компенсации нелинейностей требует вычисления достаточно сложных тригонометрических уравнений в ре-

жиме реального времени, поэтому рассчитан на применение современных информационных технологий и может быть реализован в цифровых микропроцессорных системах управления [9, 10].

Литература:

1. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин: учеб. для вузов / И. И. Артоболевский. — 4-е изд., перераб. и доп. — М.: Наука, 1988. — 640 с.
2. Стрижнев, А. Г. Нелинейности простейших рычажных механизмов гидроприводов / А. Г. Стрижнев, Г. В. Ледник // Сборник статей ВА РБ. — 2011. — № 3. — С. 128–132.
3. Стрижнев, А. Г. Нелинейности сложных рычажных механизмов электро- и гидроприводов / А. Г. Стрижнев, А. Н. Русакович // Наука и техника. — 2014. — № 1. — С. 12–18.
4. Устройства и элементы автоматического регулирования и управления. Техническая кибернетика. Книга 3. Исполнительные устройства и сервомеханизмы / под ред. В. В. Солодовникова. — М.: Машиностроение, 1976. — 735 с.
5. Ключев, В. И. Теория электропривода: учеб. для вузов / В. И. Ключев. — М.: Энергоатомиздат, 1998. — 704 с.
6. Башарин, А. В. Управление электроприводами: учеб. пособие для вузов / А. В. Башарин, В. А. Новиков, Г. Г. Соколовский. — СПб.: Энергоиздат, 1982. — 392 с.
7. Бронштейн, И. Н. Справочник по математике для инженеров и учащихся вузов / И. Н. Бронштейн, К. Ф. Семендяев. — М.: Наука, 1981. — 720 с.
8. Dudas, I. Worm Gear Drives / I. Dudas. — London: Penton Press, 2000. — 314 p.
9. Landau, I. Digital Control Systems: Design, Identification and Implementation / I. Landau, G. Zito. — London: Springer, 2006. — 484 p.
10. Бунтов, В. Д. Микропроцессорные системы: учеб. пособие в 2 ч. / В. Д. Бунтов, С. Б. Макаров. — СПб.: Изд-во политех. ун-та, 2008. — 2 ч.