

О.Ю. КЛАДОВА, доц., канд.техн.наук,
И.Г. ШЕБАНОВ, проф., к.т.н., Национальный аэрокосмический
университет им. Н.Е. Жуковского

**ИССЛЕДОВАНИЕ СДВОЕННЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЛАНЕТАРНЫХ
МЕХАНИЗМОВ СО СТЕПЕНЬЮ ПОДВИЖНОСТИ $W = 2$,
ОБРАЗОВАННЫХ БАЗОВЫМИ ДИФФЕРЕНЦИАЛАМИ ТИПА D.AA.**

Пропонуються раціональні здвоєнні зубчасті планетарні механізми для приводів співвісних гвинтів.

Research of planetary gears with two degrees of freedom generated by base differentials with two external gearing (D.AA) is presented. For drives of coaxial propellers rational coupled gears are recommended.

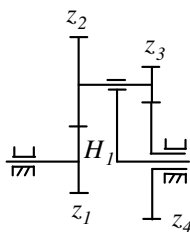
Постановка проблемы. Разработка совершенных зубчатых планетарных механизмов для приводов различных соосных винтов является важной технической задачей. Наиболее простой конструкцией, малыми габаритами и массой обладают базовые дифференциалы [1, 2, 3]. Однако вследствие небольшой редукции они не всегда могут удовлетворить требованиям практики. В этой связи представляет интерес исследование сдвоенных планетарных зубчатых механизмов со степенью подвижности $W = 2$, обладающих большим диапазоном передаточных отношений.

Анализ литературы. Вопросам анализа и образования структурных схем сдвоенных планетарных механизмов посвящена работа [4]. Предложены методы определения общего передаточного отношения и общего КПД механизмов с одной степенью подвижности. В статье [5] рассмотрен синтез рациональных сдвоенных планетарных механизмов со степенью подвижности $W = 2$, образованных на базе дифференциалов D.AI.

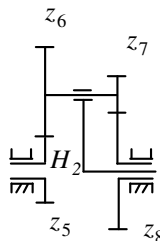
Вместе с тем остаются не изученными возможности сдвоенных планетарных механизмов с внешними зацеплениями нулевых колес, нарезанных реечным инструментом, и свободных от заклинивания зубьев.

Цель статьи. Исследование сдвоенных зубчатых планетарных механизмов со степенью подвижности $W = 2$, созданных базовыми дифференциалами D.AA, с нулевыми колесами, и предложение рекомендаций по использованию этих сдвоенных механизмов в приводах воздушных и гребных соосных винтов.

1. Сдвоенные зубчатые механизмы типа 2D.AA и их рациональность. При соединении центральными звеньями двух базовых дифференциалов D.AA (рис. 1), при двух связях между ними, образуются 21 структурная схема сдвоенных планетарных механизмов типа 2D.AA со степенью подвижности $W = 2$ (табл. 1).



Механизм D.AA



Механизм D.AA

Рис. 1

Таблица 1

Тип механизма	Соединяемые центральные звенья	Входные и выходные звенья	Тип механизма	Соединяемые центральные звенья	Входные и выходные звенья
2D. ⁽¹⁾ AA	z_4 и z_8 H_1 и H_2	z_1, H_2, z_5	2D. ⁽¹²⁾ AA	z_1 и z_5 H_1 и H_2	z_4, H_2, z_8
2D. ⁽²⁾ AA	z_4 и H_2 H_1 и z_8	z_1, z_8, z_5	2D. ⁽¹³⁾ AA	z_1 и H_2 H_1 и z_5	z_4, z_5, z_8
2D. ⁽³⁾ AA	z_4 и z_5 H_1 и H_2	z_1, H_2, z_8	2D. ⁽¹⁴⁾ AA	z_1 и z_8 H_1 и z_5	z_4, z_5, H_2
2D. ⁽⁴⁾ AA	z_4 и H_2 H_1 и z_5	z_1, z_5, z_8	2D. ⁽¹⁵⁾ AA	z_1 и z_5 H_1 и z_8	z_4, z_8, H_2
2D. ⁽⁵⁾ AA	z_4 и z_8 H_1 и z_5	z_1, z_5, H_2	2D. ⁽¹⁶⁾ AA	z_1 и z_5 H_1 и H_2	z_4, z_5, z_8
2D. ⁽⁶⁾ AA	z_4 и z_8 H_1 и z_8	z_1, z_8, H_2	2D. ⁽¹⁷⁾ AA	z_1 и z_5 H_1 и z_1	z_4, z_5, H_2
2D. ⁽⁷⁾ AA	z_4 и z_8 H_1 и H_2	z_1, z_8, z_5	2D. ⁽¹⁸⁾ AA	z_1 и z_8 H_1 и z_5	z_4, z_8, H_2
2D. ⁽⁸⁾ AA	z_4 и H_2 H_1 и z_5	z_1, z_8, H_2	2D. ⁽¹⁹⁾ AA	z_4 и z_8 z_1 и z_5	H_1, z_5, H_2
2D. ⁽⁹⁾ AA	z_4 и z_5 H_1 и H_2	z_1, z_5, z_8	2D. ⁽²⁰⁾ AA	z_4 и z_5 z_1 и z_8	H_1, z_8, H_2
2D. ⁽¹⁰⁾ AA	z_4 и z_5 H_1 и z_8	z_1, z_5, H_2	2D. ⁽²¹⁾ AA	z_4 и z_8 z_1 и z_5	H_1, z_8, H_2
2D. ⁽¹¹⁾ AA	z_4 и z_8 H_1 и z_5	z_1, z_8, H_2			

Каждая структурная схема имеет три возможных включения сдвоенных планетарных механизмов при одном входном звене и двух выходных звеньях

и четыре возможных соотношений передаточных отношений условных планетарных механизмов типа АА ($i_{1H_1}^{(4)} < 0, i_{5H_2}^{(8)} < 0$); ($i_{1H_1}^{(4)} > 0, i_{5H_2}^{(8)} > 0$); ($i_{1H_1}^{(4)} < 0, i_{5H_2}^{(8)} > 0$); ($i_{1H_1}^{(4)} > 0, i_{5H_2}^{(8)} < 0$).

Однако не все 252 варианта сдвоенных механизмов могут быть рекомендованы для приводов соосных воздушных и гребных винтов. 144 варианта механизмов содержат в замкнутых контурах циркулирующие мощности. При любых включениях для каждого типа механизма циркулирующая мощность будет иметь место в вариантах, которым соответствуют знаки передаточных отношений $i_{1H_1}^{(4)}$, $i_{5H_2}^{(8)}$, указанные в табл.

2. Механизмы с циркулирующими мощностями отличаются низкими коэффициентами полезного действия, плохими массогабаритными характеристиками и поэтому нерациональны.

Таблица 2

Тип механизма	Знаки передаточных отношений		Тип механизма	Знаки передаточных отношений	
	$i_{1H_1}^{(4)}$	$i_{5H_2}^{(8)}$		$i_{1H_1}^{(4)}$	$i_{5H_2}^{(8)}$
2D. ⁽¹⁾ АА	-	-	2D. ⁽¹¹⁾ АА	-	-
	+	+		-	+
2D. ⁽²⁾ АА	-	-	2D. ⁽¹²⁾ АА	-	-
	+	+		+	+
2D. ⁽³⁾ АА	-	+	2D. ⁽¹³⁾ АА	-	-
	+	-		+	+
2D. ⁽⁴⁾ АА	-	+	2D. ⁽¹⁴⁾ АА	+	+
	+	-		+	-
2D. ⁽⁵⁾ АА	-	-	2D. ⁽¹⁵⁾ АА	+	+
	-	+		+	-
2D. ⁽⁶⁾ АА	-	-	2D. ⁽¹⁶⁾ АА	-	-
	-	+		+	+
2D. ⁽⁷⁾ АА	-	-	2D. ⁽¹⁷⁾ АА	+	+
	+	+		+	-
2D. ⁽⁸⁾ АА	-	+	2D. ⁽¹⁸⁾ АА	+	+
	+	-		+	-
2D. ⁽⁹⁾ АА	-	+	2D. ⁽¹⁹⁾ АА	-	-
	+	-	2D. ⁽²⁰⁾ АА	+	+
2D. ⁽¹⁰⁾ АА	-	-	2D. ⁽²¹⁾ АА	-	+
	-	+		+	-

36 вариантов механизмов (табл. 3) не могут обеспечить требуемое вращение выходных звеньев в противоположных направлениях без нежелательного режима торможения.

Таблица 3

Тип механизма	Выходные звенья	Знаки передаточных отношений		Тип механизма	Выходные звенья	Знаки передаточных отношений	
		$i_{1H_1}^{(4)}$	$i_{5H_2}^{(8)}$			$i_{1H_1}^{(4)}$	$i_{5H_2}^{(8)}$
2D. ⁽¹⁾ AA	H_2, z_5 H_2, z_1	+	-	2D. ⁽¹⁰⁾ AA	z_5, H_2 z_1, H_2	+	-
2D. ⁽²⁾ AA	z_5, z_1 z_8, z_1	+	-	2D. ⁽¹¹⁾ AA	z_8, H_2 z_1, H_2	+	+
2D. ⁽³⁾ AA	H_2, z_8 H_2, z_1	+	+	2D. ⁽¹²⁾ AA	z_8, H_2 z_4, H_2	-	+
2D. ⁽⁴⁾ AA	z_1, z_5 z_1, z_8	-	-	2D. ⁽¹³⁾ AA	z_4, z_8 z_4, z_5	-	+
2D. ⁽⁵⁾ AA	z_5, H_2 z_1, H_2	+	-	2D. ⁽¹⁴⁾ AA	z_5, H_2 z_4, H_2	-	-
2D. ⁽⁶⁾ AA	z_8, H_2 z_1, H_2	+	+	2D. ⁽¹⁵⁾ AA	z_8, H_2 z_4, H_2	-	+
2D. ⁽⁷⁾ AA	z_1, z_5 z_1, z_5	-	+	2D. ⁽¹⁶⁾ AA	z_4, z_8 z_4, z_8	-	+
2D. ⁽⁸⁾ AA	z_8, H_2 z_1, z_8	+	+	2D. ⁽¹⁷⁾ AA	z_4, H_2 z_1, H_2	-	+
2D. ⁽⁹⁾ AA	z_1, z_8 z_1, z_8	-	-	2D. ⁽¹⁸⁾ AA	z_8, H_2 z_4, H_2	-	+

Из остающихся 72 вариантов сдвоенных планетарных зубчатых механизмов, не имеющих названных выше недостатков, выделим механизмы с большими возможными передаточными отношениями, табл. 4 (рис. 2).

Таблица 4

Тип механизма	Выходные звенья	Знаки передаточных отношений		Направления вращений входных и выходных звеньев при отсутствии режима торможения	Выражения передаточных отношений сдвоенных планетарных механизмов с $W = 2$, при равных по модулю угловых скоростях выходных звеньев
		$i_{1H_1}^{(4)}$	$i_{5H_2}^{(8)}$		
2D. ⁽¹⁾ AA	H_2, z_5	-	+	$\omega_1 > 0; \omega_5 > 0;$ $\omega_{H_2} < 0;$	$i_{1H_2} = \frac{2i_{1H_1}^{(4)} - i_{5H_2}^{(8)} - 1}{i_{5H_2}^{(8)} - 1}$
	H_2, z_1	+	-	$\omega_5 > 0; \omega_1 > 0;$ $\omega_{H_2} < 0;$	$i_{5H_2}^{(8)} = \frac{2i_{5H_2}^{(8)} - i_{1H_1}^{(4)} - 1}{i_{1H_1}^{(4)} - 1}$
2D. ⁽²⁾ AA	z_8, z_1	+	-	$\omega_5 > 0; \omega_8 > 0;$ $\omega_1 < 0;$	$i_{58} = \frac{2i_{5H_2}^{(8)} + i_{1H_1}^{(4)} - 1}{i_{1H_1}^{(4)} - 1}$,
2D. ⁽³⁾ AA	H_2, z_8	-	-	$\omega_1 > 0; \omega_8 > 0;$ $\omega_{H_2} < 0;$	$i_{1H_2} = 1 - 2i_{1H_1}^{(4)} -$ $- 2(1 - i_{1H_1}^{(4)})i_{5H_2}^{(8)}$
2D. ⁽⁴⁾ AA	z_1, z_5	+	+	$\omega_8 > 0; \omega_5 > 0;$ $\omega_1 < 0;$	$i_{81} = -\frac{2i_{5H_2}^{(8)}}{(1 - i_{1H_1}^{(4)})(i_{5H_2}^{(8)} - 1)}$,
2D. ⁽⁸⁾ AA	z_8, H_2	-	-	$\omega_1 > 0;$ $\omega_{H_2} > 0;$ $\omega_8 < 0;$	$i_{18} = 1 - 2i_{1H_1}^{(4)}(1 - i_{5H_2}^{(8)})$,
2D. ⁽¹²⁾ AA	z_4, H_2	-	+	$\omega_8 > 0; \omega_4 > 0;$ $\omega_{H_2} < 0;$	$i_{8H_2} = \frac{2i_{1H_1}^{(4)} - i_{5H_2}^{(8)} - 1}{i_{5H_2}^{(8)} - 1}$
	z_8, H_2	+	-	$\omega_4 > 0; \omega_8 > 0;$ $\omega_{H_2} < 0;$	$i_{48} = \frac{2i_{5H_2}^{(8)} - i_{1H_1}^{(4)} - 1}{i_{1H_1}^{(4)} - 1}$
2D. ⁽¹³⁾ AA	z_4, z_5	-	+	$\omega_8 > 0; \omega_5 > 0;$ $\omega_4 < 0;$	$i_{85} = \frac{1 - 2i_{1H_1}^{(4)}i_{5H_2}^{(8)} + i_{5H_2}^{(8)}}{1 - i_{5H_2}^{(8)}}$

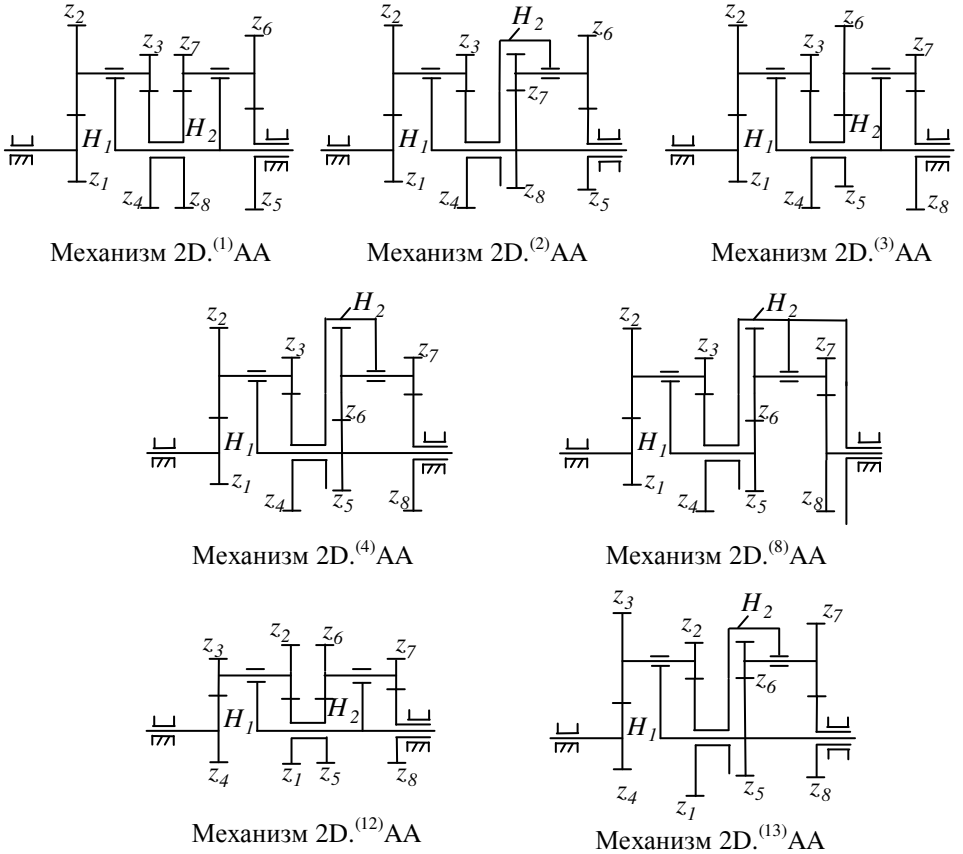


Рис. 2

2. Области возможных передаточных отношений двойных механизмов 2D.AA. Области возможных передаточных отношений $i_{1H_2}(x\lambda)$, $i_{18}(x\lambda)$, $i_{8I}(x\lambda)$, рис. 3...5, для механизмов 2D.⁽³⁾AA, 2D.⁽⁸⁾AA, 2D.⁽⁴⁾AA (табл. 4), определяются на основе известных зависимостей $i_{1H_1}^{(4)}(x\lambda)$ механизмов AA [6, 7] $i_{5H_2}^{(8)} = i_{1H_1}^{(4)}$ и выражений передаточных отношений в табл. 4, при одинаковом количестве сателлитов $k_1 = k_2$ базовых дифференциалов.

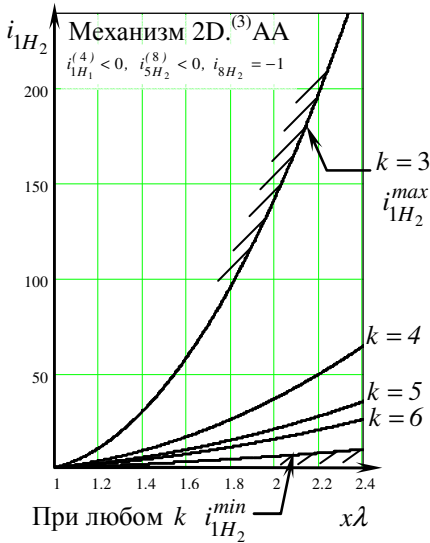


Рис.3

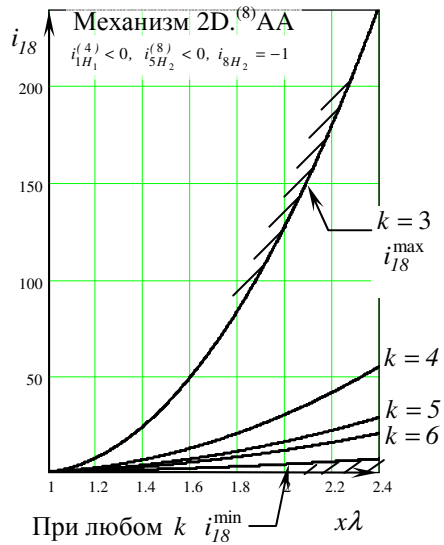


Рис.4

При этом достигаются максимальные диапазоны передаточных отношений.

Механизм 2D.⁽³⁾ AA (табл. 4):

$$1,2 \leq x\lambda \leq 2,2$$

$$k_1 = k_2 = 3 \quad 11 \leq i_{1H_2} \leq 199,$$

$$k_1 = k_2 = 4 \quad 5,5 \leq i_{1H_2} \leq 49,$$

$$k_1 = k_2 = 5 \quad 3,5 \leq i_{1H_2} \leq 29,$$

$$k_1 = k_2 = 6 \quad 3,0 \leq i_{1H_2} \leq 22.$$

Механизм 2D.⁽⁸⁾ AA (табл. 4):

$$1,2 \leq x\lambda \leq 2,2$$

$$k_1 = k_2 = 3 \quad 8,5 \leq i_{18} \leq 181,$$

$$k_1 = k_2 = 4 \quad 3,8 \leq i_{18} \leq 41,$$

$$k_1 = k_2 = 5 \quad 2,5 \leq i_{18} \leq 24,$$

$$k_1 = k_2 = 6 \quad 2 \leq i_{18} \leq 17.$$

Механизм 2D.⁽⁴⁾ AA (табл. 4):

$$0,8 \geq x\lambda \geq 0,4$$

$$k_1 = k_2 = 3 \quad 16 \leq i_{8I} \leq 76, \text{ при любом } k \quad 0,6 \leq i_{8I} \leq 4$$

Передаточные отношения механизмов уменьшаются, если увеличивать количество сателлитов с целью снижения массы и габаритов.

Так, если в механизме 2D.⁽³⁾AA базовому механизму ($z_1...z_4$) назначить три сателлита ($k_1 = 3$), а базовому механизму ($z_5...z_8$) – четыре сателлита ($k_2 = 4$), то диапазон изменения передаточного отношения сместится в зону меньших значений, чем при $k_1 = k_2 = 3$, т.е. $1,2 \leq x\lambda \leq 2,2$, $5 \leq i_{1H_2} \leq 99$.

Области возможных передаточных отношений для механизмов 2D.⁽¹⁾AA, 2D.⁽²⁾AA, 2D.⁽¹²⁾AA, 2D.⁽¹³⁾AA (табл. 4), где передаточные отношения $i_{1H_1}^{(4)}$, $i_{5H_2}^{(8)}$ имеют разные знаки и модули представляют собой пространства $i_{1H_2}(x_1\lambda_1; x_2\lambda_2)$; $i_{5H_2}(x_1\lambda_1; x_2\lambda_2)$; $i_{58}(x_1\lambda_1; x_2\lambda_2)$; $i_{8H_2}(x_1\lambda_1; x_2\lambda_2)$; $i_{48}(x_1\lambda_1; x_2\lambda_2)$; $i_{85}(x_1\lambda_1; x_2\lambda_2)$. Анализ показывает, что величина передаточного отношения $i_{1H_2}^{max}$ у механизма 2D.⁽¹⁾AA для $x_1\lambda_1 = 0,4$ и $x_2\lambda_2 = 2,2$; близких к рекомендуемым [8], существенно меньше $i_{1H_2}^{max}$ и i_{18}^{max} у механизмов 2D.⁽³⁾AA и 2D.⁽⁸⁾AA при $x_1\lambda_1 = x_2\lambda_2 = 2,2$ (рис. 3, 4). Это заключение справедливо и по отношению к $i_{5H_2}^{max}$ (механизм 2D.⁽¹⁾AA), i_{58}^{max} (механизм 2D.⁽²⁾AA), $i_{8H_2}^{max}$, i_{48}^{max} (механизм 2D.⁽¹²⁾AA), i_{85}^{max} (механизм 2D.⁽¹³⁾AA), (табл. 4).

3. Коэффициент относительной угловой скорости сателлита. При синтезе механизмов 2D.AA следует учитывать коэффициент относительной угловой скорости сателлита [8], определяющий долговечность подшипников сателлитов. Рассмотрим эти коэффициенты для механизмов, имеющих наибольшие передаточные отношения.

Механизм 2D.⁽³⁾AA (табл. 4):

$$\overset{\text{сателлит}}{z_2 - z_3} c_2^{(H_1)} = \frac{\omega_{2H_1}}{\omega_{H_1}} = -2(1 - i_{5H_2}^{(8)}) \frac{(1 - i_{1H_1}^{(4)})(1 - x_1\lambda_1)}{1 - i_{1H_1}^{(4)} - x_1\lambda_1}, \quad (1)$$

$$\overset{\text{сателлит}}{z_6 - z_7} c_7^{(H_2)} = \frac{\omega_{7H_2}}{\omega_{H_2}} = -2 \frac{(1 - i_{5H_2}^{(8)})(1 - x_2\lambda_2)}{1 - i_{5H_2}^{(8)} - x_2\lambda_2}. \quad (2)$$

Или в нашем случае при $i_{1H_1}^{(4)} = i_{5H_2}^{(8)}$; $x_1\lambda_1 = x_2\lambda_2$

$$c_2^{(H_1)} = (1 - i_{5H_2}^{(8)}) c_7^{(H_2)}. \quad (3)$$

Механизм 2D.⁽⁸⁾AA (табл. 4)

$$\overset{\text{сателлит}}{z_2 - z_3} c_2^{(H_1)} = \frac{\omega_{2H_1}}{\omega_{H_1}} = - \frac{2(1 - i_{5H_2}^{(8)}) (1 - i_{1H_1}^{(4)})(1 - x_1\lambda_1)}{(2(1 - i_{5H_2}^{(8)}) - 1) (1 - i_{1H_1}^{(4)} - x_1\lambda_1)}, \quad (4)$$

$$\frac{\text{сателлит}}{z_6 - z_7} c_7^{(H_2)} = \frac{\omega_{7H_2}}{\omega_{H_2}} = -2 \frac{(1 - i_{5H_2}^{(8)})(1 - x_2 \lambda_2)}{1 - i_{5H_2}^{(8)} - x_2 \lambda_2}. \quad (5)$$

Или учитывая, что $i_{1H_1}^{(4)} = i_{5H_2}^{(8)}$ и $x_1 \lambda_1 = x_2 \lambda_2$

$$c_2^{(H_1)} = \frac{1 - i_{5H_2}^{(8)}}{2(1 - i_{5H_2}^{(8)})} c_7^{(H_2)}. \quad (6)$$

Формулы 1...6 показывают, что при $\frac{c_7^{(H_2)}}{[2D^{(3)AA}]} = \frac{c_7^{(H_2)}}{[2D^{(8)AA}]}$, а $\frac{c_2^{(H_1)}}{[2D^{(3)AA}]} > \frac{c_7^{(H_2)}}{[2D^{(3)AA}]}$;

$\frac{c_2^{(H_1)}}{[2D^{(8)AA}]} < \frac{c_7^{(H_2)}}{[2D^{(8)AA}]}$ долговечность подшипников механизма 2D.⁽⁸⁾AA более высокая.

4. Коэффициент полезного действия механизмов. Рассмотрим КПД механизмов имеющих наибольшие передаточные отношения.

4.1. Механизм 2D.⁽³⁾AA (табл. 4).

При входном звене z_1 и выходных звеньях H_2, z_8 и $\omega_8 = -\omega_{H_2}$ выражение для КПД механизма имеет вид [8]

$$\eta_{1,H_2 8} = \frac{N_{H_2} \eta_{1H_2}^{(8)} + N_8 \eta_{18}^{(H_2)}}{N_{H_2} + N_8} = \frac{\eta_{1H_2}^{(8)} + \varphi_{8H_2} \eta_{18}^{(H_2)}}{1 + \varphi_{8H_2}}, \quad (8)$$

где N_{H_2} и N_8 - мощности на звеньях H_2 и z_8 при КПД равном единице; $\eta_{1H_2}^{(8)}$ и $\eta_{18}^{(H_2)}$ - КПД частных механизмов; φ_{8H_2} - коэффициент баланса мощностей;

$$\eta_{1H_2}^{(8)} = \frac{\eta_{1H_1}^{(4)} i_{1H_1}^{(4)} + \eta_{14}^{(H_1)} \eta_{5H_2}^{(8)} i_{14}^{(H_1)} i_{5H_2}^{(8)}}{i_{1H_2}^{(8)}}, \quad (9)$$

$$\eta_{1H}^{(4)} = 1 - \frac{i_{1H_1}^{(4)} - 1}{i_{1H_1}^{(4)}} \psi_{14}^{(H_1)}, \quad (10)$$

$$\eta_{14}^{(H_1)} = 1 - \psi_{14}^{(H_1)}; \psi_{14}^{(H_1)} \approx 0,04 \quad (11)$$

$$\eta_{5H_2}^{(8)} = 1 - \frac{i_{5H_2}^{(8)} - 1}{i_{5H_2}^{(8)}} \psi_{58}^{(H_2)}; \psi_{58}^{(H_2)} = \psi_{14}^{(H_1)}, \quad (12)$$

$$i_{1H_2}^{(8)} = i_{1H_1}^{(4)} + i_{14}^{(H_1)} i_{5H_2}^{(8)}; \quad (13)$$

$$\eta_{18}^{(H_2)} = \eta_{14}^{(H_1)} \cdot \eta_{58}^{(H_2)}; \quad (14)$$

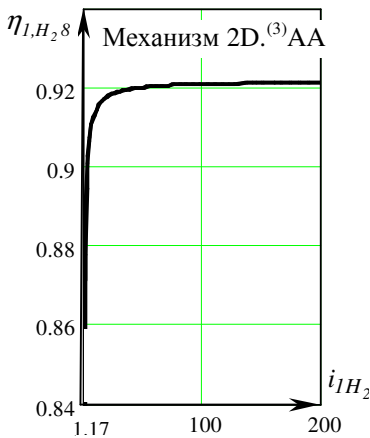


Рис. 6

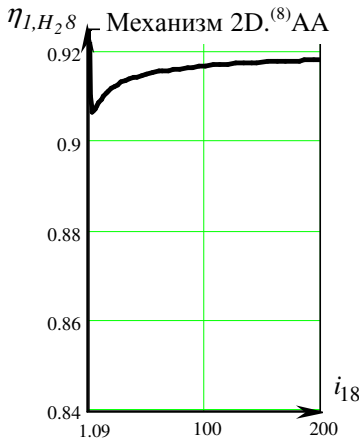


Рис. 7

На рис. 7 показана диаграмма $\eta_{1,H_2,8}(i_{18})$. Минимальное значение $i_{18} = 1,09$ установлено также как и в механизме 2D.⁽³⁾AA.

Диаграммы $\eta_{1,H_2,8}(i_{H_2})$ и $\eta_{1,H_2,8}(i_{18})$ показывают, что увеличение передаточного отношения в несколько раз практически не изменяет величину КПД - $\eta_{1,H_2,8}$.

$$\varphi_{8H_2} = -\frac{(1-i_{1H_1}^{(4)})(1-i_{5H_2}^{(8)})}{i_{1H_1}^{(4)} + (1-i_{1H_1}^{(4)})i_{5H_2}^{(8)}}. \quad (15)$$

На рис. 6 показана диаграмма $\eta_{1,H_2,8}(i_{H_2})$. Минимальное значение $i_{H_2} = 1,17$ на диаграмме принято по $i_{1H_1}^{(4)} = i_{5H_2}^{(8)} = -0,0416$, определяющих при $\psi_{14}^{(H_1)} = \psi_{58}^{(H_2)} = 0,04$ границу самоторможения в центральных каналах базовых дифференциалов.

4.2. Механизм 2D.⁽⁸⁾AA (табл. 4).

При входном звене z_1 и выходных звеньях H_2, z_8 и $\omega_8 = -\omega_{H_2}$ выражение для КПД механизма имеет вид

$$\eta_{1,H_2,8} = \frac{N_{H_2} \eta_{H_2}^{(8)} + N_8 \eta_{18}^{(H_2)}}{N_{H_2} + N_8} = \frac{\eta_{H_2}^{(8)} + \varphi_{8H_2} \eta_{18}^{(H_2)}}{1 + \varphi_{8H_2}}, \quad (16)$$

$$\text{где } \eta_{1H_2}^{(8)} = \frac{\eta_{1H_1}^{(4)} \eta_{5H_2}^{(8)} i_{1H_1}^{(4)} i_{5H_2}^{(8)} + \eta_{14}^{(H_1)} i_{14}^{(H_1)}}{i_{1H_2}^{(8)}} \quad (17)$$

$$\eta_{1H_1}^{(4)} = 1 - \frac{i_{1H_1}^{(4)} - 1}{i_{1H_1}^{(4)}} \psi_{14}^{(H_1)}, \quad (18)$$

$$\eta_{14}^{(H_1)} = 1 - \psi_{14}^{(H_1)}; \quad \psi_{14}^{(H_1)} \approx 0,04 \quad (19)$$

$$i_{1H_2}^{(8)} = i_{1H_1}^{(4)} i_{5H_2}^{(8)} + i_{14}^{(H_2)}; \quad (20)$$

$$\eta_{5H_2}^{(8)} = 1 - \frac{i_{5H_2}^{(8)} - 1}{i_{5H_2}^{(8)}} \varphi_{58}^{(H_2)}; \quad \psi_{58}^{(H_2)} = \psi_{14}^{(H_1)}, \quad (21)$$

$$\eta_{18}^{(H_2)} = \eta_{1H_1}^{(4)} \cdot \eta_{58}^{(H_2)}; \quad (22)$$

$$\varphi_{8H_2} = -\frac{i_{1H_1}^{(4)}(1-i_{5H_2}^{(8)})}{i_{1H_1}^{(4)} i_{5H_2}^{(8)} + 1 - i_{1H_1}^{(4)}}. \quad (23)$$

Выводы. Рассмотрено образование рациональных двоярных планетарных зубчатых механизмов со степенью подвижности $W = 2$ на базе дифференциалов D.АА, для привода соосных воздушных и гребных винтов.

Установлены механизмы 2D.⁽³⁾АА и 2D.⁽⁸⁾АА (табл. 4) имеющие наибольшие области возможных передаточных отношений.

Механизм 2D.⁽³⁾АА (табл. 4) Механизм 2D.⁽⁸⁾АА (табл. 4)

$$1,2 \leq x\lambda \leq 2,2$$

$$1,2 \leq x\lambda \leq 2,2$$

$$k_1 = k_2 = 3 \quad 11 \leq i_{1H_2} \leq 199$$

$$k_1 = k_2 = 3 \quad 8,5 \leq i_{18} \leq 181$$

$$k_1 = k_2 = 4 \quad 5,5 \leq i_{1H_2} \leq 49$$

$$k_1 = k_2 = 4 \quad 3,8 \leq i_{18} \leq 41$$

$$k_1 = k_2 = 5 \quad 3,5 \leq i_{1H_2} \leq 29$$

$$k_1 = k_2 = 5 \quad 2,5 \leq i_{18} \leq 24$$

$$k_1 = k_2 = 6 \quad 3,0 \leq i_{1H_2} \leq 22$$

$$k_1 = k_2 = 6 \quad 2 \leq i_{18} \leq 17$$

Долговечность подшипников сателлитов механизмов 2D.⁽³⁾АА, 2D.⁽⁸⁾АА (табл. 4), оценивалась коэффициентами относительной угловой скорости сателлитов

$$\frac{c_7^{(H_2)}}{[2D^{(3)}AA]} = \frac{c_7^{(H_2)}}{[2D^{(8)}AA]}, \text{ а } \frac{c_2^{(H_1)}}{[2D^{(3)}AA]} > \frac{c_7^{(H_2)}}{[2D^{(3)}AA]}; \frac{c_2^{(H_1)}}{[2D^{(8)}AA]} < \frac{c_7^{(H_2)}}{[2D^{(8)}AA]}$$

Соотношения коэффициентов относительной угловой скорости сателлитов указывают на лучшие условия работы сателлитов механизма 2D.⁽⁸⁾АА.

Коэффициент полезного действия во всем рекомендуемом диапазоне возможных передаточных отношений у механизмов 2D.⁽³⁾АА и 2D.⁽⁸⁾АА (табл. 4) практически одинаковый, $\eta_{1,H_2,8} \approx 0,92$.

Приведенные коэффициенты относительной угловой скорости сателлитов, диаграммы $i_{1H_2}(x\lambda)$, $i_{18}(x\lambda)$, $\eta_{1,H_2,8}(i_{1H_2})$, $\eta_{1,H_2,8}(i_{18})$ позволяют обоснованно выполнять синтез рекомендуемых механизмов 2D.⁽³⁾АА и 2D.⁽⁸⁾АА.

Список литературы: 1. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. Машиностроение. М-Л, 1968. 2. Кириченко В.И. Редукторы ТВД и вертолетных двигателей. Харьков, ХАИ, 1978. 3. Ткаченко В.А., Шебанов И.Г. Вопросы синтеза простых дифференциальных зубчатых редукторов для привода воздушных и гребных винтов. Вестник НТУ "ХПИ", № 10 (том 3) Харьков, 2002, с. 46-53. 4. Ткаченко В.А. Общий инженерный метод исследования составных планетарных механизмов. Вестник НТУ "ХПИ", № 40, Харьков, 2005, с. 48-65. 5. Шебанов И.Г. К вопросу о синтезе рациональных двоярных планетарных передаточных механизмов со степенью подвижности $W = 2$ на базе дифференциалов D.АА. Вестник НТУ "ХПИ", № 40, Харьков, 2005, с. 28-41. 6. Ткаченко В.А., Абрамов В.Т., Коровкин М.Д. Проектирование планетарных механизмов оптимальных по динамическим характеристикам. Харьков, ХАИ, 1989. 7. Ткаченко В.А., Шебанов И.Г. Общий метод кинематического исследования дифференциальных механизмов. Вестник НТУ "ХПИ", № 30, Харьков, 2004, с. 94-107. 8. Ткаченко В.А. Планетарные механизмы (оптимальное проектирование), Харьков, ХАИ, 2003.

Поступила в редакцию 20.04.06