

УДК 621.833.6

*В.А.ТКАЧЕНКО, проф., к.т.н., И.Г. ШЕБАНОВ, проф., к.т.н., НАКУ  
им. Н.Е.Жуковского "ХАИ"*

## **ВОПРОСЫ СИНТЕЗА ПРОСТЫХ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ ЗУБЧАТЫХ РЕДУКТОРОВ ДЛЯ ПРИВОДА ВОЗДУШНЫХ И ГРЕБНЫХ ВИНТОВ.**

The synthesis of simple differential toothed mechanisms of a drive coaxial air and marine of screws is considered in view of area of possible transfer ratios, distribution of potencies and efficiency.

Для привода двух соосных воздушных или гребных винтов, вращающихся в противоположные стороны, находят применение дифференциальные зубчатые редукторы. Наименьшие габариты и массу имеют простые дифференциальные зубчатые механизмы типа  $CD.AI$ ,  $CD.\bar{A}\bar{I}$ ,  $CD.AA$ ,  $CD.II$  (рис.1) с одним входным и двумя выходными звеньями.

Рассмотрим проблематику синтеза этих дифференциальных механизмов.

Одним из важнейших вопросов проектирования каждого простого дифференциального редуктора является установление области его возможных передаточных отношений, определяемой совместным анализом уравнения передаточного отношения, условий соосности, соседства, предотвращения генераторных режимов. Кроме того, необходимо обеспечить вращение выходных звеньев в противоположных направлениях с равной частотой вращения [1].

Область возможных передаточных отношений удобно представить в виде графиков  $u_{ij}$  от  $x\lambda = r_{w2} / r_{w3}$  для различного количества спутников  $k$ . Основой построения графиков  $u_{ij}(x\lambda)$  могут служить зависимости  $u_{1H}^{(4)}(x\lambda)$  для простых планетарных механизмов [2] и выражения, связывающие передаточные отношения  $u_{ij}$  и  $u_{1H}^{(4)}$ .

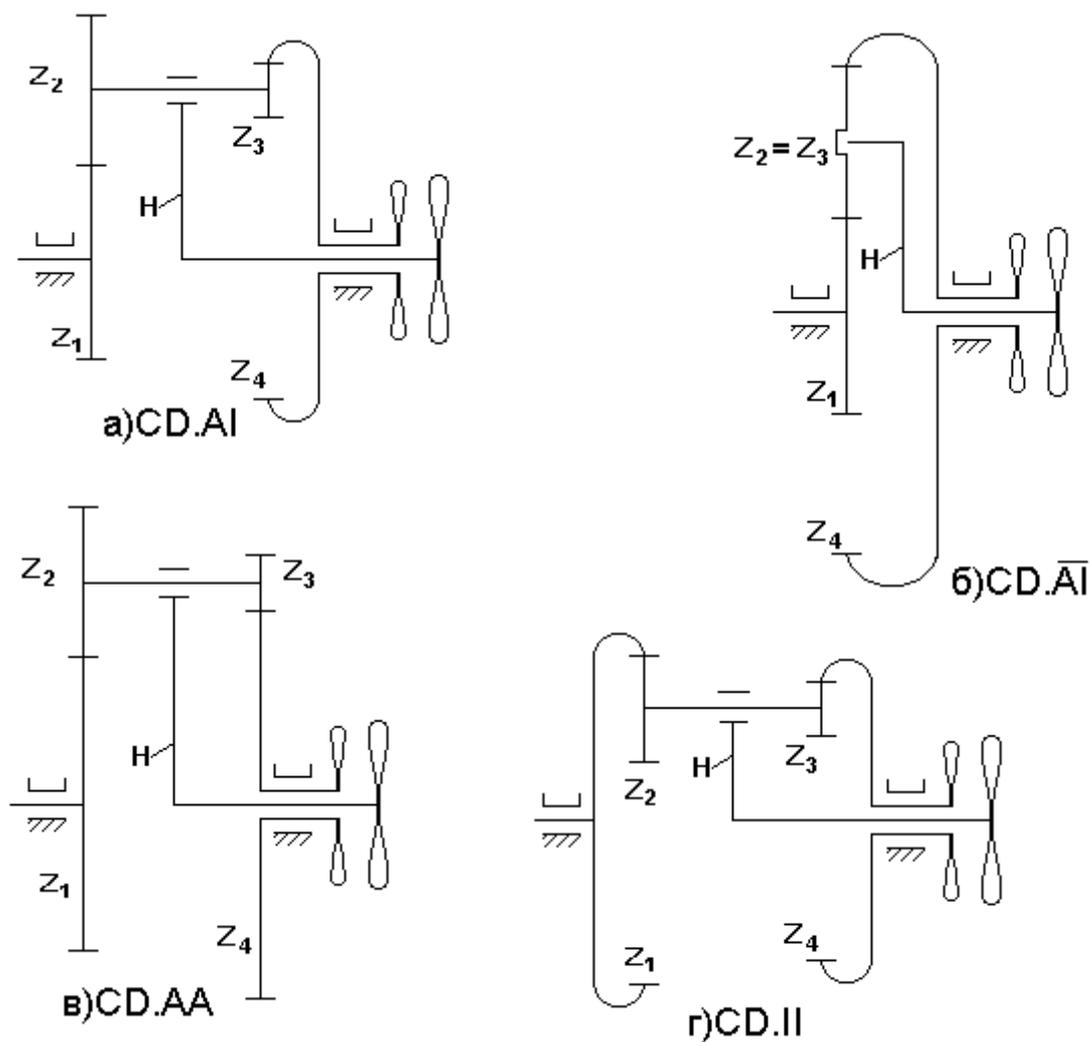


РИС. 1

Зависимости  $u_{ij}(u_{1H}^{(4)})$  для механизма CD.AI при входном звене  $z_1$  может быть получена следующим образом. Выражение для угловой скорости входного звена имеет вид

$$\omega_1 = u_{1H}^{(4)}\omega_H + (1 - u_{1H}^{(4)})\omega_4, \quad (1)$$

где  $u_{1H}^{(4)} > 0$ ,  $(1 - u_{1H}^{(4)}) < 0$ .

Умножим левую и правую части (1) на движущий момент  $T_1$

$$T_1\omega_1 = T_1u_{1H}^{(4)}\omega_H + T_1(1 - u_{1H}^{(4)})\omega_4. \quad (2)$$

При  $T_1 > 0$  и  $\omega_1 > 0$  для предотвращения генераторных режимов необходимо, чтобы  $\omega_H > 0$  и  $\omega_4 < 0$ .

Тогда 
$$\omega_1 = u_{1H}^{(4)}|\omega_H| - (1 - u_{1H}^{(4)})|\omega_H| \cdot |u_{4H}|,$$

(3)

и 
$$u_{1H} = u_{1H}^{(4)} - (1 - u_{1H}^{(4)})|u_{4H}|.$$

1 При  $|u_{4H}| = 1, \quad u_{1H} = 2u_{1H}^{(4)} - 1. \quad (4)$

Аналогично устанавливаются другие зависимости  $u_{ij}(u_{1H}^{(4)})$ , определяющие области возможных передаточных отношений простых дифференциальных механизмов (таблица 1).

Исключение составляют механизмы:  $CD.AI, CD.\overline{AI}$  при входном звене  $H$ ;  $CD.AA, CD.II$  при входных звеньях  $z_1(x\lambda < 1)$  и  $z_4(x\lambda > 1)$ , которые не могут быть использованы для привода соосных винтов, так как при указанных параметрах и противоположном вращении выходных звеньев возникают генераторные режимы.

На рис. 2а,б показаны графики  $u_{1H}(x\lambda)$  для механизмов  $CD.AI, CD.AA$ . По графику  $u_{1H}(x\lambda)$  (рис. 2а) при  $x\lambda = 1$  можно установить область передаточных отношений для механизма  $CD.\overline{AI}$ .

Формулы таблицы 1 и графики (рис. 2) показывают значительное расширение области возможных передаточных отношений дифференциальных зубчатых механизмов по сравнению с однопипными планетарными.

Таблица 1.

Тип механизма	Входное звено	Выходные звенья	Выражения передаточных отношений простых дифференциальных механизмов
---------------	---------------	-----------------	--

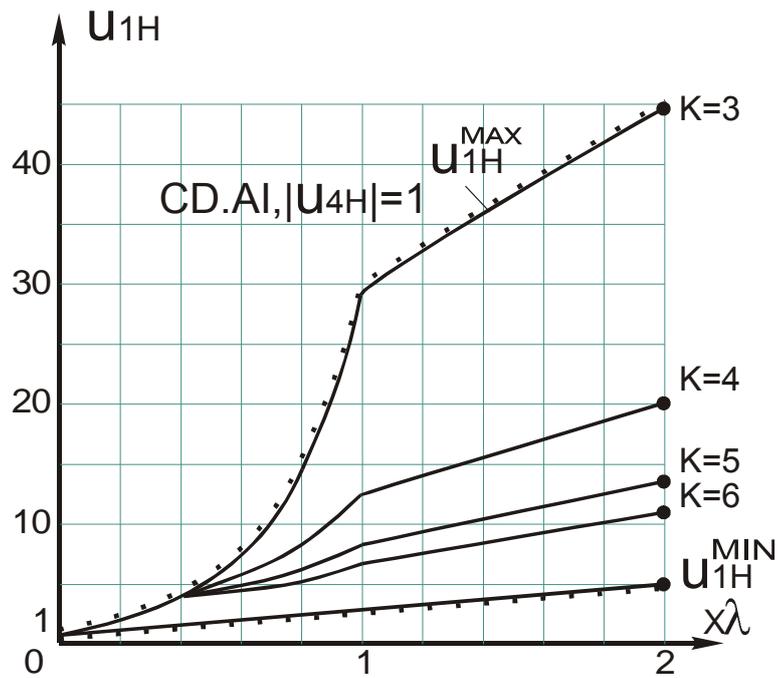
CD.AI CD.AI	$z_1$	H, $z_4$	$u_{1H} = 2u_{1H}^{(4)} - 1 = 1 + 2 \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}$
CD.AI CD.AI	$z_4$	$z_1, H$	$u_{41} = -\frac{1 + u_{1H}^{(4)}}{1 - u_{1H}^{(4)}} = 1 + 2 \frac{z_1 z_3}{z_2 z_4}$
D.AA CD.Π ( $x\lambda > 1$ )	$z_1$	H, $z_4$	$u_{1H} = 2u_{1H}^{(4)} - 1 = 1 + 2 \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}$
CD.AA CD.Π	H	$z_1, z_4$	$u_{H1} = \frac{2 - u_{1H}^{(4)}}{u_{1H}^{(4)}} = \frac{z_1 z_3 - z_2 z_4}{z_1 z_3 + z_2 z_4}$
CD.AA CD.Π ( $x\lambda > 1$ )	$z_4$	$z_1, H$	$u_{41} = \frac{1 + u_{1H}^{(4)}}{1 - u_{1H}^{(4)}} = -(1 + 2 \frac{z_1 z_3}{z_2 z_4})$

При выборе передаточного отношения необходимо учитывать величину коэффициента полезного действия дифференциального механизма и распределение мощностей по его каналам.

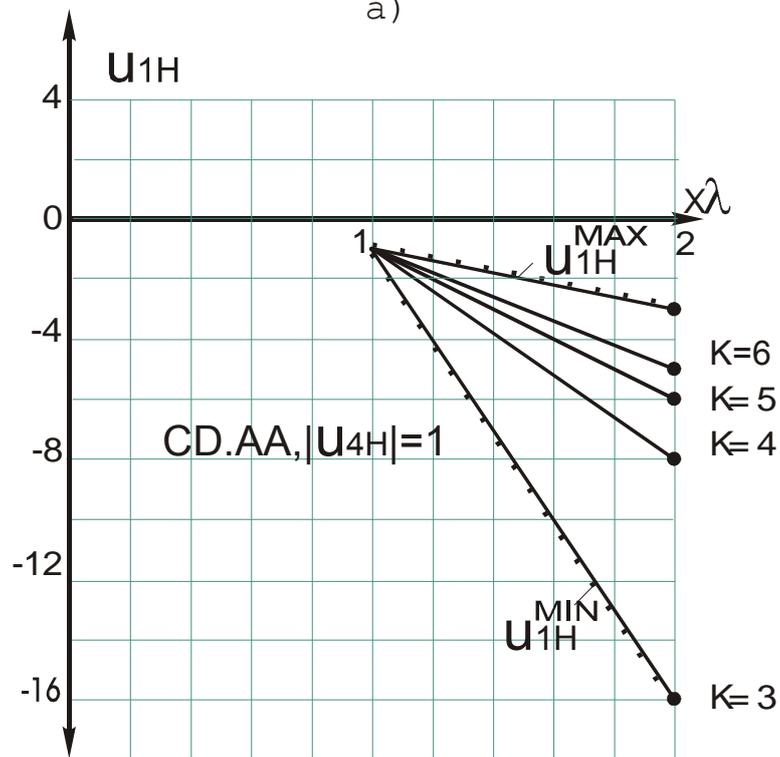
Для механизма CD.AI при входном звене  $z_1$  КПД может быть определен по формуле

$$\eta_{1,H4} = \frac{N_H \eta_{1H}^{(4)} + N_4 \eta_{14}^{(4)}}{N_H + N_4} = \frac{\eta_{1H}^{(4)} + \phi_{4H} \eta_{14}^{(H)}}{1 + \phi_{4H}}, \quad (5)$$

где  $N_H$  и  $N_4$  - мощности на водиле H и колесе  $z_4$  при КПД, равном единице;  $\phi_{4H} = N_4/N_H$  - соотношение мощностей в каналах механизма при КПД, равном единице;  $\eta_{1H}^{(4)}$  и  $\eta_{14}^{(H)}$  - КПД условного планетарного и обращенного механизмов [2].



a)



б)

Рис. 2

Выразим  $\varphi_{4H}$  через  $u_{1H}^{(4)}$ . Уравнение (2) с учетом знаков угловых скоростей

имеет вид  $T_1\omega_1 = T_1u_{1H}^{(4)}|\omega_H| - T_1(1 - u_{1H}^{(4)})|\omega_4|$ . (6)

Тогда 
$$\varphi_{4H} = -\frac{T_1(1 - u_{1H}^{(4)})|\omega_4|}{T_1u_{1H}^{(4)}|\omega_H|},$$

при  $\frac{|\omega_4|}{|\omega_H|} = |u_{4H}| = 1$ , 
$$\varphi_{4H} = -\frac{1 - u_{1H}^{(4)}}{u_{1H}^{(4)}} = \frac{u_{1H}^{(4)} - 1}{u_{1H}^{(4)}}.$$
 (7)

Аналогично могут быть получены выражения для КПД и соотношения мощностей при различных входных звеньях простых дифференциальных механизмов, используемых для привода соосных винтов (таблица 2).

Графики зависимостей соотношения мощностей и КПД от передаточного отношения для механизмов CD.AI и CD.AA при ведущем звене  $z_1$  показаны на рисунке 3, 4. Таблица 2.

Тип механизма	Входное звено	Выходные звенья	Выражения соотношений мощностей в каналах механизма	Выражения КПД дифференциального механизма
$\left. \begin{array}{l} \text{CD.AI, CD.AI} \\ \text{CD.AA} \\ \text{CD.II} \end{array} \right\}$ при $x\lambda > 1$	$z_1$	$z_4, H$	$\varphi_{4H} = \frac{u_{1H}^{(4)} - 1}{u_{1H}^{(4)}}$	$\eta_{1,H4} = \frac{\eta_{1H}^{(4)} + \varphi_{4H} \eta_{14}^{(4)}}{1 + \varphi_{4H}}$
$\left. \begin{array}{l} \text{CD.AI, CD.AI} \\ \text{CD.AA} \\ \text{CD.II} \end{array} \right\}$ при $x\lambda < 1$	$z_4$	$z_1, H$	$\varphi_{1H} = \frac{1}{u_{1H}^{(4)}}$	$\eta_{4,H1} = \frac{\eta_{4H}^{(1)} + \varphi_{1H} \eta_{41}^{(1)}}{1 + \varphi_{1H}}$
CD.AA, CD.II	H	$z_1, z_4$	$\varphi_{41} = 1 - U_{1H}^{(4)}$	$\eta_{H,14} = \frac{\eta_{H1}^{(4)} + \varphi_{41} \eta_{H4}^{(1)}}{1 + \varphi_{41}}$

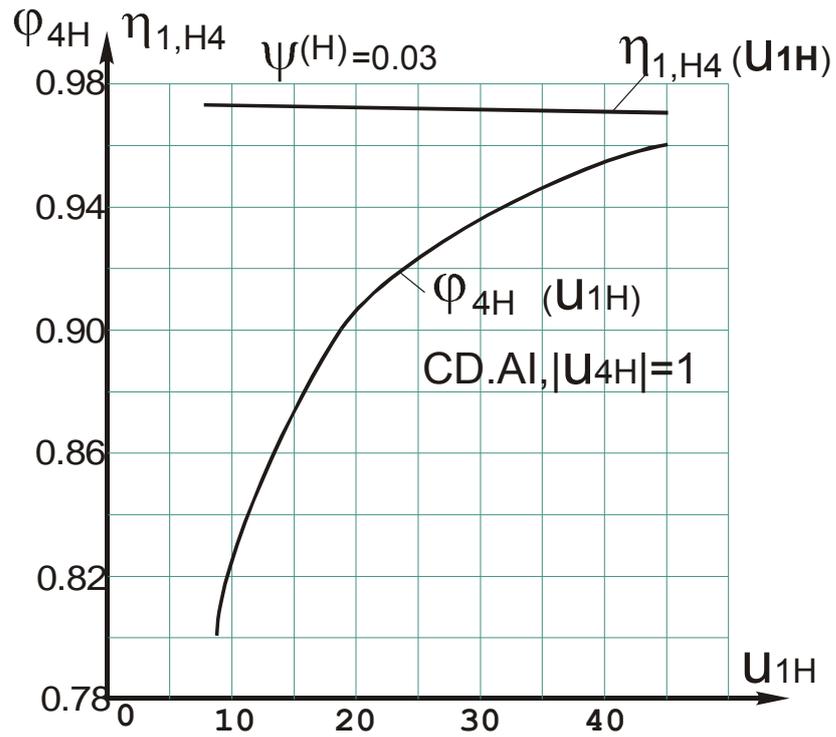


Рис. 3

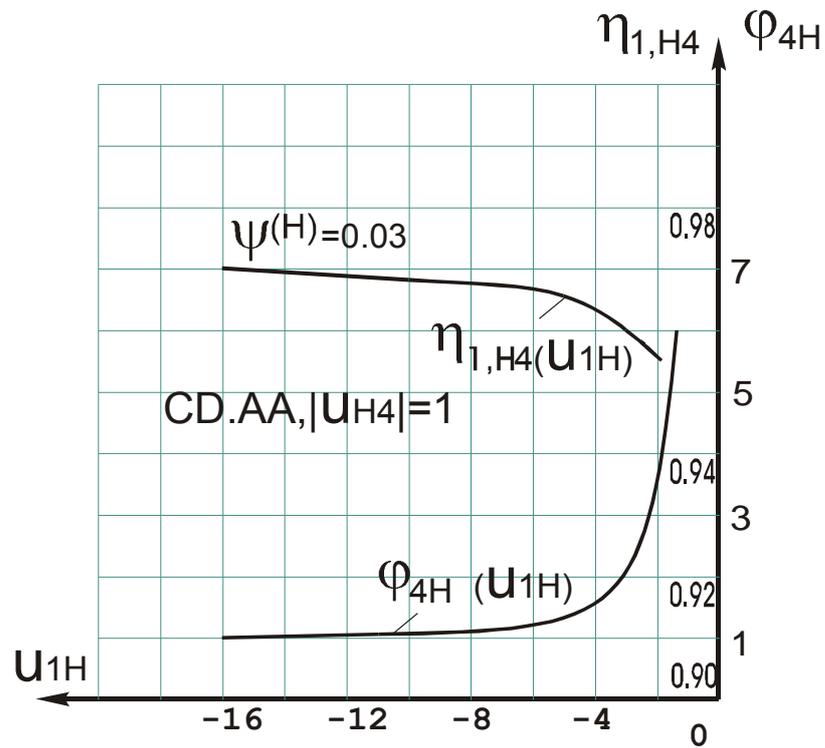


Рис. 4

Наличие графиков  $u_{ij} \ll \lambda_{ij}$ ,  $\eta_{i,jk}(u_{ij})$ ,  $\varphi_{jk}(u_{ij})$  позволяет производить обоснованный выбор простого дифференциального механизма в качестве

редуктора соосных винтов, назначать входное звено механизма, количество сателлитов. Так, например, высокой редукцией обладает механизм CD.AI при входном звене  $z_1 - u_{1H}^{\max} \approx 47$  (рис.2а,3). Увеличение передаточного отношения практически не меняет значения КПД -  $\eta_{1,H4} \approx 0,97$ . Соотношение мощностей в каналах механизма имеет приемлемую величину во всем диапазоне передаточных отношений -  $\varphi_{4H} = 0,8 \dots 0,96$ . При необходимости иметь отрицательное передаточное отношение дифференциального механизма, по графикам  $u_{1H}(x\lambda)$  (рис.2б),  $\eta_{1,H4}$  и  $\varphi_{4H}$  (рис.4) могут быть выбраны параметры механизма CD.AA.

Определение чисел зубьев колес целесообразно выполнять для условного планетарного механизма [2], передаточное отношение  $u_{1H}^{(4)}$  которого устанавливается с помощью таблицы 1.

Выводы: рассмотрены вопросы синтеза простых дифференциальных механизмов – редукторов соосных винтов с использованием области возможных передаточных отношений, КПД, соотношений мощностей в каналах дифференциальных механизмов. Даны рекомендации по выбору чисел зубьев колес.

**Список литературы:** 1. *Кириченко В.И.* Редукторы ТВД и вертолетных двигателей. Харьков, 1978, 82с. 2. *Ткаченко В.А., Абрамов В.Т., Коровкин М.Д.* Проектирование планетарных механизмов оптимальных по динамическим характеристикам, Харьков, 1983, 110с