

УДК 621.452:587.5

А.Л. Капелевич¹, В.М. Ананьев²

¹.AKGears, LLC, США

².ФГУП «ЦИАМ им. П.И.Баранова», Россия

ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЕМКОСТИ АВИАЦИОННЫХ РЕДУКТОРОВ

Повышение энергоемкости приводов авиационных изделий представляет собой важную задачу для конструкторов. Это позволяет увеличить передаваемый крутящий момент в пределах заданных размерных ограничений или добиться снижения массы и габаритов редуктора, если задан передаваемый крутящий момент. Это очень важно для снижения массы и габаритов редукторов приводов воздушных винтов, винтовентиляторов и вентиляторов газотурбинных двигателей, а также редукторов вертолетов. Существует несколько способов увеличения энергоемкости приводов, включая улучшение конструкции, материалов и технологий. В статье представлен подход, который позволяет оптимизировать кинематические схемы приводов и геометрические параметры зубчатых передач для достижения высокой энергоемкости. Это достигается путем оптимизации безразмерной функции объема редуктора, для которой может быть найден минимум посредством перераспределения внутреннего передаточного отношения между ступенями редукции. Приводится анализ кинематических схем для нескольких редукторов, посредством минимизации функций объема.

Ключевые слова: двигатель, вертолет, редуктор, кинематическая схема, оптимизация, зубчатые передачи.

Введение

Повышение энергоемкости зубчатых передач позволяет увеличить передаваемый крутящий момент при заданных размерах конструкции и уменьшить размер и массу авиационных зубчатых передач. Имеется несколько путей для увеличения несущей способности зубчатых приводов, которые включают совершенство конструкции, материалов и технологии.

В этой статье показаны методы, которые позволяют оптимизировать кинематическую схему редуктора, чтобы достичь высокой энергоемкости передачи. Вводится безразмерная функция объема редуктора, которая может быть минимизирована посредством оптимизации внутреннего передаточного отношения передач. Анализ кинематических схем различных редукторов позволяет определить минимумы функций их объемов и найти оптимальный вариант конструкции.

1. Понятие функции объема

Нагрузочная способность или энергоемкость трансмиссии определяется долговечностью рабочей поверхности шестерни, которая зависит от уровня допускаемых контактных напряжений. Для зубчатой передачи это может быть описано посредством коэффициента нагруженности передачи [1].

$$K_o = \frac{2 \times T_1}{d_{w1}^2 \times b_w} \times \frac{i+1}{i}, \quad (1)$$

где: T_1 – крутящий момент на ведущем колесе ;

d_{w1} – делительный диаметр шестерни;

b_w – длина линии контакта в зацеплении;

$i = z_2/z_1$ – передаточное отношение;

z_1 и z_2 – числа зубьев шестерни и колеса;

знаки «+» внешнее зацепление, «-» внутреннее.

Для авиационных зубчатых передач, по статистике, в зависимости от нагруженности, $K_o = 4.0 \div 12.0$ МПа.

Определение объема пары зубчатых колес показано на рис. 1.

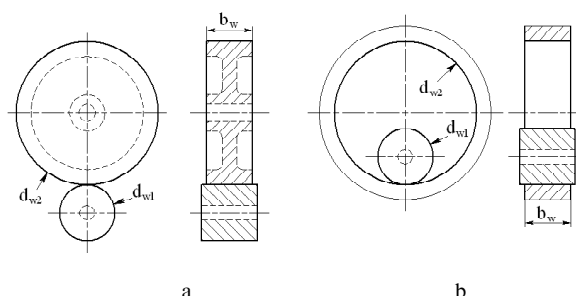


Рис. 1. а - внешнее зацепление; б - внутреннее

Масса шестерни может быть представлена как

$$w_1 = \rho \times V_1 \times K_{v1}, \quad (2)$$

где: ρ – плотность материала;

K_{v1} – коэффициент использования объема шестерни.

Объем полоидного цилиндра шестерни

$$V_1 = \frac{\pi}{4} \times d_{w1}^2 \times b_w, \quad (3)$$

который с учетом (1), можно представить как

$$V_1 = \frac{\pi}{2} \times \frac{T_1}{K_o} \times \frac{i \pm 1}{i}. \quad (4)$$

Объем полоидного цилиндра колеса

$$V_2 = \frac{\pi}{4} \times d_{w2}^2 \times b_w = i^2 \times V_1, \quad (5)$$

где: d_{w2} – полоидный диаметр колеса.
Общая масса двух зацепляющихся колес

$$w = w_1 + w_2 = \rho \times (V_1 \times K_{v1} + V_2 \times K_{v2}), \quad (6)$$

где: K_{v2} – коэффициент использования объема колеса.

Подставляя в (6) выражения (4) и (5) получим

$$w = \rho \times \frac{\pi}{2} \times \frac{T_1}{K_o} \times F_v, \quad (7)$$

где: F_v – безразмерная функция объема передачи

$$F_v = F_{v1} + F_{v2} = \frac{i \pm 1}{i} \times (K_{v1} + i^2 \times K_{v2}), \quad (8)$$

F_{v1} и F_{v1} – функции объема шестерни и колеса:

$$F_{v1} = \frac{i \pm 1}{i} \times K_{v1} \quad \text{и} \quad F_{v2} = (i \pm 1) \times i \times K_{v2}$$

Объем планетарной ступени определится из рис. 2, где индексы 1, 2, и 3 относятся к солнечно-му колесу, сателлиту и эпициклу, соответственно.

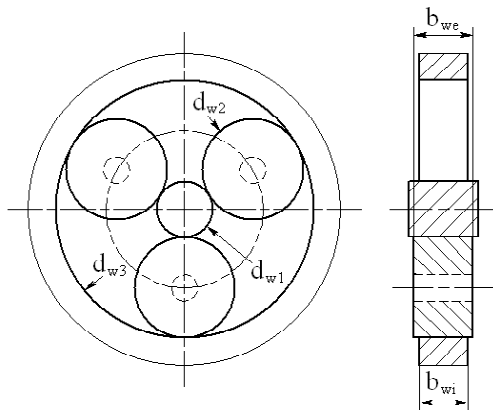


Рис. 2. Распределение объемов в планетарной ступени

Рабочие объемы полоидных цилиндров: солнца из (4), сателлита из (5), а эпицикла по формуле

$$V_3 = \frac{\pi}{4} \times d_{w3}^2 \times b_{wi} = p^2 \times V_1 \times K_{bw}, \quad (9)$$

где: d_{w3} – делительный диаметр эпицикла;
 $K_{bw} = b_{wi} / b_{we}$;
 b_{we} и b_{wi} – длины линий контакта в зацеплениях солнце-сателлит и сателлит-эпицикл, соответственно;

$p = |z_3 / z_1|$ внутреннее передаточное число планетарной ступени; z_3 – число зубьев эпицикла.

Принимая одинаковую плотность материала зубчатых колес, получим общую массу планетарной передачи

$$w = w_1 + a_p \times w_2 + w_3 = \rho \times (V_1 \times K_{v1} + a_p \times V_2 \times K_{v2} + V_3 \times K_{v3}), \quad (10)$$

где: K_{v3} – коэффициент полезного объема эпицикла;

a_p – количество сателлитов.

Подставляя (6) и (9) в (10) получим общий объем

$$w = \rho \times V_1 \times (K_{v1} + u^2 \times a_p \times K_{v2} + p^2 \times K_{v3} \times K_{bw})$$

Учитывая (4) получим функцию объема планетарной передачи

$$F_{ve} = F_{ve1} + a_p \times F_{ve2} + F_{ve3} = \frac{i+1}{i \times a_p} \times (K_{v1} + i^2 \times a_p \times K_{v2} + p^2 \times K_{v3} \times K_{bw}) \quad (11)$$

где: функции объема

$$F_{ve1} = \frac{i+1}{i \times a_p} \times K_{v1} \quad \text{солнца} \quad (12)$$

$$F_{ve2} = \frac{i+1}{a_p} \times i \times K_{v2} \quad \text{сателлита} \quad (13)$$

$$F_{ve3} = \frac{i+1}{i \times a_p} \times p^2 \times K_{v3} \times K_{bw} \quad \text{эпицикла} \quad (14)$$

Чем больше сателлитов в планетарной ступени, тем меньше функция объема и более компактный редуктор. Коэффициенты полезного объема K_v зависят от конструкции колеса (сплошное или с отверстиями, с ободом и т.д.) и изменяются, приблизительно, в диапазоне: для ведущей шестерни (солнца) - 0.8 ÷ 1.0, для ведомой

шестерни (сателлита) – $0.3 \div 0.7$, для эпицикла – $0.05 \div 0.1$.

Солнце и сателлит контактируют выпуклыми поверхностями в то время как сателлит и эпицикл – выпуклой поверхностью с вогнутой. Это позволяет уменьшить длину линии контакта в зацеплении сателлита с эпициклом, чтобы достигнуть близкого по величине к внешнему зацеплению уровня контактных напряжений. При этом коэффициент $0.7 < K_b < 0.9$.

Когда входной крутящий момент и передаточное отношение заданы и выбран коэффициент нагруженности передачи K_0 в соответствии с применением, функция объема позволяет определить размеры и массу редуктора на начальной стадии проектирования для различных вариантов кинематических схем.

2. Функции объема зубчатых передач для различных кинематических схем

Функции объема приведены для четырех различных двухступенчатых схем.

2.1 Схемы с внешними зацеплениями (рис. 3)

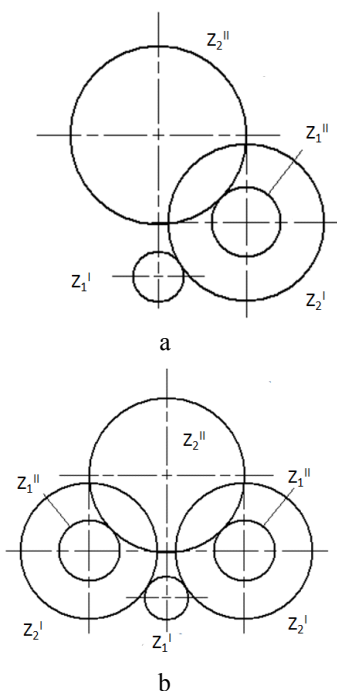


Рис. 3. а – однопоточная схема; б – двухпоточная схема.

Редукторы такой простой схемы имеют минимальное количество шестерен и подшипников. Это наиболее дешевые и потенциально более надежные приводы. Общее передаточное отношение равно

$$i_t = i^I \times i^{II}, \quad (19)$$

где индексы «I» и «II» обозначают первую и вторую ступени редукции.

Функция объема такой схемы

$$F_v = \frac{i^I + 1}{n_b} \times \left(\frac{K_{v1}^I}{i^I} + n_b \times i^I \times K_{v2}^I \right) + \frac{i^I (i^{II} + 1)}{n_b} \times \left(\frac{n_b \times K_{v1}^{II}}{i^{II}} + i^{II} \times K_{v2}^{II} \right), \quad (20)$$

где: n_b – число потоков мощности.

2.2 Планетарная схема «Звезда» (рис. 4)

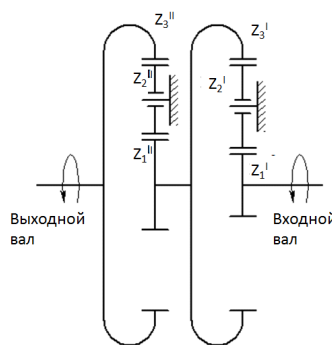


Рис. 4. Двухрядная схема «Звезда»

Эта схема обеспечивает более компактный и легкий редуктор по сравнению со схемой рис. 3, потому что число передающих ветвей (сателлитов) составляет $a_p \geq 3$. Сателлиты в этой схеме не вращаются вокруг солнца, что делает их смазку более простой. Общее передаточное отношение

$$i_t = p^I \times p^{II}. \quad (15)$$

Функция объема этой схемы

$$F_v = F_{ve}^I + p^I \times F_{ve}^{II}. \quad (15)$$

2.3 Схема планетарной передачи (Рис. 5)

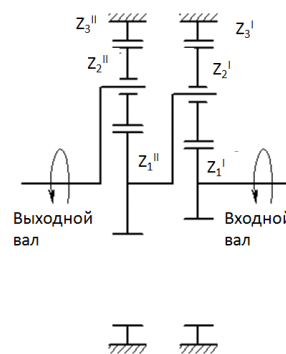


Рис. 5. Двухрядная планетарная передача

Схема этой планетарной передачи более компактна, чем «звезда» (рис. 4), т.к. обеспечивает большее передаточное отношение

$$i_t = (1 + p^I) \times (1 + p^{II}). \quad (23)$$

Функция объема для этой схемы

$$F_V = F_{ve}^I + (1 + p^I) \times F_{ve}^{II}. \quad (24)$$

2.4 Планетарно-дифференциальная схема (рис. 6)

Первой ступенью является дифференциал.

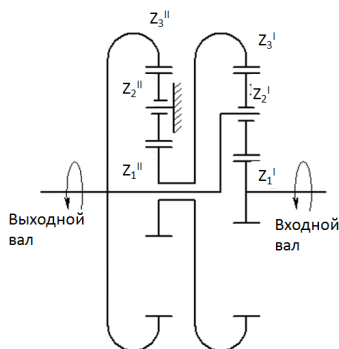


Рис. 6. Планетарно-дифференциальная схема

Вторая ступень по схеме «звезда» с остановленным водилом. Мощность передается к выходному валу двумя потоками: через водило первой ступени и эпицикл второй ступени. Общее передаточное отношение

$$i_t = 1 + p^I + p^I \times p^{II}. \quad (25)$$

Функция объема этой схемы

$$F_V = F_{ve}^I + \frac{p^I}{1 + p^I} \times F_{ve}^{II}. \quad (26)$$

3. Оптимизация внутреннего передаточного отношения

Распределение передаточных отношений внутри редуктора может быть оптимизировано, чтобы достичь минимальной функции объема. Для двухступенчатого редуктора минимум функции объема $F_V = f(p^I, p^{II})$ достигается, когда первые производные $d(F_V)/d(p^I)$ или $d(F_V)/d(p^{II})$ равны нулю.

На рис. 7 приведены зависимости функций объема от передаточного отношения первой ступени для схем рис.3 с общим передаточным отношением $i = 15$. Коэффициенты заполнения объема приняты: для шестерни $K_{v1} = 0.8$ и для колеса $K_{v2} = 0.5$.

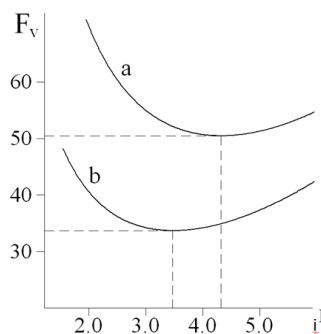


Рис. 7. а – схема рис. 3а; б – схема рис. 3б

Из рис. 7 видно, что минимум функции объема для схемы с двумя потоками передачи мощности значительно меньше, чем для однопоточной схемы при большей нагруженности. Результаты минимизации функции объема и оптимальные передаточные отношения представлены в табл. 1.

Таблица 1

Общее передат. отношение	15	
Число потоков мощности	1 (рис.3а)	2(рис.3б)
Минимум функции объема	50.47	33.7
Функция объема	1-й ряд	12.48
	2-й ряд	38.0
внутр. передаточное число, p	1-й ряд	4.3
	2-й ряд	3.47

На рис. 8 показаны кривые функции объема от передаточного числа второй ступени планетарной схемы (рис. 4, 5 и 6) с общим передаточным отношением $i = 15$. Обе ступени имеют по 3 сателлита. Коэффициенты полноты объема приняты: солнца $K_{v1} = 0.8$, сателлитов $K_{v2} = 0.5$, эпицикла $K_{v3} = 0.1$. Коэффициент эффективной ширины шестерен в зацеплении с эпициклом принят $K_b = 0.75$.

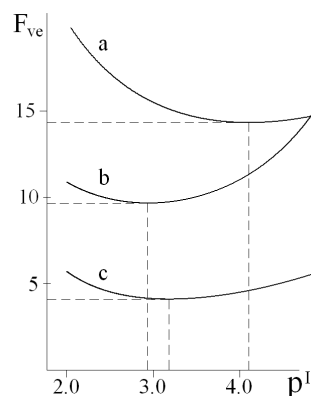


Рис. 8. Кривые функции объема: а – схема рис. 4; б – схема рис. 5; с – схема рис. 6

На рис. 8 показано, что минимум функции объема для планетарно-дифференциальной схемы имеет преимущество в сравнении со схемами «звезда» и планетарной, потому что часть мощности передается через водило первой ступени напрямую к выходному валу и вторая ступень меньше нагружена. Результаты минимизации функции объема и оптимального передаточного отношения представлены в таблице 2.

После определения минимальной функции объема и передаточных отношений, индивидуальные функции объема могут быть определены с использованием формул (10), (11), (16), (17) и (18).

Таблица 2

Общее передат. отношение		15		
Схема (рис. 8)		a	b	c
Min. функции объема		14.3	9.7	4.1
Функция объема	1-й ступени	3.2	2.0	2.2
	2-й ступени	11.1	7.6	1.9
Внутреннее передаточное число, p	1 ст. солн./сат.	1.55	0.97	1.1
	2 ст. солн./сат.	1.33	0.91	1.2
	1 ст. эпиц./сат.	4.11	2.93	3.2
	2 ст. эпиц./сат.	3.65	2.82	3.4

Тогда объем полой цилиндра каждой шестерни принимается (4)

$$V = \frac{\pi}{2} \times \frac{T_1}{K_0} \times F_v. \quad (27)$$

Используя (3) и (4) получим

$$d_w^2 \times b_w = \frac{4}{\pi} \times V = \frac{2 \times T_1}{K_v \times K_0} \times F_v \quad (28)$$

или

$$d_w = \sqrt[3]{\frac{2 \times T_1 \times F_v}{K_v \times K_0 \times \psi}}, \quad (29)$$

где: $b_w/d_w \geq 0.05 \div 1.2$ [1].

Это позволяет определить все диаметры шестерен и размеры всех шестерен в сборе.

Однако общий объем и масса не находятся в прямой зависимости от функции объема. Доля объема шестерен и масса обычно выше для простых схем, подобных передаче с внешними зубьями. В более сложной планетарной схеме эта доля должна быть много меньше, из-за большего количества и объема других деталей редуктора, таких как водило, подшипники, валы, агрегаты масляной системы и др. Статистические данные о доле объема для выбранного типа схемы позволяют определить приблизительные размеры ре-

дуктора. Во многих случаях, редуктор является собранным из узлов и минимизация размера и массы должна быть рассмотрена, чтобы достичь минимальных характеристик других параметров целого продукта, включая такие как стоимость, ресурс, шум и вибрации и т.д.

Использование функции объема позволяет оценить объем и массу схемы на стадии технического предложения. Следующая фаза проектирования редуктора включает расчет шестерен и других деталей, а анализ напряжений позволяет более точно определить объем и массу редуктора.

4. Выбор геометрии зубчатых передач для высоконагруженных приводов

Для повышения энергоемкости высоконагруженных авиационных редукторов применяются зубчатые передачи повышенной несущей способности.

К таким передачам относятся цилиндрические прямозубые зубчатые передачи с коэффициентом перекрытия больше двух ($\epsilon_\alpha \geq 2$) и передачи с асимметричными зубьями.

В передачах с $\epsilon_\alpha \geq 2$ нагрузка в зацеплении распределяется между двумя или тремя зубьями, что снижает изгибные напряжения на 15-20%, контактные – на 20-30% и виброактивность в 2 - 5 раз по сравнению со стандартными передачами ($\alpha = 25^\circ, h_a = 1$). Для их использования необходимо применять теплостойкие стали и высокую точность изготовления [1].

Применение асимметричных зубьев дает возможность одновременно увеличить коэффициент перекрытия и угол зацепления выше, чем у обычных передач [2]. Это приводит к снижению напряжений: изгибных на 15-25%, контактных – на 20-30% и увеличению КПД [3].

Выводы

- Введена безразмерная функция объема, связанная с энергоемкостью редукторов.
- Описаны функции объема зубчатых передач для пары зубчатых колес и ступени планетарной передачи.
- Проанализированы функции объема для различных схем двухступенчатых передач и найдены их минимумы и оптимальное распределение передаточных отношений по ступеням.

Литература

1. Вулгаков Э.Б. Авиационные зубчатые передачи и редукторы [Текст]: справ. / Вулгаков Э.Б. и др. – М.: Машиностроение, 1981.
2. Kapelevich A.L. «Geometry and design of involute spur gears with asymmetric teeth», Mechanism and Machine Theory, 2000, Issue 35, pp. 117-130.

3. A.S. Novikov, A.G. Paikin, V.L. Dorofeyev, V.M. Ananiev, A.L. Kapelevich. Application of Gears with Asymmetric Teeth in Turboprop Engine

Gearbox, Gear Technology, January/February 2008, pp. 60 - 65.

Поступила в редакцию 31.05.2012

A.L.Kapelevich, V.M. Ananyev. Maximization of transmission density of aviation gearboxes

Maximization of transmission density of aviation gear drives is an important task for the designers. It allows to increase the transmitted torque within the specified size limits or to reduce the mass and size of the gear drive for the specified torque. This is very important for gearboxes of propellers, turboprop and turbofan engines, as well as helicopter gearboxes. There are many ways to increase transmission density of gear drive, including improvement of design, materials, and manufacturing technology. This paper presents an approach that allows optimizing gearbox kinematic arrangement and gear tooth geometry to achieve high gear transmission density. It introduces dimensionless gearbox volume functions, which can be minimized by the internal gear ratio distribution optimization. Different gearbox arrangements are analyzed to define a minimum of the volume functions.

Key words: engine, helicopter, gearbox, kinematic arrangement, optimization, gears.