

УДК 621.452.33-585:621.833

**В.М. АНАНЬЕВ<sup>1</sup>, А.С. НОВИКОВ<sup>2</sup>, А.Г. ПАЙКИН<sup>2</sup>,  
В.Л. ДОРОФЕЕВ<sup>3</sup>, А.Л. КАПЕЛЕВИЧ<sup>4</sup>**

<sup>1</sup>ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», Москва, Россия

<sup>2</sup>ОАО «ММП им. В.В. Чернышева», Москва, Россия

<sup>3</sup>ФГУП «ММПП «Салют», Москва, Россия

<sup>4</sup>AKGears, LLC, USA

## ПРИМЕНЕНИЕ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С НЕСИММЕТРИЧНЫМИ ЗУБЬЯМИ В РЕДУКТОРЕ ТВД

В статье приводятся сведения о разработке редуктора с несимметричными профилями зубьев для турбовинтового газотурбинного двигателя ТВ7-117С (Россия), используемого на самолете ИЛ-114. Применение несимметричных зубьев позволяет улучшить качественные показатели (угол зацепления, коэффициент перекрытия и др.) рабочей стороны зуба за счет нерабочей. При проектировании зубчатых передач с несимметричными зубьями использовался метод прямого проектирования, при котором сначала выбираются параметры зубчатых передач с необходимыми качественными показателями, а затем разрабатываются параметры производящего контура. Такой подход к проектированию обеспечивает повышение несущей способности зубчатых передач, снижение динамических нагрузок и виброактивности, увеличение КПД и ресурса редуктора.

**самолет, турбовинтовой двигатель, редуктор, зубчатые колеса, параметры, изготовление**

### Введение

О преимуществах передач с несимметричными профилями зуба для однонаправленной передачи крутящего момента написано много статей. Большинство авторов, например [1, 2], исследовали передачи с несимметричными зубьями, образованными несимметричным производящим контуром с заданными параметрами – традиционный метод проектирования. Вулгаков Э.Б. создал теорию эвольвентных передач в обобщающих параметрах [3] и разработал геометрию зубчатых передач с несимметричными зубьями. В дальнейшем эти работы развил Капелевич А.Л. [4], расширив диапазон параметров зубчатого зацепления по углу зацепления и по коэффициенту перекрытия.

### 1. Параметры редуктора

Редуктор двигателя ТВД ТВ7-117С спроектирован ОАО "Климов" с учетом рекомендаций ФГУП "ЦИАМ им. П.И.Баранова" [5, 6] и изготавливается на ОАО «ММП им. В.И.Чернышева» Основные па-

раметры редуктора представлены в табл. 1. Кинематическая схема редуктора (рис. 1) аналогична редукторам ТВД АИ-20 и АИ-24.

Таблица 1  
Основные параметры редуктора

Частота вращения на входе, об/мин	17500
Частота вращения на выходе, об/мин	1200
Общее передаточное отношение	14,6
Габаритные размеры, мм: диаметр длина	520 645
Масса редуктора, кг	105
Мощность на крейсерском режиме,	2500
Максим. передаваемая мощность, л.с.	4000

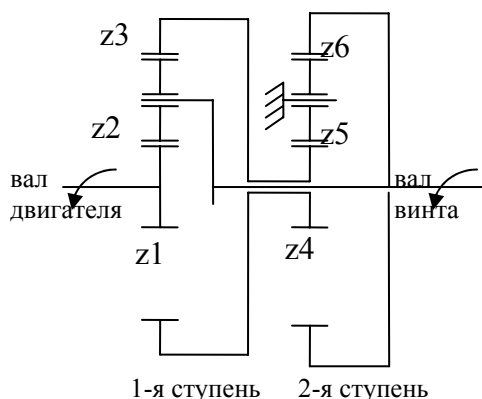


Рис. 1. Кинематическая схема редуктора

Первая ступень – планетарно-дифференциальная, имеет три сателлита. Вторая соосная ступень имеет пять промежуточных колес с остановленными осями.

## 2. Геометрия зубчатых зацеплений

Параметры несимметричных зубьев (рис. 2) были выбраны так, чтобы увеличить плотность передаваемой мощности, уменьшить динамические нагрузки и вибрации зубчатых колес [7].



Рис. 2. Солнечное колесо первой ступени

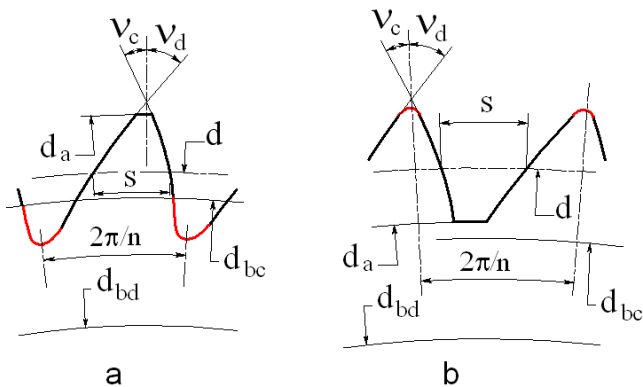


Рис. 3. Профиль несимметричного зуба:  
 а – внешний зуб; б – внутренний зуб;  
 $d_a, d_b, d$  – диаметры окружностей вершин зубьев, основной и делительной, соответственно;  
 $S$  – толщина зуба на делительной окружности;  
 $v$  – угол пересечения эвольвентных профилей;  
 “ $d$ ” и “ $c$ ” – индексы рабочей и нерабочей сторон несимметричного зуба

Прямое проектирование зубчатого колеса представляет несимметричный зуб посредством двух

эвольвент, образованных от двух различных основных окружностей и расположенных между переходной кривой и окружностью вершин зуба (рис. 3). Переходная кривая между зубьями проектируется независимо, обеспечивая минимальную концентрацию напряжения при изгибе и необходимый радиальный зазор в зацеплении.

Зубчатые колеса с несимметричными зубьями (рис. 4) имеют два зацепления с различными углами зацепления и коэффициентами перекрытия, которые названы как рабочее и нерабочее зацепления.

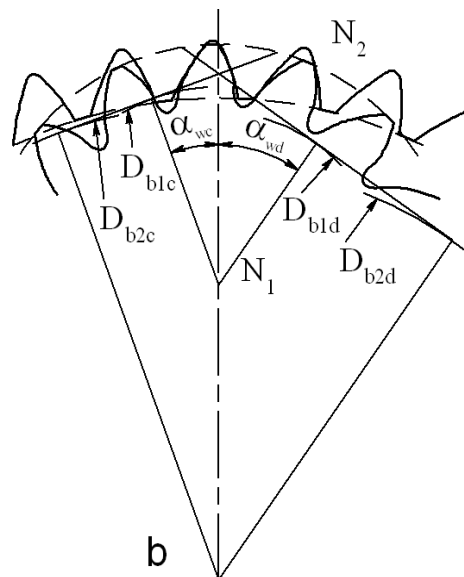
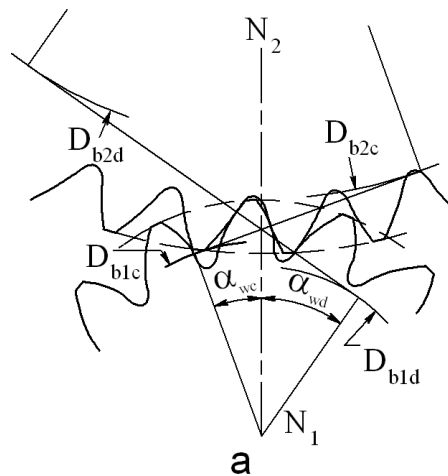


Рис. 4. Несимметричное зубчатое зацепление:  
 а – внешнее зацепление;  
 б – внутреннее зацепление;  
 $\alpha_w$  – рабочий угол зацепления;  
 $d_{b1,2}$  – основные окружности рабочих профилей; индексы “1” и “2” обозначают шестерню и колесо, соответственно

Рабочий угол зацепления  $\alpha_w$  и коэффициент перекрытия  $\epsilon_\alpha$  для передачи с несимметричными зубьями определяются по следующим формулам [4]:

– для внешнего зацепления:

$$\text{inv } \alpha_{wd} + \text{inv } \alpha_{wc} = [\text{inv } v_{1d} + \text{inv } v_{1c} + u \times (\text{inv } v_{2d} + \text{inv } v_{2c}) - 2 \times \pi / n_1] / (1 + u); \quad (1)$$

$$\epsilon_{\alpha d} = n_1 \times [\tan \alpha_{a1d} + u \times \tan \alpha_{a2d} - (1 + u) \times \tan \alpha_{wd}] / (2 \times \pi); \quad (2)$$

$$\epsilon_{\alpha c} = n_1 \times [\tan \alpha_{a1c} + u \times \tan \alpha_{a2c} - (1 + u) \times \tan \alpha_{wc}] / (2 \times \pi); \quad (3)$$

– для внутреннего зацепления:

$$\text{inv } \alpha_{wd} + \text{inv } \alpha_{wc} = [u \times (\text{inv } v_{2d} + \text{inv } v_{2c}) - \text{inv } v_{1d} - \text{inv } v_{1c}] / (u - 1); \quad (4)$$

$$\epsilon_{\alpha d} = n_1 \times [\tan \alpha_{a1d} - u \times \tan \alpha_{a2d} + (u - 1) \times \tan \alpha_{wd}] / (2 \times \pi); \quad (5)$$

$$\epsilon_{\alpha c} = n_1 \times [\tan \alpha_{a1c} - u \times \tan \alpha_{a2c} + (u - 1) \times \tan \alpha_{wc}] / (2 \times \pi), \quad (6)$$

где  $u = z_2 / z_1$  – передаточное число.

Во многих зубчатых передачах одна сторона зуба нагружается значительно выше или более длительное время, чем противоположная сторона. Несимметричная форма зуба отражает это функциональное различие.

Конструктивная особенность несимметричных зубьев заключается в улучшении показателей напряженности более нагруженных (рабочих) профилей за счет менее нагруженных (нерабочих) профилей.

В планетарной передаче 2К-Н сателлит находится одновременно во внешнем и внутреннем зацеплении. Нагрузка на зуб и число циклов нагружения равны для обеих сторон сателлита. Однако, во внешнем зацеплении контактные напряжения значительно выше, чем во внутреннем. Для уменьшения контактных напряжений был выбран более высокий угол зацепления в контакте солнечного колеса и сателлита.

Рабочие стороны зубьев во внешнем зацеплении имеют повышенные радиусы кривизны, результатом чего является увеличение толщины гидродинамиче-

ской масляной пленки. Это приводит к увеличению площади пятна контакта и уменьшению контактных напряжений.

Основные геометрические параметры передачи приведены в табл. 2.

Таблица 2

Основные геометрические параметры передачи

Первая ступень			
Зубчатое колесо	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub>
Количество колес	1	3	1
Число зубьев	28	41	107
Межосевое расстояние, мм	103,5		
Рабочий модуль, мм	3,0	3,044	
Угол зацепления, град.	рабочий	33	29,9
	нерабочий	25	36,66
Рабочий коэф. перекрытия	1,29	1,46	
Вторая ступень			
Зубчатое колесо	Z <sub>4</sub>	Z <sub>5</sub>	Z <sub>6</sub>
Количество колес	1	5	1
Число зубьев	38	31	97
Межосевое расстояние, мм	116		
Рабочий модуль, мм	3,362	3,412	
Угол зацепления, град.	рабочий	33	29,9
	нерабочий	25	36,66
Рабочий коэф. перекрытия	1,29	1,47	

Прямое проектирование передачи с несимметричными профилями зуба также позволяет формировать нерабочую сторону и переходную кривую независимо от рабочих профилей, уменьшая напряжения в зубе, обеспечивая необходимый угол зацепления и коэффициент перекрытия на рабочих профилях.

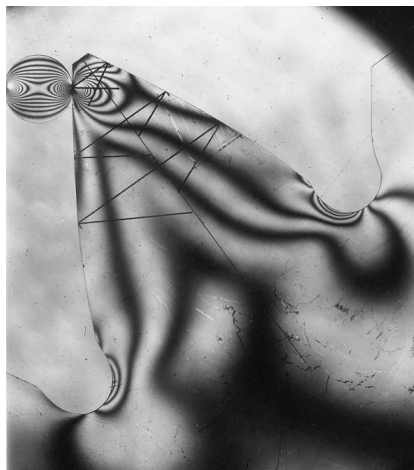
Число зубьев выбрано так, чтобы увеличить рабочий угол зацепления в зубчатой передаче сателлит-эпицикл по сравнению с нерабочим углом зацепления в зубчатой передаче сателлит-солнце:

$$\alpha_{wd2-3} = \arccos [\cos (\alpha_{wc1-2}) \times (z_3 - z_2) / (z_1 + z_2)], \quad (7)$$

где  $\alpha_{wc1-2}$  – нерабочий угол зацепления.

Геометрия несимметричных зубьев не позволяет использовать традиционное уравнение Льюиса для определения изгибающих напряжений.

Для определения напряжения при изгибе первоначально использовались фотоупругие модели (рис. 5, а), а позже – метод конечных элементов (рис. 5, б).



a



b

Рис. 5. Несимметричный зуб:  
a – фотоупругая модель;  
b – изолинии напряжений,  
определенные МКЭ

### 3. Изготовление и сборка редуктора

Все зубчатые колеса изготовлены из кованных заготовок из стали 20ХНЗМВФА (ЭИ-415).

Для нарезания зубчатых колес с несимметричными зубьями требуются специальные зуборезные фрезы. Реечный профиль фрезы определен на основании обратного перехода от профиля зубчатого колеса. Это подобно нарезанию зубчатой рейки на зубодолбежном станке, когда долбяк имеет профиль спроектированного колеса с несимметричными зубьями. Для нарезания внутренних зубьев эпицикла используется специальный долбяк. Его профиль также определен на основании обратного перехода от профиля спроектированного эпицикла. Положе-

ние заготовок зубчатых колес во время механической обработки должно обеспечить определенное направление заострения несимметричных зубьев, иначе рабочая сторона одного зубчатого колеса будет введена в контакт с нерабочим профилем сопряженного зубчатого колеса, что делает сборку невозможной.

После нарезания зуба, зубчатые колеса цементируют и закаливают, чтобы достигнуть твердости рабочих поверхностей зуба  $> 59$  HRC с глубиной слоя  $0,6 - 1,0$  мм.

Твердость сердцевины зуба –  $33 - 45$  HRC.

Окончательная механическая обработка зубчатого колеса включает шлифование зуба и хонингование. Обе эти операции требуют специальной наладки.

Некоторые детали редуктора двигателя ТВ7-117С представлены на рис. 6 и 7.



Рис. 6. Солнечное колесо второй ступени.



Рис. 7. Эпицикл и водило первой ступени в сборе

Сборка редуктора включает подбор сателлитов и их начального положения, которое является функцией кинематической погрешности каждого зубчатого колеса.

Все сателлиты распределены на несколько групп по величине накопленной погрешности. В каждой группе находятся сателлиты с одинаковыми величинами накопленной погрешности. Затем, во время сборки положение и ориентация каждого сателлита зависит от накопленной погрешности его профиля, обеспечивая наиболее благоприятное зацепление рабочими поверхностями и распределение нагрузки между сателлитами.

### Выводы

Применение несимметричных зубьев позволяет обеспечить значительное уменьшение отношения массы к величине крутящего момента на выходе из редуктора, значительно уменьшить шум и уровень вибрации, сократить продолжительность и стоимость доводки.

В табл. 3 представлены некоторые сравнительные характеристики редуктора двигателя ТВ7-117С с редукторами ТВД-прототипов АИ-20 и АИ-24.

Таблица 3

Сравнительные характеристики редукторов

Редуктор	АИ-20	АИ-24	ТВ7-117С
Передаточное отношение	11,4	12,1	14,6
Максимальный крутящий момент на входе, Н·м	24080	13450	23840
Масса редуктора, кг	235	110	105
Отношение массы к крутящему моменту	0,0985	0,0818	<b>0,0440</b>
Температура масла в редукторе, °С	90	90	90

Новая конструкция и технологические достижения, которые нашли свою реализацию в редукторе газотурбинного двигателя ТВ7-117С, были рекомендованы для разработки редукторов перспективных авиационных двигателей.

### Литература

1. Болотовский Я.А., Васильева О.Ф., Котельников В.П. Эвольвентные передачи с несимметричными зубьями // Вестник машиностроения. – 1984. – № 4. – С. 15-17.
2. DiFrancesco G., Marini S. Structural Analysis of Asymmetrical Teeth: Reduction of Size and Weight // Gear Technology. – 1997. – September/October. – P. 47-51.
3. Вулгаков Э.Б. Зубчатые передачи с улучшенными свойствами. – М., 1974. – 420 с.
4. Капелевич А.Л. Исследование и развитие геометрии модифицированных зубчатых передач: Тезисы кандидатской диссертации. – М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1984.
5. А.С. № 1155806, F 16H 1/28. 1985. Вулгаков Э.Б., Капелевич А.Л., Ананьев В.М. и др. Зубчатая эвольвентная передача.
6. Патент №2272195, 2004г. Вулгаков Э.Б., Ананьев В.М., Сорогин В.П. Редуктор воздушного винта для турбовинтового газотурбинного двигателя.
7. Вулгаков Э.Б., Капелевич А.Л. Редуктор для турбовинтового турбореактивного двигателя ТВ7-117С // Вестник машиностроения. – 2000. – № 11. – С. 13-17.

Поступила в редакцию 30.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Ю.А. Ножницкий, ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», Москва, Россия.