

# КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.833.15

## Возможности несимметричных зубчатых передач

Д-р техн. наук Э. Б. ВУЛГАКОВ, канд. техн. наук А. Л. КАПЕЛЕВИЧ

Применение несимметричных зубьев позволяет повысить несущую способность эвольвентных передач по контактной и изгибной прочности в основном (рабочем) направлении вращения за счет увеличения угла зацепления. При этом уменьшаются коэффициенты скольжения профилей, увеличивается толщина контактной гидродинамической пленки. Фирма «Rolling Contact» разработала косозубые эвольвентные передачи с симметричными зубьями, имеющие углы зацепления  $\alpha_w = (47 \div 51)^\circ$ , предназначенные для передач с повышенным крутящим моментом, отличающиеся уменьшенным трением, износом и др. [1]. Недостатками таких передач являются малая податливость зубьев и, как следствие, увеличение динамических нагрузок и наличие повышенных осевых и радиальных усилий в зацеплении.

Известно, что применение обобщающих параметров при проектировании зубчатых передач позволяет существенно улучшить их качественные показатели [2]. Используя метод обобщающих параметров для несимметричного зацепления, можно в значительной мере избавиться от недостатков, свойственных косозубым передачам фирмы «Rolling Contact», полученным традиционным путем.

Ниже рассматриваются результаты проектирования эвольвентных передач с несимметричными зубьями методом обобщающих параметров.

В эвольвентных передачах с несимметричными зубьями<sup>1</sup> угол зацепления по рабочим профилям может быть увеличен до  $\alpha_w = 45^\circ$  и более за счет уменьшения

угла зацепления по нерабочим профилям зубьев<sup>2</sup>. При этом коэффициенты торцового перекрытия как по рабочим, так и по нерабочим профилям  $\epsilon_a$  и  $\epsilon_a^*$  больше единицы. Таким образом могут быть реализованы прямозубые передачи, что позволит исключить осевые усилия в зацеплении. Малые значения углов эвольвентного профиля по нерабочим сторонам зубьев создают благоприятные условия для формирования переходной кривой между зубьями, обеспечивающей необходимую изгибную прочность и податливость зубьев под нагрузкой.

В качестве примера на рис. 1 показана зубчатая передача с углом зацепления по рабочим профилям  $\alpha_w = 41^\circ$  при коэффициенте торцового перекрытия  $\epsilon_a = 1,2$ .

Другим перспективным направлением повышения несущей способности является использование эвольвентных зубчатых передач с коэффициентом торцового перекрытия  $\epsilon_a > 2$ . Реализация таких значений коэффициентов торцового перекрытия возможна лишь для точных передач, работающих под нагрузкой, у которых деформация зубьев превышает наибольшую вероятную разность основных шагов.

Применение метода расчета в обобщающих параметрах позволило получить симметричные эвольвентные передачи с коэффициентом перекрытия  $\epsilon_a = 2,05$  и углами зацепления  $\alpha_w > 20^\circ$ . Величина  $\epsilon_a = 2,05$  является достаточной для обеспечения гарантированного двух-

<sup>1</sup> Здесь рабочими условно принято считать профили, развернутые с основной окружности меньшего диаметра  $d_1$ , а нерабочими — профили (параметры которых обозначены звездочкой), развернутые в основной окружности большего диаметра  $d_2^*$ .

<sup>1</sup> А. с. 1060839 (СССР).

(Окончание статьи М. В. Корзинкина)

деленный круг предприятий, которые необходимо переоснастить в первую очередь и которым в связи с этим будут выделяться в приоритетном порядке ресурсы и лимиты строительно-монтажных и подрядных работ.

Определенные для первоочередного проведения технического перевооружения предприятия разрабатывают плановую и проектную документацию. При планировании модернизации предприятию должна ставиться масштабная цель, достижение которой за один, максимум два года освобождало бы предприятие на три — четыре года от проведения аналогичных работ. За этот период предприятие может накапливать средства, идеи, новые технические и организационные решения для очередного проведения работ по совершенствованию производства.

Таким образом, представляется более целесообразным проведение дискретных работ по модерниза-

ции производства, а не непрерывных ежегодных, имеющих место в настоящее время на большинстве предприятий. Дискретный характер работ по модернизации производства имеет ряд очевидных преимуществ, основными из которых являются: возможность выделять приоритеты в развитии предприятий, выпускающих наиболее или наименее важную для народного хозяйства продукцию; создавать период накопления средств в объемах, достаточных для их концентрированного вложения в комплексное переоснащение предприятий; проводить соответствующие работы силами подрядных строительных организаций по максимальному числу предприятий из числа намеченных. При этом мощности подрядных строительных организаций не будут распыляться по всем предприятиям одновременно благодаря установлению определенной очередности в проведении модернизации предприятий.



Рис. 1. Общий вид экспериментальной передачи:  
 $z_1=13$ ;  $z_2=60$ ;  $\alpha_w=41^\circ$ ;  $\alpha_w^*=18^\circ$ ;  $\epsilon_a=1,2$ ;  $\epsilon_a^*=1,64$

парного зацепления по всей длине рабочей части линии зацепления [3].

Рассмотрим параметры эвольвентных зубчатых передач с несимметричными зубьями при  $\epsilon_a=2,05$ , принимая угол зацепления по нерабочим сторонам  $\alpha_w^*=20^\circ$  с тем, чтобы при реверсе качественные показатели передачи (в частности, приведенный радиус кривизны профилей) были не хуже, чем у аналогичных симметричных передач, соответствующих стандартному исходному производящему контуру. Результаты расчета углов зацепления таких передач по рабочим сторонам  $\alpha_w$  приведены в таблице.

По сравнению с аналогичными симметричными передачами [3] у несимметричных передач угол зацепления по рабочим сторонам на  $1-2^\circ$  больше и достигает  $\alpha_w=(24 \div 26)^\circ$ , что позволяет дополнительно повысить несущую способность и снизить вероятность появления заедания зубьев. Исследуемые передачи имеют малый коэффициент асимметрии ( $K=1 \div 1,04$ ), т. е. представляются почти симметричными из-за относительно большого значения угла зацепления по нерабочим сторонам зубьев, принятого  $\alpha_w^*=20^\circ$ . При этом коэффициент торцового перекрытия по нерабочим сторонам достигает  $\epsilon_a^*=2,05 \div 2,5$ . Уменьшение  $\epsilon_a^*$  с помощью таких конструктивных мер, как применение зубьев со срезанной под углом вершиной и подрезом нерабочего эвольвентного профиля у ножки, а также снижение угла зацепления по нерабочим сторонам до  $\alpha_w^*=(5 \div 15)^\circ$  позволяет увеличить угол зацепления по рабочим сторонам зубьев до  $\alpha_w=28^\circ$  и более при гарантированном двухпарном зацеплении.

Положительный эффект несимметричного зацепления проявляется также применительно к соосным передачам.

Известно, что соотношение между числами зубьев колес планетарного ряда, вытекающее из условия соосности, описывается параметром [4]

$$C = \frac{z_1 + z_2}{z_3 - z_2} = \frac{\cos \alpha_{w1-2}}{\cos \alpha_{w2-3}} \quad (1)$$

где  $z_1$  и  $z_3$  — числа зубьев центральных колес внешнего и внутреннего зацепления;  $z_2$  — число зубьев сателлита;  $\alpha_{w1-2}$  и  $\alpha_{w2-3}$  — углы зацепления во вне-

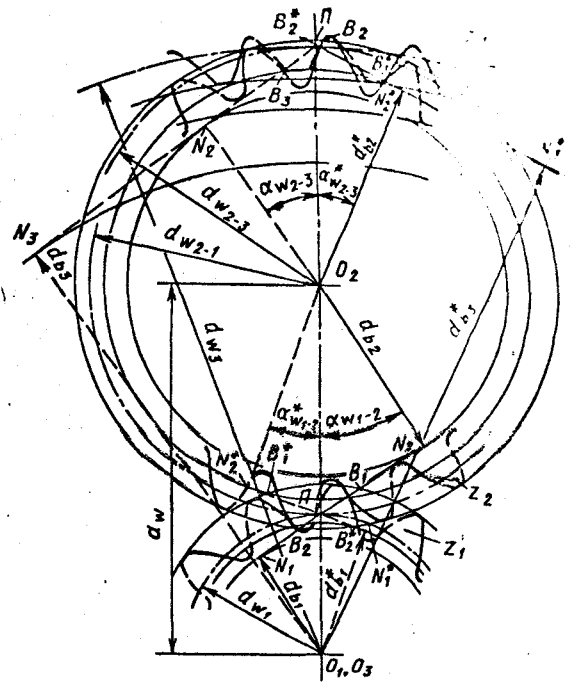


Рис. 2. Схема зацепления (пунктиром показана ее нерабочая часть) планетарной несимметричной передачи:

$z_1=23$ ;  $z_2=38$ ;  $z_3=97$ ;  $C=1,03$ ;  $K=1,12$ ;  $\alpha_{w1-2}=33^\circ$ ;  $\alpha_{w1-2}^*=20^\circ$ ;  
 $\alpha_{w2-3}^*=24,65^\circ$ ;  $\alpha_{w2-3}=35,79^\circ$ ;  $\epsilon_{a1-2}=1,35$ ;  $\epsilon_{a1-2}^*=1,7$ ;  $\epsilon_{a2-3}^*=1,73$ ;  
 $\epsilon_{a2-3}=1,33$

шнем и внутреннем зацеплении планетарной ступени с симметричными зубьями.

Поскольку условия контакта зубьев во внешнем зацеплении соосной ступени менее благоприятные, чем во внутреннем, то принимается  $\alpha_{w1-2} > \alpha_{w2-3}$ . Для соосной передачи с симметричными зубьями это означает, что  $C < 1$ .

В соосной передаче<sup>3</sup> с несимметричными зубьями (рис. 2) стороны зубьев сателлита  $z_2$ , контактирующие при рабочем направлении вращения с зубьями центрального колеса внешнего зацепления  $z_1$ , должны иметь большие профильные углы, чем противоположные стороны зубьев, контактирующие с зубьями центрального колеса внутреннего зацепления  $z_3$ , т. е.

$$\frac{\cos \alpha_{w1-2}^*}{\cos \alpha_{w1-2}} = \frac{\cos \alpha_{w2-3}^*}{\cos \alpha_{w2-3}} = K \quad (2)$$

Во внутреннем зацеплении планетарной передачи в отличие от внешнего рабочими становятся профили, развернутые от окружностей  $d_{b2}^*$  и  $d_{b3}^*$ , а нерабочими — профили, развернутые от окружностей  $d_{b2}$  и  $d_{b3}$ .

Выражение (1) для несимметричной планетарной ступени имеет вид

$$C = \frac{\cos \alpha_{w1-2}}{\cos \alpha_{w2-3}} = \frac{\cos \alpha_{w1-2}^*}{\cos \alpha_{w2-3}^*},$$

или с учетом формулы (2) получим соотношение между

<sup>3</sup> А. с. 1155806 (СССР).

Углы зацепления  $\alpha_w$  при  $\varepsilon_a=2,05$ ;  $\alpha_w^*=20^\circ$ ;  $m_{a_{1,2}} = \frac{1}{2,5z_{1,2}}$

$z_1$	$z_2$													
	28	31	32	34	36	38	40	42	45	50	55	60	65	75
28	20,36													
31	20,74	21,12												
32	20,85	21,23	21,34											
34	21,06	21,43	21,54	21,74										
36	21,24	21,61	21,72	21,92	22,10									
38	21,41	21,78	21,88	22,09	22,26	22,42								
40	21,55	21,92	22,03	22,23	22,41	22,57	22,70							
42	21,68	22,06	22,16	22,37	22,55	22,69	22,83	22,97						
45	21,85	22,23	22,34	22,53	22,72	22,87	23,02	23,15	23,32					
50	22,09	22,47	22,57	22,78	22,96	23,12	23,26	23,40	23,57	23,82				
55	22,30	22,67	22,77	22,97	23,15	23,32	23,46	23,61	23,78	24,03	24,23			
60	22,44	22,80	22,93	23,13	23,32	23,48	23,62	23,77	23,95	24,20	24,40	24,57		
65	22,56	22,92	23,05	23,26	23,45	23,62	23,76	23,91	24,09	24,35	24,55	24,72	24,87	
75	22,76	23,13	23,13	23,46	23,66	23,82	23,99	24,12	24,31	24,58	24,78	24,94	25,09	25,32

углами зацепления по рабочим сторонам зубьев во внешнем и во внутреннем зацеплениях

или с учетом формул (2) и (3)

$$1 < C < K.$$

(4)

$$\frac{\cos \alpha_{w_{1-2}}}{\cos \alpha_{w_{2-3}}} = \frac{C}{K} \quad (3)$$

Повышение несущей способности планетарной ступени может быть достигнуто за счет выбора угла зацепления  $\alpha_{w_{1-2}}$  наибольшим и обеспечивающим необходимую величину коэффициента торцового перекрытия  $\varepsilon_{a_{1-2}}$ . При этом угол зацепления  $\alpha_{w_{1-2}}^*$  выбирают наименьшим и обеспечивающим (при необходимости) возможность реверсирования передачи. Для того чтобы уменьшение угла  $\alpha_{w_{1-2}}^*$  не привело к соответствующему уменьшению угла зацепления  $\alpha_{w_{2-3}}^*$ , параметр  $C$  должен быть больше единицы, т. е.

$$\alpha_{w_{1-2}}^* < \alpha_{w_{2-3}}^* < \alpha_{w_{1-2}}$$

Выполнение этого условия при заданных значениях коэффициентов перекрытия  $\varepsilon_{a_{1-2}}$  и  $\varepsilon_{a_{2-3}}^*$  обеспечивает одновременно повышение углов зацепления во внешнем и внутреннем зацеплении несимметричной соосной передачи по сравнению с аналогичной передачей, имеющей симметричные зубья.

#### Список литературы

1. Rouverol W. S. Engrenage a caracteristques selectives. Machine Ontile, 1976, vol. 41, № 333, p. 147—149.
2. Вулгаков Э. Б. Зубчатые передачи с улучшенными свойствами. М.: Машиностроение, 1974. 264 с.
3. Вулгаков Э. Б., Ананьев В. М. Зубчатые передачи с коэффициентом перекрытия больше двух и углами зацепления больше  $20^\circ$ .— Вестник машиностроения, 1975, № 8, с. 24—27.
4. Вулгаков Э. Б. Область существования соосного зацепления.— Вестник машиностроения, 1979, № 10, с. 3—5.

УДК 621.83

## Влияние погрешностей изготовления и монтажа на показатели работоспособности зубчатых конических передач Новикова

Канд. техн. наук В. М. ГРИБАНОВ, инж. В. Я. КУЧМА

Для конических зубчатых передач Новикова в настоящее время не разработаны показатели точности и допуски. Решение данной проблемы возможно лишь на основе всесторонних экспериментальных и теоретических исследований. В технической литературе еще не освещены многие вопросы, имеющие непосредственное отношение к этой проблеме. В статье изложены результаты решения одного из них.

Работоспособность зубчатых передач принято [1] оценивать качественными показателями. К таким показателям относятся: удельные скольжения  $\eta^{(n)}$  зубьев шестерни ( $n=1$ ) и колеса ( $n=2$ ), относительные ско-

рости скольжения  $v^{(12)}$ , верчения  $\Omega^{(верч)}$ , качения  $\Omega^{(кач)}$ , а также суммарная скорость перемещения точек контакта  $v^{(2)}$ , определяющие мощность трения в зацеплении, интенсивность изнашивания зубьев, КПД передачи, а также условия образования масляного клина.

Статья посвящена исследованию влияния технологических и монтажных погрешностей на качественные показатели зубчатых конических передач Новикова, нарезаемых резовыми головками со стандартизованным исходным контуром по ГОСТ 15023—76 и МН 4229—63. Первый контур предназначен для передач с двумя линиями зацепления, второй — для передач с