

Модификация зубчатых колес с коэффициентом перекрытия более двух

05, май 2011

авторы: Дорофеев Д. В., Шевченко И. В.

УДК 621.833.1

РГТУ МАТИ

dl@list.ru

Применение модификаций, целенаправленной замены эвольвентной линии профиля кривой, позволяющей компенсировать деформации зубьев под нагрузкой, является одним из дорогостоящих при экспериментальной доводке методов проектирования зубчатых передач, поскольку часто ошибки назначения параметров модификации приводят к разрушению не только редуктора, но и авиационного двигателя [3]. Однако современные методы компьютерного проектирования позволяют в значительной степени снизить затраты, за счет моделирования процессов зацепления зубчатых колес. Таким образом, появление новых методов позволяет уточнить и расширить сферу применения зубчатых передач коэффициентом перекрытия $\varepsilon > 2$. Тем не менее, указанные выше проблемы требуют проведения аналитического исследования эффективности работы данных зубчатых передач по сравнению с менее проблемными и более простыми в доводке зубчатыми передачами с коэффициентом перекрытия $\varepsilon \approx 1.5$.

Для проведения исследований использован программный комплекс AsGears, показавший хорошую сходимость результатов моделирования работы зубчатых передач с результатами экспериментов [2]. В качестве исходных данных были использованы параметры зубчатых передач: с коэффициентом перекрытия 2.023 (табл. 1) и с коэффициентом перекрытия 1.502 (табл. 2). Режимы нагрузки для каждого эксперимента идентичны.

Для реализации преимуществ эвольвентного зацепления под нагрузкой использованы различные модификации профиля, параметры которых были подобраны методом многократных расчетов.

Таблица 1 – Геометрические параметры зацепления с коэффициентом перекрытия 2.023

Геометрические параметры		
Зубчатое колесо	Шестерня	Колесо
Число зубьев	28	41
Рабочий модуль, мм	3.0	3.0
Угол зацепления, град.	25	25
Угол наклона зубьев	0	0
Коэффициент высоты головки	1.328	1.36255
Коэффициент смещения	-0.209	-0.2
Коэффициент перекрытия	2.023	
Ширина зубчатого венца	30	

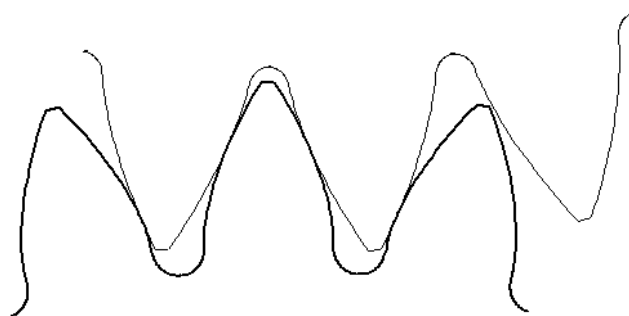


Рис. 1. Форма зубьев в зацеплении зубчатой передачи с коэффициентом перекрытия больше двух

Таблица 2 – Геометрические параметры зацепления с коэффициентом перекрытия 1.502

Геометрические параметры		
Зубчатое колесо	Шестерня	Колесо
Число зубьев	28	41
Рабочий модуль, мм	3.0	3.0
Угол зацепления, град.	25	25
Угол наклона зубьев	0	0
Коэффициент высоты головки	1.18511	1.27813
Коэффициент смещения	0.4611	0.9321
Коэффициент перекрытия	1.502	
Ширина зубчатого венца	30	

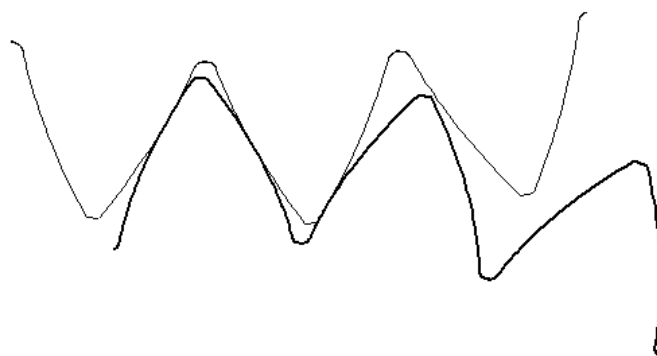


Рис. 2. Форма зубьев в зацеплении зубчатой передачи с коэффициентом перекрытия 1.5

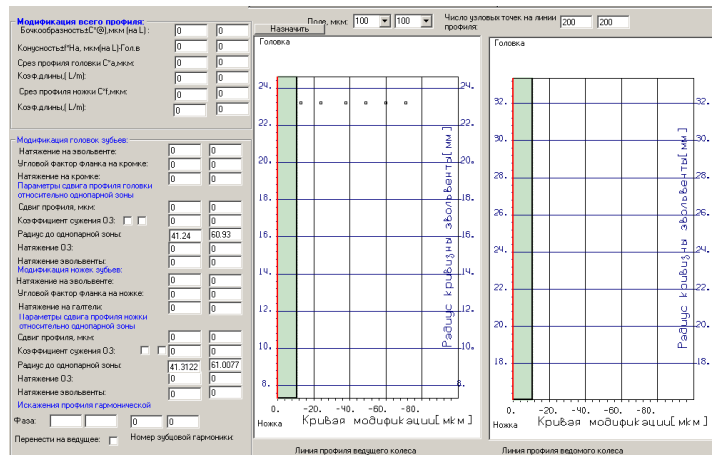
Вычислительный эксперимент 1. Сравнение работы зубчатых передач на режиме максимальных нагрузок.

На первом этапе сравнения требуется определить эффективность работы зубчатых передач на максимальном (взлетном) режиме: частота вращения на входе, 18000 об/мин, сила, действующая по нормали к профилю, 25000Н

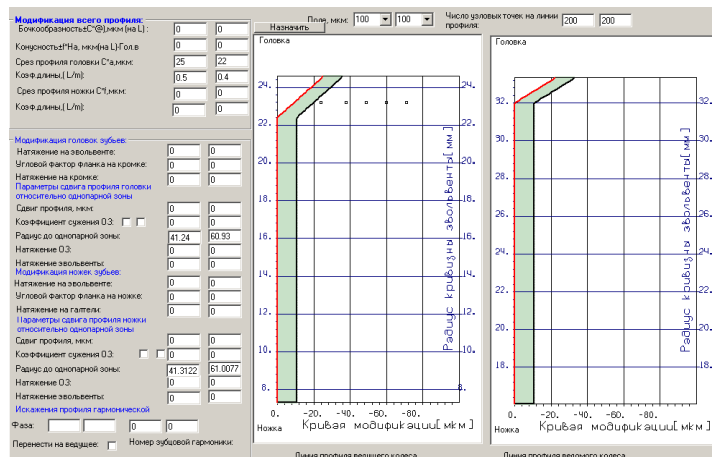
Таблица 3 – Результаты расчета зубчатой передачи с коэффициентом перекрытия 2.023

Параметры, форма и тип модификаций

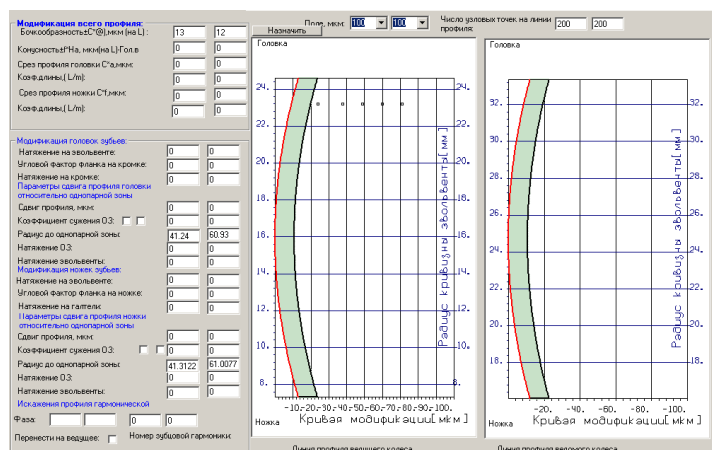
Отсутствует



Фланкирование



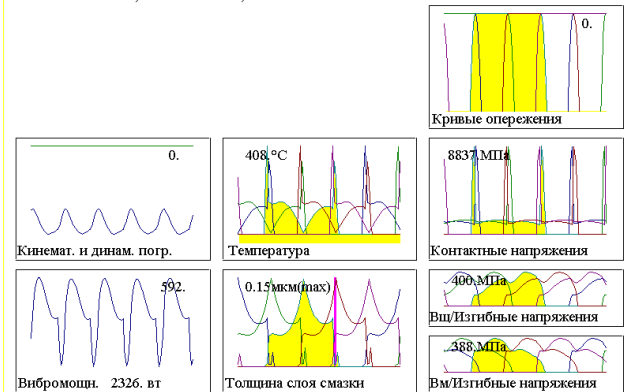
Бочкообразность



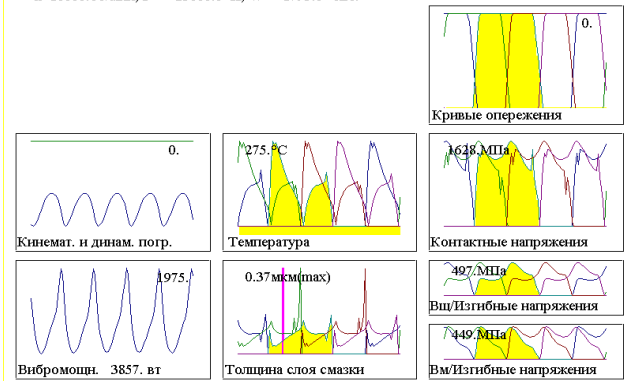
Нагрузки

Основные параметры: $m=3.000$ $z1=28$ $z2=41$ $x1=-.209$ $x2=.200$ $\text{Alfa}=25.0$ $\text{AlfaN}=25.0$ $b1=30.0$ $b2=30.0$ $ha1=1.328$ $ha2=1.363$

$n=18000.0$ об/мин; $P=25000.0$ Н; $W=1793.8$ кВт.

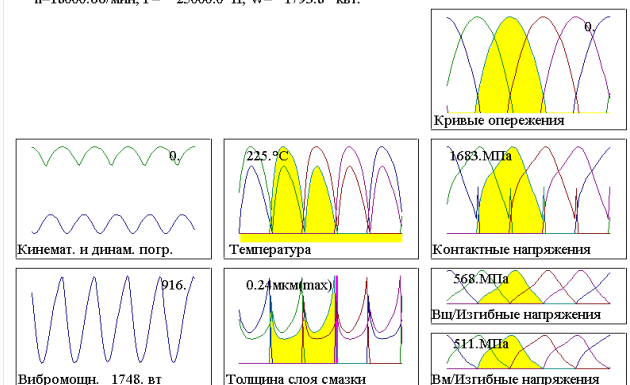


Основные параметры: $m=3.000$ $z_1=28$ $z_2=41$ $x_1=-.209$ $x_2=-.200$ $\text{Alfa}=25.0$ $\text{AlfaN}=25.0$ $b_1=30.0$ $b_2=30.0$ $ha_1=1.328$ $ha_2=1.363$

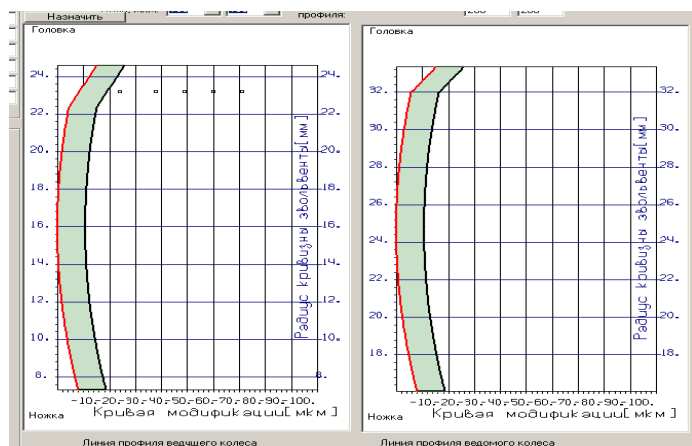
$$n=18000.0 \text{ Дж/МНН}; P=25000.0 \text{ Н}; W=1793.8 \text{ кВт.}$$


Основные параметры: $m=3.000$ $z_1=28$ $z_2=41$ $x_1=-.209$ $x_2=-.200$ $\text{Alfa}=25.0$ $\text{AlfaN}=25.0$ $b_1=30.0$ $b_2=30.0$ $ha_1=1.328$ $ha_2=1.363$

n=18000.06/мин; P= 25000.0 H; W= 1793.8 кВт



Бочкообразность и фланкирование



Основные параметры: $n=3.000$ $z1=28$ $z2=41$ $x1=-0.209$ $x2=-0.200$ $\alpha fa=25.0$ $\alpha fb=25.0$ $b1=30.0$ $b2=30.0$ $ha1=1.328$ $ha2=1.363$

$n=18000.0$ об/мин; $P=25000.0$ Н; $W=1793.8$ кВт.

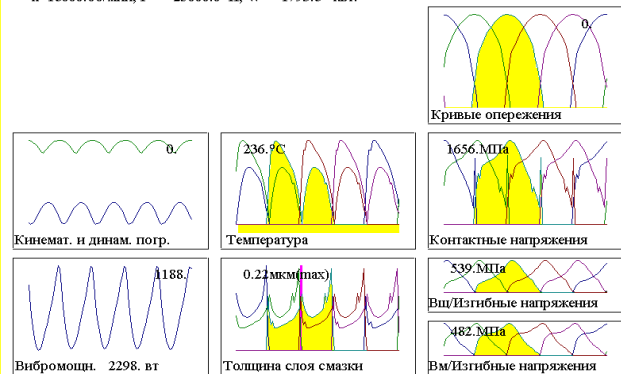
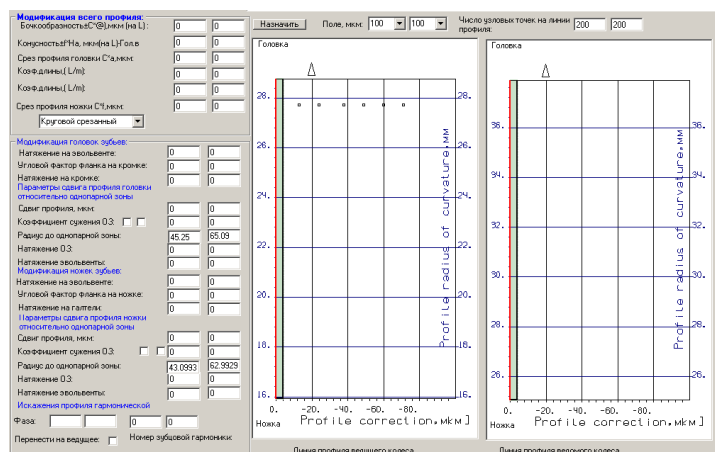


Таблица 4. Результаты расчета зубчатой передачи с коэффициентом перекрытия 1.502

Параметры, форма и тип модификаций

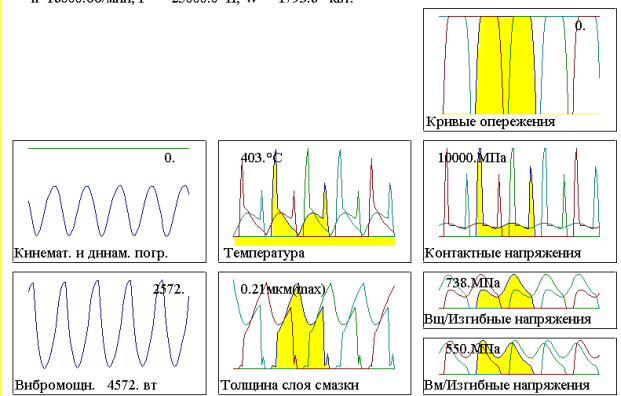
Отсутствует



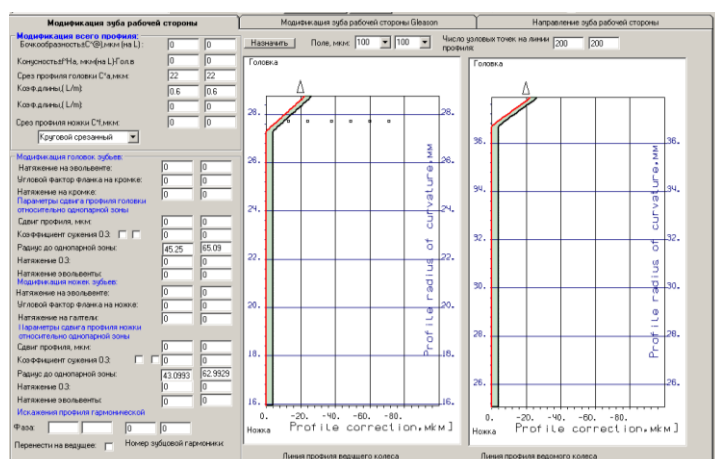
Нагрузки

Основные параметры: $n=3.000$ $z1=28$ $z2=41$ $x1=0.861$ $x2=0.832$ $\alpha fa=25.0$ $\alpha fb=25.0$ $b1=30.0$ $b2=30.0$ $ha1=1.185$ $ha2=1.278$

$n=18000.0$ об/мин; $P=25000.0$ Н; $W=1793.8$ кВт.

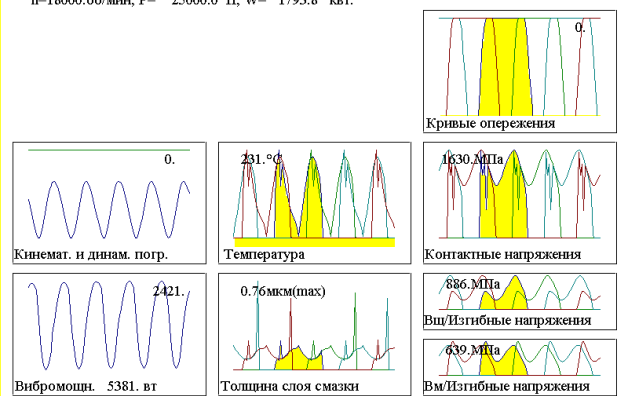


Фланкирование

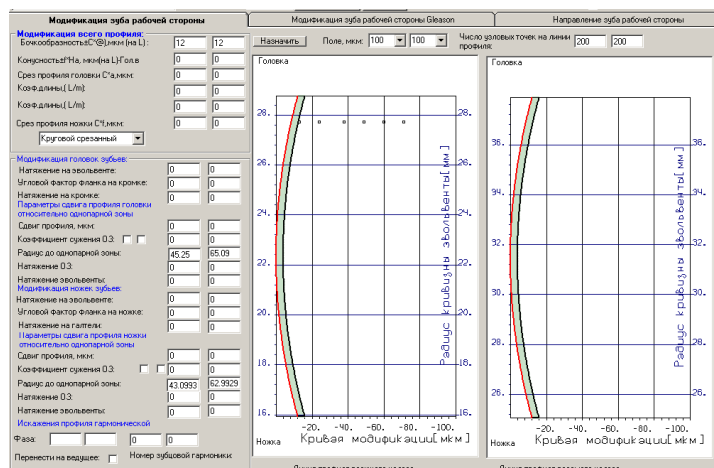


Основные параметры: $n=3.000$ $z1=28$ $z2=41$ $x1=0.861$ $x2=0.832$ $\alpha fa=25.0$ $\alpha fb=25.0$ $b1=30.0$ $b2=30.0$ $ha1=1.185$ $ha2=1.278$

$n=18000.0$ об/мин; $P=25000.0$ Н; $W=1793.8$ кВт.

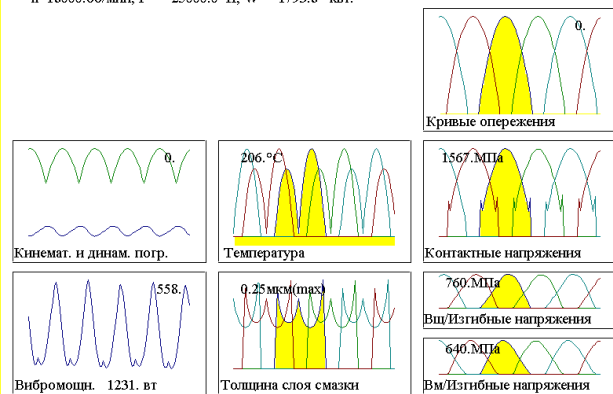


Бочкообразность

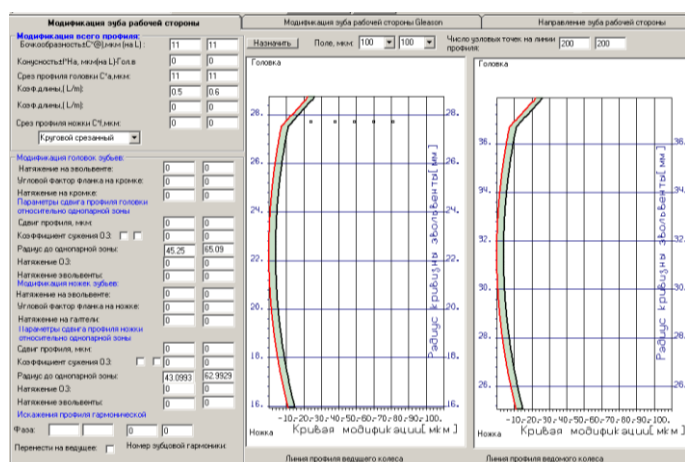


Основные параметры: $m=3.000$ $z_1=28$ $z_2=41$ $x_1=0.861$ $x_2=0.832$ $\alpha_{fn}=25.0$ $\alpha_{fb}=25.0$ $b_1=30.0$ $b_2=30.0$ $ha_1=1.185$ $ha_2=1.278$

$n=18000.0$ об/мин; $P=25000.0$ Н; $W=1793.8$ кВт.

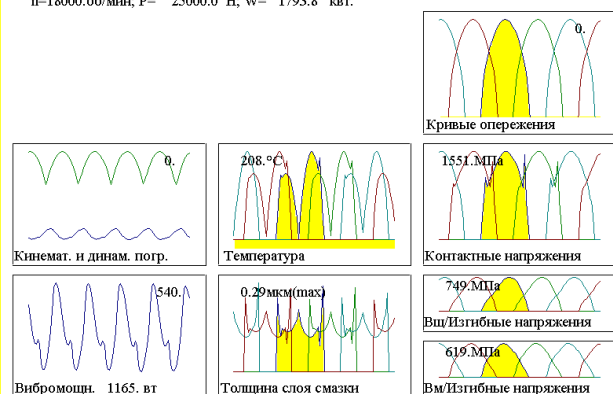


Бочкообразность и фланкирование



Основные параметры: $m=3.000$ $z_1=28$ $z_2=41$ $x_1=0.861$ $x_2=0.832$ $\alpha_{fn}=25.0$ $\alpha_{fb}=25.0$ $b_1=30.0$ $b_2=30.0$ $ha_1=1.185$ $ha_2=1.278$

$n=18000.0$ об/мин; $P=25000.0$ Н; $W=1793.8$ кВт.



Как видно из расчетов, наилучшие результаты для зубчатой передачи с коэффициентом перекрытия 2.023 дала бочкообразная модификация. При этих данных контактные напряжения составили 1683 МПа, виброактивность 1748 Вт, Изгибные напряжения 568 МПа и 511 МПа для ведущего и ведомого колеса соответственно.

Для зубчатого колеса с коэффициентом перекрытия 1.502 наилучшие результаты были получены при сочетании бочкообразной модификации с фланкированием. При этих данных контактные напряжения составили 1551 МПа, виброактивность 1165 Вт, Изгибные напряжения 749 МПа и 619 МПа для ведущего и ведомого колеса соответственно.

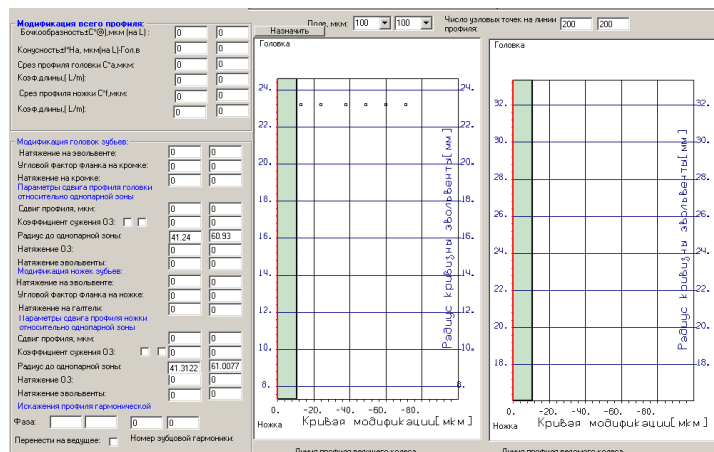
Снижение изгибных напряжений для зацеплений с коэффициентом больше двух обусловлено распределением нагрузки на две пары зубьев.

Вычислительный эксперимент 2. Сравнение работы зубчатых передач на крейсерском режиме: частота вращения на входе, 14400 об/мин, сила, действующая по нормали к профилю, 15372 Н

Таблица 5 – Результаты расчета зубчатой передачи с коэффициентом перекрытия 2.023

Параметры, форма и тип модификаций

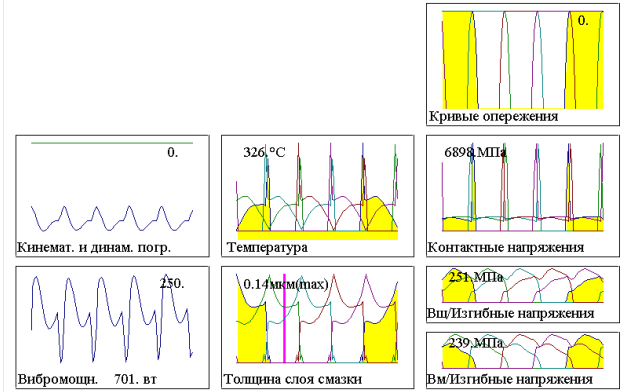
Отсутствует



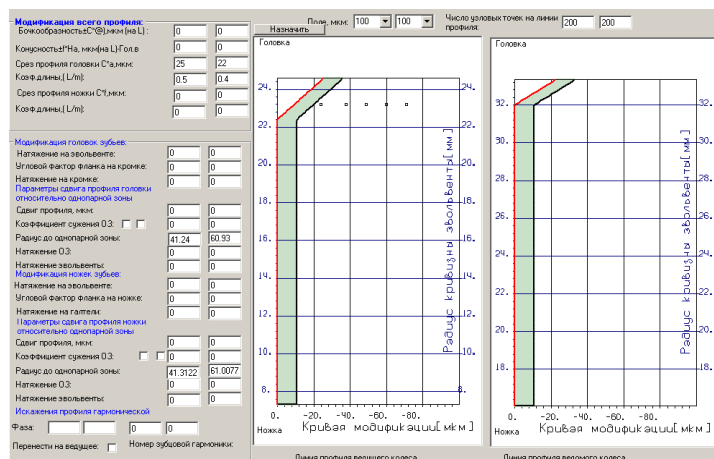
Нагрузки

Основные параметры: $n=3000$ $z_1=28$ $z_2=41$ $x_1=-$ 209 $x_2=-$ 200 $\alpha_f=25.0$ $\alpha_{fn}=25.0$ $b_1=30.0$ $b_2=30.0$ $ha_1=1.328$ $ha_2=1.363$

$n=14400.0$ об/мин; $P=15372.0$ Н; $W=882.4$ кВт.

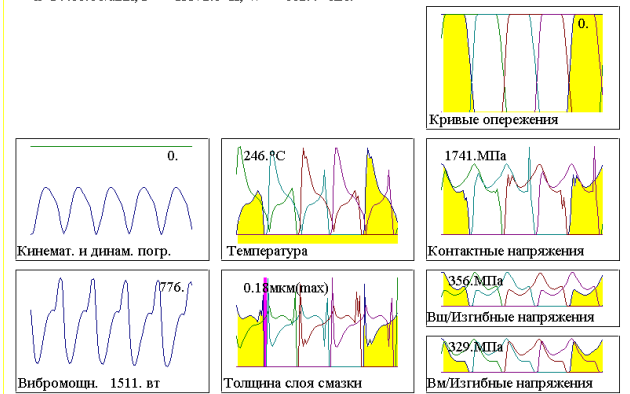


Фланкирование

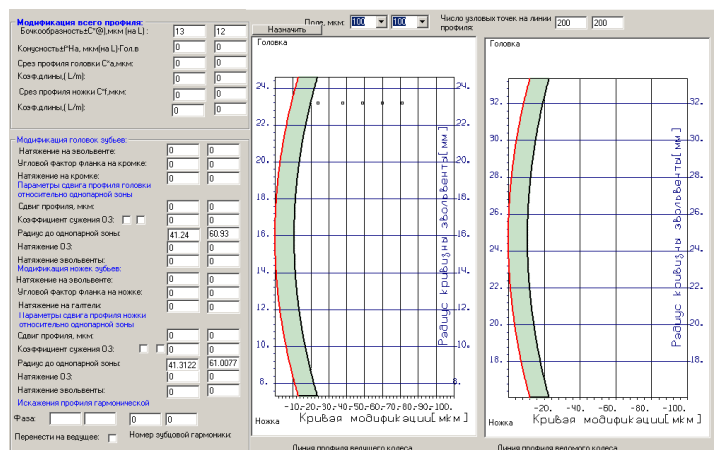


Основные параметры: $n=3000$ $z_1=28$ $z_2=41$ $x_1=-$ 209 $x_2=-$ 200 $\alpha_f=25.0$ $\alpha_{fn}=25.0$ $b_1=30.0$ $b_2=30.0$ $ha_1=1.328$ $ha_2=1.363$

$n=14400.0$ об/мин; $P=15372.0$ Н; $W=882.4$ кВт.

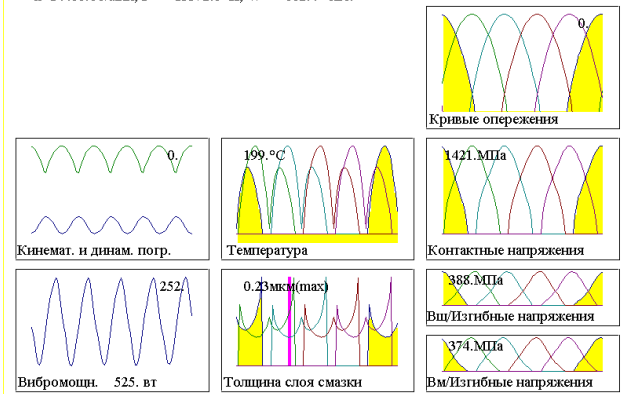


Бочкообразность

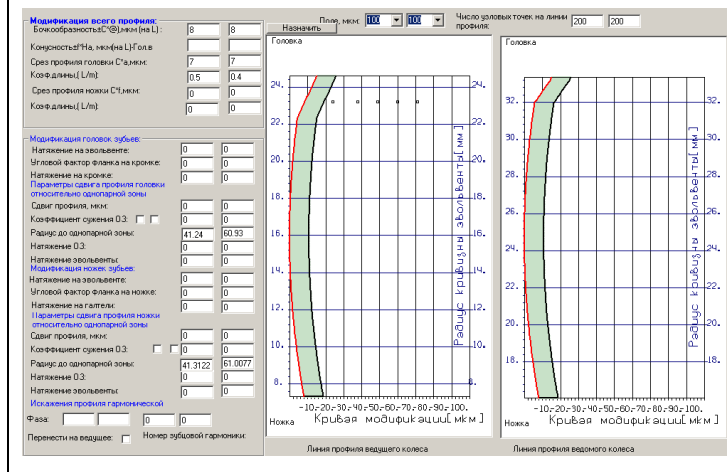


Основные параметры: $n=3000$ $z_1=28$ $z_2=41$ $x_1=-$ 209 $x_2=-$ 200 $\alpha_f=25.0$ $\alpha_{fn}=25.0$ $b_1=30.0$ $b_2=30.0$ $ha_1=1.328$ $ha_2=1.363$

$n=14400.0$ об/мин; $P=15372.0$ Н; $W=882.4$ кВт.



Бочкообразность и фланкирование



Основные параметры: $m=3.000$ $z1=28$ $z2=41$ $x1=-0.209$ $x2=-0.200$ $\alpha fa=25.0$ $\alpha faN=25.0$ $b1=30.0$ $b2=30.0$ $ha1=1.328$ $ha2=1.363$

$n=14400.0$ об/мин; $P=15372.0$ Н; $W=882.4$ кВт.

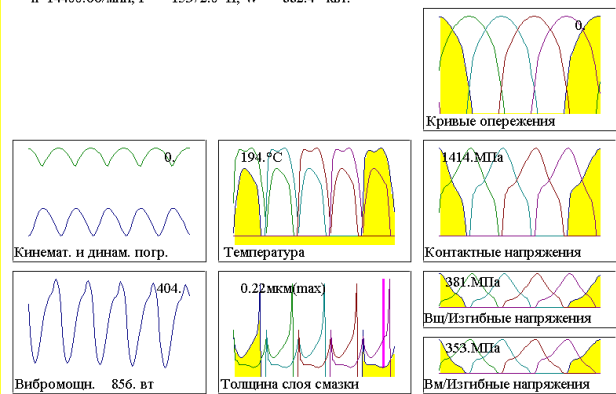
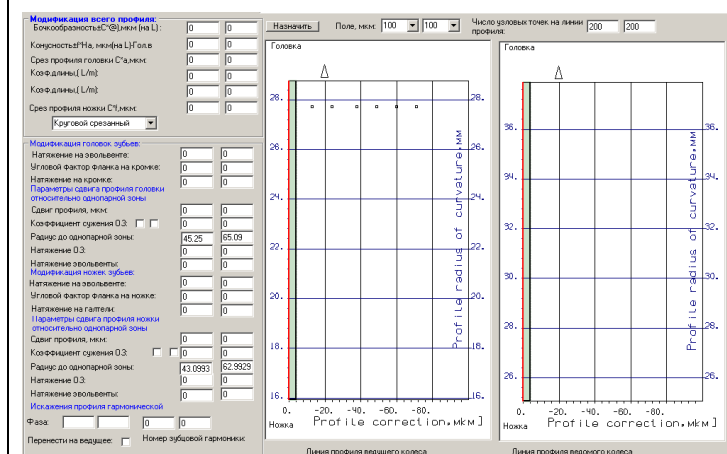


Таблица 6 - Результаты расчета зубчатой передачи с коэффициентом перекрытия 1.502

Параметры, форма и тип модификаций

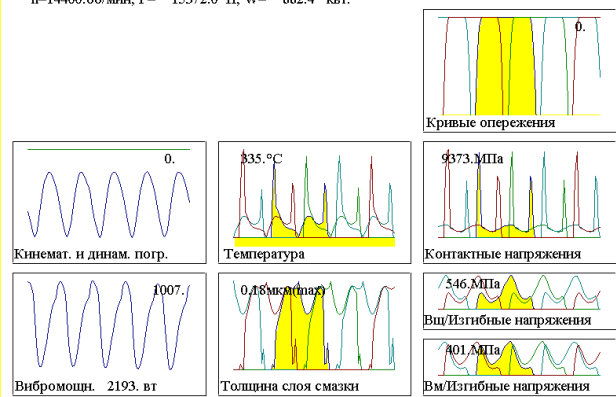
Отсутствует



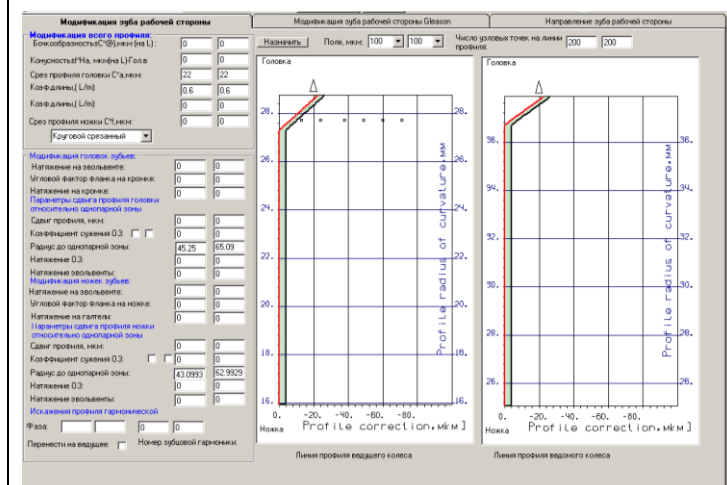
Нагрузки

Основные параметры: $m=3.000$ $z1=28$ $z2=41$ $x1=0.861$ $x2=0.832$ $\alpha fa=25.0$ $\alpha faN=25.0$ $b1=30.0$ $b2=30.0$ $ha1=1.185$ $ha2=1.278$

$n=14400.0$ об/мин; $P=15372.0$ Н; $W=882.4$ кВт.

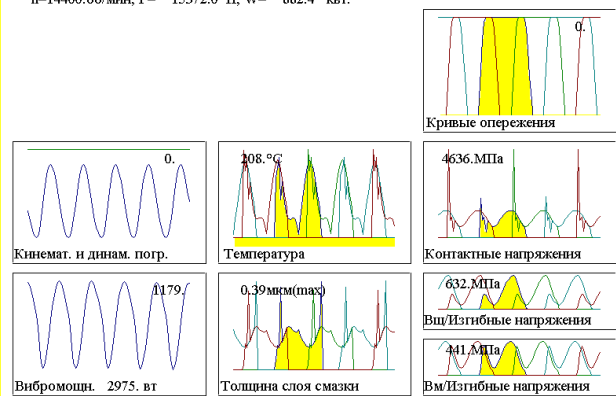


Фланкирование

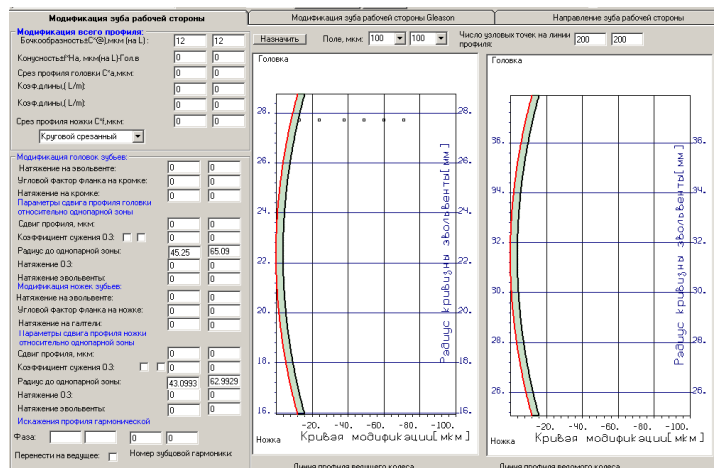


Основные параметры: $m=3.000$ $z1=28$ $z2=41$ $x1=0.861$ $x2=0.832$ $\alpha fa=25.0$ $\alpha faN=25.0$ $b1=30.0$ $b2=30.0$ $ha1=1.185$ $ha2=1.278$

$n=14400.0$ об/мин; $P=15372.0$ Н; $W=882.4$ кВт.

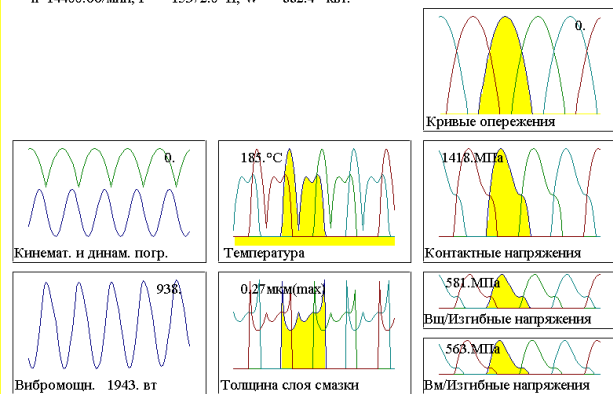


Бочкообразность

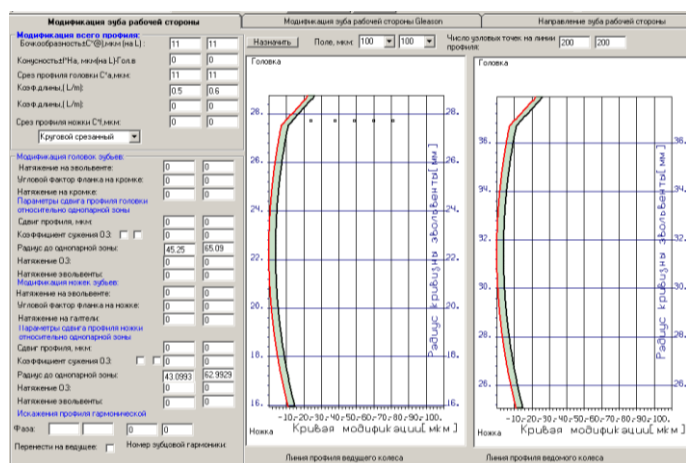


Основные параметры: $m=3.000$ $z_1=28$ $z_2=41$ $x_1=0.861$ $x_2=0.832$ $\alpha_{fn}=25.0$ $\alpha_{fn}^*=25.0$ $b_1=30.0$ $b_2=30.0$ $ha_1=1.185$ $ha_2=1.278$

$n=14400.0$ об/мин; $P=15372.0$ Н; $W=882.4$ кВт.

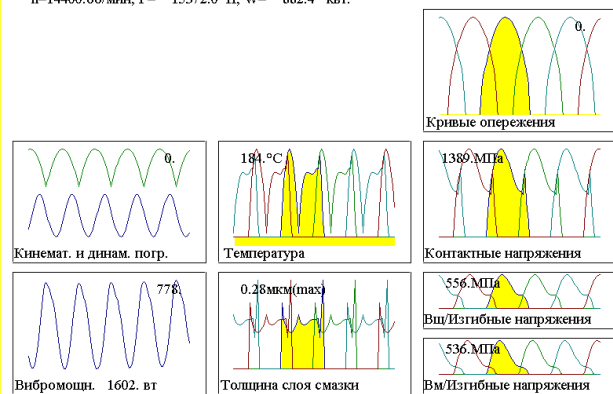


Бочкообразность и фланкирование



Основные параметры: $m=3.000$ $z_1=28$ $z_2=41$ $x_1=0.861$ $x_2=0.832$ $\alpha_{fn}=25.0$ $\alpha_{fn}^*=25.0$ $b_1=30.0$ $b_2=30.0$ $ha_1=1.185$ $ha_2=1.278$

$n=14400.0$ об/мин; $P=15372.0$ Н; $W=882.4$ кВт.



Как видно из расчетов, наилучшие результаты для зубчатой передачи с коэффициентом перекрытия 2.023 дала бочкообразная модификация. При этих данных контактные напряжения составили 1421 МПа, виброактивность 525 Вт, Изгибные напряжения 388 МПа и 374 МПа для ведущего и ведомого колеса соответственно.

Для зубчатого колеса с коэффициентом перекрытия 1.502 наилучшие результаты были получены при сочетании бочкообразной модификации с фланкированием. При этих данных контактные напряжения составили 1389 МПа, виброактивность 1602 Вт, Изгибные напряжения 556 МПа и 536 МПа для ведущего и ведомого колеса соответственно.

При пониженных оборотах и нагрузках на крейсерском режиме зубчатые передачи с коэффициентом перекрытия больше двух дают существенно меньшие вибрации, при примерно одинаковых контактных напряжениях.

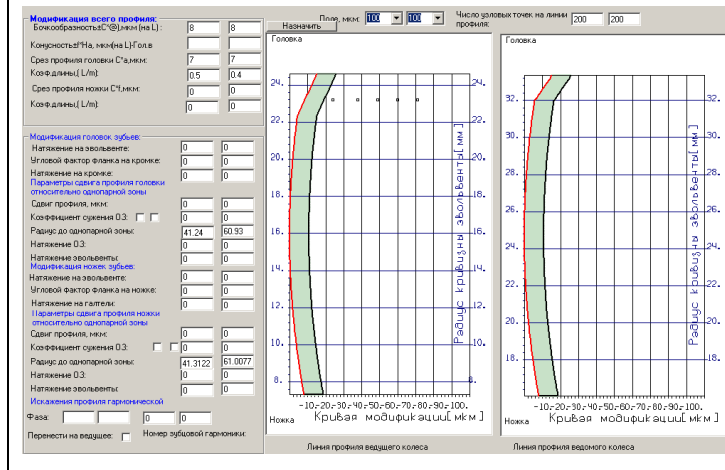
Вычислительный эксперимент 3. Сравнение работы зубчатых передач на крейсерском режиме:

частота вращения на входе, 10000 об/мин, сила, действующая по нормали к профилю, 10760 Н

Таблица 7 - Результаты расчета зубчатой передачи с коэффициентом перекрытия 2.023

Параметры, форма и тип модификаций	Нагрузки
Отсутствует	Основные параметры: $n=3.000$ $z1=28$ $z2=41$ $x1=-.209$ $x2=-.200$ $\alpha fa=25.0$ $\alpha fb=25.0$ $b1=30.0$ $b2=30.0$ $ha1=1.328$ $ha2=1.363$ $n=10000.0$ об/мин; $P=10760.0$ Н; $W=428.9$ кВт.
Фланкирование	Основные параметры: $n=3.000$ $z1=28$ $z2=41$ $x1=-.209$ $x2=-.200$ $\alpha fa=25.0$ $\alpha fb=25.0$ $b1=30.0$ $b2=30.0$ $ha1=1.328$ $ha2=1.363$ $n=10000.0$ об/мин; $P=10760.0$ Н; $W=428.9$ кВт.
Бочкообразность	Основные параметры: $n=3.000$ $z1=28$ $z2=41$ $x1=-.209$ $x2=-.200$ $\alpha fa=25.0$ $\alpha fb=25.0$ $b1=30.0$ $b2=30.0$ $ha1=1.328$ $ha2=1.363$ $n=10000.0$ об/мин; $P=10760.0$ Н; $W=428.9$ кВт.

Бочкообразность и фланкирование



Основные параметры: $m=3.000$ $z_1=28$ $z_2=41$ $x_1=-0.209$ $x_2=0.200$ $\alpha_{fn}=25.0$ $\alpha_{fnN}=25.0$ $b_1=30.0$ $b_2=30.0$ $ha_1=1.328$ $ha_2=1.363$

$n=10000.0$ об/мин; $P=10760.0$ Н; $W=428.9$ кВт.

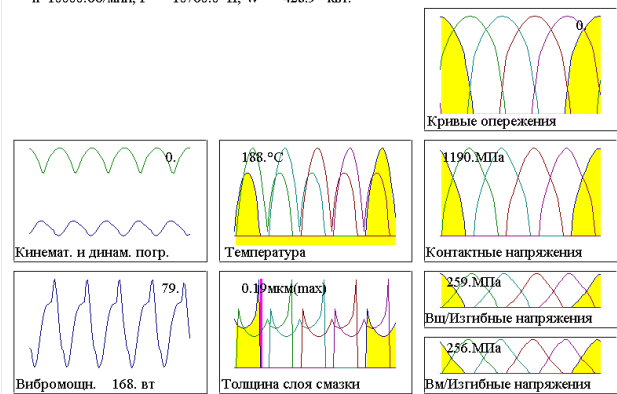
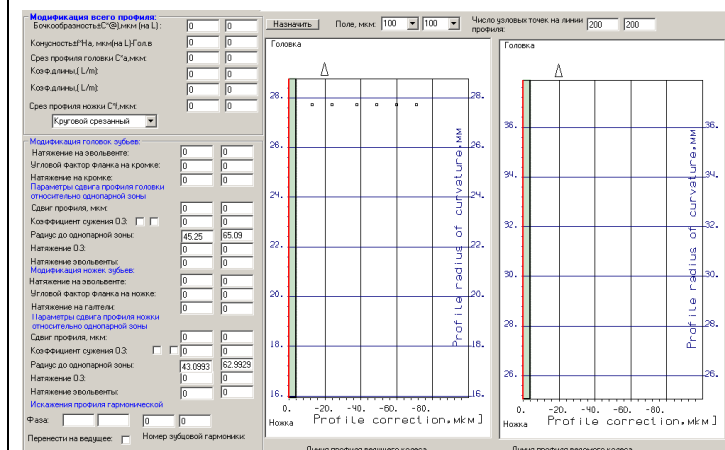


Таблица 8 - Результаты расчета зубчатой передачи с коэффициентом перекрытия 1.502

Параметры, форма и тип модификаций

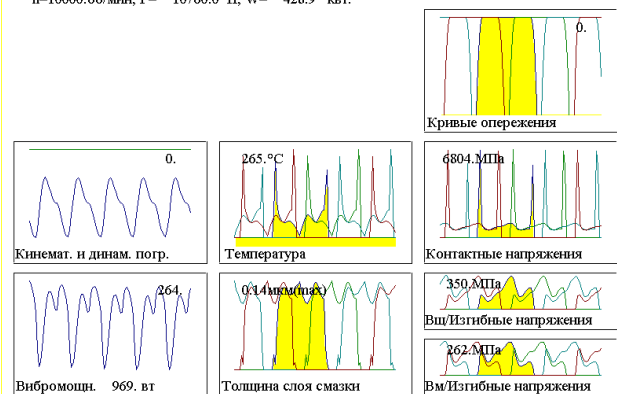
Отсутствует



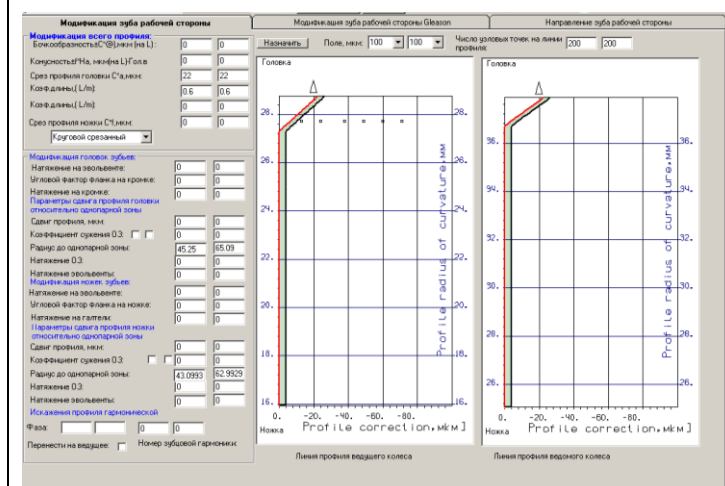
Нагрузки

Основные параметры: $m=3.000$ $z_1=28$ $z_2=41$ $x_1=0.861$ $x_2=0.832$ $\alpha_{fn}=25.0$ $\alpha_{fnN}=25.0$ $b_1=30.0$ $b_2=30.0$ $ha_1=1.185$ $ha_2=1.278$

$n=10000.0$ об/мин; $P=10760.0$ Н; $W=428.9$ кВт.

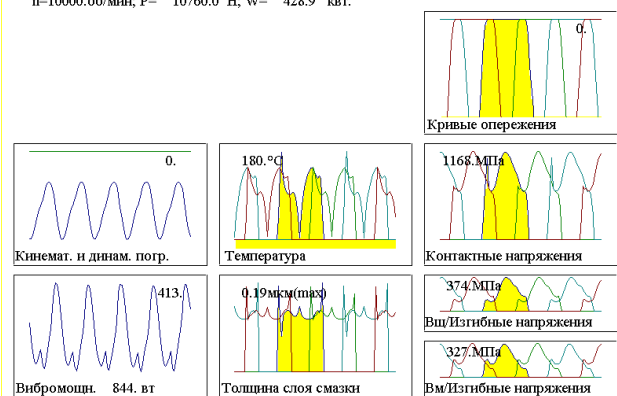


Фланкирование

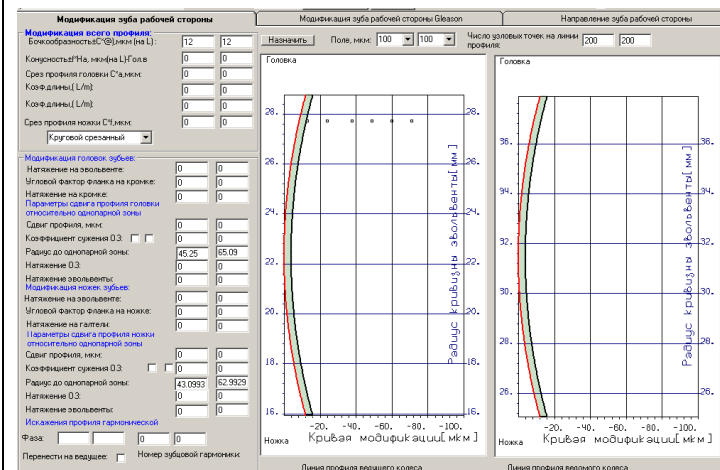


Основные параметры: $m=3.000$ $z_1=28$ $z_2=41$ $x_1=0.861$ $x_2=0.832$ $\alpha_{fn}=25.0$ $\alpha_{fnN}=25.0$ $b_1=30.0$ $b_2=30.0$ $ha_1=1.185$ $ha_2=1.278$

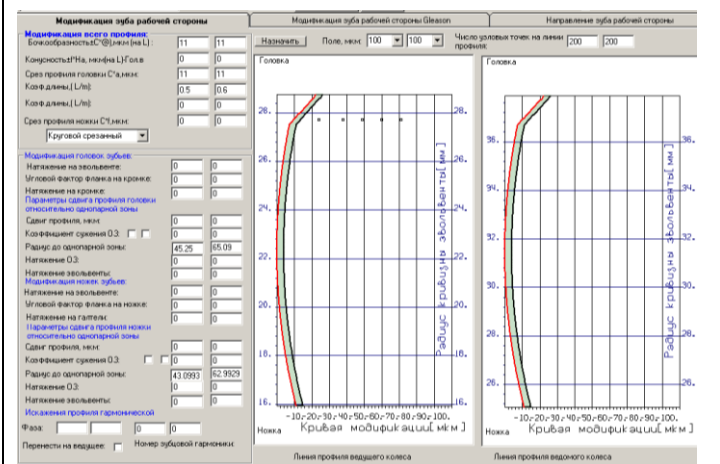
$n=10000.0$ об/мин; $P=10760.0$ Н; $W=428.9$ кВт.



Бочкообразность



Бочкообразность и фланкирование



Для зубчатой передачи с коэффициентом перекрытия 2.023 наилучшие результаты были получены при сочетании бочкообразной модификации с фланкированием. При этих данных контактные напряжения составили 1190 МПа, виброактивность 168 Вт, Изгибные напряжения 259 МПа и 256 МПа для ведущего и ведомого колеса соответственно.

Бочкообразная модификация, показавшая большую эффективность на других режимах работы, дала несколько большие вибрации 300 Вт, при примерно одинаковых напряжениях

Для зубчатого колеса с коэффициентом перекрытия 1.502 наилучшие результаты были получены при сочетании бочкообразной модификации с фланкированием. При этих данных контактные напряжения составили 1073 МПа, виброактивность 966 Вт, Изгибные напряжения 319 МПа и 343 МПа для ведущего и ведомого колеса соответственно.

Выводы

1. Зубчатые колеса с коэффициентом перекрытия 1.502 дают несколько лучшие результаты по величине нагрузок и вибраций при работе на максимальном режиме, для которого осуществлялся выбор параметров линии модификации. Однако при работе на режимах с пониженными частотами вращения и

величинами действующих сил, происходит отрыв зубьев, и в результате возникают вибрации, превосходящие по величине примерно в 3 раза вибрации зубчатых колес с коэффициентом перекрытия 2.023.

2. Повышенные вибрации оказывают влияние на работу самолетных агрегатов. Большая часть полета проходит на крейсерском режиме, где этот параметр является определяющим надежность самолета и двигателя.

3. Модифицированные прямозубые зубчатые передачи с коэффициентом перекрытия $\varepsilon > 2$ имеют большие перспективы для создания авиационных зубчатых передач, что, однако, требует компьютерного моделирования (например, с помощью AsGears).

Список литературы

[1] Алексеев В. И. Обеспечение высокой надежности и ресурса редукторов авиационных двигателей. - Новые технологические процессы и надежность ГТД. Выпуск 6. Зубчатые передачи и подшипники ГТД. М.: ЦИАМ, 2006

[2] Поспелова О. Нужны ли нам "двигатели прогресса". <http://www.avia.ru/aut/135/>.

[3] Елисеев Ю.С., Крымов В.В., Нежурин И. П. и др. Производство зубчатых колес газотурбинных двигателей: Произв.-практ.издание/; Под ред. Ю.С. Елисеева. – М.: Высш. шк., 2001. – 493 с.; ил.