

Металлургическая и горнорудная ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

Никопольскому заводу ферросплавов

 **НЗФ**

35 лет

2001

№ 3

Куцин В.С. Никопольскому НЗФ - 35 лет	1	ОГНЕУПОРНОЕ ПРОИЗВОДСТВО	
Большаков В.И., Кривченко Ю.С., Тубольцев Л.Г. Задачи и особенности реализации в черной металлургии перспективных технологических процессов	3	Конопляник А.Ю., Белкин А.И., Симон В.М. Разработка и освоение огнеупорных смесей повышенной износостойкости для выполнения футеровки элементов нагревательных колодцев	48
ДОМЕННОЕ ПРОИЗВОДСТВО		ПРОИЗВОДСТВО ЦВЕТНЫХ МЕТАЛЛОВ	
Товаровский И.Г. Эволюция доменной плавки и перспективы нетрадиционной металлургии (в трех сообщениях). Сообщ. 1. Развитие традиционной технологии	8	Рябухин Ю.М., Барановский А.И., Свядош И.Ю., Забелин И.В., Балабан Б.А. Перспективы производства электролитического марганца	51
Ванюкова Н.Д. Исследование металлургических свойств железорудных окатышей, полученных с твердым топливом	12	Игнатьев В.С., Венцовский А.В., Гасик М.И. Легирование поршневого силумина молибденом и кобальтом с помощью отработанного катализатора	54
СТАЛЕПЛАВИЛЬНОЕ ПРОИЗВОДСТВО		ГОРНОРУДНОЕ ПРОИЗВОДСТВО	
Сапсай А.Д., Понька А.М., Хотюн В.И., Михайленко Ф.Г. Эффективность применения марганцевого агломерата при переработке низкомарганцовистых чугунов	15	Надуть В.П., Лапшин Е.С. Определение времени планово-предупредительной очистки сита грохота	55
Шебанич Э.Н., Ларионов А.А., Небога Б.В., Побегайло А.В., Якин М.Н., Овсянников С.Л., Кубрак Я.Т. Разработка технологии внепечной обработки стали в условиях конвертерного цеха комбината	17	Четверик М.С. Основные направления совершенствования циклично-поточной технологии на карьерах Кривбасса	57
ЭЛЕКТРОМЕТАЛЛУРГИЧЕСКОЕ ПРОИЗВОДСТВО		Семенов Е.В. Исследование границ изменения параметров центробежного насоса при байпасировании	60
Гасик М.И., Овчарук А.Н., Кисельгоф О.Л., Биляш В.В. Исследование естественной радиоактивности уловленной электрогазоочисткой пыли от открытых печей, выплавляющих электрокорунд	19	Сладковский А.В., Виноградов Б.В. Исследование напряженного состояния зубьев открытых передач барабанных мельниц при помощи ППП MSC/NASTRAN	63
Гладких В.А., Крышин О.Ю. Сравнительная оценка расхода марганцевых ферросплавов при выплавке стали различного сортамента	21	МАШИНОВЕДЕНИЕ	
Лапин Е.В., Кучер И.Г., Филиппов И.Ю., Чумаков А.А., Емельянов А.А. Освоение технологии выплавки металлического марганца в условиях ОАО "Никопольский завод ферросплавов"	24	Большаков В.И., Поздняков В.П., Особенности изменения торцов полосы на стане горячей прокатки	65
Лапин Е.В., Ольшанский В.И., Кучер И.Г., Филиппов И.Ю., Чумаков А.А. Эффективность использования вторичного марганцевого сырья при выплавке силикомарганца	26	Билоус Е.И. Напряженное состояние конвейерной ленты на поверхности изношенного барабана	70
ЛИТЕЙНОЕ ПРОИЗВОДСТВО		МЕТАЛЛУРГИЧЕСКАЯ ТЕПЛОТЕХНИКА И ЭНЕРГЕТИКА	
Памяти К.И. Ващенко (1901-1992)	28	Баздырев В.С., Иванов В.И., Нестеренко Т.Н., Кузьменко А.А., Очинский В.Н., Усенко Ю.И. Инженерная методика расчета добавок природного газа в защитную атмосферу термических печей	72
Хрычков В.Е., Осипенко И.А. Составы фосфатных холодно-твердеющих смесей для литейных форм с добавками полидисперсной пыли от выплавки электрокорунда	29	Бойко В.Н. Исследование аэродинамических характеристик зернистых слоев при однофазной фильтрации	75
Адамов И.В., Хитко Л.А. Стойкость роликов с двухслойными литыми бандажами в слывовых МНЛЗ	31	Сидоренко А.П., Коваленко В.Е. Повторное использование воды в оборотном цикле водоснабжения условно-чистых вод	77
ПРОКАТНОЕ ПРОИЗВОДСТВО		ЭКОНОМИКА И УПРАВЛЕНИЕ ПРОИЗВОДСТВОМ	
Миленин А.А., Корсун П.В., Берски С. Моделирование процесса образования зон затрудненной деформации при прокатке в условиях трехмерного течения металла	34	Буторина И.В. Мировые тенденции развития металлургической промышленности	79
Григавцев О.В. Создание и опыт работы мини-завода по производству малотоннажных партий проката	36	Семенова Т.В. Прогнозирование объемов и структуры литейного производства	82
МЕТАЛЛОВЕДЕНИЕ И ТЕРМИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА		АВТОМАТИЗАЦИЯ И ВЫЧИСЛИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА	
Бабаченко А.И. Эксплуатационные свойства и структурное состояние стального проката	38	Крячко А.П., Кривега Л.Г. Прибор управления режимом агрегата питания пылеулавливающего электрофильтра	85
Вихлевщук В.А., Моисеева Л.А., Кондрашкин В.А., Поляков В.А., Богачева А.В. Структурное состояние и свойства новых низкокремнистых спокойных арматурных сталей повышенной прочности	40	Москалик В.А., Садовский А.П., Москалик О.В. Порядок разработки методики поверки спектрометров для определения химического состава металлов	87
МЕТИЗНОЕ ПРОИЗВОДСТВО		Харахулах В., Старосельский Н., Швеи А. Техническое перевооружение - приоритетное направление развития ГМК Украины	89
Таратута К.В., Жук А.Я., Николаев В.О. Интенсификация процессу волочения за рахунок використання вібраційного навантаження дроту	43	ИНФОРМАЦИЯ	
ТРУБНОЕ ПРОИЗВОДСТВО		Рецензия на монографию В.И. Большакова, А.П. Ващенко, А.Г. Величко и др. "Высоконадежное металлургическое оборудование в ресурсосберегающих технологиях"	90
Козловский А.И. К 110-летию ОАО «НТЗ»	46	На соискание Государственной премии Украины в области науки и техники 2001 г. Комплексная внепечная обработка и непрерывная разливка стали - основа энерго- и ресурсосберегающих технологий современного сталеплавильного цеха	91
		НАШИ ЮБИЛЯРЫ	
		К 70 летию со дня рождения Б.Ф. Величко	92

Исследование напряженного состояния зубьев открытых передач барабанных мельниц при помощи ППП MSC/NASTRAN

Проведен анализ напряженного состояния зубьев и показана эффективность прочностного расчета зубьев открытых передач барабанных мельниц конечно-элементным методом, базирующимся на применении пакета MSC/NASTRAN. Ил. 2

зубчатая передача, барабанная мельница, напряжения, метод конечных элементов

Барабанные мельницы, предназначенные для измельчения различных руд, угля и другого сырья, оборудуются открытыми зубчатыми передачами, модуль зубьев которых равен $m = 20 \dots 34$ мм, ширина зубчатого венца $b = 600 \dots 1000$ мм, а его диаметр достигает 9 м.

Проведенный анализ показывает, что условия нагружения крупногабаритных и крупномодульных зубчатых передач таковы, что их расчет должен существенно отличаться от расчета передач общего машиностроения, напряженное состояние которых изучено достаточно подробно и расчет которых производится согласно ГОСТу 21354-87.

Согласно указанному стандарту зуб рассчитывается на изгиб как консольная балка переменного сечения. В качестве примера рассмотрим расчет на изгиб зубьев прямозубых колес зубчатой пары, имеющей следующие характеристики. Модуль $m = 25$ мм, количество зубьев шестерни и колеса $z_1 = 25$, $z_2 = 252$, ширина зубчатого венца $b = 800$ мм. Зубчатая пара предназначена для передачи вращения с мощностью $N = 2000$ кВт, частота вращения быстроходного вала $n_1 = 150$ об/мин. Тогда момент на быстроходном валу будет равен

$$T_1 = 30 \frac{N}{\pi n_1} \quad (1)$$

В соответствии со стандартом при расчете зуба на изгиб необходимо определять напряжение на изгиб σ_F в опасном сечении на переходной поверхности по следующей формуле

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b m_n} K_F Y_{FS} Y_{\beta} Y_{\epsilon} \quad (2)$$

где нормальный модуль m_n для прямозубых колес равен m ; коэффициент, учитывающий влияние наклона зуба Y_{β} для прямозубых колес (угол наклона зубьев $\beta = 0$) равен 1.

Остальные параметры необходимо рассматривать особо. Это обусловлено тем, что в стандарте существует две расчетные методики нахождения напряжений σ_F : обычная, когда сила в зацеплении считается приложенной в точках, находящихся на делительном цилиндре, тогда F_t - соответствующая окружная сила, которая определяется по формуле

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} \quad (3)$$

где диаметр делительного цилиндра шестерни равен $d_1 = m z_1$.

Коэффициент Y_{ϵ} , учитывающий влияние перекрытия зубьев, равен 1, так как при указанном контакте прямых зубьев в зацеплении находится только 1 пара зубьев.

Коэффициент Y_{FS} (формы зуба) учитывает влияние формы зуба на концентрацию напряжений и определяется по соответствующей номограмме. В частности, при стандартных коэффициенте высоты

головки зуба $h_{a1}^* = 1$, коэффициенте радиального зазора $c^* = 0,25$, для зубьев, нарезанных без смещения рейки $x = 0$, коэффициент формы зуба шестерни ($z_1 = 25$) равен 3,9.

Остается неопределенным коэффициент нагрузки K_F , который равен

$$K_F = K_A K_{Fv} K_{F\beta} K_{F\alpha} \quad (4)$$

где K_A - коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку, неучтенную в циклограмме нагружения, можно считать равным 1;

$K_{F\alpha}$ - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, при однопарном контакте равен 1;

коэффициент K_{Fv} , учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении, рассчитан в соответствии с ГОСТом и равен 1,286;

$K_{F\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки.

Сначала рассмотрим "идеальное" нагружение зубьев, т.е. коэффициент неравномерности $K_{F\beta} = 1$. Определенное при помощи формулы (2) и всех описанных коэффициентов напряжение изгиба σ_F в опасной зоне переходной кривой равно 102,2 МПа.

В том же стандарте предлагается проводить уточненный расчет зубьев с учетом того, что в действительности максимальные напряжения в зубе возникают не тогда, когда контактная сила приложена на делительной окружности. Здесь возможны два случая. Первый случай, когда сила, действующая в зацеплении, прикладывается к вершине зуба. Так как при этом вследствие перекрытия происходит двухпарный контакт, то предлагается учитывать половинную силу F_t . Второй случай, когда зуб находится в крайнем положении, при котором еще сохраняется однопарный контакт. Соответствующая точка приложения усилия называется верхней граничной точкой. В этом случае по стандарту в данной точке должна прикладываться полная сила F_t . Для окончательного расчета выбирается тот, для которого из рассматриваемых величин $A_1 = 0,5 Y_{FSa} F_t K_{Fsa}$ (случай 1) и $A_2 = Y_{FSu} F_t$ (случай 2) значение больше.

Коэффициент формы зуба при приложении нагрузки к вершине зуба (случай 1) Y_{FSa} равен $Y_{FS} = 3,9$, а соответствующий коэффициент при

приложении нагрузки к верхней граничной точке (случай 2) Y_{FSu} определяется по соответствующей номограмме и равен 2,84. Коэффициент K_{Faa} , учитывающий распределение нагрузки между зубьями для случая 1, в первом приближении принимается равным 0,932.

Тогда вычисленные значения A_1 и A_2 равны 740475 Н и 1157120 Н, соответственно. Следовательно, в данном случае расчет должен проводиться для случая 2, при котором на зуб действует большая сила. Определенные для данного случая по формуле (2) напряжения изгиба равны 74,39 МПа. Как видим, уточненный расчет зубьев дает значительно более низкий уровень напряжений изгиба по сравнению с основным расчетом. Для того, чтобы проверить адекватность описанных выше методик для расчета зубьев крупномодульных и крупногабаритных передач, воспользуемся конечно-элементным расчетом, базирующемся на применении пакета MSC/NASTRAN.

Методика задания эвольвентного профиля зуба, основанная на задании его координат при помощи DXF - файлов AutoCADa с последующим импортом NASTRANом. Отметим, что разбиение сечения зуба на отдельные треугольные элементы выполнялось таким образом, чтобы, во-первых, обеспечить более мелкую дискретизацию в переходных зонах у основания зуба, во-вторых, сетка выбиралась таковой, чтобы граничные узлы совпадали с точками приложения силы. На рис. 1 показана КЭ - дискретизация сечения зуба, а также 3 точки приложения сил, которые соответствуют описанным выше стандартным методикам расчета. Точка w находится на делительном цилиндре, точка a соответствует приложению нагрузки к вершине зуба, точка u - верхняя граничная точка для уточненного расчета по случаю 2. Всего КЭ-сетка содержит 23700 призматических шестиузловых элементов и 15000 узлов. Для точек, находящихся на нижней цилиндрической поверхности заданы граничные условия полной заделки.

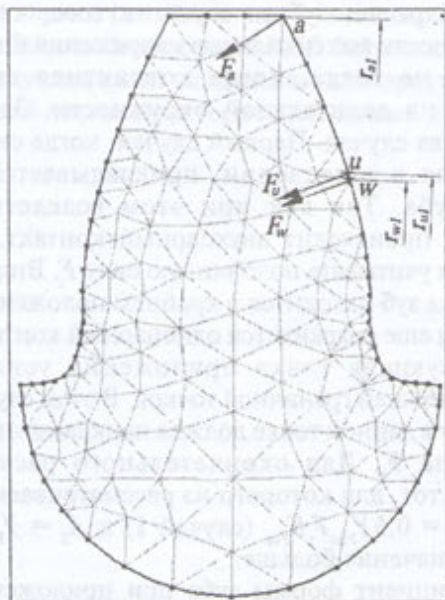


Рис. 1. КЭ - дискретизация сечения зуба и точки приложения суммарных сил

Вычислены окружная и радиальная составляющие данной силы: $F_{wt} = 524000$ Н и $F_{wr} = 191000$ Н, соответственно. Прикладываем узловые силы, равномерно распределенные по поверхностной линии, за исключением граничных узлов, что соответствует выполняемым фаскам на краю зубьев.

Как и следовало ожидать, максимум растягивающих напряжений находится у основания зуба в переходной зоне. Величина данных напряжений равна 58,5 МПа. Данный уровень напряжений достигается в элементе, который расположен на расстоянии $z_{max} = 101,01$ мм от торца шестерни.

Сравнение расчетных напряжений σ_z , полученных при помощи МКЭ (58,5 МПа) с результатами расчета при помощи стандартной методики (102,2 МПа) показывает, что стандартная методика дает почти в два раза завышенные напряжения изгиба. Аналогичный расчет при помощи МКЭ был проведен при приложении полной нагрузки к вершине зуба. Такой случай возможен для зубьев крупномодульных передач вследствие неточности их изготовления и сборки, допускаемых при этом значительных отклонений шага зацепления, когда может иметь место однопарный контакт зубьев. При этом к вершине зуба прикладывается равномерно распределенная нагрузка в узлах вершины зуба. Угол давления определяется при этом по следующей формуле

$$\alpha_{a1} = \arccos \frac{d_{b1}}{d_{a1}}, \quad (5)$$

где d_{a1} , d_{b1} - диаметры окружности вершин и основной окружности, соответственно.

Найденные величины окружной и радиальной составляющих, приложенных к вершине зуба силы, следующие: $F_{a1} = 485000$ Н и $F_{ar} = 275000$ Н, соответственно. В результате расчета по МКЭ были определены напряжения σ_z в основании зуба. Данные напряжения равны 106 МПа. Это говорит о том, что напряжения, определяемые по стандартной методике расчета, более соответствуют такому виду нагружения.

Наконец, был проведен расчет по МКЭ, при котором сила прикладывалась в верхней граничной точке u . В результате расчета было определено, что точки u и w оказались расположенными на расстоянии около 1 мм. Поэтому не удивительно, что максимальные напряжения σ_z , определенные при помощи МКЭ для данного вида нагружения и равные 59,9 МПа, отличаются от проведенного ранее расчета для точки w незначительно.

Представленные выше расчеты проводились в предположении, что зубчатые колеса изготовлены и собраны без перекосов, т.е. при коэффициенте $K_{H\beta} = 1$, что практически недостижимо при эксплуатации крупномодульных и крупногабаритных передач. При этом вполне возможны значения данного коэффициента, равные 2 и даже 4. В первом случае нагрузка прикладывается ко всем точкам соответствующей цилиндрической поверхности профиля зуба, но распределяется по треугольному закону. Во втором случае аналогичная нагрузка приложена только к половине таких точек.

Рассмотрим наиболее тяжелый случай нагружения, когда полная нагрузка при перекосе осей прикладывается к вершине зуба. Величина нагрузки (суммарные составляющие F_{at} и F_{ar}) остается прежней, но узловые силы распределены по линейному закону:

$$F_x(i) = -\frac{F_{at}s}{m-n+s} \left(2k \frac{i-m}{n-m} + 1 - k \right), \quad (6)$$

где нагрузка прикладывается в узлах с номерами от n до m с узловым шагом s . Коэффициент перекоса, соответствующий треугольному закону распределения узловых сил $k = 1$. Данный случай нагружения соответствует коэффициенту неравномерности $K_{нр} = 2$, т.е. приложению нагрузки к вершине зуба по треугольному закону по всей длине контактной линии (за исключением фасок). Анализ напряженного состояния зуба показывает, что максимальный уровень напряжений $\sigma_y = 194$ МПа достигается в конечном элементе, который отстоит от торца шестерни на расстоянии $z_{max} = 60,61$ мм.

Аналогичный расчет проводился для приложения сил к вершине зубьев с коэффициентом неравномерности $K_{нр} = 4$, т.е. треугольное распределение узловых сил на половине длины возможной линии контакта обусловлено значительными перекосами осей. В этом случае максимальный уровень напряжений $\sigma_y = 356$ МПа достигается в конечном элементе на расстоянии $z_m = 44,44$ мм от торца шестерни. Таким образом, повышение коэффициента неравномерности распределения нагрузки по длине контактной линии вдвое приводит к увеличению предельного уровня напряжений в 1,87 раза, а четырехкратное увеличение $K_{нр}$ увеличивает уровень напряжений в 3,36 раза. При этом расположение зоны максимального напряженного состояния смещается ближе к торцу шестерни.

Аналогичные расчеты при коэффициентах неравномерности $K_{нр} = 2$ и 4 были проведены для



Рис. 2. Зависимость параметра z_m от коэффициента неравномерности $K_{нр}$ для различных мест приложения нагрузки (линия a — к вершине зуба, линия u — в точках на верхнем граничном цилиндре)

приложения нагрузки по контактными линиям u и w . И в данных случаях перекосы осей приводят к возрастанию напряжений σ_y в 1,82 и 3,37 раза, соответственно. При этом влияние неравномерности приложения нагрузки на расположение экстремальных зон проявляется более явно.

На рис. 2 представлены графики зависимости параметра $z_m = z_{max}/b$, характеризующего относительное расположение зоны максимальных напряжений σ_y от коэффициента неравномерности $K_{нр}$ для различных линий приложения нагрузки. Из приведенных графиков видно, что чем ближе находится линия приложения нагрузки к основанию зуба, тем его напряженное состояние более соответствует неравномерности приложенной нагрузки.

Таким образом, проведенные исследования показывают, что при помощи пакета MSC/NASTRAN можно эффективно проводить расчеты на прочность зубьев при проектировании крупномодульных и крупногабаритных передач с учетом реальных законов распределения нагрузок по длине контактных линий.

© А.В. Сладковский, Б.В. Виноградов, 2001 г.

Получено 19.01.01