

INSTITUTE IMK "14. OCTOBER" KRUŠEVAC
IHP "PRVA PETOLETKA" TRSTENIK
HIGH TECHNICAL MECHANICAL SCHOOL TRSTENIK

in collaboration with many co-organizers

**RESEARCH AND DEVELOPMENT
IN MECHANICAL INDUSTRY**

**RaDMI 2002
PROCEEDINGS**

Volume 2

Editors:

**M.Sc. Predrag V. Dašić
Prof. dr Miroslav R. Radovanović**

Vrnjačka Banja, Yugoslavia
01-04. September 2002.

2

**INSTITUTE IMK "14. OCTOBER" KRUŠEVAC
IHP "PRVA PETOLETKA" TRSTENIK
HIGH TECHNICAL MECHANICAL SCHOOL TRSTENIK**

in collaboration with many co-organizers

**RESEARCH AND DEVELOPMENT
IN MECHANICAL INDUSTRY
RaDMI 2002**

PROCEEDINGS

Volume 2

PAPERS FROM SESSIONS C, D, E AND F

Editors:

M.Sc. Predrag V. Dašić

Prof. dr Miroslav R. Radovanović

Vrnjačka Banja, Yugoslavia

01-04. September 2002.

C-13.	Iancu C., Dobrotă D. (Tg-Jiu - Romania) ON MODELING COMPLEX STRUCTURES FOR SUBSEQUENT FEA ANALYSIS	623
C-14.	Iancu C., Dobrotă D. (Tg-Jiu - Romania) USING FEA ANALYSIS TO STUDY STRESS AND DISPLACEMENT DISTRIBUTION ON MECHANICAL PRESS BED	629
C-15.	Ianici S. (Reșița - Romania) ASSISTED TECHNOLOGICAL PROJECTION BETWEEN THE VIRTUAL SUPPORT OF CAD SOFT AND REAL PROCESSING ON CNC MACHINES TOOLS	633
C-16.	Jaliu C., Bârsan A., Neagoe M., Ciobanu D. (Brasov - Romania) KINEMATIC SPECIFIC FEATURES OF A VERTEBRATE ROBOTOMECHANISM WITH BEVELGEARS	637
C-17.	Janković P., Milovanović J., Mladenović s. (Niš - Yugoslavia) POSSIBILITIES OF DIMENSIONING THE PARAMETRICALLY - DESCRIBED PARTS OF THE PUNCHING AND PIERCING TOOL	643
C-18.	Jula A., Lateș M., Diaconescu D. (Brașov - Romania) MULTIBODY MODELLING OF THE TRIPOD COUPLING	649
C-19.	Lates M., Savescu D. (Brașov - Romania) STRESS AND DEFORMATION ANALISYS IN THE OUTER RING OF THE BALL-BEARINGS USING FINITE ELEMENTS METHOD	655
C-20.	Popa D., Tudor M., Gherghina G. (Craiova – Romania) ASPECTS ABOUT DYNAMIC ANALYSIS FOR A JUMPING EQUIVALENT MECHANISM INSPIRED FROM NATURE	662
C-21.	Порошин В. В. (Москва - Россия) ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ДЛЯ РАСЧЕТА УТЕЧЕК ЧЕРЕЗ ПЛУНЖЕРНУЮ ПАРУ	668
C-22.	Savescu D., Lateș M. (Brașov - Romania) CONCERNING TO THE MODELLING OF THE GEOMETRY FOR THE 6309 BALL BEARING (Part I)	674
C-23.	Savescu D., Paunescu R., Chișu E. (Brașov - Romania) CONCERNING TO THE MODELLING OF THE GEOMETRY FOR THE 6309 BALL BEARING (Part II)	680
C-24.	Ситаж М., Сладковский А., Бизонь К. (Катовице - Польша) РАСЧЕТ ТЕРМИЧЕСКИХ НАПРЯЖЕНИЙ В ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ КОЛЕСАХ ПРИ ИХ ДЛИТЕЛЬНОМ ТОРМОЖЕНИИ	686
C-25.	Toth-Tascau M. (Timisoara - Romania) MOTION PLANNING AMONG STATIONARY OBSTACLES BASED ON VISIBILITY GRAPH METHOD	693
C-26.	Toth-Tascau M., Dreucean M., Grigorescu S. (Timisoara - Romania) PATH PLANNING FOR A MOBILE ROBOT KIT	697
C-27.	Tudor M., Gherghina G., Popa D. (Craiova – Romania) CINEMATIC ANALYSIS FOR A MECHANISM WHICH MADE THE WALKING AND CREEPING LOCOMOTION CHARACTERISTIC FOR LACERTIDES GROUP	703



2nd International Conference
"Research and development in mechanical industry"
RaDMI 2002
02 - 04. September 2002, Vrnjačka Banja, Yugoslavia

РАСЧЕТ ТЕРМИЧЕСКИХ НАПРЯЖЕНИЙ В ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ КОЛЕСАХ ПРИ ИХ ДЛИТЕЛЬНОМ ТОРМОЖЕНИИ

Ситаж Марек, Сладковский Александр, Бизонь Кшиштоф
Все Силезский Технический Университет, Катовице, ПОЛЬША,
E-mail: sladk@polsl.katowice.pl

Резюме: Для расчета термических напряжений в цельнокатаных вагонных колесах использовался метод конечных элементов. Рассмотрены реальные механические характеристики для колесной стали R7, а также различные конструкции вагонных колес при стандартном режиме длительного торможения до 45 мин. Проведено сравнение и показано влияние конструкций колес на напряжения как в колесе в целом, так и в дисковой области, как наиболее нагруженном элементе колес, в частности. Анализ результатов стал возможен благодаря совместному использованию CAD и FEA пакетов прикладных программ.

Ключевые слова: термические напряжения, метод конечных элементов, цельнокатаные вагонные колеса

CALCULATION OF THERMAL STRESSES IN RAILWAY WHEELS AT LONG BRAKING

Summary: For calculation of thermal stresses in solid car wheels the finite element method was used. Real mechanical parameters for wheel steel R7, and also different constructions of car wheels are considered at a standard mode of long braking up to 45 minutes. Comparison is carried out and influence of constructions of wheels on stresses both in a whole wheel, and in disk area, as the most loaded element of wheels, in particular is shown. The assaying of results became possible due to joint use CAD and FEA software.

Keywords: thermal stresses, finite element method, solid car wheels

1. ВВЕДЕНИЕ

Известно, что цельнокатаные вагонные колеса являются одним из наиболее ответственных элементов железнодорожных экипажей. При этом они подвержены воздействию значительного количества внешних нагрузок и поэтому расчет

напряжений в этих колесах представляет значительные сложности. Эти сложности также обусловлены необходимостью задания реальной геометрии колес и термомеханических свойств колесной стали. Можно перечислить ряд внешних и внутренних факторов, которые влияют на напряженное состояние колес. К их числу относятся контактные усилия от взаимодействия в паре колесо – рельс, эти силы носят динамический характер. Напряжения в колесе, обусловленные центробежными силами, также динамического происхождения, но могут рассматриваться в статической постановке, причем для малых (до 120 км/час) скоростей движения ими можно пренебрегать. Намного более существенны напряжения, которые носят остаточный статический характер, но по своей величине намного больше – напряжения обусловленные формированием колесных пар (запрессовкой на оси), а также технологические остаточные напряжения. Среди различных факторов, влияющих на напряженное состояние колес, особое место занимают термические напряжения, возникающие в процессе торможения. С учетом того, что в странах Центральной и Восточной Европы для большей части подвижного состава используется колодочное торможение, тепловой поток, передаваемый колесу вследствие такого вида торможения, является очень большим. Это приводит к большому разогреву (до 500 – 600 °С) рабочей поверхности колес. Уровень напряжений, которые возникают при этом в колесах, может превышать предел пластичности и, соответственно, при этом в колесах появляются зоны остаточных пластических деформаций, обусловленные нагревом колес во время экстренного или длительного торможения.

2. ЗАДАНИЕ ТЕРМОМЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ КОЛЕСА

В качестве примера использования МКЭ и его практической реализации в пакете MSC/NASTRAN for Windows рассмотрим решение задачи стационарной теплопроводности для стандартного цельнокатаного железнодорожного колеса с профилем сечения по ГОСТ 9036-88, которое является основным колесом, используемым на железных дорогах стран бывшего СССР. Наиболее проблематичным вопросом при исследовании колес является задание их термомеханических свойств. Это обусловлено тем, что соответствующий стандарт [1] не оговаривает большинство свойств, а полные дополнительные исследования такой стали не проводились. Частично можно найти в литературе данные по отдельным параметрам данной стали или аналогичных сталей производства стран СНГ. Но очень часто эти данные плохо коррелируются друг с другом. Так как в данной работе важен не расчет конкретного колеса, а методика такого расчета, воспользуемся данными из работы [2] для стали В82, которая используется для цельнокатаных колес на железных дорогах Швеции. В таблице 1 приводятся параметры данной стали и их зависимость от температуры.

В первой колонке приведены температуры T в градусах Цельсия, во второй – плотность ρ , в третьей – модуль упругости E , в четвертой – коэффициент Пуассона ν , в пятой – предел текучести σ_S , в шестой – касательный модуль E_K , в седьмой – коэффициент линейного теплового расширения α , в восьмой – удельная теплоемкость c_p , и в девятой – коэффициент теплопроводности K .

Table 1: Термомеханические параметры стали В82 (аналог стали R7)

T	r	E	n	s_s	E_k	a	c_p	K
°C	кг*м ⁻³	ГПа		МПа	ГПа	10 ⁻⁶ *°C ⁻¹	Дж*кг ⁻¹ *°C ⁻¹	Вт*м ⁻¹ *°C ⁻¹
0	7850	210,0	0,2830	570,0	15,00	11,60	450,0	47,10
100	7818	203,8	0,2860	560,0	15,00	12,20	487,5	47,10
200	7785	197,5	0,2900	550,0	15,00	12,80	525,0	45,30
300	7753	191,3	0,2940	540,0	13,50	13,40	575,0	43,00
400	7720	185,0	0,2980	530,0	12,00	14,00	625,0	40,00
500	7688	179,4	0,3018	520,6	11,90	14,71	676,8	39,18
600	7656	173,8	0,3057	511,2	11,26	15,41	734,8	37,58
700	7624	168,4	0,3098	502,0	10,66	16,15	797,8	36,04
800	7592	163,2	0,3139	493,0	10,09	16,93	866,2	34,57

В работе [2] приведены термомеханические параметры только для диапазона температур от 0 до 400°C. Однако, в процессе эксплуатации, например, в результате длительного торможения, отдельные зоны колеса могут иметь уровень температур, который превышает 400°C. Указанные зоны обычно невелики и локализованы в районе рабочей поверхности колеса. Для указанных зон была проведена экстраполяция термомеханических характеристик указанной стали по данным статьи [2] с использованием команды РОСТ пакета MS Excel. Данная команда позволяет вычислить прогнозируемый экспоненциальный рост функции по ее заданным начальным значениям. С ее помощью были вычислены значения параметров до температуры 800°C.

В статье [2] указывается, что данная сталь соответствует стали R7, отвечающей нормам UIC. Здесь следует отметить, что отчасти это не соответствует действительности. Особенно это относится к температурным зависимостям для предела текучести σ_s . На рис. 1 показаны эти зависимости для рассматриваемой стали и стали R7 по данным работы [3].

При помощи таблицы 1 определялись вспомогательные функции, которые использовались для задания температурных зависимостей свойств колесной стали в программе NASTRAN. В качестве предельного напряжения задавался предел текучести, т.е. задача решалась в осесимметричной термоупругой постановке, а области, в которых мог быть превышен предел текучести на растяжение или сжатие, показывались по результатам анализа.

3. ЗАДАНИЕ ГЕОМЕТРИИ РАССМАТРИВАЕМОГО КОЛЕСА

С учетом того, что наиболее распространенной CAD системой является пакет AutoCAD или его расширение Mechanical Desktop, профиль колеса был построен при помощи ППП AutoCAD 2000i. Он построен по номинальным размерам и показан на рис. 2а. В данном случае не принципиально, в какой версии пакета AutoCAD будет построен профиль сечения колеса. Строится только профиль самого сечения без указания размеров. При этом могут использоваться только объекты AutoCADa типа LINE и ARC. Другие объекты AutoCADa могут не быть

интерпретированы NASTRANом при импорте соответствующего файла. Идентификационные номера построенных графических примитивов показаны на рис. 2а. При этом координатная система XOY выбрана так, что ее ось X совпадала с осью вращения колеса и на рис. 2а была направлена вправо, а ось Y совпадала с левым торцом ступицы и направлена вверх.

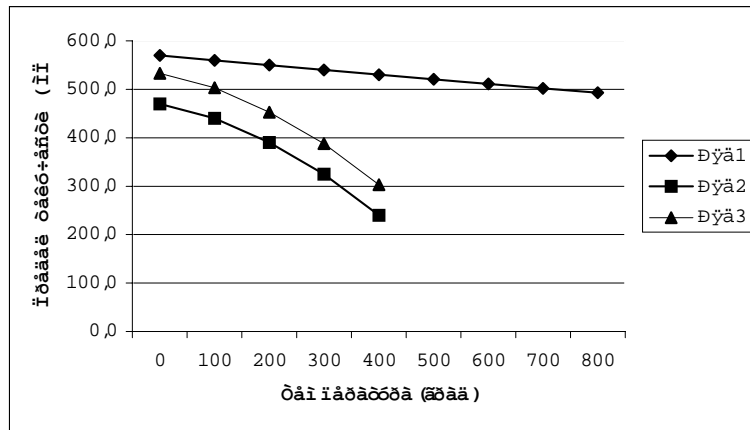


Figure 1: Зависимости предела текучести σ_S различных сталей от температуры: ряд 1 – сталь В82 [2]; ряды 2, 3 – минимумы и максимумы σ_S для стали R7 [3]

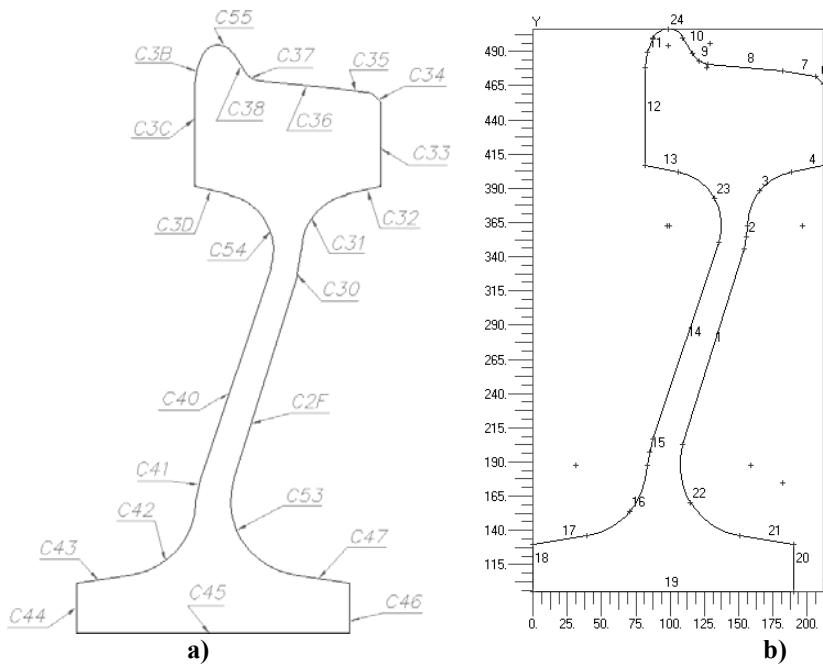


Figure 2: Радиальное сечение цельнокатаного колеса по ГОСТ 9036-88 (а – чертеж, выполненный в ППП AutoCAD 2000, b – профиль, импортированный в NASTRAN)

Для возможности импортирования построенного чертежа средствами NASTRANa он должен быть сохранен в виде DXF файла для любой из ранних версий AutoCADa (14 и менее). Файлы DXF AutoCADa 2000 содержат команды, которые не интерпретируются NASTRANом. При этом появляются сообщения об ошибках интерпретации и сама операция импорта прерывается. После выполнения команды импорта, если установить опцию показа номеров кривых, чертеж колеса в NASTRANe будет выглядеть так, как показано на рис. 2b. Сравнение чертежей позволяет установить соответствие между номерами графических примитивов в чертеже AutoCADa и номерами кривых NASTRANa.

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ КОЛЕСА ПРИ ПОМОЩИ МКЭ

Для генерации (КЭ) конечно – элементной сетки колеса использовался полуавтоматический способ генерации сетки. При этом задавалась КЭ дискретизация кривых, составляющих контур радиального сечения колеса (рис. 2b). Критерии генерации сетки, которые определены на основе анализа погрешности КЭ расчетных схем, указаны авторами в работе [4]. Построенная в соответствии с этими критериями КЭ сетка колеса показана на рис. 3.

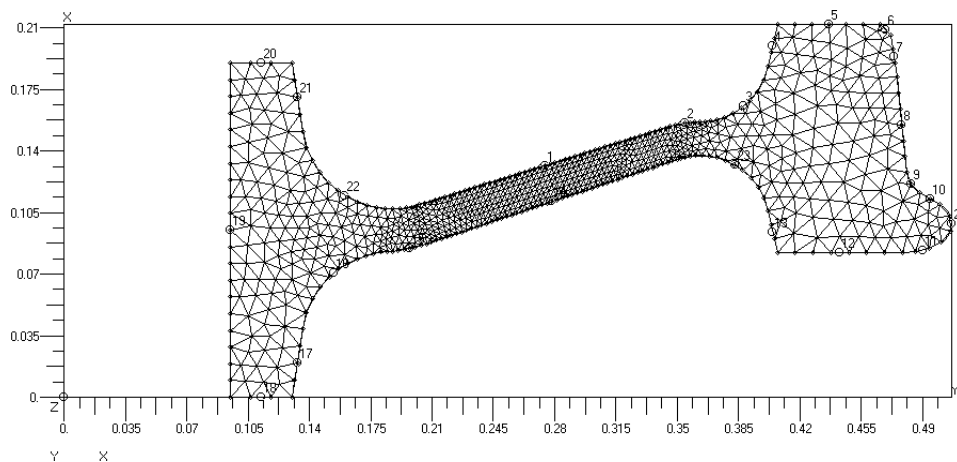


Figure 3: КЭ сетка, сгенерированная в полуавтоматическом режиме

Для решения задачи нестационарной теплопроводности задавались граничные условия, при помощи которых моделировался тепловой поток, подведенный к рабочей поверхности колеса. Здесь учитывалась интенсивность торможения (экстренное или длительное), а также его режимы. Рассматривались также условия теплообмена поверхностей нагретого колеса с окружающей средой. При этом задавались условия конвективного теплообмена при обдуве колеса для различных

скоростей движения экипажа, а также теплового излучения. Учитывалась также теплопередача между колесом и осью.

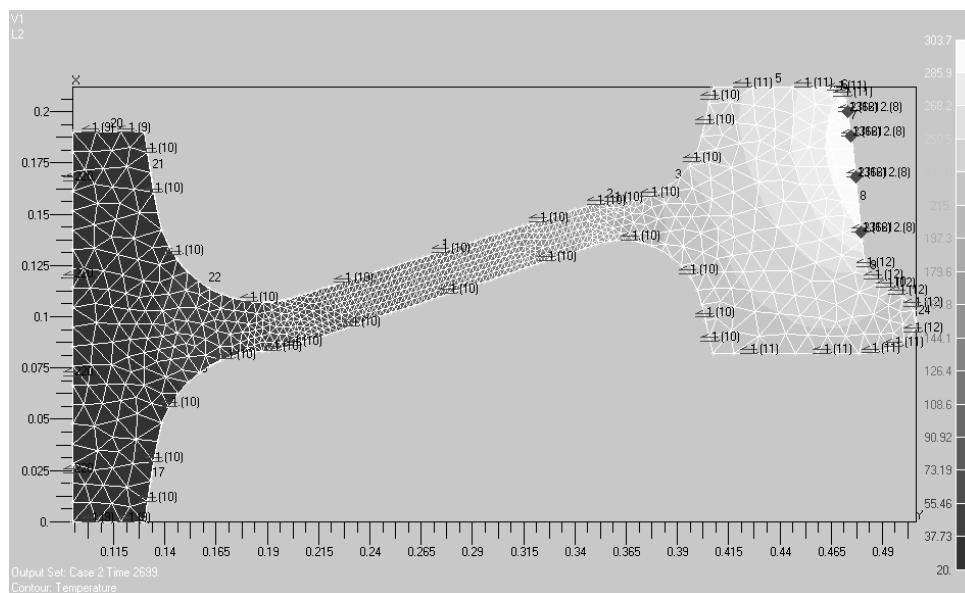


Figure 4: Распределение температур при длительном (45 мин) торможении

На рис. 4 приведено распределение температур в колесе для длительного торможения (45 мин) при действии на рабочей поверхности колеса постоянного теплового потока равного 78700 Вт/м^2 . Анализ поля температур показывает, что для данного вида теплового нагружения имеет место плавное распределение температур. Колесо прогрето полностью от $30,368^\circ\text{C}$ на ступице до $303,7^\circ\text{C}$ на ободе. Если сравнивать указанное торможение с экстренным, то в последнем случае градиент изменения поля температур значительно выше. В зависимости от интенсивности торможения температура на рабочей поверхности может превышать 500°C . В этом случае прогревается только ободная часть колеса и уровень термических напряжений значительно меньше. Анализ полей напряжений при длительном и экстренном торможении показывает, что в первом случае появление зон пластического деформирования вероятнее, чем в последнем. На рис. 5 приведено распределение эквивалентных напряжений по критерию Мизеса.

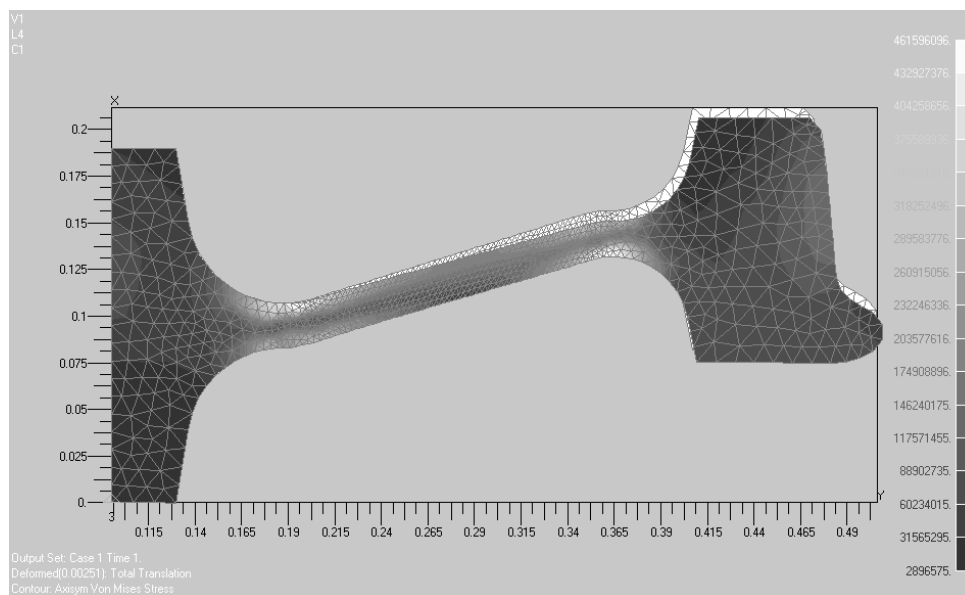


Figure 5: Распределение эквивалентных напряжений по критерию Мизеса

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Колеса цельнокатаные. Технические условия: ГОСТ 10791-89. – Введ. 01.01.91. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 10 с.
- [2] Lundén R. Contact region fatigue of railway wheels under combined mechanical rolling pressure and thermal brake loading. – Wear. - 1991. - №144. – P. 57 – 70.
- [3] Auswahl der Parameter für die Untersuchung von thermischen Grenzen der Räder und Bremsklötze/ORE-FRAGE B 169.–Utrecht: ORE, 1987.–Bericht B 169/ RP 1. – 27 s.
- [4] Sitarz M., Sładkowski A., Chruzik K. Analysis of calculation errors in FEM. - Scientific Proceedings of Riga Technical University. Transport and Engineering, Sērija 6. Railway Transportation, Sējums 4, “RTU”, Riga 2001. - P. 76 – 83.