

УДК 621.833

DOI: 10.18372/0370-2197.4(85).13877

П. М. ТКАЧ¹, П. Л. НОСКО², О. О. РЕВЯКІНА³¹Інститут електрозварювання ім. Є.О. Патона Національної академії наук України²Національний авіаційний університет, Україна³Луганський національний університет імені Тараса Шевченка, Україна

КОЕФІЦІЄНТИ ФОРМИ ЗУБА ЦИЛІНДРИЧНИХ ПРЯМОЗУБИХ ПЕРЕДАЧ З ПІДВИЩЕНОЮ ЗНОСОСТІЙКІСТЮ

Визначено коефіцієнти форми зубців коліс конхoidalного та евольвентного зачеплень. Значення коефіцієнтів форми евольвентних зубців, отримані в роботі, задовільно збігаються з відомими результатами, що підтверджує можливість використання запропонованого метода. Коефіцієнти форми визначалися для коригованих і некоригованих пар з різними кутами профілю. Встановлено переваги зубців конхoidalної передачі перед евольвентними зубцями. Запропонований метод можна використовувати при розрахунках зубців конхoidalних передач на згин, що може прискорити процес впровадження таких передач.

Ключові слова: прямозуба передача, вихідний контур, евольвентне зачеплення, конхoidalне зачеплення, коефіцієнт форми зубця, коефіцієнт зміщення.

Вступ. Приводи на основі зубчастих передач широко застосовуються в авіаційній техніці [1]. Показники працездатності передач, такі як навантажувальна здатність, ККД, плавність роботи, визначають якість техніки в цілому. Тому завдання вдосконалення зубчастих приводів є, безумовно, актуальним.

Аналіз літератури. Перспективним способом удосконалення передач зачепленням є вибір раціональної геометрії зубців. Такий підхід і дотепер застосовується по відношенню до евольвентного зачеплення [2; 3; 4], але воно майже вичерпало резерви підвищення навантажувальної здатності. Тому перспективи має застосування альтернативних видів зачеплень, у яких робочі ділянки зубців утворені рейкою з криволінійним профілем. Найпростішим після прямолінійного вихідного контуру є вихідний контур, окреслений дугами кола. Його застосування в передачах Новікова забезпечило підвищення навантажувальної здатності [5]. Однак в цих передачах реалізується точковий контакт робочих поверхонь, тому в них необхідно забезпечувати осьове перекриття. Для передач з лінійчатим контактом вихідний контур, спрофільований дугами кола, дозволяє отримати конхoidalне зачеплення, що має переваги перед евольвентним. Зокрема, конхoidalні передачі мають підвищену зносостійкість, що підтверджено теоретичними [6] і експериментальними [7] дослідженнями. Однак, застосовувані в роботах [6; 7] вихідні контури забезпечують опукло-увігнутий контакт зубців, що підвищує чутливість передач до похибок їх виготовлення і монтажу. Крім того, в роботах [6; 7] не враховано зміщення вихідного контуру. Основа математичної моделі конхoidalних прямозубих передач, виготовлених зі зміщенням вихідного контуру, представлена в роботі [8]. Умови, за яких такі передачі можуть мати контакт опуклих поверхонь, отримані в роботі [9]. Для практичної реалізації такого контакту в конхoidalному зачепленні в роботі [9] були синтезовані 23 вихідних контури з кутами профілю на початковій прямій $16^\circ \dots 39^\circ$.

Одним з важливих критеріїв працездатності зубчастих коліс є згинна міцність зубців [10]. Завданню визначення напружень згину в основі зуба евольвен-

тної передачі присвячено значну кількість робіт, наприклад, [11; 12]. У цих роботах при визначенні місцевих напружень в основі евольвентного зуба ефективно використовується гіпотеза ламаних перерізів. На основі даної гіпотези в роботі [13] отримані розрахункові залежності, що дозволяють визначати коефіцієнт форми зуба для неевольвентних, в тому числі і конхoidalних, передач. Однак значення коефіцієнта форми зуба конхoidalних і евольвентних передач за допомогою методу, запропонованого в [13], отримані не були.

Мета роботи. Визначити коефіцієнти форми зуба конхoidalних і евольвентних передач в залежності від кута профілю вихідного контуру на початковій прямій, числа зубців і коефіцієнта зміщення, перевірити достовірність даних.

Параметри досліджуваних передач. Досліджувалося три передачі, зубці яких утворені вихідними контурами [9] з параметрами, представленими в табл. 1 і на рис. 1. Ділянки OA і OB утворюють робочу поверхню зуба, а ділянки $O'A'$ і $O'B'$ – робочу поверхню наступного зуба. Ділянка AA' утворює перехідну поверхню зуба.

Таблиця 1

Параметри вихідних контурів конхoidalних передач

№	a	b	ρ	α_n	α_{\max}	$h_a = h_f$	$\rho_a = \rho_f$	$c_a = c_f$	$S_a / 2$
1	6,072	17,050	18,101	19,602	23	1	0,429	0,262	0,4
2	8,545	18,448	20,331	24,853	28	1	0,327	0,173	0,29
3	10,18	19,176	21,711	27,968	30,69	0,9	0,325	0,159	0,28

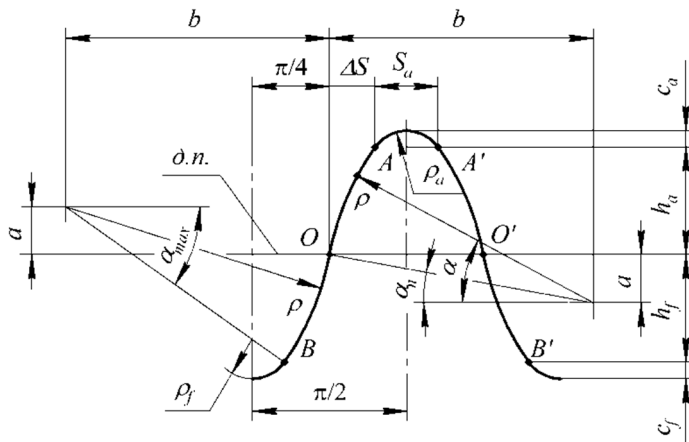


Рис. 1. Вихідний виробний контур конхoidalної передачі (д.п. – ділільна пряма)

Результати дослідження. Перш ніж визначити коефіцієнти форми зуба конхoidalної передачі, методикою [13] було перевірено на евольвентних передачах, що мають близькі до конхoidalних профільні кути $\alpha = 20^\circ, 25^\circ, 28^\circ$ (відповідно передачі №№ 1, 2, 3) та параметри, представлені на рис. 2-4. Отриманий результат порівнювався з відомими значеннями Y_F , що представлено у літературі [1,10]. Відхилення результатів, отриманих за методикою [13] від результатів [1,10] становить 0,26...5,95% в діапазоні чисел зубців $z = 12 \dots 200$ та коефіцієнтів зміщення $x = 0; \pm 0,2; \pm 0,4; \pm 0,6$. Оскільки методика [13] дозволяє визначати коефіцієнти форми зуба з цілком прийнятною точністю, вона була використана для

визначення Y_F досліджуваних передач №№ 1,2,3 (табл. 1). Значення Y_F конхोїдальних та евольвентних передач представлено на рис. 2-4.

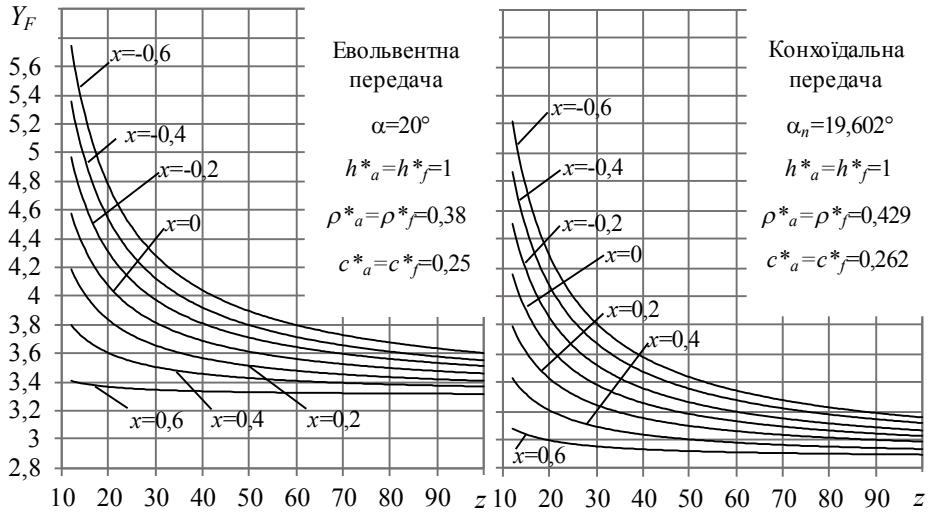


Рис. 2. Порівняння коефіцієнтів форми зуба передач №1

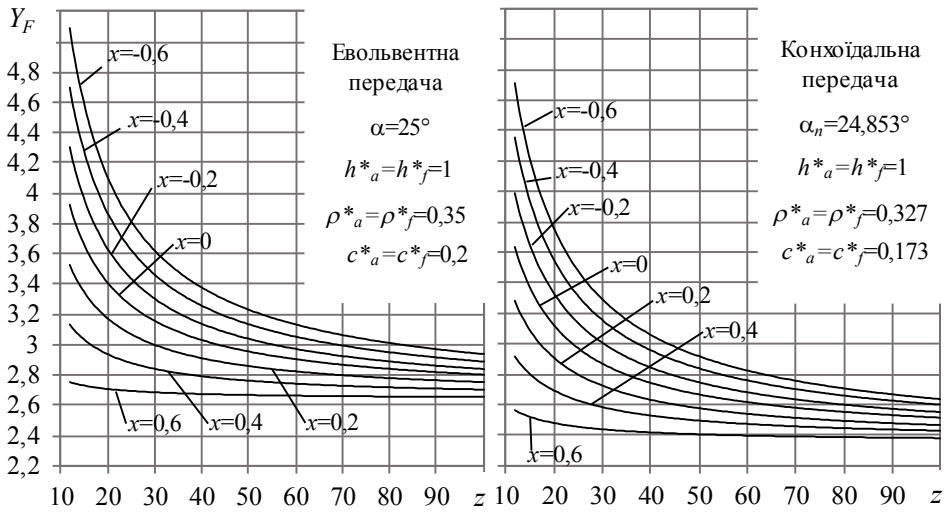


Рис. 3. Порівняння коефіцієнтів форми зуба передач №2

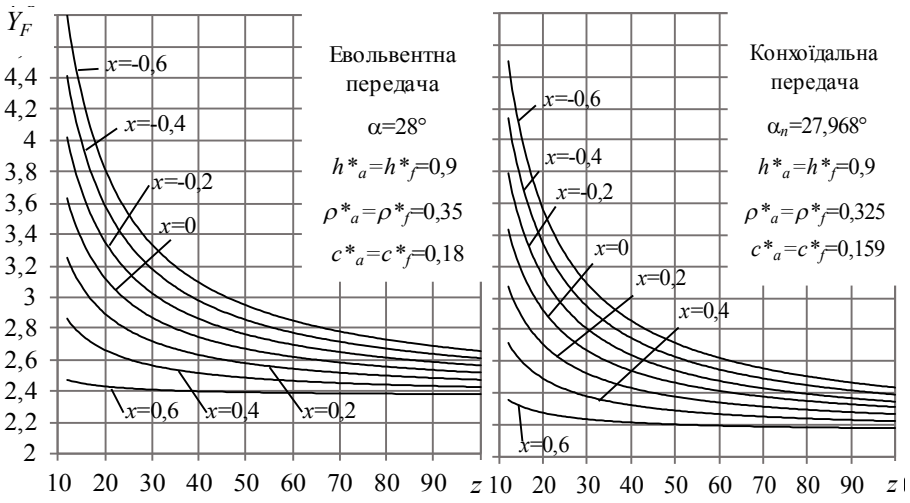


Рис. 4. Порівняння коефіцієнтів форми зуба передач №3

Для порівняння було вибрано діапазон $z=12 \dots 100$, оскільки криві в діапазоні $z=100 \dots 200$ є майже горизонтальними.

Коефіцієнт форми зуба конхoidalної передачі №1 (табл. 1) на рис. 2 дано у порівнянні з Y_F стандартної евольвентної передачі, а на рис. 3 і 4 дано порівняння Y_F конхoidalних передач №№ 2, 3 (табл. 1) з Y_F евольвентних передач, що використовуються в авіаційній техніці (параметри вихідного контуру за [1]).

Аналіз отриманих даних свідчить, що коефіцієнт форми зуба конхoidalної передачі у порівнянні з евольвентним зубом є меншим на 9,15...12,65% для вихідного контуру №1, на 6,85...10,23% – для №2, на 4,54...8,24% – для №3.

При виборі вихідного контуру та параметрів конхoidalної передачі слід враховувати обмеження, пов'язані з такими явищами як загострення (визначається товщиною на вершині S_a) та підрізання зубців (визначається мінімальною кількістю зубців z_{min}). Формули, що визначають область існування передач, отримані в роботах [6; 8]. На рис. 5 дано приклад реалізації формул [6; 8] щодо вихідних контурів з табл. 1. Розрахунок виконано для $z_1=18, z_2=72$.

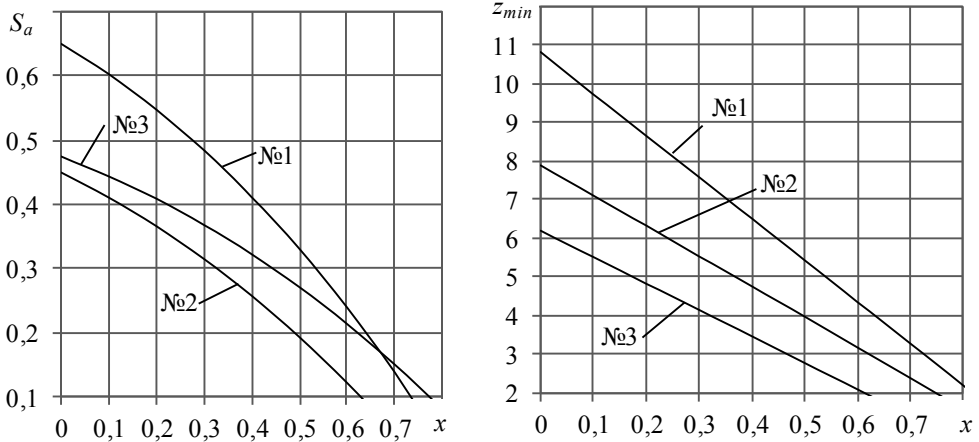


Рис. 5. Обмеження при проектуванні конхoidalної передачі ($z_1=18, z_2=72$)

Висновки.

1. Методику визначення коефіцієнтів форми зуба перевірено на евольвентних зубцях з профільними кутами $\alpha=20^\circ$, 25° , 28° . Відхилення коефіцієнтів форми зуба для $z=12\dots 200$ та коефіцієнтів зміщення $x=0$; $\pm 0,2$; $\pm 0,4$; $\pm 0,6$ не перевищує 6%.

2. Зубці конхoidalної передачі мають переваги до 12,65% перед евольвентними аналогами за значеннями коефіцієнту форми зуба. Найбільші переваги мають передачі з профільним кутом, близьким до стандартного ($\alpha=20^\circ$), при додатному зміщенні на шестірні та від'ємному на колесі.

Список літератури

1. Авиационные зубчатые передачи и редукторы: Справочник / под ред. Э.Б. Вулгава. Москва : Машиностроение, 1981. 374 с.
2. Попов А. П., Кипреев Ю. Н. Повышение нагрузочной способности зубчатых передач по контактным напряжениям. Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ" : зб. наук. пр. Темат. вип. : Проблеми механічного приводу. Харків : НТУ "ХПІ", 2009. №20. С. 108-117.
3. Бабичев Д.Т., Смовж А.И., Кривошея А.В. Синтез современных цилиндрических прямозубых эвольвентных передач в курсе "Прикладная механика". Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ" : зб. наук. пр. Темат. вип. : Проблеми механічного приводу. Харків : НТУ «ХПІ», 2015. №35. С. 10–19.
4. Amani A., Spitas C., Spitas V. Generalised non-dimensional multi-parametric involute spur gear design model considering manufacturability and geometrical compatibility. Mechanism and Machine Theory, 2017. № 109. pp. 250–277.
5. Новиков М.Л. Зубчатые передачи с новым зацеплением. Москва : Изд. ВВИА им. Жуковского, 1958. 186 с.
6. Шишов В.П., Носко П.Л., Ревякина О.А. Цилиндрические передачи с арочными зубьями : монографія. Луганськ : Вид-во СНУ ім. В. Даля, 2004. 336с.
7. Шабанов И.Р. О зубчатой передаче с конхoidalной линией зацепления. Надежность и качество зубчатых передач. Ниинформтяжмаш, 1967. 18-67-106. С. 1-8.
8. Скляр Ю.А. Геометрические критерии конхoidalных передач со смещением исходного контура. Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ" : зб. наук. пр. Темат. вип. : Проблеми механічного приводу. Харків : НТУ «ХПІ», 2010. № 27. с. 162-167.
9. Шишов В.П., Ревякина О.А., Ткач П.Н. О характере контакта зубьев цилиндрических передач. Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ" : зб. наук. пр. Темат. вип. : Проблеми механічного приводу. Харків : НТУ «ХПІ», 2007. №21. С. 110-119.
10. Springer Handbook of Mechanical Engineering / Grote, Karl-Heinrich, Antonsson, Erik K. (Eds.). Springer Publ., 2009. 1576 pp.
11. Кудрявцев В. Н. Зубчатые передачи. Москва : Машиностроение, 1957. 263 с.
12. Гавриленко В. А. Основы теории эвольвентной зубчатой передачи. Москва : Машиностроение, 1969. 431 с.
13. Шишов В.П., Ткач П.Н., Ревякина О.А., Скляр Ю.А., Ткач И.Г. О напряжениях изгиба у основания зубьев с обобщенным исходным контуром. Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ" : зб. наук. пр. Темат. вип. : Проблеми механічного приводу. Харків : НТУ «ХПІ», 2009. №19. С. 160-166.

Стаття надійшла до редакції 06.07.2019.

Ткач Павло Миколайович – кандидат технічних наук, доцент, Інститут електрозварювання ім. Є.О. Патона НАН України, старший науковий співробітник відділу міцності зварних конструкцій, вул. Казимира Малевича, 11, м. Київ, Україна 03150; тел.: (050) 223-89-94; e-mail: pavlotkach78@gmail.com.

Носко Павло Леонідович – доктор технічних наук, професор, Національний авіаційний університет, професор кафедри машинознавства, проспект Космонавта Комарова, 1, м. Київ, Україна, 03680 тел.: (050) 184-76-84; e-mail: nosko_p@ukr.net.

Ревякіна Ольга Олександрівна – кандидат технічних наук, доцент, Луганський національний університет ім. Тараса Шевченка, доцент кафедри технологій виробництва і професійної освіти, пл. Гоголя, 1, Старобільськ, Луганська область, Україна, 92700; тел.: (050) 923-97-77; e-mail: olga.0509239777@gmail.com.

P. M. TKACH, P. L. NOSKO, O. O. REVYAKINA

FORM FACTORS OF CYLINDRICAL SPUR GEARS WITH ENHANCED WEAR RESISTANCE

Using the hypothesis of broken sections bending stresses at the root fillet of teeth for the involute and the conchoidal gears are determined. For verification of proposed method, the stress state of the teeth is represented by the tooth form factor Y_F , which is essentially the stress at the root fillet under the action of the unit force. The values of the tooth form factor Y_F obtained in the work for involute teeth are satisfactory close to known results. In this way the possibility of using the proposed method is confirmed. The comparison of the form factors was performed for three pairs of gears. Firstly, three involute gears were chosen: the traditional one with 20° profile angle as well as two types of gears used in aviation drives with 25° and 28° profile angles. Secondly, among the reference profiles for the conchoidal gears, three ones were chosen. The contact of the convex surfaces can be provided in the working engagement by using of these profiles for teeth generation. Thus the conchoidal gears are similar to the involute ones by the contact type. The profile angle of the conchoidal gears' basic rack on the pitch line are $19,602^\circ$, $24,853^\circ$ and $27,968^\circ$ (that is, about 20° , 25° and 28°). The form factors were determined for X-zero gears as well as for X-gears. The addendum modification coefficients for X-gears were taken equal to ± 0.2 ; ± 0.4 and ± 0.6 . The form factors were determined for the number of teeth in the range of $z=12\dots 100$. The advantages of the conchoidal gears' teeth were educed for three transmissions mentioned above as the result of the form factors' values analysis. The value of "conchoidal" form factor is up to 12.65% less than "involute" one. The highest advantage by the form factor's values corresponds to the conchoidal gear with a minimum profile angle which has a positive value of addendum modification shift on the pinion and a negative one on the gear. It should be mentioned that according to the results of previous studies, such a combination of addendum modification shifts of conchoidal gears also increases the wear resistance of the active flanks of the teeth. The proposed method can be used for bending strength calculation of the conchoidal gears' teeth. Thus the process of implementation for such transmissions can be accelerated.

Keywords: spur gear, basic rack, involute meshing, conchoidal meshing, form factor, addendum modification coefficient.

References

1. Aviacionnye zubchatye peredachi i reduktory: Spravochnik / pod red. Je.B. Vulgakova. Moskva : Mashinostroenie, 1981. 374 s.
2. Popov A. P., Kipreev Ju. N. Povyshenie nagruzochnoj sposobnosti zubchatyh peredach po kontaktnym naprjazhenijam. Visny'k Nacz. tehn. un-tu "KhPI" : zb. nauk. pr. Temat. vy'p. : Problemy' mekhanichnogo pry'vodu. Kharkiv : NTU "KhPI", 2009. №20. S. 108-117.
3. Babichev D.T., Smovzh A.I., Krivosheja A.V. Sintez sovremennyh cilindricheskih prjamozubnyh jevol'ventnyh peredach v kurse "Prikladnaja mehanika". Visny'k Nacz. tehn. un-tu "KhPI" : zb. nauk. pr. Temat. vy'p. : Problemy' mekhanichnogo pry'vodu. Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. №35. S. 10–19.
4. Amani A., Spitas C., Spitas V. Generalised non-dimensional multi-parametric involute spur gear design model considering manufacturability and geometrical compatibility. Mechanism and Machine Theory, 2017. № 109. pp. 250–277.
5. Novikov M.L. Zubchatye peredachi s novym zacepleniem. Moskva : Izd. VVIA im. Zhukovskogo, 1958. 186 s.
6. Shishov V.P., Nosko P.L., Revjakina O.A. Cilindricheskie peredachi s arochnymi zub'jami : monografiya. Lugans'k : Vy'd-vo SNU im. V. Dalya, 2004. 336 s.
7. Shabanov I.R. O zubchatoj peredache s konhoidal'noj liniej zacepleniya. Nadezhnost' i kachestvo zubchatyh peredach. Niiformtjzhmash, 1967. 18-67-106. S. 1-8.
8. Skljar Ju.A. Geometro-kinematicheskie kriterii konhoidalnyh peredach so smescheniem ishodnogo kontura. Visny'k Nacz. tehn. un-tu "KhPI" : zb. nauk. pr. Temat. vy'p. : Problemy' mekhanichnogo pry'vodu. Kharkiv : NTU "KhPI", 2010. №26. S. 162-167.
9. Shishov V.P., Revjakina O.A., Tkach P.N. O haraktere kontakta zub'ev cilindricheskih peredach. Visny'k Nacz. tehn. un-tu "KhPI" : zb. nauk. pr. Temat. vy'p. : Problemy' mekhanichnogo pry'vodu. Kharkiv : NTU "KhPI", 2007. №21. S. 110-119.
10. Springer Handbook of Mechanical Engineering / Grote, Karl-Heinrich, Antonsson, Erik K. (Eds.). Springer Publ., 2009. 1576 pp.
11. Kudrjavcev V. N. Zubchatye peredachi. Moskva : Mashinostroenie, 1957. 263 s.
12. Gavrilenko V. A. Osnovy teorii jevol'ventnoj zubchatoj peredachi. Moskva : Mashinostroenie, 1969. 431 s.
13. Shishov V.P., Tkach P.N., Revjakina O.A., Skljar Ju.A., Tkach I.G. O naprjazhenijah izgiba u osnovanija zub'ev s obobshhennym ishodnym konturom. Visny'k Nacz. tehn. un-tu "KhPI" : zb. nauk. pr. Temat. vy'p. : Problemy' mekhanichnogo pry'vodu. Kharkiv : NTU "KhPI", 2009. №19. S. 160-166.