

УКРАЇНА



# ПАТЕНТ

НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

№ 69704

ЧЕРВ'ЯЧНА ПЕРЕДАЧА

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі 10.05.2012.

Голова Державної служби  
інтелектуальної власності України

М.В. Паладій



<p>(21) Номер заявки: <b>u 2011 12519</b></p> <p>(22) Дата подання заявки: <b>25.10.2011</b></p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: <b>10.05.2012</b></p> <p>(46) Дата публікації відомостей про видачу патенту та номер бюлетеня: <b>10.05.2012, Бюл. № 9</b></p>	<p>(72) Винахідники: <b>Попов Олексій Павлович, UA,</b> <b>Бутаков Борис Іванович, UA,</b> <b>Попова Лариса Олексіївна, UA,</b> <b>Савенков Олег Ігорович, UA,</b> <b>Марченко Дмитро Дмитрович, UA</b></p> <p>(73) Власник: <b>НАЦІОНАЛЬНИЙ</b> <b>УНІВЕРСИТЕТ</b> <b>КОРАБЛЕБУДУВАННЯ ІМЕНІ</b> <b>АДМІРАЛА МАКАРОВА,</b> пр. Героїв Сталінграду, 9, м. Миколаїв, 54025, UA</p>
---	---

(54) Назва корисної моделі:

**ЧЕРВ'ЯЧНА ПЕРЕДАЧА**

(57) Формула корисної моделі:

Черв'ячна передача, що складається з архімедового черв'яка у вигляді циліндра, на поверхні якого нарізана різь, і черв'ячного колеса, зуби якого відповідають нарізці черв'яка й перебувають у зачепленні з різью черв'яка, яка відрізняється тим, що твірні бічних поверхонь зубів черв'ячного колеса виконані криволінійними з радіусами кривизни  $R$ , що знаходиться із виразу

$$R = \frac{b^2}{8\Delta S} = \frac{k^2 d_{a_2}^2}{8\Delta S},$$

де  $b = k d_{a_2}$  - ширина черв'ячного колеса;  $k$  - числовий коефіцієнт, що змінюється в межах  $0,3 \leq k \leq 0,75$ ;  $d_{a_2} = m(z_2 + 2)$  - діаметр окружності вершин зубів черв'ячного колеса;  $m$  - торцевий модуль;  $z_2$  - число зубів черв'ячного колеса;  $\Delta S = (0,004 \dots 0,008)$  мм - параметр криволінійності твірних бічних поверхонь зубів черв'ячного колеса в торцевих перерізах, причому  $\Delta S \geq W_{\max}$ ;  $W_{\max} = a^2 / 2\rho_{np}$  - максимальна величина контактної деформації при взаємодії зуба з різью;  $a = 1,202\sqrt{\alpha\rho_{np}F_n / (\alpha + \nu \cos \gamma)E_{np} \cos^2 \gamma}$  - мала піввісь еліптичної ділянки контакту;  $\rho_{np} = d_2 \sin \alpha_w / 2 \cos^2 \gamma$  - приведений радіус кривизни в точці контакту зуба з різью;  $d_2 = m z_2$  - діаметр ділильної окружності зубів черв'ячного колеса;  $\alpha_w$  - кут профілю черв'яка;  $\gamma = \arctg(z_1 / q)$  - кут підйому гвинтової лінії (різі черв'яка);  $z_1$  - число заходів;  $q = 8 \dots 20$  - коефіцієнт діаметра черв'яка;  $\alpha = \sqrt{\rho_{np} / R}$  - коефіцієнт;  $\nu$  - коефіцієнт Пуассона;  $F_n$  - нормальна сила в зачепленні;  $E_{np} = 2E_1 E_2 / (E_1 + E_2)$  - наведений модуль пружності матеріалів;  $E_1, E_2$  - модулі пружності матеріалів черв'яка і черв'ячного колеса.

(11) 69704

Пронумеровано, прошито металевими  
люверсами та скріплено печаткою  
2 арк.  
10.05.2012



Уповноважена особа

(підпис)



ДЕРЖАВНА СЛУЖБА  
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ  
ВЛАСНОСТІ  
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) UA (11) 69704 (13) U  
(51) МПК (2012.01)  
F16D 1/00

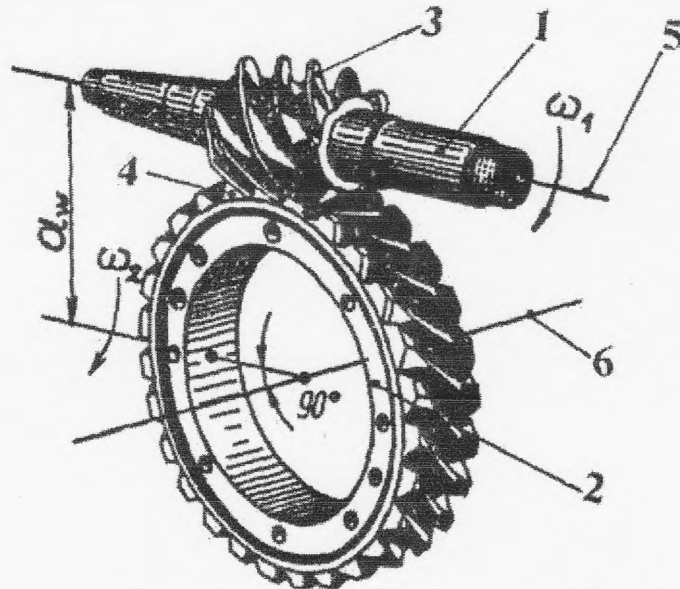
## (12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2011 12519	(72) Винахідник(и): Попов Олексій Павлович (UA), Бутаков Борис Іванович (UA), Попова Лариса Олексіївна (UA), Савенков Олег Ігорович (UA), Марченко Дмитро Дмитрович (UA)
(22) Дата подання заявки: 25.10.2011	(73) Власник(и): НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ ІМЕНІ АДМІРАЛА МАКАРОВА, пр. Героїв Сталінграду, 9, м. Миколаїв, 54025 (UA)
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 10.05.2012	
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 10.05.2012, Бюл. № 9	

## (54) ЧЕРВ'ЯЧНА ПЕРЕДАЧА

(57) Реферат:

Черв'ячна передача складається з архімедового черв'яка у вигляді циліндра, на поверхні якого нарізана різь, і черв'ячного колеса, зуби якого відповідають нарізці черв'яка й перебувають у зачепленні з різзю черв'яка. Твірні бічних поверхонь зубів черв'ячного колеса виконані криволінійними.



Фіг. 1

UA 69704 U

Корисна модель належить до галузі машинобудування.

Відома черв'ячна передача, що складається з евольвентного, конволютного або архімедового черв'яків у вигляді циліндрів, на поверхнях яких нарізана різь, і черв'ячного колеса із зубами, що відповідають нарізці черв'яка і перебувають у зачепленні з різью черв'яка, які в умовах перехресування осей черв'яка і черв'ячного колеса здійснюють передачу обертання від одних валів іншим валам машин і механізмів [1]: Часовников Л. Д. Передачі зацепленням. Зубчатые и червячные.-М.: Машиностроение, 1969.-488 с.

Недоліком відомої черв'ячної передачі є обмежена навантажувальна здатність по контактних напруженнях.

Найбільш близьким за технічною суттю до запропонованого рішення є черв'ячна передача, що складається з архімедового черв'яка у вигляді циліндра, на поверхні якого нарізана різь, і черв'ячного колеса, зуби якого відповідають нарізці черв'яка і перебувають у зачепленні з різью черв'яка [2]: Кудрявцев В. Н., Державец Ю. А., Глухарев Е. П. Конструкции и расчет передач редукторов. - Л.: Судостроение, 1971.-328 с.

Недоліком вказаної черв'ячної передачі є також обмежена навантажувальна здатність за контактними напруженнями.

Задача корисної моделі - суттєве підвищення навантажувальної здатності черв'ячної передачі за контактними напруженнями.

Для вирішення задачі в черв'ячній передачі, що складається з архімедового черв'яка у вигляді циліндра, на поверхні якого нарізана різь, і черв'ячного колеса, зуби якого відповідають нарізці черв'яка й перебувають у зачепленні з різью черв'яка, твірні бічних поверхонь зубів черв'ячного колеса виконані криволінійними, з радіусами кривизни R, що знаходиться із виразу:

$$R = \frac{b^2}{8\Delta S} = \frac{k^2 d_{a_2}^2}{8\Delta S},$$

де  $b = kd_{a_2}$  - ширина черв'ячного колеса;  $k$  - числовий коефіцієнт, що змінюється в межах  $0,3 \leq k \leq 0,75$ ;  $d_{a_2} = m(z_2 + 2)$  - діаметр окружності вершин зубів черв'ячного колеса;  $m$  - торцевий модуль;  $z_2$  - число зубів черв'ячного колеса;  $\Delta S = (0,004 \dots 0,008)$  мм - параметр криволінійності твірних бічних поверхонь зубів черв'ячного колеса в торцевих перерізах, причому  $\Delta S \geq W_{\max}$ ;  $W_{\max} = a^2 / 2\rho_{np}$  - максимальна величина контактної деформації при взаємодії зуба з різью;

$a = 1,202\sqrt{\alpha\rho_{np}F_n / (\alpha + v \cos \gamma)E_{np} \cos^2 \gamma}$  - мала піввісь еліптичної ділянки контакту;

$\rho_{np} = d_2 \sin \alpha_w / 2 \cos^2 \gamma$  - приведений радіус кривизни в точці контакту зуба з різью;  $d_2 = mz_2$  - діаметр діляльної окружності зубів черв'ячного колеса;  $\alpha_w$  - кут профілю черв'яка;  $\gamma = \arctg(z_1 / q)$  - кут підйому гвинтової лінії (різьби черв'яка);  $z_1$  - число заходів;  $q = 8 \dots 20$  - коефіцієнт діаметра черв'яка;  $\alpha = \sqrt{\rho_{np} / R}$  - коефіцієнт;  $v$  - коефіцієнт Пуассона;  $F_n$  - нормальна сила в зачепленні;  $E_{np} = 2E_1 E_2 / (E_1 + E_2)$  - наведений модуль пружності матеріалів;  $E_1, E_2$  - модулі пружності матеріалів черв'яка і черв'ячного колеса.

Порівняльний аналіз з найближчим аналогом показує, що у черв'ячній передачі, що заявляється, твірні бічних поверхонь зубів черв'ячного колеса виконані криволінійними з радіусами кривизни R, що знаходиться із вищенаведеної залежності.

На фіг. 1 зображена черв'ячна передача; на фіг. 2 - зачеплення черв'яка із черв'ячним колесом; на фіг. 3 і 4 - кут підйому гвинтової лінії, а на фіг. 5 - взаємодія зубів черв'ячного колеса з різью черв'яка без навантаження.

У відповідності з фіг. 1-5 маємо наступні позначення:

$\omega_1, \omega_2$  - кутові швидкості черв'яка і черв'ячного колеса;  $a_w$  - міжосьова відстань;  $h$  - висота зуба;  $h_a, h_f$  - висота, відповідно, головки і ніжки зуба;  $p_w = \pi m$  - крок зачеплення;  $m$  - торцевий модуль;  $b_1$  - довжина нарізаної частини черв'яка;  $d_1, d_2$  - діаметри діляльних окружностей;  $d_{a_1}, d_{a_2}$  - діаметри окружностей вершин;  $d_{f_1}, d_{f_2}$  - діаметри окружностей западин;  $\gamma$  - кут підйому гвинтової лінії (різьби черв'яка);  $S$  - хід різьби;  $R$  - радіус кривизни твірних бічних поверхонь зубів черв'ячного колеса;  $\Delta S$  - параметр криволінійності твірних бічних поверхонь зубів черв'ячного колеса;  $\alpha_w$  - кут профілю черв'яка;  $b$  - ширина черв'ячного колеса;  $b_1$  - довжина нарізаної частини черв'яка;  $\rho_1$  - радіус кривизни витків черв'яка в осьовому перерізі, рівний нескінченності;  $\rho_2$  - радіус кривизни зубів черв'ячного колеса.

Черв'ячна передача складається із черв'яка 1 і черв'ячного колеса 2 з розташованими на них, відповідно, різью 3 і зубами 4. Черв'як 1 має прямолінійний профіль різі 3 в осьовому

напрямку, у зв'язку із чим він називається архімедовим. Профіль різи зазначеного черв'яка в поперечному перерізі має вигляд кривої, описаної архімедовою спіраллю.

Осі обертання 5 і 6 черв'яка і черв'ячного колеса є перехресними, причому кут перехресування в переважній більшості випадків дорівнює 90°. По напрямку гвинтової лінії черв'яки розділяються на праві і ліві, а по числу заходів - на однозахідні і багатозахідні.

Точність однозахідних черв'яків вище точності багатозахідних. Велику кількість заходів брати не рекомендується, тому при виборі числа заходів варто виходити із числа, що не перевищує чотирьох.

Твірні 7 бічних поверхонь різи 3 черв'яка 1 є прямолінійними, у той час як твірні 8 бічних поверхонь зубів 4 черв'ячного колеса 2 виконані криволінійним, окресленими постійним радіусом кривизни R.

Взаємодія різи 3 черв'яка 1 із зубом 4 черв'ячного колеса 2 до навантаження здійснюється в точці до (фіг. 5), у зв'язку із чим під даною черв'ячною передачею варто мати на увазі черв'ячну передачу із просторовою точковою системою контактуючих поверхонь.

Нарізування черв'яків в основному здійснюється дисковими фрезами з наступним шліфуванням конусними або тороїдними кругами. Черв'ячні колеса усіх видів зазвичай нарізуються на зубофрезерних станках черв'ячними фрезами.

Зубчаста передача працює наступним чином.

При роботі двигуна, приєднаного через вал з віссю обертання 5 до черв'яка 1, останній здобуває кутову швидкість  $\omega_1$ . При цьому різь 3 впливає на зуби 4 черв'ячного колеса 2, передаючи йому корисне навантаження і здійснюючи його рух з кутовою швидкістю  $\omega_2$ , котра суттєво нижче кутової швидкості  $\omega_1$ , тобто  $\omega_1 > \omega_2$ .

В початковий момент часу, що передує відсутності навантаження, різь 3 і зуб 4 дотикаються, як уже вказувалося, у точці к. При навантаженні черв'ячної передачі початковий точковий контакт перероджується в ділянку контакту еліптичної форми розміром  $\pi ac$ , де a, c - мала і більша півосі еліпса.

При роботі рух у черв'ячній передачі перетвориться за принципом гвинтової пари або за принципом похилої площини, у зв'язку із чим дана передача характеризується плавною і безшумною роботою. Крім того, на відміну від інших видів передач, черв'ячні передачі мають можливість одержання більших передаточних чисел (до 400) і самогальмування при кутах підйому гвинтової лінії  $\lambda \leq 6^\circ$ .

Зачеплення черв'ячної пари являє собою безперервний процес зачеплення, у зв'язку із чим дотикання між робочими поверхнями витків черв'яка і зубів черв'ячного колеса відбувається по безперервних просторових кривих, що називаються контактними лініями.

Кожна контактна лінія являє собою геометричне місце точок поверхні зачеплення, у яких в даний момент часу в процесі роботи черв'ячної передачі відбувається дотик зубів черв'ячного колеса і витків черв'яка. Таким чином, кожному положенню черв'яка відповідає своє положення контактної лінії. Контактні лінії при цьому лежать на поверхні зачеплення.

Оцінка навантажувальної здатності за контактними напруженнями традиційної і пропонуваної черв'ячних передач і її порівняльний аналіз. Як відомо, традиційна черв'ячна передача при визначенні максимальних контактних напружень  $\sigma_H$  розраховується за аналогією з косозубою передачею за формулою Герца:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{E_{np} F_n}{b \rho_{np}}}, \quad (1)$$

де  $E_{np} = 2E_1 E_2 / (E_1 + E_2)$  - наведений модуль пружності матеріалів;  $E_1, E_2$  - модулі пружності матеріалів черв'яка і черв'ячного колеса;  $F_n$  - діюча нормальна сила в зачепленні; b - ширина черв'ячного колеса;  $\rho_{np}$  - наведений радіус кривизни.

При визначенні  $\rho_{np}$  вважаємо, що для архімедових черв'яків радіус кривизни витків черв'яка в осьовому перерізі  $\rho_1 = \infty$ , тоді

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\infty} + \frac{1}{\rho_2}, \quad \text{звідки} \quad \rho_{np} = \rho_2 = \frac{d_2 \sin \alpha_w}{2 \cos^2 \gamma},$$

де  $\rho_2$  - радіус кривизни зубів черв'ячного колеса;  $d_2$  - діаметр ділільної окружності черв'ячного колеса;  $\gamma$  - кут підйому гвинтової лінії;  $\alpha$  - кут профілю черв'яка.

З урахуванням виразу  $\rho_{np}$  залежність (1) приймає остаточний вигляд

$$\sigma_H = 0,591 \sqrt{\frac{E_{np} F_n}{b d_{a2} d_2 \sin \alpha_w}} \cos \gamma. \quad (2)$$

Для визначення максимальних контактних напружень  $\sigma_{\max}$  і малої півосі еліпса  $\alpha$  скористаємося [3]: Попов А. П. Зубчатые механизмы с точечным контактом зубьев. - Николаев: Издательство "Атолл", 2010.-774 с.

$$\sigma_{\max} = \frac{0,33}{\alpha} \sqrt{\frac{(\alpha + v \cos \gamma)^2 E_{\text{np}}^2 F_n \cos \gamma}{R^2}}, \quad (3)$$

5 
$$a = 1,2023 \sqrt{\frac{\alpha \rho_{\text{np}} F_n}{(\alpha + v \cos \gamma) E_{\text{np}} \cos^2 \gamma}}, \quad (4)$$

де  $\alpha = \sqrt{\rho_{\text{np}}/R}$  - коефіцієнт;  $R = b^2/8\Delta S$  - радіус кривизни твірних бічних поверхонь зубів черв'ячного колеса;  $\Delta S = (0,004...0,008)$  мм - параметр криволінійності твірних бічних поверхонь зубів черв'ячного колеса в торцевих перерізах.

10 Як приклад розглянемо черв'ячну передачу, у якій:  $z_1=2$ ;  $z_2=40$ ;  
 $q=10$ ;  $\alpha_w=20^\circ$ ;  $m=6$  мм;  $F_n=4,46 \cdot 10^3$  Н;  $v = 0,3$ ;  $E_1=2,1 \cdot 10^5$  МПа (матеріал - сталь);  $E_2=0,9 \cdot 10^5$  МПа (матеріал - бронза Бр. АЖ9-4);  $k=0,5$ ;  $\Delta S=0,005$  мм.

За наведеними вище формулами знаходимо:  $u = z_2/z_1 = 20$ ;  $d_2 = m z_2 = 240$  мм;  
 $d_{a2} = m(z_2 + 2) = 252$  мм;  $\gamma = \arctg(z_1/q) = 11^\circ 20'$ ;  $b = k d_{a2} = 126$  мм;  $\rho_{\text{np}} = 41,856$  мм;  
 $E_{\text{np}} = 1,26 \cdot 10^5$  МПа;  $R = b^2/8\Delta S = 396900$  мм;  $\alpha = \sqrt{\rho_{\text{np}}/R} = 0,01027$ .

15 Виходячи зі знайдених величин параметрів, по формулі (2) обчислимо  $\sigma_H = 137,762$  МПа, а по формулі (3) знайдемо  $\sigma_{\max} = 110,662$  МПа. Відповідно до отриманих величин  $\sigma_H$  і  $\sigma_{\max}$  знайдемо коефіцієнт зниження контактних напружень у пропонованій черв'ячній передачі, використовуючи відношення  $\varphi_\sigma = \sigma_H/\sigma_{\max} = 1,245$ . Тоді підвищення навантажувальної здатності пропонованої черв'ячної передачі за контактними напруженнями у порівнянні із традиційною  
 20 черв'ячною передачею складе  $\varphi_F = \varphi_\sigma^3 = 1,245^3 = 1,93$ .

Таким чином, розглянута черв'ячна передача характеризується достатньою високою навантажувальною здатністю за контактними напруженнями і на сьогоднішній день не має аналогів серед різних видів існуючих у машинобудуванні черв'ячних передач.

25 Для підтвердження виконання умови  $\Delta S \geq W_{\max}$  за формулою (4) визначимо величину малої півосі еліптичної площадки контакту, рівну  $a = 0,415$  мм. Отже, умова  $\Delta S=0,005$  мм  $> W_{\max} = a^2/2\rho_{\text{np}} = 0,00206$  мм виконана.

Економічний ефект від впровадження пропонованого технічного рішення варто очікувати за рахунок суттєвого підвищення навантажувальної здатності черв'ячної передачі по контактних напруженнях.

30

#### ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

Черв'ячна передача, що складається з архімедового черв'яка у вигляді циліндра, на поверхні якого нарізана різь, і черв'ячного колеса, зуби якого відповідають нарізці черв'яка й перебувають у зачепленні з різью черв'яка, яка відрізняється тим, що твірні бічних поверхонь зубів черв'ячного колеса виконані криволінійними з радіусами кривизни  $R$ , що знаходиться із виразу:

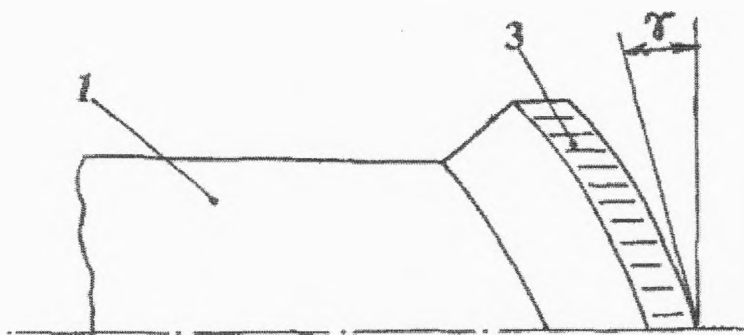
35 
$$R = \frac{b^2}{8\Delta S} = \frac{k^2 d_{a2}^2}{8\Delta S},$$

де  $b = k d_{a2}$  - ширина черв'ячного колеса;  $k$  - числовий коефіцієнт, що змінюється в межах  
 40  $0,3 \leq k \leq 0,75$ ;  $d_{a2} = m(z_2 + 2)$  - діаметр окружності вершин зубів черв'ячного колеса;  $m$  - торцевий модуль;  $z_2$  - число зубів черв'ячного колеса;  $\Delta S = (0,004...0,008)$  мм - параметр криволінійності твірних бічних поверхонь зубів черв'ячного колеса в торцевих перерізах, причому  $\Delta S \geq W_{\max}$ ;  
 $W_{\max} = a^2/2\rho_{\text{np}}$  - максимальна величина контактної деформації при взаємодії зуба з різью;

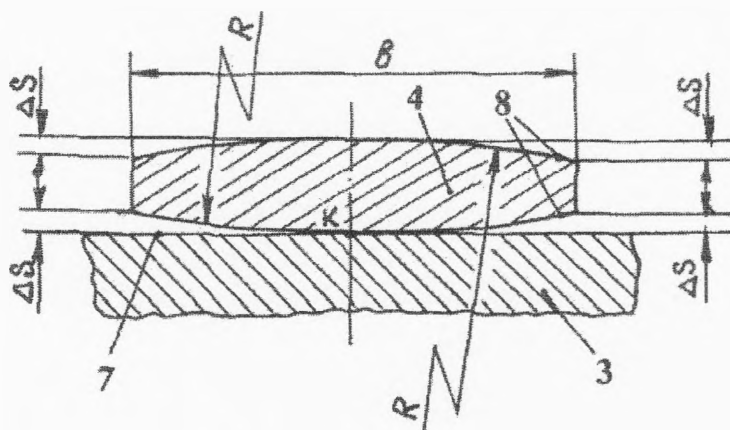
45  $a = 1,2023 \sqrt{\alpha \rho_{\text{np}} F_n / (\alpha + v \cos \gamma) E_{\text{np}} \cos^2 \gamma}$  - мала піввісь еліптичної ділянки контакту;  
 $\rho_{\text{np}} = d_2 \sin \alpha_w / 2 \cos^2 \gamma$  - приведений радіус кривизни в точці контакту зуба з різью;  $d_2 = m z_2$  - діаметр ділильної окружності зубів черв'ячного колеса;  $\alpha_w$  - кут профілю черв'яка;  $\gamma = \arctg(z_1/q)$  - кут підйому гвинтової лінії (різи черв'яка);  $z_1$  - число заходів;  $q = 8...20$  - коефіцієнт діаметра







Фиг. 4



Фиг. 5

---

Комп'ютерна верстка Г. Паяльніков

---

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Урицького, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

---

ДП "Український інститут промислової власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601