

А.Н. ШЕЛКОВОЙ, А.А. ПЕРМЯКОВ, А.А. КЛОЧКО, Е.В. БАСОВА, Е.В. ПЕРМИНОВ

ГЛОБАЛЬНЫЙ МЕТОД ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ И КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Недостатком существующих цилиндрических и конических зубчатых передач является отсутствие полного взаимного контактирования всех зубьев друг с другом. Каждый зуб шестерни входит в контакт или контактирует только с одним и тем же зубом колеса или с группой одних и тех же зубьев зацепляемого зубчатого колеса в определенной последовательности. В процессе приработки и эксплуатации все погрешности, отклонения зуба шестерни будут проявляться при контактировании с погрешностями и отклонениями с сопрягаемым зубом колеса. Возникает циклическая составляющая динамической нагрузки и как следствие: повышенный шум, вибрации. С целью снижения негативных факторов необходимо повышать степень точности цилиндрических зубчатых передач, что значительно увеличивает затраты на их изготовление и не снимает полностью вопросы снижения шума, вибраций, плавности зацепления. В результате исследования эксплуатационных характеристик зубчатых зацеплений предложена методика расчёта повышения износостойкости, долговечности и повышения плавности работы за счёт создания и прогнозирования определённых передаточных чисел, которые определяют некрatность зацепления и обеспечивают работу зубьев ведущего зубчатого колеса со всеми зубьями ведомого зубчатого колеса. Для уменьшения образования микропиттинга, необходимо использовать зубчатые пары с некрatным передаточным отношением, что будет обеспечивать участие всех зубьев в работе и, как следствие, равномерное изнашивание, а также выбрать смазочный материал, предназначенный для предотвращения микропиттинга. Некратность зубчатого зацепления характеризуется контактированием каждого зуба шестерни с каждым зубом зацепляемого зубчатого колеса в определенной последовательности и обеспечивает ускоренную равномерную прирабатываемость сопрягаемых зубчатых колес, исправление дефектов при изготовлении и сборки зубчатых передач, уменьшение вибраций, шума, повышение износостойкости и повышения плавности работы зубчатых колес, долговечности.

Ключевые слова: глобальный метод, эффективность, эксплуатация, цилиндрические и конические колеса, зубчатые передачи, полное контактирование всех зубьев друг с другом, уменьшение образования микропиттинга, исправление дефектов при изготовлении и сборки зубчатых передач, уменьшение вибраций, шума, повышение износостойкости, плавности, долговечности зубчатых колес.

О.М. ШЕЛКОВИЙ, О.А. ПЕРМЯКОВ, О.О. КЛОЧКО, Є.В. БАСОВА, Є.В. ПЕРМІНОВ ГЛОБАЛЬНИЙ МЕТОД ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЦИЛИНДРИЧНИХ І КОНИЧНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

Недоліком існуючих циліндричних і конічних зубчастих передач є відсутність повної взаємної контактування всіх зубів один з одним. Кожен зуб шестерні входить в контакт або контактує тільки з одним і тим же зубом колеса або з груп-співай одних і тих же зубів зачіпляються зубчастого колеса в певній послідовності. В процесі підробітки і експлуатації всі похибки, відхилення зуба шестерні будуть проявлятися при контактуванні з похибками і відхиленнями з сполучаються зубом колеса. Виникає циклічна складова динамічного навантаження і як наслідок: підвищений шум, вібрації. З метою зниження негативних факторів необхідно підвищувати ступінь точності циліндричних зубчастих передач, що значно збільшує витрати на їх виготовлення і не знімає повністю питання зниження шуму, вібрацій, плавності зачеплення. В результаті дослідження експлуатаційно-ційних характеристик зубчастих зачеплень запропонована методика розрахунку підвищення зносостійкості, довговічності і підвищення плавності роботи за рахунок створення і прогнозування певних передавальних чисел, які визначають некрatними зачеплення і забезпечують роботу зубів ведучого зубчастого колеса з усіма зубами веденого зубчастого колеса. Для зменшення освіти мікро-пінтинга, необхідно використовувати зубчасті пари з некрatними передавальним відношенням, що буде забезпечувати участь усіх зубів в роботі і, як наслідок, рівномірне зношування, а також вибрати мастильний матеріал, призначений для запобігання мікропінтинга. Некратними зубчастого зачеплення характеризується контактуванням кожного зуба шестерні з кожним зубом зачіпляються зубчастого колеса в певній послідовності і забезпечує прискорену рівномірну прирабатываемость сполучених зубчастих коліс, виправлення дефектів при виготовленні і збірці зубчастих передач, зменшення вібрацій, шуму, підвищення зносостійкості і підвищення плавності роботи зубчастих коліс, довговічності.

Ключові слова: глобальний метод, ефективність, експлуатація, циліндричні і конічні колеса, зубчасті передачі, повне контактування усіх зубів один з одним, зменшення освіти мікропінтинга, виправлення дефектів при виготовленні і збірці зубчастих передач, зменшення вібрацій, шуму, підвищення зносостійкості, плавності, довговічності зубчастих коліс.

A.N. SHELKOVY, A.A. PERMYAKOV, A.A. KLOCHKO, Ye. BASOVA, E.V. PERMINOV GLOBAL METHOD TO IMPROVE OPERATIONAL EFFICIENCY CYLINDRICAL AND CONICAL GEARS

The disadvantage of the existing cylindrical and bevel gears is the absence of complete mutual contact of all teeth with each other. Each gear tooth comes into contact or comes into contact only with the same tooth of the wheel or with the group of the same teeth of the gear wheel a certain sequence. In the process of running-in and operation all the errors, deviations of the gear tooth will appear when contacted with errors and deviations with the mating tooth of the wheel. There is a cyclic component of the dynamic load and as a consequence: increased noise, vibration. In order to reduce negative factors, it is necessary to increase the degree of accuracy of cylindrical gears, which significantly increases the cost of their manufacture and does not completely eliminate the issues of noise reduction, vibration, and smoothness of engagement. As a result of the study of the operational characteristics of gearing, a method was proposed for calculating the increase in wear resistance, durability and increase smoothness of work by creating and predicting certain gear ratios that determine the non-multiplicity of engagement and ensure the operation of the teeth of the driving gear with all the teeth of the driven gear. To reduce the formation of micro-pitting, it is necessary to use gear pairs with a non-multiple gear ratio, which will ensure the participation of all teeth in the work and, as a result, uniform wear, as well as choose a lubricant designed to prevent micropitting. Incomplete gearing is characterized by contacting each gear tooth with each tooth of the gear wheel in sequence and ensures accelerated uniform workability of the mating gears, correction of defects in the manufacture and assembly of gears, reduction of vibrations, noise, increased wear resistance and improved smoothness of gears, durability.

Key words: global method, efficiency, operation, cylindrical and bevel wheels, gears, full contact of all teeth with each other, reduction of micro-molding, correction of defects in the manufacture and assembly of gears, reduction of vibrations, noise, increased durability, smoothness, durability of gear wheels.

Введение. В машиностроении и станкостроении принято малое зубчатое колесо называть шестерней, а большое – колесом. Зубчатые колёса обычно используются парами с разным числом зубьев с целью преобразования вращающего момента и числа оборотов валов на входе и выходе. Колесо, к которому вращающий момент подводится извне, называется ведущим, а колесо, с которого момент снимается – ведомым [1, 2]. Если диаметр ведущего колеса меньше, то вращающий момент ведомого колеса увеличивается за счёт пропорционального уменьшения скорости вращения, и наоборот. В соответствии с передаточным отношением, увеличение крутящего момента будет вызывать пропорциональное уменьшение угловой скорости вращения ведомой шестерни, а их произведение – механическая мощность – останется неизменным. Данное соотношение справедливо лишь для идеального случая, не учитывающего потери на трение и другие эффекты, характерные для реальных устройств.

Анализ последних исследований и публикаций. Недостатком существующего зубчатого зацепления есть то, что каждый зуб шестерни входит в контакт или контактирует только с одним и тем же зубом колеса или с группой одних и тех же зубьев зацепляемого зубчатого колеса в определенной последовательности.

Например: зубчатая передача с $i=1,0$, число зубьев $z_{1,2}=20/20$, каждый зуб шестерни будет контактировать только с одним зубом колеса

В процессе приработки и эксплуатации все погрешности, отклонения зуба шестерни будут проявляться при контактировании с погрешностями и отклонениями с сопрягаемым зубом колеса [2, 3, 4]. Возникает циклическая составляющая динамической нагрузки и как следствие: повышенный шум, вибрации.

Цель исследования. С целью снижения негативных факторов необходимо повышать степень точности цилиндрических зубчатых передач, что значительно увеличивает затраты на их изготовление и не снимает полностью вопросы снижения шума, вибраций, плавности зацепления.

Посредством изучения основных геометрических и кинематических параметров скоростных и высокоточных зубчатых передач установлено, что зубчатые колеса подвергаются неравномерному изнашиванию (рис. 1), вследствие чего имеют низкую плавность и долговечность.

При больших скоростях скольжения возможность заедания определяется соотношением времени, необходимого для взаимодействия смазочной среды с микроучастками чистого металла, и среднего времени прохождения микроучастков, одновременно обнажаемых на поверхности трения, между последовательными актами их контактирования с микроучастками сопряженной поверхности [5, 7]. Поэтому превышение критических для конкретного случая тяжело нагруженного контакта значений нагрузки, скорости или температуры всегда вызывает недопустимо интенсивное изнашивание и заедание из-за отсутствия равномерного износа.

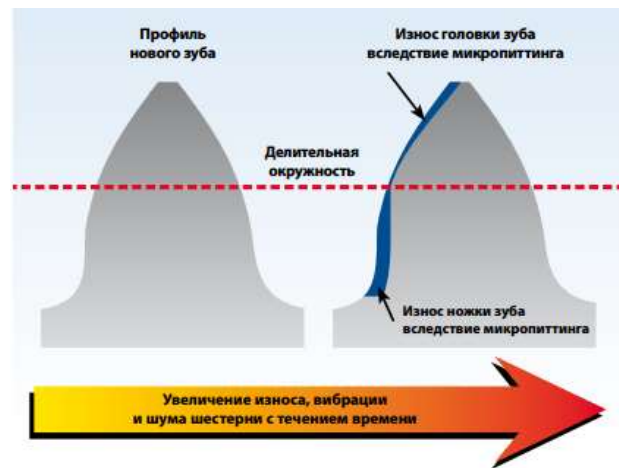


Рис. 1 – Прогрессирование неравномерности износа зуба шестерни вследствие микропиттинга из-за увеличенной вибрации и шума

Основным объектом исследования избрали цилиндрические и конические зубчатые пары средних типоразмеров (рис.2), т.к. это наиболее массовый вид высших кинематических пар.



а



б

Рис. 2 – Эвольвентные зубчатые пары: а – цилиндрические; б – конические

Анализ основных видов отказов зубчатых колес. Разрушения зубчатых колес зачастую происходят в связи с неравномерным изнашиванием зубьев вследствие применения стандартных передаточных отношений. Для обеспечения долговечности, повышения

износостойкости и повышения плавности работы зубчатых колес необходимо создать такие условия их контактирования, при которых каждый зуб ведущего колеса в процессе работы входил бы в зацепление с каждым зубом ведомого колеса в определенной последовательности.

После изучения материалов (табл. 1), применяемых для изготовления зубчатых колес ответственных узлов машин и станков было выявлено, что для обеспечения стабильной работы зубчатых пар необходимо при изготовлении зубчатых колес использовать стали с твердостью рабочих поверхностей $HB \geq 350$ [1, 8, 10].

Стали с такой твердостью обеспечивают высокую приработку зубьев, в результате чего погрешности, допущенные при нарезании зубьев и сборке передачи, частично устраняются в процессе равномерной приработки, что невозможно достичь кратным числом зубчатых передач.

Изложение основного материала. Т.к. зубчатые колеса имеют передаточные числа с кратностью целых чисел, то на высоких окружных скоростях определённые группы зубьев ведущего колеса контактируют только с определёнными группами зубьев зацепляемого ведомого колеса. В силу технологических причин, зубчатые колеса имеют отклонения от параметров точности, эти погрешности передаются на сопрягаемые ведомые зубчатые колеса с определённым циклом вращения, который соответствует передаточному числу. Погрешности не распространяются на остальные зубья, т.е. группа зубьев ведущего колеса постоянно зацепляется с определённым количеством зубьев ведомого колеса. Такое зацепление зубчатых колёс создаёт

неравномерный износ всех зубьев (рис. 3) и вызывает увеличение динамических нагрузок, связанных со снижением плавности и повышением шумовых характеристик, что в конечном итоге приводит к созданию микротрещин, макротрещин и к отказам зубчатых колёс [3, 10].

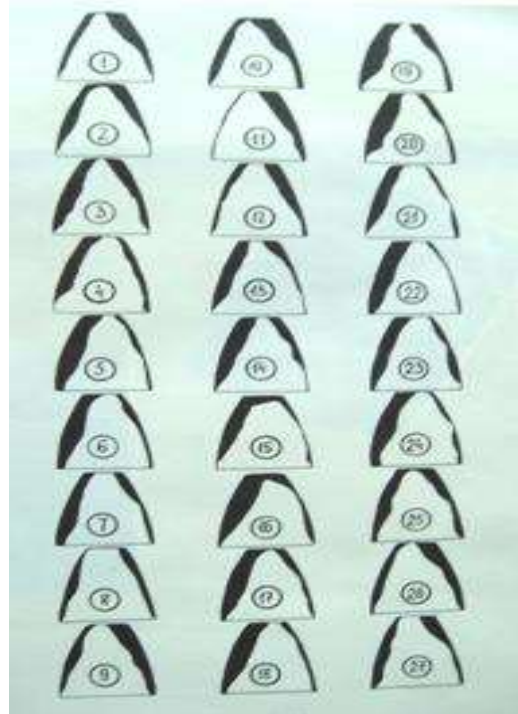


Рис. 3 – Профили изношенных зубьев передачи с передаточным отношением $u = 2$

Таблица 1 – Механические свойства наиболее часто употребляемых сталей для производства высокоскоростных зубчатых колес

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Ширина заготовки, мм	Термическая обработка	σ_b	σ_m	HB	HRC
20X	600	160	Цементация и закалка	800	650	200–220	58
38ХМЮА	900	230	Азотирование с предварительной закалкой	1000	850	280	60
38ХВФ10	800	160	Двухступенчатое азотирование с предварительной закалкой	1000	850	280	62
12ХН3	500	100	Цементация с закалкой	800 900	850	280	58–63
20ХН3	650	130	Цементация с закалкой	800 900	850	280	58–63
18Х2Н4ВА	850	160	Цементация с закалкой	1400	1200	300	58–63
12ХН3А	460	160	Цементация с закалкой	920	700	250	56–63

В результате исследования была предложена методика расчёта повышения износостойкости, долговечности и повышения плавности работы за счёт создания и прогнозирования определённых передаточных чисел, которые определяют некратность зацепления и обеспечивают работу зубьев ведущего зубчатого колеса со всеми зубьями ведомого зубчатого колеса [7, 11].

1. Определяется по максимально допустимому (принятому) числу зубьев колеса Z_{kmax} и минимальному допустимому (принятому) числу зубьев шестерни Z_{shmin} , передаточному отношению $i > 1$ и допустимой погрешности передаточного отношения ω , обеспечивающих все множество допустимых сочетаний передачи массив Z .

$$Z_{kmax} := 100 \quad Z_{shmin} := 12 \quad \omega := 0.05 \quad j := 2.5$$

```
Z(Zkmax, Zshmin, j, ω) :=
  i ← 0
  Zk ← Zkmax
  Zshi ← floor( Zk / j )
  Zsha ← ceil( Zk / (j · (1 - ω)) )
  Zi,0 ← Zk
  Zi,1 ← Zshi
  Zi,2 ← Zi,0 / Zi,1
  Zi,3 ← j · (1 - ω)
  Zi,4 ← j
  Za ← Zi,1
  while Zshi ≥ Zshmin
    while Za < Zsha
      if Zk / Za ≤ j
        i ← i + 1
        Zi,0 ← Zk
        Zi,1 ← Za
        Zi,2 ← Zi,0 / Zi,1
        Zi,3 ← j · (1 - ω)
        Zi,4 ← j
        Za ← Za + 1
      Zk ← Zk - 1
      Zshi ← floor( Zk / j )
      Zsha ← ceil( Zk / (j · (1 - ω)) )
      Za ← Zshi
  Z
```

2. Для каждой строки массива Z определяются номера зубьев колеса (массива S_{ovp}), которые встретятся с 1 зубом шестерни в процессе их обката S_{ovp} .

$$Z(Z_{kmax}, Z_{shmin}, j, \omega) =$$

	0	1	2	3	4
0	100	40	2.5	2.375	2.5
1	100	40	2.5	2.375	2.5
2	100	41	2.439	2.375	2.5
3	100	42	2.381	2.375	2.5
4	99	40	2.475	2.375	2.5
5	99	41	2.415	2.375	2.5
6	98	40	2.45	2.375	2.5
7	98	41	2.39	2.375	2.5
8	97	39	2.487	2.375	2.5
9	97	40	2.425	2.375	2.5
10	96	39	2.462	2.375	2.5
11	96	40	2.4	2.375	2.5
12	95	38	2.5	2.375	2.5
13	95	39	2.436	2.375	2.5
14	94	38	2.474	2.375	2.5
15	94	39	2.41	2.375	2.5
16	93	38	2.447	2.375	2.5
17	93	39	2.385	2.375	2.5
18	92	37	2.486	2.375	2.5
19	92	38	2.421	2.375	2.5
20	91	37	2.459	2.375	2.5
21	91	38	2.395	2.375	2.5
22	90	36	2.5	2.375	2.5
23	90	37	2.432	2.375	2.5
24	89	36	2.472	2.375	2.5
25	89	37	2.405	2.375	2.5
26	88	36	2.444	2.375	2.5
27	88	37	2.378	2.375	2.5
28	87	35	2.486	2.375	2.5
29	87	36	2.417	2.375	2.5
30	86	35	2.457	2.375	2.5
31	86	36	2.389	2.375	2.5
32	85	34	2.5	2.375	2.5
33	85	35	2.429	2.375	2.5
34	84	34	2.471	2.375	2.5
35	84	35	2.4	2.375	...

3. Команда выхода, проверка заканчивается тогда, когда возникает цикличность вступления зубьев в контакт либо когда количество строк в массиве становится больше количества зубьев шестерни, т.е. все зубья шестерни гарантированно не встретятся с контактировавшими до этого зубьями колеса $brak$.

4. Все множество допустимых сочетаний передач, обеспечивающих передаточное отношение в этом массиве массив Z ; массив – для каждой строки массива Z определяются номера зубьев колеса (массива S_{ovp}), которые встретятся с 1 зубом шестерни в процессе их обката S_{ovp} .

5. Вычисляется коэффициент неповторения контакта зубьев – отношение номера строки после которой произошло повторение к количеству зубьев шестерни.

6. Определяется ранжирование массива Z – определяется по погрешности передаточного отношения и коэффициента неповторения контаката зубьев; $S_{ovp}(Z_k, Z_{sh})$ – погрешность передаточного отношения; $Z(Z_{kmax}, Z_{shmin}, j, \omega)$ – максимальная погрешность передаточного отношения; $Z1 := csoit(Z(Z_{kmax}, Z_{shmin}, j, \omega)2)$ – сортировка передаточного отношения массива Z для различных значений Z_k и Z_{sh} при заданной допустимой погрешности передаточного отношения ω :

```

Zk := 100  Zsh := 40
Sovp(Zk, Zsh) :=
  j ← 1
  i ← 1
  m1 ← 1
  Zk1 ← Zk
  for i e 1..Zk1
    j ← j + Zsh
    j ← j - Zk1 if j > Zk1
    flag ← 0
    for k e 1..i
      if mk = j
        flag ← 1
        break
    break if i ≥ Zsh ∨ flag = 1
    i ← i + 1
    m1 ← j
  i ← i + 1
  m0 ←  $\frac{i-1}{Zsh}$ 
  m
  
```

$$Sovp(Zk, Zsh) = \begin{pmatrix} 0.125 \\ 1 \\ 41 \\ 81 \\ 21 \\ 61 \end{pmatrix}$$

```

Z(Zkmax, Zshmin, j, ω) :=
  i ← 0
  Zk ← Zkmax
  Zshi ← floor( $\frac{Zk}{j}$ )
  Zsha ← ceil( $\frac{Zk}{j \cdot (1 - \omega)}$ )
  Za ← Zshi
  while Zshi ≥ Zshmin
    while Za < Zsha
      if  $\frac{Zk}{Za} \leq j \wedge Sovp(Zk, Za)_0 = 1$ 
        Zi,4 ← j
        Zi,0 ← Zk
        Zi,1 ← Za
        Zi,2 ←  $\frac{Z_{i,0}}{Z_{i,1}}$ 
        Zi,3 ← j · (1 - ω)
        i ← i + 1
        Za ← Za + 1
      Zk ← Zk - 1
      Zshi ← floor( $\frac{Zk}{j}$ )
      Zsha ← ceil( $\frac{Zk}{j \cdot (1 - \omega)}$ )
      Za ← Zshi
  Z
  
```

$$Z(Z_{kmax}, Z_{shmin}, j, \omega) =$$

	0	1	2	3	4
0	10	41	2,439	2,375	2.5
1	10	42	2,381	2,375	2.5
2	99	40	2,475	2,375	2.5
3	99	41	2,415	2,375	2.5
4	98	40	2,45	2,375	2.5
5	98	41	2,39	2,375	2.5
6	97	39	2,487	2,375	2.5
7	97	40	2,425	2,375	2.5
8	95	39;	2,438	2,375	2.5
9	94	33	2,474	2,375	2.5
10	94	39	2,41	2,375	2.5
11	93	38	2,475	2,375	2.5
12	92	37	2,475	2,375	2.5
13	92	38	2,447	2,375	2.5
14	91	37	2,475	2,375	2.5
15	91	33	2,475	2,375	2.5

$$Z1 := \text{csort} (Z (Z_{kmax}, Z_{shmin}, j, \omega), 2)$$

тогда Z1 =

	0	1	2	3	4
7	84	34	2,471	2,375	2.5
8	42	17	2,471	2,375	2.5
9	89	36	2,472	2,375	2.5
10	47	19	2,474	2,375	2.5
11	94	33;	2,474	2,375	2.5
12	99	40	2,475	2,375	2.5
13	52	21	2,476	2,375	2.5
14	57	23	2,478	2,375	2.5
15	62	25	2,48	2,375	2.5
16	67	27	2,481	2,375	2.5
17	72	29	2,483	2,375	2.5
18	77	31	2,484	2,375	2.5
19	82	33;	2,485	2,375/	2.5
20	87	35	2,486	2,375	2.5
21	92	37	2,486	2,375	2.5
22	97	39	2,487	2,375	2.5

Для разъяснения алгоритма расчёта повышения износостойкости, долговечности и повышения плавности работы за счёт создания и прогнозирования передаточных чисел, которые определяют некратность зацепления и обеспечивают последовательность зацепления зубьев ведущего зубчатого колеса со всеми зубьями ведомого зубчатого колеса приведем расшифровки всех обозначений: Z_k – число зубьев колеса; Z_{kmax} – максимальное допустимое (принятое) число зубьев колеса; Z_{sh} – число зубьев шестерни; Z_{shmin} – минимальное допустимое (принятое) число зубьев шестерни; $j \geq 1$ – текущее число зубьев колеса; m_i , i – текущее число зубьев шестерни; ω – допустимая погрешность передаточного отношения ; m_0 – первоначальное число зубьев колеса; m_k – сохраняемое число зубьев колеса; $flag$ – обозначение, стремящееся к равенству команды о том, что найдено передаточное отношение; $break$ – команда выхода, проверка заканчивается тогда, когда возникает цикличность вступления зубьев в контакт либо когда количество строк в массиве становится больше количества зубьев

шестерни, т.е. все зубья шестерни гарантированно не встретятся с контактировавшими до этого зубьями колеса; *массив Z* – все множество допустимых сочетаний передач, обеспечивающих передаточное отношение в этом массиве; *массив S_{овр}* – для каждой строки массива *Z* определяются номера зубьев колеса (массива *S_{овр}*), которые встретятся с 1 зубом шестерни в процессе их обката; коэффициент неповторения контакта зубьев – отношение номера строки после которой произошло повторение к количеству зубьев шестерни; ранжирование массива *Z* – определяется по погрешности передаточного отношения и коэффициента неповторения контакта зубьев; *S_{овр}(Z_k, Z_{sh})* – погрешность передаточного отношения; *Z(Z_{kmax}, Z_{shmin}, j, ω)* – массив передаточных отношений для всех передач от *Z_{kmax}, Z_{shmin}* до *Z_{kmin}, Z_{shmax}*, обеспечивающих значение передаточного отношения *j* с максимальной заданной погрешностью *ω*; *Z1 := csoit(Z(Z_{kmax}, Z_{shmin}, j, ω)2)* – сортировка передаточного отношения массива *Z* для различных значений *Z_k* и *Z_{sh}* при заданной допустимой погрешности передаточного отношения *ω*; *i* – счетчик текущего элемента массива зубьев шестерен; *Z_{shi}* – текущее значение числа зубьев шестерни в диапазоне от мин. к макс.; *Z_a* – текущее сохраненное число зубьев шестерни, удовлетворяющее *j* и *ω* при заданном *Z_k*; *Z_{sha}* – сохраненное число зубьев при котором достигается минимальная погрешность *ω* при заданных *j*; *Z_{i,0}* – изменяющееся число зубьев шестерни; *Z_{i,1}* – изменяющееся число зубьев шестерни; *Z_{i,2}* – изменяющееся число зубьев шестерни; *Z_{i,3}* – изменяющееся число зубьев шестерни; *Z_{i,4}* – изменяющееся число зубьев шестерни. Номера столбцов в таблицах: 1 столбец – номер по порядку; 2 столбец – изменяющееся число зубьев колеса; 3 столбец – изменяющееся число зубьев шестерни; 4 столбец – фактическое передаточное число; 5 столбец – минимальное передаточное число; 6 столбец – максимальное передаточное число.

Исследуя основные виды отказов зубчатых колес, выяснили, что для обеспечения долговечности, повышения износостойкости и повышения плавности работы зубчатых колес необходимо создать такие условия их контактирования, при которых каждый зуб ведущего колеса в процессе работы входил бы в зацепление с каждым зубом ведомого колеса в определенной последовательности (рис. 4) [7, 9].



Рис. 4 – Профили изношенных зубьев передачи с передаточным отношением

При кратном зубчатом зацеплении (когда в

передаче крутящего момента участвуют только определенные пары зубьев) очень часто возникает микропиттинг поверхностей зубчатых колес (рис. 5). Микропиттинг – это явление поверхностной усталости, в основном наблюдающееся на контактирующих поверхностях зубьев шестерен. Микропиттинг приводит к разрушающему износу, который может начаться уже в первые несколько часов работы.

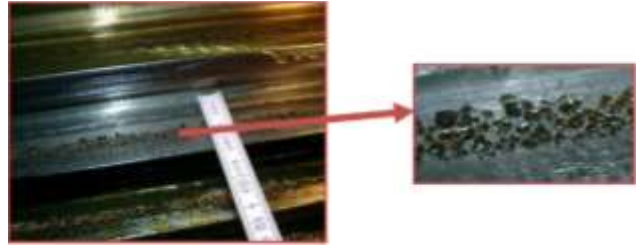
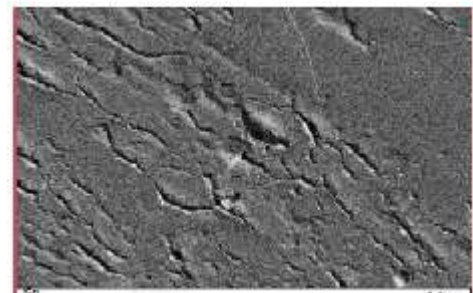
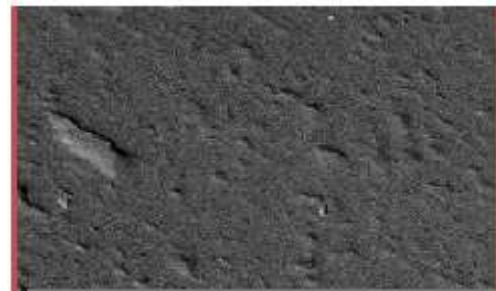


Рис. 5 – Кратные зубчатые колеса, поврежденные микропиттингом

Для того, чтобы избежать образования микропиттинга, необходимо использовать зубчатые пары с некрatным передаточным отношением, что будет обеспечивать участие всех зубьев в работе и, как следствие, равномерное изнашивание, а также выбрать смазочный материал, предназначенный для предотвращения микропиттинга (рис. 6).



а



б

Рис. 6 – Контактная поверхность зубчатых колес, подверженных питтингу, привода главного движения: а – с кратным передаточным отношением; б – после замены на некрatную пару

На рис. 6, б показан результат внедрения зубчатой пары с некрatным зацеплением, срок службы которой на момент исследования составил 12 месяцев. Как можно заметить, микропиттинг распространяется с гораздо меньшей скоростью, чем при кратном зацеплении. В следствие чего обеспечивается также и высокая плавность зацепления, т. к. контактирующие

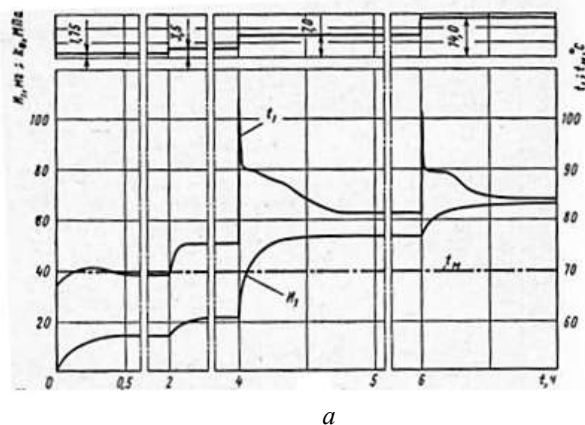
поверхности зубьев изнашиваются меньше благодаря равномерному распределению нагрузки.

Испытания зубчатых пар с некротным зацеплением в условиях кратковременных перегрузок (рис. 7) особенно ярко продемонстрировали исключительную роль первых минут работы или первых циклов нагружения неприработанных зубчатых колес (при замене кратных колес на некротные), в течение которых реализуется подавляющая доля приработочного износа и устанавливается характерная шероховатость рабочих поверхностей зубьев.

Шестерни и колеса зубчатых пар были изготовлены из стали 12ХН3А с цементованными на глубину 0,8—1,2 мм и закаленными зубьями, твердость рабочих поверхностей зубьев шестерен после объемной закалки HRC 52—58, колес после закалки с нагревом т. в. ч. HRC 50—55. Профиль головки зубьев модифицирован согласно ГОСТ 13755—81: глубина модификации зубьев шестерен 0,02 мм, колес 0,05 мм. После шлифования точность зубчатых колес соответствовала степеням 6 и 7 по ГОСТ 1643—81, шероховатость – 7-му классу по ГОСТ 2789—73, $Ra = 0,8 \dots 1,2$ мкм. Длительность каждой перегрузки $t_{II} = 18$ с близка к граничной, ниже которой рекомендуется [1] исключать перегрузки из расчета.

Поскольку в течение действия первых перегрузок реализуется 80—90% приработочного износа, а после пяти—семи перегрузок отделение металла прекращается, такие режимы можно использовать для ускорения приработки (обкатки) новых редукторов. Роль кратковременных перегрузок в условиях проведенных испытаний оказалась благоприятной с точки зрения результативности приработочного изнашивания зубьев. Благодаря их действию уже в течение первых 300—600 оборотов шестерен изнашивались участки рабочих поверхностей зубьев с локальной концентрацией нагрузки, вызванной погрешностями их формы или кромочным контактированием. Быстрое сглаживание рабочих поверхностей обеспечивало установление безыносного режима работы при меньшей величине приработочного износа, по сравнению со случаем действия постоянной нагрузки того же уровня.

Спроектирована некротная зубчатая передача с



передаточным отношением $u=2,346$, удовлетворяющая требованиям, которые предъявляются к высокоскоростным передачам, а именно: обеспечение максимально возможных нагрузок, которые могут быть переданы при безыносной работе зубчатых колес (рис. 8).

На рис. 9 и 10 четко видно, что концентрация изгибных напряжений в зубе при некротном зацеплении сосредоточена на переходных радиусах от эвольвенты к диаметру впадин, причем, в нижней точке активного модуля приведенные изгибные напряжения минимальны. Если использовать кратное зацепление, износ поверхностей зубьев наступает значительно быстрее, при этом концентратором напряжений становится нижняя точка активного профиля зуба, и в опасном сечении напряжения, как говорилось выше, увеличиваются незначительно (на рисунках эти области темные) [1, 3, 4].

Модификация профиля также существенно снижает динамическую нагрузку; в худшем случае, если в эксплуатации модифицированные участки зубьев изнашиваются, динамическая нагрузка расти не будет, так как скажется положительное влияние приработочного износа и уменьшение действующих погрешностей.

Характер приведенных на рис. 11 кривых $L_1 = f(k_2)$ и $L_2 = f(k_2)$ подтверждает резкую зависимость долговечности зубчатых колес от степени концентрации нагрузки по ширине венца. Реальному диапазону $k_2 = 1,1 \dots 2,4$, имеющему место в этих передачах, соответствует изменение долговечности шестерен и колес в 2,7 и в 2,2 раза соответственно.

Проведено сравнение кривых износа шестерен, которое показывает более благоприятный характер изнашивания и меньший интегральный износ некротных шестерен с модификацией зубьев, чем не имеющих модификации (рис. 12). Однако при статистическом усреднении $n_{Iкр}$ для обоих типов передач эти величины оказались в пределах наблюдавшегося разброса, поскольку значения $n_{Iкр}$ устанавливались только по скорости изнашивания, возникающей после очередного прироста частоты вращения, без учета ранее наблюдавшихся скоростей изнашивания и достигнутого интегрального износа.

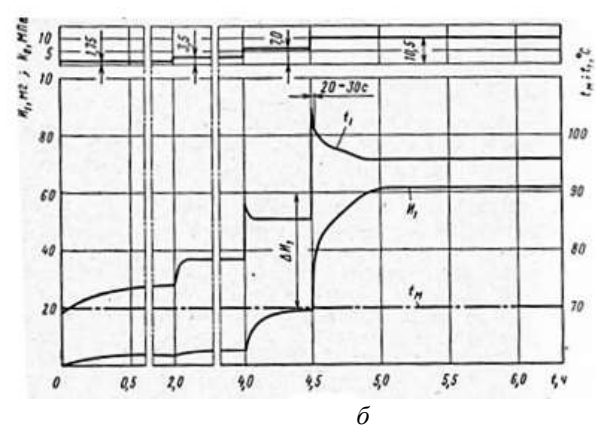


Рисунок 7 – Характерные кривые износа шестерен и изменения температуры их зубьев при резких повышениях постоянной нагрузки: а и б – при различной интенсивности приработочного изнашивания



Рис. 8 – Принятое некратное зубчатое зацепление: $z_1 = 26, z_2 = 61$

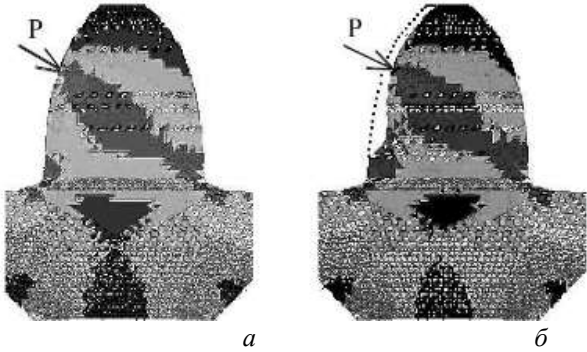


Рис. 9 – Распределение приведенных напряжений в нормальном сечении зуба шестерни при $m=10$ мм, $z=26$: а – при некратном зацеплении с колесом; б – при кратном зацеплении, износ зуба составляет 20% по делительному диаметру

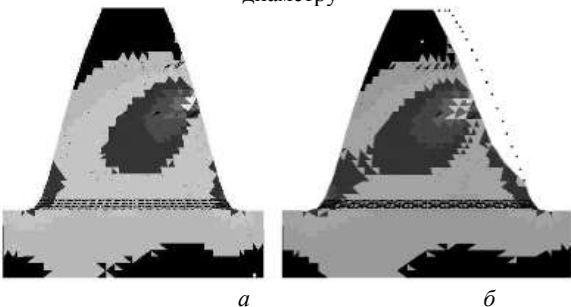
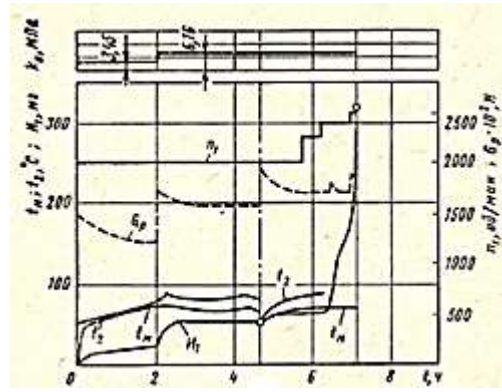


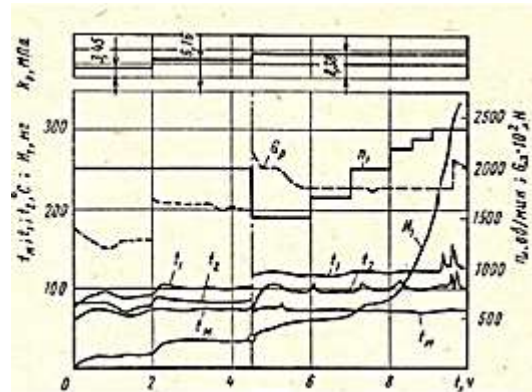
Рис. 10 – Распределение приведенных напряжений в нормальном сечении зуба колеса при $m=10$ мм, $z=61$: а – зуб при некратном зацеплении; б – при кратном зацеплении зуб изношен 20% по делительному диаметру



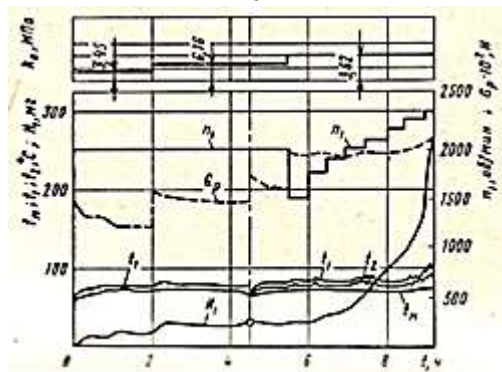
Рис. 11 – Кривые зависимости расчетной долговечности зубчатых колес от коэффициента концентрации нагрузки по длине контактных линий



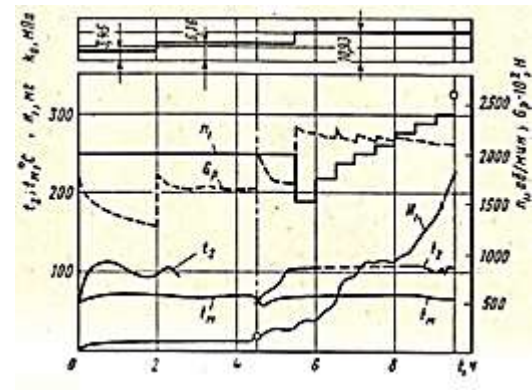
а



б



в



г

Рис. 12 – Результаты испытаний зубчатых колес (с модификацией профиля головок зубьев) методом ступенчатого повышения частоты вращения: а, б, в, г – характерные процессы изнашивания при основных нагрузках, соответствующих $k_0 = 6,16; 8,39; 9,62; 10,93$ МПа

В целом можно считать, что особенности метода ступенчатого повышения частоты вращения не привели к завышенной оценке несущей способности зубчатых пар. Благодаря такому подходу резко уменьшилась возможность достижения критических ситуаций, вызванных влиянием побочных факторов, а не только частоты вращения, и соответственно тепловых явлений в контакте зубьев. После работы при этих режимах, к началу основного испытания значение интегрального износа шестерен не превышало пределов, характерных для этого типоразмера зубчатых пар, но качество рабочей поверхности зубьев было намного хуже, чем после приработки при меньших частотах вращения и постепенно нарастающих нагрузках (отсутствовал зеркальный блеск, на головках и ножках зубьев наблюдались грубые следы начального заедания).

Выводы. Некратность зубчатого зацепления характеризуется контактированием каждого зуба шестерни с каждым зубом зацепляемого зубчатого колеса в определенной последовательности и обеспечивает: Ускоренную равномерную приработываемость сопрягаемых зубчатых колес; исправление дефектов при изготовлении и сборки зубчатых передач; уменьшение вибраций, шума; повышение плавности работы зубчатых передач.

При больших скоростях скольжения возможность заедания определяется соотношением времени, необходимого для взаимодействия смазочной среды с микроучастками чистого металла, и среднего времени прохождения микроучастков, одновременно обнажаемых на поверхности трения, между последовательными актами их контактирования с микроучастками сопряженной поверхности. Поэтому превышение критических для конкретного случая тяжело нагруженного контакта значений нагрузки, скорости или температуры всегда вызывает недопустимо интенсивное изнашивание и заедание из-за отсутствия равномерно износа.

Повышение износостойкости и повышения плавности работы зубчатых колес необходимо создать такие условия их контактирования, при которых каждый зуб ведущего колеса в процессе работы входил бы в зацепление с каждым зубом ведомого колеса в определенной последовательности. Если зубчатые колеса имеют передаточные числа с кратностью целых чисел, то на высоких окружных скоростях определённые группы зубьев ведущего колеса контактируют только с определёнными группами зубьев зацепляемого ведомого колеса. В силу технологических причин, зубчатые колеса имеют отклонения от параметров точности, эти погрешности передаются на сопрягаемые ведомые зубчатые колеса с определённым циклом вращения, который соответствует передаточному числу. Погрешности не распространяются на остальные зубья, т.е. группа зубьев ведущего колеса постоянно зацепляется с определённым количеством зубьев ведомого колеса. Такое зацепление зубчатых колес создаёт неравномерный износ всех зубьев и вызывает увеличение динамических нагрузок, связанных со

снижением плавности и повышением шумовых характеристик, что в конечном итоге приводит к созданию микротрещин, макротрещин и к отказам зубчатых колес.

При кратном зубчатом зацеплении (когда в передаче крутящего момента участвуют только определенные пары зубьев) очень часто возникает микропиттинг поверхностей зубчатых колес. Микропиттинг – это явление поверхностной усталости, в основном наблюдающееся на контактирующих поверхностях зубьев шестерен. Микропиттинг приводит к разрушающему износу, который может начаться уже в первые несколько часов работы. Для того, чтобы избежать образования микропиттинга, необходимо использовать зубчатые пары с некратным передаточным отношением, что будет обеспечивать участие всех зубьев в работе и, как следствие, равномерное изнашивание, а также выбрать смазочный материал, предназначенный для предотвращения микропиттинга. Предложена методика расчёта повышения износостойкости, долговечности и повышения плавности работы за счёт создания и прогнозирования определённых передаточных чисел, которые определяют некратность зацепления и обеспечивают работу зубьев ведущего зубчатого колеса со всеми зубьями ведомого зубчатого колеса

Список литературы

1. Решетов, Д. Н. *Детали машин*. – М.: Машиностроение, 1974. – 556 с.
2. Драчев, О. И. *Управление технологической наследственностью деталей малой жесткости [Текст] / Под ред. Ю.М.Соломенцева; Закрытое акционерное общество «ОНИКС» (Об-ние науч., инженерных и коммерческих структур) – Ирбит: ОНИКС, 2011 – 192 с., ил., табл.; - (Серия: Автоматизированное проектирование и автоматизация производственных процессов). ISBN 978-5-9902559-5-1.*
3. Гинзбург Е. Г. Халебский Н. Т. *Производство зубчатых колес* – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1978. – 136 с.
4. Перминов С.В., Ключко О.О. *Технологічне забезпечення точності та довговічності зубчастих передач приводів верстатів // XII Міжнародна науково-практична конференція магістрантів та аспірантів (17–20 квітня 2018 року): матеріали конференції: у 3-х ч. – Ч. 3 / за ред. проф. Є.І. Сокола. – Харків: НТУ «ХПІ», 2018. – С. 206. ISBN 978-617-05-0264-3 (повне вид.) ISBN 978-617-05-0267-4 (ч. 3)*
5. Kovalev Viktor D, Vasilchenko Yana V Klochko., Alexander A., Gasanov M. *Technology of restoration of large gear boxes. Dašić, P. (editor): Modern trends in metalworking, Vol. 1: Vrnjačka Banja: SaTCIP Publisher Ltd., 2018. – P. 43–63. ISBN 978-86-6075-065-7..*
6. Пермяков А.А., Ключко А.А., Гасанов М.И. *Математическая модель синтеза технологического регламента восстановления функциональных свойств крупномодульных зубчатых передач. XIX Міжнародна науково-технічна конференція „Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта”, 29 червня - 01 липня 2018 року в Національному технічному університеті України «Київський політехнічний інститут імені Горького».* – Київ: НТУУ «КПІ», 2018. – Т. 4. – С. 348–350.
7. Декларативний пат. на корисну модель у 2018 02191 UA, МПК F16H 519/04 (2016.01). *Спосіб забезпечення контактування зубів ведучої шестерні з зубами веденого колеса / В.Д.Ковальов, О. О. Ключко, Д. О. Кравченко, О.М.Шелковий, О.А. Пермяков, М.І.Гасанов, А.О.Скоркін, О.І.Кондратюк. – 4 с. : ил.*
8. Shapovalov V., Klochko A., Gasanov M., Antsyferova O., Belovol A. *Optimizing the technology of reconditioning large high precision gear rims. The current state of scientific research and technology in the industry.* – Kharkiv. 2018. – № 3 (3). – P. 59–70.

9. Гасанов М.І., Клочко О.О., Заковоротний О.Ю., Пермінов Є.В. *Технологічний регламент оптимізації систем відновлення функціональних властивостей великоабаритних відкритих зубчатих передач // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Технології в машинобудуванні = Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Techniques in a machine industry: зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – Харків : НТУ «ХПІ», 2018. – № 6 (1282) 2018. – С. 107–112. – ISSN 2079-004X.*
10. Пермяков А.А., Шелковой А.Н., Клочко А.А., Охрименко А.А. *Современные технологии повышения долговечности цилиндрических зубчатых колес / XVIII Міжнародна науково-технічна конференція „Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта”, яка відбулась 29 червня - 01 липня 2017 року в Національному технічному університеті України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського». – Київ: НТУУ «КПІ», 2017. – Т. 4. – С. 348–350.*
11. *Имитационное моделирование в задачах машиностроительного производства в 2-х томах, Т. 1: учеб. пособие под редакцией А.Н. Шелкового // X.: НТУ «ХПІ», 2016. – 400 с. – На русском языке. ISBN 978-966-593-749-4.*
- p. 206. ISBN 978-617-05-0264-3 (more view.) ISBN 978-617-05-0267-4 (part 3)
5. Kovalev Viktor D, Vasilchenko Yana V Klochko., Alexander A., Gasanov M. *Technology of restoration of large gear boxes*. Dašić, P. (editor): Modern trends in metalworking, Vol. 1: Vrnjačka Banja: SaTCIP Publisher Ltd., 2018. pp. 43–63. ISBN 978-86-6075-065-7.
6. Permyakov A.A., Klochko A.A., Gasanov M.I. *A mathematical model of the synthesis of technological regulations for the restoration of the functional properties of coarse-grained gears*. XIX International Scientific Conference “Progressive Technology, Technology and Engineer Association”, 29 June - 01 March 2014 in the National Technical University of Ukraine “Kiev Polytechnic Institute, Institute, Kyiv NTUU “KPI”, 2018. . 4. pp. 348–350.
7. Declarative Pat. on the cinnamon model u 2018 02191 UA, IPC F16H 5i9 / 04 (2016.01). V. D. Kovalov, O. O. Klochko, D. O. Kravchenko, O. Shelkova, O.A. Permyakov, M.I. Gasanov, AO.Skorkin, O.L.Kondratyuk. 4 p.
8. Shapovalov V., Klochko A., Gasanov M., Antsyferova O., Belovol A. *Optimizing the technology of high precision gear rims. The current state of the art*. Kharkiv. 2018. no 3 (3). pp. 59–70.
9. Hasanov, M.I., Klochko, O.O., Zakovorotny, O.Yu., Perminov, V. *Technological regulations for optimizing systems of functional support of large-sized gears* Herald of the National Technical University "KhPI". Seriya: Technology in Machines = "Bulletin of the National Technical University" KhPI ". Series: Techniques in a machine industry: zb. sciences. Ave. Nat. tech. University “Kharkiv. Politechn. Kharkiv: NTU "KhPI", 2018. no 6 (1282) 2018. pp. 107–112. - ISSN 2079-004X.
10. Permyakov A.A., Shelkova A.N., Klochko A.A., Okhrymenko A.A. *Modern technology*. Kyiv: NTUU “KPI”, 2017. Vol. 4. pp. 348–350.
11. Simulation modeling in the problems of machine-building production in 2 volumes, Vol. 1: studies. by edited by A.N. Silk NTU "KPI", Kharkov, 2016. 400 p. [In Russian]. ISBN 978-966-593-749-4

References (transliterated)

1. Reshetov, D.N. *Machine parts*. - M.: Mashinostroenie, 1974. 556 p.
2. Drachev, OI. *Management of technological heredity of small rigidity parts* Ed. Yu.M. Solomentseva; Closed Joint-Stock Company “ONYX” (Scientific, Engineering and Commercial Structures) - Irbit: ONYX, 2011 - 192 pp., Il., Tabl. ; (Series: Automated design and automation of production processes). ISBN 978-5-9902559-5-1.
3. Ginzburg EG Khalebsky, N. T. *Production of gear wheels* Lviv Ye C.V., Klochko OO *Technological measures for precision transmission and transmission of gears of gears of driving gears // XII International, scientific and practical conference, media training and research graduates (17–20 April 2018): materials of the conference: in 3 ch. prof. E.I. Falcon. Kharkiv: NTU "KhPI", 2018.*

Поступила (received) 23.11.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Шелковий Олександр Миколайович (Шелковой Александр Николаевич, Shelkovoy Alexander Nikolaevich) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри технології машинобудування та металорізальних верстатів; тел.: (057)-720-66-25, e-mail: alnikshelk@gmail.com

Пермяков Олександр Анатольевич, Permyakov Oleksandr Anatolliych) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри технології машинобудування та металорізальних верстатів; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9589-0194>; тел.: (057)-720-66-25; e-mail: perm_a@i.ua

Клочко Олександр Олександрович (Клочко Александр Александрович, Klochko Alexander Alexandrovich) – доктор технічних наук, професор кафедри технологія машинобудування і металорізальні верстати Національного технічного університету «Харківський політехнічний університет», м. Харків; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2841-9455>; тел.: (067) 936-36-64; e-mail: ukrstanko21@ukr.net

Басова Євгенія Володимирівна (Басова Евгения Владимировна, Yevheniia Basova) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри технології машинобудування та металорізальних верстатів; м. Харків, Україна; ORCID: 0000-0002-8549-4788; e-mail: e.v.basova.khpi@gmail.com

Пермінов Євген Віталійович (Перминов Евгений Витальевич, Yevhen Perminov) – аспірант кафедри технологія машинобудування і металорізальні верстати Національного технічного університету «Харківський політехнічний університет», м. Харків; тел.: (099)-238-5845; e-mail: gekauta@gmail.com