РАСЧЕТ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ХИМИКО-ТЕРМИЧЕСКИ ОБРАБОТАННОГО ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА ПО КРИТЕРИЮ ИЗНОСА

Холмирзаев Жасурбек Юлдашбоевич

Андижанский государственный технический институт, кафедра альтернативных источников энергии

Аннотация: В статье изучены срок службы и долговечность зубчатых колес, имеющее в своем составе цементированное колесо и шестерню, подвергнутую ионному азотированию, имеет более длительный технический ресурс, чем зубчатая передача, состоящая только из цементированных деталей. а так же рассмотрены вопросы долговечности у азотированной шестерни которые в три раза выше, чем у цементированной, В результате исследование анализирована что, в приповерхностных слоях помимо нитридов железа образуются специальные нитриды с участием легирующих элементов стали, в частности хрома и молибдена

Ключевые слова: зубчатые колеса, эксплуатация, техническое состояния, износ, ремонт, капитально, долговечность, ресурс, списания, статистическая, оценки, вероятность, показатели, надежность, вероятность, аналитических расчет.

Annotatsiya: Ushbu maqolada viteslarning xizmat qilish muddati va chidamliligi ko'rib chiqiladi. Ion bilan azotlangan tishli vites va tishli tishli vites faqat qattiqlashtirilgan qismlardan tashkil topgan tishli uzatmalarga qaraganda uzoqroq texnik xizmat muddatiga ega. Nitridlangan tishli uzatmaning chidamliligi ham tekshiriladi, ya'ni korpusli qattiqlashtirilgan tishli uzatmalarga qaraganda uch barobar uzunroqdir. Tadqiqot shuni ko'rsatdiki, temir nitridlaridan tashqari, po'latning qotishma elementlari, xususan, xrom va molibden ishtirokida sirtga yaqin qatlamlarda maxsus nitridlar hosil bo'ladi.

Kalit so‘zlar: viteslar, ekspluatatsiya, texnik holat, eskirish, ta'mirlash, kapital ta'mirlash, chidamlilik, resurs, hisobdan chiqarish, statistik, hisob-kitoblar, ehtimollik, ko'rsatkichlar, ishonchlilik, ehtimollik, analitik hisoblash.

Abstract: This article examines the service life and durability of gears. A gear consisting of a case-hardened gear and a pinion subjected to ion nitriding has a longer technical life than a gear consisting solely of case-hardened parts. The durability of a nitrided gear, which is three times longer than that of a case-hardened gear, is also examined. The study revealed that, in addition to iron nitrides, special nitrides are formed in the near-surface layers with the participation of alloying elements of steel, particularly chromium and molybdenum.

ISSN 3030-3907

Keywords: gears, operation, technical condition, wear, repair, overhaul, durability, resource, write-offs, statistical, estimates, probability, indicators, reliability, probability, analytical calculation.

Введение

Одним из основных условий, которому должна удовлетворять работа машин и другой техники, является их безотказная работа до предельного состояния в соответствии с техническими условиями эксплуатации в течение заданного периода времени. Для многих неремонтируемых изделий, в частности шестерен зубчатых передач, предельное состояние совпадает с отказом и определяет, по существу, долговечность детали.

Анализ методологии выбора показателей долговечности показывает, что наиболее приемлемый и простой способ выбора -это предварительная классификация изделий, условий их эксплуатации и последствий отказов. В работах [1,2] предложена достаточно общая классификация факторов, обусловливающих выбор показателей долговечности.

Поскольку зубчатые колеса эксплуатируются по фактическому техническому состоянию и являются изнашиваемыми изделиями, не ремонтируемыми капитально, то в соответствии с табл. 1 показателем долговечности для данного типа изделий является средний ресурс изделия до списания ($T_{р.ср.сп}$). Показатели долговечности представляются в двух определениях: статистических (выборочные оценки) и вероятностных. Поскольку статистические определения показателей получаются в результате испытаний на надежность, статистическая форма представления показателей удобна при экспериментальном исследовании надежности, а вероятностная - при аналитических расчетах. Методику расчета показателей надежности выбирают в соответствии с ГОСТ 27.301-95 «Надежность в технике. Расчет надежности. Основные положения» [3, 4]. В нашем случае используется вероятностный метод расчета типовых деталей машин по критерию износа, так как зубчатые колеса относятся к изнашиваемым изделиям.

Таблица 1

Выбор номенклатуры показателей долговечности

Классификационный признак	Возможность и способ восстановления технического ресурса (срока службы)	
	Не ремонтируемые капитально	Ремонтируемые в разобранном виде

ISSN 3030-3907

Возможные последствие перехода в неработоспособное состояние:	Характер основных процессов определяющих переход изделия в предельное состояние		
Отказ не ведет к катастрофическим	Изнашиваемые	$T_{р.ср.сп}$	$T_{р.ср.кр}$
Предусмотренный способ ограничения длительности эксплуотации	Стареющие	$T_{сп.ср.сп}$	$T_{сп.ср.кр}$
Эксплуатируемые по фактическому	Изнашиваемые и стареющие одно временно	$T_{р.ср.сп}$ $T_{сп.ср.сп}$	$T_{р.ср.кр}$ $T_{сп.ср.кр}$

Примечание:

$T_{р.ср.сп}$ – средний ресурс изделия до списания;

$T_{сп.ср.сп}$ – средний срок службы изделия до списания;

$T_{р.ср.кр}$ - средний ресурс изделия до капитального ремонта;

$T_{сп.ср.кр}$ - средний срок службы изделия до капитального ремонта;

Изнашивание рабочих поверхностей деталей зубчатой передачи приводит к потере геометрии сопряжения и повышению амплитуды переменных нагрузок. Все это нарушает установленный режим работы контактной пары и способствует развитию усталостного разрушения основных элементов зубчатого зацепления, вызывая в конечном счете поломку зубьев. И здесь необходимо учитывать, что даже поломка одного зуба неминуемо влечет за собой разрушение остальных, что нередко определяет надежность и долговечность всего изделия в целом.

Основная часть

Анализ повреждаемости зубчатых колес показывает, что для них преждевременный выход из строя обусловлен, главным образом, процессами, происходящими в поверхностных слоях зубьев. Именно здесь происходит первичное накопление различных объемных и структурных дефектов, способствующих интенсивному изнашиванию и развитию явлений контактной усталости, что резко снижает несущую способность всего изделия в целом. Все это необходимо тщательно учитывать при определении ресурса работы деталей, испытывающих во время эксплуатации различные контактные динамические взаимодействия. Для таких условий применение

ISSN 3030-3907

сталей и сплавов только с объемным упрочнением проблему долговечности в полной мере решить не может [5]. Повышение работоспособности зубчатых колес можно достичь за счет различных способов упрочнения поверхности, при использовании которых происходит не только возрастание твердости приповерхностных слоев, но и формирование в них остаточных напряжений сжатия.

Известно, что для конструкционных улучшаемых сталей чем больше твердость, тем выше сопротивление контактной усталости, причем отношение предела контактной выносливости (σ_{-1}^{k}) при числе циклов нагружения $N = 10^7$ к твердости поверхности (HRC) является постоянной величиной:

$$\sigma_{-1}^{k} = k * HRC, \quad (1)$$

где k - коэффициент, зависящий от твердости и вида упрочняющей поверхностной обработки.

Например, ГОСТ 21354-87 для цементированных (нитроцементированных) сталей с поверхностной твердостью $58 - 62\ HRC$ устанавливает предел контактной выносливости на уровне $23\ HRC$.

Таким образом, долговечность пар трения будет определяться не только правильным выбором материала детали, но и рациональным применением различных технологий, повышающих поверхностную твердость, например путем химико-термической обработки. В процессе химико-термической обработки за счет диффузионного насыщения различными элементами можно в широких пределах изменять химический состав, структуру и свойства поверхностного слоя.

Для оценки изнашивания деталей в ходе эксперимента можно использовать функциональную зависимость вероятности безотказной работы изнашиваемой детали от времени ее работы. Эта зависимость была получена на основе модели формирования постепенного отказа, предложенной А.С. Прониковым [6], основным расчетным параметром которой является скорость изнашивания.

Согласно данной методике процесс изнашивания описывается следующей линейной зависимостью:

$$H = \alpha_0 + vt, \quad (2)$$

где H - величина износа в нормальном направлении к поверхности трения, м;

α_0 - начальное отклонение размеров детали, м;

v - скорость изнашивания, м/с;

t - время работы сопряжения, с.

ISSN 3030-3907

Если случайные величины α_0 и v распределены по нормальному закону, то и параметр H для каждого значения t также будет распределен по нормальному закону. В этом случае вероятность безотказной работы сопряжения, соответствующую времени работы t, можно определить по формуле:

$$P(t) = 0{,}5 + \Phi\left(\frac{H_{\text{пр}} - \alpha_0 - v_{\text{ср}}^t}{\sqrt{\sigma_a^2 + \sigma_v^2 t^2}}\right), \quad (3)$$

где $H_{\text{пр}}$ - предельная величина износа, определяемая или назначенная из соображения нормальной эксплуатации сопряжения;

σ_a - среднее квадратическое отклонение размеров деталей, определяемое по допуску на рассматриваемый размер;

σ_v - среднее квадратическое отклонение скорости изнашивания;

$\Phi\left(\frac{H_{\text{пр}} - \alpha_0 - v_{\text{ср}}^t}{\sqrt{\sigma_a^2 + \sigma_v^2 t^2}}\right)$ -функция Лапласа.

Расчет по формуле (3) производится из предположения, что зависимость величины износа поверхности детали от времени эксплуатации, без учета периода приработки, является линейной, и наиболее точно характеризует распределение ресурса деталей, длительное время работающих в условиях установившегося режима изнашивания. В качестве расчетной была принята модель абразивного изнашивания, так как в процессе этого вида износа происходит интенсивное разрушение трущихся поверхностей пар трения вследствие микропластических деформаций, микрорезания и других факторов.

Для того чтобы оценить скорость изнашивания контактирующих поверхностей, был проведен расчет контактных параметров. Значение максимального давления в зоне контакта зубьев может быть получено из решения Г. Герца для задачи контакта двух цилиндров с параллельными осями [7]. В случае, если радиус кривизны боковой поверхности одного зуба во много раз больше, чем у другого, то можно рассмотреть случай контакта цилиндра с плоскостью [8].

$$P_m - 0{,}564\sqrt{\frac{N_e}{\theta_t r_{\text{пр}}}}, \quad (4)$$

где P_m - максимальное давление по Герцу, МПа;

N_e - удельная нормальная нагрузка, Н/м;

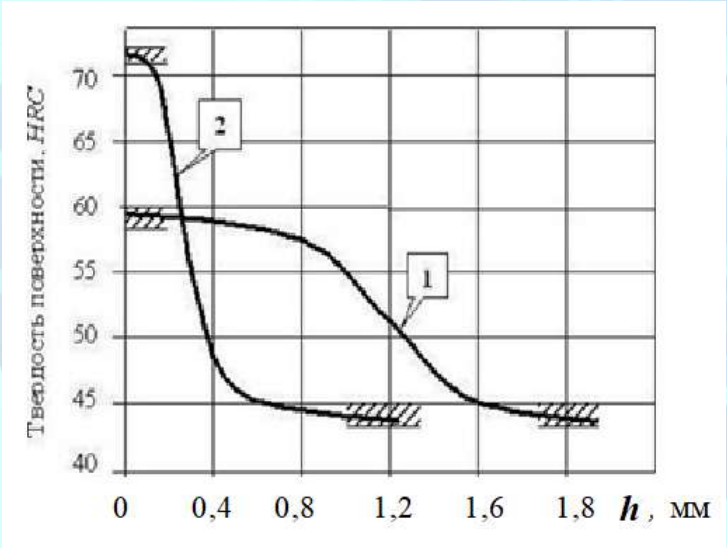
θ_t - упругая постоянная для случая контакта, м^2/Н;

$r_{\text{пр}}$ - приведенный радиус кривизны, м.

ISSN 3030-3907

В работе, для того, чтобы определить влияние соотношения твердости контактных поверхностей зубчатой передачи на сопротивление износу в условиях контактного нагружения, были использованы зубчатые колеса и шестерни из стали 34ХН1М с модулем m = 5 мм, шириной зубьев b_ω= 25 мм, числом зубьев шестерни z_1= 26 и числом зубьев колеса z_2 = 42, с межосевым расстоянием, равным 169,4 мм.

Для них были выбраны два способа химико-термической обработке, имеющие свои технологические особенности и позволяющие получать в поверхности обрабатываемых деталей упрочненные слои разной твердости и толщины. В одном случае контактную пару подвергали только цементации, в результате чего эффективная толщина диффузионного слоя составила 1-1,2 мм при твердости поверхности на уровне $58-60\ HRC$ и твердости сердцевины зуба на уровне $43-45\ HRC$. А в другом случае зубчатое колесо обрабатывали по первому режиму, а шестерню азотировали в плазме тлеющего разряда. Ионное азотирование проводили на предварительно термически обработанных деталях по режиму улучшения, как после цементации, что позволило также получить твердость сердцевины зуба на уровне $43-45\ HRC$. В результате азотирования в плазме тлеющего разряда общая толщина диффузионного слоя составила 0,3-0,4 мм при твердости поверхности $7172\ HRC$. Распределение твердости по толщине упрочненного слоя исследуемых зубчатых колес представлено на рис.1.



Толщина упрочненного слоя

Рис. 1. Распределение твердости по толщине упрочненного слоя: 1 - цементированное зубчатое колесо; 2 - азотированная шестерня.

Механические свойства стали 34ХН1М после объемной упрочняющей термической обработки были исследованы на образцах-свидетелях в условиях статического растяжения при температуре 20°С. Усредненные

ISSN 3030-3907

значения временного сопротивления как для зубчатых колес, так и для шестерен составило $\sigma_b = 925^{\pm 10}$ МПа, а относительное удлинение δ=13-15%. Для расчетов модуль нормальной упругости был принят равным $E = 2 * 10^5$ МПа, а коэффициент Пуассона μ= 0,3, [8].

В качестве экспериментальной установки был использован стенд, в состав которого входят приводной электродвигатель постоянного тока с регулируемой частотой вращения, и два одинаковых одноступенчатых редуктора, валы которых соединены между собой при помощи карданных передач, замыкающих силовой контур, кинематическая схема которого приведена в работе [9]. Характеристики нагружения показаны на рис. 2.

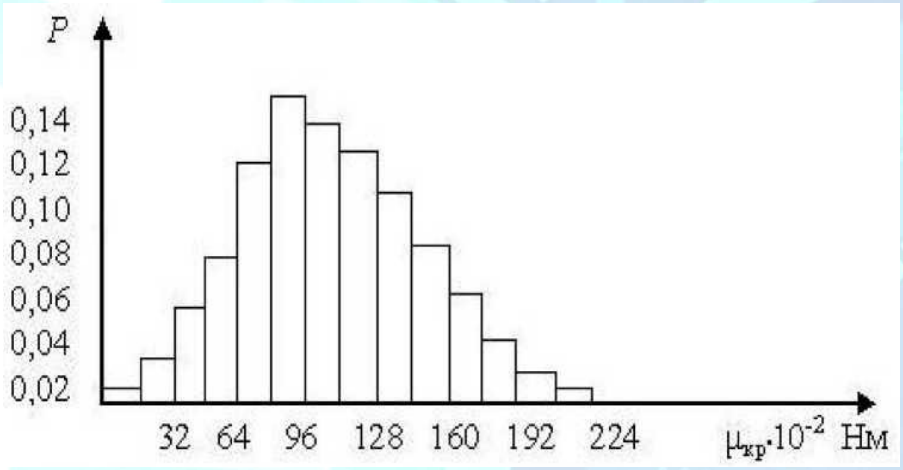


Рис. 2. Гистограмма распределения крутящего момента на шестерне 1 и на шестерне 2 при скорости вращения шестерен 320 об/мин

В ходе расчета было предположено считать износ по рабочему профилю зуба практически равномерным. Такой подход обусловлен равномерным прижатием контактирующих поверхностеё1 й в процессе работы, что позволяет не учитывать изменение геометрии зуба в процессе изнашивания при сравнительно высокой твердости рабочих поверхностей колес. Для расчета принимаем значение удельной нормальной нагрузки N_e = 1,31*10^5 Н/м, значение упругой постоянной θ_ε =9,1*10^{-12} м^2/Н, а значение приведенного радиуса кривизны $r_{пр}$=0,0345 м. Подставив эти значения в формулу (4), определяем среднюю величину максимального давления P_m= 364 Мпа. [10].

Среднее квадратическое отклонение величины давления в контакте зубьев a_p можно определить по рассеянию величины крутящего момента на шестерне, значение которого в соответствии с гистограммой распределения крутящего момента достигает 96 МПа (см. рис. 2). Площадка контакта зубьев представляет собой прямоугольник шириной $2b_H$. Полуширина полоски контакта определяется согласно теории Г. Герца по формуле:

ISSN 3030-3907

$$2b_H = 1{,}128\sqrt{\theta_\varepsilon r_{\text{пр}} N_e}, \quad (5)$$

По результатам расчета получаем значение величины b_H, равное 2,2810^{-4} м.

Скорость изнашивания контактирующих поверхностей при наличии абразивных частиц в смазке зависит от целого ряда факторов, характеризующих кинематические и геометрические параметры сопряжения, механические свойства материалов поверхностей трения и абразивных частиц, а также свойства смазочной среды и другие факторы. Общим для всех методик оценки скорости изнашивания является наличие коэффициентов, определяемых опытным путем при лабораторных испытаниях на образцах, либо по данным эксплуатации реальных узлов трения. Мы воспользовались расчетной формулой, предложенной в работе, и приняли допущение о постоянстве коэффициентов, учитывающих физические процессы в зоне контакта, поскольку контактные поверхности экспериментальных зубчатых колес и шестерен были подвергнуты упрочняющей химико-термической обработке [11]:

$$v = kPv_s, \quad (6)$$

где v - скорость изнашивания, м/с;

k - коэффициент, учитывающий физические процессы в зоне контакта, 1/МПа;

P - давление в зоне контакта, МПа;

v_s - скорость скольжения, м/с.

Среднее значение скорости скольжения v_s, определенное с учетом радиуса кривизны в расчетной точке, выбранной в процессе обследования зубчатых колес, и угловой скорости деталей зубчатой передачи, равно 0,0801 м/с, а среднее квадратическое отклонение a_v скорости скольжения в расчетной точке - 8,310^{-4} м/с. [12].

Величины давления и скорости скольжения являются независимыми, поэтому среднее квадратическое отклонение величины скорости изнашивания можно определить по формуле:

$$\sigma_v^2 = k^2\left(\sigma_p^2\sigma_v^2 + P_m^2\sigma_v^2 + v_s^2\sigma_p^2\right), \quad (7)$$

где k - коэффициент, учитывающий физические процессы в зоне контакта;

σ_p, σ_v- средние квадратичные отклонения величин давления и скорости скольжения;

P_m, v_s- средние значения максимального давления и скорости скольжения.

Обсуждений

ISSN 3030-3907

При прогнозировании надежности на этапе проектирования величина коэффициента k должна входить в число исходных данных. Во время работы при средних режимах в течение 3000 ч износ зубьев цементированной шестерни составил в среднем 0,5 мм, азотированной шестерни - 0,15 мм; зубьев колеса в первой передаче - 0,8 мм, а зубьев колеса во второй передаче - 0,7 мм. Поэтому в качестве среднего значения скорости изнашивания были приняты следующие величины, приведенные в табл. 2.

В процессе расчета было предположено, что коэффициент *k* не зависит от величины давления и скорости скольжения, и его величину определили по средним значениям величин, входящих в формулу (6). Средние квадратические отклонения величины скорости изнашивания определили согласно формуле (7). Полученные значения коэффициента *k* и среднего квадратического отклонения a*v* представлены в табл. 2.

Таблица 2

Средние значения расчетных параметров

Зубчатое зацепле-ние	Величина износа, мм	Среднее значение скорости изнашивания, м/с	Коэффициент k, 1/Мпа	Среднее квадратиче-ское отклонение
Шестерня 1	0,5	$v_{ср1}$= 4,6*10^{-11}	k_1 = 1,57*10^{-12}	σ_{v1}= 1,2*10^{-11}
Колесо 1	0,8	$v_{ср2}$= 7,4*10^{-11}	k_2= 2,54*10^{-12}	σ_{v2}= 1,9*10^{-11}
Шестерня2	0,15	$v_{ср1}$= = 1,4*10^{-11}	k_1= 0,48*10^{-12}	σ_{v1}= 0,37* 10^{-11}
Колесо 2	0,7	$v_{ср2}$= 6,5*10^{-11}	k_2= 2,22*10^{-12}	σ_{v2}= 1,7*10^{-11}

Величину предельно допустимого износа принимаем согласно техническим условиям $H_{пр}$= 4,710 ^{4} м. Величины среднего значения начального отклонения размеров детали a_0 и среднего квадратичного отклонения a_a погрешности изготовления профилей зубьев определили по допуску на отклонение шага зацепления, и получили значение a_0, равное 0, а значение a_a, равное 4,210^5 м.

Средний ресурс изнашивающейся детали определили по формуле [13]:

$$T_{р.ср.} = \frac{P_{пр} - a_0}{v_{ср}}, \quad (8)$$

Как показали расчеты, средний ресурс шестерни 1 при P(t) = 0,5 составил примерно 3000 ч, зубчатого колеса 1 - примерно 17500 ч, шестерни 2 - примерно 9000 ч, а колеса 2 - примерно 19500 ч. Обобщив результаты, полученные в результате выполненного эксперимента и расчетов, можно

ISSN 3030-3907

представить функциональную зависимость вероятности безотказной работы зубчатых сопряжений по критерию достижения предельного износа от времени эксплуатации в виде графика, приведенного на рис. 3.

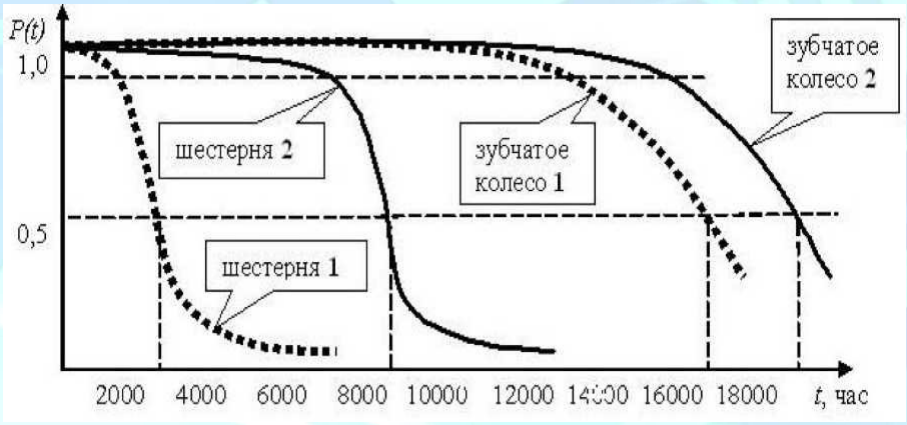


Рис. 3. Функциональная зависимость вероятности безотказной работы зубчатых сопряжений по критерию достижения предельного износа от времени эксплуатации.

Из графика видно, что зубчатое зацепление, имеющее в своем составе цементованное колесо и шестерню, подвергнутую ионному азотированию, имеет более длительный технический ресурс, чем зубчатая передача, состоящая только из цементованных деталей. Следует отметить, что в обеих зубчатых передачах шестерня изнашивается быстрее, нежели зубчатое колесо. При этом долговечность у азотированной шестерни оказалась в три раза выше, чем у цементированной. Это обусловлено тем, что технологические особенности азотирования в плазме тлеющего разряда позволяют на легированной стали 34ХН1М в поверхностном слое на довольно большую глубину за относительно короткое время получить нитридный слой с довольно высокой концентрацией растворенного азота. В результате в приповерхностных слоях помимо нитридов железа образуются специальные нитриды с участием легирующих элементов стали, в частности хрома и молибдена [14,15,16].

Выделяясь в мелкодисперсном виде, эти нитриды комплексно способствуют снижению хрупкости, повышению твердости и износостойкости поверхности, а также резко повышают температурную устойчивость к сохранению твердости поверхностного слоя и сопротивляемость коррозии. За счет хорошей прирабатываемости эти нитридные покрытия уменьшают повреждаемость контактной поверхности не только азотированной шестерни, но и работающего с ней в сопряжении цементированного зубчатого колеса.

Выводы

ISSN 3030-3907

Расчеты показали, что технический ресурс зубчатого колеса, находящегося в паре с шестерней, упрочненной с помощью ионного азотирования, почти на 12% выше ресурса колеса в зубчатой передаче, где обе детали подвергнуты цементации с последующей закалкой и низким отпуском. Таким образом, высокая износостойкость и долговечность пары трения была достигнута с помощью применения таких упрочняющих технологий, как цементация и азотирование в плазме тлеющего разряда. Эти технологии поверхностного упрочнения позволили получить оптимальное сочетание деталей зубчатого зацепления по твердости рабочей поверхности, тем самым значительно повысив ресурс зубчатой передачи в целом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ 27.003-90 Надежность в технике. Состав и общие правила задания требований по надежности. М.: Изд-во стандартов, 1990.
2. Резиновский А.Я. Методика обоснованного выбора нормируемых показателей надежности // Надежность и контроль качества. 1987. № 9.
3. ГОСТ 27.301 -95 Надежность в технике. Расчет надежности. Основные положения. М.: Изд-во стандартов, 1995.
4. Надежность технических систем / Беляев Ю.К. и др. М.: Радио и связь, 1985. 608 с.
5. Гузанов Б.Н. Упрочняющие защитные покрытия в машиностроении. Екатеринбург: Изд-во УрО РАН, 2003. 242 с.
6. Козловский И.С. Химико-термическая обработка шестерен. М.: Машиностроение, 1970. 232 с.
7. Проников А.С. Параметрическая надежность машин. М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2002. 560 с.
8. Крагельский И.В. Трение, изнашивание и смазка: справочник. М.: Машиностроение. Кн. 1. 1978. 400 с.
9. Основы расчетов на трение и износ / Крагельский И.В. и др. М.: Машиностроение, 1977. 526 с.
10. Гузанов Б.Н., Большакова М.Ю. Влияние поверхностного упрочнения на надежность и работоспособность зубчатых колес // Вестник машиностроения. 2005. № 9. С. 56 - 59.
11. Методика выбора, нормирование и подтверждение показателей надежности буровых насосов: ТУ - 36_61_81_00 МРН. Екатеринбург, 1998. 31 с.
12. Технология, организация труда, производства и управления. Сер. 8: Передовой производственный опыт в тяжелом и транспортном машиностроении. Вып. 6: Азотирование ответственных деталей тяжелого

ISSN 3030-3907

машиностроения с использованием плазмы тлеющего разряда / Гузанов Б.Н. и др.М., 1986. 32 с.
13. Force analysis of the mechanism for moving materials of high-speed sewing machines Aliyev, S., Kengbaev, S., Safarov, N. E3S Web of Conferences. Series, , 2024, 508, 08022
14. Increasing the performance and service life of the brushes of the cotton gin under conditions of shock-bending loads Saidov, B., Safarov, N., Kabulov, M., Saidov, A. Journal of Physics: Conference Series, 2024, 2697(1), 012012
15. Development of Mathematical Model of Drying the Raw Cotton During Transportation in Pipeline by Hot Air Flow Safarov, N., Mirsultonov, I. AIP Conference Proceedings, 2022, 2647, 030034.
16. Development of Mathematical Model of Drying the Raw Cotton During Transportation in Pipeline by Hot Air Flow Safarov, N., Mirsultonov, I. AIP Conference Proceedings, 2022, 2647, 030034

ISSN 3030-3907