

Согласно результатам проведенных исследований, динамические нагрузки, возникающие в трансмиссии автомобиля с ГЭСУ при резком трогании с места, могут превышать максимальный крутящий момент ГЭСУ в 1,5...1,6 раза, что, несомненно, приводит к снижению долговечности деталей трансмиссии.

Таким образом, проведенные исследования показали, что, подбирая оптимальные значения коэффициентов крутильной жесткости и коэффициентов демпфирования звеньев трансмиссии, можно добиться уменьшения динамических нагрузок, возникающих в любой трансмиссионной системе.

Библиографические ссылки

1. Маслов Г. С. Расчеты колебаний валов. Справочное пособие. – М. : Машиностроение, 1968. – С. 11.
2. Цитович И. С., Альгин В. Б. Динамика автомобиля. – Минск : Наука и техника, 1981. – 191 с. : ил.
3. Малашиков И. И., Зельцер Е. А., Стефанович Ю. Г. Зависимость динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля от процессов, происходящих при его быстром включении // Автомобильная промышленность. – 1974. – № 12. – С. 13–17.
4. Малашиков И. И., Зельцер Е. А. Исследование зависимости динамических нагрузок трансмиссии автомобиля от схем

приведения ее масс и податливостей // Конструкции автомобилей. Экспресс-информация. – 1977. – № 8. – С. 29–37.

5. Зельцер Е. А., Малашиков И. И., Стефанович Ю. Г. Аналитическое исследование максимальных динамических нагрузок трансмиссии // Автомобильная промышленность. 1975. – № 12. – С. 9–10.

6. Гришкевич А. И. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник / под общ. ред. А. И. Гришкевича. – М. : Машиностроение, 1984. – 272 с. : ил.

7. Имангулов А. Р., Филькин Н. М. Математическое моделирование динамики трансмиссии гибридного автомобиля параллельной компоновочной схемы // Интеллектуальные системы в производстве. – 2013. – № 1 (21). – С. 73–75.

8. Имангулов А. Р., Филькин Н. М. Об упрощении динамической модели трансмиссии гибридного легкового автомобиля // Интеллектуальные системы в производстве. – 2013. – № 2 (22). – С. 55–57.

9. Молибошко Л. А. Компьютерные модели автомобилей : учебник. – Минск : Новое знание ; М. : ИНФРА-М, 2012. – 295 с. : ил. – (Высшее образование).

10. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия : [Учеб. пособие для спец. «Автомобили и тракторы» / А. И. Гришкевич, В. А. Вавуло, А. В. Карпов [и др.] ; под ред. А. И. Гришкевича. – Минск : Выш. шк., 1985. – 240 с. : ил.

A. R. Imangulov, Post-graduate, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

N. M. Filkin, DSc in Engineering, Professor, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

Investigating the dynamic load of powertrain of a hybrid car

The structural scheme and mathematical model for calculation of dynamic loads that occur in powertrain of the car equipped with hybrid energy-power plant are examined in the article. The structural scheme reflects inertial, elastic and dissipative properties of the powertrain. The mathematical model is based on Lagrange equation and includes seven generalized coordinates. In the course of computer simulation in the environment of Simulink Matlab the statement is proved that dynamic loads in hybrid car powertrain can be several times greater than the maximum engine torque when transient processes take place. Dynamic loading of the powertrain of test hybrid car was evaluated by means of dynamic factor.

Keywords: hybrid car, powertrain, dynamics, model, Simulink, dynamic factor.

Получено: 30.10.14

УДК 622.673.6

Е. А. Калентьев, кандидат технических наук
В. В. Тарасов, доктор технических наук, профессор
Институт механики УрО РАН
В. Н. Новиков

Ижевская государственная сельскохозяйственная академия

Ю. В. Пузанов, кандидат технических наук, доцент

А. Г. Бажин

Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова

РАЗРАБОТКА ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ КАНАТА ДВОЙНОЙ СВИВКИ ДЛЯ ЧИСЛЕННОГО АНАЛИЗА

В статье представлена методика разработки геометрической модели каната двойной свивки, используемой для численного анализа напряженно-деформированного состояния и исследования взаимных перемещений элементов каната.

Ключевые слова: геометрическая модель, канат двойной свивки, численный анализ.

Введение

Стальные канаты имеют большое значение для современной промышленности, особенно широко стальные канаты используются в подъемно-транспортной технике. Существует большое количество

различных конструкций канатов, но основными конструктивными факторами, определяющими форму и работу каната, являются: порядок свивки каната, форма профиля поперечного сечения проволоки, контакт между проволоками в пряди и контакт пря-

дей в канате. В конструкции каната одинарной свивки проволоки с осями в форме винтовых линий свиты вокруг центральной, прямолинейной проволоки в один или несколько слоев. Канаты одинарной свивки также называются спиральными канатами. Если произвести дальнейшую свивку спирального каната, получится так называемый канат двойной свивки, при этом спиральный канат будет называться прядью. Заметим, что в канатах двойной свивки центральная проволока пряди имеет форму винтовой линии, остальные проволоки такой пряди имеют более сложную форму так называемой двойной винтовой линий (англ. *double helix*). Продолжая аналогичным образом процесс свивки, можно получить канат любого порядка свивки. Наибольшее распространение получили спиральные канаты и канаты двойной свивки. При свивке проволок в пряди по слоям, с отличным шагом свивки, контактирование слоев проволок будет происходить в точках, если же шаг свивки слоев проволок одинаков, то проволоки вышележащего слоя укладываются в углубления, образованные проволоками нижнего слоя, контакт слоев проволок в этом случае линейный. В прядях с большим количеством слоев возможна комбинация точечного и линейного контакта слоев проволок.

Разработку геометрической модели каната двойной свивки условно можно разделить на два последовательных этапа. На первом требуется записать уравнения винтовой линии, представляющие собой осевые линии проволок в спиральном канате и осевые линии центральных проволок в пряди в канате двойной свивки, а также уравнения двойной винтовой линии, описывающие остальные проволоки в пряди каната двойной свивки. На втором этапе определяются параметры, входящие в уравнения винтовых линий из условия обеспечения линейного контакта элементов каната.

Уравнения винтовых линий в декартовой системе координат

Для описания геометрии канатов необходимо ввести систему координат, для этого рассмотрим отдельно взятую проволоку. Проволока в канате представляет собой изогнутый по винтовой линии цилиндр, ось такого цилиндра также винтовая линия s . Если шаг свивки каната постоянен по длине, то винтовая линия наклонена к образующим цилиндра под постоянным углом α – углом свивки. Заметим, что ось пряди в канате двойной свивки и ось стренги в канате тройной свивки также представляют собой винтовые линии. Геометрические и силовые расчеты связаны с элементом каната (проволока, прядь или стренга) в форме винтовой линии. Свяжем с канатом прямоугольную декартовую систему координат x, y, z таким образом, что ось z совпадает с продольной осью каната, а оси x, y расположены в поперечном сечении каната. Единичные векторы осей x, y, z обозначим через $\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$ соответственно. Дополнительно, в поперечном сечении, введем полярные координаты r, φ (рис. 1).

Общеизвестное уравнение винтовой линии s в параметрическом виде:

$$x = R_s \cos(\theta), y = R_s \sin(\theta), z = R_s \theta \cot(\alpha). \quad (1)$$

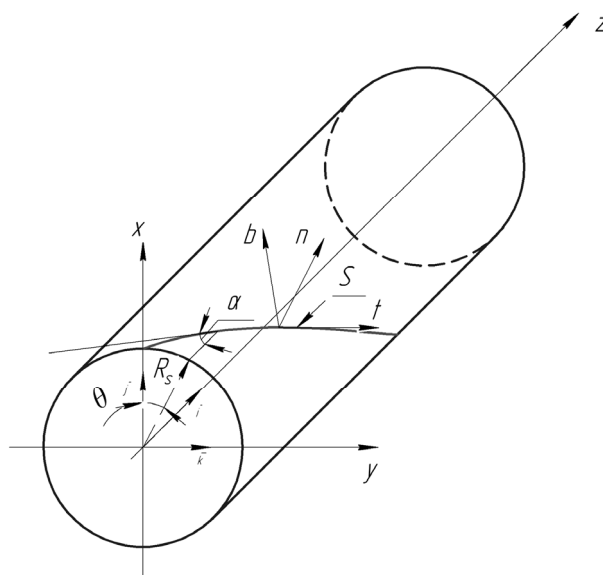


Рис. 1. Используемые системы координат

Как известно, шаг винтовой линии равен длине образующей цилиндра, на которой она совершает один полный оборот вокруг его оси. В терминологии, связанной с канатами, эту величину принято называть шагом свивки:

$$h = 2\pi R_s \cot(\alpha). \quad (2)$$

Двойная винтовая линия представляет собой трехмерную кривую, совершающую вращение относительно одинарной винтовой линии. Для описания двойной винтовой линии в глобальных координатах x, y, z используется подвижный сопровождающий трехгранник – репер Серре – Френе $\vec{i}, \vec{n}, \vec{b}$, относительно которого записываются уравнения окружностей с центром на оси \vec{i} . Затем, используя известные зависимости аналитической геометрии для преобразования координат при повороте осей, добиваются коллинеарности базисных векторов системы координат x, y, z и $\vec{i}, \vec{n}, \vec{b}$ [1]. Ниже приведены параметрические уравнения для двойной винтовой линии в системе координат x, y, z :

$$\begin{aligned} x &= R_s \cos(\theta) + R_{ds} \cos(\theta) \cos(\varphi) - R_{ds} \sin(\theta) \sin(\varphi) \cos(\alpha), \\ y &= R_s \sin(\theta) + R_{ds} \sin(\theta) \cos(\varphi) - R_{ds} \cos(\theta) \sin(\varphi) \cos(\alpha), \\ z &= R_s \theta \cot(\alpha) - R_{ds} \sin(\varphi) \sin(\alpha), \\ \varphi &= \theta n + \varphi_0, \\ \varphi_0 &= \frac{2\pi}{m}. \end{aligned} \quad (3)$$

На рис. 2 представлены графики винтовой линии и двойной винтовой линии.

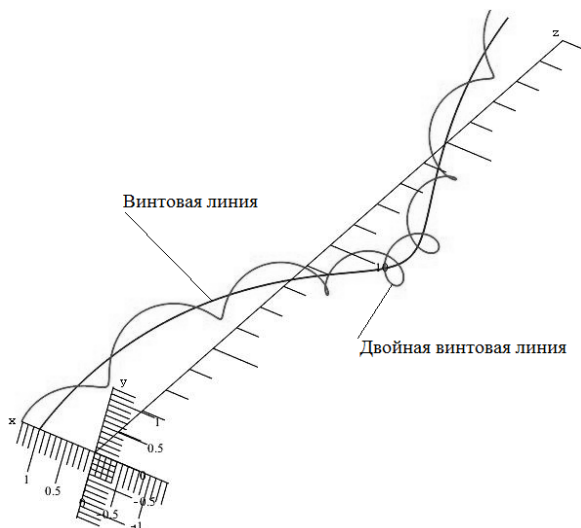


Рис. 2. График двойной винтовой линии

Определение параметров винтовых линий

В последнее десятилетие наблюдается рост интереса к моделированию витых изделий, в том числе канатов, анализу их напряженно-деформированного состояния, изучению контактного взаимодействия, составляющих их элементов [2–11]. Однако при построении моделей канатов многими авторами не освещается вопрос определения параметров, входящих в уравнения винтовых линий, идентифицирующие элементы каната. Нормативные документы (ГОСТ, ТУ, DIN и т. д.) не содержат полного набора геометрических характеристик канатов, прямое измерение данных величин с натуральных моделей затруднительно и сопряжено с неизбежными погрешностями. К таким параметрам каната следует отнести: радиусы винтовых осей проволок в пряди и в канате, углы свивки винтовых осей проволок в пряди и в канате, диаметры проволок. Особенно важно обеспечить взаимосвязь этих параметров для контактирующих элементов каната, что имеет особое значения для последующего численного анализа и решения задач механики деформируемого тела любым методом, предполагающим дискретизацию исследуемой области.

Для вычисления вышеперечисленных параметров используем метод, изложенный в работе [12]. Рассмотрим линейный контакт проволок в канате (рис. 3), описывающий непосредственно как контакт проволок в пряди, так и прядей в канате.

Не останавливаясь на описании данного метода, приведем расчетные формулы для случая собственного тангенциального контакта:

$$\begin{aligned} \delta &= 2r\xi, \\ \xi &= \sin(\Delta)\sqrt{1 + \cos^2(\Delta)\tan^2(\alpha)}, \\ \cot(2\Delta) &= \frac{\tan^2(\alpha) + \cos(\lambda)}{\sin(\lambda)}, \\ \lambda &= \frac{2\pi}{m}, \end{aligned} \tag{4}$$

где m – количество проволок в пряди и количество прядей в канате.

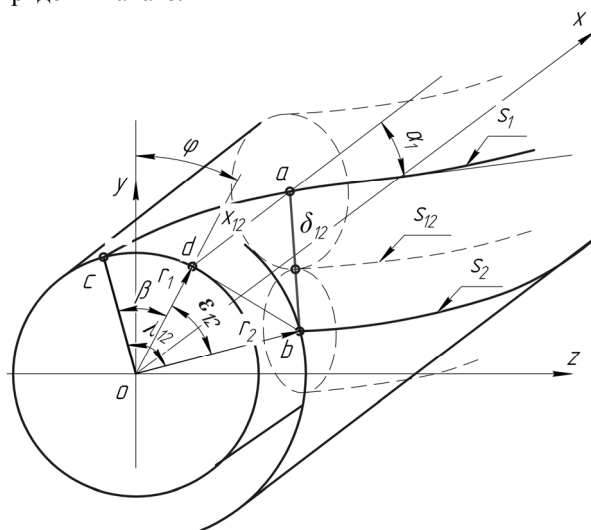


Рис. 3. Линейный контакт проволок в канате

Построение геометрической модели каната

Рассмотрим построение модели каната двойной свивки DIN 30тр проволока 55 3,0, поперечное сечение которого изображено на рис. 4.

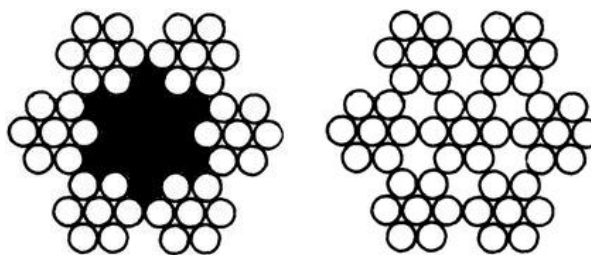


Рис. 4. Поперечные сечения каната DIN 3055

Исходные данные: диаметр каната $D1 = 3$ мм, диаметр пряди $D2 = 1$ мм, диаметр проволок каната $\delta = 0,32$ мм, количество прядей в канате $m1 = 6$, количество проволок в пряди равно 6, шаг свивки прядей в канате $h1 = 20$ мм, шаг свивки проволок в пряди $h2 = 10$ мм.

Решение для проволок в пряди

Вычислим полярный угол контакта в пряди каната:

$$\lambda 1 = \frac{2\pi}{m2} = \frac{1}{3}\pi. \tag{5}$$

Определим радиус винтовых осей проволок (в первом приближении):

$$r1 = \frac{D2 - \delta}{2} = 0,34 \text{ мм}. \tag{6}$$

Вычислим угол свивки проволок в пряди каната:

$$\alpha 1 = \arctan\left(\frac{2\pi r1}{h2}\right) = 0,210 \text{ рад} = 12,05^\circ. \tag{7}$$

Вычислим вспомогательную величину:

$$\xi = \sin(\Delta)\sqrt{1 + \cos^2(\Delta) \tan^2(\alpha_1)} = 0,491,$$

$$\cot(2\Delta) = \frac{\tan^2(\alpha_1) + \cos(\lambda_1)}{\sin(\lambda_1)}. \quad (8)$$

Вычислим уточненное значение радиуса винтовой оси и угол свивки проволоки в пряди каната:

$$r_2 = \frac{\delta}{2\xi} = 0,325 \text{ мм},$$

$$\alpha_2 = \arctan\left(\frac{2\pi r_2}{h_2}\right) = 0,201 \text{ рад} = 11,55^\circ. \quad (9)$$

Решение для прядей в канате

Вычислим полярный угол контакта в канате:

$$\lambda_2 = \frac{2\pi}{m_1} = \frac{1}{3} \pi. \quad (10)$$

Определим радиус винтовых осей проволок (в первом приближении):

$$R_1 = \frac{D_1 - 3\delta}{2} = 1,02 \text{ мм}. \quad (11)$$

Вычислим угол свивки прядей в канате:

$$\beta_1 = \arctan\left(\frac{2\pi R_1}{h_1}\right) = 0,310 \text{ рад} = 17,76. \quad (12)$$

Вычислим вспомогательную величину:

$$\xi_1 = \sin(\Delta)\sqrt{1 + \cos^2(\Delta) \tan^2(\beta_1)} = 0,481,$$

$$\cot(2\Delta) = \frac{\tan^2(\beta_1) + \cos(\lambda_2)}{\sin(\lambda_2)}. \quad (13)$$

Вычислим уточненное значение радиуса винтовой оси проволоки в пряди каната:

$$r_2 = \frac{\delta}{2\xi} = 0,325 \text{ мм},$$

$$\alpha_2 = \arctan\left(\frac{2\pi r_2}{h_2}\right) = 0,201 \text{ рад} = 11,55^\circ. \quad (14)$$

С учетом проведенных вычислений уравнение винтовой линии пряди каната примет следующий вид:

$$x = 0,997 \cos(\theta), \quad y = 0,997 \sin(\theta), \quad z = 3,183\theta. \quad (15)$$

Уравнение винтовой линии проволоки в пряди каната:

$$x = 0,997 \cos(\theta) + 0,325 \cos(\theta) \cos(\varphi) - 0,3254 \sin(\theta) \sin(\varphi),$$

$$y = 0,997 \sin(\theta) + 0,325 \sin(\theta) \cos(\varphi) - 0,325 \cos(\theta) \sin(\varphi), \quad (16)$$

$$z = 3,183\theta - 0,0973 \sin(\varphi),$$

$$\varphi = \theta n + \varphi_0,$$

$$\varphi_0 = \frac{2\pi}{m}.$$

Определение параметра n осуществляется исходя из следующих соображений, длина дуги винтовой линии пряди каната должна быть равна шагу свивки проволок в пряди h_2 . Выражение для длины дуги винтовой линии пряди каната:

$$\int_0^{\theta} \sqrt{\left(\frac{dx}{d\theta}\right)^2 + \left(\frac{dy}{d\theta}\right)^2 + \left(\frac{dz}{d\theta}\right)^2} d\theta =$$

$$= \sqrt{R^2 + (R_2 \cot(\beta_2))^2} \theta = 3,335\theta. \quad (17)$$

Определим угол θ_1 , соответствующий длине дуги винтовой линии пряди равной шагу свивки проволок:

$$\theta_1 = \frac{h_2}{3,335} = 2,997 \text{ рад}. \quad (18)$$

Таким образом, выражение для параметра n :

$$n = \frac{\theta_1}{2\pi} = 0,477. \quad (19)$$

Величина φ_0 является фазовым сдвигом и определяется номером проволоки в пряди каната, так для первой проволоки $\varphi_0 = 0$, для второй $\varphi_0 = 0 + \lambda_1 = 60^\circ$, для третьей $\varphi_0 = 0 + 2\lambda_1 = 120^\circ$ и т. д.

На заключительном этапе производится построение геометрической модели с использованием любой системы автоматизированного проектирования (CAD), позволяющей строить кривые по уравнениям. Пример такого построения представлен на рис. 5.

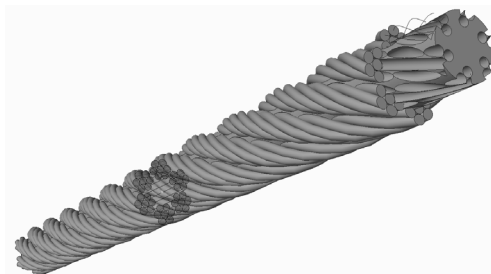


Рис. 5. Модель каната двойной свивки

Библиографические ссылки

1. Manuel Munoz Hardy. Geometric transformation for double helical wire rods; A thesis submitted to the graduate division of the university of Hawaii in partial fulfillment of the requirements for the degree of master of science in mechanical engineering. 51p.
2. Талтыкин В. С. Обоснование метода повышения долговечности шахтных канатов с учетом контактного взаимодействия проволок : автореф. дисс. ... канд. техн. наук. – М., 2009. – 23 с.
3. Cengiz Erdonmez, C. Erdem İmrak. A finite element model for independent wire rope core with double helical geometry subjected to axial loads // Indian Academy of Sciences, 2011. – Vol. 36. – № 6. – P. 995–1008.
4. Cengiz Erdonmez, C. Erdem İmrak. Advances in 3D wire rope modeling and numerical analysis // The International Journal of TRANSPORT & LOGISTICS. 2010. – Vol. 10. – P. 57–62.
5. Usabiaga H., Pagalday J. M. Analytical procedure for modelling recursively and wire by wire stranded ropes subjected to traction and torsion loads // International Journal of Solids and Structures, 2008. – Vol. 45. – P. 5503–5520.

6. Stanova E., Fedorko G., Fabian M., Kmet S. Computer modelling of wire strands and ropes Part I: Theory and computer implementation // *Advances in Engineering Software*. 2011. – Vol. 42. – P. 305–315.

7. MA Jun, GE Shi-rong, ZHANG De-kun. Distribution of wire deformation within strands of wire ropes // *J China Univ Mining & Technol*. 2008. – Vol. 18. – P. 0475–0478.

8. Wen-Guang Jiang, Michael K. Warby, John L. Henshall. Statically indeterminate contacts in axially loaded wire strand // *European Journal of Mechanics A/Solids*. 2008. – Vol. 27. – P. 69–78.

9. Páczelt I., Beleznai R. Nonlinear contact-theory for analysis of wire rope strand using high-order approximation in

the FEM // *Computers and Structures*. 2011. – Vol. 89. – P. 1004–1025.

10. Chang Huang and Knapp R. H. Parametric Modeling of Double and Triple Helical Strands // *Proceedings of the Sixteenth (2006) International Offshore and Polar Engineering Conference, San Francisco, California, USA, May 28-June 2, 2006*.

11. Seyed Reza Ghoreishia, Tanguy Messagera, Patrice Cartrauda and Peter Daviesc. Validity and limitations of linear analytical models for steel wire strands under axial loading, using a 3D FE model // *International Journal of Mechanical Sciences*. 2007. – Vol. 49. I. 11. – P. 1251–1261.

12. Глушко М. Ф. Стальные подъемные канаты. – Киев : Техника, 1966. – 327 с.

E. A. Kalentyev, PhD in Engineering, Institute of Mechanics, Ural Branch RAS, Izhevsk

V. V. Tarasov, DSc in Engineering, Professor, Institute of Mechanics, Ural Branch RAS, Izhevsk

V. N. Novikov, Izhevsk State Agricultural Academy

Yu. V. Puzanov, PhD in Engineering, Associate Professor, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

A. G. Bazhin, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

Development of geometric model of double lay rope for numerical analysis

The paper presents a methodology for the development of the geometric model of a double lay rope used for the numerical analysis of the stress-strain state and the study of mutual displacements of rope elements.

Keywords: geometric model, double lay rope, numerical analysis.

Получено: 10.11.14

УДК 621.771.06

Ю. О. Михайлов, доктор технических наук, профессор

А. Л. Майков, аспирант

Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ТЕХНИЧЕСКОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ РАБОЧЕГО ИНСТРУМЕНТА ПРОКАТНЫХ СТАНОВ КРВ-18, КРВ-25 МЕТОДОМ ЭФФЕКТА БАРКГАУЗЕНА

В статье проведен анализ возможности раннего диагностирования зарождения дефектов рабочего инструмента прокатных станков КРВ методом магнитных шумов (эффект Баркгаузена).

Ключевые слова: холодная прокатка труб, прокатный инструмент, эффект Баркгаузена.

Качественный рабочий инструмент прокатных станков (калибры и оправки) является основным условием выпуска продукции, отвечающей требованиям технических условий. Однако в процессе прокатки вследствие воздействия высоких температур, давлений, трения о металл и знакопеременных нагрузок происходит износ или разрушение рабочего инструмента.

Износ прокатного инструмента обусловлен появлением растягивающих напряжений на его рабочих поверхностях, возникающих при прокатке в результате поверхностно-пластического деформирования. При достижении определенного критического уровня происходит релаксация растягивающих и заложенных при изготовлении инструмента сжимающих напряжений, что приводит к появлению микротрещин. Зародившиеся микротрещины в дальнейшем приводят к еще большему растрескиванию и, наконец, полному разрушению рабочей поверхности прокатного инструмента.

Зарождение микротрещин на начальном этапе их появления не сказывается на качестве выпускаемой продукции, однако дальнейшее интенсивное разрушение инструмента с появлением трещин и следов выкрашивания металла приводит к наличию в выпускаемой продукции дефектов наружной и внутренней поверхностей. Такая продукция отправляется в брак.

Наличие брака продукции резко снижает экономические показатели предприятия, что в условиях рыночной экономики и жесткого регламента контрактных поставок недопустимо. Следовательно, необходимо либо полностью исключить, либо снизить до минимума вероятность выпуска продукции, не соответствующей установленным техническим требованиям из-за износа рабочего инструмента прокатных станков.

Поставленная выше задача имеет несколько путей решения. Один из них – в техническом диагностировании рабочего инструмента прокатных станков. Целью технического диагностирования, проводимого