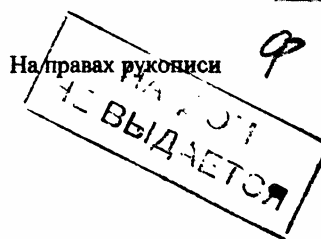


На правах рукописи



Мальцев Андрей Анатольевич

**РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ДОЛГОВЕЧНОСТИ
ЭЛЕМЕНТОВ ПРИВОДОВ ПРОКАТНЫХ СТАНОВ**

Специальность 05.03.05 — Технологии и машины обработки давлением

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва – 2005

Работа выполнена в МГТУ им. Н.Э. Баумана

Научный руководитель:

доктор технических наук, профессор
Вафин Рашит Каримович

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор
Голубчик Рудольф Михайлович

кандидат технических наук, доцент
Зябликов Владимир Михайлович

Ведущая организация:

ОАО ЭЗТМ

Защита состоится «25» мая 2005 года в « » часов на заседании диссертационного совета Д 212.141.04 в Московском государственном техническом университете имени Н.Э. Баумана по адресу: 105005, Москва, 2-я Бауманская улица, дом 5.

Ваш отзыв на автореферат в одном экземпляре, заверенный печатью, просим высылать по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана.
Телефон для справок: 267-09-63

Автореферат разослан: « » _____ 2005г.

Ученый секретарь
диссертационного совета
кандидат технических наук, доцент



В.И. Семенов

Актуальность работы

Потери из-за недостаточной долговечности металлургического оборудования очень велики: на все виды ремонта ежегодно расходуется около 25% капитальных вложений в металлургию, кроме того, на ремонтных работах занято более 20% рабочих отрасли и примерно треть металлорежущих станков.

В рамках разработанной федеральной программы «Техническое перевооружение и развитие металлургии России», предусмотрен переход от системы планово-предупредительных ремонтов (ППР) к новой системе ремонтов по фактическому состоянию на основе результатов диагностирования. Недостаток системы ППР заключается в том, что план ремонтов составляется по среднестатистическим данным о выходе из строя деталей и узлов, что приводит зачастую к замене исправного оборудования и не исключает аварии между ремонтами. Подсчитано, что затраты на ремонт оборудования без системы диагностики составляют, в среднем, 60% от его первоначальной стоимости, а с системой диагностики такие затраты в десять раз меньше.

Существующие системы диагностики оборудования имеют недостаток: в диагностировании не вычисляется остаточный ресурс — это подчеркивает актуальность диссертационной работы.

Цель и задачи работы

С целью предотвращения аварий прокатных станов, вызванных запятым разрушением высоконагруженных деталей приводов клетей, разработать и внедрить методику расчета долговечности, а также мониторинг остаточного ресурса этих деталей.

Для достижения этой цели поставлены и решены следующие задачи:

1. Разработка методики расчета долговечности и остаточного ресурса деталей.
2. Изучение влияния истории нагружения на оценку долговечности деталей.
3. Разработка аппаратуры и программного обеспечения для мониторинга остаточного ресурса деталей.

Научная новизна

1. Построение блоков нагружения деталей приводов на основе данных цикловой нагруженности.
2. Расчет усталостной долговечности деталей приводов с учетом постепенного снижения предела выносливости после каждой ступени блока нагружения.
3. Влияние истории нагружения и построение функций распределения долговечности.
4. Разработка мониторинга остаточного ресурса деталей приводов с использованием специальной аппаратуры и программного обеспечения.

Практическая значимость

Обеспечение безаварийной работы деталей приводов клетей прокатных станов на основе разработанной новой методики расчета усталостной долговечности и проведения мониторинга остаточного ресурса посредством созданных специальной аппаратуры и программных средств.

Апробация работы

Основные результаты работы докладывались и обсуждались на международной научно-технической конференции «Павловские чтения» в Московском институте стали и сплавов (2000г.); на всероссийской научно-технической конференции, посвященной 100-летию со дня рождения академика А.И. Целикова в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана (2004г.); на научно-технических семинарах кафедры «Прикладная механика» и кафедры «Оборудование и технологии прокатки» Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана (2004г.).

Достоверность полученных результатов

Достоверность расчета цикловой нагруженности подтверждена сравнением теоретических графиков нагружения с осциллограммами. Достоверность вычисления усталостной долговечности подтверждена сравнением расчетного и эксплуатационного сроков службы.

Публикации

По материалам диссертации опубликовано 9 статей.

Структура и объем работы

Диссертация состоит из введения, трех глав, заключения, списка литературы (33 наименования) и приложения. Работа изложена на 111 страницах машинописного текста, содержит 39 рисунков и 13 таблиц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Введение

Кратко изложены предпосылки написания диссертации, обоснована ее актуальность, научная новизна и практическая значимость.

Современное состояние проблемы предотвращения аварий прокатных станов

В результате анализа литературных источников выявлен недостаток существующих методов расчета усталостной долговечности: процесс накопления усталостных повреждений рассматривается как автомодельный, то есть не учитывается постепенное снижение предела выносливости, вызванное самой усталостью, старением, коррозией, износом и другими процессами деградации материала детали, происходящими со временем. Существующие системы диагностики прокатных станов не позволяют прогнозировать усталостное разрушение высоконагруженных деталей приводов клетей, поэтому для предотвращения аварий необходим мониторинг остаточного ресурса этих деталей.

Расчет долговечности деталей приводов рабочих клетей при неавтомодельных процессах накопления усталостных повреждений

Изложена методика расчета усталостной долговечности, которая проиллюстрирована на примерах автоматстана 220 ПНТЗ (Первоуральский новотрубный завод), трехвалкового стана ЭЗТМ-80 (Электростальский завод тяжелого машиностроения), клетки 350 сортового стана (Бхилайский металлургический комбинат, Индия), лабораторно-промышленного стана ДУО-140 (Электростальский политехнический институт (филиал) московского института стали и сплавов).

В приводе клетки каждого прокатного стана (рис.1) имеется деталь, которая чаще других деталей выходит из строя. Эта деталь определяет лимит безаварийной работы и устанавливается только по эксплуатационным данным с учетом материальных и трудовых затрат на ремонт. Опыт эксплуатации показал, что у автоматстана 220 ПНТЗ лимитирующая деталь — предохранительный шпindelь (1), у трехвалкового стана ЭЗТМ-80 — карданный шпindelь (2), у клетки 350 сортового стана — рабочий валок (3), у стана ДУО-140 — универсальный шпindelь (4).

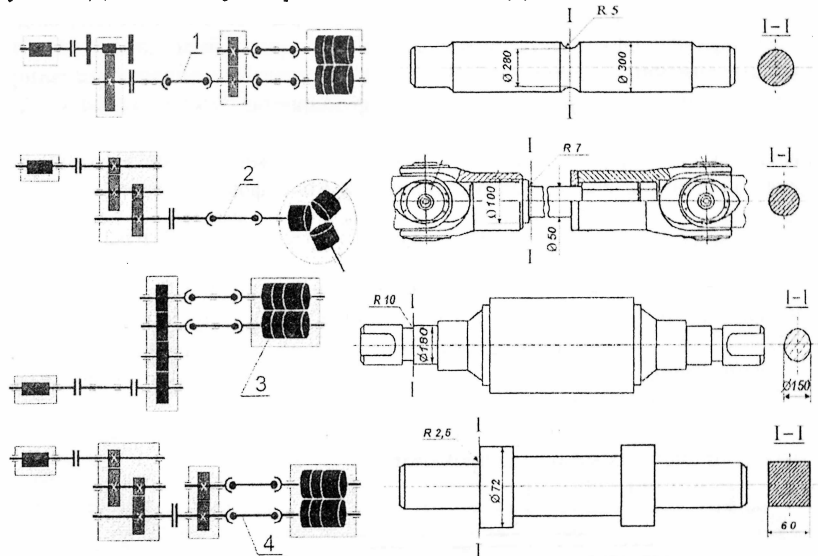


Рис.1. Схемы приводов клетей и их лимитирующие детали

Выработка ресурса деталью проявляется главным образом в накоплении необратимых повреждений, которые могут быть как механического, так и физико-химического происхождения. Из всех видов повреждений усталостное разрушение приводит более чем к 80% внезапных поломок деталей, и поэтому рассматривается в диссертации.

Математическая модель привода (далее рассматривается автоматстан 220 ПНТЗ) представляет собой многомассовую диссипативную крутильную систему (рис.2), движение которой описывается дифференциальными уравнениями второго порядка:

$$A\ddot{\phi} + B\dot{\phi} + C\phi = M, \quad (1)$$

где $\ddot{\phi}$, $\dot{\phi}$, ϕ — векторы-столбцы угловых ускорений, скоростей и перемещений массивных элементов соответственно; A — диагональная матрица моментов инерции вращающихся масс; B — квадратная симметричная «ленточная» матрица коэффициентов демпфирования; C — квадратная симметричная «ленточная» матрица жесткостей квазиупругих связей; M — вектор-столбец внешних возмущающих моментов (момент электродвигателя $M_{эд}$ и моменты прокатки $M_{пр}$).

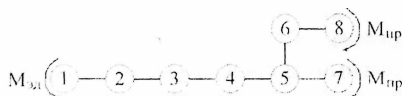


Рис.2. Математическая модель привода клетки автоматстана 220 ПНТЗ

Инерционные и жесткостные параметры математической модели идентифицированы по геометрическим и инерционным характеристикам конструктивных элементов. Нелинейно-упругие характеристики зазоров аппроксимированы кусочно-линейными функциями.

Внешний момент прокатки задан как внезапная ступенчатая функция времени из-за ударного характера захвата рабочими валками заготовки, его величина вычислена по формуле Целикова-Анисифорова

$$M_{пр} = 3,3 \cdot r \cdot \mu \cdot \left[\left(R \frac{\pi}{2} - r \right) \cdot (p_2 L_2 + p_1 L_1) - 2 \cdot (R \cdot \theta_k - r \cdot \sin \theta_k) \cdot p_2 L_{опер} \right], \quad (2)$$

где r — радиус калибра; μ — коэффициент внешнего трения; R — идеальный радиус вала; L_1 , L_2 — длина зоны редуцирования и зоны обжатия; θ_k — угол, определяющий положение катающего диаметра; $L_{опер}$ — длина зоны опережения; p_1 , p_2 — удельные давления на валок в зоне редуцирования и в зоне обжатия.

Наибольшая по всему сортаменту ошибка сравнения расчетных и эксплуатационных моментов прокатки — 17% (рис.3).

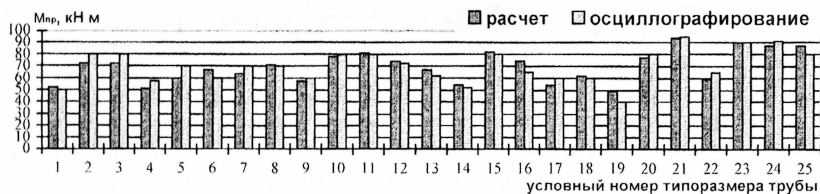


Рис.3. Расчетные и фактические моменты нагрузки при прокатке труб

Система дифференциальных уравнений движения (1) была решена в развернутом виде методом Дормана-Принса. В результате решения получены графики моментов сил упругости на всех участках привода. Сравнение компьютерных графиков с осциллограммами показало удовлетворительный результат: средняя по сортаменту ошибка сравнения по амплитудам — 15%, по частоте колебаний — 7% (рис.4).

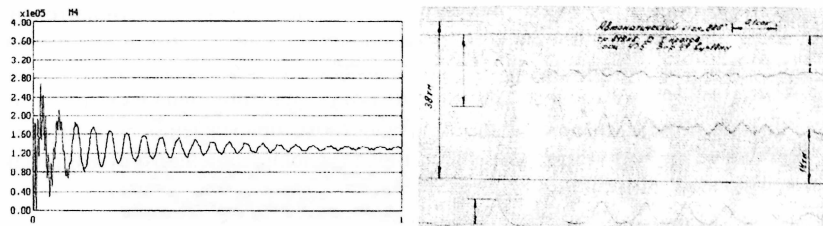


Рис.4. Сравнение расчетных и фактических моментов сил упругости при прокатке трубы 219×8

Графики моментов сил упругости на участке привода, где расположен предохранительный шпindel, преобразованы в графики напряжений для его опасного сечения. Вычислен предел выносливости в опасном сечении предохранительного шпинделя. При этом использована статистическая теория подобия усталостного разрушения, которая описывает совместное влияние концентрации напряжений и масштабного фактора на сопротивление усталости. Выполнена двухпараметрическая систематизация нагрузочного режима методом укрупненных размахов. Построена корреляционная таблица совместного распределения амплитуд и средних значений циклов. Выполнено приведение амплитудных напряжений к симметричному циклу. При построении блока нагружения (рис.5) посредством ранжирования амплитуд касательных напряжений в опасном сечении предохранительного шпинделя рассмотрен весь годовой сортамент автомата 220 ПНТЗ с учетом количества проката каждого типоразмера.

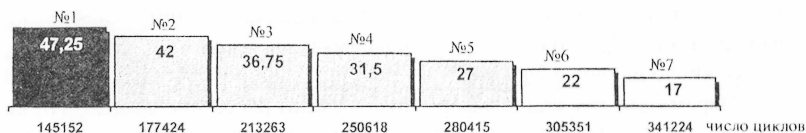


Рис.5. Ранжирование нагрузки и составление годового блока нагружения

Годовой блок нагружения предохранительного шпинделя содержит одну повреждающую ступень №1 с амплитудами $\tau_1 = \tau_{\max} = 47,25$ МПа выше предела выносливости детали $\tau_{-1д} = 43$ МПа, четыре ступени (№2, №3, №4, №5) с амплитудами выше уровня $0,6 \tau_{-1д} = 25,8$ МПа. Две безопасные ступени (№6, №7) имеют амплитуды ниже уровня $0,6 \tau_{-1д} = 25,8$ МПа.

При расчетах на усталостную долговечность считается, что параметры кривой усталости (предел выносливости детали τ_{-1d} ; параметр угла наклона левого участка кривой усталости, представленной в двойных логарифмических координатах, m ; координата точки перегиба кривой усталости N_0) остаются неизменными во времени. Число циклов нагружения до разрушения $N = N(\tau)$ при постоянном уровне амплитуд напряжений τ определяется по кривой усталости, а процесс накопления усталостных повреждений $v = v(\tau, n)$ считается зависящим только от относительного числа циклов нагружения n/N (псевдоповреждений). Это автоматический процесс накопления усталостных повреждений, скорость которого может быть представлена в виде произведения двух функций, одна из которых $\varphi(v)$ зависит только от накопленного усталостного повреждения v , а другая — только от уровня амплитуд напряжений τ (условие линейного суммирования псевдоповреждений не нарушается):

$$\frac{dv}{dn} = \varphi(v) \frac{1}{N(\tau)}. \quad (3)$$

Поэтому сначала в диссертации расчет усталостной долговечности был выполнен по формуле скорректированной линейной гипотезы суммирования повреждений без учета снижения предела выносливости детали и без учета истории нагружения. Срок службы предохранительного шпинделя

$$T_{сш} = \lambda \cdot \ell_6 = \frac{\alpha_p \cdot \tau_{-1d}^m \cdot N_0}{\sum_{i=1}^5 \tau_i^m n_i}, \quad (4)$$

где λ — ресурс детали, выраженный числом блоков нагружения до появления первой макроскопической трещины; ℓ_6 — длина блока нагружения (1 год); τ_{-1d} , m , N_0 — параметры кривой усталости; τ_i , n_i — амплитуда и число циклов ступеней №1, №2, №3, №4, №5 блока нагружения (см. рис.5);

Корректирующий коэффициент α_p вычисляется как

$$\alpha_p = \frac{\tau_{\max} \zeta - K_\alpha \tau_{-1d}}{\tau_{\max} - K_\alpha \tau_{-1d}}; \quad \zeta = \sum_{i=1}^5 \frac{\tau_i}{\tau_{\max}} \cdot \frac{n_i}{n_{\text{общ}}},$$

где K_α — некоторое число, определяющее нижнюю границу повреждающих напряжений ($K_\alpha = 0,6$); $\tau_{\max}$ — максимальная амплитуда блока; $n_{\text{общ}}$ — общее число циклов в блоке.

Параметры, входящие в формулу (4) имеют рассеяние до $\pm 20\%$ от своих номинальных значений и рассматриваются как случайные величины. Поэтому для прогнозирования долговечности предохранительного шпинделя использован метод Монте-Карло. С помощью генератора случайных чисел разыграно 1000 численных значений сроков службы $T_{сш}$, которые попали в диапазон от 0 до 10 лет (рис.6). Вычислено медианное значение $\bar{T}_{сш}$ и среднеквадратическое отклонение σ сроков службы.

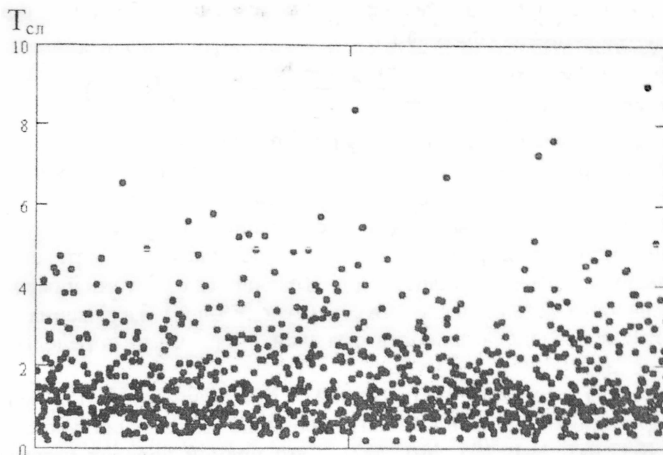


Рис.6. Графическая реализация метода Монте-Карло: каждая точка — случайное значение срока службы предохранительного шпинделя

В результате построены гистограмма распределения долговечности, где n — число точек, а также теоретическая «сплошная» и эмпирическая «штриховая» кривые плотности распределения долговечности f (рис.7).

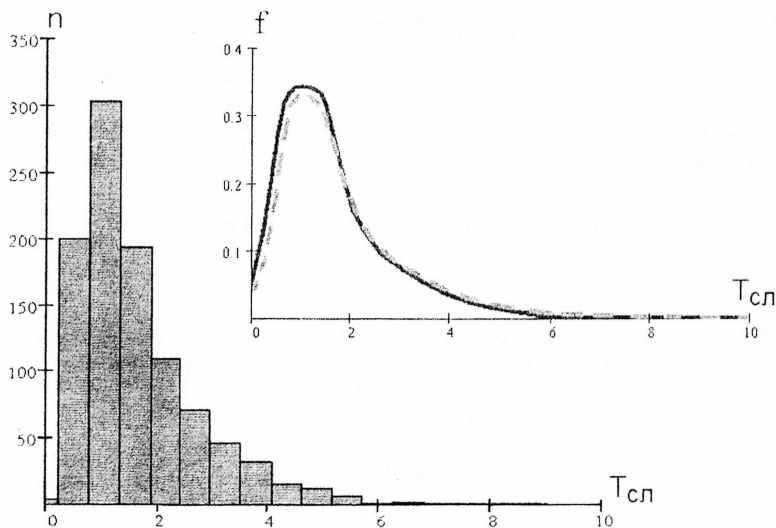


Рис.7. Гистограмма распределения и плотность вероятности долговечности

Предположение о законе распределения Вейбулла подтверждено критерием согласия Пирсона χ^2 :

$$\sum_{j=1}^k \frac{(n_{j \text{ эмпир}} - N p_{j \text{ теор}})^2}{N p_{j \text{ теор}}} < \chi^2(k-3), \quad (5)$$

где $n_{j \text{ эмпир}}$ — число попаданий случайной величины долговечности в j -тый интервал; $p_{j \text{ теор}}$ — теоретическое значение плотности вероятности; k — число интервалов; N — число розыгрышей сроков службы.

Одной из основных задач диссертационной работы было изучение влияния истории нагружения на оценку долговечности деталей. Поэтому был выполнен расчет усталостной долговечности с учетом снижения предела выносливости детали после каждой ступени блока нагружения и с учетом возможной последовательности ступеней в блоке, что определяет историю нагружения.

Нижняя оценка усталостной долговечности получена путем ранжирования ступеней блока нагружения по уменьшению уровня амплитуд (№1, №2, №3, №4, №5, №6, №7). Это прямой порядок нагружения (см. рис.5).

Верхняя оценка усталостной долговечности получена путем ранжирования ступеней блока нагружения по увеличению уровня амплитуд (№7, №6, №5, №4, №3, №2, №1). Это обратный порядок нагружения.

Средние значения сроков службы при прямом, обратном и смешанном (№6, №3, №5, №1, №7, №4, №2) порядках нагружения

$$\begin{aligned} T_{\text{сп}}^{\text{прям}} &= \frac{1}{\frac{1}{\lambda_1} + \frac{1}{\lambda_2} + \frac{1}{\lambda_3} + \frac{1}{\lambda_4} + \frac{1}{\lambda_5} + \frac{1}{\lambda_6}}; \\ T_{\text{сп}}^{\text{обр}} &= \frac{1}{\frac{1}{\lambda_1}}; \quad T_{\text{сп}}^{\text{смеш}} = \frac{1}{\frac{1}{\lambda_1} + \frac{1}{\lambda_4} + \frac{1}{\lambda_2}}, \end{aligned} \quad (6)$$

где элементарные долговечности для каждой i -той ступени блока

$$\lambda_i = \frac{\alpha_p \tau_{-1д, i-1}^m \cdot N_{0, i-1}}{\tau_i^m n_i},$$

α — новый предел выносливости детали и новая координата точки перегиба кривой усталости после i -той ступени блока нагружения:

$$\begin{aligned} \tau_{-1д, i} &= \tau_{-1д} (1 - v); \\ N_{0, i} &= N_0 \left(\frac{\tau_{-1д}}{\tau_{-1д, i}} \right)^m, \end{aligned}$$

v — накопленное усталостное повреждение.

При прямом порядке приложения нагрузок усталостное повреждение с учетом снижения предела выносливости детали, в результате чего ступень №6 блока нагружения стала повреждающей, составит величину $v^{\text{прям}} = 0,28$.

При обратном порядке нагружения только одна ступень №1 вызывает усталостное повреждение, которое составит величину $v^{\text{обр}} = 0,124$.

При сильном перемешивании циклов, полное усталостное повреждение $v^{\text{смеш}} = 0,223$ находится в вилке значений 0,124 и 0,28. Как и ожидалось, величина усталостного повреждения v зависит от истории нагружения.

Эксплуатационный (фактический) срок службы предохранительного шпинделя автоматического стана 220 ПНТЗ по данным ВНИИМЕТМАШ им. академика А.И. Целикова составляет 0,9 года. Эти данные получены в результате наблюдений за техническим состоянием объекта в течение 10 лет его эксплуатации. Расчетный срок службы предохранительного шпинделя без учета снижения предела выносливости составляет 1,594 года, что превышает фактический на 43%. При определении расчетного срока службы предохранительного шпинделя в случае прямого порядка нагружения и с учетом снижения предела выносливости получено значение 1,084 года, что превышает фактический на 17%, то есть достаточно близко совпадает с ним. Интересные значения срока службы получаются при обратном и смешанном порядках нагружения, то есть соответственно 8,05 и 2,7 года.

Таким образом, при вычислении срока службы предохранительного шпинделя автомата стана 220 ПНТЗ, учет снижения предела выносливости детали привел к более достоверным результатам, и вариант с прямым порядком нагружения является наиболее правдоподобным. Как и ожидалось, при обратном порядке нагружения получен наибольший срок службы для каждой заданной детали.

Задача по прогнозированию остаточного ресурса наиболее актуальна в ситуации, когда к некоторому моменту времени приходят к заключению, что ресурс заданной детали близок к исчерпанию, а продление срока ее эксплуатации на некоторое время дает значительный экономический эффект или дает возможность для заказа и подготовки к замене на новую деталь.

Установлен закон распределения вероятностей для остаточного ресурса T , отсчет которого производится от момента времени $t = t_*$ (рис.8).

Плотность и интегральная функция распределения вероятностей для остаточного ресурса:

$$g(T) = \frac{b}{\alpha^b} (t_* + T)^{b-1} \exp \left[-\frac{(t_* + T)^b - t_*^b}{\alpha^b} \right];$$

$$G(T) = 1 - \exp \left[-\frac{(t_* + T)^b - t_*^b}{\alpha^b} \right], \quad (7)$$

где α и b — параметры масштаба и формы (закон Вейбулла).

Вычислен 90% остаточный ресурс ($\gamma = 0,9$) при условии, что деталь уже выработала свой ресурс, то есть $t_* = \bar{T}_{сл}$.

$$T_{\gamma} = \alpha \left[\left(\frac{t_*}{\alpha} \right)^b - \ln \gamma \right]^{\frac{1}{b}} - t_* \quad (8)$$

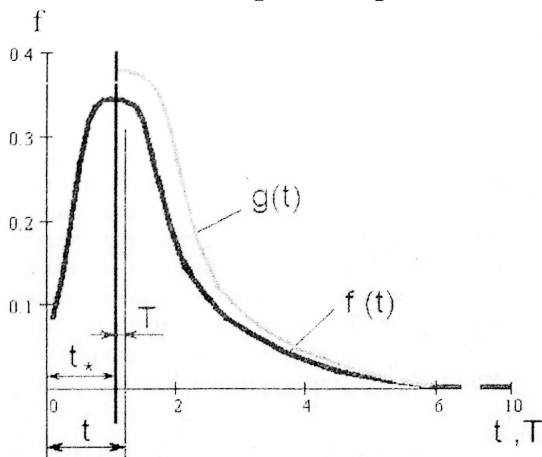


Рис. 8. График, поясняющий расчет остаточного ресурса детали:
 $f(t)$ — плотность распределения долговечности;
 $g(t)$ — плотность распределения остаточного ресурса

Расчетное значение долговечности заданной детали складывается из выработанного ресурса $\bar{T}_{сл}$ и остаточного ресурса T_{γ} :

$$T_{сл}^{расчет} = \bar{T}_{сл} + T_{\gamma} \quad (9)$$

Сопоставление расчетного $T_{сл}^{расчет}$ (с учетом остаточного ресурса) и эксплуатационного $T_{сл}^{экспл}$ сроков службы показало, что погрешность сравнения не превышает 24%. (табл.1).

Таблица 1

Результаты прогнозирования остаточного ресурса

Заданные детали	t_* , лет	T_{γ}	$T_{сл}^{расчет}$, лет		$T_{сл}^{экспл}$
Предохранительный шпиндель	1,08	0,11	1,19	24%	0,90
Карданный шпиндель	2,69	0,25	2,94	15%	2,50
Рабочий валок	2,01	0,22	2,23	19%	1,80
Универсальный шпиндель	4,44	0,43	4,87	—	—

Мониторинг остаточного ресурса

Разработана аппаратура для мониторинга остаточного ресурса (рис.9), включающая: датчики температуры (ДТ), вибрации (ДВ) и крутящего момента (ДМ); модули измерения температуры (МИТ), вибрации (МИВ) и крутящего момента (МИМ), собранные в измерительный блок (ИБ); индикаторы температуры (ИТ), вибрации (ИВ) и крутящего момента (ИМ).

С помощью этой аппаратуры можно контролировать температуру масла редуктора, уровень вибрации электродвигателя и корпуса редуктора, а также крутящие моменты на шпинделях прокатного стана.

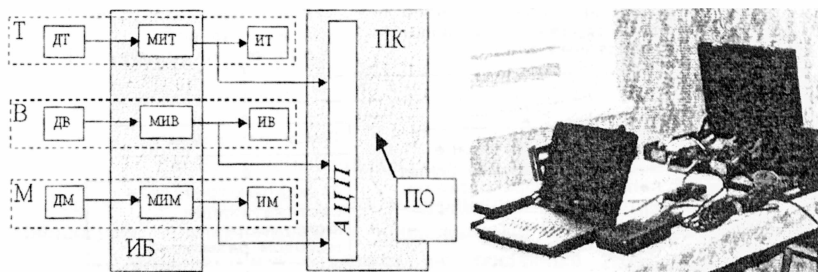


Рис.9. Схема измерительной части и общий вид аппаратуры

Основным звеном системы мониторинга является персональный компьютер (ПК), на котором установлено программное обеспечение (ПО) (рис.10), объединяющее программу оцифровки сигналов с датчиков и программу вычисления остаточного ресурса.

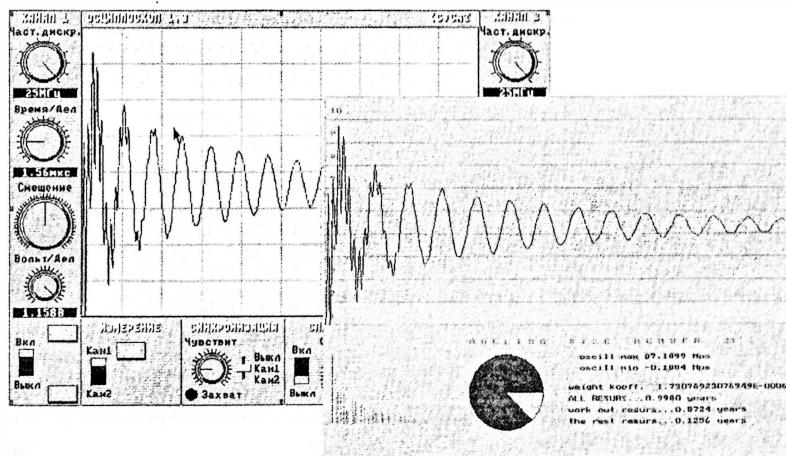


Рис.10. Фиксирование нагрузки и вывод остаточного ресурса на дисплее ПК

Алгоритм вычисления остаточного ресурса представлен в виде блок-схемы (рис.11).

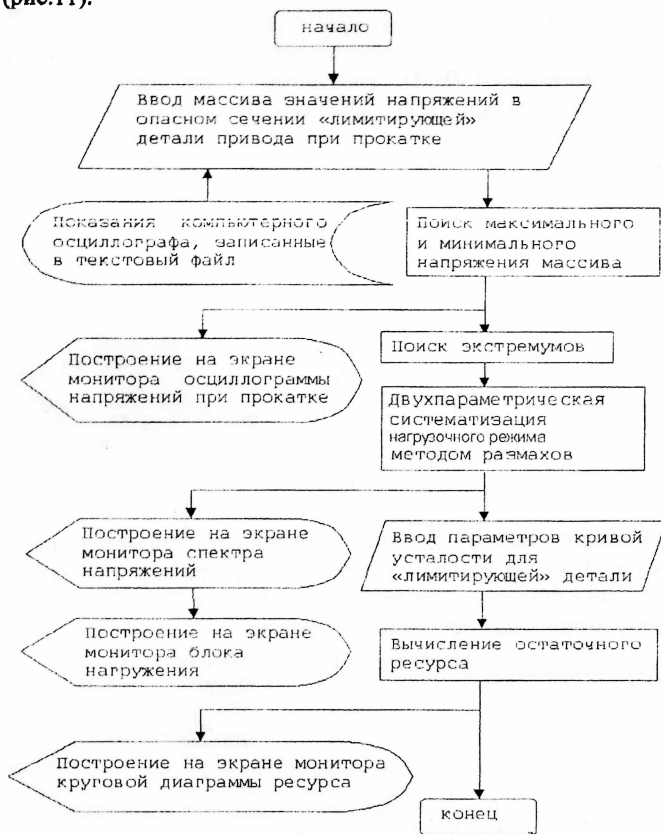


Рис.11. Блок-схема вычисления остаточного ресурса

Канал измерения температуры (Т) включает мост с терморезистором (ДТ) и модуль усилителя сигнала (МИТ) с выходом на аналого-цифровой преобразователь (АЦП). Канал измерения вибрации (В) включает акселерометр (ДВ) на магнитной присоске и модуль усилителя сигнала (МИВ) с выходом на АЦП. Канал измерения крутящего момента (М) включает полумост из двух тензодатчиков (ДМ) и модуль усилителя сигнала (МИМ) с выходом на АЦП (рис12). Тензодатчики предварительно наклеены на тонкие металлические пластинки и подвержены термообработке, чтобы лучше сохранять способность линейно деформироваться. Затем пластинки с тензодатчиками привариваются точечной сваркой в месте замера.

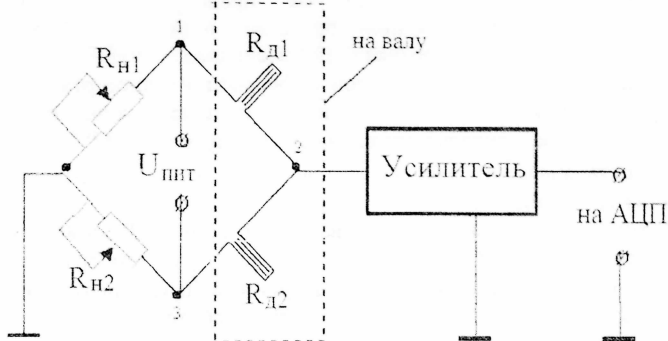


Рис.12. Схема канала измерения крутящего момента

Плата АЦП необходима для превращения компьютера в цифровой осциллограф. Альтернативный и более дешевый вариант — использование звуковой карты, которая содержит двухканальный АЦП, линейный и микрофонный входы. После установки специальных утилит компьютер со звуковой картой становится полным аналогом цифрового низкочастотного осциллографа.

Для демонстрации возможностей системы мониторинга изготовлен макет лимитирующей детали в виде металлической пластины с наклеенными тензодатчиками. Изготовлен измерительный блок в виде внешнего устройства. Приобретен осциллографический прибор OSC1, который выполнен как внутренняя плата IBM PC и вставляется в свободный слот ISA шины материнской платы компьютера (рис.13).

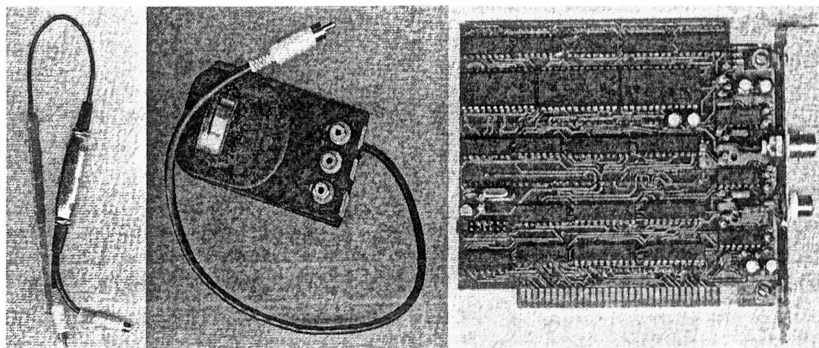


Рис.13. Общий вид макета детали, измерительного блока и дополнительной платы к ПК

Замер крутящих моментов на предохранительном шпинделе автоматстана 220 ПНТЗ при прокатке произведен специалистами ВНИИМЕТМАШ им. академика А.И. Целикова. На основании этой ретроспективной экспериментальной информации в диссертации получены весовые коэффициенты долговечности для заготовки каждого типоразмера и вычислен ресурс предохранительного шпинделя $T_{\text{сд}}^{\text{экспл}} = 0.998$ лет. Погрешность сравнения экспериментального и эксплуатационного ресурсов составила 10 % (табл.2).

В ходе эксперимента на трехвалковом стане ЭЗТМ-80 стационарно установленный датчик температуры показал, что температура масла в редукторе не превышала допустимое значение в 50°C, при этом измеряемые параметры вибрации указывали на работоспособное состояние оборудования. Получены осциллограммы крутящих моментов, вычислен ресурс карданного шпинделя $T_{\text{сд}}^{\text{экспл}} = 3.179$ лет. Погрешность сравнения экспериментального и эксплуатационного ресурсов составила 21 %.

Монтаж аппаратуры для мониторинга остаточного ресурса на лабораторно-промышленном стане ДУО-140 (рис.14) выполнен в следующем порядке: на универсальном шпинделе установлены тензодатчики, собранные по полумостовой схеме; в отдельном помещении установлены компьютер, измерительный блок вместе с усилителем ТА-5 и консольная тарифовочная балочка. Аппаратура установлена стационарно: для соединения датчиков и электронных блоков, расположенных на значительном расстоянии, использованы экранированные кабели, размещенные внутри стальных труб малого диаметра. В результате эксперимента выполнены замеры крутящих моментов на универсальном шпинделе, проверено качество работы аппаратуры и вычислен ресурс универсального шпинделя $T_{\text{сд}}^{\text{экспл}} = 6.174$ лет. Данных по эксплуатационному ресурсу для универсального шпинделя нет, поскольку он ни разу не выходил из строя. По результатам эксперимента на стане ДУО-140 составлен протокол мониторинга технического состояния объекта и получен акт внедрения.

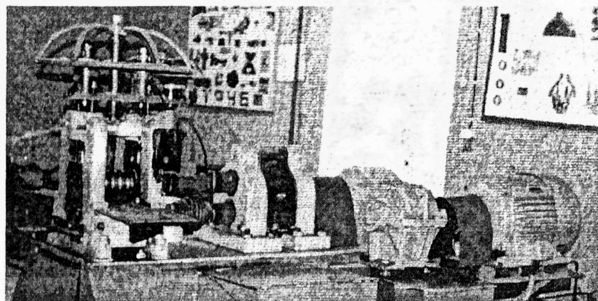


Рис.14. Общий вид стана ДУО-140 и аппаратуры мониторинга

Материалы диссертации запрошены для проектирования привода трехвалкового раскатного стана вертикальной машины непрерывного литья труб МНЛТ В-1500 и для реконструкции сортового стана путем замены чистовой клетки 350 на клеть 400.

Таблица 2

Результаты мониторинга остаточного ресурса

Контролируемые детали	$T_{\text{ЭКСПЕР}}^{\text{сл}}$, лет	$T_{\text{ЭКСПЛ}}^{\text{сл}}$, лет
Предохранительный шпиндель	0,998	10 %
Карданный шпиндель	3,179	21 %
Рабочий валок	—	—
Универсальный шпиндель	6,174	—

Выводы по работе

Результаты теоретических и экспериментальных исследований позволяют сделать следующие выводы:

1. Разработана новая методика расчета циклической нагруженности и усталостной долговечности деталей приводов клетей прокатных станов с учетом снижения предела выносливости и с учетом истории нагружения.
2. Срок службы предохранительного шпинделя автомата 220 ПНТЗ, спрогнозированный по существующей методике без учета снижения предела выносливости, превысил более чем на 40% фактический срок службы, что неприемлемо для практики эксплуатации.
3. Расчеты по разработанной новой методике с учетом снижения предела выносливости, а также с учетом истории нагружения посредством ранжирования нагрузки, определяют срок службы предохранительного шпинделя достаточно близко к фактическому, с ошибкой менее 17%.
4. С целью предотвращения аварий необходимо предусматривать в конструкциях прокатных станов средства мониторинга остаточного ресурса, для чего в рамках диссертации разработаны соответствующая аппаратура и программное обеспечение.
5. Проведено испытание аппаратуры для мониторинга на стане ДУО-140 с определением остаточного ресурса универсального шпинделя после прокатки серии заготовок и составлен протокол мониторинга технического состояния этой детали.
6. Разработанная аппаратура для мониторинга имеет преимущества перед зарубежными аналогами, поскольку позволяет вычислять остаточный ресурс и значительно дешевле фирменной продукции, что делает ее конкурентоспособной и импортозамещающей.
7. Программное обеспечение для мониторинга остаточного ресурса построено по принципу открытой архитектуры и служит основой создания самостоятельной информационно-справочной базы.

Основное содержание диссертации опубликовано в работах:

1. Создание системы мониторинга прокатного оборудования / Р.К. Вафин, Р.И. Ахмедшин, А.А. Мальцев и др.
// Сталь. — 2001. — №11. — С.62 — 64.
2. Система мониторинга технического состояния лабораторного прокатного стана ДУО-140 / Р.К. Вафин, Р.И. Ахмедшин, А.А. Мальцев и др.
// Сборник научных трудов ЭПИ МИСиС. — Электросталь, 2002. — С.247 – 252.
3. Вафин Р.К., Мальцев А.А. Методика расчета долговечности элементов металлургических машин
// Известия ВУЗов. Машиностроение. — 1999. — №4. — С.20 – 22.
4. Вафин Р.К., Мальцев А.А. Новая методика расчета цикловой нагруженности и усталостной долговечности
// Труды всероссийской научно-технической конференции, посвященной 100-летию со дня рождения академика А.И. Целикова. — М., 2004. — С.416 – 418.
5. Вафин Р.К., Мальцев А.А. Система мониторинга остаточного ресурса
// Труды всероссийской научно-технической конференции, посвященной 100-летию со дня рождения академика А.И.Целикова. — М., 2004. — С.418 – 419.
6. Гриншпун М.И., Мальцев А.И., Мальцев А.А. Техническая диагностика и анализ работоспособности металлургических машин
// Актуальные проблемы фундаментальных наук: труды второй международной научно-технической конференции — М., 1994. — Том.2, часть 2. — С. F-15.
7. Гусев А.С., Вафин Р.К., Мальцев А.А. Расчет усталостной долговечности конструкций с учетом снижения предела выносливости
// Известия ВУЗов. Машиностроение. — 2004. — №5. — С.35 – 40.
8. Мальцев А.А. Расчет на прочность и мониторинг стана 400
// Известия ВУЗов. Машиностроение. — 1997. — №1 – 3. — С.141.
9. Система мониторинга привода клетки 400 сортопрокатного стана / Р.К. Вафин, Б.А. Серман, А.А. Мальцев и др.
// Сталь. — 2000. — №12. — С.28 — 29.