

## ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОРПУСА ШАРНИРА С ЗАДАННОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТЬЮ

**Кухтов В.Г., д.т.н., проф., Клименко Н.П., к.т.н., доц.  
Романченко В.Н., к.т.н., доц.; Марченко А.С., студ.,  
Овчаренко С.А. студ., Ходосов А.Н., студ.**

*Харьковский национальный технический университет сельского  
хозяйства им. П.Василенка*

*В статье рассмотрен метод оценки напряженно-деформированного состояния при проектировании корпусных деталей с заданной долговечностью*

Анализ известных методов расчета показал, что при агрегатировании тракторов с технологическим оборудованием основное внимание уделяется расчету рабочего оборудования, хотя при выполнении дорожной машиной рабочих процессов нагрузки передаются на базовый тягач и формируют нагруженность ответственных, с точки зрения безопасности, узлов и агрегатов. Решение проблемы повышения надежности не только рабочего оборудования, но и агрегатов тягача возможно с переходом на новые принципы проектирования.

**Цель работы.** Определить метод оценки напряженно-деформированного состояния при проектировании корпусных деталей с заданной долговечностью.

**Решение поставленной задачи.** При анализе долговечности и предельных состояний элементов шарнирного сочленения выявлены усталостные разрушения корпуса шарнира. В основу подавляющего большинства расчетов положены экспериментальные исследования кривых усталости [1]. Упрощенное представление кривой усталости дано на рис. 1.

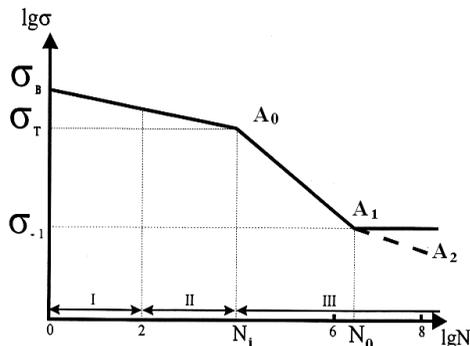


Рис. 1 Диаграмма зависимости напряжения от числа циклов до разрушения.

На оси ординат нанесены предел прочности  $\sigma_b$ , предел текучести  $\sigma_T$ , предел выносливости  $\sigma_{-1}$  на оси абсцисс от  $N$  - числа циклов в логарифмическом масштабе.

Сопоставив диаграмму зависимости  $\sigma-N$  с нагрузками возникающими при эксплуатации, возникает три класса задач (рис. 2). К первому классу относятся задачи отыскания хотя бы однократного превышения нестационарной нагрузкой предельного состояния  $\sigma_b$  т.е рассматривается область статического разрушения. Такие нагрузки могут возникать при ударных взаимодействиях. Второй класс составляют задачи о накоплении остаточных деформаций в конструкциях при действии случайной нагрузки (позиция б) в области малоциклового усталости. В третий класс (позиция в) объединены задачи о накоплении усталостного повреждения при воздействии нагрузок, максимальные значения которых не достигают значений  $\sigma_b$  и  $\sigma_T$ , но имеется значительное количество нагрузок  $\sigma_i > \sigma_{-1}$ . Для транспортного машиностроения типичными являются задачи первого и третьего классов, но эта классификация расширяется еще одним подклассом, относящимся к области усталостного разрушения, когда нагрузочный режим расположен ниже среднего значения  $\sigma_{-1}$  (позиция г).

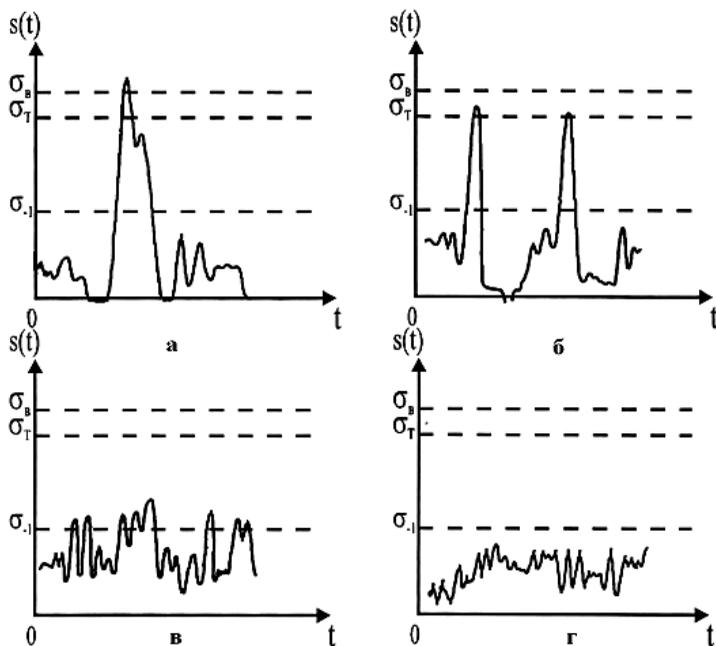


Рис. 2. Классификация задач расчета на прочность и усталость: а- статическая прочность; б- малоцикловая усталость; в, г - усталостное разрушение.

Исходя из того, что корпусные детали, согласно действующим нормативам надежности [2], должны вырабатывать полный срок службы, т.е. вероятность их безотказной работы  $P_i=1$ . Следовательно, конструкция корпусной детали должна быть спроектирована таким образом, чтобы действующие напряжения не превышали предела выносливости.

Полагаем, что экспериментальные исследования кривых усталости возможны для деталей несложной конструкции (валы, зубчатые колеса, подшипники), для конструкций корпусных, сложной геометрической формы (в частности для корпуса шарнирного сочленения) значительно затруднены.

В связи с этим, предложено при проектировании корпусных деталей с заданной долговечностью использовать оценку их напряженно-деформированного состояния (НДС) на основе метода конечных элементов.

При вероятностном подходе нагрузка и прочность представляются как вероятностные величины рис.3. Если эти величины независимы, то для вероятности безотказной работы, т.е. вероятности не разрушения, получены следующие выражения:

$$P = \int_{-\infty}^{\infty} f_s(S) \cdot \left[ \int_S^{\infty} f_R(R) dR \right] \cdot dS = \int_{-\infty}^{\infty} f_R(R) \cdot \left[ \int_{-\infty}^R f_s(S) dS \right] \cdot dR, \quad (1)$$

где  $f_s(S)$  - плотность распределения нагрузки;  $f_R(R)$ - плотность распределения прочности.

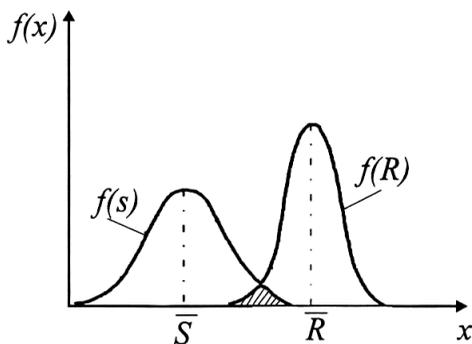


Рис.3 Вероятностный подход к оценке статической прочности на основе плотностей распределения нагрузки  $f(S)$  и прочности  $f(R)$

Другой вариант формулы может быть получен, если рассмотреть случайную величину  $y = R-S$  как композицию неотрицательных случайных величин. При условии, что  $P=P(y>0)$ , находим

$$P = \int_0^{\infty} \int_0^{\infty} f_R(y+S) \cdot f_s(S) \cdot dS \cdot dy. \quad (2)$$

В качестве прочностной характеристики принят предел выносливости. В работах [3-4] приводится более общая формула для расчета медианного значения предела выносливости (соответствующего вероятности разрушения 50 %).

$$\bar{S}_{-1d} = \bar{S}_{-1} \beta \frac{1}{\left( \frac{K_S}{\varepsilon_S} + K_{II} - 1 \right)}, \quad (3)$$

где:  $\bar{S}_{-1d}$  - медианное значение предела выносливости на множестве всех плавок металла данной марки;  $\bar{S}_{-1}$  - то же для гладких, полированных лабораторных образцов диаметром 7,5 мм;  $\beta$  - коэффициент влияния упрочнения поверхности;  $K_S$  - эффективный коэффициент концентрации напряжений;  $K_{II}$  - коэффициент состояния поверхности.

На основании статистической обработки семейства кривых усталости образцов из легированной и углеродистой сталей получена корреляционная зависимость  $\sigma_1 = 0,468\sigma_B$  [3].

В расчетах при отсутствии экспериментальных данных можно принять:

$$\bar{\sigma}_{-1} = c \cdot \bar{\sigma}_u \qquad \bar{\tau}_{-1} = c \cdot \bar{\sigma}_{-1} \quad (4)$$

где:  $c, c_1$  коэффициенты,  $c = 0,4-0,5$ ;  $c_1 = 0,5-0,58$ ;  $\bar{\sigma}_u$  - среднее значение предела прочности стали данной марки; меньшие значения  $c_1$  соответствуют прочным легированным сталям, большие - углеродистым.

**Выводы.** Полученные оценки напряженно-деформированного состояния позволяют с высокой точностью выявить слабые места конструкции, а также сопоставить расчетные напряжения с прочностными характеристиками конструкции. При этом считается целесообразным использовать вероятностный подход при определении упомянутых оценок. Моделирование позволило изучить характер работы и степень нагружения шарнира. По итогам исследования можно рекомендовать конструктивные изменения серийно выпускаемых и проектируемых тракторов семейства ХТЗ.

### Список использованных источников

1. Кухтов В.Г., Щербак О.В. Модульное формирования строительно-дорожных машин // Труды первый город. конф. Актуальні проблеми сучасної науки у дослідженнях молодих вчених м. Харкова.: АТ "Бізнесінформ".-1997.-С. 50-52.
2. Сборник нормативов надежности тракторов и их составных частей В.П. Важаев и др. - М., ГОНТИ-НАТИ, 1983.-57с.

3. Кухтов В.Г. Нормирование и повышение долговечности деталей шасси колесных тракторов класса 30 кН: Дис. канд. техн. наук: 05.20.03.- Харьков, 1991.- 230 с.
4. Волков Д.П. Проблемы динамики, прочности, долговечности и надежности строительных и дорожных машин // Строительные и дорожные машины.- 1993.- № 5. - С. 4-9.

#### **Анотація**

### **ПРОЕКТУВАННЯ КОРПУСУ ШАРНІРУ З ЗАДАНОЮ ДОВГОВІЧНІСТЮ**

**Кухтов В.Г., Клименко М.П., Романченко В.М.,  
Марченко О.С., Овчаренко С.О., Ходосов О.М.**

*У статті розглянуто метод оцінки напружено - деформованого стану при проектуванні корпусних деталей із заданою довговічністю*

#### **Abstract**

### **CASE OF THE HINGE IS DESIGNED WITH A CERTAIN LONGEVITY**

**V.Kuhtov, N.Klymenko, V.Romanchenko, A.Marchenko,  
S.Ovcharenko, A.Hodosov**

*Method of assessing discussed in the article, in which the stress strain state of the design details of the housing defined durability*