

РАСЧЁТЫ ДЕТАЛЕЙ НА ПРОЧНОСТЬ С УЧЁТОМ ЖЁСТКОСТИ НАПРЯЖЁННОГО СОСТОЯНИЯ

© 2022

А. С. Букатый доктор технических наук, доцент;
Самарский национальный исследовательский университет
имени академика С.П. Королёва;
заведующий лабораторией;
АО «Авиаагрегат», г. Самара;
bukaty@inbox.ru

С. А. Букатый доктор технических наук, профессор;
Самарский национальный исследовательский университет
имени академика С.П. Королёва;
bukaty_sa@mail.ru

Показано, что при расчёте ответственных деталей на прочность необходимо учитывать жёсткость напряжённого состояния, определяемую критерием Г.А. Смирнова-Аляева. Предложен метод оценки уровня напряжённости деталей и диагностики наиболее опасных мест, основанный на безразмерном энергетическом и комплексном критериях. Показана эффективность метода, который может быть использован не только для диагностики опасных мест, но и для оптимизации геометрических параметров конструкции ответственных деталей.

Жёсткость напряжённого состояния; прочность деталей; моделирование деталей

Цитирование: Букатый А.С., Букатый С.А. Расчёты деталей на прочность с учётом жёсткости напряжённого состояния // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2022. Т. 21, № 1. С. 34-41. DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-1-34-41

В настоящее время расчёты на прочность ответственных деталей проводят исходя из механических свойств материалов, определяемых стандартными методами при растяжении-сжатии. При этом не учитывается влияние вида напряжённого состояния (НС) на механические свойства материалов, которое определяется характеристикой «жёсткость напряжённого состояния» (ЖНС), впервые введённой Я.Б. Фридманом [1 – 3]. ЖНС зависит от соотношения нормальных и касательных или главных напряжений и определяет способность материалов пластически деформироваться в процессе разрушения. Это особенно важно учитывать для деталей, работающих в малоцикловой области, т.к. их работоспособность и долговечность зависят в большей степени от пластических свойств материала.

Для характеристики жёсткости напряжённо-деформированного состояния (НДС) важно иметь наиболее чувствительную и адекватную характеристику ЖНС, учитывающую особенности НС. Поэтому в работе [4] в зависимости от основных типов напряжённого состояния сделан анализ различных критериев, используемых в отечественной и зарубежной литературе. Результаты расчётов и анализа различных выражений для ЖНС основных типов НС показали, что для практических расчётов наилучшим образом подходит критерий Г.А. Смирнова-Аляева [5 – 7]

$$K_{\text{ж}} = \frac{3\sigma_0}{\sigma_i} = \frac{\sqrt{2}(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)}{\sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}}, \quad (1)$$

где $\sigma_0 = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)/3$ – октаэдрическое напряжение; σ_i – интенсивность напряжений.

При минимальной ЖНС при чистом сдвиге критерий $K_{ж}$ принимает нулевое значение и обладает свойством монотонности: разделяет области растяжения и сжатия соответственно с положительными и отрицательными значениями $K_{ж}$, величина которых соответственно увеличивается до $+\infty$ и $-\infty$ при равномерном всестороннем растяжении и сжатии. Критерий Смирнова-Аляева (1) более чувствителен к соотношениям величин главных напряжений и адекватно характеризует знаки НС.

Для оценки уровня напряжённости деталей в работе предлагается использовать выражение для удельной полной энергии упругой деформации U_0 :

$$U_0 = \frac{1}{2E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\mu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)],$$

где E – модуль упругости; μ – коэффициент Пуассона.

В практических расчётах удобнее использовать безразмерные критерии. Поэтому энергетический критерий получим, взяв отношение U_0 к $U_{0y\text{пред}}$ при растяжении когда главное напряжение становится равным пределу текучести σ_T ($\sigma_1 = \sigma_T$, $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$):

$$K_{Uy} = \frac{U_0}{U_{0\text{пред}}} = \frac{1}{\sigma_T^2} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\mu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)]. \quad (2)$$

В задачах оптимизации размеров и формы деталей с целью уменьшения напряжённости детали в наиболее опасных местах наряду с критерием (2) предлагается безразмерный энергетический критерий

$$K_{Uy_0} = \frac{U_0}{U_{0\text{исх}}} = \frac{[\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\mu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)]}{[\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\mu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)]_{\text{исх}}}, \quad (3)$$

где $U_{0\text{исх}}$ – исходная величина удельной полной энергии упругой деформации U_0 .

Для диагностики наиболее нагруженных опасных мест в области концентраторов напряжений деталей в качестве комплексного критерия K следует использовать произведение критериев ЖНС (1) и энергетического (2):

$$K = K_{ж} K_{Uy} = \frac{\sqrt{2}(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\mu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)]}{\sigma_T^2 \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}}. \quad (4)$$

Для поиска наиболее опасных мест следует на основе анализа напряжённо-деформированного состояния сначала по критерию K_{Uy} выявить наиболее нагруженные области. Затем на основе критерия K по его наибольшей величине K_{max} и близких к нему значениям определяют области с наибольшей вероятностью образования микро- и макротрещин. В этом случае для деталей с концентраторами напряжений для оптимизации размеров, формы и параметров концентраторов следует использовать по аналогии с (4) отношение критериев K :

$$K_{\text{опт}} = \frac{K}{K_{\text{исх}}} \rightarrow \min. \quad (5)$$

Для проверки разработанных критериев (2) – (5) проведены исследования напряжённо-деформированного состояния образцов из стали 30ХГСА с различными концентраторами напряжений.

В пакете ANSYS разработаны модели образцов в виде 3D-объёмов, которым присваивались свойства материалов исследуемых образцов. Для сравнения характеристик и определения коэффициентов концентрации были созданы также модели гладких цилиндрических образцов (без концентраторов напряжений), диаметр которых принимался равным минимальному диаметру, измеряемому по дну концентраторов для каждого из рассматриваемых образцов (рис. 1). Модели образцов размечены элементами Solid 185. В моделях заданы осевая растягивающая нагрузка и опора в виде заделки в соответствии с условиями испытаний натуральных образцов на растяжение. Для возможности сравнения параметров и критериев НДС величину нагрузки для каждого образца определяли исходя из равенства номинальных напряжений $\sigma_{\text{ном}} = 150$ МПа в цилиндрических гладких образцах.

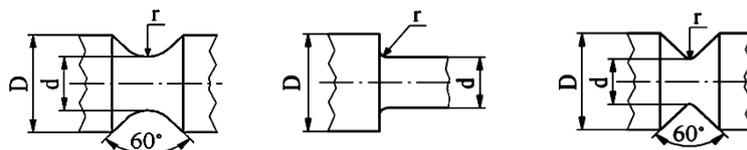


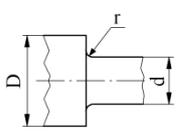
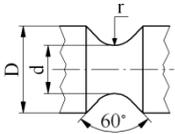
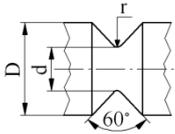
Рис. 1. Образцы из стали 30ХГСА с различными концентраторами напряжений

Результаты расчётов представлены в таблице. Корректность расчётов подтверждается совпадением величин коэффициентов концентрации напряжений с табличными [8], а также малостью величин главных напряжений σ_3 , действующих по нормали к поверхности в образцах без концентраторов напряжений. Анализ полученных результатов расчёта показывает, что в концентраторах напряжений возникает объёмное НДС растяжения при значительной концентрации всех главных напряжений σ_1 , σ_2 и σ_3 . Но коэффициент концентрации напряжений k_σ определяется по отношению величин только первых главных напряжений σ_1 . Поскольку удельная энергия деформирования материала учитывает все компоненты НДС, то более адекватной характеристикой концентрации напряжений может служить коэффициент концентрации энергии, определяемый отношением удельных энергий деформаций в концентраторах и в гладком образце:

$$k_U = \frac{U_{0 \text{ конц}}}{U_{0 \text{ глад}}} \quad (6)$$

Коэффициенты (6) по сравнению с k_σ существенно больше и обладают значительной чувствительностью к концентрации напряжений. Если при уменьшении радиуса в указанных выше концентраторах увеличение k_σ не превышает величины в 1,52 раза, то увеличение k_U достигает соответственно 2,28.

Таблица. Результаты расчёта параметров и критериев НС образцов с концентратором напряжений из стали 30ХГСА в упругой области при $\sigma_{нагр} = 150$ МПа

Параметры НДС	Типы образцов										
	 $D = 15$ мм, $d = 14$ мм		Гладкий образец $d = 14$ мм		 $D = 15$ мм, $d = 10$ мм		Гладкий образец $d = 10$ мм		 $D = 15$ мм, $d = 7,5$ мм		Гладкий образец $d = 7,5$ мм
Радиус концентратора r , мм	0,3	0,5	–	0,1	0,3	–	0,1	0,5	–		
Главные напряжения	σ_1 , МПа	394	348	150	605	414	150	691	454	150	
	σ_2 , МПа	101	77	0,0	204	114	0,0	235	142	0,0	
	σ_3 , МПа	58	23	0,0	99	43	0,0	49	23	0,0	
Интенсивность напряжений σ_i , МПа	317	301	150	463	341	150	572	386	150		
Удельная энергия U_{0y} , МНм/м ³	0,326	0,269	0,057	0,753	0,368	0,057	1,047	0,459	0,057		
Коэфф. конц. напряжений k_σ	2,627	2,320	1,0	4,033	2,760	1,0	4,607	3,027	1,0		
Коэфф. конц. энергии k_U	5,675	4,694	1,0	13,126	6,413	1,0	18,242	7,996	1,0		
Критерий ЖНС $K_{ж}$	1,746	1,480	1,0	1,963	1,674	1,0	1,704	1,606	1,0		
Критерий энергетический K_{Uy}	0,246	0,203	0,043	0,569	0,278	0,043	0,791	0,347	0,043		
Критерий комплексный $K = K_{ж} K_{Uy}$	0,430	0,302	0,043	1,117	0,465	0,043	1,347	0,556	0,043		

Результаты исследований показывают значительно большую информативность разработанных критериев, величина которых существенно зависит от вида НС, типа концентраторов и степени концентрации напряжений. Если традиционные характеристики НДС – наибольшие главные напряжения σ_1 и интенсивность напряжений σ_i при уменьшении радиуса и увеличении концентрации напряжений в концентраторах изменяются в пределах до 35%, то изменение разработанных критериев достигает 56...59%. Это подтверждает целесообразность использования указанных критериев для анализа НДС ответственных деталей с концентраторами напряжений и оптимизации их геометрических параметров с целью повышения надёжности, статической прочности и циклической долговечности.

Изложенный метод диагностики опасных мест деталей с использованием критерия ЖНС апробирован на примере анализа причин разрушения основного элемента авиационного шасси – траверсы Ил-76, изготавливаемой из сплава ВТ-22. Испытания траверсы на многоцикловую усталость выявили преждевременные разрушения в местах, не совпадающих с расположением максимальных напряжений (рис. 2).

Расчёт НДС траверсы в пакете ANSYS Workbench показал отсутствие пластических деформаций. Конечно-элементная модель (рис. 3) представляет собой основную опору шасси в сборе, включающую: колёсную ось, шток, звенья шлиц-шарнира, буксы амортизатора, цилиндры и рычаг разворота, которые выполнены в виде недеформируемых моделей. Взаимодействие звеньев шлиц-шарнира с колёсной осью и цилиндром, а также передача усилий от штока к траверсе обеспечивается посредством шарнирных элементов MPC184. Передача нагрузок от цилиндра к траверсе через втулки осуществляется контактными элементами.



Рис. 2. Место зарождения и роста усталостной трещины в траверсе

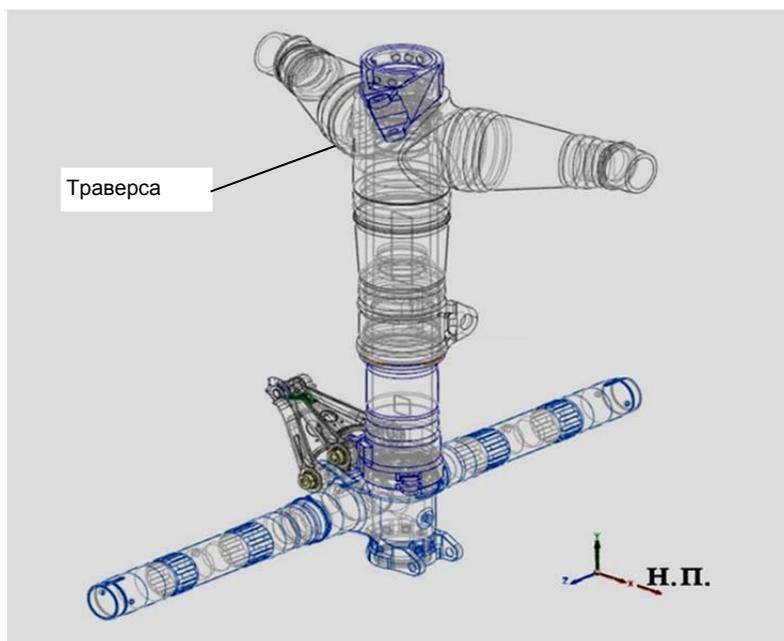


Рис. 3 Конечно-элементная модель шасси в сборе

Анализ НДС с использованием комплексного критерия K показал наличие двух опасных зон. На рис. 4 эти зоны показаны стрелками – позиции 1 и 2, в которых значения критерия K принимают наибольшие значения: в области поз. 1 с $K_{\max} = 0,749$, где образовалась трещина с последующим ростом в направлениях области поз. 2, где $K_{\max} = 0,606$, и далее к области поз. 3 с максимальной величиной критерия ЖНС $K_{ж\max} = 2,431$. При этом расположение областей с наибольшей величиной энергетического критерия K_U – позиция 4 и интенсивности напряжений σ_i – позиция 5 значительно отличается от фактического места расположения очага и роста трещины. В областях 1, 2 и 3, расположенных внутри детали, возникает объёмная концентрация напряжений со сложным НДС и повышенной ЖНС, что стало причиной образования и роста усталостной трещины. Следовательно критерии K и $K_{ж}$ адекватно отражают наиболее опасные области, подтверждают эффективность изложенного метода диагностики и могут использоваться для оптимизации размеров и других геометрических параметров конструкции ответственных деталей.

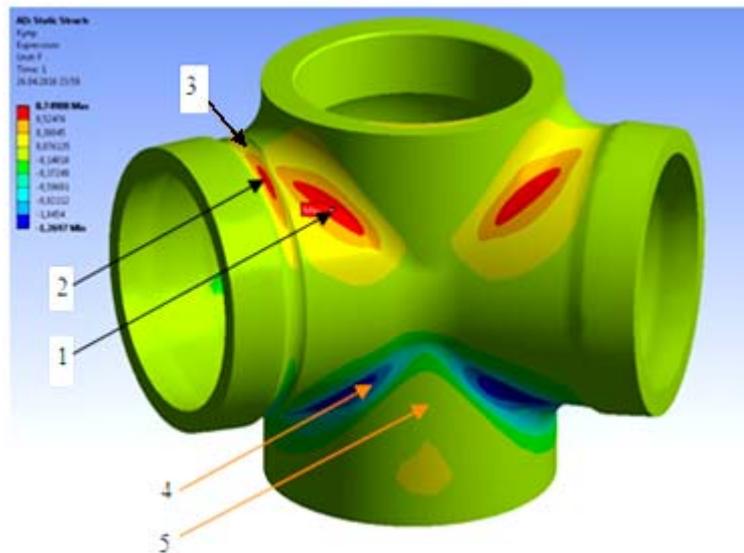


Рис. 4. Результаты анализа НДС траверсы. Расположение максимальных значений критериев: 1 – $K_{\max} = 0,749$; 2 – $K_{\max} = 0,606$; 3 – $K_{ж\max} = 2,431$; 4 – $K_{U\max} = 0,726$; 5 – $\sigma_{i\max} = 797,86$ МПа

Библиографический список

1. Фридман Я.Б. Единая теория прочности материалов. М.: Оборонгиз, 1943. 94 с.
2. Фридман Я.Б. Деформация и разрушение металлов при статических и динамических нагрузках. М.: Оборонгиз, 1946. 228 с.
3. Фридман Я.Б. Механические свойства металлов. Ч. 1. Деформация и разрушение. М.: Машиностроение, 1974. 472 с.
4. Букатый А.С. Методология оптимизации конструкции и технологии поверхностного упрочнения авиационных деталей на основе критерия жёсткости напряжённо-деформированного состояния. Дис. ... д-ра. техн. наук. Самара, 2019. 312 с.
5. Смирнов-Аляев Г.А. Сопротивление материалов пластическому деформированию. Инженерные методы расчёта операций пластической обработки материалов. М.-Л.: Машгиз, 1961. 463 с.

6. Смирнов-Аляев Г.А. Механические основы пластической обработки металлов. Инженерные методы. Л.: Машиностроение, 1968. 272 с.

7. Смирнов-Аляев Г.А. Сопротивление материалов пластическому деформированию. Инженерные расчёты процессов конечного формоизменения материалов. Л.: Машиностроение, 1978. 368 с.

8. Петерсон Р.Е. Коэффициенты концентрации напряжений. Графики и формулы для расчёта конструктивных элементов на прочность. М.: Мир, 1977. 302 с.

STRENGTH CALCULATION OF PARTS BASED ON STRESS STATE STIFFNESS

© 2022

A. S. Bukatyi Doctor of Science (Engineering), Associate Professor;
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;
Head of Laboratory;
“Aviaagregat” JSC, Samara, Russian Federation;
bukaty@inbox.ru

S. A. Bukatyi Doctor of Science (Engineering), Professor;
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;
bukaty_sa@mail.ru

In the framework of this research it is shown that strength calculation of the most critical parts requires taking into account the parameter of stress state stiffness determined by the G. A. Smirnov-Alyayev. A method for estimating the level of strain of parts and diagnosing the most critical zones of parts based on dimensionless energy and complex criteria is proposed. The effectiveness of the method that can be used not only to diagnose critical zones, but also to optimize the geometric parameters of the design of critical parts, is shown.

Stress state stiffness; strength of parts; modeling of parts

Citation: Bukatyi A.S., Bukatyi S.A. Strength calculation of parts based on stress state stiffness. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2022. V. 21, no. 1. P. 34-41. DOI: 10.18287/2541-7533-2022-21-1-34-41

References

1. Fridman Ya.B. *Edinaya teoriya prochnosti materialov* [Unified theory of strength of materials]. Moscow: Oborongiz Publ., 1943. 94 p.

2. Fridman Ya.B. *Deformatsiya i razrushenie metallov pri staticheskikh i dinamicheskikh nagruzkakh* [Deformation and fracture of metals under static and dynamic loads]. Moscow: Oborongiz Publ., 1946. 228 p.

3. Fridman Ya.B. *Mekhanicheskie svoystva metallov. Ch. 1. Deformatsiya i razrushenie* [Mechanical properties of metals. Part one. Deformation and fracture]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1974. 472 p.

4. Bukatyi A.S. *Metodologiya optimizatsii konstruksii i tekhnologii poverkhnostnogo uprochneniya aviatsionnykh detaley na osnove kriteriya zhestkosti napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya. Dis. ... dokt. tekhn. nauk* [Methodology for optimizing the design and technology of surface hardening of aircraft parts based on the criterion of rigidity of the stress-strain state]. Samara, 2019. 312 p.

5. Smirnov-Alyayev G.A. *Soprotivlenie materialov plasticheskomu deformirovaniyu. Inzhenernye metody rascheta operatsiy plasticheskoy obrabotki materialov* [Resistance of materials to plastic deformation. Engineering methods for calculating operations of plastic working of materials]. M.-L.: Mashgiz Publ., 1961. 463 p.

6. Smirnov-Alyayev G.A. *Mekhanicheskie osnovy plasticheskoy obrabotki metallov. Inzhenernye metody* [Mechanical principles of plastic working of metals. Engineering methods]. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1968. 272 p.

7. Smirnov-Alyayev G.A. *Soprotivlenie materialov plasticheskomu deformirovaniyu. Inzhenernye raschety protsessov konechnogo formoizmeneniya materialov* [Resistance of materials to plastic deformation. Engineering calculations of the processes of final forming of materials]. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1978. 368 p.

8. Peterson R.E. Stress concentration factors. New York: John Wiley & Sons, 1974.