

УДК 539.3

К ВОПРОСУ О ПРОЕКТИРОВАНИИ ЛОПАТКИ ТУРБИНЫ ИЗ
ГРАНЕЦЕНТРИРОВАННОГО КУБИЧЕСКОГО МОНОКРИСТАЛЛА

Гулканян В.В., Симонян А.М.

Վ.Վ. Գուլկանյան, Ա.Մ. Սիմոնյան

Նխառակենտրոնացված խորանարդ միարյունիկից պատրաստված տուրբինների
լոպտկների նախագծման հարցի մասին

Ելնելով ամենաբարձր կողմնակություն պայմանից աշխատանքում դիտարկվում է բյուրեղային
առանցքների կողմնորոշման հարցը: Հետազոտությունը հիմնված է այն հիպոթեզի վրա, որ
դիսկոնալայնների շարժումը այս կամ այն սահմանի համակարգում որոշվում է միայն համապատասխան
սահման լարման մեծությամբ (կամ նրա պատմությամբ), որը հաստատված է փորձարարական
արդյունքներով:

W.W. Gulcanyan, A.M. Simonyan

To a Problem on Projection of a Blade of the Turbine from
Face-Centered Cubic Monocrystal

В работе рассматривается вопрос об ориентации кристаллических осей монокристалла
относительно осей лопатки турбины с целью достижения ее наибольшей несущей способ-
ности. Полагается, что лопатка турбины подвергается растяжению, изгибу и кручению [1].

Исследование базируется на гипотезе о том, что движение дислокаций в той или иной
системе скольжения определяется лишь значением (или историей изменения) касательного
напряжения, соответствующего этой системе.

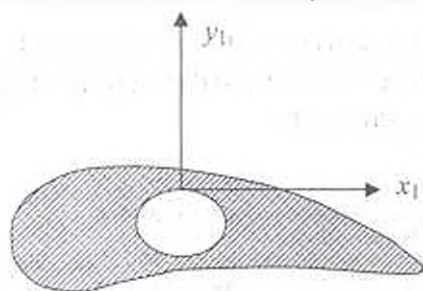
Как известно [2,3], для лопаток турбин и других ответственных
конструкций, эксплуатируемых в условиях высоких температур,
целесообразно использовать монокристаллы на никелевой основе, имеющие
гранецентрированную кубическую структуру.

Механизмы деформирования монокристаллов различны: они связаны со
скольжением дислокаций в различных системах скольжения и с
двойникованием, однако основной механизм деформирования и накопления
повреждений таких кристаллов в условиях эксплуатации связан со
скольжением в системе $[111]<110>$.

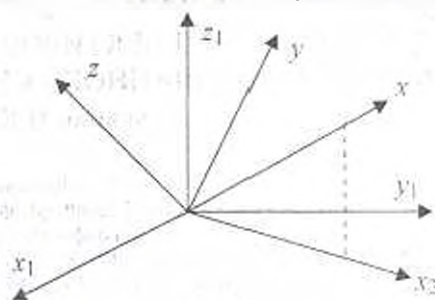
При изгибе и растяжении лопаток возникают лишь нормальные
напряжения, направленные вдоль оси лопатки, при этом как
экспериментально [4,5], так и теоретически [6] показано, что самой выгодной
ориентацией оси лопатки является ось $[111]$. Однако, при этом остается
произвол в отношении поворота кристалла вокруг оси лопатки, что не имеет
значения в случае отсутствия кручения.

Положим, что оси x , y и z соответствуют кристаллическим осям $[001]$,
 $[010]$ и $[100]$, ось z , направлена вдоль продольной оси лопатки, оси x , и y ,
вдоль и поперек касательной контура поперечного сечения лопатки в
наиболее нагруженной ее части (фиг.1)

Пусть ось z_1 имеет ориентацию $[101]$, то есть она равнонаклонена к осям x , y и z (фиг.2). При этом проекция x_2 оси x на плоскость $x_1(z_1)$ составляет угол φ с осью x_1 . В этом случае будем иметь нижеследующие значения для направляющих косинусов между системами x_1, y_1, z_1 и x, y, z (табл.1):



Фиг. 1



Фиг. 2

Таблица 1

	x_1	y_1	z_1
x	α_{11}	α_{12}	α_{13}
y	α_{21}	α_{22}	α_{23}
z	α_{31}	α_{32}	α_{33}

$$\alpha_{11} = \sqrt{\frac{2}{3}} \cos \varphi, \alpha_{12} = -\sqrt{\frac{2}{3}} \sin(\varphi + \frac{\pi}{6}), \alpha_{13} = \sqrt{\frac{2}{3}} \sin(\varphi - \frac{\pi}{6}), \alpha_{21} = \sqrt{\frac{2}{3}} \sin \varphi$$

$$\alpha_{22} = \sqrt{\frac{2}{3}} \cos(\varphi + \frac{\pi}{6}), \alpha_{23} = -\sqrt{\frac{2}{3}} \cos(\varphi - \frac{\pi}{6}), \alpha_{31} = \alpha_{32} = \alpha_{33} = \sqrt{\frac{1}{3}} \quad (1)$$

Как известно, в лопатках турбин возникают нормальные (σ_x) и касательные (τ_{xy}) напряжения, причем, как правило, их расчетные значения определяются конфигурацией лопаток и эксплуатационными условиями вне зависимости от механических свойств материала.

Будем считать, что в результате расчетов получены некоторые значения σ и τ .

Рассмотрим, какие напряжения сдвига будут возникать в системах скольжения.

Соответственно кристаллическим направлениям x , y и z напряженное состояние в наиболее нагруженной части лопатки определяется следующими составляющими:

$$\sigma_x = \alpha_{11}^2 \sigma_x + 2\alpha_{11}\alpha_{12}\tau_{xy}$$

$$\sigma_y = \alpha_{21}^2 \sigma_x + 2\alpha_{21}\alpha_{23}\tau_{yz}$$

$$\sigma_z = \alpha_{33}^2 \sigma_{z_1} + 2\alpha_{31}\alpha_{33}\tau_{x_1z_1} \quad (2)$$

$$\tau_{xy} = \alpha_{13}\alpha_{23}\sigma_{z_1} + (\alpha_{21}\alpha_{13} + \alpha_{11}\alpha_{23})\tau_{x_1y_1}$$

$$\tau_{yz} = \alpha_{23}\alpha_{33}\sigma_{z_1} + (\alpha_{21}\alpha_{33} + \alpha_{31}\alpha_{23})\tau_{x_1y_1}$$

$$\tau_{zx} = \alpha_{13}\alpha_{33}\sigma_{z_1} + (\alpha_{31}\alpha_{13} + \alpha_{11}\alpha_{33})\tau_{x_1y_1}$$

Для определения касательных напряжений, соответственных системам скольжения при использовании формул, приведенных в работе [6], получим

$$\begin{aligned} \tau_{[01\bar{1}]}(111) &= -\tau_{x_1z_1} \sin(\varphi + \pi/3); \\ \tau_{[\bar{1}01]}(111) &= -\tau_{x_1z_1} \sin(\varphi - \pi/3) \\ \tau_{[1\bar{1}0]}(111) &= \tau_{x_1z_1} \sin \varphi \\ \tau_{[0\bar{1}\bar{1}]}(11\bar{1}) &= \frac{1}{6\sqrt{3}} (7 \cos \varphi + \sqrt{3} \sin \varphi) \tau_{x_1z_1} - \frac{2\sigma_{z_1}}{3\sqrt{6}} \\ \tau_{[101]}(11\bar{1}) &= -\frac{1}{6\sqrt{3}} (7 \cos \varphi - \sqrt{3} \sin \varphi) \tau_{x_1z_1} + \frac{2\sigma_{z_1}}{3\sqrt{6}} \\ \tau_{[110]}(11\bar{1}) &= -\frac{\sin \varphi}{3} \tau_{x_1z_1} \\ \tau_{[0\bar{1}\bar{1}]}(1\bar{1}\bar{1}) &= -\frac{\sin(\varphi + \pi/3)}{3} \tau_{x_1z_1} \\ \tau_{[110]}(1\bar{1}\bar{1}) &= \frac{1}{6\sqrt{3}} (-2 \cos \varphi + 4\sqrt{3} \sin \varphi) \tau_{x_1z_1} - \frac{2\sigma_{z_1}}{3\sqrt{6}} \\ \tau_{[\bar{1}01]}(1\bar{1}\bar{1}) &= \frac{1}{6\sqrt{3}} (5 \cos \varphi - 3\sqrt{3} \sin \varphi) \tau_{x_1z_1} + \frac{2\sigma_{z_1}}{3\sqrt{6}} \\ \tau_{[011]}(1\bar{1}\bar{1}) &= \frac{1}{6\sqrt{3}} (5 \cos \varphi + 3\sqrt{3} \sin \varphi) \tau_{x_1z_1} + \frac{2\sigma_{z_1}}{3\sqrt{6}} \\ \tau_{[101]}(1\bar{1}\bar{1}) &= \frac{1}{6\sqrt{3}} (-3 \cos \varphi + \sqrt{3} \sin \varphi) \tau_{x_1z_1} \\ \tau_{[1\bar{1}0]}(1\bar{1}\bar{1}) &= \frac{1}{6\sqrt{3}} (-2 \cos \varphi - 4\sqrt{3} \sin \varphi) \tau_{x_1z_1} - \frac{2\sigma_{z_1}}{3\sqrt{6}} \end{aligned} \quad (3)$$

Задача оптимального ориентирования кристаллических осей сводится к выбору такого значения угла φ , при котором наибольшее абсолютное значение из двенадцати касательных напряжений, приведенных в (3), было бы по возможности малым.

Очевидно, наибольшее касательное напряжение следует искать в той системе скольжения, где фигурирует превалирующее растягивающее напряжение σ_{z_1} .

Представим абсолютные значения касательных напряжений в системах скольжения в форме

$$|\tau| = \frac{2}{3\sqrt{6}} |\sigma_{\perp} + \beta(\varphi) \tau_{\perp\parallel}| \quad (4)$$

где $\beta(\varphi)$ определяет влияние касательного напряжения от кручения.

В табл. 2 даны значения $\beta(\varphi)$

Таблица значений $\beta(\varphi)$ для систем скольжения

Таблица 2

φ	$\tau_{[0\bar{1}\bar{1}]}(11\bar{1})$	$\tau_{[101]}(11\bar{1})$	$\tau_{[110]}(1\bar{1}1)$	$\tau_{[\bar{1}0\bar{1}]}(1\bar{1}\bar{1})$	$\tau_{[011]}(1\bar{1}1)$	$\tau_{[\bar{1}\bar{1}0]}(1\bar{1}1)$
0°	-2,473	-2,473	0,707	1,767	1,767	0,707
15°	-2,549	-2,232	0,049	1,232	2,183	1,317
30°	-2,449	-1,837	-0,612	0,612	2,449	1,837
45°	-2,183	-1,317	-1,232	-0,049	2,549	2,232
60°	-1,768	-0,707	-1,768	-0,707	2,473	2,473
75°	-1,232	0,049	-2,183	-1,317	2,232	2,549
90°	-0,612	0,612	-2,449	-1,837	1,837	2,449
105°	0,049	1,232	-2,549	-2,232	1,317	2,183
120°	0,707	1,768	-2,473	-2,473	0,707	1,768
135°	1,232	2,183	-2,232	-2,549	0,049	1,232
150°	1,837	2,449	-1,837	-2,449	-0,612	0,612
165°	2,232	2,549	-1,317	-2,183	-1,232	-0,049
180°	2,473	2,473	-0,707	-1,767	-1,767	-0,707

Как можно заключить из табл. 2, из всех систем скольжения наибольшее абсолютное значение $\beta(\varphi)$ от угла φ изменяется незначительно, однако при $\varphi = 0^\circ$ или при $\varphi = 120^\circ$ увеличение напряжения скольжения $\beta > 0$ адекватно увеличению преобладающего напряжения $\sigma_{\perp}$ лишь на значение $1,767\tau_{\perp\parallel}$.

Простейший анализ показывает, что эта ситуация является наиболее оптимальной. Наихудшая ориентация при $z_{\perp}$ совпадающем с $[111]$, соответствует $\varphi = 46,1^\circ$, при этом β равно 2,54951. Таким образом, выбирая оптимальные значения угла φ , можно уменьшить добавочное влияние от касательного напряжения на 30,6% по сравнению с наименее благоприятной ориентацией. Углы φ ориентации кристаллических осей, равные 0° и 120° , создают абсолютно адекватную ситуацию. Следует иметь в виду, что угол φ фактически отсчитывается от направления действия касательного напряжения $\tau_{\perp\parallel}$. Если изменить направление $\tau_{\perp\parallel}$ на противоположное, то эта выбранная ориентация кристаллических осей не будет оптимальной, а оптимальным углом ориентации будет 60° или 180° , которые тоже равноценны.

ЛИТЕРАТУРА.

1. Расчеты на прочность в машиностроении. Т.3. М.: Машгиз. 1959. 1186с.
2. Каблов Е.Н., Голубовский Е.Р. Жаропрочность никелевых сплавов. М.: Машиностроение. 1998. 463с.
3. Tshihara T. Strength of metal matrix composites for supersonic aeroplane engines. Composites: Fracture mechanics and technology. Russian Composite Society. Chernogolovka. 1992. 91p.
4. Голубовский Е.Р., Толорая В.Н., Светлов И.Л., Хвацкий К.К., Подъячев А.П. К вопросу о влиянии кристаллической ориентации на длительную прочность и ползучесть никелевого сплава. // Проблемы прочности. 1987. №9. С.11-17.
5. Светлов И.Л., Суханов Н.Н., Кривко А.И., Рощина И.Н., Хашинская И.М., Самойлов А.И. Температурно-ориентационная зависимость характеристик кратковременной прочности, модуля Юнга и КЛТР монокристаллического сплава ЖС6Ф. // Проблемы прочности. 1987. №1. С. 51-56.
6. Симонян А.М. Некоторые вопросы ползучести. Ереван: Гитутюн. 1999. 255с.

Институт механики
НАН Армении

Поступила в редакцию
28.08.2003