

УДК 629.7.036.3

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРЕДЕЛЬНОГО СОСТОЯНИЯ СТЯЖНЫХ БОЛТОВ РОТОРОВ ГТД

В.С. ДВОЕГЛАЗОВ, Д.Ю. КИСЕЛЕВ, Ю.В. КИСЕЛЕВ

В статье представлен способ отбраковки стяжных болтов роторов двигателей. В связи с отсутствием данных о величине удлинения для стяжных болтов после прохождения нескольких ремонтов, предложен способ дефектации стяжного болта по величине его укорочения.

**Ключевые слова:** болт стяжной, удлинение, укорочение, вытяжка, усилие, деформация пластическая, модуль упругости, нагружение монтажное.

В современных ГТД нашли широкое применение схемы соединения рабочих дисков роторов с помощью длинных стяжных болтов. Такая конструкция имеет большую жёсткость при сравнительно малом весе [1]. Однако в процессе эксплуатации происходит вытяжка стяжных болтов под влиянием длительного действия сил затяжки и эксплуатационных нагрузок. Появляется так называемый деформационный износ.

Деформационный износ характеризуется тем, что в условиях значительных статических, динамических и тепловых напряжений металл пластически деформируется и теряет прочность. При деформационном износе в его аварийной стадии происходит разрыв детали по сечению, в котором металл перешел за предел пластичности. Поэтому на стяжные болты устанавливается предельно допустимая величина удлинения. При выявлении удлинения болта больше предельно допустимого считается, что болт достиг предельного состояния и бракуется.

Проблема заключается в том, что для роторов, проходящих несколько ремонтов, как правило, отсутствуют данные о длине ротора с предыдущего ремонта. В этом случае, как один из способов дефектации стяжных болтов, не имеющих данных о длине с предыдущего ремонта, предлагается метод измерения уменьшения длины болта при разборке ротора компрессора.

Суть метода заключается в том, что производится измерение длины болта до разборки и после разборки ротора компрессора. Вычисляется истинное уменьшение длины, которое сопоставляется с расчетным значением, определенном при отсутствии пластических деформаций. Если истинное уменьшение длины меньше расчетного более чем на эталонное значение, болт отбраковывается.

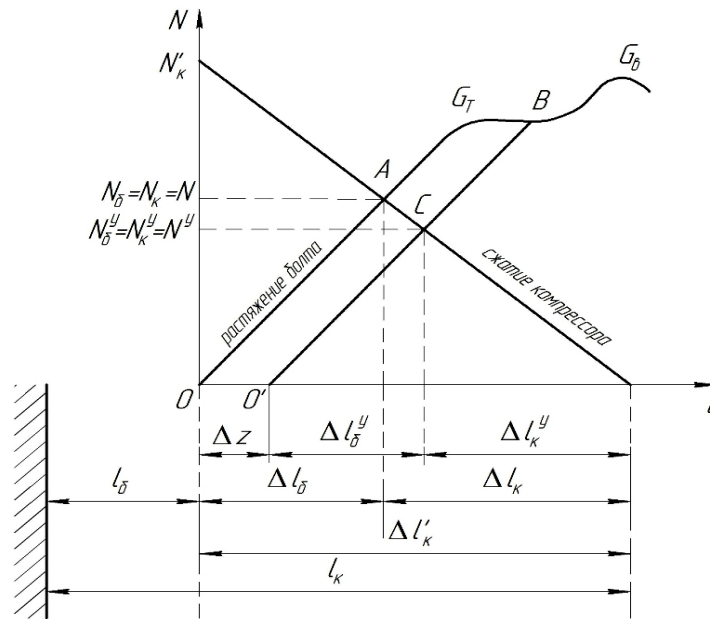
Для более подробного описания метода рассмотрим деформации болта и ротора компрессора при сборке и после вытяжки болта (рис. 1).

Предположим, мы имеем ротор компрессора длиной  $l_k$ . Согласно технологии сборки ротор компрессора нагружается усилием  $N'_k = 14^{+1}$  т, в результате чего он сжимается на величину  $\Delta l'_k$ . Внутри ротора компрессора вставляется болт. На болт накручивается гайка до упора в торец ротора компрессора. В этом положении (точка О) (рис. 1) длина болта получается равной  $l_6 = l_k - \Delta l'_k$ .

После снятия монтажной нагрузки  $N'_k$ , ротор компрессора начинает разжиматься и, упираясь в гайку, растягивает болт (прямая О-А), (рис. 1).

В рабочем положении (точка А) (рис. 1) болт растянут на величину  $\Delta l_6$ , а компрессор сжат на  $\Delta l_k$ , при этом усилие сжатия ротора компрессора равно силе растяжения болта  $N_6 = N'_k = N$ .

В процессе эксплуатации растягивающие напряжения в критических сечениях болта могут превысить предел текучести, в результате чего он пластически деформируется (вытягивается) на величину  $\Delta z$  до точки В (рис. 1). В этом случае разгрузка пойдет по прямой В-О<sub>1</sub> (рис. 1) до точки С - точки пересечения с прямой разгрузки компрессора.



**Рис. 1.** Деформации болта и ротора компрессора при сборке и после вытяжки болта

В этом новом положении (точка С) (рис. 1) вытянутый на  $\Delta z$  болт растянут на величину  $\Delta l_{\delta}^y$ , а компрессор сжат на  $\Delta l_{\kappa}^y$ , при этом усилие сжатия ротора компрессора равно силе растяжения болта  $N_{\delta}^y = N_{\kappa}^y = N^y$ .

По рис. 1 видно, что

$$\Delta l'_{\kappa} = \Delta l_{\kappa} + \Delta l_{\delta} = \Delta z + \Delta l_{\kappa}^y + \Delta l_{\delta}^y.$$

Формула представляет собой уравнение совместных деформаций для соединения болта и ротора компрессора. Тогда задавшись значением  $\Delta z = 0,03$  мм, можно рассчитать  $\Delta l_{\delta}^y$ . Если измеренное значение уменьшения длины болта при разборке  $\Delta l_{\delta}^{\text{изм}}$  окажется меньше расчетного  $\Delta l_{\delta}^y$ , болт следует браковать.

Из вышеизложенного следует, что необходимо произвести расчет удлинений при отсутствии пластических деформаций и при их появлении.

Запишем формулу для расчета полного абсолютного удлинения или укорочения бруса, при переменной по длине площади сечения [2]

$$\Delta l = \frac{N}{E} \int_0^l \frac{dx}{F},$$

где  $N$  - сжимающее или растягивающее усилие;

$E$  - модуль упругости материала детали;

$F$  - площадь сечения стержня.

Из уравнения совместных деформаций можно записать

$$\Delta l'_{\kappa} = \Delta l_{\kappa} + \Delta l_{\delta} = \Delta z + \Delta l_{\kappa}^y + \Delta l_{\delta}^y.$$

Тогда

$$\Delta l_{\delta} = \frac{N}{E_{\delta}} \int_0^{l_{\delta}} \frac{dx}{F_{\delta}}, \text{ а } \Delta l_{\kappa} = \frac{N}{E_{\kappa}} \int_0^{l_{\kappa}} \frac{dx}{F_{\kappa}},$$

в результате получаем

$$\frac{N}{E_{\kappa}} \int_0^{l_{\kappa}} \frac{dx}{F_{\kappa}} + \frac{N}{E_{\delta}} \int_0^{l_{\delta}} \frac{dx}{F_{\delta}} = \frac{N'}{E_{\kappa}} \int_0^{l_{\kappa}} \frac{dx}{F_{\kappa}}, N \left( \frac{1}{E_{\kappa}} \int_0^{l_{\kappa}} \frac{dx}{F_{\kappa}} + \frac{1}{E_{\delta}} \int_0^{l_{\delta}} \frac{dx}{F_{\delta}} \right) = \frac{N'}{E_{\kappa}} \int_0^{l_{\kappa}} \frac{dx}{F_{\kappa}},$$

следовательно,

$$N = \frac{\frac{N'}{E_k} \int_0^{l_k} \frac{dx}{F_k}}{\frac{1}{E_k} \int_0^{l_k} \frac{dx}{F_k} + \frac{1}{E_6} \int_0^{l_6} \frac{dx}{F_6}}.$$

Рассчитав усилие  $N$ , можно будет подсчитать значение расчетного удлинения болта  $\Delta l_6$ .

После вытяжки болта на величину  $\Delta z$  уравнение совместных деформаций будет выглядеть следующим образом

$$\Delta l'_k = \Delta l_k + \Delta l_6 = \Delta z + \Delta l_k^y + \Delta l_6^y.$$

Соответствующие удлинения определяются по соотношениям

$$\Delta l_6^y = \frac{N^y}{E_6} \int_0^{l_6} \frac{dx}{F_6}, \quad \Delta l_k^y = \frac{N^y}{E_k} \int_0^{l_k} \frac{dx}{F_k}.$$

Тогда

$$\frac{N^y}{E_k} \int_0^{l_k} \frac{dx}{F_k} + \frac{N^y}{E_6} \int_0^{l_6} \frac{dx}{F_6} = \frac{N'}{E_k} \int_0^{l_k} \frac{dx}{F_k} - \Delta z,$$

соответственно

$$N^y = \frac{\frac{N'}{E_k} \int_0^{l_k} \frac{dx}{F_k} - \Delta z}{\frac{1}{E_k} \int_0^{l_k} \frac{dx}{F_k} + \frac{1}{E_6} \int_0^{l_6} \frac{dx}{F_6}}.$$

Задавшись предельным допустимым значением пластического удлинения болта  $\Delta z = 0,03$ , можно рассчитать усилие  $N^y$ , а следовательно, и минимально допустимое уменьшение длины болта после разборки ротора  $\Delta l_6^y$ .

В качестве примера проведем расчет  $\Delta l_6^y$  для стяжного болта компрессора вертолетного двигателя.

Вычислим интегральное значение отношения длины болта к площади его сечения  $\int_0^{l_6} \frac{dx}{F_6}$ .

На рис. 2 представлена упрощенная модель нагруженной части болта. Болт по длине разделим на 12 частей. Каждая часть будет вносить свой вклад в суммарное удлинение болта, удлиняясь под действием растягивающей силы  $N$  или  $N^y$ , при этом

$$\Delta l_6 = \Delta l_{y1} + \Delta l_{y2} + \dots + \Delta l_{y12} = \frac{N}{E_6} \left( \int_0^{l_{y1}} \frac{dx}{F_{y1}} + \int_0^{l_{y2}} \frac{dx}{F_{y2}} + \dots + \int_0^{l_{y12}} \frac{dx}{F_{y12}} \right).$$

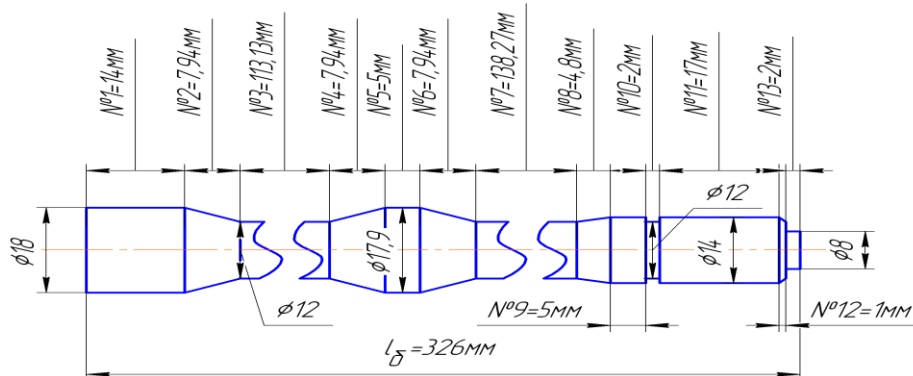


Рис. 2. Упрощенная модель нагруженной части болта

Как видно из рис. 2, площадь поперечного сечения на участках 1, 3, 5, 7, 9, 10, 11, 12 постоянна по длине каждого участка, тогда на этих участках интегральное значение отношения длины к площади сечения будет вычисляться по формуле

$$\int_0^{l_y} \frac{dx}{F_y} = \frac{l_y}{F_y} = \int_0^{l_y} \frac{dx}{F_y} = \frac{l_y}{\pi \times R^2}.$$

Участки 2, 4, 6, 8, 12 представляют собой усеченный конус, тогда на этих участках интегральное значение отношения длины к площади сечения будет вычисляться по формуле

$$\int_0^{l_y} \frac{dx}{F_y} = \int_0^{l_y} \frac{dx}{\pi \times (b + kx)^2},$$

где  $b + kx$  - уравнение образующей конуса (рис. 3).

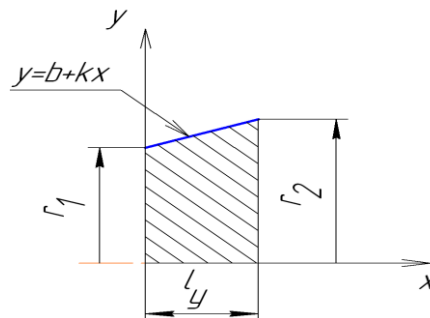


Рис. 3. Уравнение образующей конуса

Как видно из рис. 3

$$b = r_1; \dots k = \frac{y}{x} = \frac{l_y}{r^2},$$

где  $r_1$  - радиус болта в начале участка;

$r_2$  - радиус болта в конце участка.

Тогда

$$\int_0^{l_y} \frac{dx}{F_y} = \int_0^{l_y} \frac{dx}{\pi \times \left( r_1 + \frac{l_y}{r_2} x \right)^2}.$$

Согласно матрице неопределенных интегралов [3]

$$\int_0^{l_y} \frac{dx}{\pi \times \left( r_1 + \frac{l_y}{r_2} x \right)^2} = \frac{1}{\pi \times \frac{l_y}{r_2} \times (-1)} \times \left( \frac{l_y}{r_2} \times l_y + r_1 \right)^{-1} - \frac{1}{\pi \times \frac{l_y}{r_2} \times (-1)} \times r_1^{-1}.$$

Подставим численные значения (рис. 2) и, суммируя все значения по участкам, получим

$$\int_0^{l_6} \frac{dx}{F_6} = 2,68250384110715.$$

Вычислим значение интегрального отношения длины ротора компрессора к площади его сечения по формуле

$$\int_0^{l_k} \frac{dx}{F_k}.$$

На рис. 4 представлена упрощенная модель нагруженной части ротора компрессора. Ротор компрессора по длине разделен на 10 частей. Каждая часть будет вносить свой вклад в суммарную деформацию ротора компрессора, деформируясь под действием сжимающей силы  $N$  или  $N^y$ .

Как видно из рис. 4, площадь поперечного сечения всех участков постоянна по длине каждого участка, тогда на этих участках интегральное значение отношения длины к площади сечения будет вычисляться по формуле

$$\int_0^{l_y} \frac{dx}{F_y} = \frac{l_y}{F_y},$$

где площадь сечения участка  $F_y = \pi \times R^2 - \pi \times r^2$ , тогда

$$\int_0^{l_y} \frac{dx}{F_y} = \frac{l_y}{\pi \times R^2 - \pi \times r^2}.$$

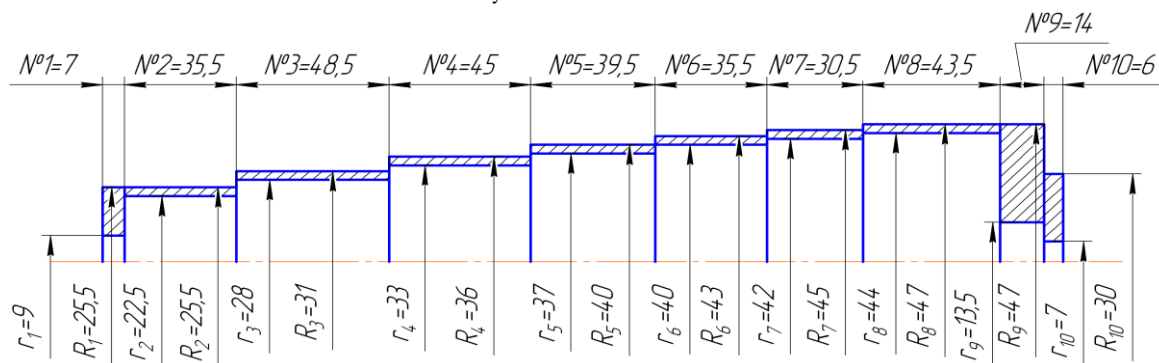


Рис. 4. Упрощенная модель нагруженной части ротора компрессора

Подставим численные значения (рис. 4) и суммируем все значения по участкам, при этом получим

$$\int_0^{l_k} \frac{dx}{F_k} = 0,430975750589687.$$

Подставляя численные значения  $\int_0^{l_6} \frac{dx}{F_6}$  и  $\int_0^{l_k} \frac{dx}{F_k}$ , вычисляем удлинения болта и ротора компрессора.

Результаты вычислений сводим в табл. 1.

Таблица 1

Вычисления удлинений ротора компрессора и стяжного болта

Материал	Ротор компрессора			Болт		
	ЭИ-736			ЭИ-736		
	величина	значение	раз- мер- ность	величина	значение	раз- мер- ность
Начальные данные	Модуль упругости, E	12000	кгс/мм <sup>2</sup>	Модуль упругости, E	12000	кгс/мм <sup>2</sup>
		196133	МПа		196133	МПа
	$\int_0^{l_k} \frac{dx}{F_k}$	0,430976	1/мм	$\int_0^{l_6} \frac{dx}{F_6}$	2,682504	1/мм
	$\frac{1}{E_k} \int_0^{l_k} \frac{dx}{F_k}$	0,00000219	мм/Н	$\frac{1}{E_6} \int_0^{l_6} \frac{dx}{F_6}$	0,000014	мм/Н
Монтажное нагружение	$N'_k$	14000	кг	$N'_6$	0	
		137293,1	Н		0	
	$\Delta l'_k$	0,301683	мм	$\Delta l'_6$	0	

Рабочее положение	$N$	19004,46	Н	$N$	19004,46	Н
	$\Delta l_k$	0,0417597	мм	$\Delta l_b$	0,259923	мм
После вытяжки болта на $\Delta l'_k = \Delta l_k + \Delta l_b = \Delta z + \Delta l_k^y + \Delta l_b^y$ $= 0,03$ мм	$N^y$	17114,62	Н	$N^y$	17114,62	Н
	$\Delta l_k^y$	0,037607	мм	$\Delta l_b^y$	0,234076	мм

Таким образом, если укорочение болта при разборке меньше 0,234 мм, то болт подлежит отбраковке.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Лозицкий Л.П., Ветров А.Н., Дорошко С.М., Иванов В.П., Коняев Е.А. Конструкция и прочность авиационных газотурбинных двигателей. М: Воздушный транспорт, 1992. 533 с.
2. Феодосьев В. И. Сопротивление материалов. М.: Наука, 1979. 540 с.
3. Брычков Ю.А., Маричев О.И., Прудников А.П. Таблицы неопределенных интегралов. 2-е изд., исправ. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2003. 200 с.

### DETERMINATION OF THE LIMITING STATE OF TENSION BOLT OF ROTOR TURBINE ENGINES

Dvoeglazov V.S., Kiselev D.Yu., Kiselev Yu.V.

The article presents a method of screening caps crew of engine rotors. In the absence of data on the amount of elongation for coupling bolts after a few repairs, a method of fault detection through caps crew on the magnitude of its reduction.

**Keywords:** tension bolt, extension, reduction, drawing, force, plastic flow, module of elasticity, assembly stress.

#### REFERENCES

1. Lozitskii L.P., Vetrov A.N., Doroshko S.M., Ivanov V.P., Konyaev E.A. *Konstruktsiya i prochnost' aviatsionnykh gazoturbinnnykh dvigatelei*. M.:Vozdushnyi transport, 1992.- 533 p. (In Russian).
2. Feodos'ev V. I. *Soprotivlenie materialov* / V. I. Feodos'ev. – М. : Nauka, 1979. – 540 p. (In Russian).
3. Brychkov Y.A., Marichev O. I., Prudnikov A. P. *Tablitsy neopredelennykh integralov*. 2-e izd., isprav. — М.: FIZMATLIT, 2003. - 200 p. (In Russian).

#### Сведения об авторах

**Двоглазов Владимир Сергеевич**, 1990 г.р., студент СГАУ им. академика С.П. Королева, область научных интересов – надежность авиационной техники.

**Киселёв Денис Юрьевич**, 1983 г.р., окончил СГАУ им. академика С.П. Королева (2006), кандидат технических наук, доцент кафедры эксплуатации авиационной техники СГАУ им. академика С.П. Королева, автор более 15 научных работ, область научных интересов - совершенствование организации производственных процессов.

**Киселев Юрий Витальевич**, 1948 г.р., окончил КуАИ им. академика С.П. Королева (1972), доцент, кандидат технических наук, доцент кафедры эксплуатации авиационной техники СГАУ, автор более 60 научных работ, область научных интересов – диагностика авиационной техники.