

УДК 621.45.01

doi 10.54708/22259309_2026_23659

ИССЛЕДОВАНИЕ КРИТИЧЕСКИХ ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ МНОГОДИСКОВОГО РОТОРА С УЧЕТОМ ПОДАТЛИВОСТИ ОПОР

А. Л. ИСАЕВА¹

anastasiya-isaeva1995@mail.ru

¹ФГБОУ ВО «Уфимский университет науки и технологий» (УУНиТ)

Аннотация: В работе исследуются критические частоты вращения по первой форме колебаний с учетом податливости опор при проектировании ротора высокого давления двухконтурного турбореактивного двигателя в программном комплексе Dynamics R4. В свою очередь проводится сравнительный анализ полученных результатов расчета. Рассматривается расчетный экспериментальный метод определения низших критических скоростей и соответствующих форм колебаний ротора.

Ключевые слова: виброустойчивость; многодисковый ротор; критические частоты вращения; податливость опор; динамика ротора; Dynamics R4.

ВВЕДЕНИЕ

В данной работе представлены результаты расчета критических частот вращения с учетом разной податливости передней опоры ротора высокого давления при проектировании двухконтурного турбореактивного двигателя с умеренной степенью двухконтурности.

Немаловажным фактором является также учет особенностей конструкции ротора и применяемых при проектировании материалов, в частности, плотность материалов и моменты инерции сосредоточенных масс (дисков и лопаточных венцов).

Введение в конструкцию опор упругих элементов, увеличивающих податливость системы, помогает избежать вибраций и опасных резонансных явлений на заданных режимах работы авиационного ГТД.

Статистика отказов основных деталей ГТД показывает, что одной из наиболее частых причин повреждений основных деталей ГТД является вибрация, вызываемая, в том числе, неуравновешенностью ротора [1]. В таких условиях определение запасов виброустойчивости ротора становится одним из важнейших критериев, влияющих как на ресурс основных деталей ГТД, так и на увеличение прочностной надежности двигателя в целом.

В роторах современных ГТД из-за облегчения дисков масса вала оказывает значительное влияние на колебания. Для анализа такой колебательной системы необходимо учитывать распределение массы по длине ротора, то есть рассматривать ротор как систему с распределенными параметрами. Особенность роторов с распределенными параметрами состоит в том, что они обладают бесконечным количеством (спектром) собственных частот и форм колебаний и соответствующих критических частот вращения. Однако определять весь спектр критических частот нет необходимости – для практических целей достаточно найти несколько низших критических частот, располагающихся внутри или вблизи диапазона рабочих частот вращения ротора [2].

При определении запасов виброустойчивости проводят расчеты упругих (упруго-демпферных) элементов конструкций узлов опоры под заданную податливость, добиваясь необходимой «отстройки» от критической частоты вращения ротора.

ПОДГОТОВКА ГЕОМЕТРИИ РОТОРА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ПРОЕКТИРУЕМОГО ДВИГАТЕЛЯ

Упрощенная трехмерная ДСЕ ротора высокого давления проектируемого двигателя, выполненная в среде трехмерного моделирования «Компас-3D», представлена на рис. 1. Конструктивные решения приняты на основе прототипа, а также заимствованы у современных авиационных ГТД.

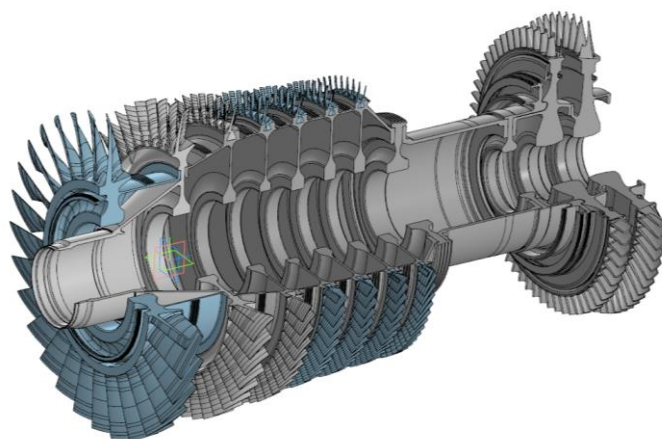


Рис. 1. Упрощенная трехмерная модель ротора высокого давления проектируемого двигателя

Следует отметить, что построение расчетной модели в ПК Dynamics R4 ввиду того, что при расчете критических частот вращения в ПК Dynamics R4 используется энергетический метод Рэлея, ведется в двухмерной постановке. Поэтому для проведения расчетов необходимо выполнить чертеж ротора - вала со всеми насаженными на него деталями. Продольный разрез конструктивного облика ротора ВД проектируемого двигателя также выполнен в среде моделирования «Компас-3D» и представлен на рис. 2.

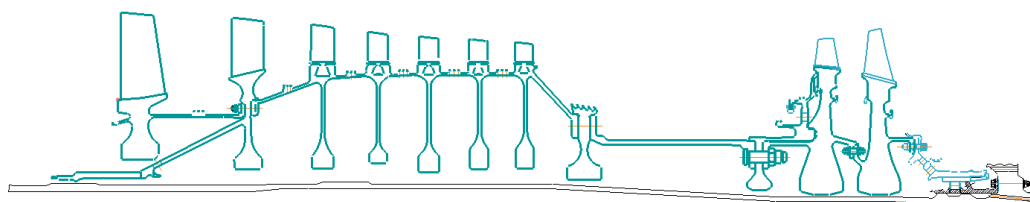


Рис. 2. Продольный разрез конструктивного облика ротора ВД проектируемого двигателя

Для каждой детали, насаженной на вал, необходимо определить массу и положение центра масс. Масса детали M_i определяется по ее объему и плотности материала:

$$M_i = V_i \rho, \text{ кг}, \quad (1)$$

где V_i – объем детали, определяемый путем суммирования объемов элементарных тел (конусов, цилиндров, пластин и т. д.), вписанных в контур детали, м³; ρ – плотность материала детали, кг/м³.

В тех случаях, когда элемент, насаженный на вал, является узлом, состоящим из нескольких деталей, выполненных из разных материалов, масса его определяется по более сложной формуле:

$$M_i = \sum_{j=1}^n V_{ij} \rho_j, \quad (2)$$

где $j = 1, \dots, n$ – текущий номер детали, входящей в состав элемента; V_{ij} – объём этой детали, м³; ρ_j – плотность материала этой детали, кг/м³.

Положение центра масс детали для проведения расчетов отсчитывается вдоль оси вала. На рис. 3 изображена ступенчатая втулка, насаженная на вал. Ее масса m может быть определена как

$$m = m_1 + m_2 + m_3.$$

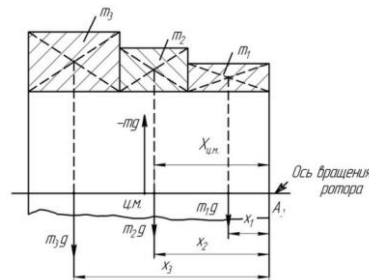


Рис. 3. Схема ступенчатой втулки, насаженной на вал [3]

Осевые координаты центров масс каждого цилиндрического кольца, на которые втулка расчленяется, обозначены x_1, x_2, x_3 .

Центр масс втулки располагается на расстоянии $x_{\text{цм}}$ (м) от ее правого торца, которое может быть определено из уравнения моментов относительно точки А [3]:

$$\sum_{i=1}^3 m_i x_i = m x_{\text{цм}} \quad (3)$$

откуда

$$x_{\text{цм}} = \frac{\sum_{i=1}^3 m_i x_i}{m}. \quad (4)$$

Разбиение ротора ВД проектируемого двигателя на участки и его упрощение в области узла передней опоры приведено на рис. 4.

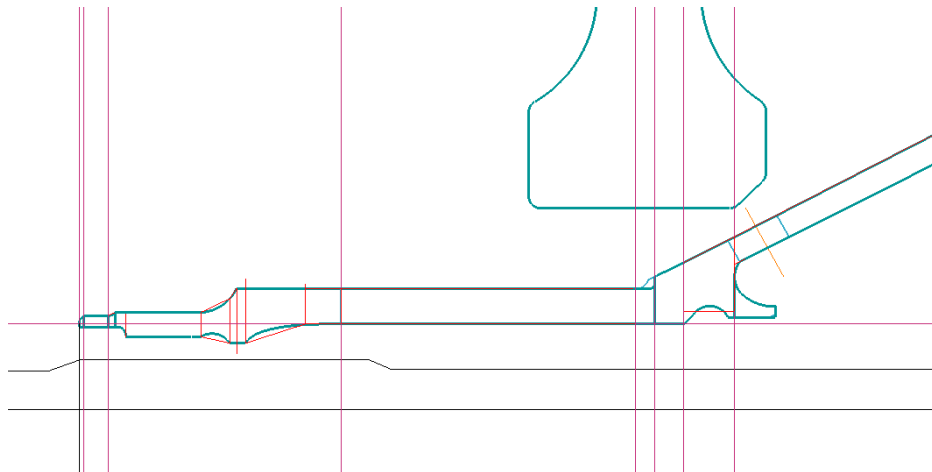


Рис. 4. Разбиение участка ротора ВД проектируемого двигателя на простые участки

ПОСТРОЕНИЕ РАСЧЁТНОЙ МОДЕЛИ И ЗАДАНИЕ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ РАСЧЁТА В ПК DYNAMICS R4

По результатам разбиения ротора проектируемого двигателя построена расчетная модель, представленная на рис. 5. Исходные данные (массы и моменты инерции лопаток и дисков) для ротора ВД проектируемого двигателя рассчитываются исходя из принятых материалов деталей ротора. Материалы, используемые в расчетной модели ротора ВД, представлены в табл. 1.

Таблица 1

Материалы, используемые в расчётной модели ротора ВД проектируемого двигателя

Ступени			Материал
Компрессор	1	Моноколесо	BT25
	2	Моноколесо	BT25
	3	Диск РЛ	BT8
	4	Диск РЛ	BT8
	5	Диск РЛ	BT8
	6	Диск РЛ	BB751-П ЭП718-ИД
	7	Диск РЛ	BB751-П ЭП718-ИД
Турбина	1	Диск РЛ	BB751-П ЖС6К
	2	Диск РЛ	BB751-П ЖС6К
	Диск с ЛУ		BB751-П
	Покрывной диск		BB751-П

Система
GCx=0m, GCy=0m, GCz=0.551152m, sizeZ=0.1597m
m=137.210kg, Jx=12.2102kg m2, Jy=12.2102kg m2, Jz=1.95516kg m2

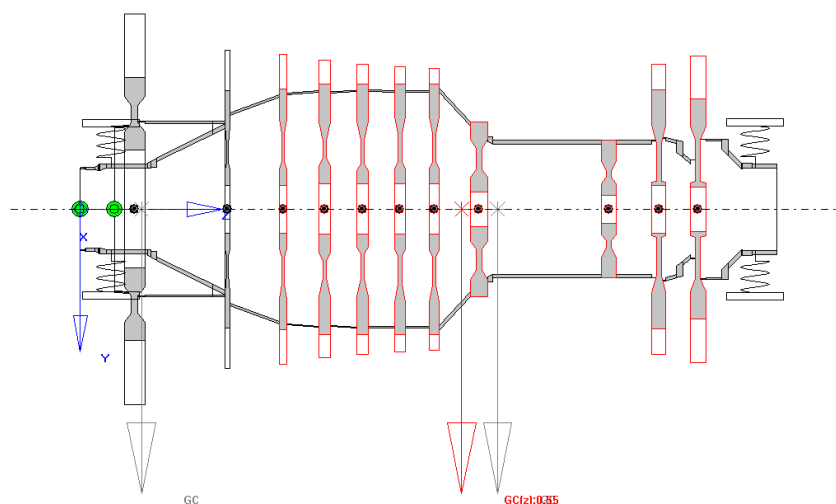


Рис. 5. Расчётная модель ротора ВД проектируемого двигателя в ПК «Dynamics R4»

При этом ввиду сложности конфигурации ротора расчётная модель делится на две подсистемы (Shaft 1, Shaft 2). Далее две подсистемы связываются между собой жесткой связью. При построении расчётной модели для дисков и лопаток (сосредоточенные массы)

задаются их массы и моменты инерции в зависимости от габаритных размеров и плотности используемых материалов в соответствии с табл. 1.

Далее задается диапазон скоростей вращения (об./мин) исследуемого ротора для поиска критических скоростей вращения ротора. Окно задания диапазона поиска критических частот вращения представлено на рис. 6.

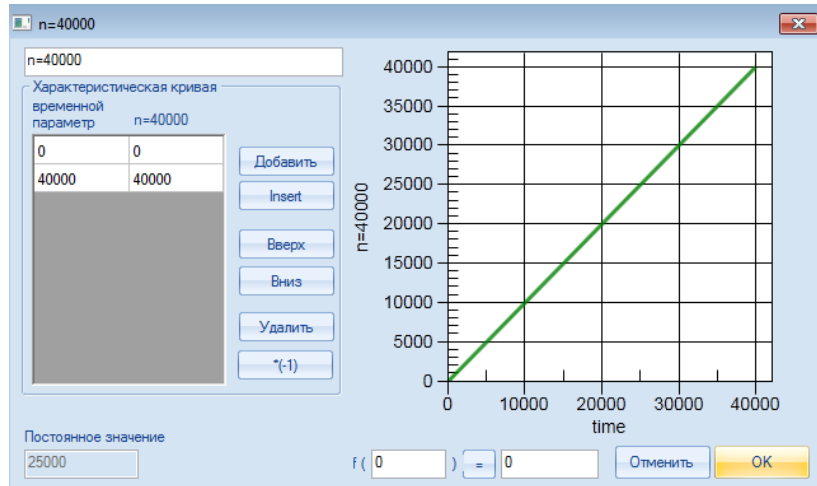


Рис. 6. Окно задания диапазона поиска критических частот вращения ротора ВД исследуемого двигателя

Взаимосвязь радиальной податливости и жесткости определяется соотношением:

$$\lambda = \frac{1}{c}, \frac{\text{м}}{\text{Н}}. \quad (5)$$

Суммарная податливость узла опоры определяется как сумма податливостей отдельных элементов, входящих в данный узел.

Для оценки влияния податливости опор на критические скорости вращения ротора для передней опоры были заданы три варианта суммарной радиальной податливости узла опоры. Жесткости подшипников приняты по среднестатистическим данным для опор роторов современных ГТД. Значения жесткостных характеристик отдельных элементов и суммарных значений для узлов опор сведены в общую табл. 2.

Следует отметить, что для второго варианта расчета упругим элементом является упругое кольцо, для третьего варианта расчета – упругий элемент типа «беличье колесо».

Таблица 2

Жесткостные характеристики элементов и узлов опор по вариантам расчёта

Жесткостные характеристики	Вариант расчёта 1	Вариант расчёта 2	Вариант расчёта 3
Податливость упругого элемента, м/Н	-	$5 \cdot 10^{-9}$	$22 \cdot 10^{-9}$
Податливость подшипника передней опоры, м/Н	$5 \cdot 10^{-9}$		
Суммарная податливость передней опоры, м/Н	$5 \cdot 10^{-9}$	$10 \cdot 10^{-9}$	$27 \cdot 10^{-9}$
Жесткость подшипника передней опоры, Н/м	$200 \cdot 10^6$		
Суммарная жесткость передней опоры, Н/м	$200 \cdot 10^6$	$100 \cdot 10^6$	$37 \cdot 10^6$
Податливость подшипника задней опоры, м/Н	$2 \cdot 10^{-9}$		
Жесткость подшипника задней опоры, Н/м	$500 \cdot 10^6$		

Задание радиальной жесткости задней опоры представлено на рис. 7. Задание радиальной жесткости передней опоры ротора ВД проектируемого двигателя для каждого из вариантов расчёта представлено на рис. 8. После задания всех граничных условий расчётной модели ротора ВД проектируемого двигателя производится расчет критических частот вращения в ПК «Dynamics R4».

Матрица - Link 2

Жесткость

		ut_x	ut_z	ur_y	ur_z
		m	mm	rad	rad
Fx	N	5e+08	0	0	0
Fz	N		0	0	0
My	N m			0	0
Mz	N m		symm		0

Демпфирование

		vt_x	vt_z	vr_y	vr_z
		mm/s	mm/s	rad/s	rad/s
Fx	N	0			
Fz	N		0		
My	N m			0	
Mz	N m				0

OK
Отменить
Присоединить переменную
Create variable
Отсоединить переменную
Mr. Calculator

Рис. 7. Задание радиальной жесткости задней опоры ротора ВД исследуемого двигателя

Матрица - Link 1

Жесткость

		ut_x	ut_z	ur_y	ur_z
		m	mm	rad	rad
Fx	N	2e+08	0	0	0
Fz	N		0	0	0
My	N m			0	0
Mz	N m		symm		0

Демпфирование

		vt_x	vt_z	vr_y	vr_z
		mm/s	mm/s	rad/s	rad/s
Fx	N	0			
Fz	N		0		
My	N m			0	
Mz	N m				0

OK
Отменить
Присоединить переменную
Create variable
Отсоединить переменную
Mr. Calculator

а

Матрица - Link 1

Жесткость

		ut_x	ut_z	ur_y	ur_z
		m	mm	rad	rad
Fx	N	1e+08	0	0	0
Fz	N		0	0	0
My	N m			0	0
Mz	N m		symm		0

Демпфирование

		vt_x	vt_z	vr_y	vr_z
		mm/s	mm/s	rad/s	rad/s
Fx	N	0			
Fz	N		0		
My	N m			0	
Mz	N m				0

OK
Отменить
Присоединить переменную
Create variable
Отсоединить переменную
Mr. Calculator

б

Матрица - Link 1

Жесткость

		ut_x	ut_z	ur_y
		m	mm	rad
Fx	N	3.7e+07	0	0
Fz	N		0	0
My	N m			0
Mz	N m		symm	

Демпфирование

		vt_x	vt_z	vr_y
		mm/s	mm/s	rad/s
Fx	N	0		
Fz	N		0	
My	N m			0
Mz	N m			

в

Рис. 8. Задание радиальной жесткости передней опоры ротора ВД исследуемого двигателя
а – первый вариант расчёта; б – второй вариант расчёта; в – третий вариант расчёта

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЁТА В ПК DYNAMICS R4

По результатам расчёта получены прогибы двухопорного ротора проектируемого двигателя по первой (низшей) форме колебаний и критическая частота вращения в об./мин. Результаты расчёта представлены на рис. 9.

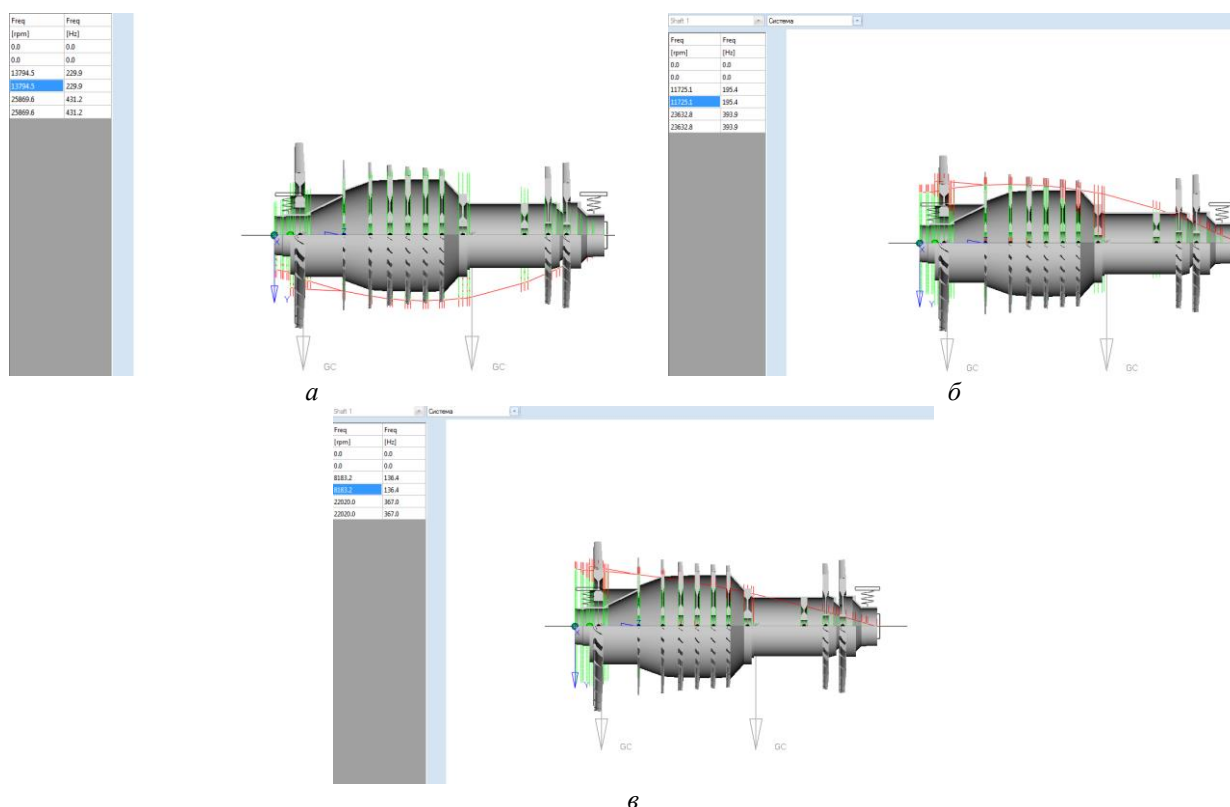


Рис. 9. Результаты расчёта (картина прогибов и критическая скорость вращения) в ПК «Dynamics R4»: а – первый вариант расчёта; б – второй вариант расчёта; в – третий вариант расчёта

Номинальным режимом работы проектируемого двигателя выбран максимальный взлетный режим с частотой вращения ротора ВД $n_{\text{раб}} = 19881$ об./мин.

Запас виброустойчивости для каждого варианта расчёта равен:

$$k_1 = \left(1 - \frac{n_{\text{кр}}}{n_{\text{раб}}}\right) \cdot 100 \% = \left(1 - \frac{13794,5}{19881}\right) \cdot 100 \% = 30,61 \%;$$

$$k_2 = \left(1 - \frac{11725,1}{19881}\right) \cdot 100 \% = 41,02 \%;$$

$$k_1 = \left(1 - \frac{8183,2}{19881}\right) \cdot 100 \% = 58,84 \%;$$

Из анализа результатов расчёта следует, что с увеличением податливости узла передней опоры снижается критическая частота вращения ротора, что, в свою очередь, способствует увеличению запасов виброустойчивости относительно номинального режима работы двигателя.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Податливость опор оказывает существенное влияние на величину собственных частот колебаний ротора и, как следствие, на величину его критических частот вращения. Введение в конструкцию опоры упругих (упруго-демпферных) элементов позволяет увеличить податливость всего узла и, как следствие, провести «отстройку» от работы двигателя на опасных режимах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Потапов, С. Л.** Ресурс основных деталей газотурбинных двигателей летательных аппаратов. – М.: ТОРУС ПРЕСС, 2024. –136 с.: ил.
2. **Уланов, А. М.** Вибрация и прочность авиационных двигателей и энергетических установок [Электронный ресурс]: электрон, учеб. пособие; Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (Нац. исслед. ун-т). – Электрон, текстовые и граф. дан. (3,82 Мбайт). – Самара, 2011.

3. **Коротков, В. А., Татаренко, Ю. В.** Расчёт критической частоты вращения двухопорных роторов компрессоров и детандеров динамического принципа действия: Учеб.-метод. пособие. – СПб.: Университет ИТМО, 2015. – 60 с.

ОБ АВТОРАХ

ИСАЕВА Анастасия Леонидовна, студентка каф. АД.

METADATA

Title: Study of critical speeds of the multi-disk rotor, taking into account the compliance of the supports.

Author: A. L. Isaeva¹

Affiliation:

¹ Ufa University of Science and Technology (UUST), Russia.

Email: anastasiya-isaeva1995@mail.ru

Language: Russian.

Source: Molodezhnyj Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa University of Science and Technology), no. 2 (36), pp. 59-66, 2026. ISSN 2225-9309 (Print).

Abstract: The paper examines critical rotational speeds in the first mode of oscillation, taking into account the compliance of supports when designing a high-pressure rotor of a bypass turbojet engine in the Dynamics R4 software package. In turn, a comparative analysis of the obtained calculation results is carried out. The design experimental method of determination of the lowest critical speeds and the corresponding rotor vibration forms is considered.

Keywords: Vibration resistance, multi-plate rotor, critical rotation speeds, support compliance, rotor dynamics, Dynamics R4.

About authors:

ISAEVA Anastasiya Leonidovna, student, Dept. of AVIATION ENGINES (UUST).