



**САМАРСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ**

Международная научно-практическая
конференция имени Н. Д. Кузнецова
"Перспективы развития двигателестроения"



**РАСЧЕТ ПЯТИСЕГМЕНТНОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ С
САМОУСТАНОВЛИВАЮЩИМИСЯ СЕГМЕНТАМИ В ПРОГРАММНОМ
ПАКЕТЕ DynFB: СРАВНЕНИЕ КОНФИГУРАЦИЙ ПРИ РАЗЛИЧНОЙ
ОРИЕНТАЦИИ РАДИАЛЬНОЙ НАГРУЗКИ**

Шапошников К.В., Дегтярев С.А., Леонтьев М.К.

ООО «Альфа-Транзит», Московский Авиационный Институт

Докладчик: **Шапошников К.В.**
Инженер-исследователь,
ООО «Альфа-транзит»
kvshaposhnikov@alfatran.com

г. Самара, 2023

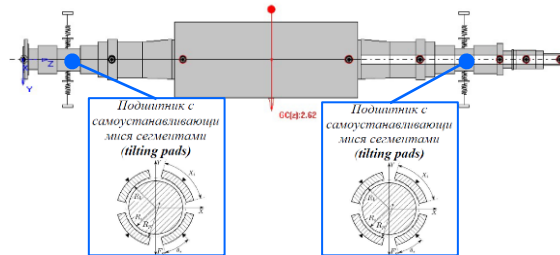
1. Введение

- ❖ В последнее время в отечественном машиностроении наблюдается повышенный интерес к применению опорных подшипников скольжения с самоустанавливающимися сегментами (ОПСС) в виду их высокой устойчивости на больших скоростях вращения, демпфирующих характеристиках и несущей способности



Экспериментальный подшипниковый узел с подшипником скольжения из керамических материалов для ротора ГТД – испытания в ОКБ им. А. Люльки *

*Критский В. Ю., Зубко А. И. Исследование возможности использования керамических авиационных подшипников скольжения нового поколения в конструкциях опор роторов газотурбинных двигателей // Двигатель. – 2013. – №. 3. – С. 24-26



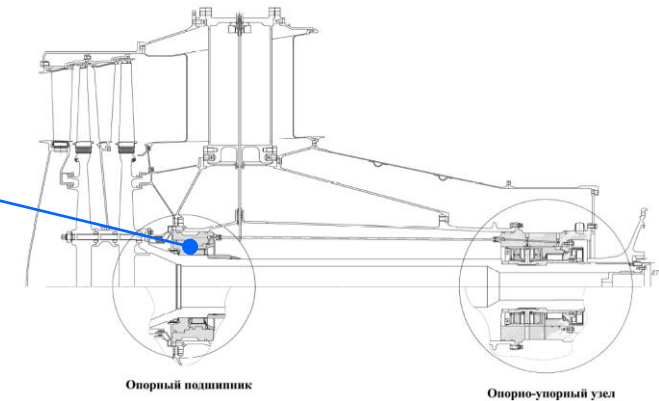
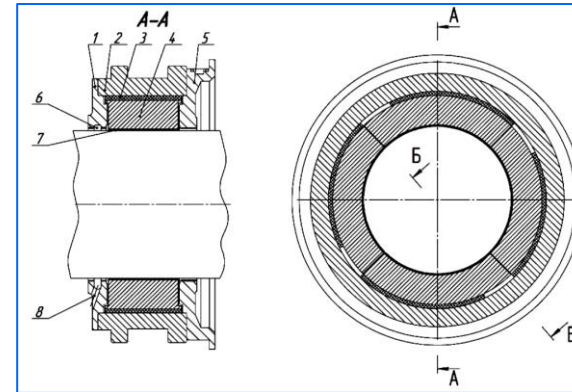
Модель ротора генератора энергетической ГТД на подшипниках скольжения в DYNAMICS R4***

***Леонтьев М.К., Дегтярев С.А., Кутаков М.Н. Анализ динамики турбомашин с подшипниками скольжения на этапе проектирования // Газотурбинные технологии. – 2019 – №.7. – С. 10-18.



Керамических высокоскоростных авиационных подшипников скольжения (КВАПС) разработанный в ОКБ им. А. Люльки**

**Марчуков Е.Ю. Авиационный газотурбинный двигатель – венец инженерной мысли. Доклад в Казанском Национальном Исследовательском Техническом Университете им. А. Н. Туполева – КАИ, 10 Ноябрь, 2021.

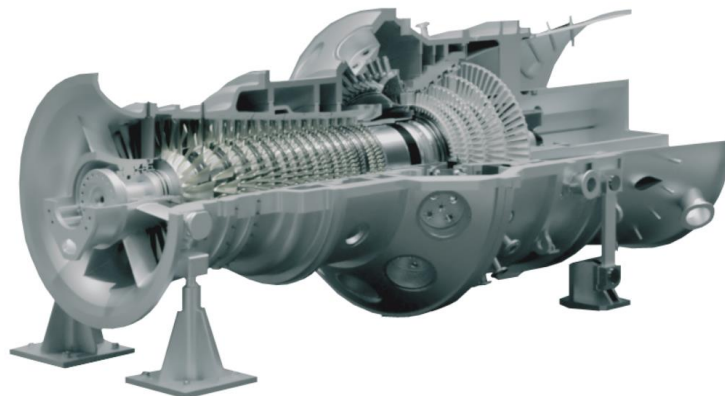


Свободная турбина НК-36СТ на подшипниках скольжения****

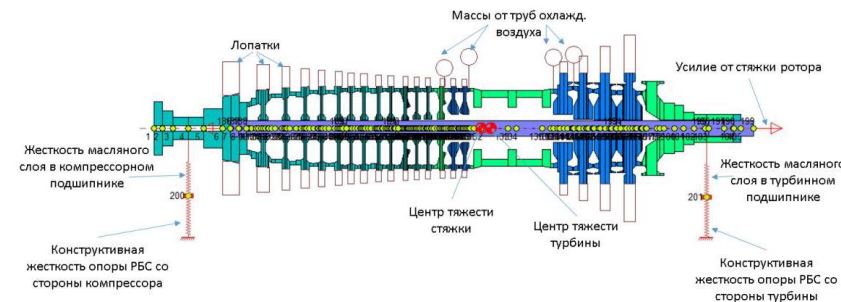
**** Паровой Е. Ф. Свободная турбина ГТД на подшипниках скольжения //Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. – №. 9. – С. 110-114.

2. Перспективы использования сегментных подшипников в отечественных ГТУ большой мощности

- ❖ Перспективным видится применение сегментных подшипников скольжения в конструкциях вновь проектируемых стационарных энергетических ГТУ большой мощности ГТЭ-65 и ГТЭ-170
- ❖ Опыт применения сегментных подшипников скольжения уже успешно освоен на первой производимой в России газовой турбине большой мощности – ГТД 110 на ПАО «ОДК-Сатурн».

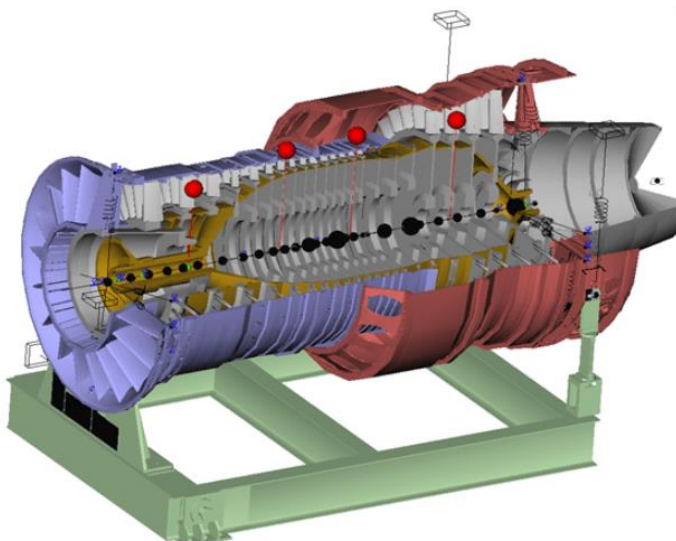


Газовая турбина F-класса ГТЭ-65 (67.7 МВт)*

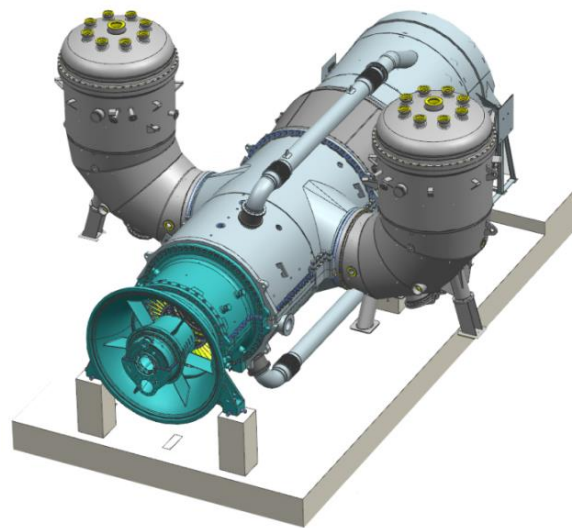


Конечно-элементная модель ротора ГТЭ-65 на подшипниках скольжения в DyRoBes**

** Лбов И. А. Верификация расчетной модели ротора ГТЭ-65 в условиях балансировочного стенда //Проблемы и перспективы развития двигателестроения: материалы докл.: сб. докл. Междунар. науч.-техн. конф. 23–25 июня 2021 г.: в 2 т.-Текст: эле. – 2021.



Конечно-элементная модель одновальной ГТД-110 (110 МВт) в DYNAMICS R4 ***



Газовая турбина большой мощности ГТЭ-170.1 (155.3 МВт) / ГТЭ-170.2 (170 МВт)*

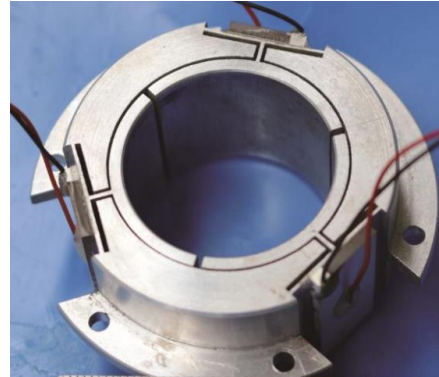


***Романов, В. В., Климов, А. Н., Леонтьев, М. К., Дегтярев, С. А., Давыдов, А. В. (2015). Снижение виброактивности двигателя ГТД-110 и повышение стабильности его вибрационных характеристик в составе ГТЭ-110. Газотурбинные технологии, (7), 20-25.

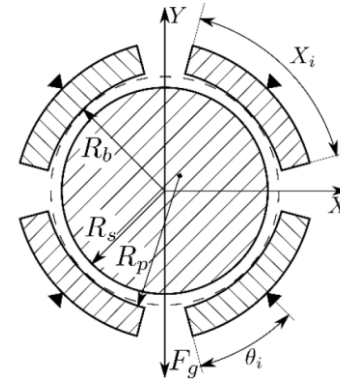
*Материалы ПАО «Силовые Машины» <https://power-m.ru/customers/thermal-power/gas-turbines/>

3. Подшипники скольжения с самоустанавливающимися сегментами

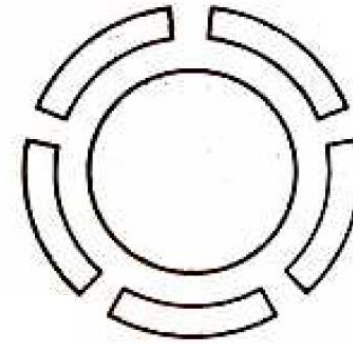
❖ Подшипники скольжения с самоустанавливающимися сегментами – один из видов подшипников скольжения, где сегменты располагаются на подвесе (pivot) и обладают возможностью качаться (tilt) вокруг него



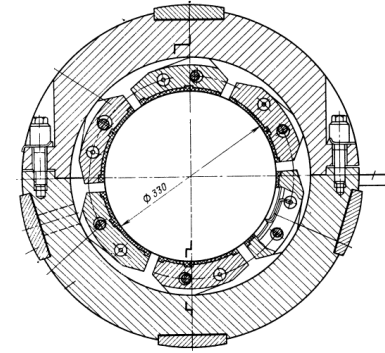
3х-сегментные



4х-сегментные



5ти-сегментные



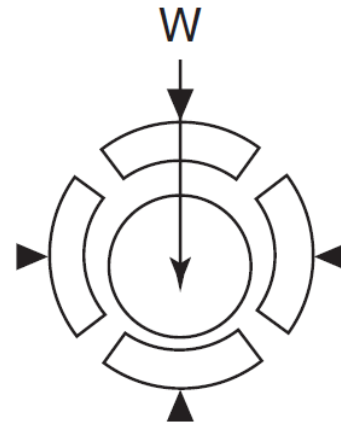
6ти-сегментные

По количеству сегментов

❖ Существует большое разнообразие конструкций подвесов сегментных подшипников

❖ Одно из главных преимуществ сегментных подшипников – наличие большого количества параметров для контроля и изменения динамических характеристик

❖ По сравнению с другими видами подшипников конструкция сегментных подшипников намного сложнее



Нагрузка на сегмент (LOP)

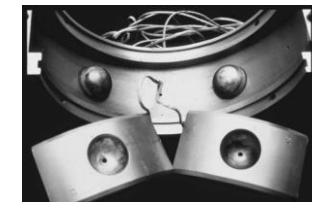


Нагрузка между сегментами (LBP)

По типу радиальной нагрузки



Сегмент с подвесом типа «коромысло» (Rocker Back Tilt Pad)



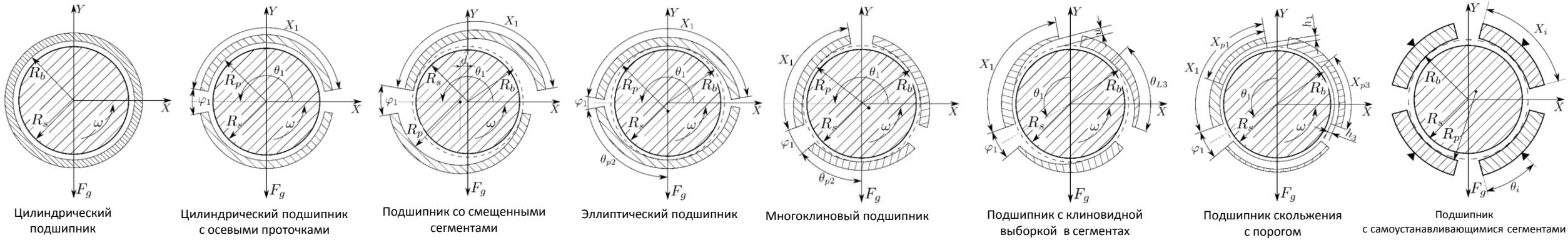
Сферический подвес



Упругий подвес

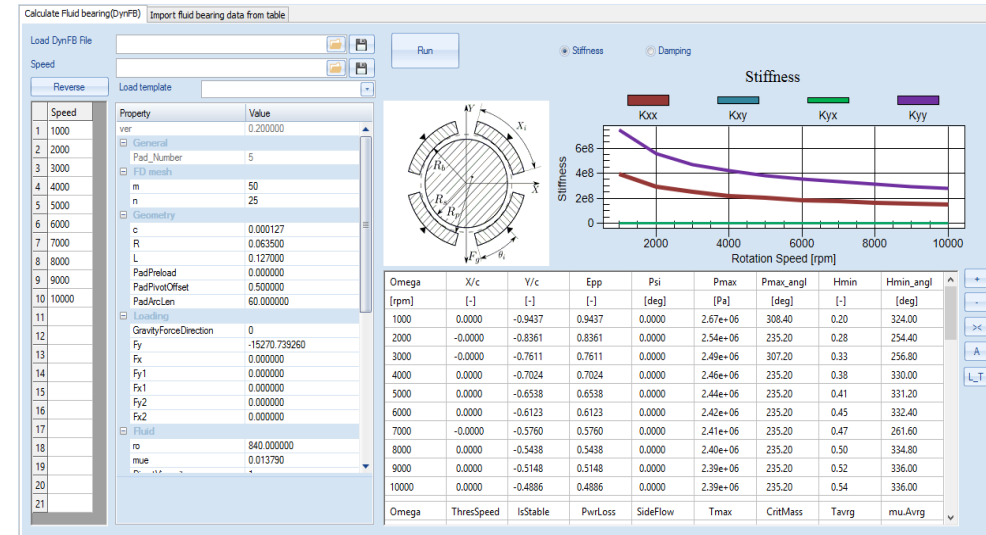
По типу подвеса

4. DynFB - инструмент для расчета подшипников скольжения



Гидродинамические радиальные подшипники скольжения

- ❖ Расчет подшипников скольжения обычно производится с использованием специальных программ позволяющих определять статические и динамические характеристики подшипников.
- ❖ В настоящей работе расчет подшипников скольжения произведен с использованием программного пакета для расчетов подшипников скольжения DynFB являющегося частью программной системы для расчетов динамики роторов DYNAMICS R4

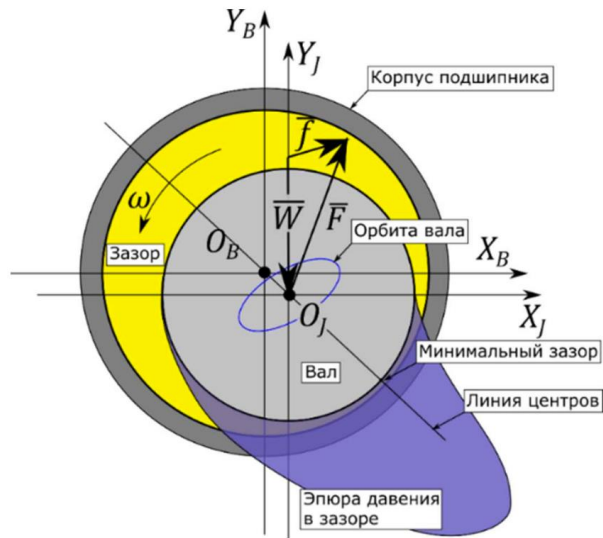


Варианты подвеса сегментов

Интерфейс DynFB для построения моделей подшипников

5. Математическая модель гидродинамического подшипника в DynFB

❖ Математическая модель гидродинамической пленки подшипника скольжения основана на уравнении Рейнольдса, модифицированном в соответствии с моделью турбулентности Константинеску, и уравнении сохранения энергии для течения жидкости в тонких пленках



❖ Уравнение Рейнольдса основано на ряде допущений: жидкость несжимаема, течение происходит в тонкой пленке, инерция жидкости не учитывается

O_B – геометрическая ось подшипника;
 O_J – статическое положение центра вала
 F – реакция подшипника
 W – статическая нагрузка от силы веса
 f – динамическая часть от отклонения центра вала при его прецессии в зазоре, заполненном маслом, под действием гармонической вынуждающей силы

Вектора сил и орбита движения ротора относительно равновесного положения ротора*

*Леонтьев М.К., Дегтярев С.А., Кутаков М.Н. Анализ динамики турбомашин с подшипниками скольжения на этапе проектирования //Газотурбинные технологии. – 2019 – №.7. – С. 10-18.

$$\frac{\partial}{R^2 \partial \varphi} \left(\frac{h^3}{12k_x \mu} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) + \left(\frac{\partial}{\partial z} \frac{h^3}{12k_z \mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{\partial h}{\partial t} + \frac{1}{2} \omega \frac{\partial h}{\partial \varphi}$$

,где R – радиус цапфы вала, μ – динамическая вязкость жидкости, h – радиальный зазор между цапфой вала и корпусом, ω – угловая скорость вращения цапфы вала, φ , z – угловая и осевая координата, t – время, k_x , k_z – коэффициенты турбулентности, рассчитываются по формулам.

Уравнение Рейнольдса для расчета статического давления в масляной пленке**

$$k_x = 1 + 0.04417 \cdot (k^2 Re)^{0.725}$$

$$k_z = 1 + 0.0247 \cdot (k^2 Re)^{0.65}$$

$$k = 0.125 \cdot Re^{0.07}$$

$$Re = \frac{\rho R \omega h}{\mu}$$

,где Re – локальное число Рейнольдса в потоке

Коэффициенты турбулентности**

$$N_{mp} = \Omega \cdot M_{mp}$$

$$M_{mp} = R \int_0^{2\pi} \int_0^L \tau_{xy} |^h \cdot R d\varphi dz = R^2 \int_0^{2\pi} \int_0^L \left(\frac{h}{2R} \frac{\partial p}{\partial \varphi} + \frac{\mu}{12h} R \Omega k_f \right) d\varphi dz$$

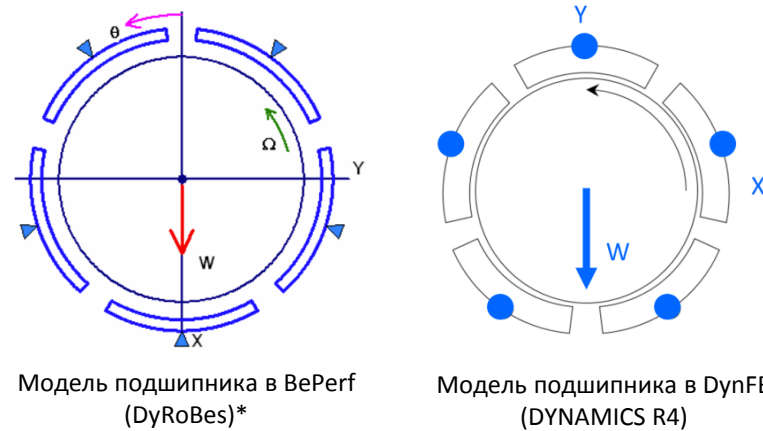
где p– давление, h – зазор, R– радиус вала, μ – динамическая вязкость, φ , z – координаты, k_f – коэффициент турбулентности

Потери мощности на трение**

**DYNAMICS R4 Программная система для анализа роторной динамики турбомашин. Руководство пользователя. ООО «Альфа-Транзит», 2021 <https://rotordynamics.ru/wp-content/uploads/2022/06/obuchenie-rukovodstvo-polzovatelya.pdf>

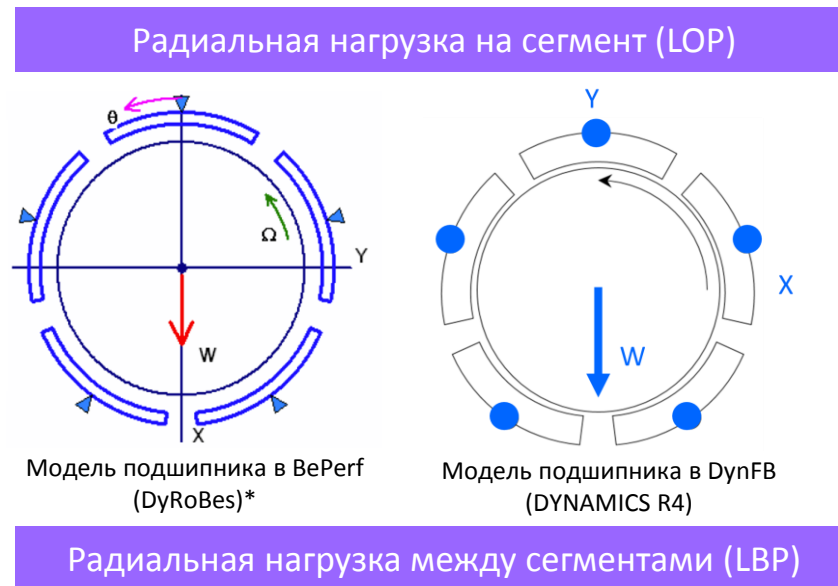
6. Модель для сравнения результатов расчетов подшипника

❖ Для сравнения результатов расчетов в двух подшипниковых программных пакетах выбрана модель 5-ти сегментного подшипника скольжения с самоустанавливающимися сегментами из известной статьи W. Shapiro и R. Colsher (1979 г.)



❖ Сравнение результатов расчетов для модели подшипника в DynFB проводилось с результатами расчетов аналогичной модели в программном пакете DyRoBeS BePerf на постоянной частоте вращения $\Omega=5000$ об/мин для двух случаев исполнения подшипника:

- 1) – радиальная нагрузка на сегмент (LOP);
- 2) – радиальная нагрузка между сегментами (LBP)



*DyRoBeS BePerf. Manual. Rodyn Vibration Analysis, Inc., 2017.

Параметр		Система измерений	
		Анг.	СИ
Длина подшипника	L	5 дюймов	0.127 м
Диаметр подшипника	D	5 дюймов	0.127 м
Радиальный зазор	Cb	0.005 дюймов	0.000127 м
Коэффициент формы (Preload)	m	0	
Относительное смещение	α	0.5	
Длина дуги сегмента	χ	60 град	
Статическая нагрузка	W	3433 фунт-силы	15270.74 Н

Геометрия подшипника**

**Shapiro W., Colsher R. DYNAMIC CHARACTERISTICS OF FLUID-FILM BEARINGS// In Proceed. of the Sixth Turbomachinery Symposium, 1979

7. Результаты сравнения: радиальная нагрузка на сегмент (LOP)

Speed = 5000 rpm
Load = 3433 Lbf
WLD = 137.32 psi
Vis. = 2E-06 Reyns
Sb = 0.30343
E/Cb = 0.6000
Att. = 0.00 deg
hmin = 1.744 mils
Pmax = 541.948 psi
Hp = 8.60247 hp
Qside = 0.624 gpm
Stiffness (Lbf/in)
2.264E+05 0.000E+00
0.000E+00 3.008E+06
Damping (Lbf-s/in)
1.867E+03 0.000E+00
0.000E+00 6.173E+03
Critical Journal Mass (Lb)
Stable

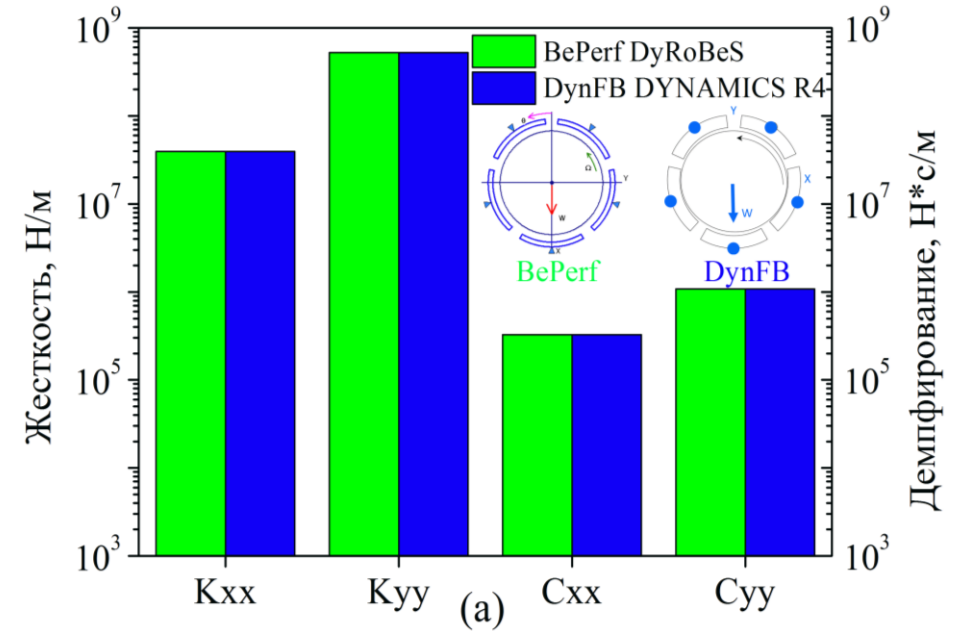
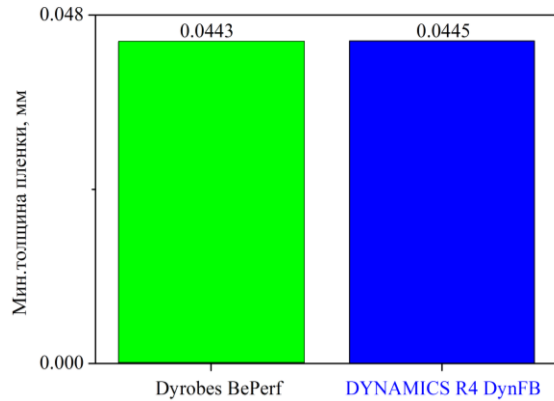
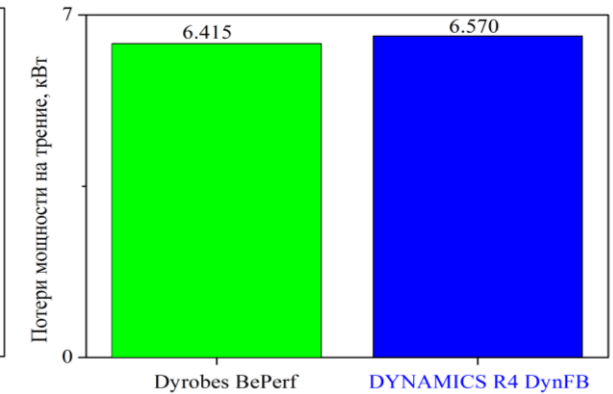
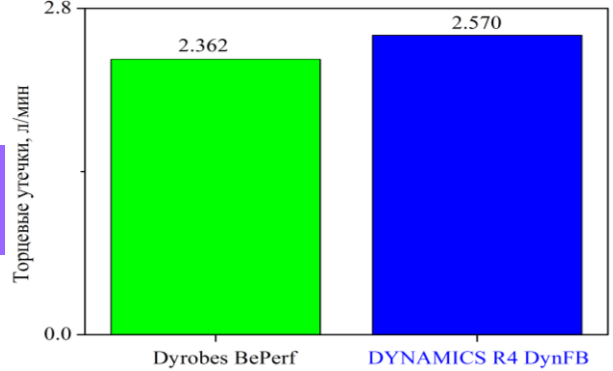
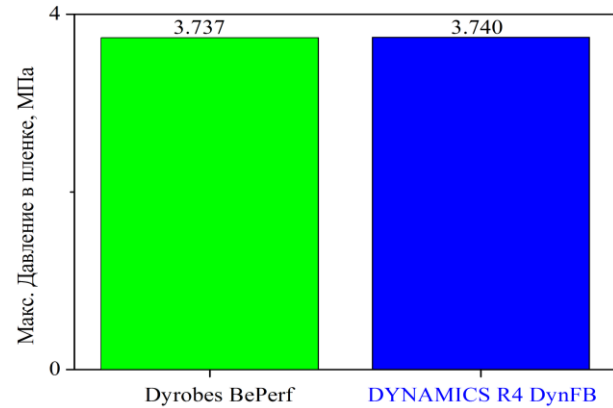
[Search for steady state conditions
Omega=5000 [RPM]
SteadyState_time 2.014000 [sec]
Kxx=3.959e+07 [N/m] Kxy=7.300e-01 [N/m] Kyx=7.300e-01 [N/m] Kyy=5.263e+08 [N/m]
Cxx=3.272e+05 [N*s/m] Cxy=-1.005e-04 [N*s/m] Cyx=-1.005e-04 [N*s/m] Cyy=1.080e+06 [N*s/m]
Stability threshold speed RPM --nan(ind)
calc_time 2.289000 [sec]
Fx=-0.000000 [N] Fy=15270.739242 [N]
x=-0.000000 [] y=-0.599809 []
side_flow=2.569174 [lpm] power_loss=6565.950756 [W]
Stable

Omega	Pmax	Hmin	Hmin=hmin/Cb
[rpm]	[Pa]	[-]	
5000.	3.74e+06.	0.35.	

Модель подшипника в BePerf (DyRoBes)*

Модель подшипника в DynFB (DYNAMICS R4)

Сравнение протоколов расчетов моделей:
Ω=5000 об/мин



Сравнение коэффициентов жесткости и демпфирования

Кэфф.	Радиальная нагрузка на сегмент (LOP)		
	BePerf	DynFB	Δ, %
Kxx, Н/м	3.965E+07	3.959E+07	0.2
Kyy, Н/м	5.268E+08	5.263E+08	0.1
Cxx, Н*с/м	3.270E+05	3.272E+05	0.1
Cyy, Н*с/м	1.081E+06	1.080E+06	0.1

Кэфф.	Радиальная нагрузка на сегмент (LOP)		
	BePerf	DynFB	Δ, %
h _{min} , мкм	44.3	44.5	0.5
P _{max} , МПа	3.737	3.740	0.1
H _р , кВт	6.415	6.570	2.4
Q _{side} , л/мин	2.362	2.570	8.8

❖ Сравнение результатов расчетов сегментного подшипника скольжения в программных пакетах DynFB и BePerf показывает хорошее согласование результатов для конфигурации подшипника с радиальной нагрузкой на сегмент (LOP)

8. Результаты сравнения: радиальная нагрузка между сегментами (LBP)

Speed = 5000 rpm
 Load = 3433 Lbf
 W/LD = 137.32 psi
 Vis. = 2E-06 Reyns
 Sb = 0.30343
 E/Cb = 0.6540
 Att. = 0.00 deg
~~hmin = 2.074 mile~~
~~Pmax = 353.22 psi~~
~~hp = 8.89708 hp~~
 Qside = 0.488 gpm
 Stiffness (Lbf/in)
 1.149E+06 0.000E+00
 0.000E+00 2.176E+06
 Damping (Lbf-s/in)
 2.765E+03 0.000E+00
 0.000E+00 5.237E+03
 Critical Journal Mass (Lb)
 Stable

```

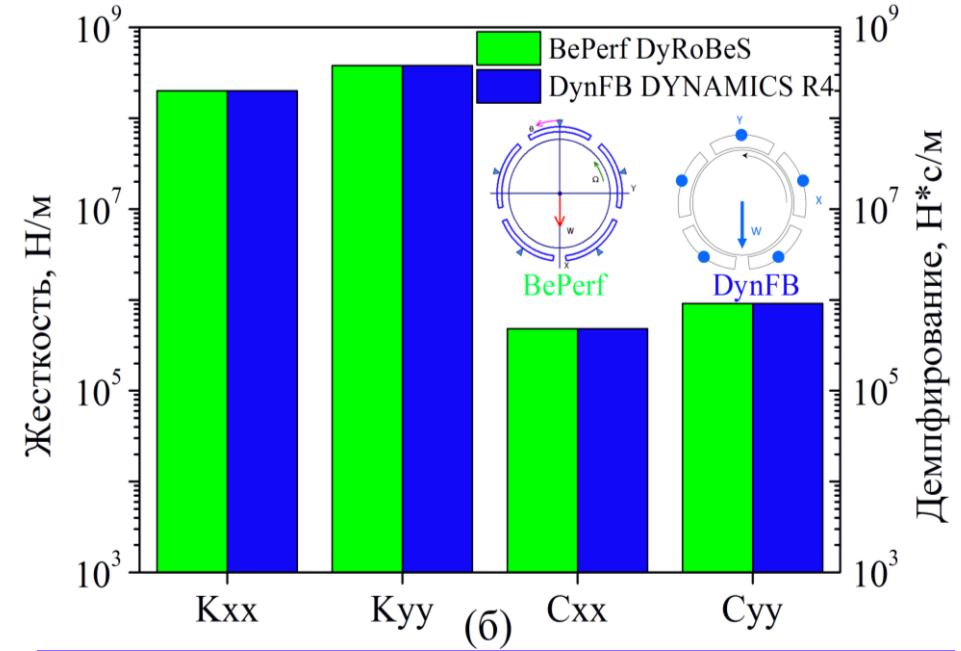
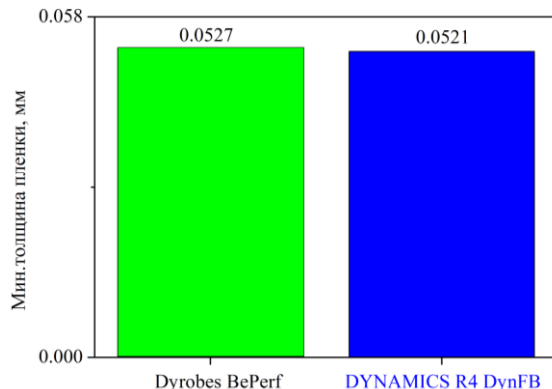
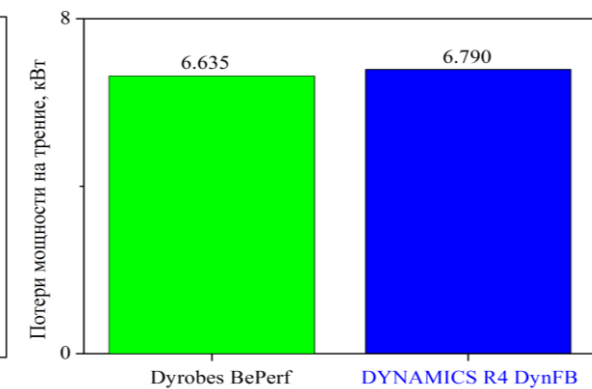
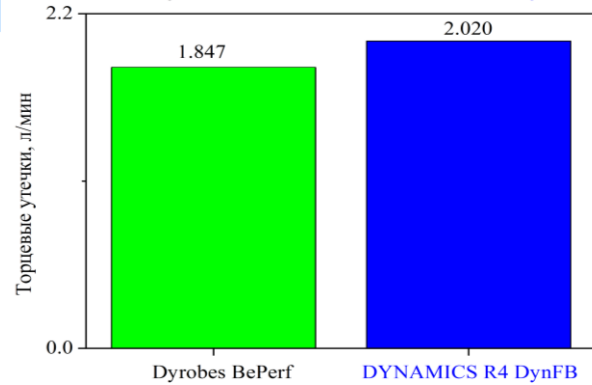
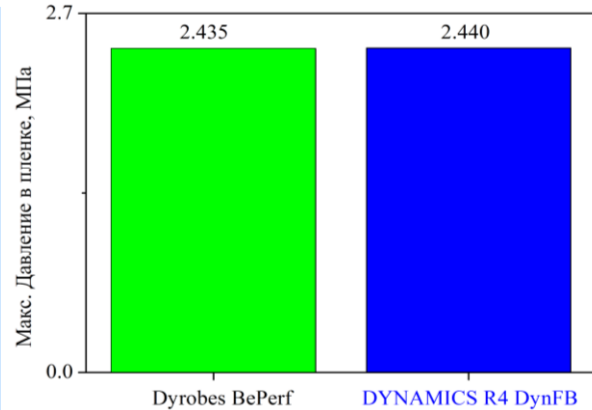
Search for steady state conditions
Omega=5000 [RPM]
SteadyState_time 2.028000 [sec]
Kxx=2.010e+08 [N/m] Kxy=-8.866e+00 [N/m] Kyx=3.807e+08 [N/m]
Cxx=4.837e+05 [N*s/m] Cxy=-8.184e-03 [N*s/m] Cyx=-8.184e-03 [N*s/m] Cyy=9.164e+05 [N*s/m]
Stability threshold speed RPM =-nan(ind)
calc_time 2.342000 [sec]
Fx=0.000000 [N] Fy=15270.739257 [N]
x=0.000000 [ ] y=-0.653796 [ ]
side_flow=2.017567 [lpm] power_loss=6793.022357 [W]
Stable
    
```

Omega [rpm]	Pmax [Pa]	Hmin [-]	Hmin=hmin/Cb
5000	2.44e+06	0.41	

Модель подшипника в BePerf (DyRoBes)*

Модель подшипника в DynFB (DYNAMICS R4)

Сравнение протоколов расчетов моделей:
Ω=5000 об/мин



Сравнение коэффициентов жесткости и демпфирования

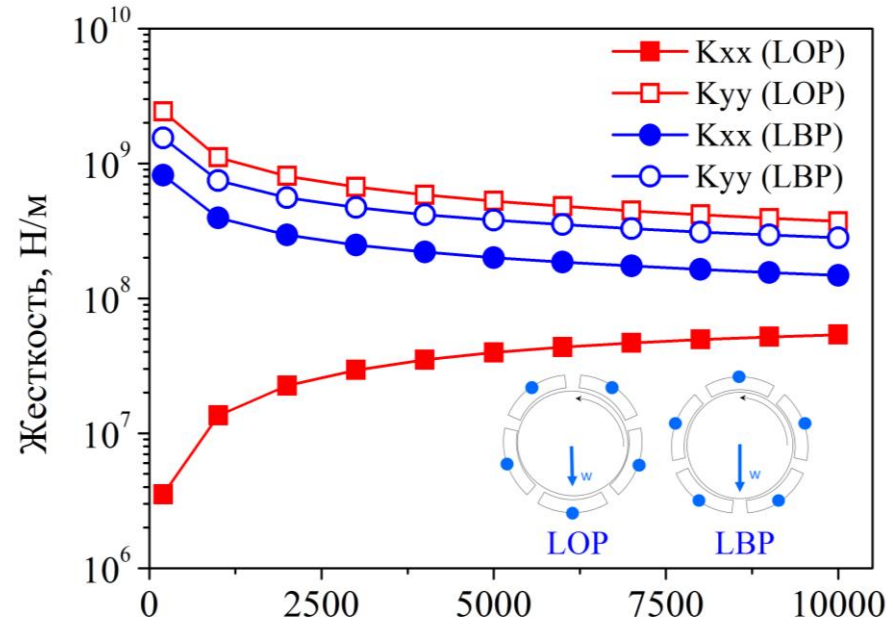
Кэфф.	Радиальная нагрузка между сегментами (LBP)		
	BePerf	DynFB	Δ, %
Kxx, Н/м	2.012E+08	2.010E+08	0.1
Kyy, Н/м	3.811E+08	3.807E+08	0.1
Cxx, Н*с/м	4.842E+05	4.837E+05	0.1
Cyy, Н*с/м	9.171E+05	9.164E+05	0.1

Кэфф.	Радиальная нагрузка между сегментами (LBP)		
	BePerf	DynFB	Δ, %
h _{min} , мкм	52.7	52.1	1.1
P _{max} , МПа	2.435	2.440	0.2
N _{рз} , кВт	6.635	6.790	2.3
Q _{side} , л/мин	1.847	2.020	9.4

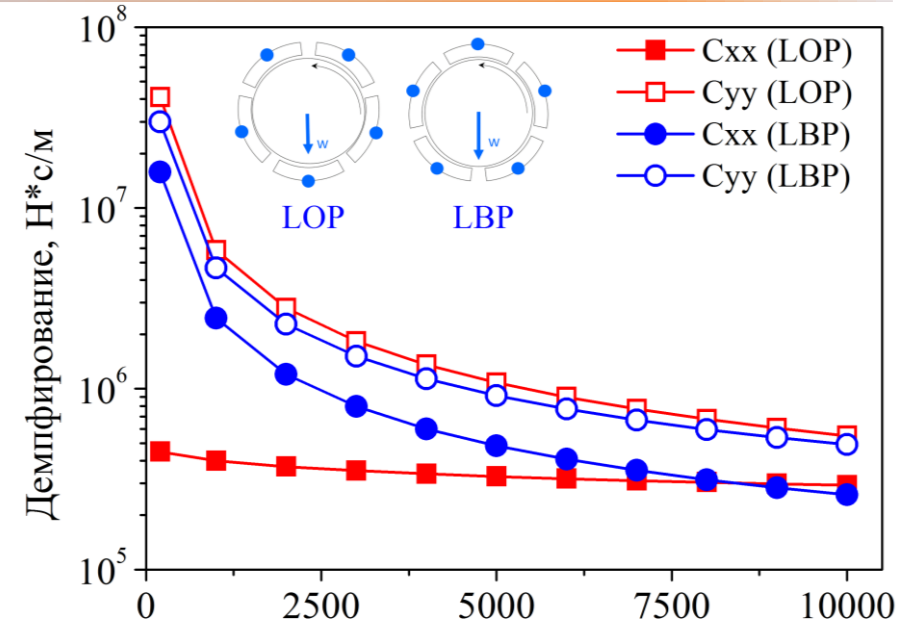
❖ Сравнение результатов расчетов сегментного подшипника скольжения в программных пакетах DynFB и BePerf показывает хорошее согласование результатов для конфигурации подшипника с радиальной нагрузкой между сегментами (LBP)

9. Расчет коэффициентов жесткости и демпфирования в DynFB

- ❖ Произведена оценка жесткости и демпфирования подшипника для каждого из вариантов его нагружения полученных в программном пакете DynFB в диапазоне скоростей вращения 200 об/мин – 10 000 об/мин



(а) Частота вращения, об/мин



(б) Частота вращения, об/мин

Сравнение результатов расчета пятисегментного подшипника скольжения с самоустанавливающимися сегментами в DynFB – LOP vs. LBP: (а) жесткость (б) демпфирование

Анализ результатов:

- ❖ Для рассмотренной геометрии подшипника при радиальном нагружении LOP наблюдается большая анизотропия как по жесткости, так и по демпфированию в сравнении с вариантом исполнения подшипника LBP. Орбиты колебаний ротора на таком подшипнике с нагружением LOP будут иметь более выраженную эллиптическую форму, а с нагружением LBP – более выраженную круговую форму.
- ❖ Конфигурация подшипника с LBP обладает большей несущей способностью ($h_{min}=52$ мкм, $\Omega=5000$ об/мин) в сравнении с вариантом нагружения LOP ($h_{min}=44$ мкм, $\Omega=5000$ об/мин), вследствие более равномерного распределения нагрузки между нижними сегментами подшипника, что делает предпочтительнее ее применение для тяжелых роторов стационарных ГТУ
- ❖ Окончательный выбор конфигурации подшипников для каждого конкретного ротора стоит проводить только после анализа его устойчивости на них от действия сил аэродинамического возбуждения, возникающих в проточной части турбомшины в ее ступенях и уплотнениях.

10. Модель ротора ТВД судового двигателя в DYNAMICS R4

- ❖ Рассмотрена геометрия ротора ТВД судового главного турбозубчатого агрегата (ГТЗА) ТС-2 (мощность 13.97 МВт), установленного на танкерных судах типа «Прага» и «София»
- ❖ Модель ротора ТВД ГТЗА ТС-2 построена в программной системе DYNAMICS R4 по имеющимся данным находящимся в открытом доступе

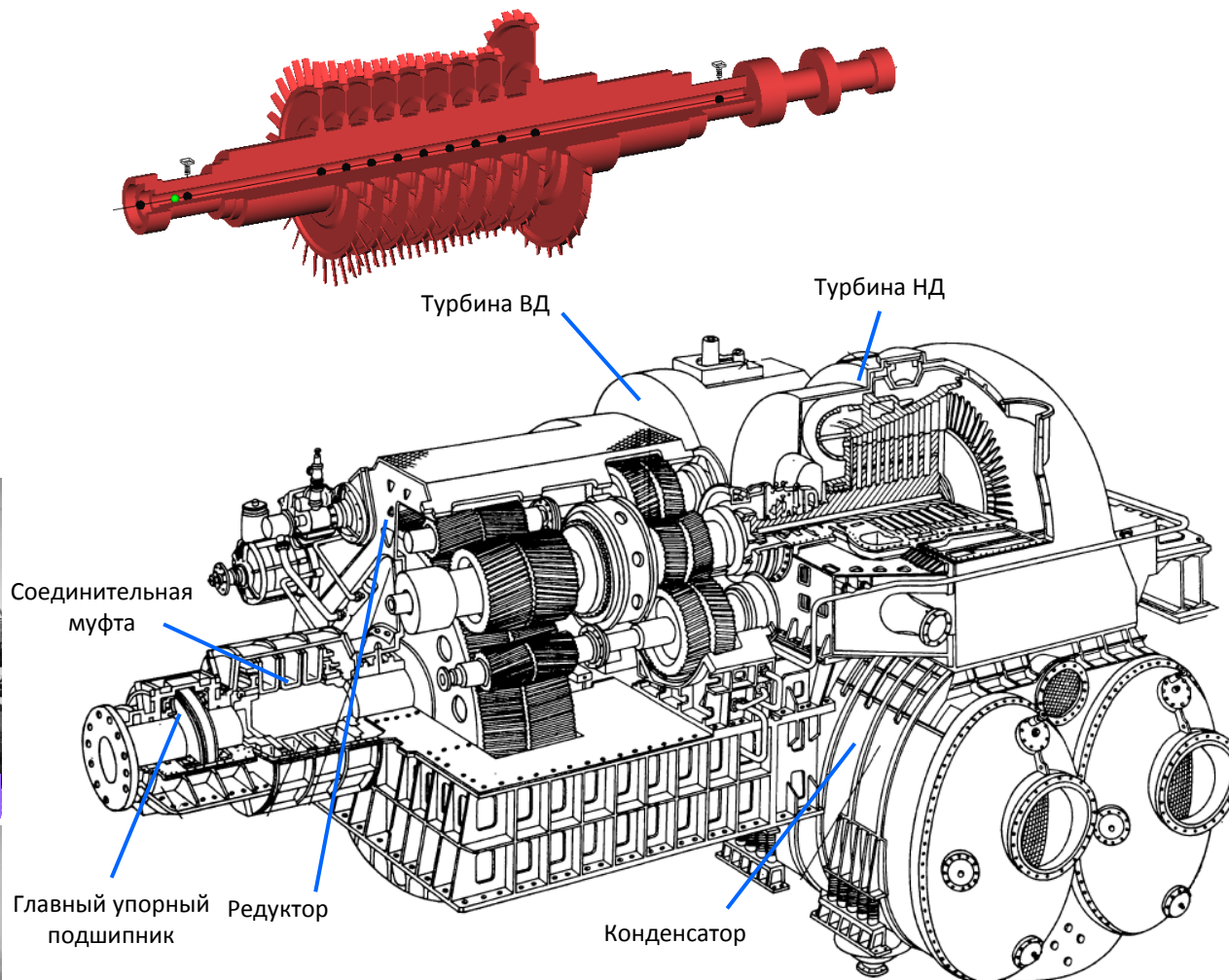


Танкер типа «Прага» - грузоподъемность 25 000 т



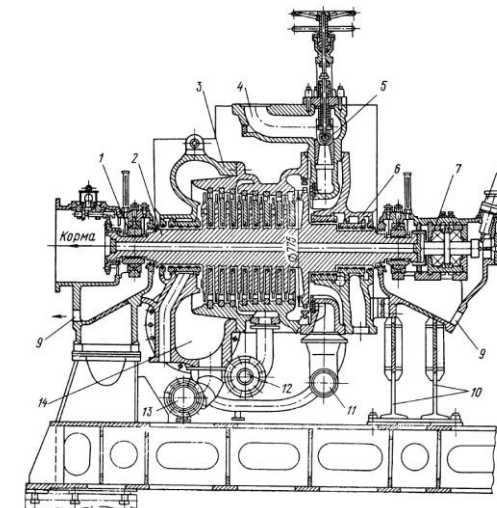
Танкер типа «София» - грузоподъемность 40 000 т

Общий вид танкерных судов типа «Прага» и «София»

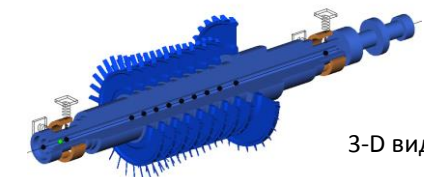


Компоновка ГТЗА схожего типа – ТС-3 для танкерных судов типа «Крым»*

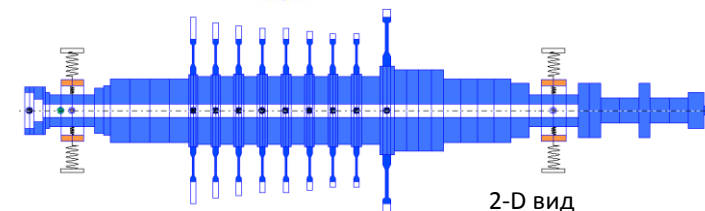
*Слободянюк Л. И., Поляков В. И. Судовые паровые и газовые турбины и их эксплуатация // Ленинград «Судостроение». – 1983.



Продольный разрез ротора ТВД ГТЗА ТС-2*



3-D вид

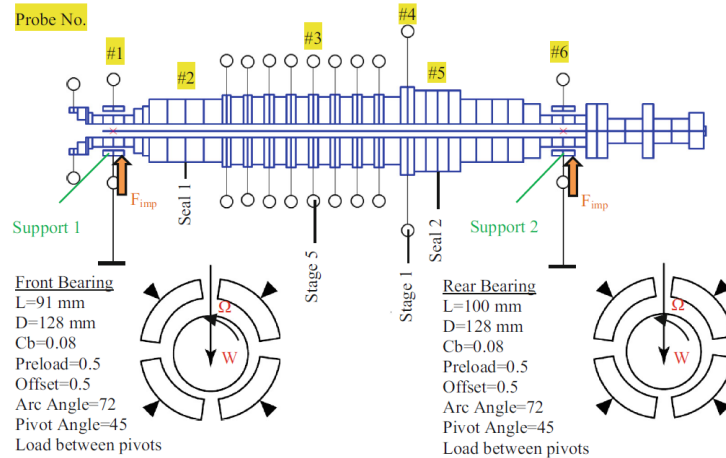


2-D вид

Модель ротора ТВД ГТЗА ТС-2 в DYNAMICS R4

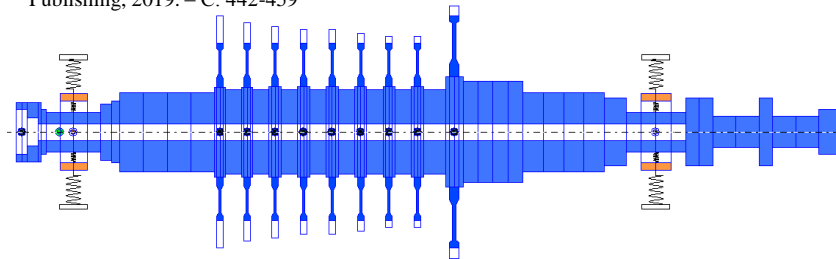
11. Сравнение результатов расчета модели ротора ТВД судового двигателя

❖ Сравнение результатов расчетной модели ротора ТВД построенной в программной системе DYNAMICS R4 произведено с результатами расчета карты критических скоростей полученной для аналогичной модели построенной в программной системе XLRotor



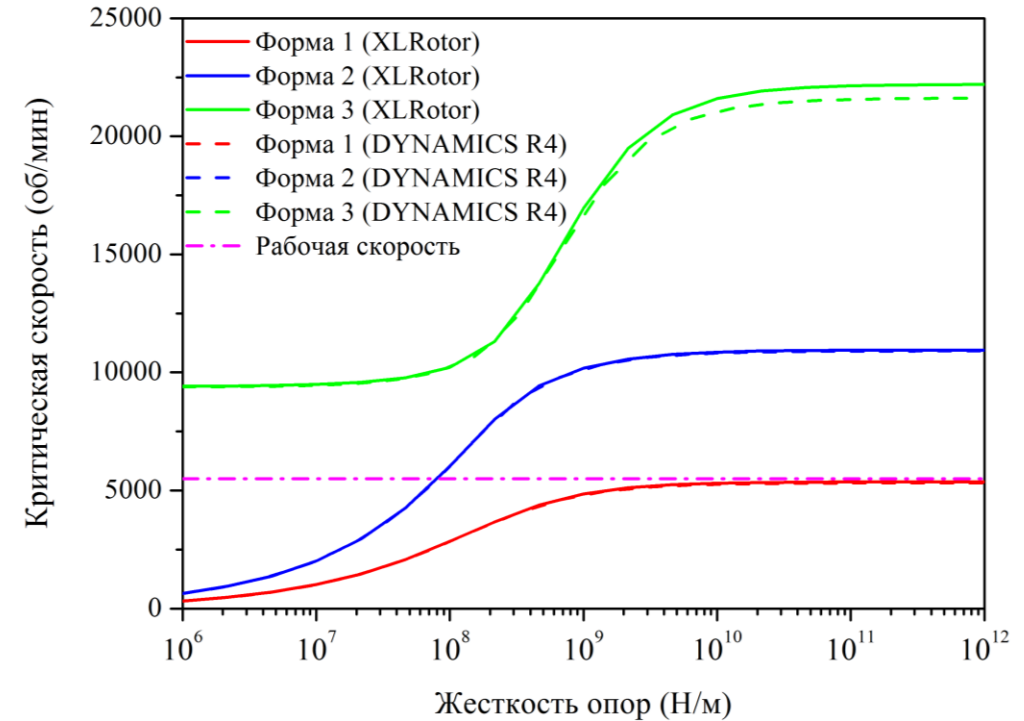
Модель ротора ТВД ГТЗА TC-2 в XLRotor*

*Shaposhnikov K. et al. Investigation on the dynamic characteristics of a rotor suffering impact foundation external excitation //Proceedings of the 10th International Conference on Rotor Dynamics–IFTOMM: Vol. 2 10. – Springer International Publishing, 2019. – С. 442-459



Модель ротора ТВД ГТЗА TC-2 в DYNAMICS R4

Модель (ротор без опор)	Масса, кг	Моменты инерции, кг*м ²	
		Диаметральный	Полярный
DYNAMICS R4	1724.28	432.66	8.84166



Сравнение результатов расчета карт критических скоростей (без учета демпфирования**) для моделей роторов на подшипниках (без учета масс и жесткости стоек)

**Алгоритмы XLRotor не позволяют строить карту критических скоростей с демпфированием, поэтому сравниваются результаты расчета без демпфирования.

В DYNAMICS R4 карта критических скоростей может быть построена для переменных величин демпфирования и определения значений приводящих к "заморозке" опоры

12. Расчет подшипников для модели ротора ТВД судового двигателя в DynFB и анализ дисбалансного поведения ротора в DYNAMICS R4

- ❖ Расчет подшипников для модели ротора ТВД судового двигателя TC-2 произведен в программном пакете DynFB

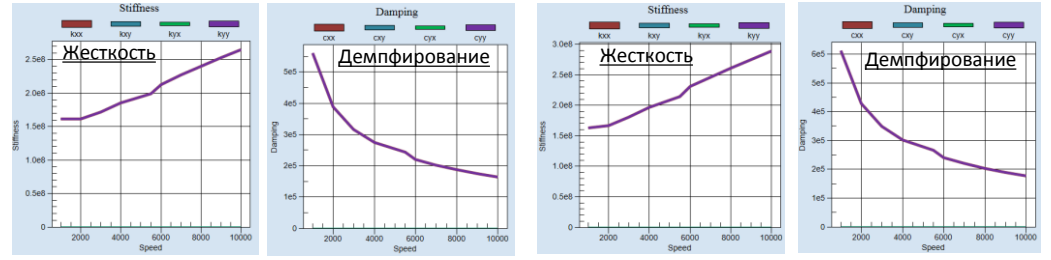
- ❖ Подшипник каждой из опор ротора ТВД рассмотрен в двух конфигурациях:

- радиальная нагрузка между сегментами (LBP)
- радиальная нагрузка на сегмент (LOP)

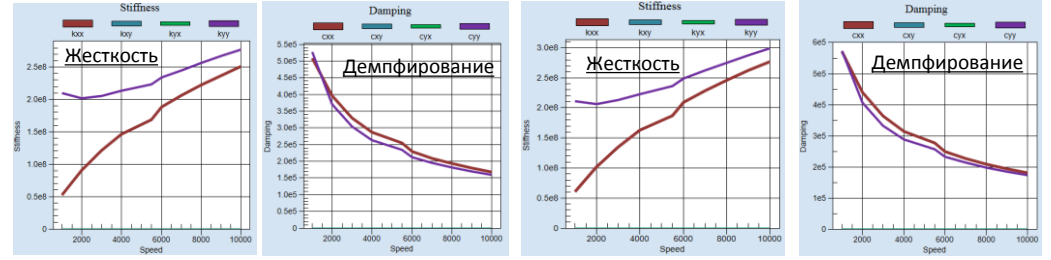
- ❖ Кривые жесткости и демпфирования для каждой из опор ротора для каждой из конфигураций ее подшипника полученные расчетным путем в DynFB интегрированы в модель ротора ТВД в DYNAMICS R4

- ❖ Подшипник каждой из опор 4-х сегментный с самоустанавливающимися сегментами

- ❖ Рабочая скорость ротора: 5500 об/мин



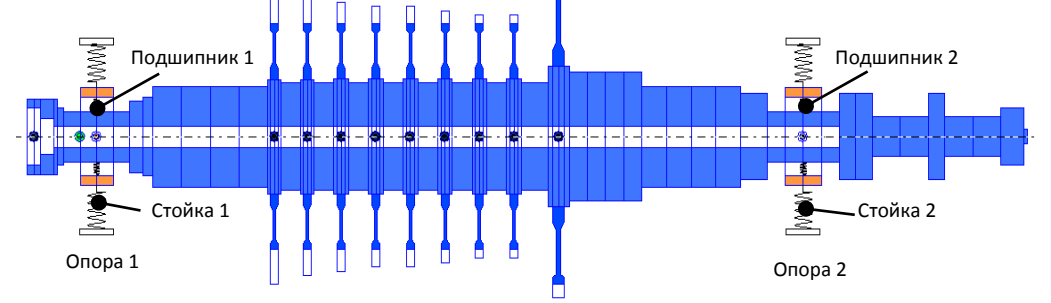
Опора 1 – радиальная нагрузка между сегментами (LBP) Опора 2 – радиальная нагрузка между сегментами (LBP)



Опора 1 – радиальная нагрузка на сегмент (LOP) Опора 2 – радиальная нагрузка на сегмент (LOP)

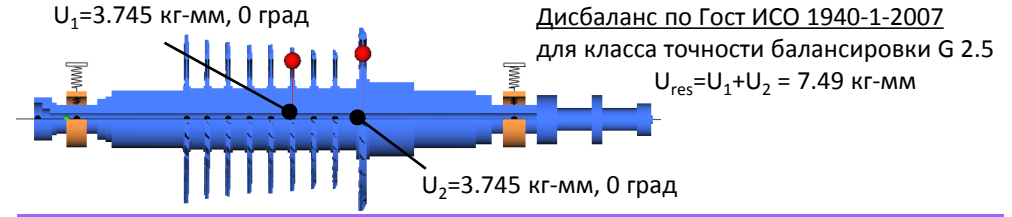
Расчет подшипников для модели ротора ТВД TC-2 в DynFB

Подшипник 1 L=91 мм D=128 мм Cb=0.080 мм	Коэф. Формы (Preload) m=0.5 Отн. Смещ. α=0.5 Дл. дуги сегмента χ=72 Статическая нагрузка W=8325 Н Сферический подвес сегментов	Подшипник 2 L=100 мм D=128 мм Cb=0.080 мм	Коэф. Формы (Preload) m=0.5 Отн. Смещ. α=0.5 Дл. дуги сегмента χ=72 Статическая нагрузка W=8590 Н Сферический подвес сегментов
--	--	---	--

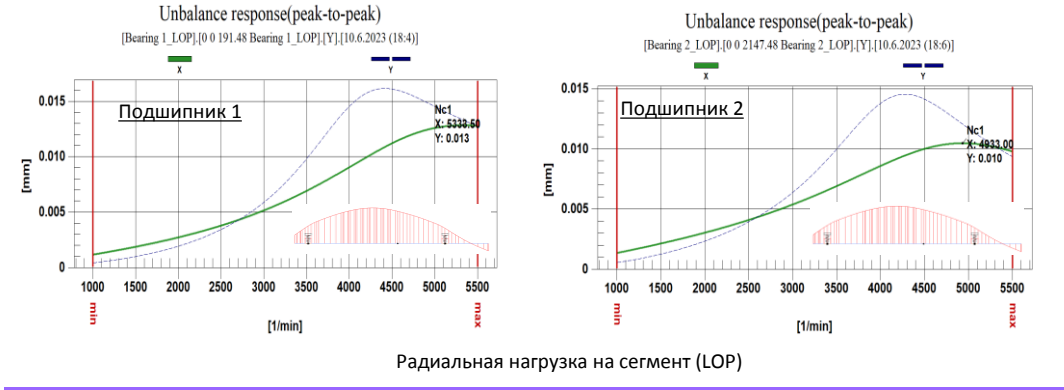
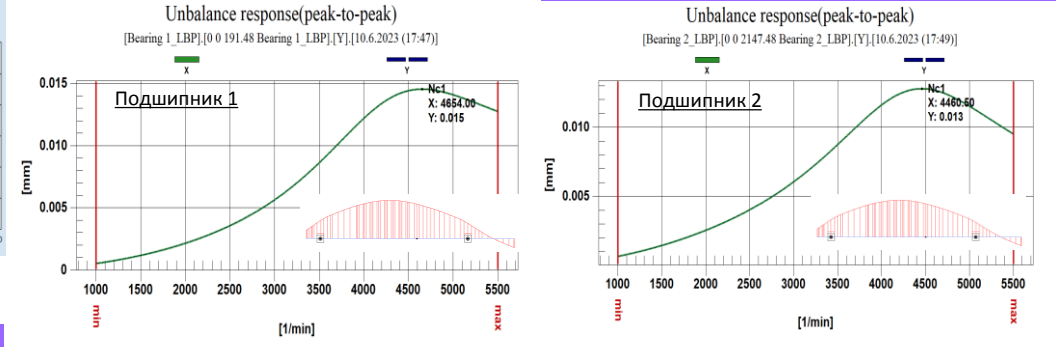


Модель ротора ТВД TC-2 в DYNAMICS R4

подготовил: Шапошников К.В. / kvshaposhnikov@alfatran.com



Распределение остаточного дисбаланса в модели ротора ТВД TC-2 в DYNAMICS R4



Результаты расчета дисбалансного поведения модели ротора ТВД TC-2 в DYNAMICS R4

13. Учет аэродинамического возбуждения

- ❖ Анализ устойчивости ротора на рабочей частоте проводился по методике описанной в стандарте API 684. Общие рекомендации из API 684 можно найти и в ГОСТ (если это переводы ISO) под конкретные типы машин
- ❖ Для ступеней паровых турбин и роторов с осевым потоком аэродинамическое возбуждение рекомендуется оценивать по формуле Алфорда, а для ступеней центробежных компрессоров – по формуле Уочелла
- ❖ В модель ротора ТВД ГТЗА ТС-2 добавлена сила аэродинамического возбуждения $Q_A = \sum q_A$ всех ступеней, которая в соответствии с требованиями стандарта API 684 приложена в точке пучности для первой изгибной формы ротора
- ❖ В практике расчетов динамики роторов устойчивость обычно оценивают по значению логарифмического декремента для форм колебаний ротора

$$q_A = \frac{HP \cdot B_t \cdot C}{D_t \cdot H_t \cdot N}$$

q_A – аэродинамическое возбуждение в отдельной ступени
 HP – мощность на ступень
 B_t – коэффициент эффективности ступени
 D_t – диаметр турбинной ступени
 H_t – эффективная высота ступени
 $C=9550$ (эмпирическая константа)
 N – рабочая частота

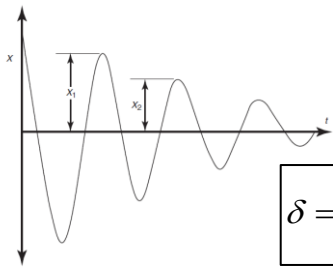
Формула Алфорда*

$$q_A = \frac{HP \cdot B_c \cdot C}{D_c \cdot H_c \cdot N} \cdot \frac{p_d}{p_s}$$

q_A – аэродинамическое возбуждение в отдельной ступени
 HP – мощность на ступень
 B_c – коэффициент эффективности импеллера
 $C=9550$ (эмпирическая константа)
 D_c – диаметр импеллера
 H_c – минимальная ширина импеллера
 N – рабочая частота
 p_d – плотность газа на выходе из ступени
 p_s – плотность газа на входе в ступень

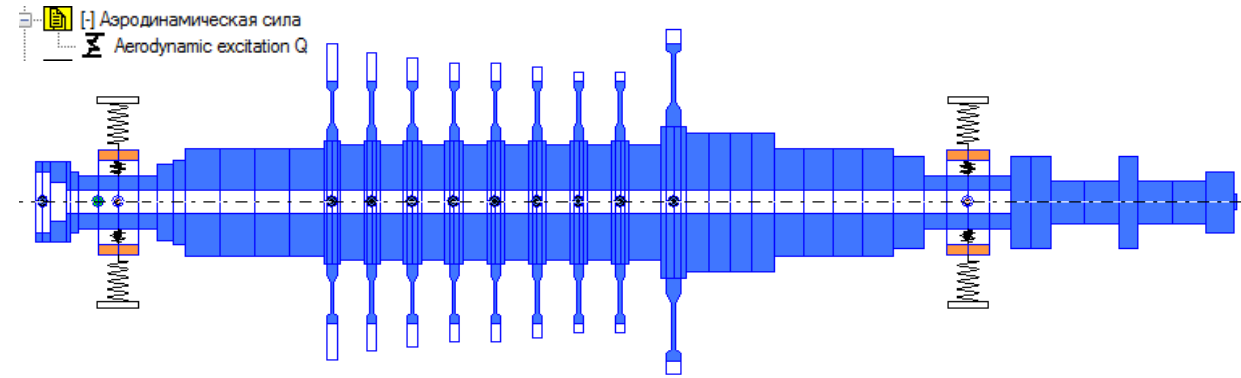
Формула Уочелла*

*API Standard 684: Tutorial on Rotordynamics: Lateral Critical, Unbalance Response, Stability, Train Torsional and Rotor Balancing, 2nd edn. American Petroleum Institute, Washington, DC (2005)

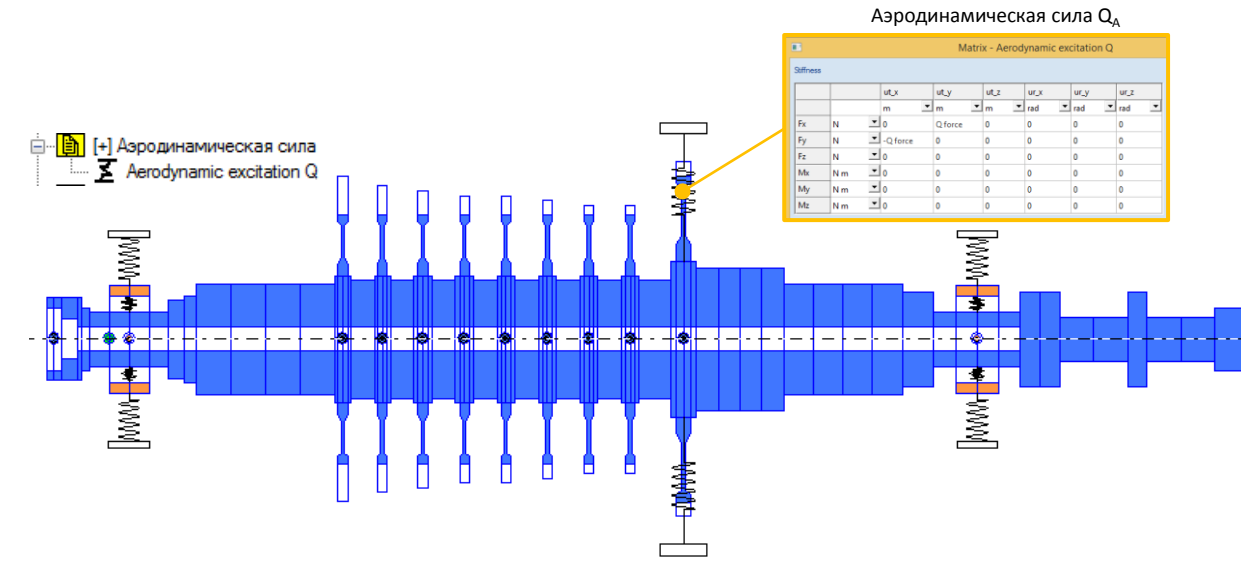


$$\delta = \ln \left(\frac{X_1}{X_2} \right)$$

Определение логарифмического декремента*



Модель ротора ТВД ТС-2 без аэродинамического возбуждения в DYNAMICS R4



Модель ротора ТВД ТС-2 с аэродинамическим возбуждением в DYNAMICS R4

14. Анализ устойчивости ротора на рабочей частоте

❖ Рекомендуемое минимальное значение логарифмического декремента по стандарту API 684 $\delta_A=0.1$

❖ При $\delta_A < 0.1$ в стандарте API 684 рекомендуется проводить более **подробный анализ устойчивости ротора (Stability analysis Level II)**

❖ При $\delta_A < 0$ согласно стандарту API 684 наступает **потеря устойчивости ротора**

❖ Полученные расчетные результаты по устойчивости для модели ротора ТВД ГТЗА ТС-2 показали:

- 1) при приложенной силе аэродинамического возбуждения **модель данного ротора на сегментных подшипниках с LBP теряет устойчивость быстрее**, чем ротор на подшипниках с LOP
- 2) При **одном и том же значении аэродинамического возбуждения модель ротора с LBP демонстрирует потерю устойчивости по форме 2** ($\delta_A = -0.111$), тогда как ротор на LOP все еще **остаётся устойчивым** ($\delta_A = 0.137$)

Порядковая форма №	Тип прецессии	Без аэродинамического возбуждения ($Q_A=0$)	
		Конфигурация подшипника	
		Радиальная нагрузка между сегментами (LBP)	Радиальная нагрузка на сегмент (LOP)
1	обратная	1.584	1.349
2	прямая	1.605	2.031
3	обратная	0.485	0.510
4	прямая	0.490	0.551

Порядковая форма №	Тип прецессии	С аэродинамическим возбуждением ($Q_A=1.3e8$ Н/м)	
		Конфигурация подшипника	
		Радиальная нагрузка между сегментами (LBP)	Радиальная нагрузка на сегмент (LOP)
1	обратная	2.497	2.492
2	прямая	-0.111	0.137
3	обратная	0.485	0.510
4	прямая	0.491	0.551

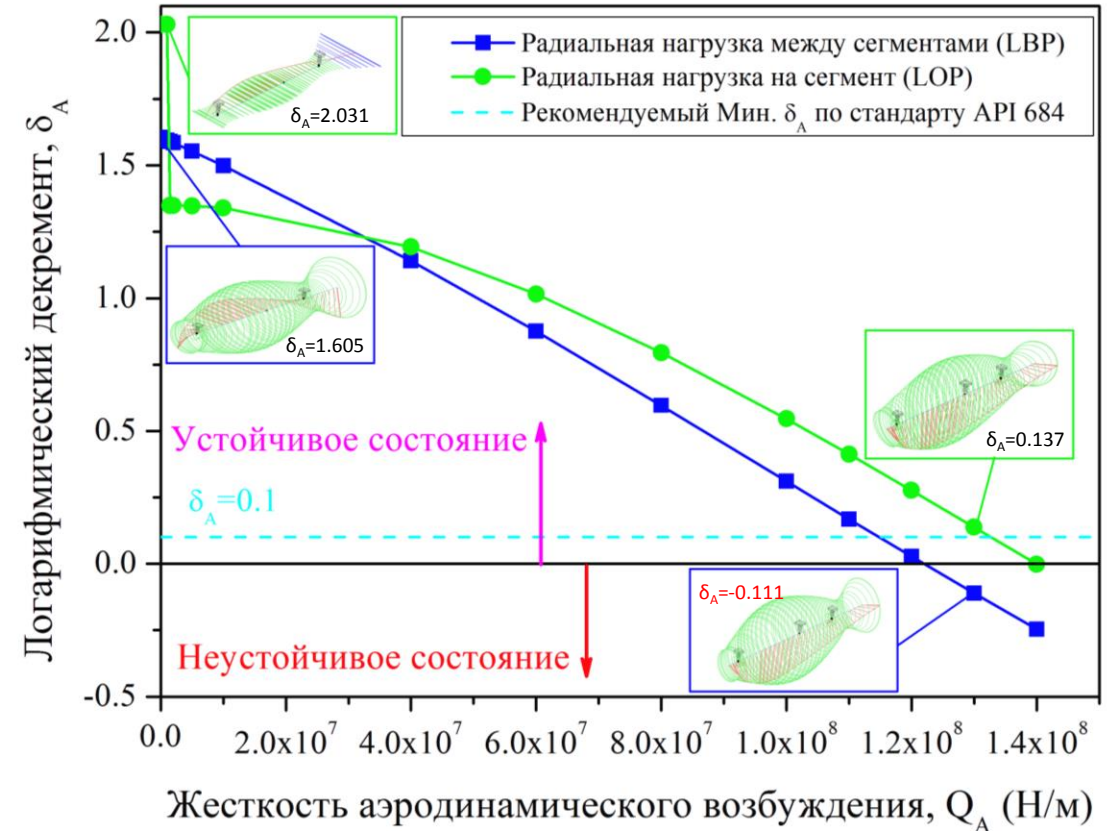
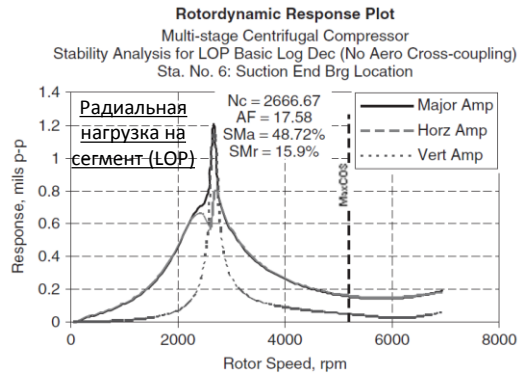
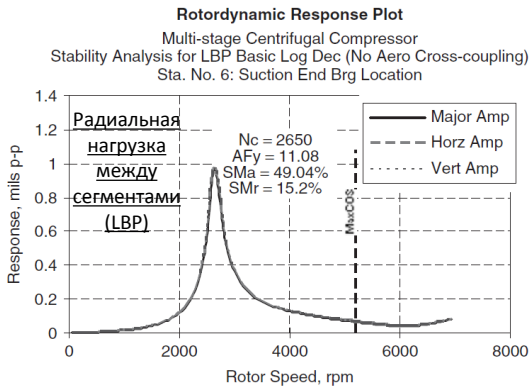


График устойчивости ротора ТВД ТС-2 для формы 2 на рабочей частоте (5500 об/мин)

15. Динамическое поведение многоступенчатого центробежного компрессора на сегментных подшипниках

❖ В книге J. Vance приведено схожее сравнение динамического поведения модели многоступенчатого центробежного компрессора на сегментных подшипниках скольжения при различной ориентации радиальной нагрузки, а также представлено сравнение параметров устойчивости моделей на них

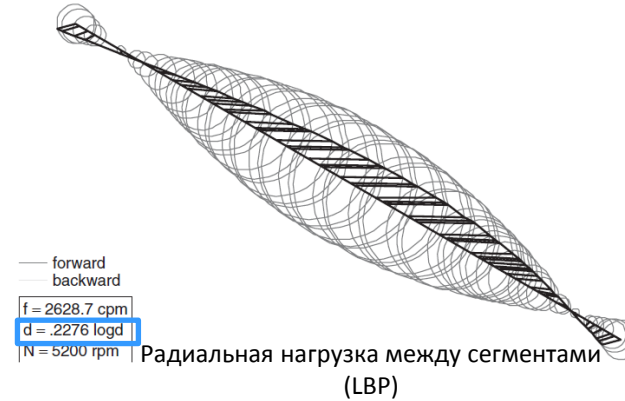


Результаты дисбалансного поведения моделей*

Bearing configuration	Logarithmic decrement		Amplification factor
	Basic log. dec. (no aero cross-coupling)	Log. dec. (with aero cross-coupling)	
4-pad LBP	0.2276	-0.0613	11.08
4-pad LOP	0.1367	0.0185	17.58

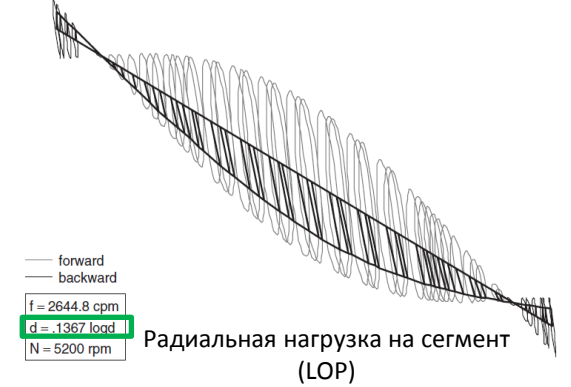
Сравнение параметров устойчивости моделей*

Damped Eigenvalue Mode Shape Plot
Multi-stage Centrifugal Compressor
Stability Analysis for LBP Basic Log Dec (No Aero Cross-coupling)

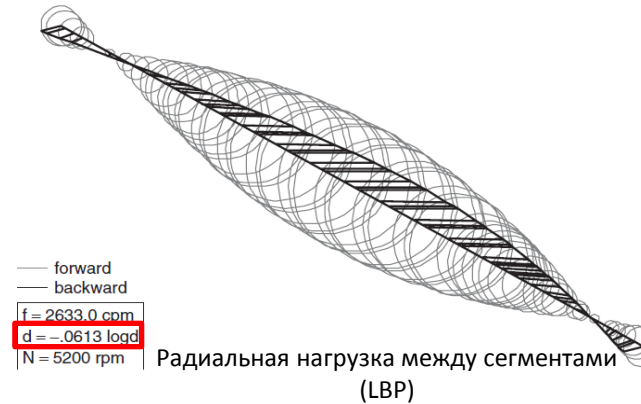


Первая порядковая форма (прямая прецессия) на рабочей частоте N=5200 об/мин без аэродинамического возбуждения*

Damped Eigenvalue Mode Shape Plot
Multi-stage Centrifugal Compressor
Stability Analysis for LOP Basic Log Dec (No Aero Cross-coupling)

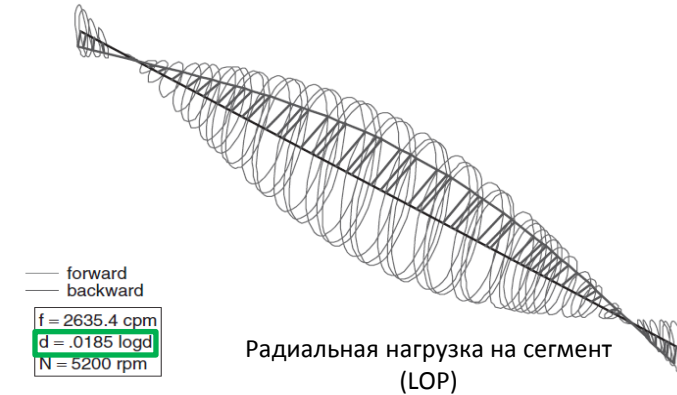


Damped Eigenvalue Mode Shape Plot
Multi-stage Centrifugal Compressor
Stability Analysis for LBP (with Aero Cross-coupling at mid span)



Первая порядковая форма (прямая прецессия) на рабочей частоте N=5200 об/мин с аэродинамическим возбуждением*

Damped Eigenvalue Mode Shape Plot
Multi-stage Centrifugal Compressor
Stability Analysis for LOP (with Aero Cross-coupling at mid span)



*Vance J. M., Zeidan F. Y., Murphy B. G. Machinery vibration and rotordynamics. – John Wiley & Sons, 2010.

16. Заключение

- ❖ Сравнение результатов расчетов сегментного подшипника скольжения в программных пакетах DynFB и BePerf показало хорошее согласование для конфигурации подшипника как с **радиальной нагрузкой на сегмент (LOP)**, так и с **радиальной нагрузкой между сегментами (LBP)**
- ❖ Оценка жёсткости и демпфирования для рассмотренной геометрии подшипника при **радиальном нагружении с нагрузкой на сегмент (LOP)** показала наличие **значительной анизотропии** как по жесткости, так и по демпфированию в сравнении с вариантом исполнения подшипника LBP. Конфигурация подшипника с LBP обладает большей несущей способностью ($h_{\min}=52$ мкм, $\Omega=5000$ об/мин) в сравнении с вариантом нагружения LOP ($h_{\min}=44$ мкм, $\Omega=5000$ об/мин), вследствие **более равномерного распределения нагрузки между нижними сегментами подшипника**, что делает **предпочтительнее применение для тяжелых роторов стационарных ГТУ**
- ❖ **Окончательный выбор конфигурации подшипников для каждого конкретного ротора стоит проводить только после анализа его устойчивости на них от действия сил аэродинамического возбуждения, возникающих в проточной части турбомшины в ее ступенях и уплотнениях**
- ❖ Рассмотрена модель ротора ТВД ГТЗА ТС-2 построенная в программной системе **DYNAMICS R4**. Расчет сегментных подшипников опор ротора произведен в программном пакете DynFB. Полученные расчетные результаты по устойчивости для модели ротора ТВД ГТЗА ТС-2 показывают, что при приложенной силе аэродинамического возбуждения данный ротор на сегментных подшипниках с LBP теряет устойчивость быстрее, чем ротор на подшипниках с LOP. При аэродинамическом возбуждении $Q_A=1.3e8$ Н/м ротор с LBP демонстрирует потерю устойчивости на рабочей частоте по первой форме с прямой прецессией ($\delta_A=-0.111$), тогда как ротор на LOP все еще **остается устойчивым** ($\delta_A=0.137$) при данном уровне аэродинамического возбуждения. **Схожий случай поведения устойчивости ротора на сегментных подшипниках с LBP и LOP описан в книге J. Vance**



САМАРСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Международная научно-практическая
конференция имени Н. Д. Кузнецова
"Перспективы развития двигателестроения"



Спасибо за внимание!