

НЕЛИНЕЙНЫЙ ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РОТОРНЫХ СИСТЕМ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ МАШИН НА ОПОРНЫХ СЕГМЕНТНЫХ ПОДШИПНИКАХ

В.И. Савоненко, ст. научн. сотр.

АО НПО им. М.В. Фрунзе, г. Сумы, УКРАИНА

На этапе проектирования центробежных машин (ЦМ) традиционно выполняется расчет критических частот и форм колебаний (КЧ и ФК) роторных систем (РС) на основе расчетной схемы с абсолютно-жесткими опорами (АЖ-опоры) - упрощенный линейный динамический анализ (ДА) РС на опорных сегментных подшипниках (ОСП). Однако на этапе пусконаладочных работ ЦМ часто возникает необходимость выяснения причин повышенных вибраций в частотных зонах, где упрощенный линейный ДА критических/ резонансных состояний не выявляет. Таким образом, проблема повышенных вибраций РС на ОСП высокооборотных ЦМ остается актуальной. Возникает необходимость уточненного ДА РС с учетом гидродинамического влияния (ГДМ-влияния) масляного клина (МК) ОСП, что приводит к задаче совместного решения основных уравнений теории колебаний (ТК) и гидродинамики (ГДМ).

Основные признаки вибрационных проблем высокооборотных

ЦМ:

- 1) высокий уровень вибрации (соизмеримый с зазором подшипников);
- 2) вибронестабильность (плавающий эффект вибрации);
- 3) вибронеустойчивость (скачкообразные/срывные явления вибрации);
- 4) специфический шум в зоне соединительных зубчатых муфт с шарнирно-шлицевым соединением (ЗМ/ШШС).

Традиционно это классифицируется как режим автоколебаний, однако ОСП специально созданы для исключения этих проблем.

Более логически обоснованным представляется уточненный ДА РС на основе расчетной схемы с упруго-демпферными опорами (УД-опорами) с учетом частотной зависимости обобщенных динамических коэффициентов ОСП (ГДМ-жесткости и ГДМ-демпфирования).

В этом направлении выполнен большой объем экспериментальных и теоретических работ [1-14].

В данной работе предлагается нетрадиционный алгоритм нелинейного резонансно-параметрического анализа (РП-анализа) РС высокооборотных ЦМ с учетом ГДМ-влияния МК ОСП на динамические свойства (собственные частоты (СЧ), критические частоты (КЧ), резонансные частоты (РЧ) и соответствующие формы колебаний (ФК)) на основе резонансно-частотных диаграмм Кэмпбелла

(РЧД-К). Основная идея РП-анализа сводится к определению резонансных и околорезонансных частот (РЧ/ОРЧ) РС при стационарном (уравновешенные РС) и нестационарном (неуравновешенные РС) режимах работы ОСП. Такой анализ позволяет определить как количественную, так и качественную картину изменений спектров СЧ РС в рабочем диапазоне, расположение спектров КЧ/РЧ с целью решения вопроса резонансной отстройки. РП-анализ РС выполняется на основе условия постоянства обобщенных динамических коэффициентов (ОДК) ОСП в малой окрестности вектора опорных частот рабочего диапазона, что позволяет нелинейный ДА заменить многовариантным линейным.

Обобщенный алгоритм РП-анализа сводится к 2 этапам.

1-й ЭТАП. Нелинейный РП-анализ РС на стационарных режимах ОСП (уравновешенные РС) в точках статического положения равновесия (СПР) основан на построении стационарной РЧД-К и определении стационарного спектра РЧ (стационарный РП-анализ I рода), выполнен в вертикальной плоскости (ВП) на основе ГДМ-анализа ОСП при статических нагрузках и включает:

- 1) выбор и обоснование расчетной схемы РС ЦМ;
- 2) расчет вектора статических нагрузок ОСП/ВП: $\vec{R}_S = f(\vec{G}, N, \omega)$;
- 3) ГДМ-расчет вектора точек СПР ОСП/ВП: $\vec{\vartheta}_0 = f(\vec{R}_S, \omega)$;
- 4) ГДМ-расчет вектора ОДК/СПР ОСП/ВП: $\vec{k}_0, \vec{c}_0 = f(\vec{\vartheta}_0, \omega)$;
- 5) расчет стационарного спектра СЧ и ФК РС /ВП: $\vec{n}_{s0} = f(\vec{k}_0, \omega)$;
- 6) построение стационарной РЧД-К /ВП;
- 7) определение стационарного спектра КЧ/РЧ РС на ОСП/ВП: $\vec{n}_{k0} = f(\vec{k}_0, \omega)$.

2-й ЭТАП. Нелинейный РП-анализ РС на нестационарных режимах ОСП (неуравновешенные РС в точках динамического положения равновесия (ДПР) основан на построении нестационарной РЧД-К и определении нестационарных (мгновенных, орбитальных спектров РЧ/ОРЧ (нестационарный РП-анализ II рода) выполнен (в 1-м приближении) в вертикальной плоскости (ВП) на основе ГДМ-анализа ОСП при нестационарных экстремальных нагрузках (экстремальный РП-анализ и включает:

- 1) выбор и обоснование расчетной схемы РС ЦМ;
- 2) расчет вектора дисбалансов РС: $\vec{D} = f(\vec{z})$;
- 3) расчет вектора динамических нагрузок ОСП: $\vec{R}_{dF} = f(\vec{D}, \omega)$;
- 4) расчет векторов экстремальных нагрузок ОСП/ВП:
 $\vec{R}_1 = \vec{R}_S + \vec{R}_{dF} = f(\vec{D}, \omega); \quad \vec{R}_2 = \vec{R}_S - \vec{R}_{dF} = f(\vec{D}, \omega);$
- 5) ГДМ-расчет векторов экстремальных точек СПР ОСП/ВП:
 $\vec{\vartheta}_1 = f(\vec{R}_1, \omega); \quad \vec{\vartheta}_2 = f(\vec{R}_2, \omega);$
- 6) ГДМ-расчет векторов экстремальных ОДК/СПР ОСП/ВП:

$$\bar{k}_1, \bar{c}_1 = f(\bar{\theta}_1, \omega); \quad \bar{k}_2, \bar{c}_2 = f(\bar{\theta}_2, \omega);$$

7) расчет векторов экстремальных спектров СЧ и ФК РС/ВП:

$$\bar{n}_{s1} = f(\bar{k}_1, \omega); \quad \bar{n}_{s2} = f(\bar{k}_2, \omega);$$

8) построение экстремальных РЧД-К/ВП;

9) определение экстремальных спектров КЧ/ РЧ РС на ОСП/ВП:

$$\bar{n}_{k1} = f(\bar{k}_1, \omega); \quad \bar{n}_{k2} = f(\bar{k}_2, \omega);$$

где $f(\dots)$ - функциональная зависимость; \bar{G} - вектор весовой нагрузки; N - потребляемая мощность; ω - частота вращения вала (угловая скорость); z - осевая координата.

На основе вышеприведенного алгоритма был проведен нелинейный РП-анализ РС высокооборотной ЦМ на ОСП "вал-шестерня мультипликатора – торсион – ротор компрессора". Расчетная схема РС представляет собой вал ступенчато-переменной жесткости с сосредоточенными массами насадных деталей. Зоны соединительных ЗМ/ШШС моделируются свободными шарнирами с эквивалентными массовыми характеристиками. В зонах расположения ОСП были введены упругодемпферные опоры (УД-опоры) с частотно-зависимыми обобщенными динамическими коэффициентами ГДМ-жесткости и ГДМ-демпфирования (определяются на основе нелинейного ГДМ-анализа ОСП). Вектор статических нагрузок опор был определен с учетом весовой нагрузки РС и частотно-зависимых сил зубчатого зацепления вал-шестерни мультипликатора. Вектор динамических нагрузок опор был определен с учетом вектора сборочных дисбалансов ЗМ/ШШС. Расчет статических и динамических нагрузок ОСП, СЧ и ФК был выполнен на основе программного комплекса [12]. Рассмотрена консервативная РС на ОСП. Результаты расчета: 1) стационарная РЧД-К - см. рис. 1; 2) нестационарная РЧД-К - см. рис. 2 (верхний и нижний экстремальные спектры).

Из РП-анализа следует, что стационарный и нестационарный спектры СЧ являются частотно- и полярно-зависимыми. Между спектрами существует предельная связь: при уменьшении динамической нагрузки нестационарный спектр СЧ преобразуется в стационарный. Нестационарный (мгновенный орбитальный) спектр СЧ периодически изменяется с частотой прецессии вала в пределах 2 границ: верхнего и нижнего экстремальных орбитальных спектров СЧ. Верхний экстремальный орбитальный спектр соответствует нижней точке стационарной орбиты движения вала и ограничен сверху верхним предельным спектром - спектром СЧ РС на абсолютно жестких опорах (АЖ-опорах), нижний экстремальный орбитальный спектр - верхней точке стационарной орбиты движения вала и ограничен снизу нижним предельным спектром - спектром СЧ РС на абсолютно-податливых опорах (АП-опорах). Нестационарный мгновенный спектр СЧ может быть представлен в виде суммы 2

составляющих: постоянной и переменной. Постоянная - это средний уровень спектра, переменная - это амплитуда колебаний спектра относительно среднего уровня с частотой прецессии вала.

Следует отметить "особые" свойства экстремальных орбитальных спектров СЧ, которые заключаются в том, что в частотных зонах равенства статических и динамических нагрузок ОСП наблюдается резкое снижение нижнего мгновенного орбитального спектра СЧ вплоть до сближения и пересечения с линией режимов работы, что приводит к появлению новых ("особых") нелинейных резонансных и околорезонансных состояний, при этом экстремальные орбитальные спектры максимально расходятся – это соответствует переходу верхних участков стационарных орбит движения вала через центральные зоны ОСП, в которых происходит эффект резкого "снижения/провала" ГДМ-жесткости МК ОСП - "особые частотные зоны", в которых возникает наиболее запрещенный режим работы ОСП, т.к. сопровождается ударными явлениями. При дальнейшем увеличении частоты вращения происходит резкое увеличение экстремальных нагрузок и экстремальные орбитальные спектры СЧ сближаются, работа ОСП приближается к режиму "обкатки" - также ненормальный режим работы ОСП.

Таким образом, причиной вибрационных проблем РС на ОСП могут быть не только линейные резонансные состояния на стационарных режимах ОСП, но и "особые" нелинейные резонансные и околорезонансные состояния на нестационарных режимах ОСП. Поэтому ЗМ/ШШС традиционного исполнения гибких РС высокооборотных ЦМ на ОСП могут быть источником вибрационных проблем. На практике наблюдается зависимость вибрационного состояния от радиальных зазоров ЗМ/ШШС.

В связи с этим вопрос резонансной отстройки значительно усложняется, особенно на этапе пуска наладочных работ. Наиболее целесообразным представляется снижение уровня динамической нагрузки, что приводит к необходимости применения соединительных муфт меньшей массы, обеспечивающих более высокую соосность балансировочных осей составных частей РС (например, высокососные зубчатые муфты, муфты с гибкими элементами, гибкие дисковые муфты и т.д.).

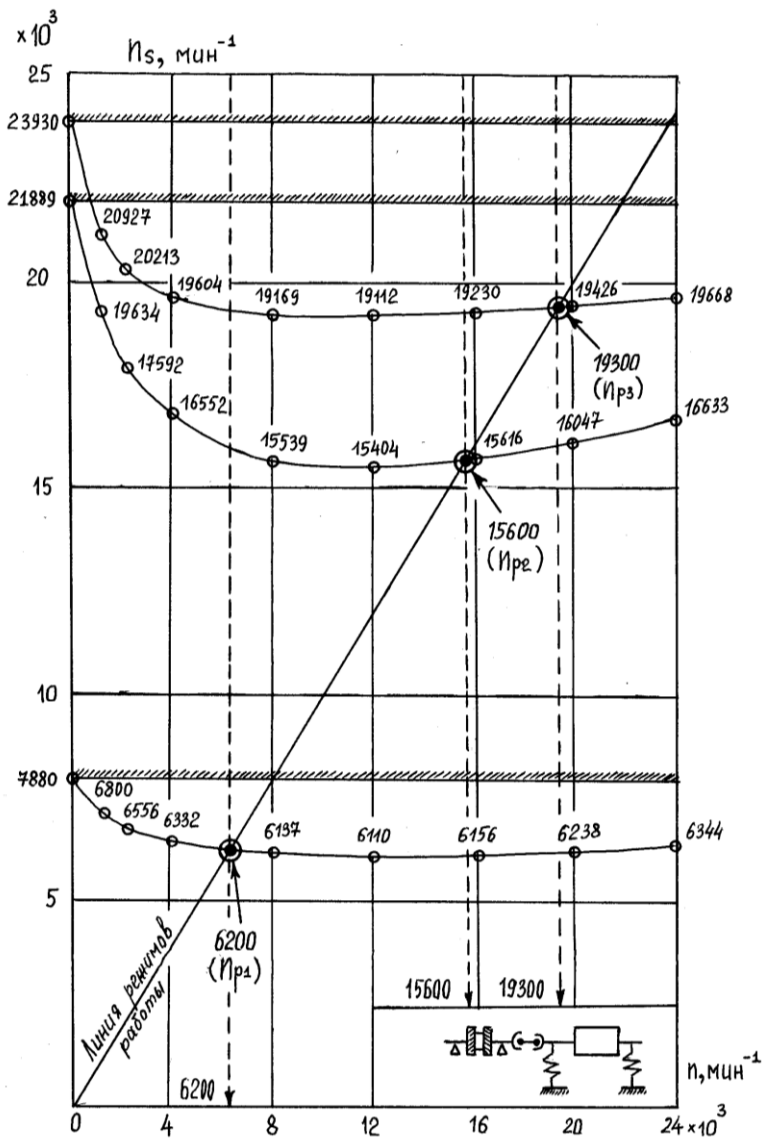


Рисунок 1 – Стационарная резонансно-частотная диаграмма Кэмпбелла гибкой роторной системы центробежной машины на опорных сегментных подшипниках

Выполненный РП-анализ показывает всю сложность нелинейного ГДМ-влияния МК ОСП на динамические свойства РС. Он позволяет глубже раскрыть природу-механизм возникновения "особых" нелинейных динамических явлений РС высокооборотных ЦМ на ОСП, более качественно обосновать возникающие вибрационные проблемы и более качественно разработать рекомендации по их устранению и резонансной отстройке (с целью принятия более эффективных технических решений). Игнорирование происходящих динамических явлений может приводить к принятию

малоэффективных решений. Выполненный РП-анализ представляет как научный, так и практический интерес.

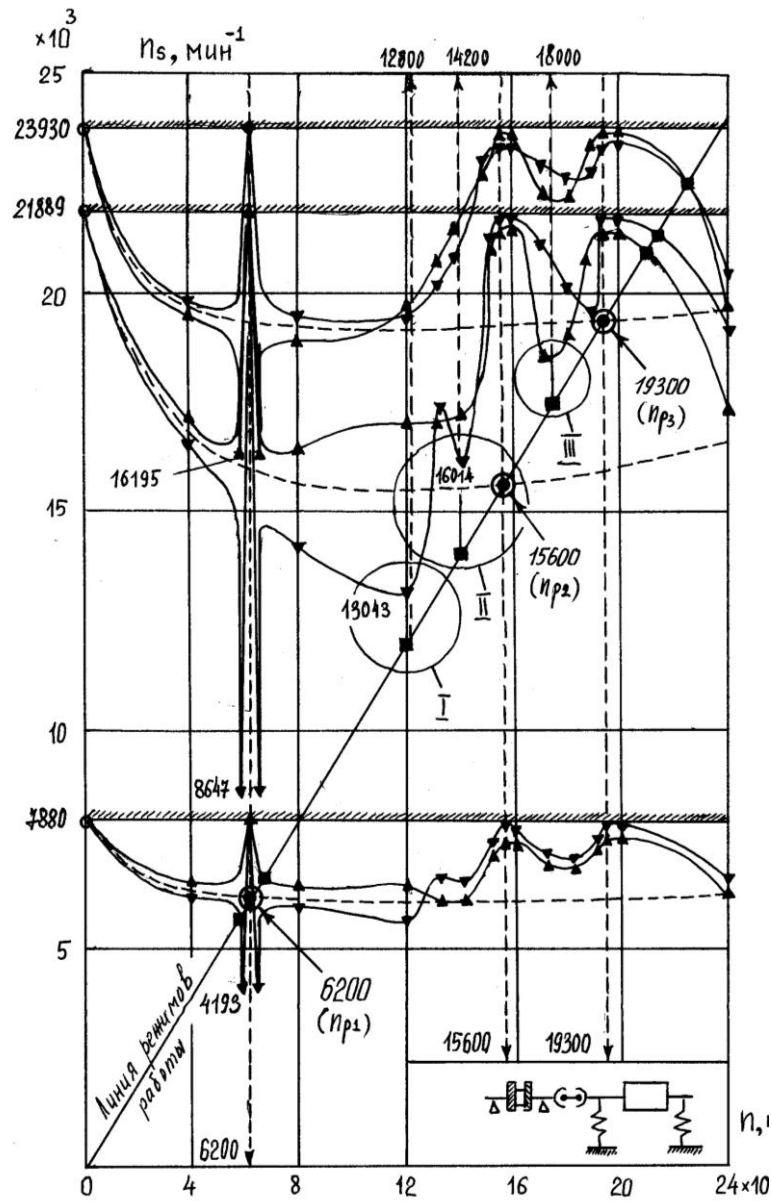


Рисунок 2 – Нестационарная резонансно-частотная диаграмма Кэмпбелла гибкой роторной системы центробежной машины на опорных сегментных подшипниках

ВЫВОДЫ

1 Традиционный расчет КЧ и ФК РС на ОСП на основе расчетной схемы с АЖ-опорами (упрощенный линейный динамический анализ) не является гарантией отсутствия вибрационных проблем на этапе пуско-наладочных работ, т.к. не отражает анализа всего многообразия

нелинейных динамических явлений РС на ОСП, а является анализом одной из предельных ситуаций (больше справедлив для РС на подшипниках качения) и носит формально-ориентировочный характер. Целесообразным является уточненный нелинейный динамический анализ (особенно для легких роторов высокооборотных ЦМ).

2 ГДМ-влияние МК ОСП на спектры СЧ и РЧ РС на стационарных режимах ОСП является существенным (зависит от статической нагрузки), на нестационарных режимах ОСП является существенным и "особым" (зависит от статической и динамической нагрузок и их соотношения).

3 Ошибочным является мнение о центрировании ЗМ/ШШС традиционного исполнения по боковым поверхностям шлицев - наличие радиальных и боковых зазоров приводит к появлению сборочных дисбалансов РС, что является основой динамической нагрузки составных РС.

4 Гибкие РС высокооборотных ЦМ на ОСП, в состав которых входят ЗМ/ШШС традиционного исполнения, могут иметь "особые" нелинейные резонансные и околорезонансные состояния за счет нелинейных ГДМ-свойств МК ОСП и динамической нагрузки сборочных дисбалансов ЗМ/ШШС (проблемы нелинейной динамики).

5 "Особые" нелинейные динамические явления наблюдаются в частотных зонах равенства статических и динамических нагрузок ОСП.

6 Наиболее эффективным техническим решением устранения "особых" вибрационных проблем является снижение уровня динамической нагрузки РС на рабочих режимах, что требует применения высокососных соединительных муфт меньшей массы (например, высокососных зубчатых муфт, муфт с гибкими элементами, гибких дисковых муфт и т.д.).

7 При проектировании РС на ОСП высокооборотных ЦМ необходимо выполнение следующих требований: 1) обеспечение резонансной отстройки РС с учетом ГДМ-влияния МК ОСП при стационарных/статических нагрузках; 2) сведение динамических нагрузок составных РС к нулю (возможному минимуму). Второе требование может быть выполнено, если обеспечены: 1) качественная балансировка составных частей РС с учетом их гибкости на рабочих режимах; 2) высокая соосность балансировочных осей составных частей РС на рабочих режимах; 3) качественная центровка балансировочных осей составных частей РС на рабочих режимах.

8 Нелинейный РП-анализ рекомендуется для уточненного динамического анализа РС на ОСП высокооборотных ЦМ (задачи нелинейной динамики) на этапах проектирования и проведения пуско-наладочных работ.

На основе выполненного нелинейного РП-анализа может быть сформулирована общая теорема о собственных, критических и

резонансных частотах гибких РС высокооборотных ЦМ на ОСП (горизонтального исполнения).

ТЕОРЕМА

1 Гибкие РС высокооборотных ЦМ на ОСП (горизонтального исполнения) являются "особыми" существенно-нелинейными динамическими системами за счет "особой" физической нелинейности силовой характеристики ГДМ-свойств МК ОСП и могут проявлять "особые" динамические состояния в зависимости от соотношения уровней статической и динамической нагрузок ОСП.

2 РС на ОСП могут быть поставлены в соответствие 2-му типу спектров СЧ и ФК:

1) стационарный спектр СЧ (I рода) - определяется динамическими свойствами РС в т. СПР - зависит от статических нагрузок ОСП (уравновешенные РС):

$$(\omega_{sj}, \bar{V}_{sj}, i = \overline{1, lmax});$$

2) нестационарный мгновенный спектр СЧ (II рода) - определяется мгновенными динамическими свойствами РС в т. ДПР - зависит от статических и динамических нагрузок ОСП и их соотношения (неуравновешенные РС):

$$(\omega_{sj}, \bar{V}_{sj}, j = \overline{1, Jmax});$$

Стационарный и нестационарный спектры СЧ и ФК являются частотно- и полярно-зависимыми. Между спектрами существует предельная связь: при уменьшении динамической нагрузки нестационарный мгновенный спектр СЧ преобразуется в стационарный. Нестационарный мгновенный спектр СЧ является "особым" - периодически изменяется с частотой прецессии вала в пределах 2 границ: верхнего и нижнего экстремальных орбитальных спектров (соответствующих нижней и верхней точкам стационарных орбит движения вала в зонах ОСП), ограниченных 2 предельными спектрами СЧ и ФК: верхним предельным спектром (соответствует РС на АЖ-опорах) и нижним предельным спектром (соответствует РС на АП-опорах) и может быть представлен в виде суммы 2 составляющих: постоянной (средний уровень спектра) и переменной (амплитуда колебаний спектра с частотой прецессии вала).

3 РС на ОСП могут быть поставлены в соответствие 2-му типу спектров КЧ и ФК:

1) стационарный спектр КЧ (I рода) - может быть получен как пересечение стационарного спектра СЧ (I рода) и линии режимов работы (стационарная РЧД-К):

$$(\omega_{ki}, \bar{V}_{ki}, i = \overline{1, lmax});$$

2) нестационарный мгновенный спектр КЧ (II рода) - может быть получен как пересечение нестационарного мгновенного спектра СЧ (II рода) и линии режимов работы (нестационарная РЧД-К):

$$(\omega_{kj}, \bar{V}_{kj}, j = \overline{1, J \max});$$

4 Для резонансного проявления стационарных КЧ (I рода) - линейных резонансных состояний необходимо и достаточно:

1) выполнение условия резонансного возбуждения I рода:

$$\omega_p = \omega_{ki}; Q_{ki} = (\bar{V}_{ki}, \bar{f}) \neq 0; i \in \overline{1, l \max}.$$

Для резонансного проявления нестационарных КЧ (II рода) - "особых" нелинейных резонансных и околорезонансных состояний - необходимо и достаточно:

1) выполнение условия резонансного возбуждения II рода:

$$\omega_p = \omega_{kj}; Q_{kj} = (\bar{V}_{kj}, \bar{f}) \neq 0; j \in \overline{1, J \max};$$

2) выполнение условия относительной полярной стабильности нестационарных мгновенных КЧ (II рода) в течение определенного времени периода прецессии:

$$\frac{\partial \omega_{kj}}{\partial t} \approx 0; \omega_{kj}, \bar{V}_{kj} \approx const; j \in \overline{1, J \max}.$$

Относительная полярная стабильность нестационарного мгновенного спектра КЧ (II рода) РС на ОСП может проявляться в случаях: 1) при равенстве статических и динамических нагрузок ОСП - соответствует переходу верхних участков стационарных орбит движения РС через центральные зоны ОСП (2-й режим работы ОСП); 2) при высоком уровне динамических нагрузок - соответствует режиму "обкатки" ОСП (3-й режим работы ОСП), где $\omega_{sj}, \bar{V}_{sj}$ - стационарные СЧ и ФК (I рода); $\omega_{sj}, \bar{V}_{sj}$ - нестационарные СЧ и ФК (II рода); $\omega_{ki}, \bar{V}_{ki}$ - стационарные КЧ и ФК (I рода); $\omega_{kj}, \bar{V}_{kj}$ - нестационарные КЧ и ФК (II рода); $Q_{ki} = (\bar{V}_{ki}, \bar{f}) \neq 0$; $Q_{kj} = (\bar{V}_{kj}, \bar{f}) \neq 0$ - обобщенные силы резонансного возбуждения (условия неортогональности векторов); $\bar{f} = \bar{D} \cdot \omega^2$ - вектор динамического возбуждения; \bar{D} - вектор дисбалансов; ω_p - рабочая частота вращения (угловая скорость).

ПРИМЕЧАНИЕ

Возможны 3 режима работы ОСП: 1) $R_d \ll R_c$ - нормальный режим (малые возмущения); 2) $R_d = R_c$ - ударный режим (средние возмущения); 3) $R_d \gg R_c$ - режим "обкатки" (большие возмущения), где R_c, R_d - статическая и динамическая нагрузки ОСП. Наиболее оптимальным для длительной работы ОСП является 1-й режим. Второй и третий режимы являются неблагоприятными и не рекомендуемыми для длительной работы, т.к. резко сокращают ресурс ОСП, особенно 2-й режим.

SUMMARY

This paper presents non-traditional algorithm of non-linear dynamic analysis (non-linear resonance-parametrical analysis) for rotary systems of high rotational speed centrifugal machines. This analysis is performed on the basis of keeping an account of hydrodynamic influence of journal segmental bearings oil wedge on dynamic characteristics of rotary systems for steady-state and nonsteady-state conditions. The algorithm is recommended to carry out more refined dynamic analysis of rotary systems for high rotational speed centrifugal machines while their designing, start-up and adjustment works

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бабаков И.М. Теория колебаний. - М.: Наука, 1968. - 560с.
2. Бидерман В.Л. Прикладная теория механических колебаний. - М.: Высшая школа, 1972. - 416с.
3. Диментберг Ф.М. Изгибные колебания вращающихся валов. - М.: Изд. АН СССР, 1959. - 247с.
4. Шульженко Н.Г., Воробьев Ю.С. Численный анализ колебаний системы турбоагрегат - фундамент. - Киев: Наукова думка, 1991. - 252с.
5. Хронин Д.В. Теория и расчет колебаний в двигателях летательных аппаратов. - М.: Машиностроение, 1970. - 412с.
6. Вибрации в технике: Справочник. - В 6 т. /Под ред. Ф.М. Диментберга и К.С. Колесникова. - М.: Машиностроение, 1980. - Т.3. - 544с.
7. Тондл А. Динамика роторов турбоагрегатов. - Ленинград: Энергия, 1971. - 387с.
8. Шнепп В.Б. Конструирование и расчет ЦКМ. - М.: Машиностроение, 1995. - 240с.
9. Максимов В.А., Баткис Г.С. Трибология подшипников и уплотнений жидкостного трения высокоскоростных турбомашин. -Казань: Фэн, 1998. - 430с.
10. Марцинковский В.А. Гидродинамика и прочность центробежных насосов. - М.: Машиностроение, 1970. - 272с.
11. Симоновский В.И. Устойчивость и нелинейные колебания роторов ЦМ. - Харьков: Вища школа. Изд. ХГУ, 1986. - 128с.
12. Савоненко В.И. Программный комплекс расчетного статико-динамического анализа роторных систем ЦКМ // Труды 8-й МНТК "НАСОСЫ-96". - Сумы: ИПП "Мрия-1" ЛТД, 1996. - С. 297-302.
13. Савоненко В.И. Нелинейная гидродинамическая модель опорного сегментного подшипника (стационарная задача)//Труды 10-й МНТК "ГЕРВИКОН-2002". - В 3 т. - Сумы, 2002. - Т.2. - С.104-110.
14. Савоненко В.И. Нелинейный резонансно-параметрический анализ роторных систем центробежных машин на опорных сегментных подшипниках // Труды 10-й МНТК "ГЕРВИКОН-2002". - В 3 т. - Сумы, 2002. - Т.2. - С.111-121.

Поступила в редакцию 15 октября 2004г.