

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ГРАДИЕНТА ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ РОТОРА И КОЭФФИЦИЕНТА РАССЕЯНИЯ В ОПОРАХ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ СВЕРХКРИТИЧЕСКОГО РОТОРА

© 2011 А. В. Иванов

Воронежский государственный технический университет

Ротор – один из ключевых элементов высокооборотной турбомашины. Рассмотрен вопрос о влиянии градиента изменения частоты вращения ротора и демпфирования при переходе критических частот вращения ротора на динамические характеристики ротора и работоспособность уплотнений.

Ротор, уплотнение, критическая частота вращения, демпфирование, градиент, зазор.

При проектировании турбонасосных агрегатов ЖРД всегда возникает достаточно сложная инженерная задача по предотвращению всех тех нежелательных явлений, которые могут возникнуть в роторе при его вращении. Одним из таких явлений в роторе является критическая частота вращения (КЧВ) ротора в зоне рабочих оборотов. КЧВ – частота, при которой наступает равенство центробежных сил ротора и сил упругости вала. В простейшем случае КЧВ совпадает с частотой собственных поперечных колебаний ротора. При КЧВ вал ротора теряет изгибную жесткость и даже малая сила может вызвать появление значительных прогибов вала и нагрузок в опорах. Поэтому расчетное определение КЧВ роторов является одним из основных этапов разработки конструкции турбонасосного агрегата (ТНА).

Однако влияние КЧВ на работоспособность турбонасосных агрегатов не ограничивается только влиянием на динамические характеристики роторов. Одной из основных характеристик бесконтактного уплотнения является зазор между его роторными и статорными элементами. Важно выбрать и обеспечить зазор таким образом, чтобы при прохождении КЧВ он оставался достаточным для бесконтактной работы уплотнения.

В настоящее время в качестве горючего для ракетных двигателей всё шире используется водород. Роторы многих высоконапорных водородных насосов – высокооборотные сверхкритические, рабочая частота вращения которых расположена за критической частотой вращения, ряд роторов ТНА ЖРД работают за второй критической частотой

вращения (РД0120, РД0146, SSME), а ротор водородного ТНА японского двигателя LE-7 работает за третьей критической частотой вращения.

В статье рассмотрено влияние скорости прохождения КЧВ и демпфирования в опорах ротора на работоспособность уплотнений высокооборотных роторов.

Цель – определить максимальные амплитуды в зависимости от коэффициента рассеяния энергии при разгоне и останове ротора как функцию от отношения ω/ω_0 , с учетом того, что в зависимости от коэффициента рассеяния ψ будет изменяться (сдвигаться) значение критической частоты вращения ротора. Рассмотрим различные градиенты набора и спада частоты вращения ротора, коэффициенты рассеяния энергии, их влияние на изменение амплитуд колебаний поверхностей ротора.

Для быстроходных роторов водородных насосов, установленных на подшипники качения, жесткость опор соизмерима с жесткостью вала, и опоры вовлекаются в колебания. В общем случае пружина, имитирующая шарикоподшипниковую опору, имеет нелинейную характеристику. В некоторых случаях для сдвига КЧВ из рабочего диапазона частот целесообразно идти не по пути ужесточения подшипниковых опор, а по пути введения в опоры дополнительных упругоподатливых элементов, обладающих определенным демпфированием, со значительным снижением жесткости опор. При этом могут быть реализованы следующие преимущества перед ротором

без упругодемпферных элементов:

- самоцентрирование ротора за КЧВ;
- уменьшение прогибов вала и нагрузок на опоры при переходе через КЧВ;
- подавление самовозбуждающихся колебаний;
- локализация колебаний ротора.

При демпфировании в опорах с коэффициентом рассеивания $\psi \geq 1$, что соответствует демпферам сухого трения, в роторе отсутствуют как нежелательные вибрации, так и «зависание» ротора на критических частотах. Термин «зависание» в данном случае связан с так называемым эффектом Зоммерфельда, при котором, несмотря на увеличение подводимой к ротору мощности при разгоне, не происходит изменения его скорости вращения и ротор как бы останавливается на определенных, чаще всего критических, или близких к критическим, частотах вращения. Это обусловлено тем, что при значительных вибрациях ротора мощности привода (в данном случае – турбины) недостаточно для преодоления мощности, необходимой для обеспечения разгона ротора, и мощности, расходуемой на поддержание колебаний ротора. Достаточно высокое демпфирование в опорах, которым, например, обладают пластинчатые упругодемпферные опоры, снижает часть мощности, затрачиваемой на поддержание колебаний. Поэтому наличие демпфирования в опорах следует рассматривать как мероприятие, способствующее улучшению динамических характеристик ротора.

В процессе набора частоты вращения ротора при малом затухании максимальная амплитуда имеет место в тот момент, когда частота возмущающей силы равна [1]

$$\omega_1 = \omega_0 \cdot \left[1 + \frac{1}{(1 + 0,14 \cdot \gamma \cdot \sqrt{2 \cdot \pi \cdot q})} \cdot \sqrt{\frac{3}{4 \cdot q}} \right],$$

где ω_0 – частота собственных колебаний без учета затухания (критическая частота вращения ротора);

$$\gamma = \frac{\psi}{2 \cdot \pi} \text{ – коэффициент демпфирования;}$$

ψ – коэффициент рассеивания;

$$q = \frac{\omega_0^2}{2 \cdot \pi \cdot \varepsilon} \text{ – число периодов собствен-}$$

ных колебаний, прошедших от начала действия возмущающей силы до достижения резонанса;

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} \text{ – градиент изменения частоты вращения ротора.}$$

Максимальная амплитуда перемещения поверхности ротора при прохождении критической частоты вращения в процессе набора частоты вращения ротора может быть определена по следующей зависимости:

$$A_{max} = A_0 \cdot \sqrt{\left[\frac{f_1}{\sqrt{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot q} + \gamma^2} - \frac{1}{2 \cdot \left(1 + \frac{\omega_1}{\omega_0}\right)}} \right]^2 + \frac{f_2^2}{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot q} + \gamma^2}},$$

где f_1, f_2 – коэффициенты, зависящие от от-

$$\text{ношения } a = \frac{\gamma}{\sqrt{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot q} + \gamma^2}};$$

$$\begin{aligned} f_1 &= -20,05 \cdot a^6 + 49,15 \cdot a^5 - 45,99 \cdot a^4 + \\ &+ 19,8 \cdot a^3 - 3,42 \cdot a^2 - 0,96 \cdot a + 1,46 \\ f_2 &= -0,78 \cdot a^4 + 2,37 \cdot a^3 - 2,27 \cdot a^2 - \\ &- 1,71 \cdot a + 0,04 \end{aligned}$$

A_0 – равновесная амплитуда, то есть смещение, которое возникло бы под действием силы P_0 , приложенной статически;

$P_0 = m \cdot \omega_0^2 \cdot e$ – сила, возникающая при прохождении резонанса;

e – эксцентриситет ротора.

Если частота возмущающей силы уменьшается по линейному закону, то есть, если переход ротора через критическую частоту вращения осуществляется при замедлении, то максимальная амплитуда достигается при мгновенной частоте, несколько меньшей, чем резонансная. Эта частота может быть определена по следующей зависимости:

$$\omega_2 = \omega_0 \cdot \left[1 - \frac{1}{(1 + 0,14 \cdot \gamma \cdot \sqrt{2 \cdot \pi \cdot q})} \cdot \sqrt{\frac{3}{4 \cdot q}} \right],$$

где $q = \frac{\omega_0^2}{2 \cdot \pi \cdot \varepsilon}$ – число периодов собственных

колебаний, прошедших от момента резонанса до прекращения изменения возмущающей силы.

Максимальная амплитуда перемещения поверхности ротора при прохождении критической частоты вращения в процессе снижения частоты вращения ротора определяется по зависимости

$$A_{max} = A_0 \cdot \sqrt{\left[\frac{f_1}{\sqrt{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot q} + \gamma^2} + \frac{1}{2 \cdot \left(1 + \frac{\omega_2}{\omega_0}\right)}} \right]^2 + \frac{f_2^2}{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot q} + \gamma^2}}$$

На примере двухопорного ротора с двумя консольными и двумя межопорными рабочими колесами проведем расчетный анализ влияния градиента изменения частоты вращения ротора и коэффициента рассеяния на работоспособность уплотнений роторов.

Для расчетного анализа использовались значения коэффициента рассеяния 0; 0,5; 1,0; 1,5; 2,0, градиенты набора и спада частоты вращения ротора 100, 500, 1000 и 2000 (рад/с)/с.

Зависимость относительной амплитуды поверхностей ротора от частоты вращения ротора, отнесенной к критической частоте вращения ротора при наборе частоты вращения ротора для различных градиентов набора частоты вращения при нулевом коэффициенте рассеяния приведена на рис. 1.

На рис. 2 представлена зависимость относительной амплитуды от коэффициента рассеяния для градиента набора частоты вращения ротора, равного 1000 (об/мин)/с.

Картина, аналогичная приведенной на рис. 2, характерна и для других значений градиента роста частоты вращения ротора.

На рис. 3 приведена зависимость относительной амплитуды от коэффициента рассеяния для различных значений градиента набора частоты вращения ротора.

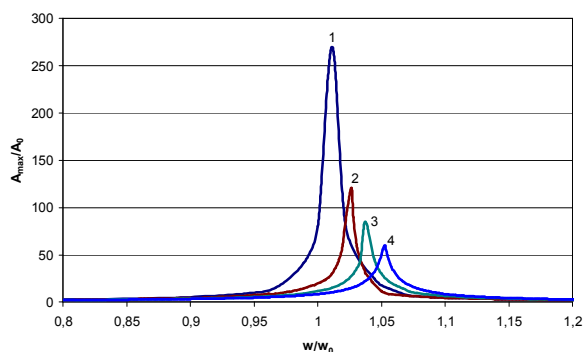


Рис. 1. Зависимость относительной амплитуды от градиента набора частоты вращения при $\psi=0$:
1 – $\varepsilon=100$ (рад/с)/с; 2 – $\varepsilon=500$ (рад/с)/с;
3 – $\varepsilon=1000$ (рад/с)/с; 4 – $\varepsilon=2000$ (рад/с)/с

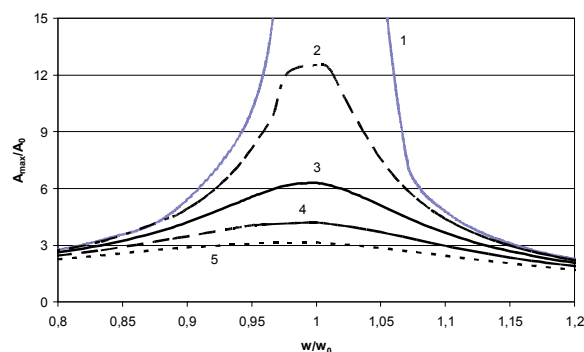


Рис. 2. Зависимость амплитуды от коэффициента рассеяния для градиента 100 (рад/с)/с:
1 – $\psi=0$; 2 – $\psi=0,5$; 3 – $\psi=1,0$; 4 – $\psi=1,5$; 5 – $\psi=2,0$

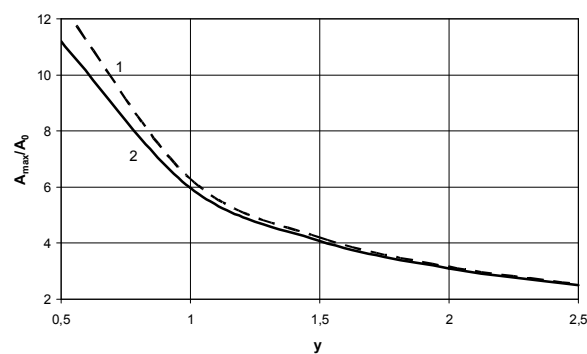


Рис. 3. Зависимость относительной амплитуды от коэффициента рассеяния:
1 – $\varepsilon=100$ (рад/с)/с; 2 – $\varepsilon=5000$ (рад/с)/с.

Смещение критической частоты вращения в зону больших частот вращения сильнее связано с градиентом роста частоты вращения, чем с коэффициентом рассеяния. При постоянном градиенте изменения частоты вращения смещения критической частоты вращения из-за изменения коэффициента рассеяния практически не происходит. Относительная амплитуда колебания поверхностей ротора зависит как от градиента изменения частоты вращения, так и от ко-

эффекта рассеяния. Изменения градиента с 100 (рад/с)/с до 2000 (рад/с)/с приводит к изменению относительной амплитуды примерно в 4,5 раза, а изменение коэффициента рассеяния с 0,5 до 2,0 – к изменению относительной амплитуды примерно в 4 раза.

Аналогичная картина наблюдается при спаде частоты вращения ротора. Отличие состоит в том, что при спаде оборотов ротора критическая частота вращения не возрастает, а снижается. На рис. 4 приведена зависимость относительной критической скорости вращения (отношения критической частоты вращения с учетом замедления к расчетной резонансной частоте вращения) от градиента падения частоты вращения ротора для коэффициента рассеяния 1,0. На рис. 5 приведена зависимость относительной амплитуды колебания роторных поверхностей от градиента снижения частоты вращения ротора для коэффициента рассеяния, равного 0,5.

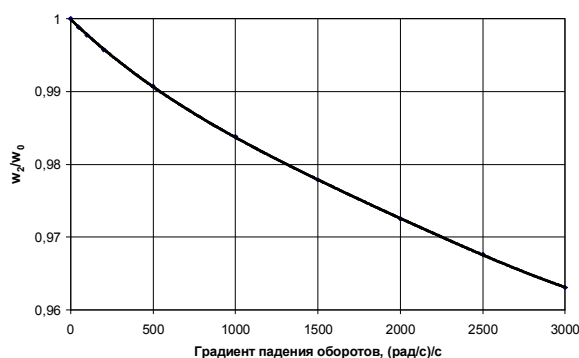


Рис. 4. Зависимость относительной критической скорости от градиента падения частоты вращения для коэффициента рассеяния 1,0

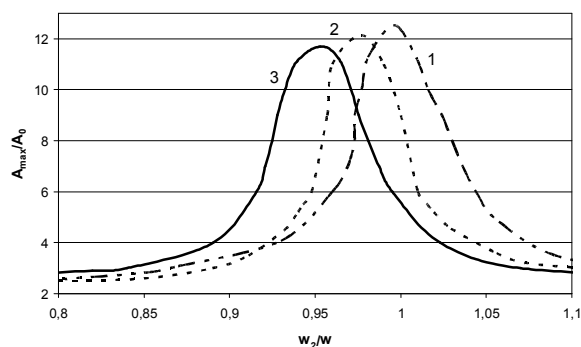


Рис. 5. Зависимость относительной амплитуды от градиента снижения частоты вращения при $\psi=0,5$:
1 – $\varepsilon=100$ (рад/с)/с; 2 – $\varepsilon=1000$ (рад/с)/с;
3 – $\varepsilon=3000$ (рад/с)/с

При переходе критической частоты вращения из-за роста амплитуды перемещения поверхностей ротора возможен контакт роторного и статорного элементов уплотнения, что может привести к повреждению уплотнительных поверхностей. Контакт роторного и статорного элементов уплотнения возможен, если величина уменьшения радиального уплотнительного зазора $\delta R_{\text{КЧВ}}$ (A_{max}) больше радиального зазора в уплотнении, определенного с учетом силовых и температурных деформаций. Обеспечить работу уплотнения в бесконтактном режиме возможно за счет увеличения градиента изменения частоты вращения ротора, либо за счет повышения коэффициента рассеяния применением конструктивных мероприятий, например установкой демпферов сухого трения.

Влияние градиента изменения частоты вращения ротора и коэффициента демпфирования на изменение амплитуд колебания контрольных поверхностей может быть исследовано на разгонно-балансировочном стенде, например в КБХА (рис. 6) [2].

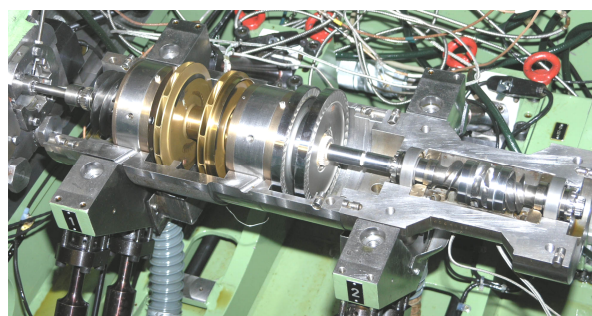


Рис. 5. Ротор в приспособлении на разгонно-балансировочном стенде

Необходимо отметить, что при испытаниях сверхкритических высокооборотных роторов необходимо имитировать не только жесткость опор, но и градиенты набора/спада частоты вращения при разгоне и останове ротора агрегата, так как от них зависят амплитуды колебаний, то есть в некоторой степени безопасность уплотнений, рабочих колес насосов и турбин. Поскольку при наборе частоты вращения КЧВ смещается в большую сторону по отношению к $\omega_{\text{кр}}$, а при спаде частоты вращения – в меньшую, при создании ротора должна быть безусловно обеспечена его работоспособность в диапазоне изменения критической частоты вращения, определенной с учетом

возможных градиентов изменения частоты вращения ротора и коэффициента рассеяния. Повторяемость характеристик ротора в существенной степени будет зависеть от повторяемости условий проведения испытаний.

При определении зазора в уплотнениях ротора также необходимо учитывать амплитуды колебания уплотнительных поверхностей при прохождении критической частоты вращения ротора с учетом влияния на них градиентов изменения частоты вращения ротора и коэффициента рассеяния.

Библиографический список

1. Основы современных методов расчета на прочность в машиностроении (Расчет при динамической нагрузке. Устойчивость. Ползучесть) [Текст] / Под ред. С.Д. Пономарева - М.: Гос. НТ изд-во машиностроительной литературы. 1952. – 864 с.

2. Unified low-risk single-shaft turbopump for cryogenic expander-cycle rocket engines [Text] / S.A. Bouley, R.S. Grabovski, V.S. Rachuk [et al.] // AIAA paper 2010-7130. 46st AIAA/ASME/SAE/ASEE joint propulsion conference & exhibit, 25-28 iuly 2010, Nashville, TN, 14 p.

STUDY OF GRADIENT ROTOR SPEED AND SUPPORT DISSIPATION COEFFICIENT INFLUENCE TO SUPERCRITICAL ROTOR CHARACTERISTIC

© 2011 A. V. Ivanov

Voronezh State Technical University

Rotor is one of the main parts of high speed rotating machine. This article dedicated to some questions of rotor critical frequencies overcoming speed and damping influence to rotor dynamical characteristics and seals operability.

Rotor, seal, critical speed, damping, gradient, gap.

Информация об авторах

Иванов Андрей Владимирович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Ракетные двигатели». Воронежского государственного технического университета. Тел. (473) 262-97-16. E-mail: iav308@inbox.ru. Область научных интересов: турбонасосные агрегаты, динамика роторов, уплотнения проточной части.

Ivanov Anderey Vladimirovich, Ph.D., associate professor of "Rocket Engines" chair of Voronezh State Technical University. Phone: (473) 262-97-16. E-mail: iav308@inbox.ru. Area of research: turbopumps, rotor dynamics, flow path seals.