

СТРУКТУРА ЧАСТОТ ИЗГИБНЫХ РЕЗОНАНСОВ НАДКРИТИЧЕСКИХ РОТОРОВ ГАЗОВЫХ ЦЕНТРИФУГ

RU0210716

Андронов И.Н., Григорьев Г.Ю., Вязовецкий Ю.В., Сенченков А.П., Сенченков С.А.

РНЦ "Курчатовский институт" Институт молекулярной физики
123182, Москва пл. Курчатова Д 1.
Тел 196-77-80, факс 194-19-94, e-mail: senchenkov@imp.kiae.ru

Аннотация.

Экспериментально изучены частоты изгибных резонансов макетов роторов с однородными трубами из углепластика и неоднородными трубами, содержащими участки повышенной гибкости и сильфонные гофры. Показано, что центрифуга с ротором, работающим за третьим изгибным резонансом, по высоте оптимально укладывается в два стандартных яруса российских промышленных каскадов, в то время как центрифуги с оптимальными роторами, работающими за первым и вторым резонансами, не соответствуют по высоте стандартным ярусам.

Измерен декремент затухания колебаний для роторов с жёсткой трубой из углепластика и для роторов с трубой, содержащей углепластиковый участок повышенной гибкости. Ротор с гибким центральным участком трубы имеет в несколько раз больший декремент затухания.

1. Постановка задачи; оптимизация длины ротора с однородной углепластиковой трубой с учётом частоты резонансов и высоты стандартных ярусов.

Надкритические роторы центрифуг обладают существенными преимуществами, позволяя в несколько раз увеличить производительность изделия при существенно меньшем относительном удорожании [1]. Основным препятствием на этом пути является необходимость прохождения ротором одного или нескольких изгибных резонансов и условие расположения рабочей частоты на достаточном удалении от резонансных частот [2].

Эффективность центрифуги с заданной структурой и диаметром трубы ротора растёт с его длиной, но не монотонно, а через отчётливые провалы, связанные с совпадением одного из изгибных резонансов с рабочей частотой при изменении длины ротора и затруднительностью и даже невозможностью работы ротора вблизи изгибного резонанса.

Из этой зависимости следует, что невыгодно лишь слегка удлинять подкритический ротор, и для получения полноценного эффекта нужно примерно удвоить, а ещё лучше утроить его длину, перейдя к ротору оптимальной длины, работающему за первым, вторым и даже третьим изгибными резонансами.

Для российских центрифуг, располагающихся в цехах друг над другом на ярусах заданной высоты, помимо естественного "квантования" высоты ротора резонансными эффектами необходимо также принимать в расчёт рациональность или нерациональность размещения предполагаемой конструкции на имеющихся ярусах.

В связи с этим большое значение имеет изучение реального расположения и структуры резонансов надкритических роторов; по этому вопросу выполнено большое количество теоретических и экспериментальных работ, в основном связанных с изучением конкретных конструкций [3].

В данной работе авторы описывают ряд экспериментов, выполненных на моделях роторов с однородными и неоднородными трубами из углепластика, причём наши эксперименты были выполнены прежде всего с целью найти оптимальную длину высокоэффективного надкритического ротора, чтобы центрифуга с ним укладывалась в высоту, кратную высоте стандартных ярусов. Нужно отметить, что расчёты резонансных частот конкретных конструкций существенно сложнее расчётов распределения напряжений и деформаций, поэтому экспериментальное определение этих частот является наиболее надёжным.

Как известно, частота изгибных колебаний длинной однородной трубы в курсах сопряжения описывается формулой:

$$f = \frac{\pi}{2} n^2 \frac{D}{L^2} \sqrt{\frac{E_{ax}}{8\rho}}$$

Здесь f - гц; n - номер гармоники; D - диаметр (средний, для тонкостенной трубы); L - длина трубы; E_{ax} - осевой модуль растяжения - сжатия; ρ - плотность.

Из этой формулы следует, что теоретическая последовательность частот для первой, второй и т.д. мод колебаний для однородной трубы образует ряд: 1; 4; 9... n^2 .

Однако измерения дают, например, для однородной металлической трубы с отношением длины к диаметру 8, близкому к ротору центрифуги, работающему за первым изгибным резонансом, отношение первой и второй резонансных частот, равное 2,8, сильно отличающееся от теоретической цифры 4. Почему это происходит?

На рис 1 показана труба, изогнутая по дуге окружности в сегмент кольца. В верхней (на рисунке) растянутой части трубы изгиб создал напряжения растяжения, а в нижней части - сжатия, и именно эти напряжения с учётом осевого модуля определяют изгибную жёсткость трубы вдали от её концов. Но на концах трубы в силу краевых условий осевые напряжения равны нулю, и по мере приближения к концам труба всё больше сопротивляется изгибу не за счёт растяжения - сжатия, а за счёт деформаций сдвига. Вследствие деформаций сдвига концевое поперечное сечение трубы перестаёт быть перпендикулярным к осевой линии и даже перестаёт быть плоским. Соответственно, в более точных расчётах учитываются не только модули растяжения - сжатия но и модули сдвига, что особенно важно и особенно трудно и ненадёжно для анизотропных композитов.

Из сделанного замечания, в частности, следует, что оптимальный угол укладки у жестяющих слоёв по отношению к образующей должен зависеть от внешнего отношения L/D , приближаясь к нулю по мере роста этой величины.

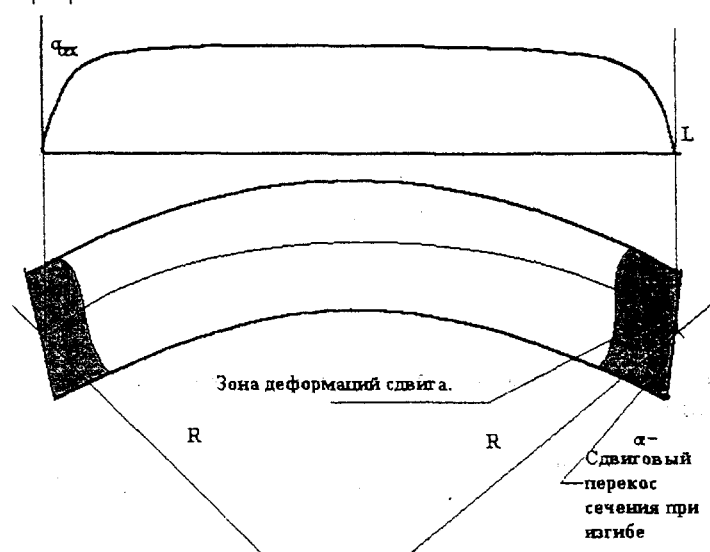


Рис 1. Иллюстрация к возникновению деформации сдвига вблизи концов однородной трубы при её изгибе. Над трубой показано распределение напряжений растяжения - сжатия вдоль трубы.

2. Методика и результаты экспериментов.

2.1. Методы возбуждения и измерения колебаний ротора.

Мы измеряли не только резонансные частоты но и скорость затухания колебаний роторов, (добротность резонатора) и тип колебаний. Поэтому использовались различные методы.

В частности, при измерениях резонансных частот мы использовали акустическое возбуждение ротора динамиком, расположенным рядом с ним напротив ожидаемой пучности изучаемой моды колебаний. В качестве детектора колебаний причастотных измерениях использовался звукозаписывающий аппарат, перемещающийся вдоль верхней образующей ротора над ним и позволяющий измерить продольное распределение амплитуды колебаний, а при другом включении осциллографа также и фазу колебаний, что позволяло надёжно диагностировать тип резонанса. Сигнал датчика, помимо наблюдения на экране осциллографа, выводился на цифровой вольтметр и заносился в память компьютера.

При более деликатных измерениях декремента затухания колебаний детектором служил установленный рядом с ротором микрофон, а запись затухающих колебаний ротора производилась в цифровом виде на компьютер с помощью его звуковой приставки, сразу после отключения динамика, возбуждающего колебания.

Изучаемый ротор располагался горизонтально на четырёх мягких пружинах, расположенных на двух опорных стойках, перемещаемых вдоль ротора в зону узлов изучаемой моды. При измерениях декремента затухания ротор подвешивался на тонких нитях для максимального исключения влияния окружения на его колебания.

2.2. Экспериментальные результаты.

2.2.1. Изучение модельной трубы надкритического ротора, собранного из трёх труб подкритических роторов.

Теоретические оценки эффективности центрифуг различных типов, выполненные авторами ранее [1], показывают, что ротор, имеющий длину, примерно втрое превышающую длину подкритического ротора, является технически приемлемым и экономически эффективным решением. Поэтому мы взяли имеющиеся у нас углекомпозитные трубы для экспериментальных подкритических роторов и обработали их концевые участки так, чтобы можно было склеить однородный ротор утроенной длины. Затем мы измерили частоты изгибных резонансов для среднего и двух крайних фрагментов и склеили из них макет ротора, снабжённый теми же концевыми массами, а затем измерили первые четыре частоты изгибных колебаний полученного макета.

Подкритические фрагменты и синтезированный ротор показаны на рис. 2 на этом рисунке приведены также значения первых резонансных частот фрагментов и частот полученного макета надкритического ротора с первой по четвертую.

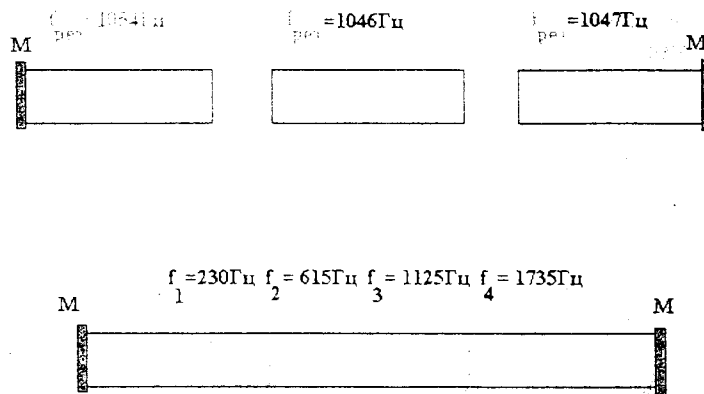


Рис 2. Резонансные частоты отдельных фрагментов и собранного из них надкритического ротора.

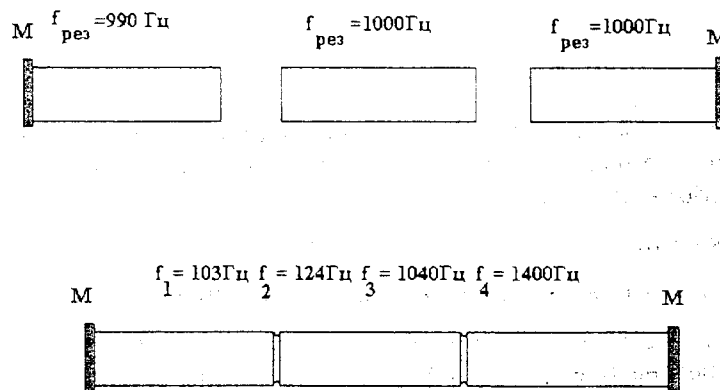


Рис 3. Резонансные частоты отдельных фрагментов и собранного из них надкритического ротора с сильфонными гофрами.

Проведя измерения на макете ротора с однородной трубой, мы из аналогичных фрагментов собрали неоднородный ротор, соединив их с помощью модельных сильфонных гофров, изготовленных из сплава В-95, и измерили первые четыре изгибных резонанса полученного неоднородного ротора с сильфонными проставками. Составной ротор и полученные значения резонансных частот показаны на рис 3.

Первая и вторая резонансные частоты, конечно, стали существенно ниже, причём на первом резонансе отчётливо проявилась нелинейность колебаний, связанная с тем, что сильфонный гофр имеет нелинейную зависимость напряжений от деформации, но третья резонансная частота оказалась практически не зависящей от того, берём ли мы отдельный фрагмент (для него это первая резонансная частота), или однородный ротор, или ротор с сильфонами. Это обстоятельство объясняется тем, что третий резонанс имеет вдоль ротора две зоны пере-

гиба, и эти зоны, в которых осевые напряжения близки к нулю, совпадают в данном случае с плоскостями расчленения ротора на фрагменты.

Полученные нами экспериментальные данные позволяют построить наглядную диаграмму относительной эффективности центрифуг с роторами различной длины с учётом резонансных эффектов. Такая диаграмма представлена на рис 4. На ней изображена, как опорная, плавно возрастающая зависимость эффективности центрифуги от длины ротора. Резонансные эффекты вырубает из этой кривой участки, где один из резонансов ротора совпадает с его рабочей частотой, поскольку работа такого ротора неустойчива.

На диаграмме нанесены также ограничения, налагаемые размещением центрифуг на стандартных ярусах. В данной работе показано, что высота центрифуги с ротором, работающим за третьим изгибным резонансом, равна высоте двух стандартных ярусов, что и отражено на диаграмме.

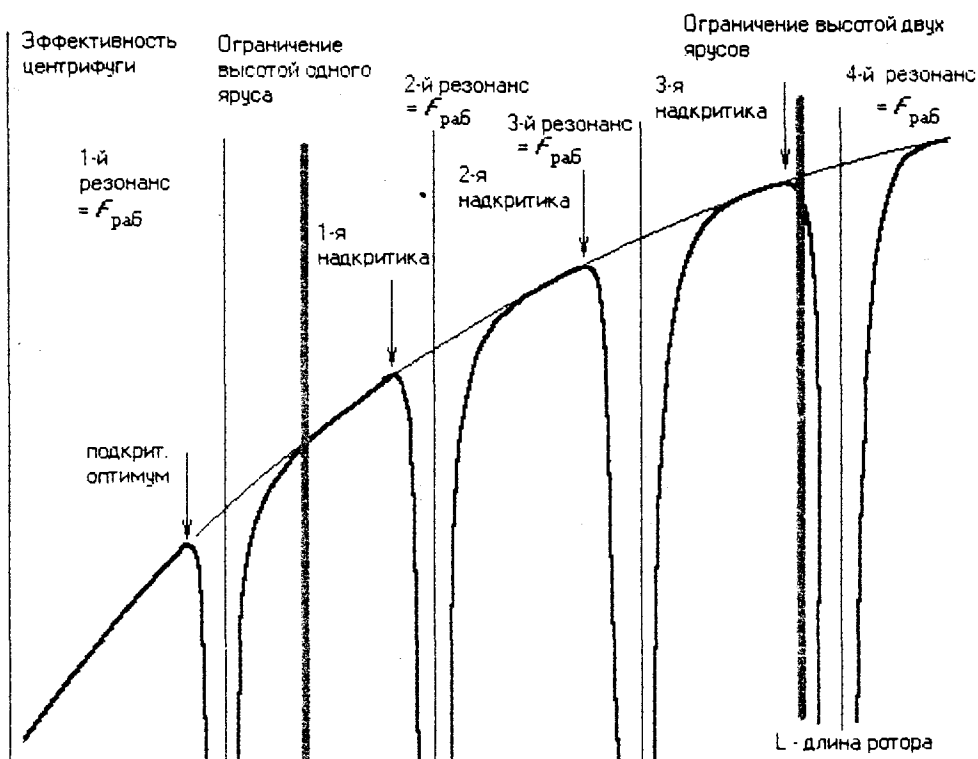


Рис 4. Диаграмма относительной эффективности центрифуг в зависимости от длины однородного углекомпозитного ротора. Пояснения в тексте.

2.2.2. Измерение вязкости (декремента затухания колебаний) однородной углепластиковой трубы и трубы с центральной зоной повышенной гибкости.

Гибкая приставка из углепластика с другой схемой намотки может существенно снизить первую резонансную частоту, которую нужно преодолеть при разгоне. Но её наличие может также существенно повысить вязкость трубы ротора в целом.

Мы проверили пригодность таких труб к работе за критическими частотами, измерив вязкость ротора с однородной и неоднородной трубой. Ротор акустически возбуждался динамиком на частоте первого резонанса, динамик отключался, и немедленно начиналась запись затухающих колебаний ротора с помощью компьютера, в цифровом виде. Обработка результатов показала, что ротор с однородной трубой имеет декремент затухания 0,01, а с неоднородной - 0,03, то есть втрое больше. Труба из сплава В-96Ц в тех же условиях эксперимента имела декремент затухания 0,005, и это значение, видимо, связано уже не с вязкостью сплава, а с трением колеблющейся трубы о воздух. Таким образом, создавая на трубе ротора участки повышенной гибкости, мы существенно увеличиваем его вязкость, что, как известно, создаёт опасность неустойчивости вращения в закритической области.

3. Заключение.

По понятным причинам в тексте доклада не приведены сведения о размерах и структуре намотки изучавшихся макетов труб для роторов центрифуг. Выполненные авторами измерения указывают на возможность создания высокопроизводительных центрифуг, имеющих надкритические роторы с однородной углекомполитной трубой вполне конкретных размеров и структуры намотки, работающих за третьим изгибным резонансом. Высота этих машин позволит оптимально расположить их в имеющихся цехах через один стандартный ярус.

У роторов с сифонными гофрами, позволяющими существенно понизить частоту третьего изгибного резонанса, существенно снизится также и частота четвертого резонанса, попав в зону рабочей частоты, и этот вопрос нуждается в дополнительном исследовании.

Углекомполитные трубы с участками повышенной гибкости имеют в несколько раз больший декремент затухания.

Авторы благодарят руководителей Сибирского химкомбината, Уральского электрохимического комбината и ОКБ Горьковского автозавода за поддержку данной работы и выражают признательность Б.В. Романову и В.И. Федулову за участие в этапах работы.

Литература.

1. И.Н. Андронов, Г.Ю. Григорьев, Ю.В. Вязовецкий, А.П. Сенченков, С.А. Сенченков "Сравнительные технико-экономические характеристики газовых центрифуг различных типов". Сборн. докл. на 4-й Всероссийской конф. по селекции атомов и молекул. Звенигород Окт. 1999 г., ЦНИИАТОМИНФОРМ.
2. У.Бермел, Е. Костер, Е. Ретц. "Обзор центрифужной технологии URENKO" В сборн. открытых публикаций по газовым центрифугам, М. 1995 г. Изд. РНЦ КИ.
3. В.М. Денисов "Влияние диаметра ротора на КПД центрифуги". Сборник докладов 2-й Всероссийской конф. по модификации атомов и молекул. ЦНИИАТОМИНФОРМ М. 1997 г.