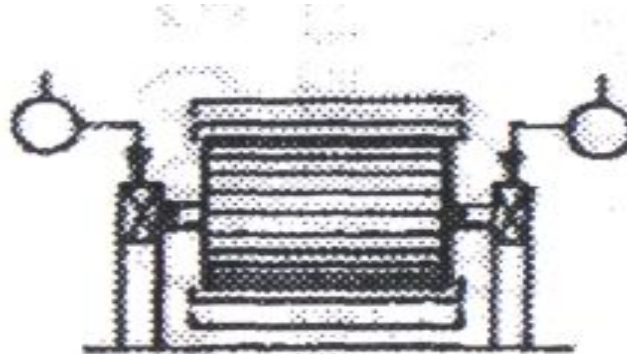
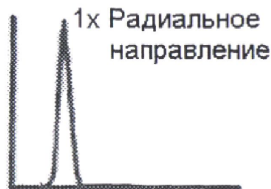


**Анализ неисправностей.
Вибрационные признаки
дефектов.**

Дисбаланс.

1.1. Статический (симметричный) дисбаланс.



При измерении вибрации на корпусах подшипников по обе стороны вала исходными данными для диагностики являются амплитудно-частотный спектр, фазово-частотный спектр, скорость вращения вала.

Датчики абсолютной вибрации устанавливаются на корпусах опорных подшипников

Диагностические признаки:
Амплитуда виброперемещения на оборотной частоте (1x) возрастает в одинаковом направлении.

пропорционально квадрату скорости вращения вала
(например обороты возросли в 3 раза, амплитуда виброперемещения в 9 раз).

Амплитуда виброскорости на оборотной частоте возрастает пропорционально скорости вращения вала.

Всегда присутствует и обычно доминирует гармоника 1x.

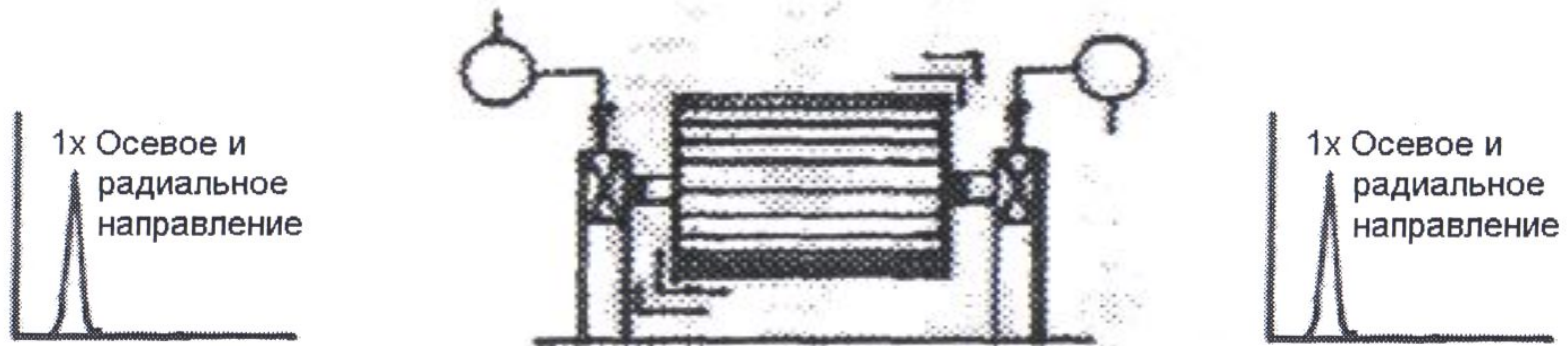
Статический дисбаланс отличается стабильными и одинаковыми фазовыми углами на оборотной частоте

при изменении скорости вращения вала.

Корректируется размещением только одного балансировочного груза в одной плоскости, проходящей через

Дисбаланс.

1.2. Динамический (кососимметричный) дисбаланс.



Динамический дисбаланс отличается разностью фаз на подшипниках, $\leq 180^\circ$.

1x всегда присутствует и обычно доминирует в спектре.

Амплитуда виброперемещения меняется в зависимости от квадрата скорости вращения вала.

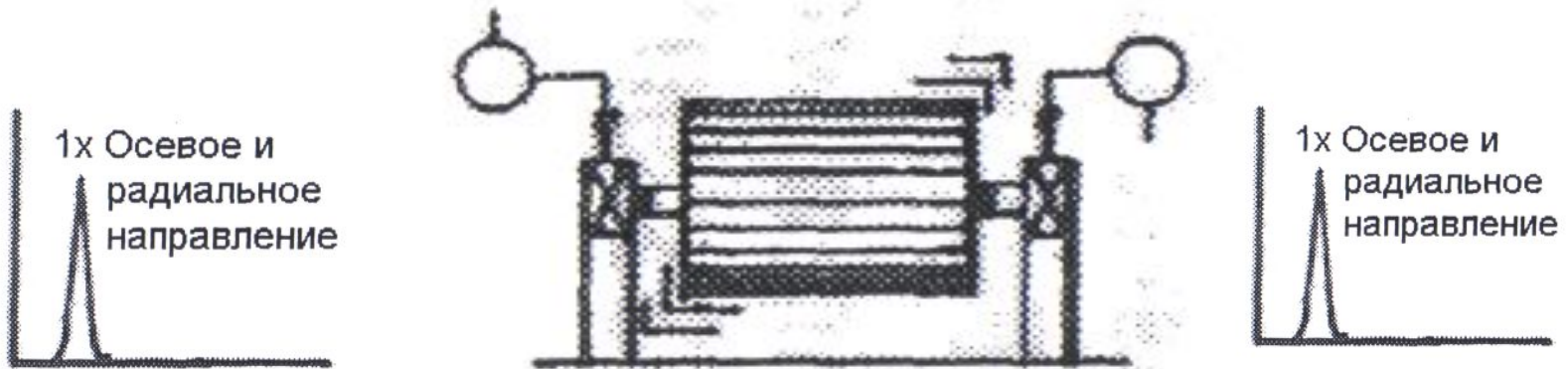
Может вызывать высокие осевые и радиальные вибрации.

Коррекция требует размещения грузов, по крайней мере, в 2-х плоскостях.

Разность фаз « 180° » существует при парных измерениях как в горизонтальной, так и в вертикальной плоскостях.

Дисбаланс.

1.3 Температурный дисбаланс.

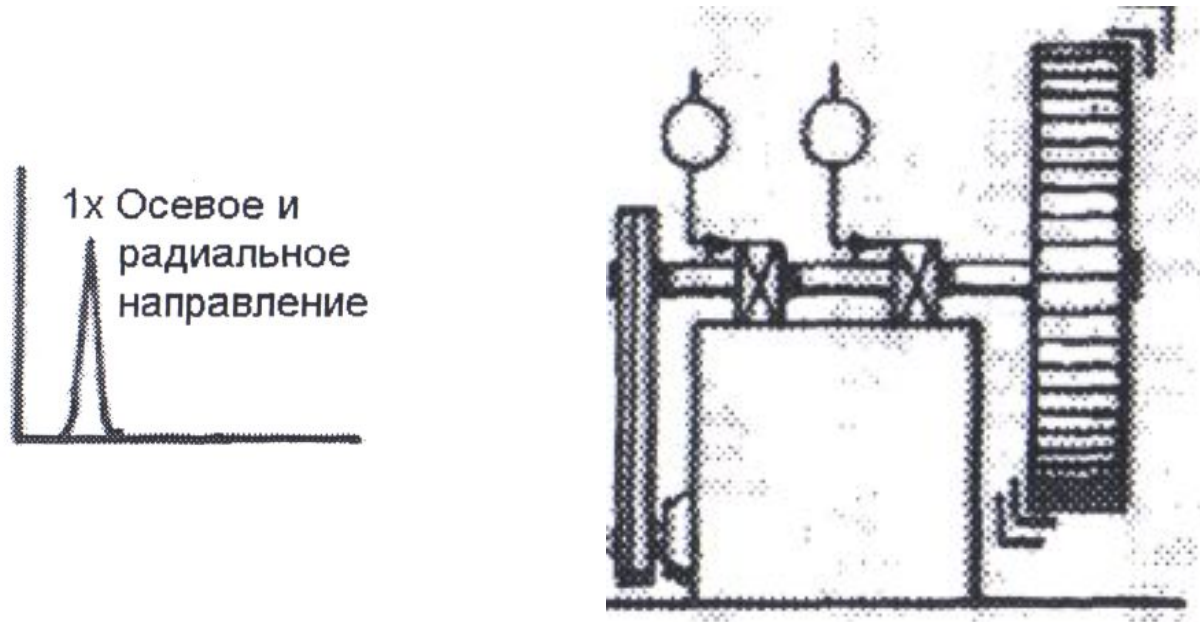


Характеризуется тем, что со временем (обычно в течение нескольких минут), по мере прогрева деталей агрегата, возрастают параметры 1x при постоянной скорости вращения вала. При достижении стабильной температуры деталей диагностические признаки аналогичны описанным в 1.1. и 1.2. (т.е. может быть как статическим так и динамическим)

Зачастую, при температурной деформации вала, проявляется значительная составляющая 1x в осевом направлении. Коррекция требует проверки состояния трущихся деталей агрегата.

Дисбаланс.

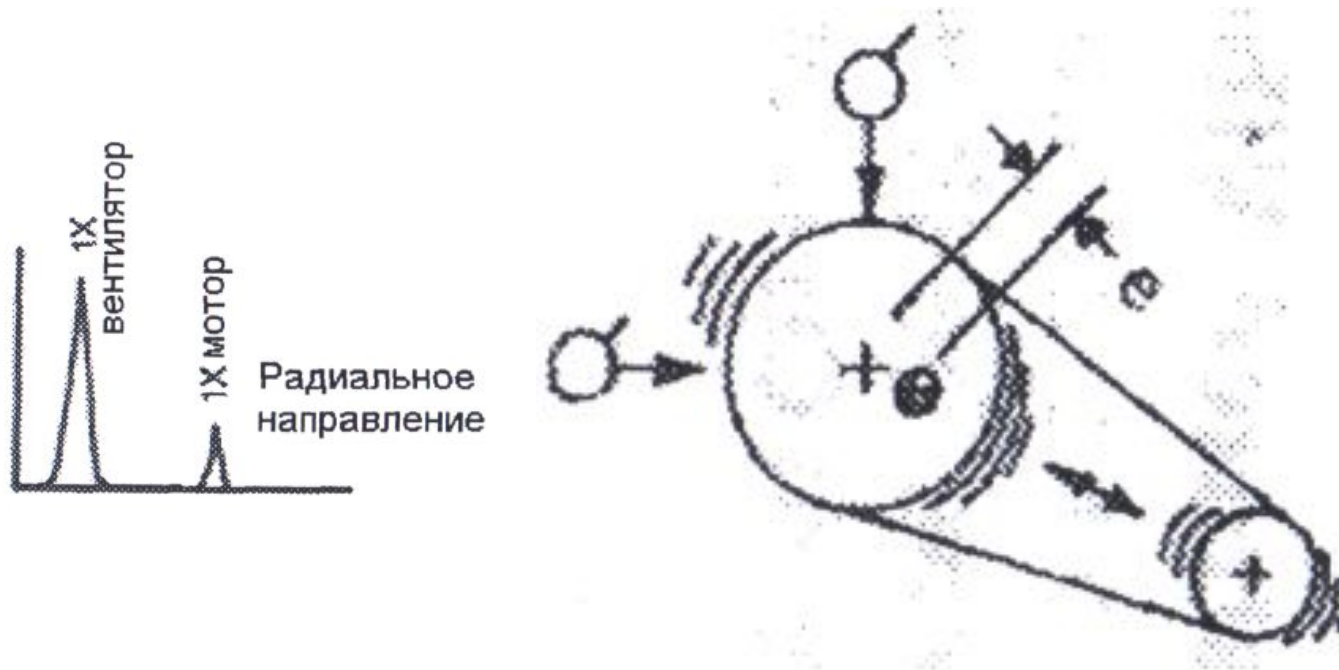
1.4. Дисбаланс ротора с консольной частью.



Дисбаланс консольного ротора вызывает высокую вибрацию 1 х как в осевом, так и радиальном направлении. Измерения в осевом направлении имеют тенденции быть в фазе, в то время как радиальные пары измерений имеют нестабильную разность фаз.

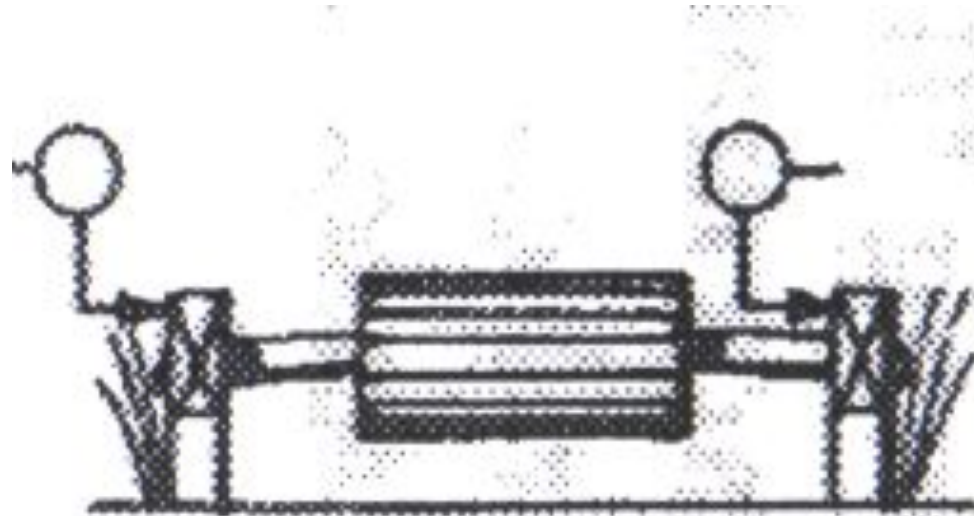
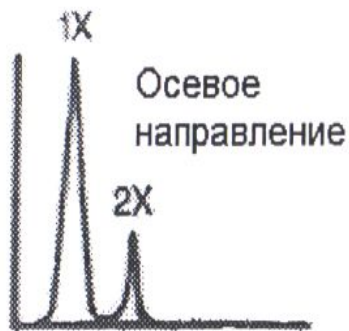
Консольные ротора часто имеют как статический, так и динамический виды дисбаланса, каждый из которых может потребовать коррекции.

2. Ротор с эксцентриситетом.



Эксцентриситет возникает, когда центр вращения не совпадает геометрическим центром. Наибольшая вибрация возникает на 1х того из роторов, который имеет эксцентриситет в направлении линии, проходящей через центры двух роторов. Разность фаз при одновременном измерении в горизонтальном и вертикальном направлениях дает либо 0° , либо 180° . Попытка балансировать ротор с эксцентриситетом часто приводит к тому, что, снижая вибрацию в одном радиальном направлении, увеличивают ее в другом направлении (в зависимости от величины эксцентриситета).

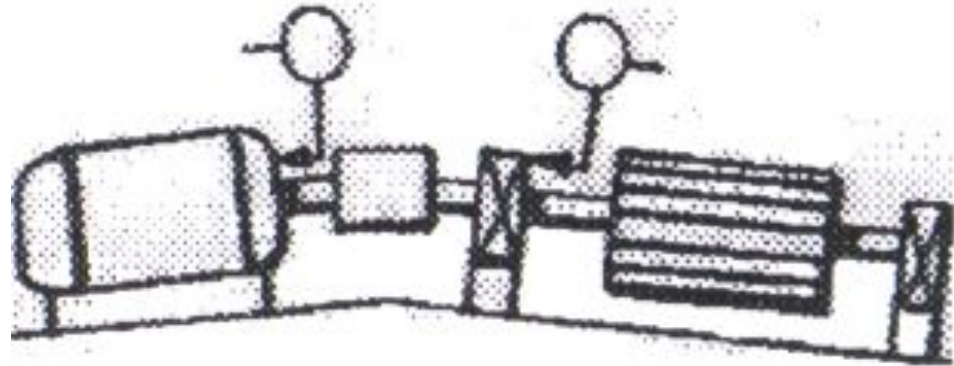
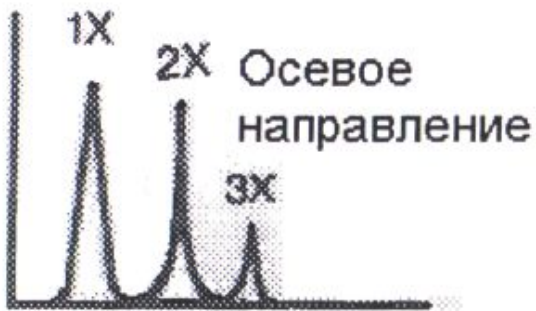
3. Изогнутый вал.



Изгиб вала приводит к высокой осевой вибрации с разностью фаз при осевом измерении « 180° ». При изгибе вблизи центра вала обычно доминирует вибрация 1х. Если изгиб у муфты, то доминирует 2х. Будьте осторожны с учетом ориентации датчика при каждом осевом измерении в том случае, когда вы развернули датчик на 180° . См. также зависимость от прогрева. Стационарный изгиб вала может произойти, если прогретый ротор после остановки не проворачивают валоповоротом до достижения его температуры температуры окружающей среды.

4. Расцентровка валов.

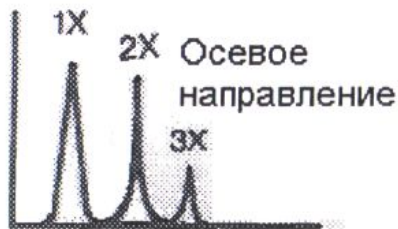
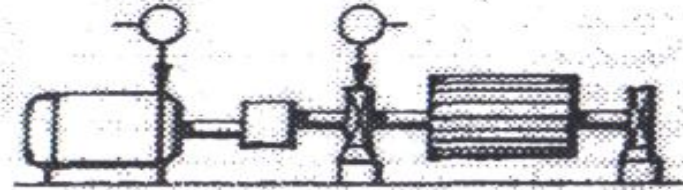
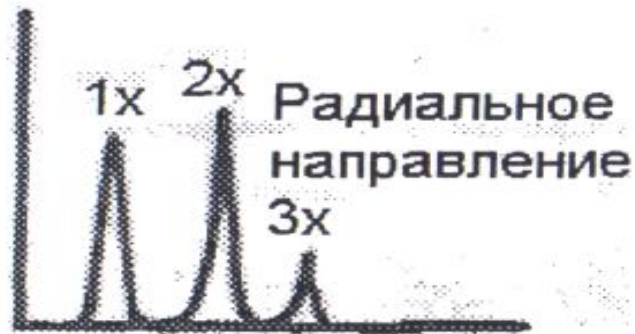
4.1 Угловая расцентровка.



Угловая расцентровка характеризуется высокой осевой вибрацией и разностью фаз 180° при измерениях с двух сторон относительно муфты. Обычно в осевом направлении преобладают гармоники 1х и 2х, однако не исключено преобладание любой из компонент 1х, 2х или 3х. Эти симптомы могут указывать на дефекты муфты, например закусывание или закоксовывание.

4. Расцентровка валов.

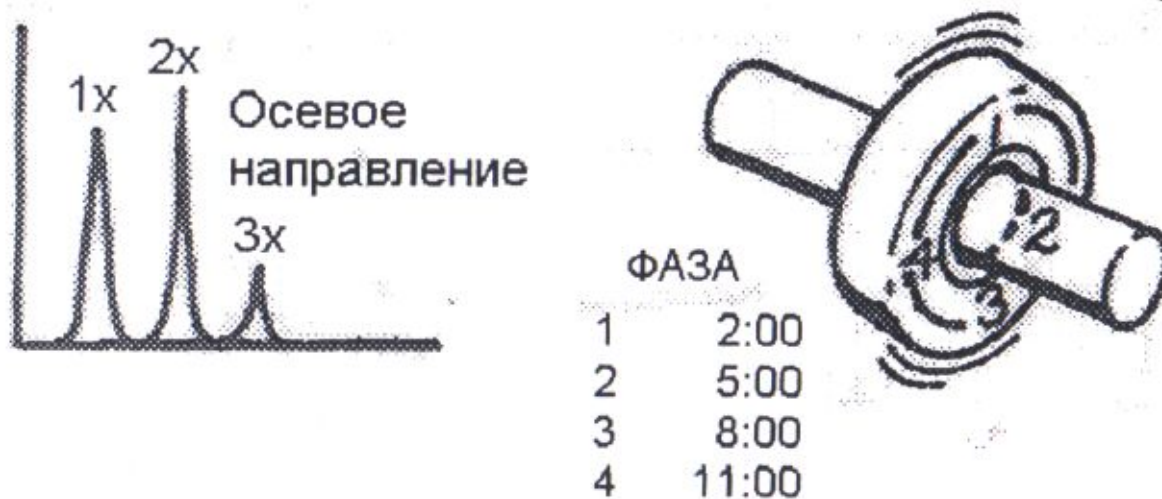
4.2. Параллельная (радиальная) расцентровка.



Параллельная расцентровка имеет симптомы, аналогичные симптомам угловой расцентровки, однако вызывает высокую радиальную составляющую с разностью фаз до 180° при измерениях с двух сторон от муфты. Составляющая 2х часто выше, чем 1х, однако соотношение 2х и 1х часто определяется типом муфты и особенностями конструкции. При большой угловой или радиальной расцентровке могут возникать и более высокие гармоники (4х ч- 8х) или даже целые серии высокочастотных гармоник, соответствующие, по характеру спектра, дефекту «механическая разболтанность». Конструкция муфты при сильных расцентровках часто оказывает сильное влияние на форму

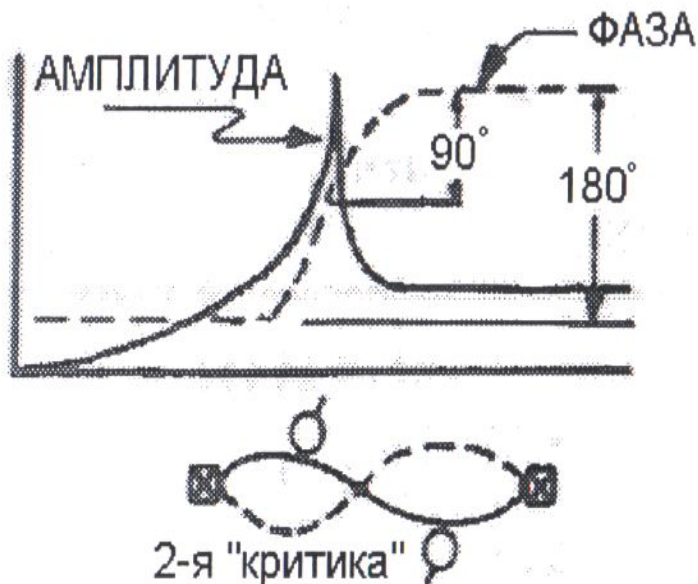
4. Расцентровка валов

4.3. Перекос подшипника на валу.



Перекошенный подшипник будет генерировать значительную осевую вибрацию, вызывать «качание» ротора и давать разницу фаз $\ll 180^\circ$ при одновременном измерении в осевом направлении на корпусе одного подшипника в точках верх - низ, право - лево. Попытки центровки муфты или балансировки ротора не помогут решению проблемы. Подшипник должен быть заменен и правильно установлен.

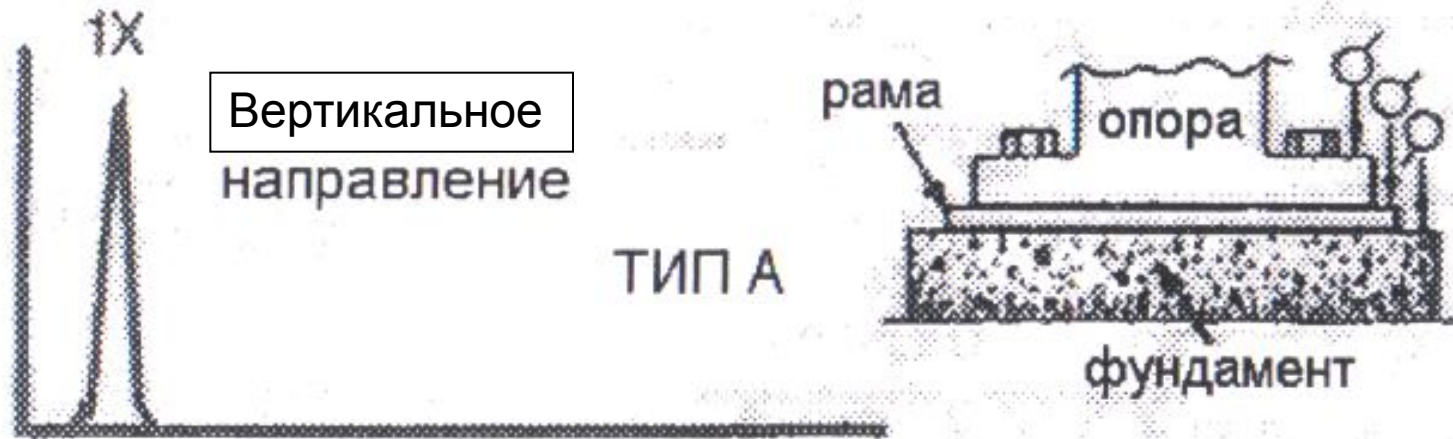
5. Резонанс вала.



Резонанс возникает при совпадении частоты вынужденных колебаний с собственной частотой системы и может привести к очень сильному росту амплитуды и тяжелой аварии. Частота резонанса может соответствовать собственной частоте ротора, однако резонанс может возникнуть от опорной рамы, фундамента и даже приводных ремней. Если ротор находится в резонансе или близок к нему, то почти невозможно провести балансировку вследствие сильного изменения фазового угла (90° при резонансе, около 180° после прохождения резонанса). Часто необходимо изменить собственную частоту системы. Наиболее ярким диагностическим признаком является резкое изменение уровня вибрации при незначительном изменении скорости вращения вала. Как правило это ошибка конструирования

6. Механическая разболтанность.

6.1. Разболтанность типа А.

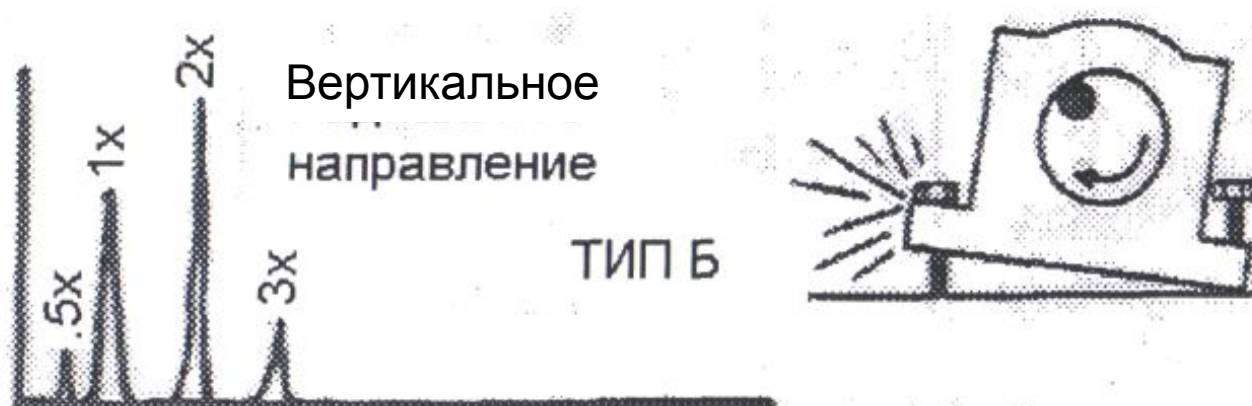


Тип А возникает при разболтанности конструкции – снижении жесткости опоры машины – рамы или фундамента, деформация или выкрашивание бетонной заливки, ослабление затяжки фундаментных болтов, деформация рамы или основания (например, плохое прилегание опорной лапы машины).

Характеризуется тем, что составляющая $1x$ при неизменных режимах эксплуатации агрегата начинает возрастать по результатам продолжительного мониторинга. Определяется при снятии контурных характеристик вертикальной составляющей вибрации. При фазовом анализе этих составляющих можно обнаружить разность фаз $\ll 180^\circ$ при вертикальных измерениях на опорной лапе машины, опорной плите и собственно фундаменте.

6.2. Разболтанность типа

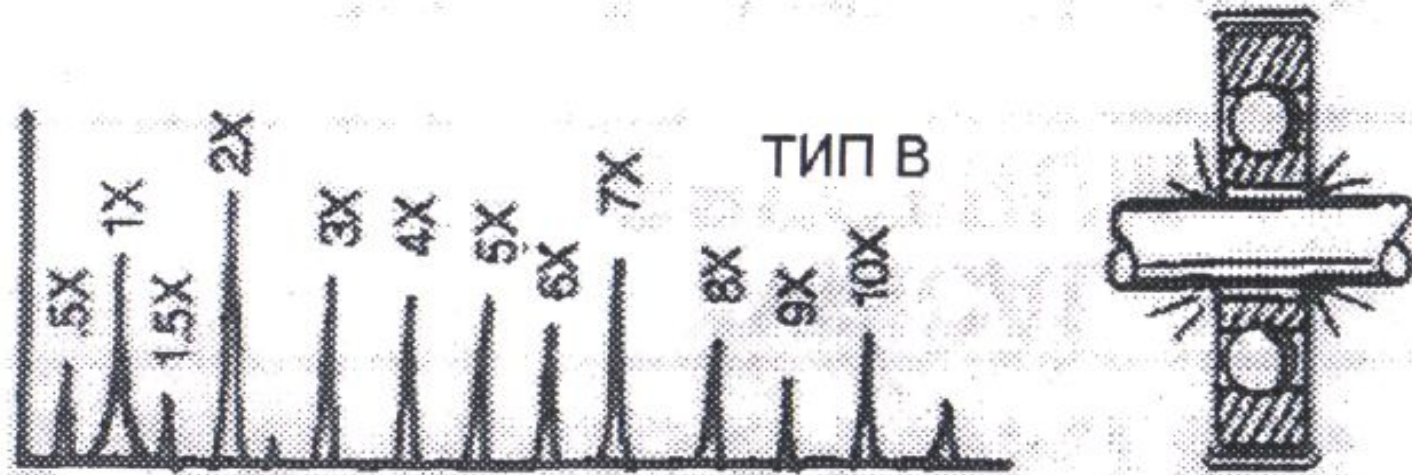
Б.



Тип Б обычно вызывается освобождением болтов крепления лапы машины, трещинами в элементах рамы или подшипниковой опоры.. Характеризуется появлением составляющих вибрации корпуса на 1x,2x,3x,0.5x, а при сильной разболтанности - появлением высокочастотных составляющих не кратных оборотным частотам из-за ударных процессов.

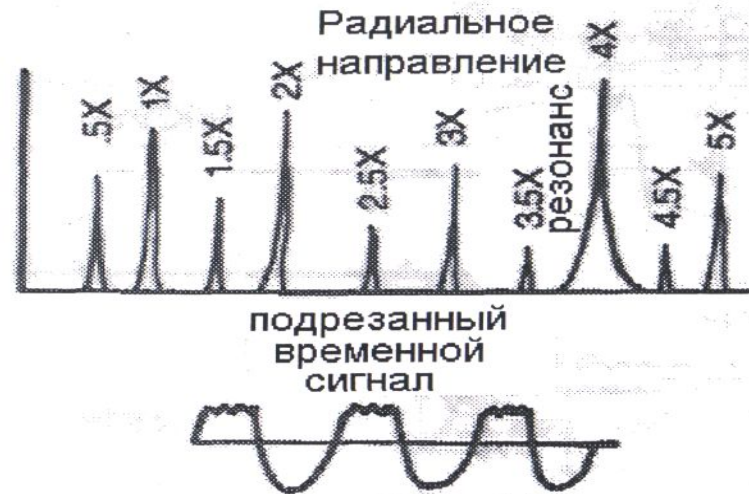
6.3. Разболтанность типа

В.



Тип В обычно связан с исчезновением натяга между деталями, что приводит к появлению многочисленных гармоник вибрации корпуса подшипника из-за нелинейной реакции разболтанных деталей на динамические силы от ротора. Приводит к «подрезанию» синусоидальной волны во временном сигнале. Тип В часто вызывается освобождением вкладыша подшипника в корпусе, чрезмерным зазором в подшипнике качения или скольжения, снятием натяга колеса на роторе. Фаза при дефекте типа В часто нестабильна и может сильно меняться.

7. Задевание потопа.



Признаки задевания ротора аналогичны признакам механической разболтанности, когда вращающиеся детали контактируют со статорными деталями. Задевание может быть частичным или полным (в течении полного оборота ротора). Обычно возникает серия гармоник, часто возбуждается один или несколько резонансов. Часто возбуждаются субгармоники оборотной частоты ($1/2$, $1/3$, $1/4$, $1/5$, ..., $1/n$) в зависимости от положения собственных частот ротора. Задевание ротора может возбуждать много высших гармоник (подобных широкополосному шуму). Задевание может давать сильные краткосрочные всплески вибрации при контакте вала с баббитом подшипника. Менее сильная вибрация возникает при задевании в уплотнении, задевании лопатки о стенку, предохранительного кожуха муфты о вал. В последнем случае возможны проявления признаков теплового дисбаланса (см.1.3).

8. Дефекты подшипников скольжения.

8.1. Износ / чрезмерный зазор.



При сильном износе подшипника скольжения в спектре вибрации опоры подшипника обычно появляется полная серия оборотных гармоник (до 10х или 20х). На изношенных подшипниках вибрация в вертикальном направлении часто превышает горизонтальную вибрацию. При чрезмерном зазоре в подшипнике даже небольшой дисбаланс или расцентровка могут вызвать высокую вибрацию, которая была бы значительно ниже при номинальном зазоре.

Безошибочно чрезмерный износ\зазор в подшипнике скольжения можно определить, если установлены токовихревые датчики вибрации ротора. Орбиты оси ротора нестабильны, видны заедания о приливы (при сегментных подшипниках). Чрезмерный износ\зазор можно в этих случаях определить также сравнением постоянной составляющей зазора «датчик-вал» в положениях остановки и на рабочих оборотах с номинальным зазором в подшипнике.

8. Дефекты подшипников скольжения.

8.2. Масляный вихрь.



Масляный вихрь возникает на частотах 0.42 ч- 0.48 х и часто имеет очень высокую амплитуду. Считается недопустимым, если амплитуда виброперемещения ротора от «масляной вибрации» превышает 50% от величины зазора. Масляный вихрь возбуждается масляной пленкой при отклонении от нормальных эксплуатационных условий (коэффициент эксцентриситета, угол смещения). При этом возникает масляный гребень, который раскачивает вал в подшипнике. Дестабилизирующая сила в направлении вращения приводит к прецессии. Вихрь является принципиально нестабильным, поскольку он увеличивает центробежные силы, которые, в свою очередь, способствуют росту вихревых сил. Масляный вихрь делает невозможным поддержку вала на масляном клине или приводит к нестабильности вала, когда частота вихря совпадает с собственной частотой ротора. На развитие масляного вихря влияют изменения вязкости и давления масла, а также статические нагрузки, что является одним из диагностических параметров.

8. Дефекты подшипников скольжения.

8.3. Масляная неустойчивость.



Масляная неустойчивость возникает при работе машины на второй кратности критической частоты ротора или выше ее. Когда ротор проходит вторую кратность критической частоты, то частота масляного вихря будет очень близка к критической частоте ротора, что приводит к чрезмерной вибрации масляной пленки и ее неспособности удерживать ротор. Частота вихря «запирается» на критической частоте ротора и сохраняется постоянной, даже если число оборотов машины повышается.

9. Подшипники качения (4 стадии развития дефекта).

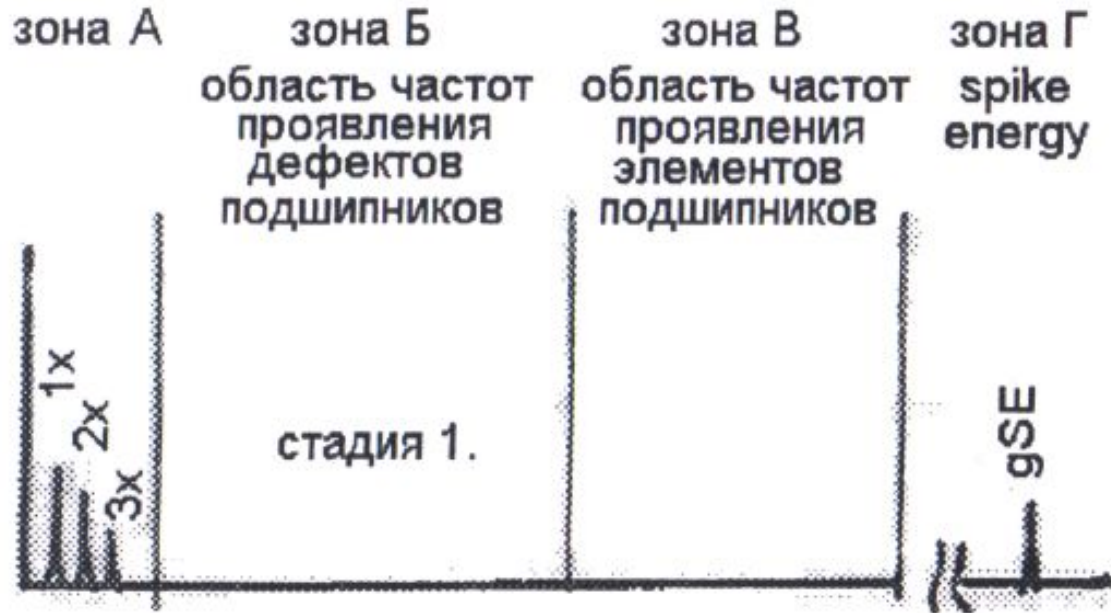
Частоты проявления элементов подшипников

Вид дефекта	Формула
Частота вращения сепаратора	$f_c = 0.5 \cdot f \cdot (1 - d/D \cdot \cos \alpha)$
Частота вращения тел качения	$f_{т.к} = 0.5 \cdot f \cdot D/d \cdot [1 - (d/D \cdot \cos \alpha)^2]$
Частота перекатывания тел качения по наружному кольцу	$f_{н.к} = 0.5 \cdot z \cdot f \cdot (1 - d/D \cdot \cos \alpha)$
Частота перекатывания тел качения по внутреннему кольцу	$f_{в.к} = 0.5 \cdot z \cdot f \cdot (1 + d/D \cdot \cos \alpha)$

z - число шариков или роликов;
 d - диаметр шарика или ролика;
 D - диаметр средней окружности;
 α - контактный угол, град;
 f - частота вращения внутреннего кольца при неподвижном внешнем кольце, измеренная в Гц.

9. Подшипники качения (4 стадии развития дефекта).

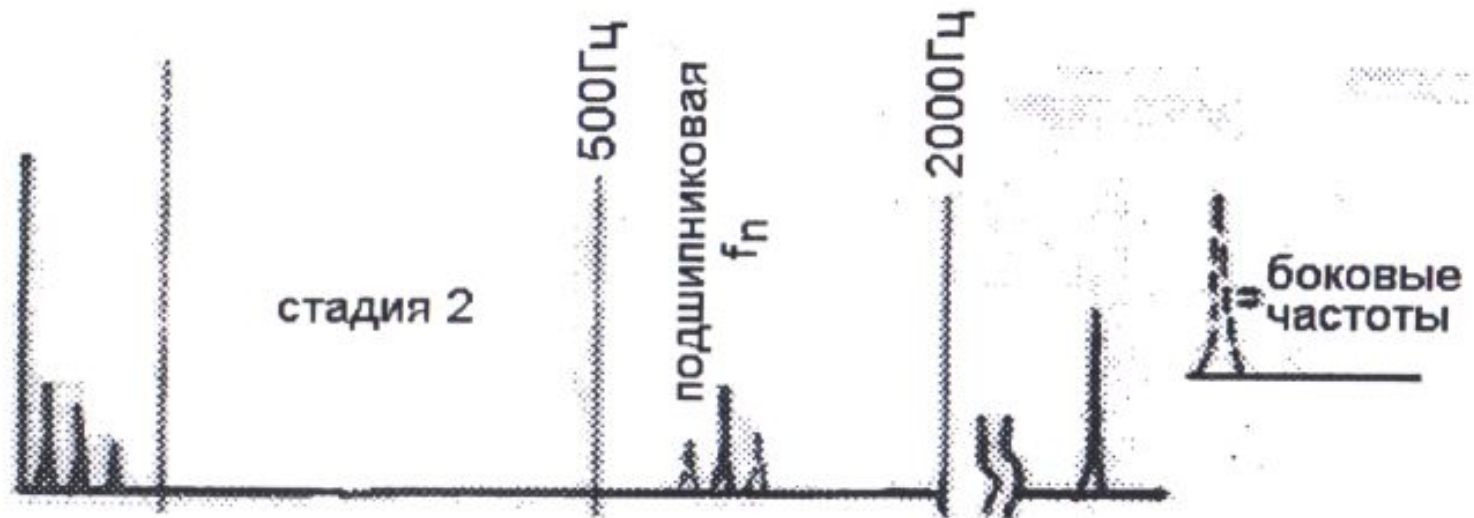
Стадия 1.



Самые ранние проявления дефектов возникают в зоне ультразвуковых частот, начиная примерно с 20 - 60 кГц. Эти частоты регистрируются методами Spike Energy (энергия ударных импульсов) (единица измерения gSE), HFD (высокочастотными измерениями виброускорения) (g), (измерениями в узком диапазоне собственных частот датчиков) Shock Pulse (dB). К примеру, Spike Energy может составлять 0.25 gSE на стадии 1 (реальное значение зависит от точки измерения и числа оборотов).

9. Подшипники качения (4 стадии развития дефекта).

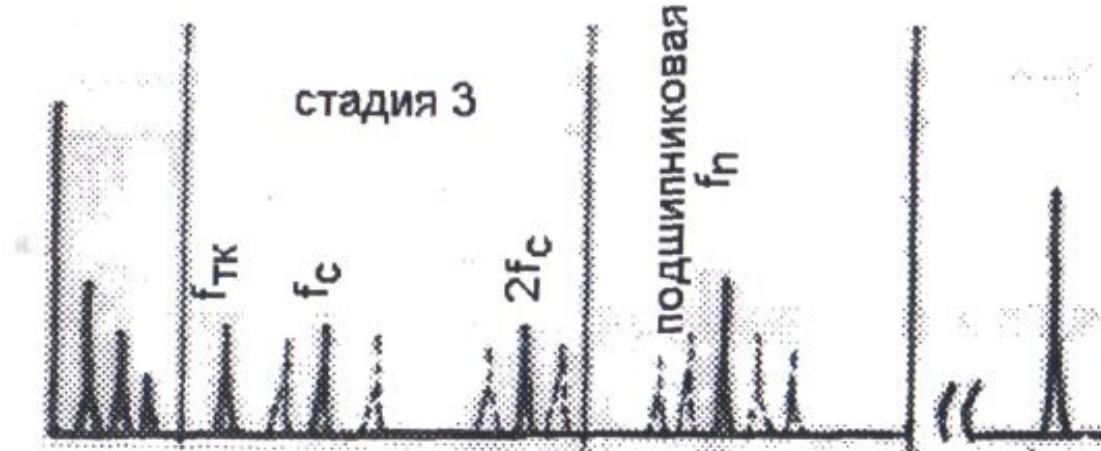
Стадия 2.



Небольшие дефекты подшипников вызывают «звон» подшипниковых компонент на собственных частотах, которые обычно находятся в диапазоне 500 - 2000 Гц. К концу стадии 2 ниже и выше собственных частот появляются боковые частоты. Spike Energy растёт (к примеру, 0.25 до 0.50 gSE).

9. Подшипники качения (4 стадии развития дефекта).

Стадия 3.



Появляются частоты и гармоники проявления дефектов подшипников качения. По мере развития износа появляется все больше гармоник и боковых частот как вокруг частот проявления дефектов, так и вокруг собственных частот. Spike Energy продолжает расти (например, с 0.5 до 1 gSE). Износ на этой стадии уже обнаруживается визуально, причем он распространяется по значительной части окружности подшипника. Интенсивному износу соответствуют достаточно сформированные боковые полосы вокруг гармоник, соответствующих частотам проявления дефектов. В этот период подшипник подлежит замене.

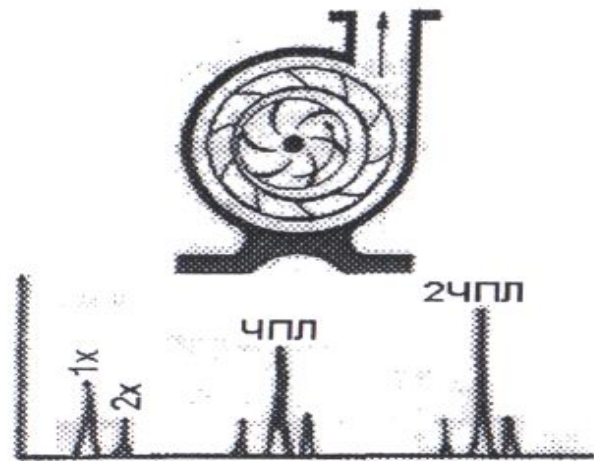
9. Подшипники качения (4 стадии развития дефекта).

Стадия 4.



На этой стадии начинает расти амплитуда 1 x об/мин, а также многие из оборотных гармоник. Дискретные компоненты частот проявления дефектов и собственных частот начинают исчезать и заменяются случайным широкополосным высокочастотным шумом. Кроме того, амплитуда как высокочастотного шума, так и Spike Energy могут начать снижаться, однако непосредственно перед разрушением Spike Energy обычно сильно растет.

10. Центробежные нагнетатели. Гидравлические и аэродинамические силы.



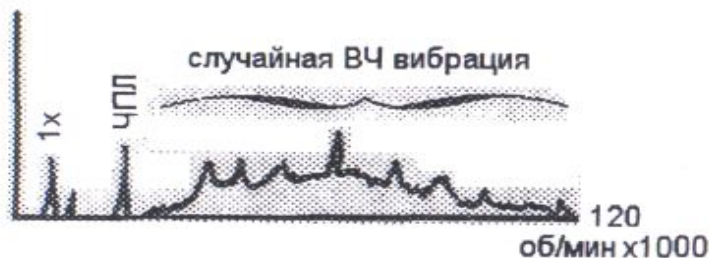
10.1. Частота прохождения лопаток.

Частота прохождения лопаток равна числу лопаток, умноженному на частоту вращения. Эта частота всегда присутствует в насосах, вентиляторах и компрессорах и обычно неопасна. Однако большие амплитуды ЧПЛ (и гармоник) обычно генерируются в тех случаях, когда зазор между роторными и диффузорными лопатками неодинаковы по окружности. ЧПЛ (или гармоники) могут иногда совпадать с собственной частотой системы, вызывая высокую вибрацию. Высокие уровни ЧПЛ могут вызываться резкими изгибами в трубе (или воздуховоде), создающими возмущение в потоке, или при эксцентричном положении ротора насоса (вентилятора) в корпусе.



10.2. Турбулентность потока.

Турбулентность потока возникает в воздуходувках вследствие колебаний давления или скорости воздуха, проходящего через вентилятор или воздуховоды. Эти несплошности потока вызывают турбулентность, которая генерирует случайные низкочастотные колебания, обычно в диапазоне частот от 1 Гц до 30 Гц.



10.3. Кавитация.

При кавитации обычно генерируется случайная широкополосная высокочастотная вибрация, которая иногда складывается с энергией гармоник от частот прохождения лопаток. В большинстве случаев кавитация связана с недостаточным давлением всасывания. Кавитация оказывает разрушительное воздействие на внутренние элементы гидромашин. В частности, происходит эрозия лопаток рабочего колеса. Появление кавитации определяется по звуку, напоминающему «прохождение гальки» через насос.

11.Зубчатые пары.

11.1. Нормальный спектр.



В нормальном спектре имеются 1х, 2х и частота зацепления (ЧЗ).
Вокруг ЧЗ обычно имеются боковые частоты частот вращения.
Все пики имеют низкие амплитуды, отсутствуют собственные резонансные частоты колес.

11.Зубчатые пары.

11.2. Износ зубьев.

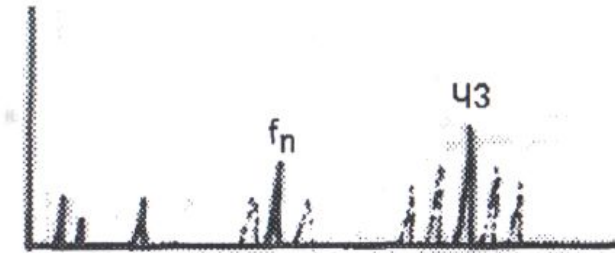


Ключевым индикатором износа зубьев является возбуждение собственной частоты колеса с боковыми частотами, расположенными с интервалами, равными $1 \times$ дефектного колеса. Амплитуда на частоте зацепления (ЧЗ) может измениться, но может остаться без изменения, однако при значительном износе вокруг ЧЗ появляются боковые частоты значительной амплитуды. Боковые частоты являются лучшим индикатором износа, чем сами ЧЗ.

11.3.Зубчатые пары.

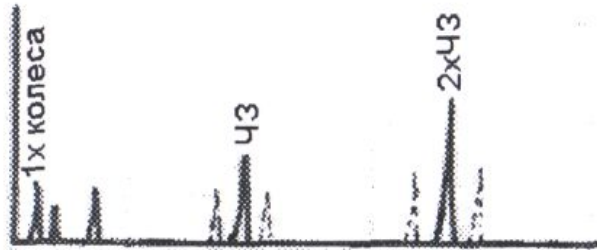
11.3. Перегрузка зубьев.

ЧЗ часто весьма чувствительны к нагрузке. Высокие ЧЗ не всегда указывают на наличие проблемы, особенно если боковые частоты остаются низкими и не возбуждаются собственные частоты. Виброанализ необходимо проводить при максимальной нагрузке зубчатой пары.



11.4. Эксцентриситет колеса и люфт.

При эксцентриситете колеса, люфте в зубчатом зацеплении, непараллельности валов вокруг ЧЗ возникают сравнительно высокие боковые частоты, связанные с модулированием вращения одного вала частотой вращения другого вала. Дефектное колесо определяется по расстоянию между боковыми частотами. Неправильный межосевой зазор (люфт) обычно возбуждает ЧЗ и собственную частоту колес, причем обе эти частоты будут окружены боковыми частотами с шагом $1x$. При наличии люфта амплитуда ЧЗ по мере роста нагрузки может уменьшаться.



11.5. Расцентровка зубчатой пары.

Расцентровка зубчатой пары почти всегда возбуждает $2x$ или более высокие гармоники ЧЗ, окруженные боковыми частотами с шагом $1x$. Часто амплитуда $1x$ ЧЗ будет мала при намного более высоких уровнях $2x$ ЧЗ или $3x$ ЧЗ. Если частотный диапазон измерительного канала позволяет проводить высокочастотные измерения, то желательно расширить диапазон по крайней мере до частоты $2x$ ЧЗ.



11.Зубчатые пары.

11.6. Трещины или излом зуба.



Этот дефект будет возбуждать высокую амплитуду 1x дефектного колеса плюс собственную резонансную частоту f_n с боковыми частотами с шагом 1x. Диагностирование сломанного зуба лучше всего проводить по временной реализации, в которой будут хорошо видны периодические всплески в момент зацепления дефектного зуба. Время между импульсами (Δ) будет соответствовать обратному периоду дефектного колеса. Амплитуды ударных импульсов во временной реализации часто могут оказаться значительно выше, чем 1x в спектре.

12. Дефекты, связанные с электрооборудованием.

12.1. Эксцентриситет статора, межвитковое замыкание, ослабление набора пластин сердечника.



При появлении дефектов в статоре электродвигателя возникает высокая вибрация $2x$ линейной частоты ($2F_L$). При эксцентриситете статора возникает неравномерный радиальный зазор между статором и ротором, вызывающий вибрацию в определенном направлении. Неравномерность воздушного зазора не должна превышать 5% для асинхронных двигателей и 10% для синхронных двигателей. Нежесткость крепления одной из опор двигателя или коробление основания могут привести к эксцентриситету статора. Ослабление пластин статора происходит из-за нежесткости опор. Межвитковое замыкание может вызвать неравномерный локализованный нагрев, который может привести к изгибу ротора. Вызывает вибрацию, связанную с нагревом и иногда существенно возрастающую в процессе длительной эксплуатации.

12. Дефекты, связанные с электрооборудованием.

12.2. Эксцентриситет ротора. (Переменный осевой зазор).



Ротора с эксцентриситетом создают переменный вращающийся воздушный зазор, создающий пульсирующую вибрацию (обычно с частотой между $2F_L$ и ближайшей гармоникой оборотной частоты). Часто необходим режим расширения (ZOOM) для разделения частоты $2F_L$ и двойной оборотной частоты ротора с эксцентриситетом генерируют частоту $2F_L$, окруженную боковыми частотами с шагом, равным частоте прохождения полюсов (F_p - частота прохождения полюсов = частоте скольжения \times число полюсов), а также боковые частоты с шагом F_p вокруг оборотной частоты. Возникает и сама частота F_p в зоне низких частот. Обычно значения F_p составляют 0.3 - 2.0 Гц.

12.3. Дефекты

роторов

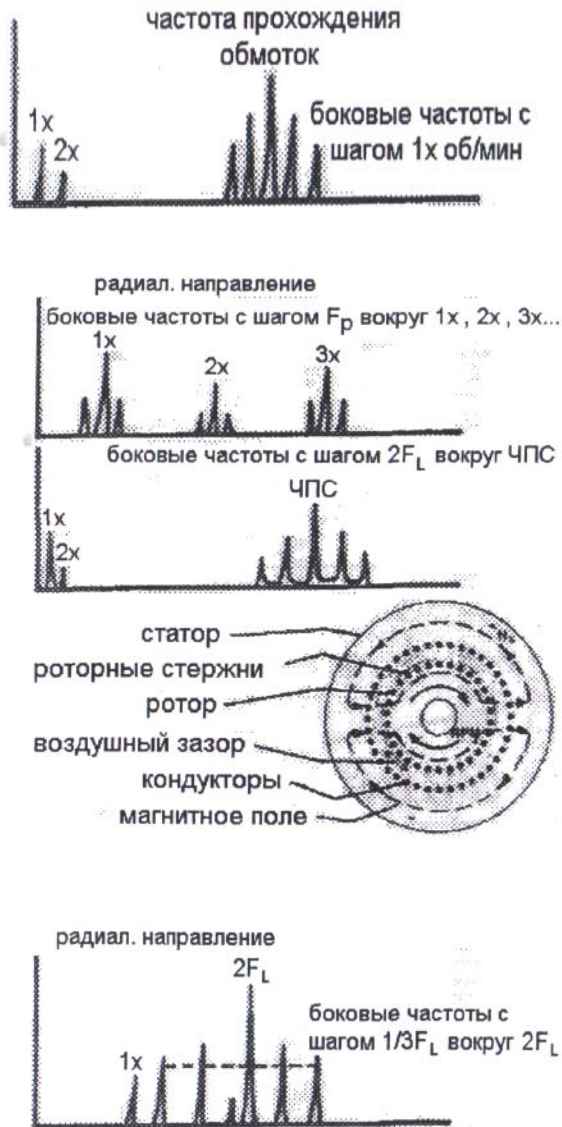
Наличие изломов или трещин в стержнях или замыкающих кольцах, ослабление соединений между стержнями и кольцами или межвитковые замыкания приводят к высокой оборотной вибрации $1x$ с боковыми частотами с шагом F_r . Кроме того, сломанные стержни генерируют боковые частоты с шагом F_r вокруг гармоник $3x$, $4x$ и $5x$ оборотной частоты. Неплотное соединение роторных стержней определяется наличием боковых частот с шагом $2x$ линейной частоты $2F_l$ вокруг частоты прохождения стержней (ЧПС) и/или гармоник ЧПС (ЧПС = число стержней \times об/мин). Часто возбуждаются высокие уровни $2x$ ЧПС при небольшой амплитуде $1x$ ЧПС.

12.4. Перекос фазы. (Обрыв или нарушение сплошности жилы подводящего кабеля).

Эти дефекты могут вызывать интенсивную на двойной линейной частоте $2F_l$ с боковыми частотами, расположенными с шагом одна треть линейной частоты ($F_l/3$). Уровни вибрации на частоте $2F_l$ могут превышать 25 мм/сек. Проблема становится особенно серьезной, когда дефектная жила периодически контактирует / неконтактирует.

12.5. Синхронные двигатели. (Ослабление статорных

обмоток) Ослабление статорных обмоток в синхронных двигателях возбуждает сравнительно высокую вибрацию на частоте прохождения обмоток (ЧПО), равной числу статорных обмоток x об/мин (число статорных обмоток = число полюсов \times число обмоток на каждом полюсе). Частота прохождения обмоток будет окружена боковыми частотами с шагом $1x$ об/мин.



15. Трубопроводы.

При вибрационном диагностировании этого вида оборудования необходима информация и прямые измерения параметров пульсирующего потока.

Процессы вибрации трубопроводов можно разделить на две группы: низкочастотная вибрация – вибрация, характеризующаяся динамическим искажением оси трубопровода;

высокочастотная вибрация – вибрация, характеризующаяся динамическим искажением формы сечения трубопровода.

Первая группа свойственна, как правило, трубопроводам поршневых нагнетателей (поршневые компрессоры, плунжерные насосы). Однако существует довольно значительная группа объектов с центробежными нагнетателями на которых также может возникнуть низкочастотная вибрация трубопроводов – это разветвленные коллекторные системы обвязок газокompрессорных станций с высокорасходными нагнетателями.

Вторая группа свойственна для трубопроводов большого диаметра примыкающих к высокорасходным центробежным нагнетателям.

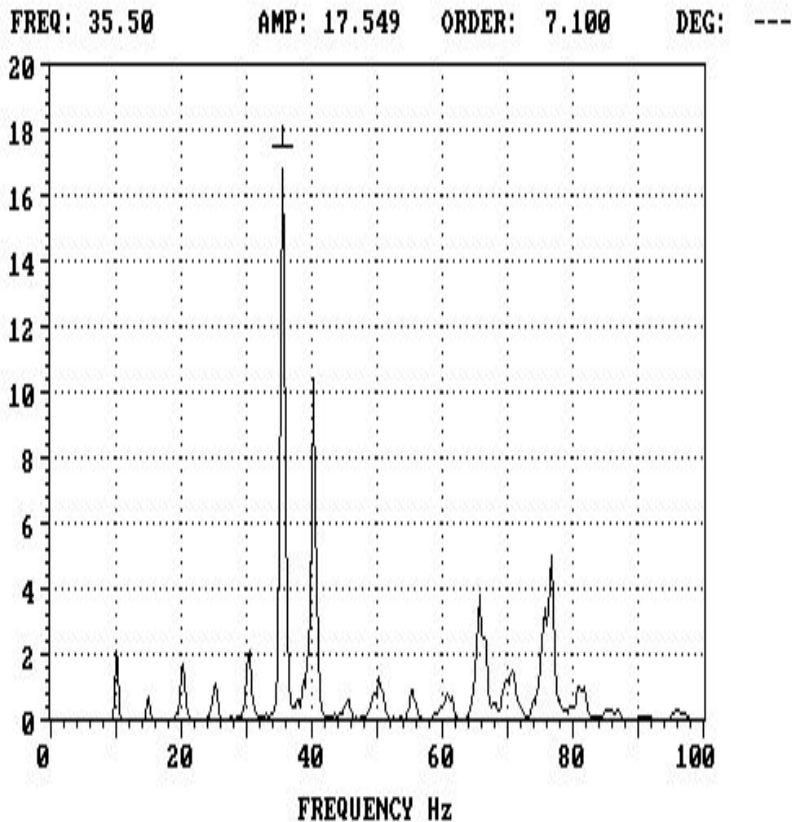
15.1. Низкочастотная вибрация труб поршневых нагнетателей.

Причинами повышенной вибрации этого типа могут быть:

- повышенная пульсация давления и скорости потока газа;
- резонансные условия возбуждения вибрации;
- слабая опорная система;

SET: AGR3
POINT ID: A3TN2Y
WINDOW: HANNING
DETECT: RMS

TYPE: FFT DATE: 03-FEB-94 06:46:48
DESC: KOLNDO
LINES: 400 AVER: 6 FREQ: 0 - 100 Hz
RPM: 300 THRESHOLD: 20.0000 UNITS: мм/сек



Вибрация этого типа появляется на частотах:

$$f = N k_u T n / 60 \quad (5.1)$$

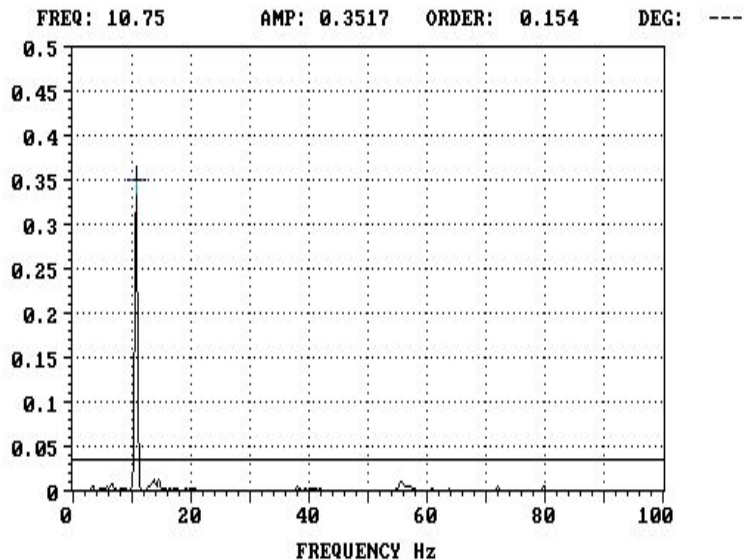
где $N=1,2,3,\dots$; k_u – количество цилиндров нагнетателя; T - тип действия цилиндра ($T=1$ – простого действия, $T=2$ – двойного действия); n – скорость вращения вала нагнетателя.

Диагностирование причин вибрации проводится по следующим данным:

- результатам контрольных измерений вибрации и пульсации давления
- результатам расчета собственных частот трубопровода
- соотношению измеренных частот спектра пульсации трубопровода и рассчитанных собственных частот;
- расчету спектра сил от пульсирующего потока газа
- соотношению амплитуд составляющих спектров вибрации и сил.

15.2. Высокочастотная вибрация труб высокорасходных центробежных нагнетателей.

SET: VIATKA-16 TYPE: FFT DATE: 25-JUL-92 17:40:56
 POINT ID: VIATKA-16/1P 4200 DESC: RPM: 4200
 WINDOW: HANNING LINES: 400 AVER: 8 FREQ: 0 - 100 Hz
 DETECT: PEAK TO PEAK RPM: 4200 THRESHOLD: 0.0350 UNITS: bar



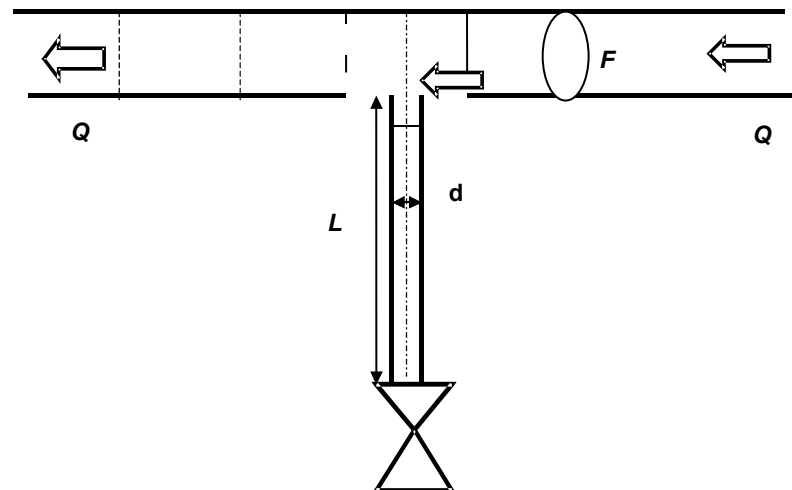
Характерным признаком вибрации этого типа является проявление ее на частоте

$$f_{20} = (2N-1)c/4L \quad (5.2)$$

где $N=1,2,3,\dots$; c – скорость звука в газе в данном режиме эксплуатации; L - длина трубопровода от тройникового соединения до заглушенного конца.

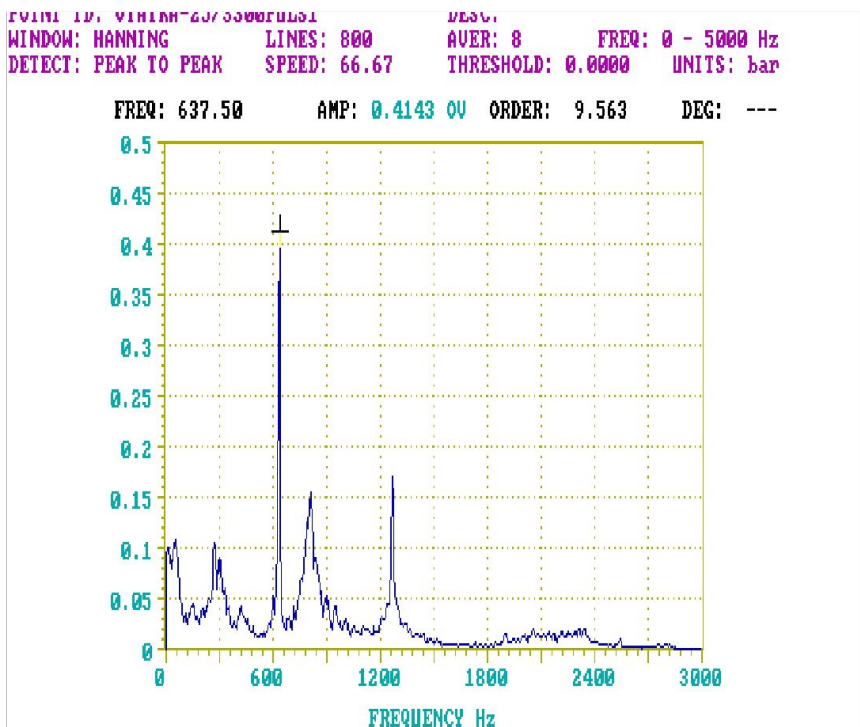
Условием возникновения такой вибрации является выполнение соотношения:

$$0,25 Q/Fd < f_{20} < 0,5 Q/Fd \quad (5.3)$$



Q - объемный расход газа протекающий через тройник; F – площадь поперечного сечения основной трубы тройника, d - диаметр заглушенного трубопровода. Вибрация проявляется, как правило, на первой форме ($N=1$) и намного реже – на второй ($N=2$).

15.2. Высокочастотная вибрация труб высокорасходных центробежных нагнетателей.



Амплитуды пульсаций давления на основных составляющих спектров при резонансных условиях могут достигать 0,1-0,15 Мпа, а вибрации до 100мм/с. Безусловно, этот механизм возмущения высокочастотных колебаний является наиболее распространенным и наиболее сильным.

•К типу **А** относятся вынужденные колебания потока газа, возмущаемые работой роторно-лопаточного аппарата нагнетателя. Этот вид возмущения пульсации давления газа наиболее ярко проявляется (из-за более высокого уровня возмущений) в трубопроводах нагнетания и рециркуляции при работе нагнетателя при малых степенях сжатия (менее 1,3). Вместе с тем при определенных режимах эксплуатации, возмущение, так называемыми «лопаточными частотами», может возникать и на трубопроводах всасывания. Пульсация давления газа при этом виде возмущения имеет стационарный узкополосный характер и представляется либо гармоническим спектром или спектром модулированных колебаний в диапазонах от нескольких сотен до трех тысяч Герц.

Характерной особенностью этого вида колебаний является жесткая зависимость частот спектральных составляющих пульсации потока от скорости вращения ротора нагнетателя.

$$f_n(\Gamma\Omega) = N_n K_n \frac{n}{60}$$

$N_n=1/2, 2/2, 3/2, 4/2, 5/2, \dots;$

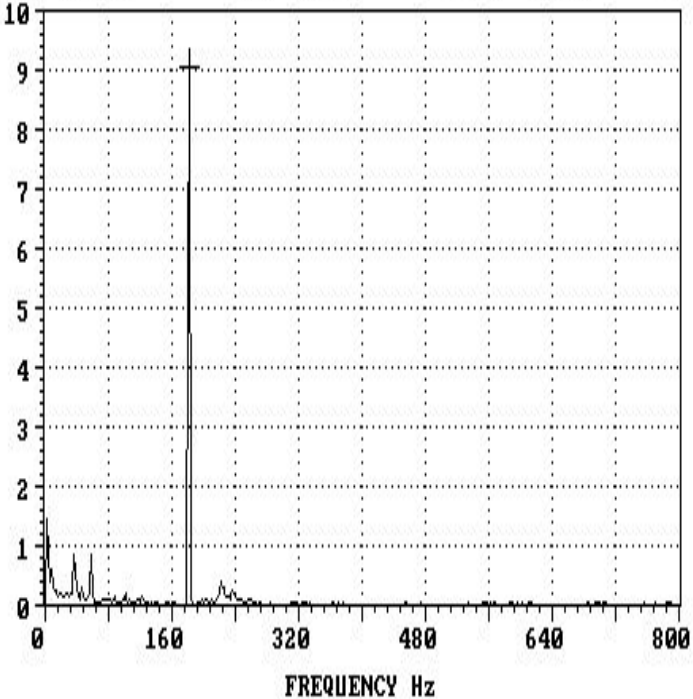
K_n - число лопаток нагнетателя;

$n=n_{\min} \dots n_{\max}$ - диапазон рабочих оборотов вала нагнетателя (об/мин)

• Ко **типу Б** механизмов возникновения высокочастотных колебаний потока следует отнести узкополосные автоколебания, возникающие в неоднородностях обвязки с малыми характерными размерами (соизмеримыми с размерами поперечного сечения трубы). К ним относятся отводы, люк-лазы, обратные клапаны и т.п. Возникновение такого вида пульсаций потока определяется скоростями протекания газа через неоднородности и его геометрическими размерами, составом и состоянием газа.

SET: 75 PERS TRASSA TYPE: FFT DATE: 17-AUG-99 13:18:44
POINT ID: 10 3 +00G DESC:
WINDOW: HANNING LINES: 800 AVER: 5 FREQ: 0 - 800 Hz
DETECT: RMS SPEED: 3600.00 THRESHOLD: 0.0000 UNITS: mm/sec

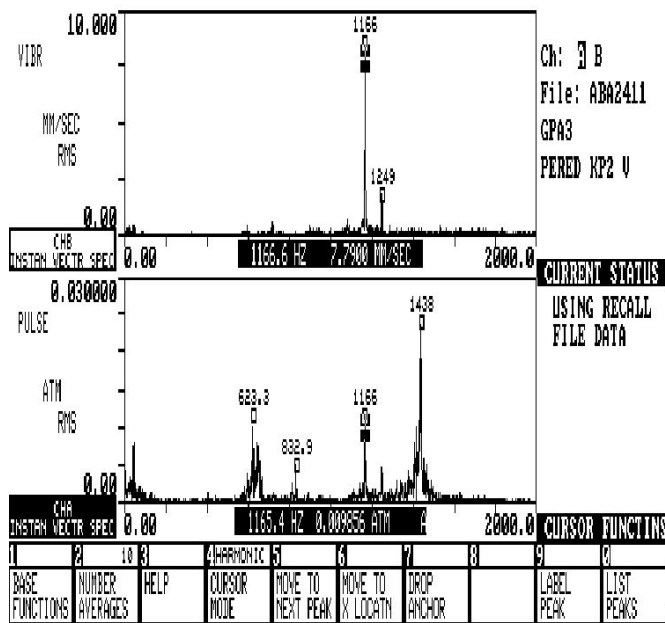
FREQ: 182.00 AMP: 9.0694 ORDER: 0.051 DEG: ---



Характерной особенностью таких колебаний, которой можно воспользоваться как диагностическим признаком, является постоянство частоты вибрации оболочки независимо от частоты вращения ротора нагнетателя.

Частоты этих колебаний, в отличие от частот колебаний предыдущего вида не сдвигаются при изменении скоростного режима работы нагнетателя, а являются для данной геометрии, состава и состояния газа жестко установленными. Настройка и расстройка устойчивых резонансных колебаний является процессом, определяемым довольно узким диапазоном скорости звука в газе (в основном, при постоянном составе - функция температуры, а также в меньшей степени адиабаты и коэффициента сжимаемости), и физической длиной полости неоднородности. Амплитуды пульсации давления на основных составляющих спектра достигают значения от 0,001 до 0,03 Мпа, а вибрации до 50мм/с.

Тип В механизма вызывающий высокочастотные колебания газового потока в обвязке и вибрацию трубопровода, определяется широкополосными возмущениями скорости потока газа из-за турбулизации потока на стенках труб. Спектр таких возмущений представляет широкополосный шум в диапазоне частот от сотен до тысяч Гц. Если в диапазон этих шумов попадают собственные частоты газового потока в поперечном направлении, то пульсация давления в сечении трубопровода может многотысячекратно усиливаться (т.н. поперечный газодинамический резонанс).

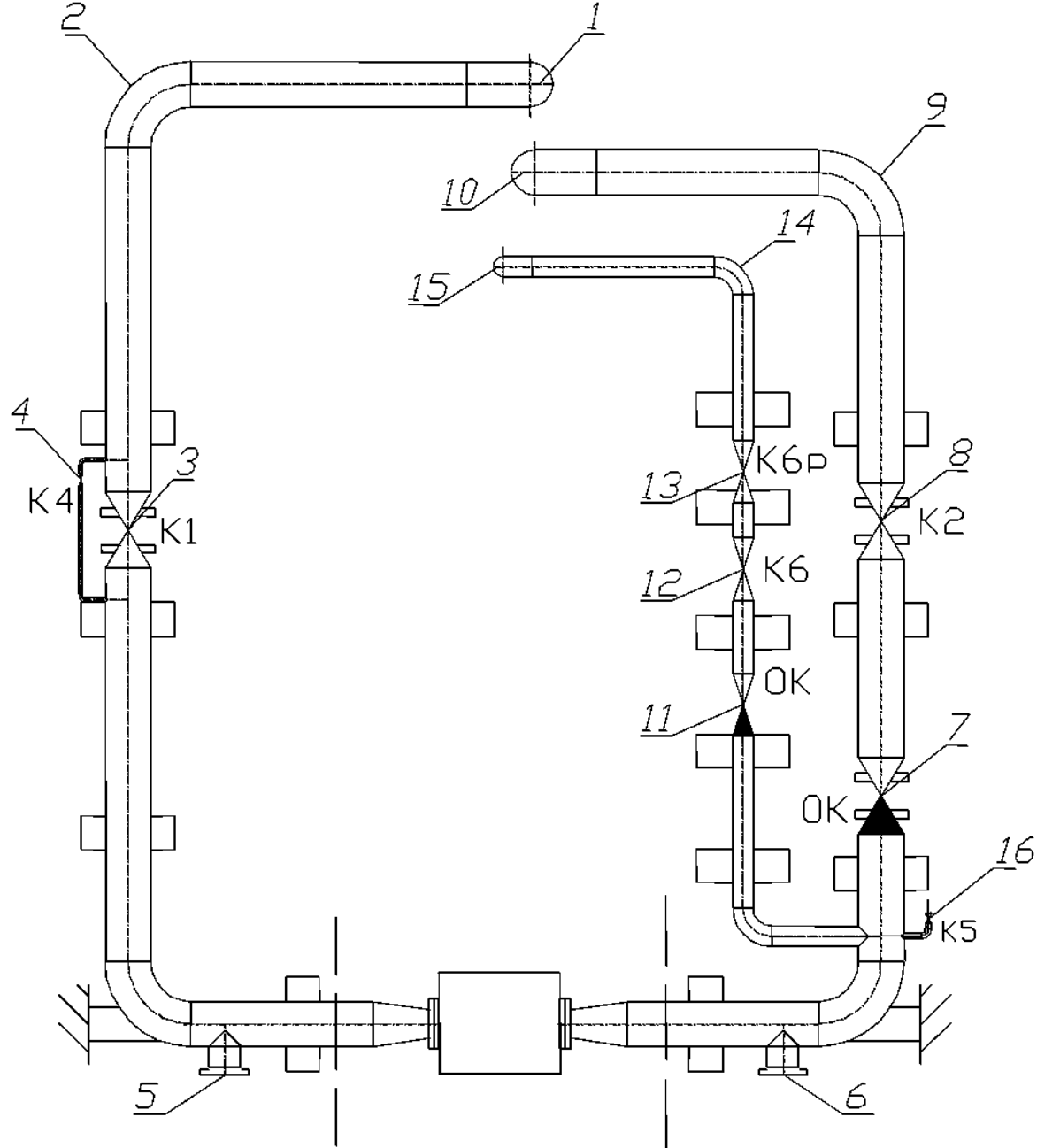


Спектр пульсации давления возникающих при этом механизме возмущения имеет неэквидистантный характер (неравномерно распределенный по шкале частот). Частотные составляющие имеют характерный размытый вид, частоты определяются внутренним диаметром трубы, составом и состоянием газа, они сдвигаются пропорционально изменению фазовой скорости газа (скорости звука в газе) и, как правило, не кратны частоте прохождения лопаток. По амплитуде они могут превосходить составляющие на «лопаточных» частотах. Такой характер возмущения потока газа и оболочки труб, наиболее ярко проявляется на рециркуляционных трубах при режимах рециркуляции, но также при определенных качествах внутренней поверхности труб и расходных характеристиках нагнетателя могут возникать в трубопроводах всасывания и нагнетания высокорасходных нагнетателей. Скорость потока газа, при которой начинается турбулизация потока, выражается формулой

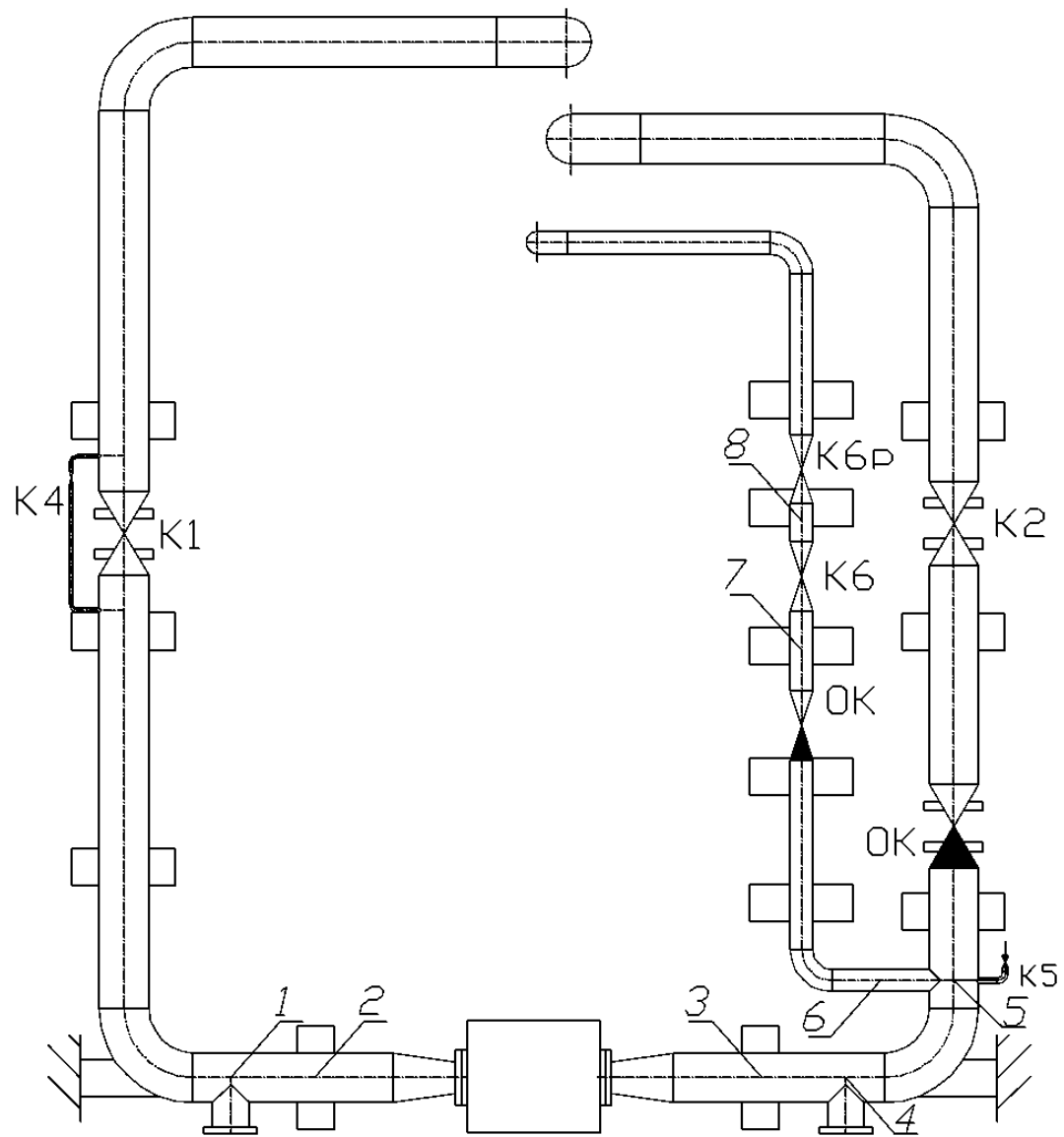
$$W_{\text{кр}} = 26,9 \nu / \Delta^* \cdot 1,143 D_{\text{вн}}$$

где ν – кинематическая вязкость газа, Δ^* - относительная шероховатость внутренней поверхности трубы, $D_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр трубы.

Важно отметить, что источником пульсации давления является вся труба, а не некоторый сосредоточенный узел типа местной неоднородности. Поэтому, при таком типе автогенерации колебаний потока газа, затухания по длине трубы, в пределах которой сохраняются вышеуказанные условия, не происходит, а высокочастная вибрация может возникнуть на довольно значительном удалении от нагнетателя. На приведенной спектрограмме пульсация давления на частотах 623,3 и 1438 Гц вызвана поперечным газодинамическим резонансом.

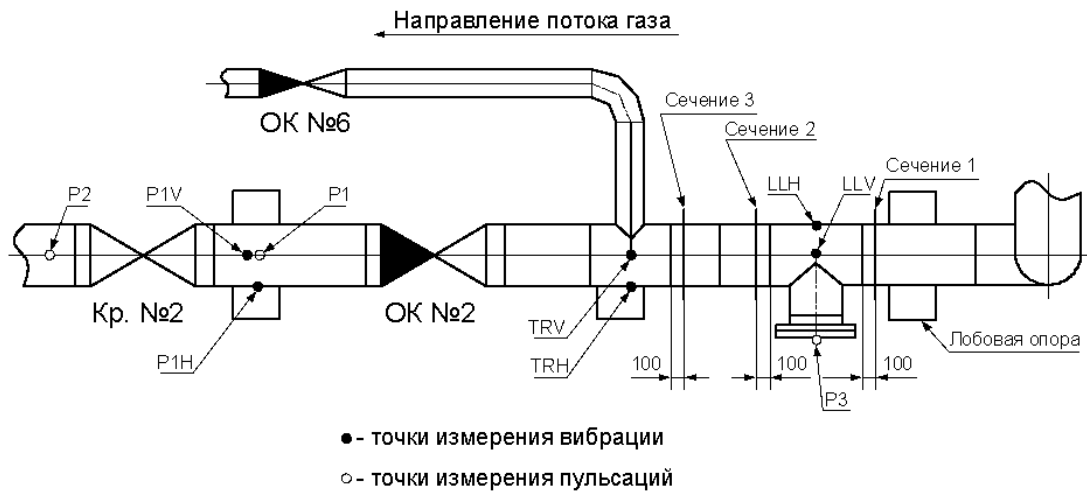
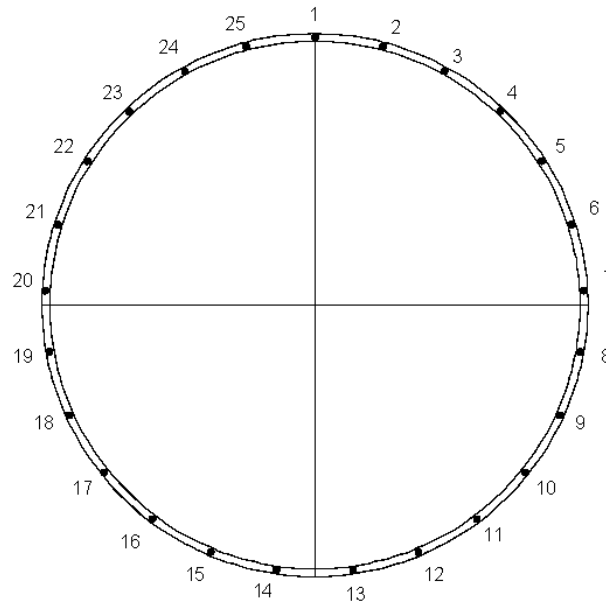


Пример схемы точек измерений НЧ вибрации



Пример схемы точек измерений ВЧ вибрации

Сечения 1,2,3
(Вид против направления потока газа)



Пример схемы точек измерения вибрации и пульсации давления газа при исследованиях ВЧ колебаний выходного трубопровода

DETECT: RMS

SPEED: 93.32

THRESHOLD: 0.0500

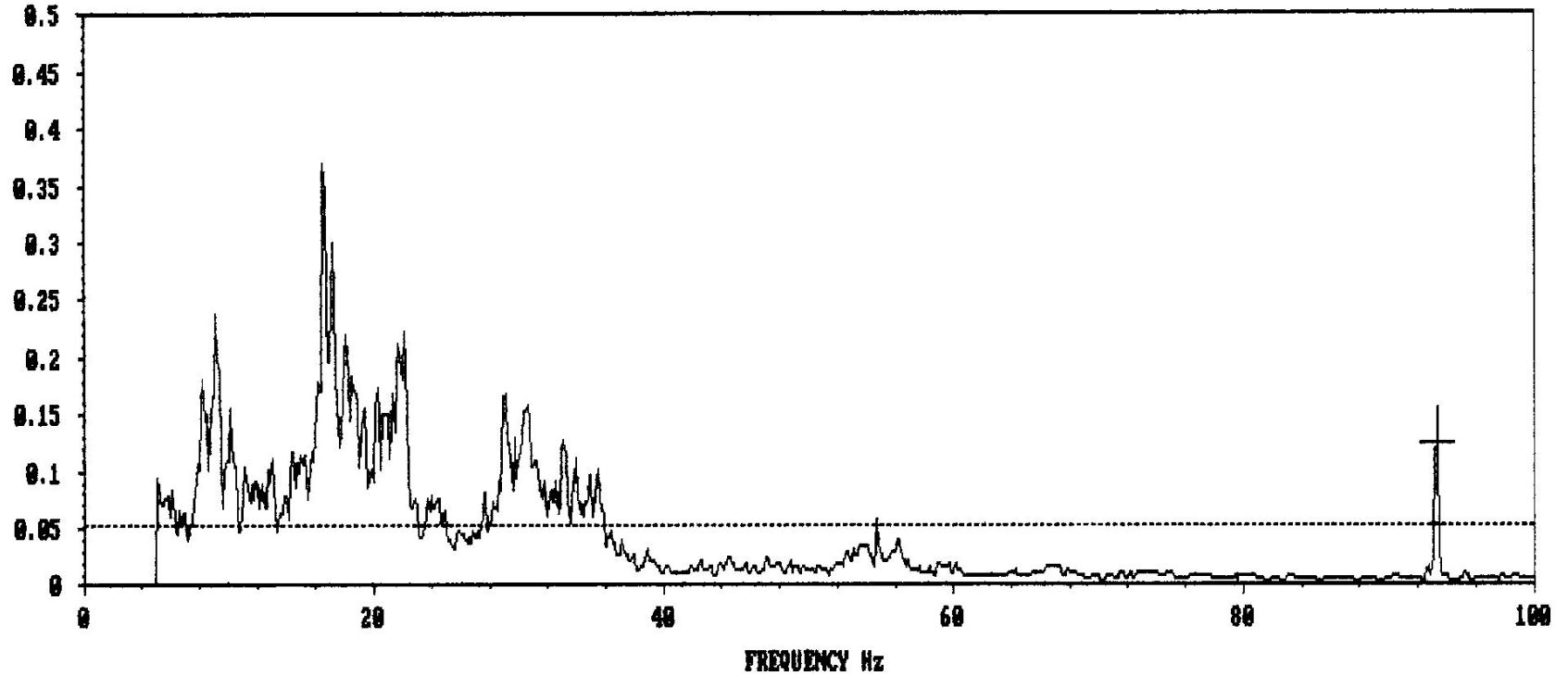
UNITS: mm/sec

FREQ: 93.38

AMP: 0.1236

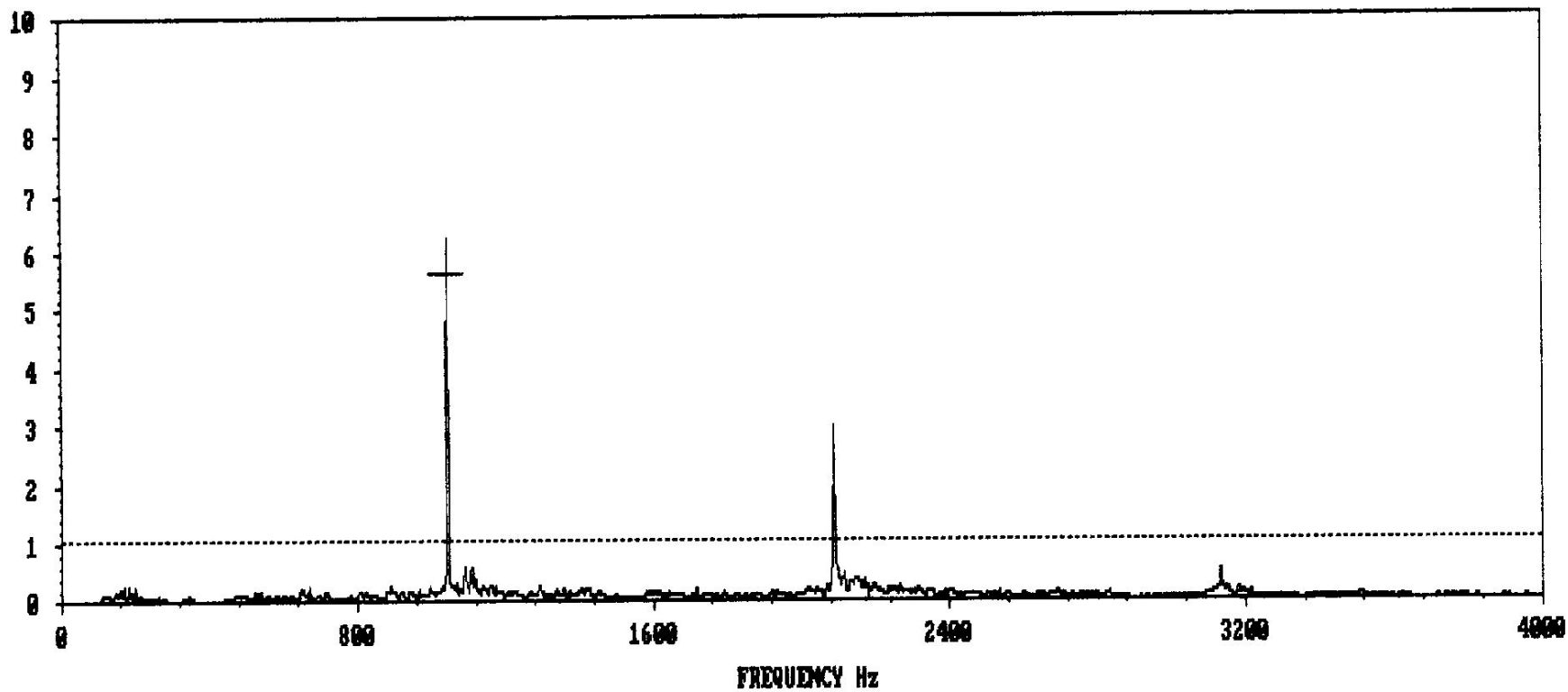
ORDER: 1.001

DEG: ---



НЧ спектр вибрации бездефектного состояния.
Вибрация крана №2 ГТН-16 в поперечном направлении

DETECT: RMS SPEED: 74.60 THRESHOLD: 1.0000 UNITS: mm/sec
FREQ: 1045.00 AMP: 5.5983 ORDER: 14.008 DEG: ---



ВЧ спектр вибрации бездефектного состояния.
Вибрация трубы линии нагнетания у лобовой опоры.

DETECT: RMS

RPM: 3600

THRESHOLD: 25.0000

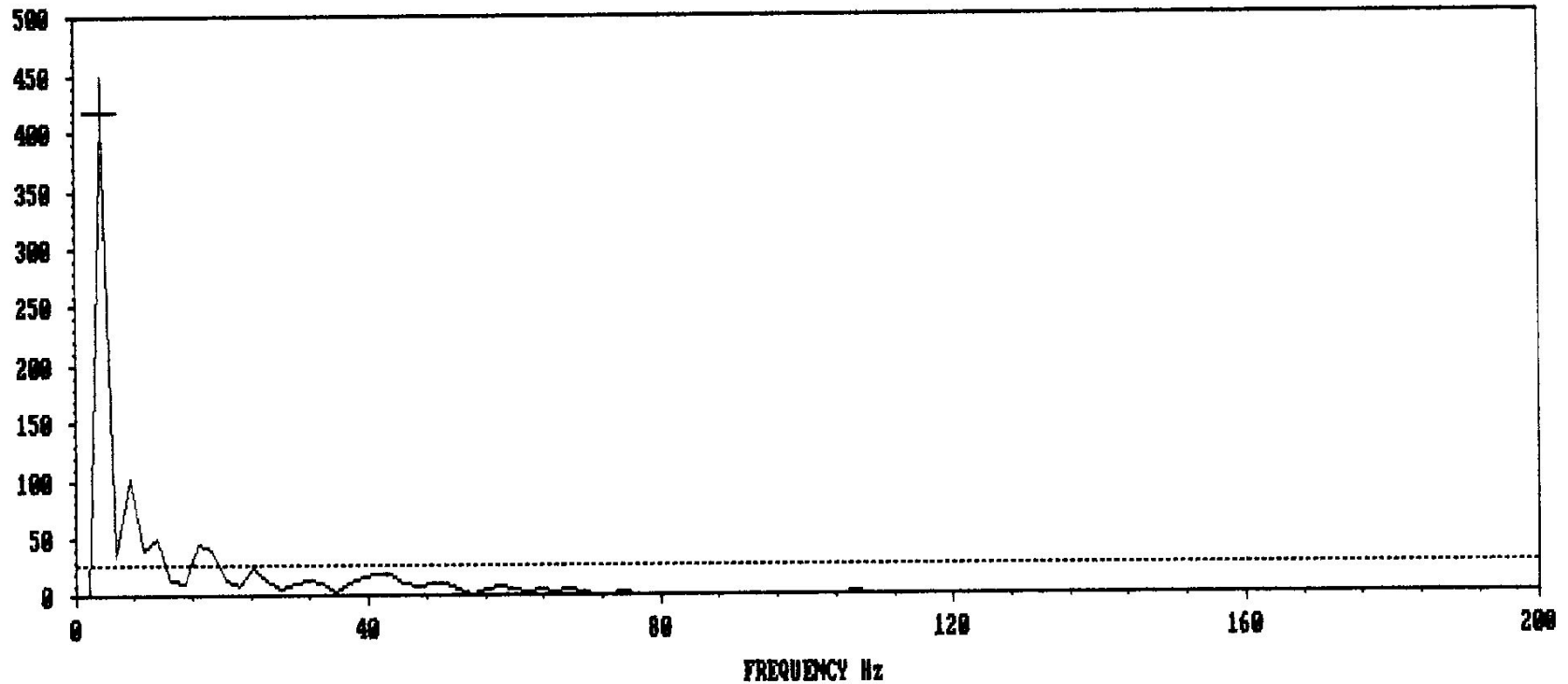
UNITS: mm/sec

FREQ: 3.75

AMP: 415.36

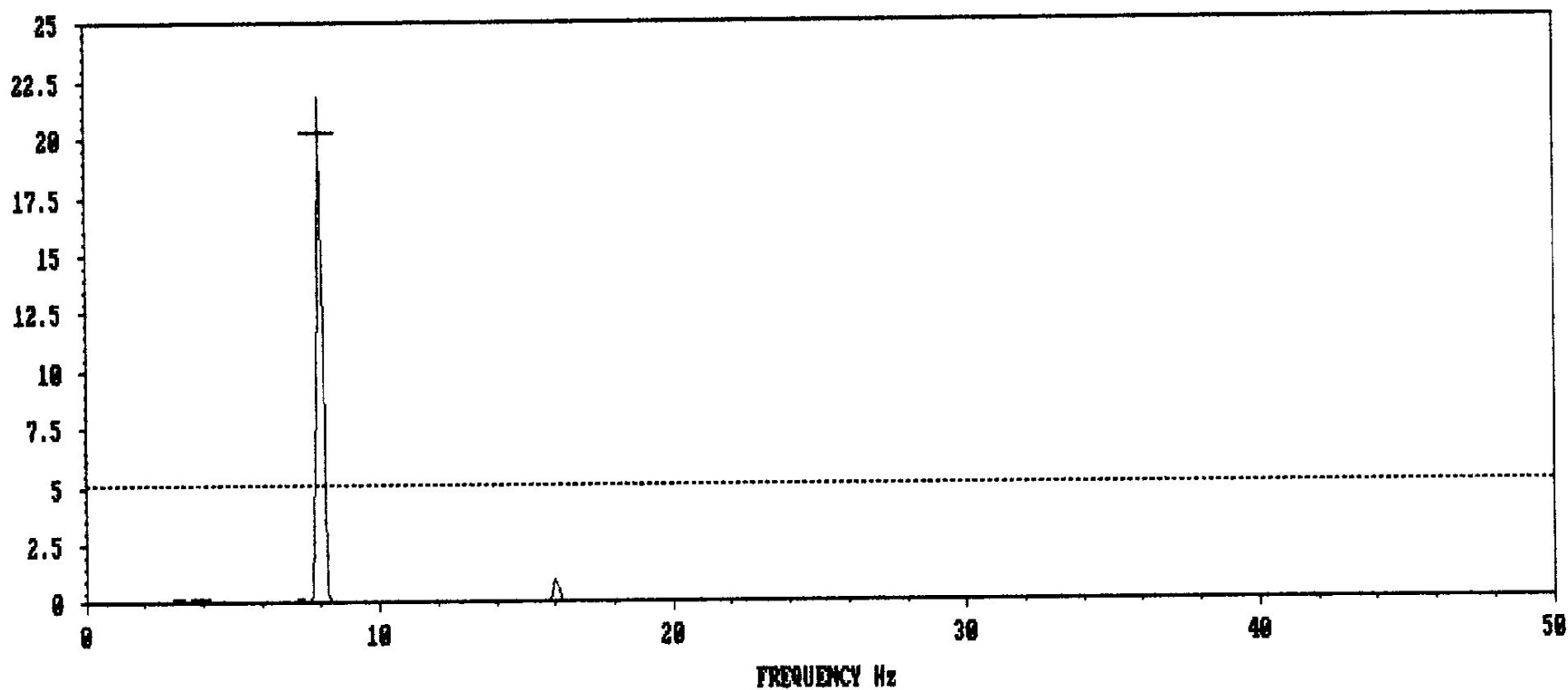
ORDER: 0.063

DEG: ---



Характерный НЧ спектр вибрации брака измерений на трубе при перегрузке датчика из-за высокочастотной вибрации или акустического шума; из-за микроотрывов магнитного крепления.

DETECT: RMS SPEED: 0.00 THRESHOLD: 5.0000 UNITS: mm/sec
FREQ: 8.00 AMP: 20.141 ORDER: --- DEG: ---



НЧ спектр "тупиковой" вибрации закрытого крана №1
в поперечном направлении

DETECT: RMS

SPEED: 0.00

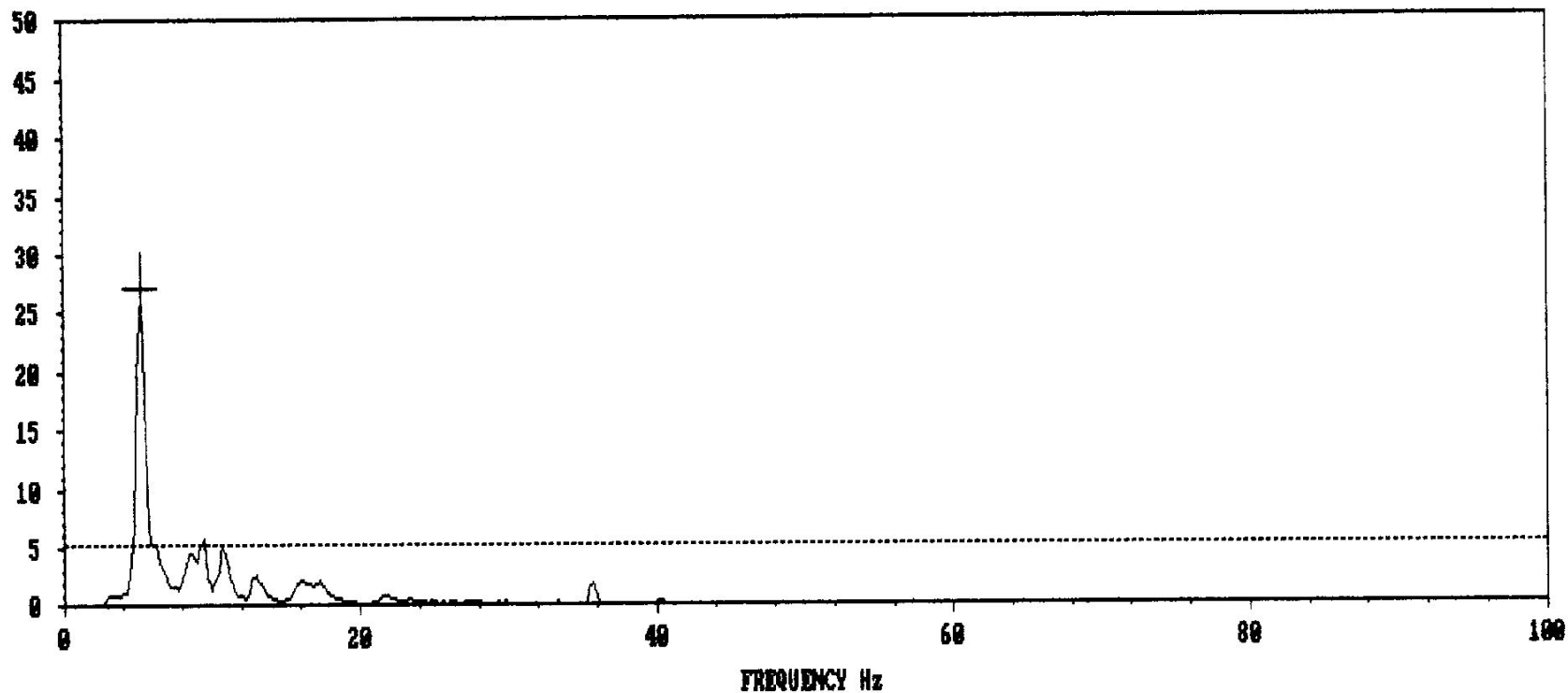
THRESHOLD: 5.0000

UNITS: mm/sec

FREQ: 5.25

AMP: 27.024

ORDER: --- DEG: ---



НЧ спектр резонансной вибрации надземного коллектора рециркуляции
из-за плохих опор

DETECT: RMS

RPM: 3274

THRESHOLD: 1.0000

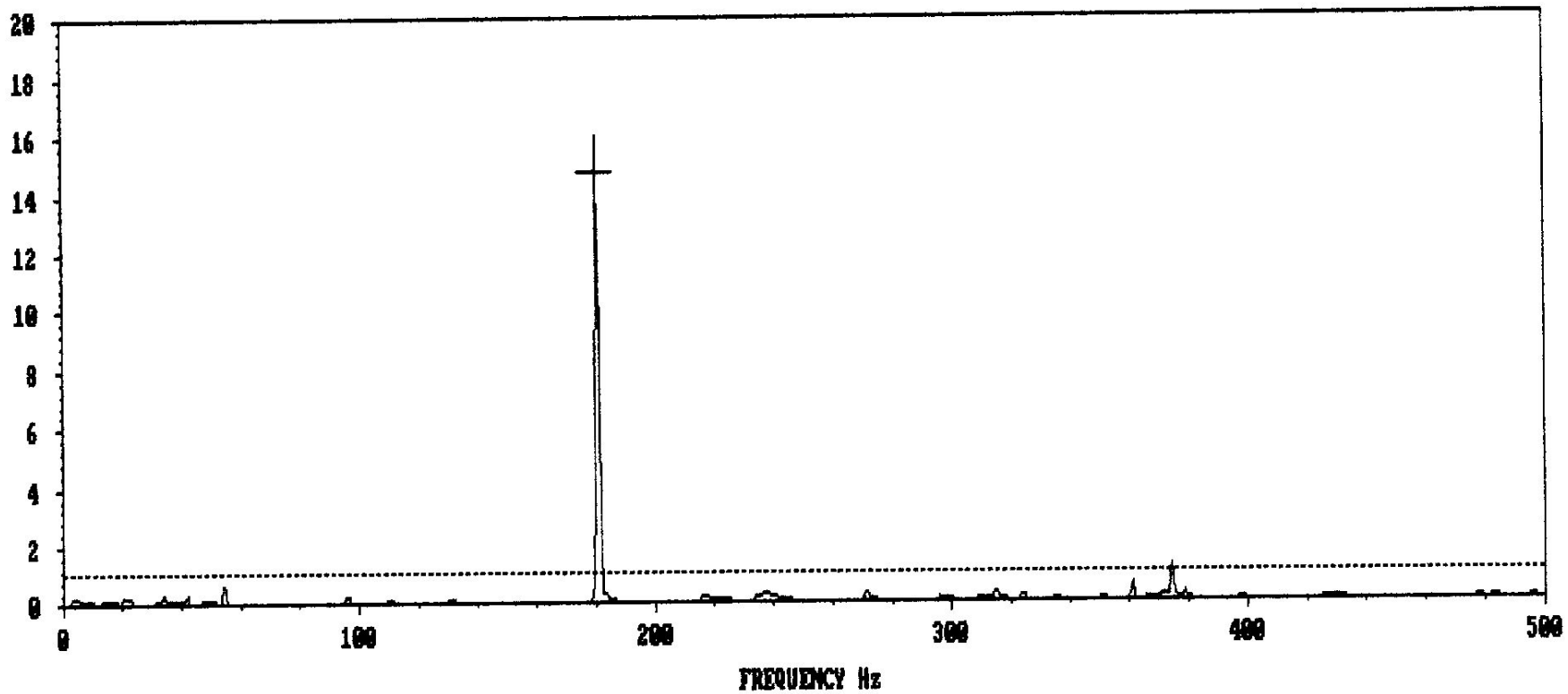
UNITS: mm/sec

FREQ: 180.63

AMP: 14.712

ORDER: 3.310

DEG: ---



Спектр вибрации при генерации колебаний газа в люк-лазе (или нагнетателе) ГТК-25И

DETECT: RMS

SPEED: 0.00

THRESHOLD: 0.5000

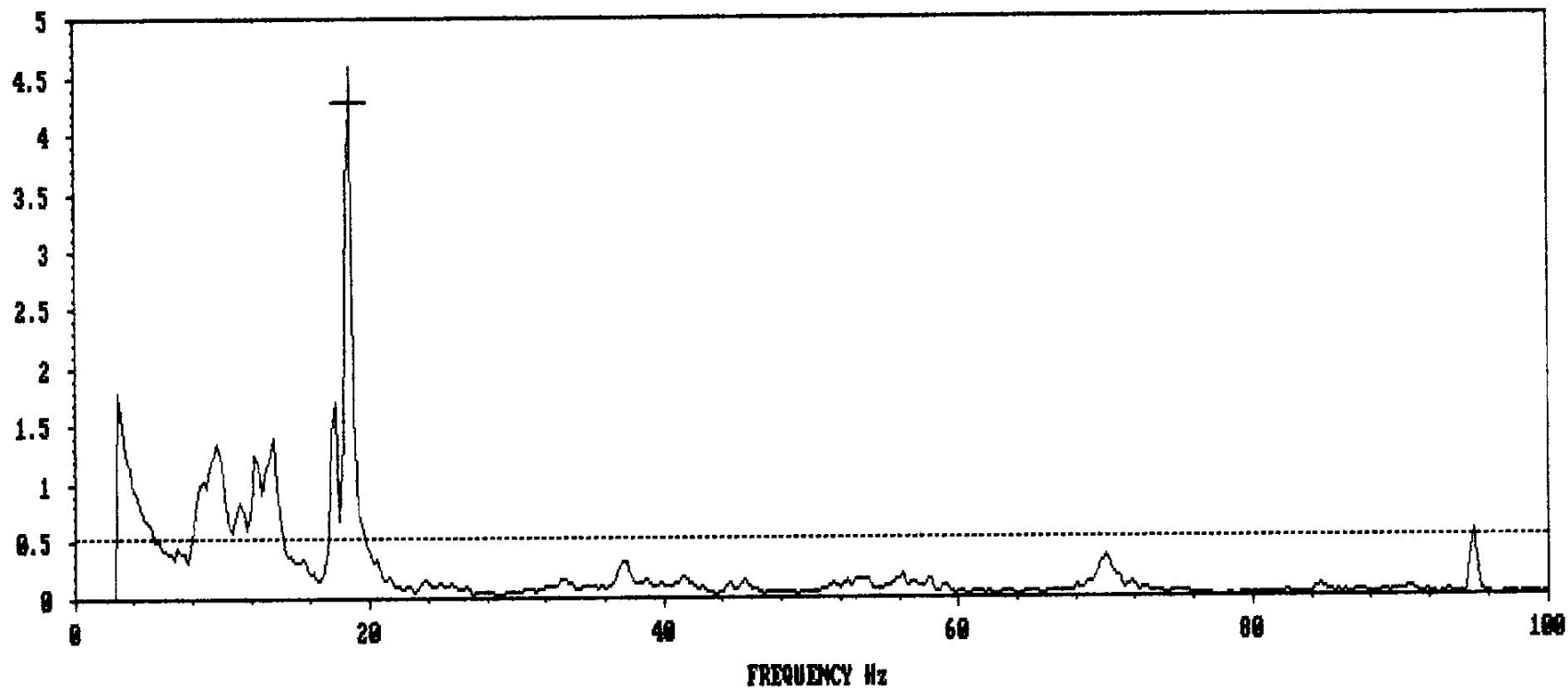
UNITS: mm/sec

FREQ: 18.75

AMP: 4.2548

ORDER: ---

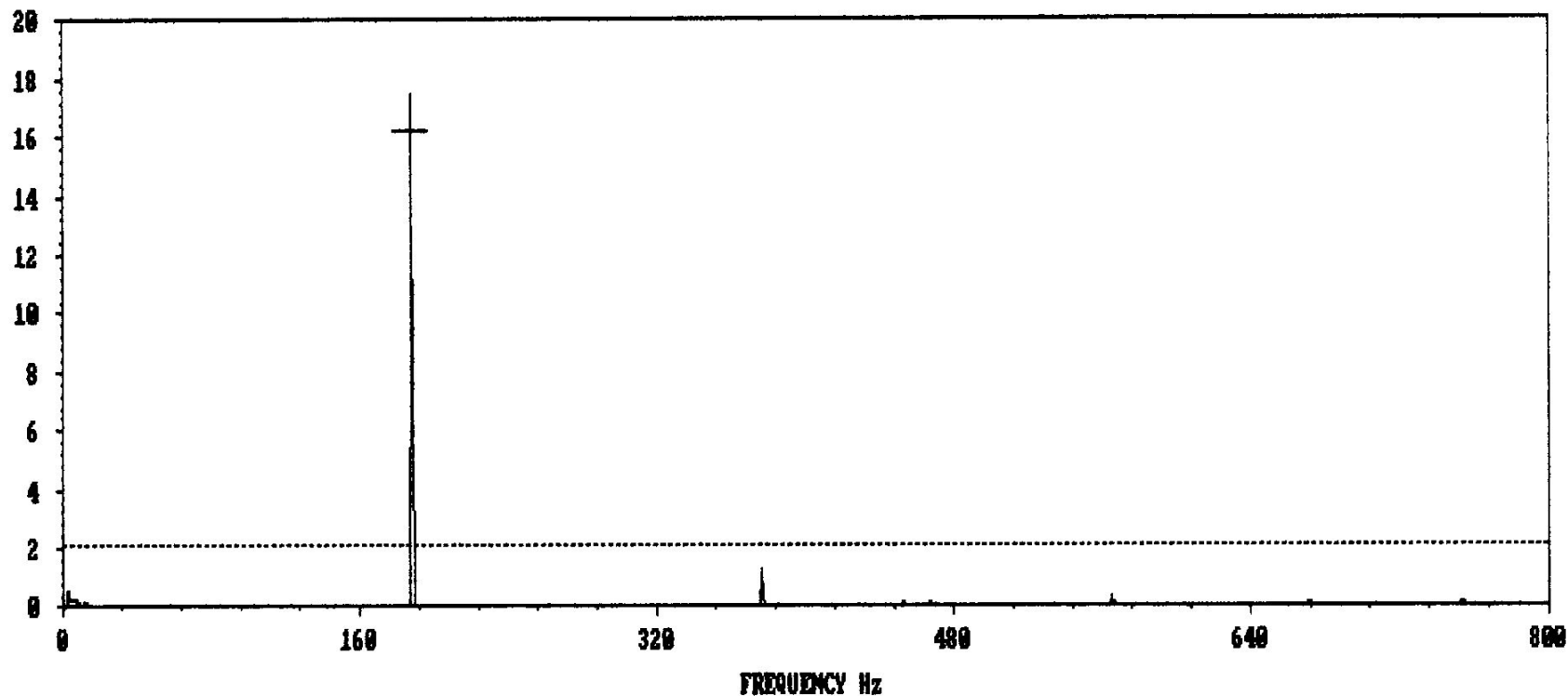
DEG: ---



НЧ спектр вибрации на выходном люк-лазе
при генерации в нагнетателе колебаний газа типа "вращающийся срыв"

DETECT: RMS SPEED: 188.43 THRESHOLD: 2.0000 UNITS: mm/sec

FREQ: 188.50 AMP: 16.137 ORDER: 1.000 DEG: ---



Спектр вибрации трубы линии нагнетания между ЦБН и краном №2 при дефекте проточной части нагнетателя (побиты лопатки колеса)

DETECT: RMS

SPEED: 60.00

THRESHOLD: 4.0000

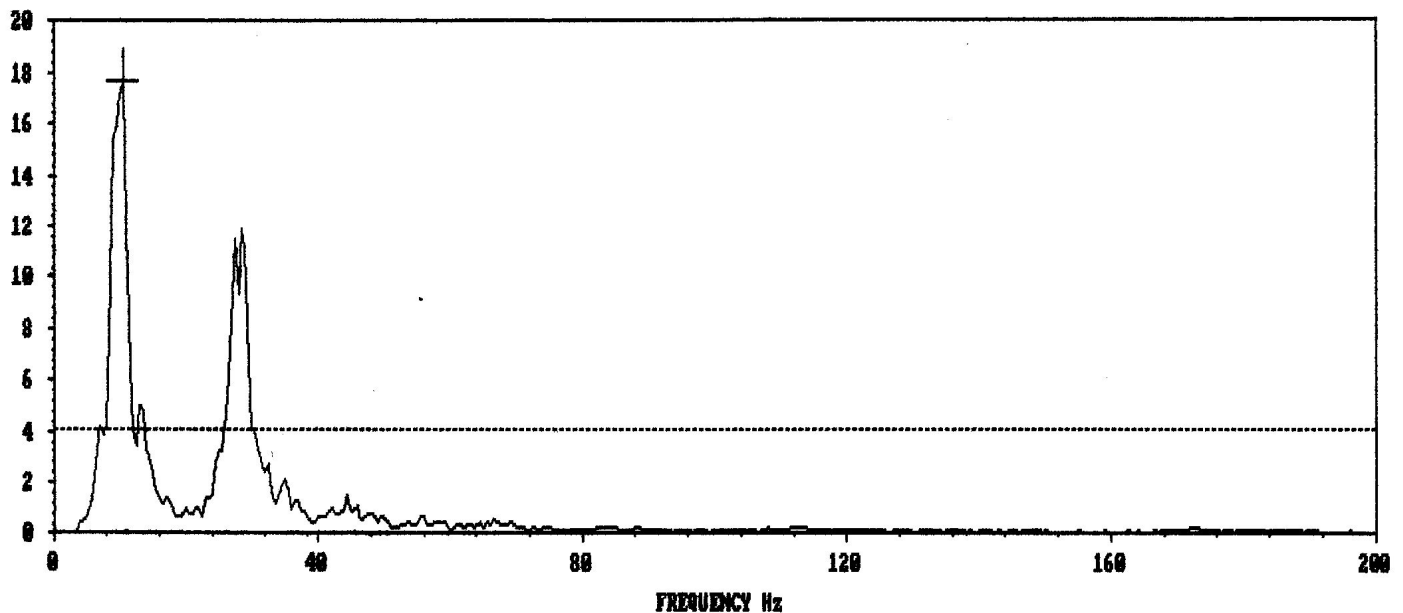
UNITS: mm/sec

FREQ: 10.50

AMP: 17.526

ORDER: 0.175

DEG: ---



Спектр НЧ вибрации линии крана 3-бис при генерации колебаний в тройнике ее подключения к линии крана №6 и работе ГПА в рециркуляционном режиме

DETECT: RMS

RPM: 3771

THRESHOLD: 1.0000

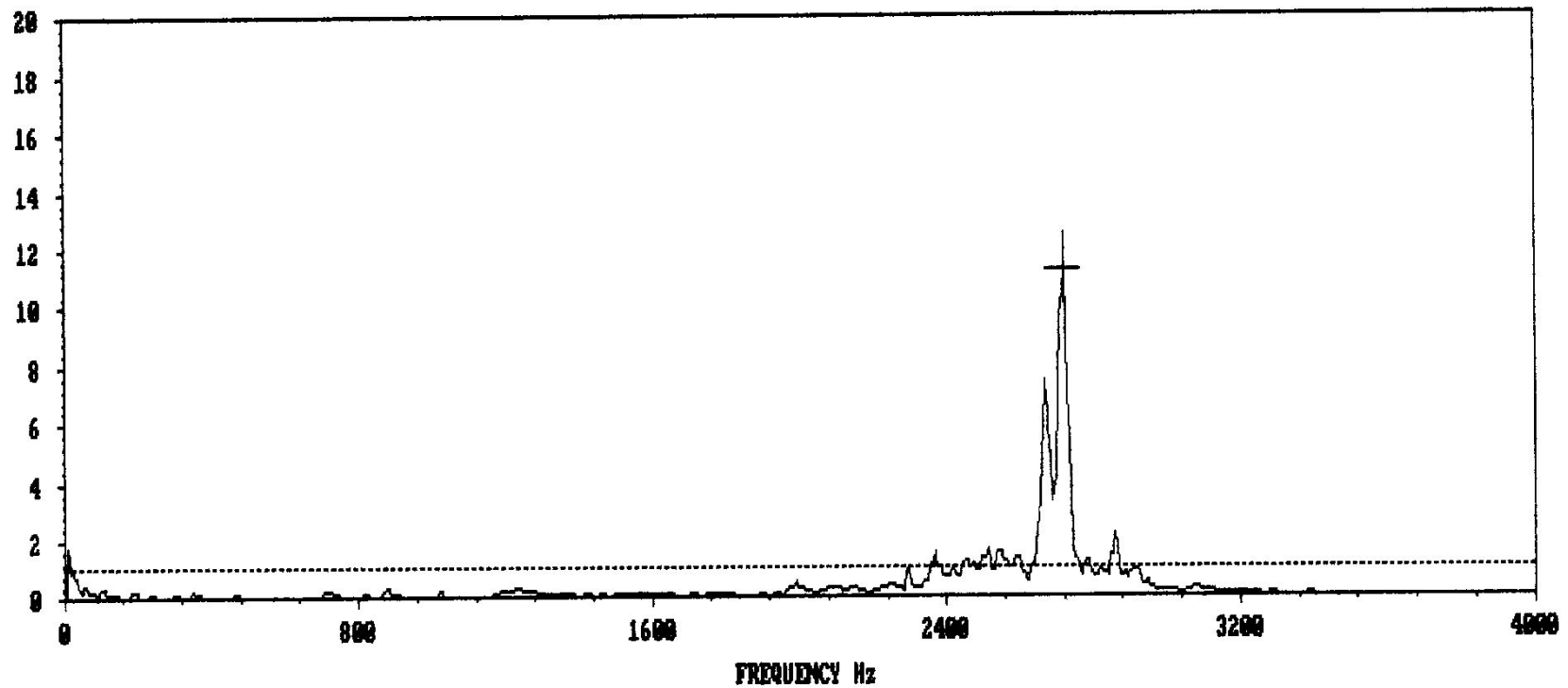
UNITS: mm/sec

FREQ: 2720.00

AMP: 11.234

ORDER: 43.273

DEG: ---



ВЧ спектр вибрации участка трубы за ОК рециркуляции
при генерации колебаний газа в ОК

DETECT: RMS

RPM: 3265

THRESHOLD: 25.0000

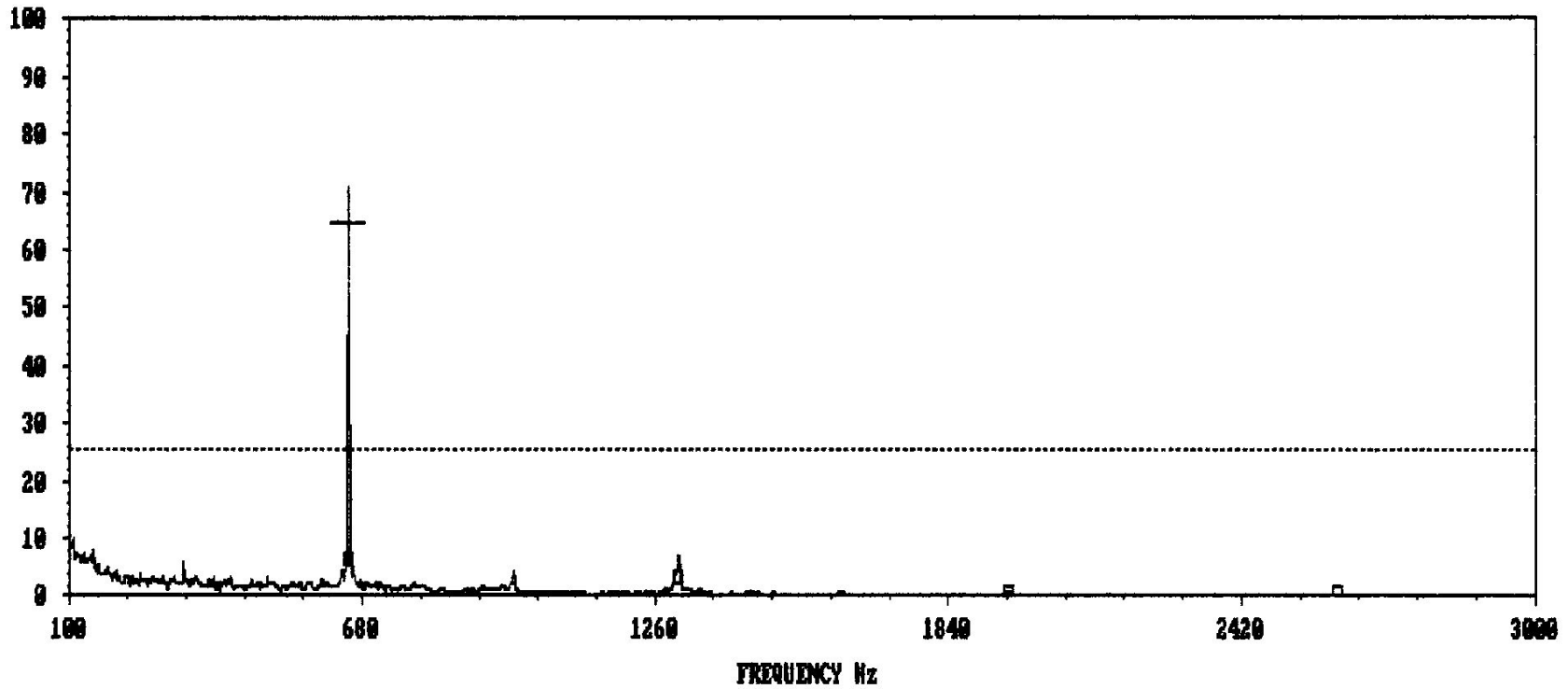
UNITS: mm/sec

FREQ: 652.50

AMP: 64.113

ORDER: 11.990

DEG: ---



Спектр вибрации трубы выходной линии у лобовой опоры ГТН-25
при работе в "вентиляторном режиме"

DETECT: RMS

SPEED: 80.23

THRESHOLD: 20.0000

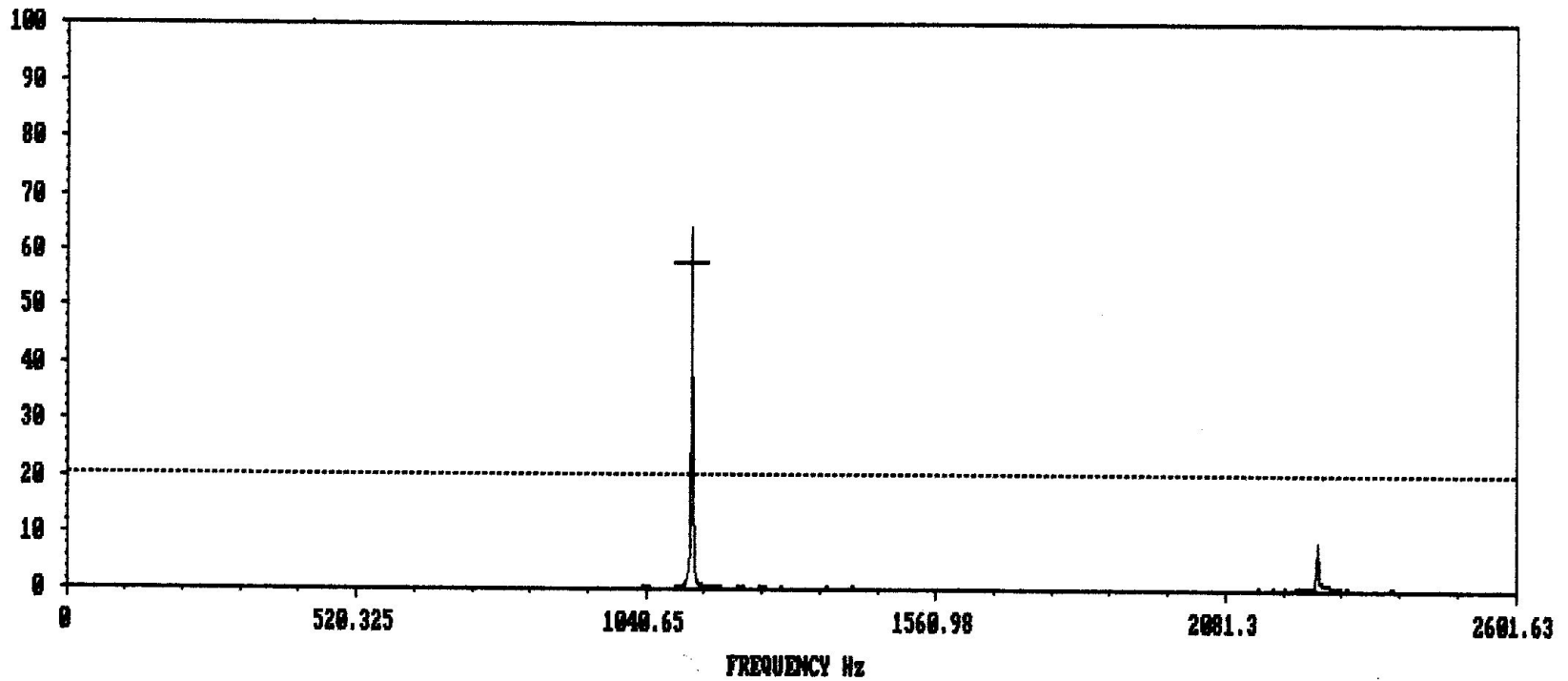
UNITS: mm/sec

FREQ: 1123.58

AMP: 57.405

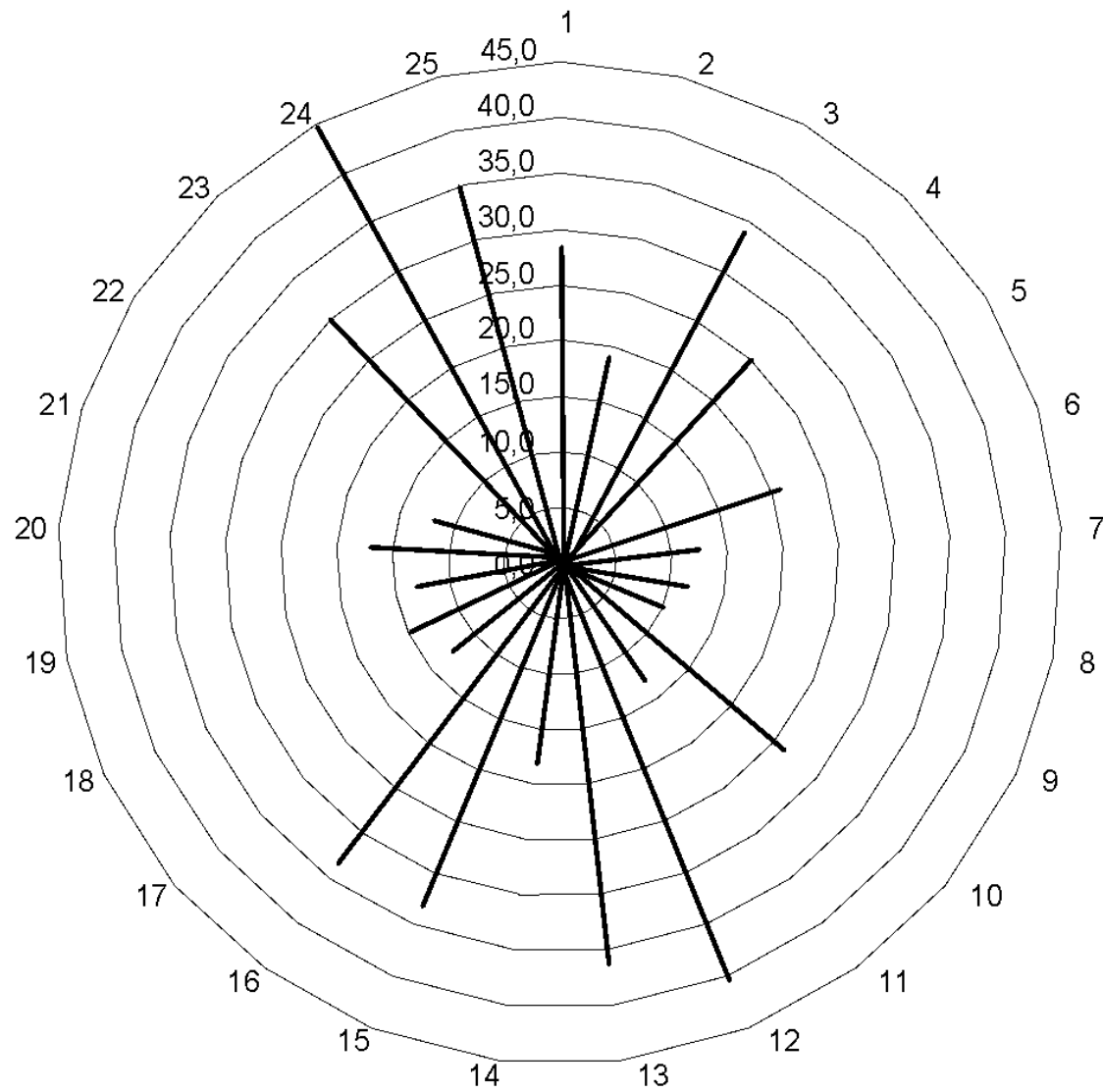
ORDER: 14.005

DEG: ---



Спектр вибрации в точке сечения на тройнике выходного люк-лаза
при конструктивном дефекте СПЧ нагнетателя

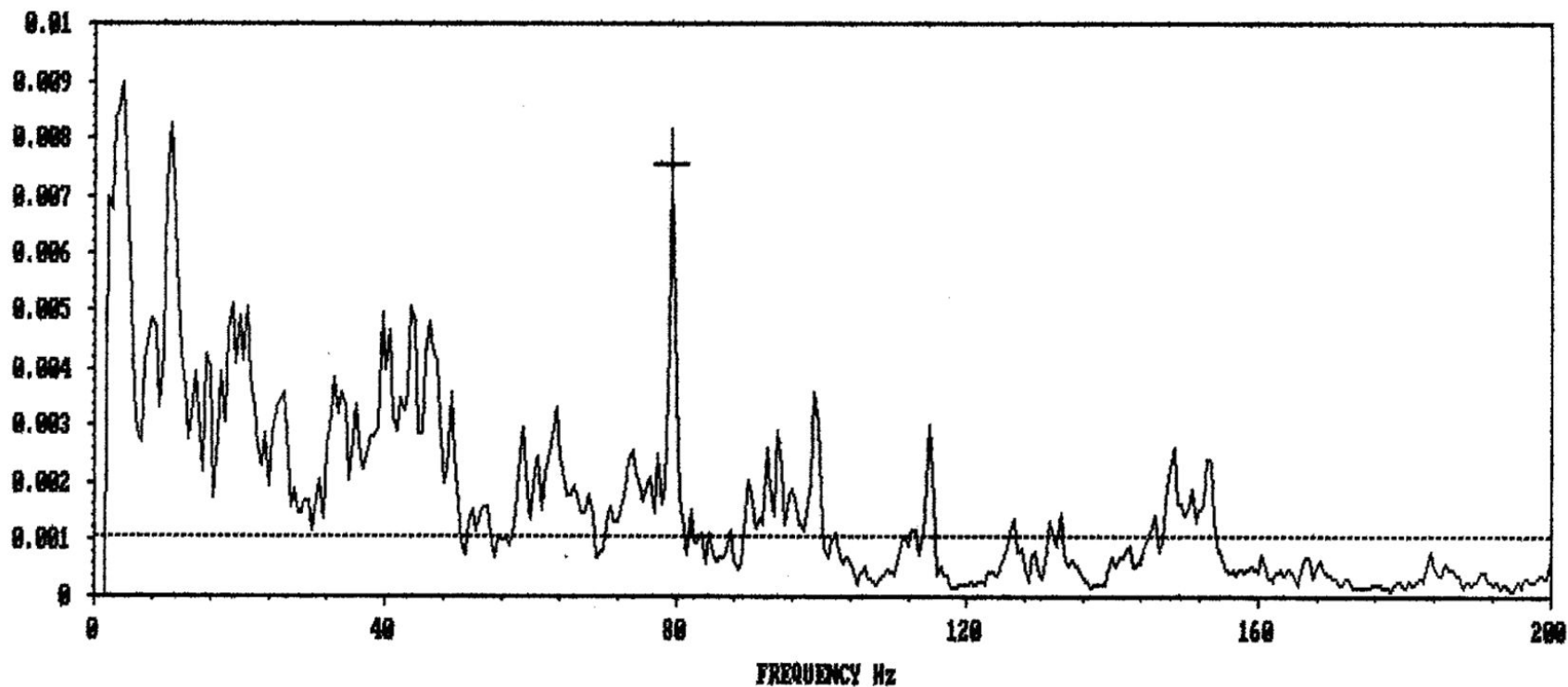
Сечение 2 Птн=4700 об/мин



Характерное распределение СКЗ «лопаточной» составляющей спектра ВЧ вибрации по точкам сечения

DETECT: PEAK TO PEAK SPEED: 79.44 THRESHOLD: 0.0010 UNITS: kg/cm²

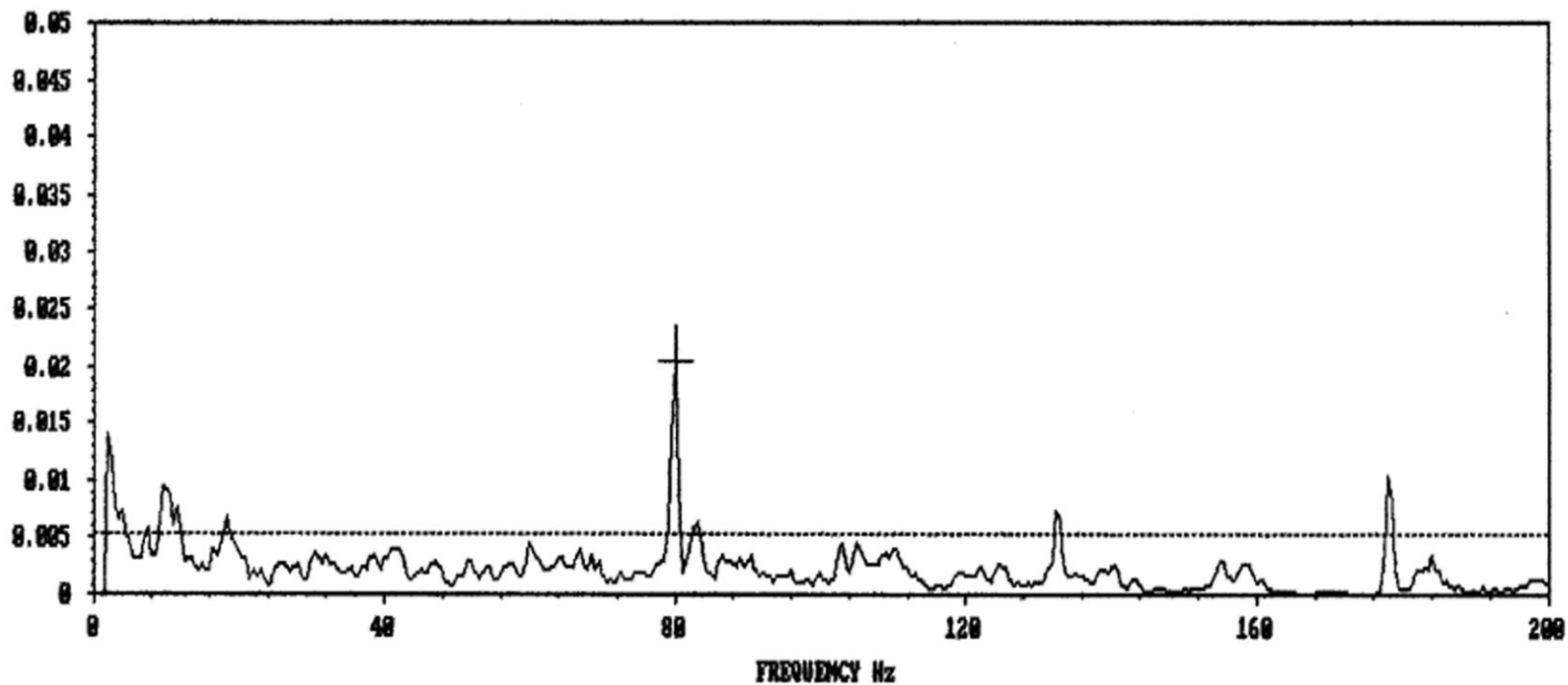
FREQ: 79.50 AMP: 0.0075 ORDER: 1.001 DEG: ---



Спектр НЧ пульсации давления у крана №2 работающего НЦ-16/76-1,44 (бездефектное состояние)

DETECT: PEAK TO PEAK SPEED: 79.89 THRESHOLD: 0.0050 UNITS: kg/cm2

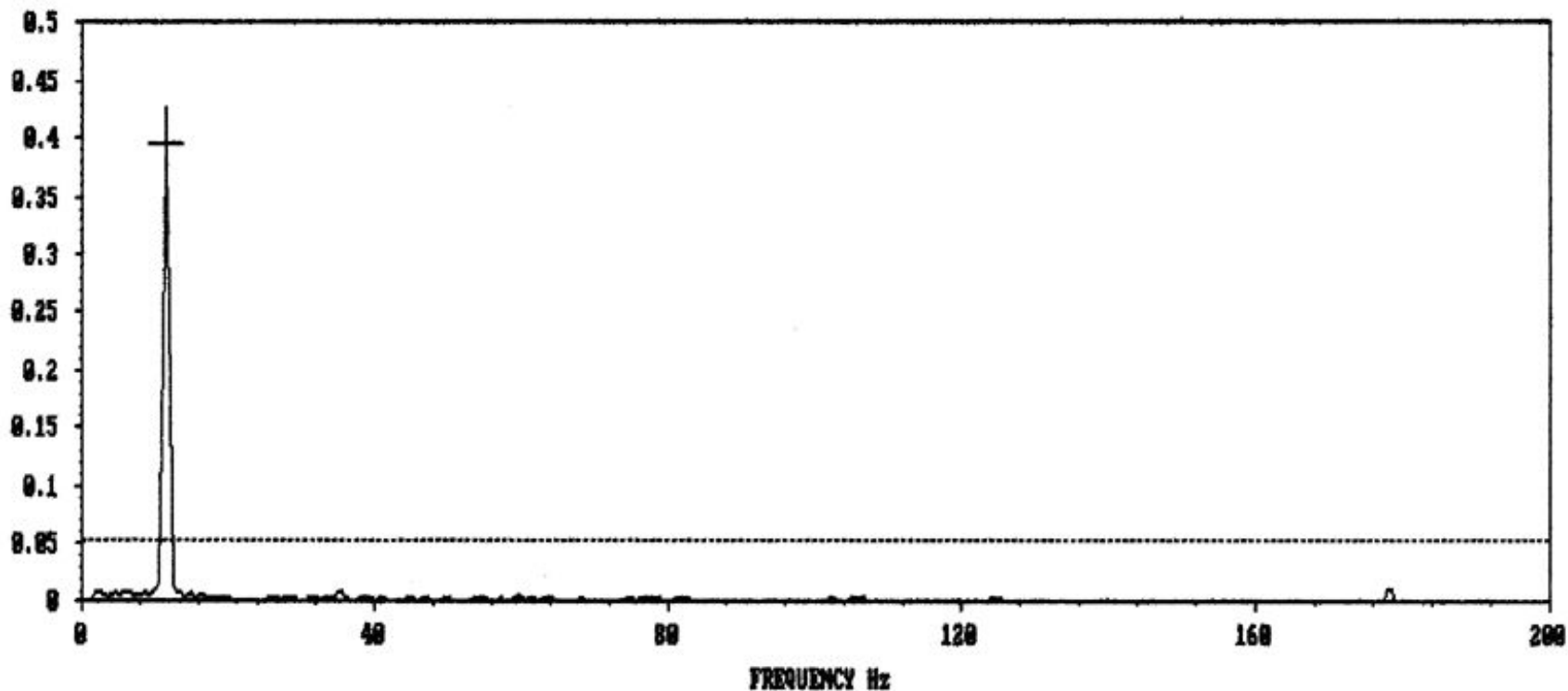
FREQ: 80.00 AMP: 0.0201 ORDER: 1.001 DEG: ---



Спектр НЧ пульсации давления у крана №1 работающего
НЦ-16/76-1,44 (бездефектное состояние)

DETECT: PEAK TO PEAK SPEED: 0.00 THRESHOLD: 0.0500 UNITS: kg/cm²

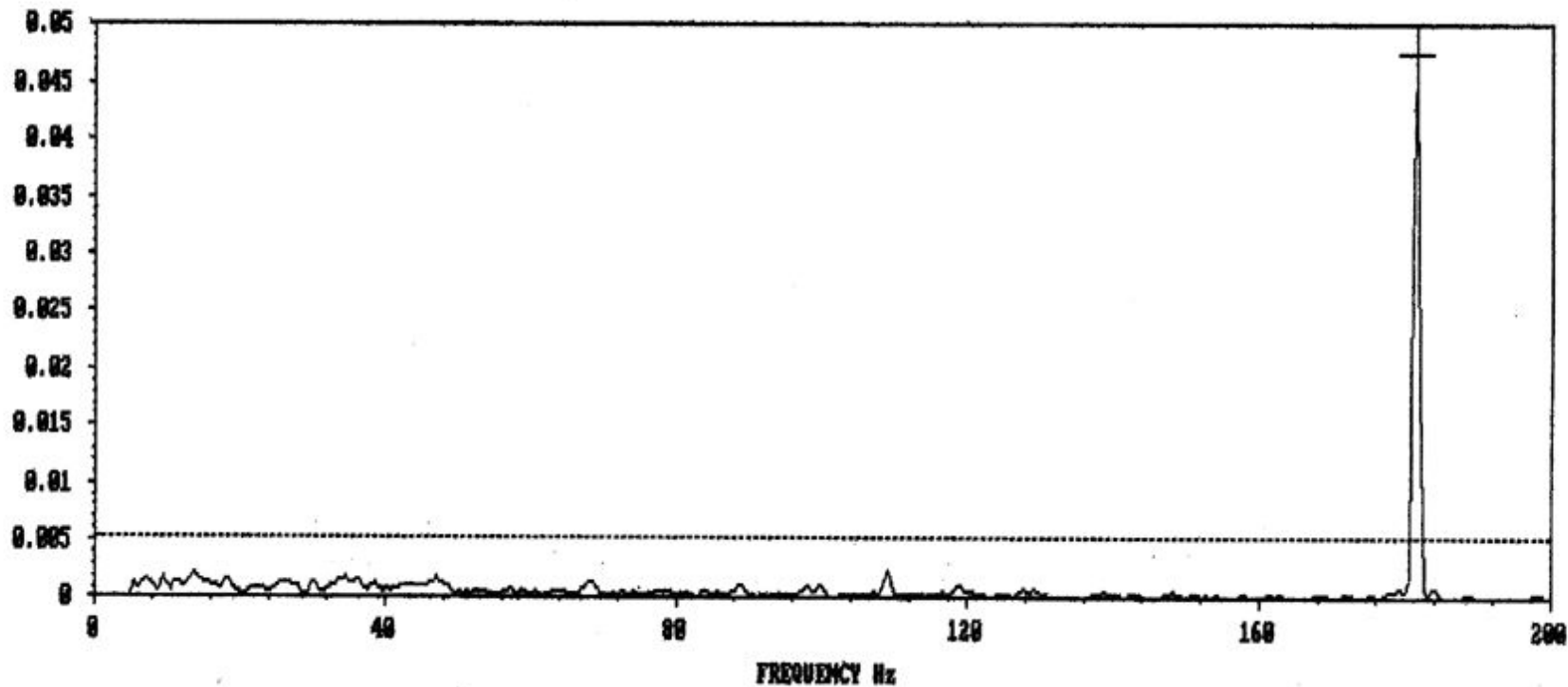
FREQ: 11.50 AMP: 0.3935 ORDER: --- DEG: ---



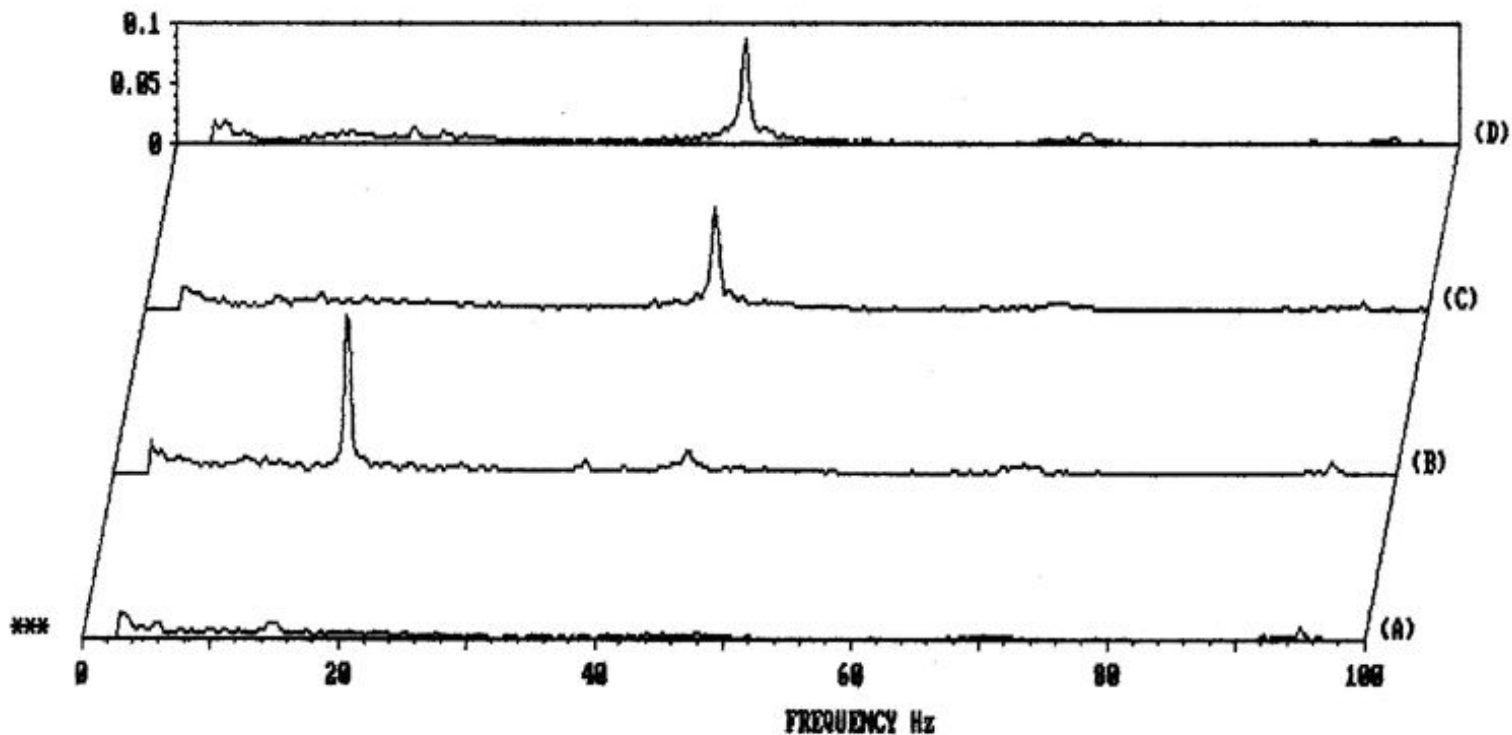
Спектр пульсации давления перед краном №1 неработающего
НЦ-16/76-1,44 («тупиковые» колебания)

DETECT: RMS SPEED: 68.27 THRESHOLD: 0.0050 UNITS: kg/sm²

FREQ: 181.50 AMP: 0.0472 ORDER: 2.659 DEG: ---



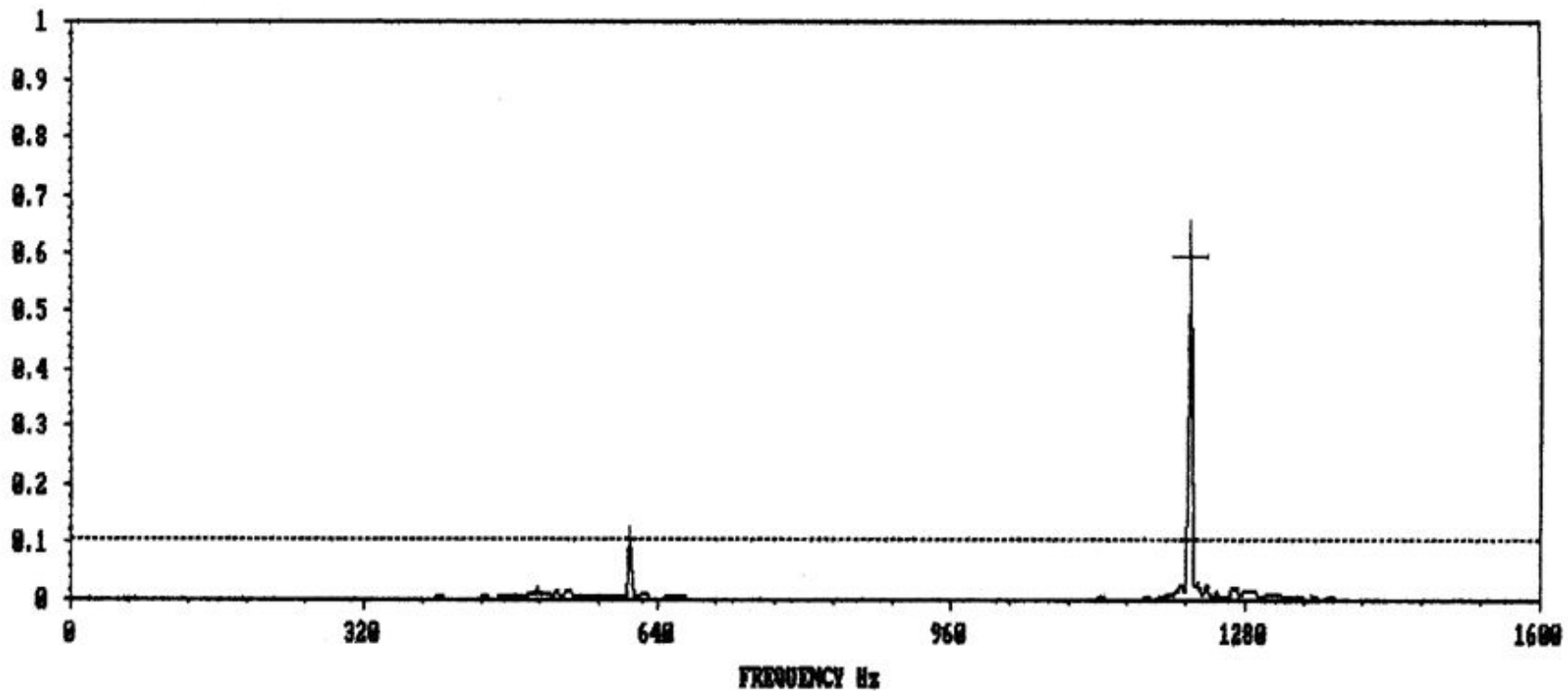
Спектр пульсации давления во входной линии ГТК-25И с нагнетателем PCL 804-2/36 («люк-лазовые» колебания)



Изменение спектров пульсации давления на выходе нагнетателя ГТН-16 при его работе в рециркуляционном режиме в зависимости от степени открытия РК: (А) – 72%; (В) – 70%; (С) – 68%; (D) – 67% (колебания типа «вращающийся срыв»)

DETECT: PEAK TO PEAK SPEED: 50.85 THRESHOLD: 0.1000 UNITS: V

FREQ: 1220.00 AMP: 0.5877 ORDER: 23.994 DEG: ---



Спектр ВЧ пульсации давления на выходе нагнетателя 650-22-2 ГТН-25
(высокий уровень «лопаточных» колебаний)

